



T
697.932
C.446

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería en Mecánica



**"Cálculo y Diseño del Sistema de Climatización
del nuevo Edificio de la Casa de la Cultura
Núcleo del Guayas"**

TESIS DE GRADO

Previa a la Obtención del Título de

INGENIERO EN MECANICA

Presentado por:

CARLOS CESAR CALDERON ALVAREZ

Guayaquil

Ecuador

AÑO

1992

AGRADECIMIENTO



Al Ing. Eduardo Donoso Pérez, Director de mi Tesis, por su acertada e incondicional ayuda, colaboración y dirección para la realización de este trabajo.

Al Ing. Gabriel Luque, compañero y amigo, por su asesoramiento en la realización de este trabajo.

A mis padres, forjadores de mi vida, por su confianza y apoyo.

DEDICATORIA

A mis padres

A mis abuelos

A mi hermana






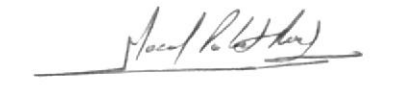
Ing. Nelson Cevallos B.
Decano FIM



Ing. Eduardo Donoso P.
Director de Tesis



Ing. Francisco Andrade
Miembro del Tribunal



Ing. Mario Patiño A.
Miembro del Tribunal

DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestos en esta Tesis, me corresponden exclusivamente; y, el patrimonio intelectual de la misma, a la Escuela Superior Politécnica del Litoral".



(Reglamento de Tesis de Grado)

A handwritten signature in black ink, appearing to read "C. Calderón A." with a horizontal line underneath.

Carlos César Calderón Álvarez

RESUMEN

En el cálculo y diseño de un sistema de climatización se deberán hacer un sinnúmero de consideraciones técnicas, ambientales y económicas, que nos aseguren no solo el normal funcionamiento del sistema, sino además que satisfaga todos los requerimientos específicos. En este trabajo de Tesis se realizaron estudios y cálculos que nos permitieron el diseño y selección del sistema de climatización apropiado para este tipo de aplicaciones.

En el Primer Capítulo se realizará un enfoque y análisis general del problema de climatización a resolver en el edificio.

En el Segundo Capítulo se estudiarán y determinarán los diversos criterios de ingeniería del diseño como los niveles de ruido, ventilación y renovaciones de aire y las condiciones ambientales a mantener en las diferentes áreas.

En el Tercer Capítulo se hará un análisis térmico del edificio en el cual se considerarán todas las ganancias externas e internas de calor para luego calcular la carga total de enfriamiento a vencer.



En el Cuarto Capítulo se realizará un estudio psicrométrico de cada una de las áreas comprendidas en el edificio, es decir las diferentes condiciones de temperaturas, humedad relativa, etc., durante el proceso de enfriamiento del aire.

En el Quinto Capítulo esbosaré todos los sistemas de climatización más comunes y se seleccionará el más apropiado técnica y económicamente hablando, a nuestra aplicación. Así mismo determinaremos y calcularemos los elementos principales comprendidos en el sistema de climatización.

El Sexto Capítulo contempla el cálculo y la selección de los diferentes sistemas complementarios tales como: el sistema de ductos de transporte de aire, el sistema de tuberías de transporte de agua, la selección de los diferentes controles automáticos utilizados en los sistemas centrales de climatización y la selección de equipos auxiliares como los enfriadores de agua, las torres de enfriamiento, las bombas para agua, etc.

En el Séptimo Capítulo se darán todas las especificaciones técnicas de cada uno de los elementos incluidos en el sistema de climatización calculado y seleccionado. Estas especificaciones estarán dadas en

base a las normas internacionales y exigencias de construcción del sistema de climatización real para este tipo de aplicaciones.

En el Octavo Capítulo se establecerán las conclusiones y se realizarán algunas recomendaciones pertinentes al sistema de climatización.

Se adjuntará además como Apéndices los costos de los equipos y un presupuesto general estimativo del sistema de climatización. Este Apéndice incluye además una serie de Tablas utilizadas en los diferentes cálculos realizados.



INDICE GENERAL

	Página
RESUMEN.....	VI
INDICE GENERAL.....	IX
INDICE DE FIGURAS.....	XII
INDICE DE TABLAS.....	XV
SIMBOLOGIA.....	XIX
INTRODUCCION.....	25
CAPITULO I	
GENERALIDADES	
1.1 Análisis general del problema.....	27
CAPITULO II	
LOS CRITERIOS DE INGENIERIA DEL DISEÑO	
2.1 Los niveles de ruido para este tipo de edificio.....	33
2.2 La ventilación y renovación de aire.....	54
2.3 Las condiciones ambientales a mantener en las diferentes áreas.....	59
CAPITULO III	
EL ANALISIS TERMICO DEL EDIFICIO	
3.1 Las ganancias térmicas.....	75
3.1.1 Ganancias externas de calor.....	75
3.1.2 Ganancias internas de calor.....	86
3.2 El cálculo de la carga de enfriamiento.....	91

CAPITULO IV

EL ANALISIS PSICROMETRICO

4.1 Definiciones.....	107
4.1.1 Aire atmosférico.....	107
4.1.2 Propiedades del aire húmedo.....	109
4.1.3 La carta psicrométrica.....	118
4.1.4 Procesos psicrométricos.....	123
4.2 Análisis psicrométrico de las diferentes áreas del edificio.....	134

CAPITULO V

LA SELECCION DEL EQUIPO FUNDAMENTAL PARA LA CLIMATIZACION DEL EDIFICIO

5.1 Los sistemas de aire acondicionado.....	154
5.1.1 Sistemas todo-aire.....	156
5.1.2 Sistemas todo-agua.....	167
5.1.3 Sistemas aire-agua.....	170
5.1.4 Sistemas de expansión directa.....	176
5.2 La selección del sistema apropiado.....	177
5.2.1 Consideraciones técnicas y económicas.....	177
5.2.2 La selección propiamente dicha.....	187

CAPITULO VI

LA SELECCION DE LOS SISTEMAS COMPLEMENTARIOS

6.1 La selección y cálculo de los conductos de transporte de aire.....	215
6.2 La selección y cálculo de tuberías de	

transporte de agua.....	247
6.3 La selección de controles automáticos.....	260
6.4 La selección de equipos auxiliares.....	268
CAPITULO VII	
ESPECIFICACIONES TECNICAS DE TODOS LOS ELEMENTOS	
DEL SISTEMA DE CLIMATIZACION.....	278
CAPITULO VIII	
ANALISIS DEL SISTEMA DE CLIMATIZACION SELECCIONADO	
8.1 Conclusiones.....	314
8.2 Recomendaciones.....	320
APENDICES	
A.1 Costos de equipos.....	323
A.2 Presupuesto estimativo del sistema de	
climatización.....	332
BIBLIOGRAFIA.....	371

INDICE DE FIGURAS

<u>No.</u>	<u>TITULO</u>	<u>Página</u>
1	Balace del espectro de sonido a varias frecuencias.....	36
2	Posición de la Tierra con respecto a los rayos solares en solsticio de invierno.....	74
3	Representación gráfica de la razón de calor sensible.....	120
4	Ciclo básico de evolución del aire climatizado.....	122
5	Representación psicrométrica de enfriamiento o calentamiento del aire húmedo.....	125
6	Representación psicrométrica del calentamiento con humidificación del aire.....	128
7	Representación psicrométrica del enfriamiento con deshumidificación del aire.....	130
8	Representación psicrométrica de la mezcla de dos corrientes de aire húmedo.....	132
9	Diagrama psicrométrico de Camerinos.....	135
10	Diagrama psicrométrico Sala de Ensayos.....	137
11	Diagrama psicrométrico Teatrino.....	139
12	Diagrama psicrométrico Sala Exposiciones...	141
13	Diagrama psicrométrico Pinacoteca.....	143
14	Diagrama psicrométrico Escenario.....	145

15	Diagrama psicrométrico Plateas.....	147
16	Diagrama psicrométrico Oficinas de Administración.....	149
17	Diagrama psicrométrico Talleres.....	151
18	Diagrama psicrométrico Cine.....	153
19	Diagrama esquemático de un sistema todo aire ducto único.....	157
20	Diagrama esquemático de un sistema todo aire ducto doble de alta velocidad.....	161
21	Diagrama esquemático de un sistema todo aire ducto doble de baja velocidad.....	163
22	Diagrama esquemático de un sistema todo aire de zona única.....	165
23	Diagrama esquemático de un sistema todo agua.....	169
24	Diagrama esquemático de un sistema de inducción aire - agua.....	173
25	Gráfico esquemático de distribución de ductos en Camerinos.....	223
26	Gráfico esquemático de distribución de ductos en Sala de Ensayos.....	225
27	Gráfico esquemático de distribución de ductos en Teatrino.....	227
28	Gráfico esquemático de distribución de ductos en Sala de Exposiciones.....	229
29	Gráfico esquemático de distribución de	

	ductos en Pinacotecas.....	231
30	Gráfico esquemático de distribución de ductos en el Teatro principal.....	233
31	Gráfico esquemático de distribución de ductos en Oficinas Administrativas.....	235
32	Gráfico esquemático de distribución de ductos en Talleres.....	237
33	Gráfico esquemático de distribución de ductos en el Cine.....	239
34	Gráfico esquemático de distribución de ductos en 5to. piso de Oficinas.....	241
35	Gráfico esquemático de distribución de ductos en 6to. y 7mo. pisos de Oficinas....	243
36	Gráfico esquemático de distribución de ductos en 8vo. y 9no. pisos de Oficinas....	245
37	Diagrama esquemático de controles automáticos de manejadoras de aire de volúmen variable y face and bypass.....	265
38	Diagrama esquemático de controles automáticos de manejadoras de aire de volúmen constante y face and bypass.....	267
39	Instalación de bomba de agua refrigerada...	272
40	Instalación de bomba de agua de enfriamiento.....	274



INDICE DE TABLAS

<u>No.</u>	<u>TITULO</u>	<u>Página</u>
I	Niveles de ruido de equipos de uso común en sistemas de aire acondicionado.....	48
II	Atenuación natural en ductos rectangulares metálicos.....	50
III	Ganancias de calor por ventanas en Centro Cultural.....	94
IV	Ganancias de calor por paredes en Centro Cultural.....	95
V	Ganancias de calor por las infiltraciones y ventilación en Centro Cultural.....	96
VI	Ganancias de calor por las personas en Centro Cultural.....	97
VII	Ganancias de calor por las luces y equipos en Centro Cultural.....	98
VIII	Ganancias de calor por puertas y plenum en Centro Cultural.....	99
IX	Resumen de ganancias en Centro Cultural....	100
X	Ganancias de calor por ventanas en Torre de Oficinas.....	101
XI	Ganancias de calor por paredes en Torre de oficinas.....	102
XII	Ganancias de calor por las infiltraciones	

	y ventilación en Torre de Oficinas.....	103
XIII	Ganancias de calor por las personas en Torre de Oficinas.....	104
XIV	Ganancias de calor por las luces y equipos en Torre de Oficinas.....	105
XV	Ganancias de calor por puertas y plenum en Torre de Oficinas.....	105
XVI	Resumen de ganancias en Torre de Oficinas..	106
XVII	Coeficiente f_s en función de temperatura...	114
XVIII	Constantes A, B y C.....	117
XIX	Consumo de energía por tonelada de refri- geración en sistemas expansión directa.....	181
XX	Consumo de energía por tonelada de refri- geración en sistemas de agua helada.....	182
XXI	Costos unitarios de operación.....	183
XXII	Costos mensuales de operación.....	184
XXIII	Inversión inicial por tonelada.....	185
XXIV	Inversión inicial en sistemas de agua helada.....	186
XXV	Diseño de ductos de Camerinos.....	224
XXVI	Diseño de ductos de Sala de Ensayos.....	226
XXVII	Diseño de ductos de Teatrino.....	228
XXVIII	Diseño de ductos de Sala de Exposiciones...	230
XXIX	Diseño de ductos de Pinacotecas.....	232
XXX	Diseño de ductos del Teatro.....	234
XXXI	Diseño de ductos de Of. Administrativas....	236

XXXII	Diseño de ductos de Talleres.....	238
XXXIII	Diseño de ductos del Cine.....	240
XXXIV	Diseño de ductos de Oficinas de 5to. piso..	242
XXXV	Diseño de ductos de Oficinas de 6to. y 7mo. pisos.....	244
XXXVI	Diseño de ductos de Oficinas de 8vo. y 9no. pisos.....	246
XXXVII	Velocidades recomendadas del agua en los sistemas de tuberías.....	249
XXXVIII	Cálculo de tuberías del Centro Cultural....	253
XXXIX	Cálculo de tuberías de la Torre de Oficinas.....	256
XL	Espesores mínimo de los aislamientos para tuberías de agua.....	259
XLI	Niveles de ruido recomendados para diver- sas aplicaciones.....	339
XLII	Infiltraciones por número de aperturas de las puertas.....	340
XLIII	Ventilaciones recomendadas por número de personas.....	341
XLIV	Cantidad de luces por área.....	342
XLV	Número de ocupantes por área.....	343
XLVI	Factores de ganancia de calor (SHGF) para vidrios desnudos.....	344
XLVII	Factores de ganancia de calor (SHGF) para vidrios internamente sombreados.....	345
XLVIII	Factores de sombreado interno de los	

	vidrios.....	346
XLIX	Factor de corrección para biseras exteriores u overhand.....	347
L	Coefficiente de transferencia de calor para vidrios.....	348
LI	Coefficiente de transferencia de calor para paredes, pisos y techos.....	349
LII	Diferencia de temperatura equivalente a través de las paredes.....	357
LIII	Diferencia de temperatura equivalente a través de los techos.....	358
LIV	Diferencia de temperatura con los espacios no acondicionado.....	359
LV	Aporte de calor de cada persona según el grado de actividad.....	360
LVI	Aporte de calor de motores.....	361
LVII	Aporte de calor de equipos más comunes.....	362
LVIII	Propiedades termodinámica del aire húmedo..	363
LIX	Velocidades máximas recomendadas para sistemas de conductos.....	364
LX	Dimensiones de conductos redondos.....	365
LXI	Dimensiones de conductos rectangulares.....	366
LXII	Relación L/Q.....	367
LXIII	Reganancia estática en baja velocidad.....	368
LXIV	Dimensiones de tuberías en sistema cerrado.	369
LXV	Dimensiones de tuberías en sistema abierto.	370

SIMBOLOGIA

SIMBOLO	DESCRIPCION
1q2	= Flujo de calor del punto 1 al 2.
A	= Area.
A	= Constante de Goff y Gratch.
AMCA	= Air Moving and Conditioning Assoc., Inc.
API	= American Petroleum Institute.
ARI	= American Conditioning and Refrigerating Institute.
ASHRAE	= American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
ASTM	= American Society for Testing Material.
B	= Constante de Goff y Gratch.
BTU	= Unidad Térmica Británica.
C	= Constante de Goff y Gratch.
CFM	= Pies cúbico por minuto.
cm	= Centímetros.
cm ²	= Centímetros cuadrados.
cm ³	= Centímetros cúbicos.
d	= Distancia.
dB	= Decibel.
DX	= Expansión Directa.



BIBLIOTECA

ESPOL = Escuela Superior Politécnica del Litoral.
ETD = Diferencia de Temperatura Equivalente.
Fig. = Figura.
FPM = Pies por metro.
FPS = Pies por segundo.
fs = Coeficiente en función de la temperatura.
Ft = Pies.
Ft² = Pies cuadrados.
Ft³ = Pies cúbicos.
GPM = Galones por minuto.
GR = Diferencia de humedad absoluta.
gr. = Gramos.
GTH = Ganancia total de calor.
h = Entalpía.
H = Altura.
h₁ = Entalpía inicial.
h₂ = Entalpía final.
h₃ = Entalpía del aire de mezcla.
Hf = Cabezal de bomba.
Hg. = Mercurio.
Hp = Caballos de potencia.
HR = Humedad relativa.
hr. = Horas.
hw = Entalpía del agua.
hw₂ = Entalpía del agua en el punto 2.
Hz. = Herzio.

in	= Pulgadas.
in ²	= Pulgadas al cuadrado.
Kg.	= Kilogramos.
KW	= Kilovatios.
L	= Longitud.
Lbs.	= Libras.
Log.	= Logaritmo.
Lp	= Nivel de presión sonora.
Lw	= Potencia sonora.
m	= Metro.
m ₁	= Masa en punto 1.
m ₂	= Masa en punto 2.
m ₃	= Masa de mezcla.
m _a	= Masa del aire.
MBTUh	= Mil Unidades Térmicas Británicas.
mim	= Minuto.
mm	= Milímetro.
mw	= Masa de agua.
m ²	= Metro cuadrado.
m ³	= Metro cúbico.
NC	= Curvas de criterio de ruido.
NFPA	= National Fire Protection Assoc.
No.	= Número.
N.T.	= Nota de placa.
P	= Presión.
P ₁	= Presión inicial.
P ₂	= Presión final.

Ph = Concentración de solución.

Psia = Libras por pulgadas al cuadrado absolutas.

Psig = Libras por pulgadas al cuadrado relativas.

pulg = Pulgadas.

PVC = Cloruro de polinilo.

Pw,s = Presión de saturación del agua pura.

Q = Caudal.

Qc = Caudal de agua del condensador.

Qe = Caudal de agua del evaporador.

QL = Calor latente.

QS = Calor sensible.

QT = Calor total.

R = Constante de los gases.

RC = Curvas de criterio de ruido.

RPM = Revoluciones por minuto.

s = Entropía.

Se = Area de salida del plenum.

Seg. = Segundos.

Seg² = Segundos al cuadrado.

SF = Factor de sombreado.

SHGF = Factor de ganancia de calor solar.

SHR = Razón de calor sensible.

SP = Presión estática.

Sw = Area de las paredes del plenum.

S/. = Sucres.

T = Temperatura.

To = Temperatura inicial.
T₁ = Temperatura inicial.
T₂ = Temperatura final.
T_d = Temperatura de punto de rocío.
T_{db} = Temperatura de bulbo seco.
TLH = Calor latente total.
TR = Toneladas de refrigeración.
TSH = Calor sensible total.
T_{wb} = Temperatura de bulbo húmedo.
T.D. = Diferencia de temperatura.
U = Coeficiente de transferencia de calor.
v = volumen específico.
V = Voltios.
V = Volumen.
V₁ = Volumen inicial.
V₂ = Volumen final.
W = Relación de humedad.
W = Ancho.
W = Vatios.
W₁ = Humedad del punto 1.
W₂ = Humedad del punto 2.
W₃ = Humedad del punto 3.
watts = Vatios.
W_s = Humedad de saturación.
X_w = Fracción molar de vapor de agua.
X_{w,s} = Fracción molar de vapor de agua saturado.
" = Pulgadas.

%	= Tanto por ciento.
α	= Coeficiente de absorción sonora del revestimiento.
π	= Constante PI universal.
μ	= Grado de saturación.
ϕ	= Humedad relativa.
θ	= Angulo de incidencia del sonido con el punto de salida.
ϵ	= Eficiencia.
$^{\circ}\text{C}$	= Grados Centígrados.
$^{\circ}\text{F}$	= Grados Fahrenheit.
$^{\circ}\text{R}$	= Grados Rankine.
z	= Altura.

INTRODUCCION

Para que el ser humano se sienta bien se requiere la conjunción de una serie de factores; de todos ellos, la temperatura del aire que lo rodea, la temperatura radiante de la superficie que lo rodea, la humedad y los movimientos del aire, se refieren a interacciones térmicas entre el cuerpo humano y el medio. Estos factores pueden ser controlados mediante la construcción de sistemas de climatización, logrando de esta manera el confort requerido.

El presente trabajo de Tesis tiene por objetivo hacer una investigación bibliográfica de las experiencias en la climatización de Centros Culturales en otras partes del mundo; y calcular y diseñar el sistema de climatización apropiado para el nuevo edificio de la Casa de Cultura Núcleo del Guayas, realizando todas las consideraciones técnicas, económicas y ambientales que nos aseguren el confort y bienestar necesarios en cada una de las áreas comprendidas en este edificio.

El edificio está construido por una serie de áreas como Salas de Teatro, Sala de cine, Sala de Exposiciones

Temporales, Pinacotecas, Salas de Ensayo, Talleres de Escenografía, de Video, de Fotografía y de Literatura, Bares, Cafeterías, Camerinos y una torre de Oficinas Privadas; en donde se deberán realizar consideraciones técnicas como niveles de ruido apropiado, ventilación y renovación de aire recomendados y consideraciones ambientales de temperatura y humedad relativa en cada una de las zonas a acondicionar, convirtiendo a este en un interesante proyecto de diseño.

Se trata así de realizar un estudio completo del sistema de climatización para aplicaciones tan importantes como estas, el mismo que servirá no solo para resolver una necesidad técnica actual en vista de la construcción de este edificio, sino que además podrá convertirse en una fuente de consulta para futuras aplicaciones similares.

CAPITULO I

GENERALIDADES

1.1 ANALISIS GENERAL DEL PROBLEMA

En toda edificación existen un sinnúmero de estudios que deberán considerarse como parte integral del proyecto. En países cálidos como el nuestro los sistemas de climatización constituyen al igual que los otros, un obra necesaria especialmente para lograr el confort y bienestar humanos.

El nuevo edificio de la Casa de la Cultura Núcleo del Guayas se encuentra ubicado en la parte posterior del edificio actual. Tiene fachadas exteriores hacia el lado este y al oeste, hacia el norte está limitado por construcciones existentes que cubren hasta el nivel N+6.000 aproximadamente y hacia el sur limitado por el edificio actual de la Casa de la Cultura y cubre las paredes sur hasta el nivel N+23.890. Las paredes periféricas de los niveles de sótano y las que se encuentran cubiertas por edificaciones existentes no están expuestas a los rayos solares, por lo tanto para efectos de cálculo de carga podrán considerarse como paredes interiores.

Arquitectónica y funcionalmente hablando podemos dividir al edificio en dos partes; un Centro Cultural administrado directamente por la Casa de la Cultura y, una Torre de Oficinas privadas. Cada uno de estas son totalmente independientes y diferentes, no solo en lo que respecta a perfiles de funcionamiento y ocupación, sino además en las condiciones ambientales a mantener en las diferentes áreas que las integran.

El Centro Cultural está constituido por dos niveles de sótanos. En el sótano más inferior correspondiente al nivel N-7.300, encontramos la zona destinada a parqueos, en esta área se instalará un sistema de extracción, el mismo que deberá garantizar la dilución de las concentraciones de gases producto de la combustión en los vehículos. El aire de extracción se conducirá a través de ductos hacia el nivel de planta baja atravesando el sótano superior, desde donde se expulsará al ambiente, el ingreso del aire fresco de ventilación se producirá a través de la rampa de acceso que la comunica directamente con la calle.

En el sótano superior de nivel N-3.500, encontramos los camerinos, sala de ensayos, bar del teatro, almacén y el teatrino con su respectivo vestíbulo. En cada una de estas áreas se instalarán los respectivos



sistemas de climatización considerando las diferentes condiciones específicas de cada una de ellas. Tanto en el bar del teatro como en el vestíbulo del teatrino se encuentran dos baterías de baños, en cada una de estas se realizarán las extracciones adecuadas según las necesidades, el aire se expulsará hacia la rampa de parqueos.

En la planta baja o nivel N+0.300 se encuentran ubicados la sala de exposiciones temporales; el teatro principal con sus áreas de escenario, platea baja y alta, que serán también servidas por el sistema de climatización central del Centro Cultural; y el hall principal de ingreso cuya altura se extiende hasta el nivel N+20.070. En el hall de ingreso instalará un sistema de extracción considerando las condiciones ambientales para este tipo de aplicación.

La pinacoteca está comprendida por dos pisos de salas de exposiciones en los niveles N+5.105 y N+10.550, los mismos que se comunican internamente formando un solo conjunto.

En el nivel N+16.250 se encuentra la zona destinada a reservas; algunas oficinas administrativas como la dirección, salas de reuniones y archivos; y áreas de

trabajo como la de limpieza de cuadros. En esta última se ha considerado instalar un sistema de extracción con la capacidad de renovar completamente el aire suministrado, es decir que esta no retornará a la unidad de aire acondicionado correspondiente.

El nivel N+20.070 estará ocupado por los talleres de literatura, video y fotografía, cada área de taller según sus requerimientos estará provista de salas de trabajo, sala de reuniones, oficinas, bodegas, archivos, etc. En el taller de fotografía se instalará un sistema de extracción para renovar todo el aire suministrado en las áreas de trabajo y revelado de fotos, pues en ellas se manejan sustancias químicas que podrían generar algún tipo de contaminación.

Tanto los niveles de reservas como el de talleres poseen ventanas de vidrios en toda la pared exterior del lado oeste.

La sala de cine está ubicada en el nivel N+13.630 en la parte superior de las plateas baja y alta del teatro. Las condiciones ambientales a mantener en esta área serán iguales que las consideradas para el teatro principal.

La Torre de Oficinas privadas comprende cinco pisos correspondiente a los niveles N+23.890, N+27.675, N+31.475, N+35.275 y N+39.075, ubicados desde la parte superior del piso destinado a talleres. El acceso a esta torre será totalmente independiente desde un hall de ingreso ubicado en la planta baja por la fachada oeste del edificio. No se consideraron distribuciones interiores en las oficinas para permitir que esta se realice según las necesidades de los futuros propietarios. El área total de las oficinas irá disminuyendo según ascendamos en nivel. Todos los pisos de oficinas tendrán ventanas de vidrios en todas las paredes exteriores este y oeste, las que estarán provistas al igual que las de reservas y talleres, de una estructura o moldura exterior, la misma que actuará como bicera protectora solar. En cada nivel de oficinas existirán dos baterías de baños, en donde se instalarán sistemas de extracción independientes con descarga hacia un pozo que llega hasta la cubierta. En todos los pisos de oficinas se conciderarán los mismos parámetros de cálculo de carga y se mantendrán iguales codiciones ambientales.

En el último piso de la torre de oficinas correspondiente al nivel N+42.870, está ubicada una cafetería. Se ha considerado en el diseño que las

paredes exteriores sur, este y parte de las norte y oeste sean totalmente de vidrios. Hacia el norte está limitado por un cuarto máquinas destinado a los equipos de aire acondicionado y hacia el sur por una terraza a la cual se accederá desde la cafetería. Existirán dos baterías de baños en las cuales se deberán considerar las extracciones adecuadas.

El ingreso de aire fresco hacia todos los baños, para compensar las extracciones que en ellos se realicen, se producirá a través de rejillas de puertas instaladas en cada una de ellas. El aire es tomado directamente del ambiente acondicionado del que suministra la unidad respectiva que climatiza el área a la que sirve. De esta forma obtenemos una renovación de aire en algunas áreas acondicionadas a través de las extracciones en baños.



CAPITULO II

LOS CRITERIOS DE INGENIERIA DEL DISEÑO

2.1 LOS NIVELES DE RUIDO PARA ESTE TIPO DE EDIFICIO

Un ambiente acústicamente apropiado es tan importante para el confort humano como lo son los otros factores ambientales controlados por los sistemas de acondicionamiento de aire. El objetivo del control sonoro es alcanzar un nivel adecuado para el desenvolvimiento de las actividades humanas, y no el nivel más bajo posible. Debido al amplio rango de actividades y de requerimientos de privacidad, los diseños acústicos necesarios para ambientes interiores pueden cambiar de una habitación a otra; en cambio, para ambientes exteriores, dependerán de las condiciones sonoras del local.

El sonido y la vibración son el resultado de una perturbación que se propaga a través de un medio elástico. La mayoría de la gente piensa que el sonido es un pulsación de presión en el aire, y que la vibración es un movimiento oscilatorio visible o palpable de la estructura. Los sistemas de

calefacción, ventilación y aire acondicionado requieren de energía para realizar trabajo, e inevitablemente algo de esta energía se convierte en energía acústica, así como también mecánica. Los métodos de control del ruido y vibración en estos sistemas evalúan la cantidad de energía acústica, y la convierten en cantidades controladas de esta energía, ya sea en la de tipo mecánica, con el uso de aisladores de vibración, o de tipo acústica aislando los sistemas de ductos.

METAS EN EL DISEÑO ACUSTICO: La preocupación fundamental del diseñador es cómo los humanos respondemos ante el sonido. Frecuentemente este interés está generalmente relacionado solo a la variación de la energía sonora. Las personas dirán que un sonido es más bajo que otro, posee mayor tono o menor tono, y así por el estilo. Estas son reacciones subjetivas a los cambios en el nivel de presión sonora y en el contenido espectral y de variación temporal del sonido. Bajo condiciones experimentales cuidadosamente controladas, los humanos podemos detectar pequeños cambios en el nivel sonoro. Pero la reacción humana para describir un incremento al doble o disminución a la mitad de la ruidosidad, requiere de cambios en el nivel sonoro de por lo menos 10 decibeles (dB). En un ambiente

típico para una amplia banda de sonidos, 3 dB es el cambio mínimo perceptible. Esto significa que reduciendo a la mitad la potencia de salida de una fuente, se obtiene un cambio apenas advertible en el nivel de presión sonora, y la potencia de salida, entonces, debe ser reducida en un factor de 10 antes de que los humanos determinemos que el nivel de ruido (ruidosidad) ha sido llevado a la mitad.

LA CALIDAD DEL SONIDO: La forma en que el hombre reacciona ante la calidad del sonido es tan importante para el diseñador como lo es la reacción de estos ante la ruidosidad. La calidad sonora es una función de las intensidades relativas de niveles sonoros en cada región del espectro audible y es importante alcanzar niveles de sonido apropiados a lo largo de todo el espectro. La Figura No. 1 muestra un espectro sonoro interior y la manera en la cual el ruido del ventilador y del aire al pasar por el difusor, contribuyen al espectro a varias frecuencias. El ruido del ventilador ha sido atenuado hasta un grado que cumple con el criterio sonoro (en este caso un contorno RC-35), solamente en los octavos de banda más bajos. Si esta fuente sonora fuese la única presente en el espacio, la mayoría de los oyentes la considerarían estruendosa. Sin

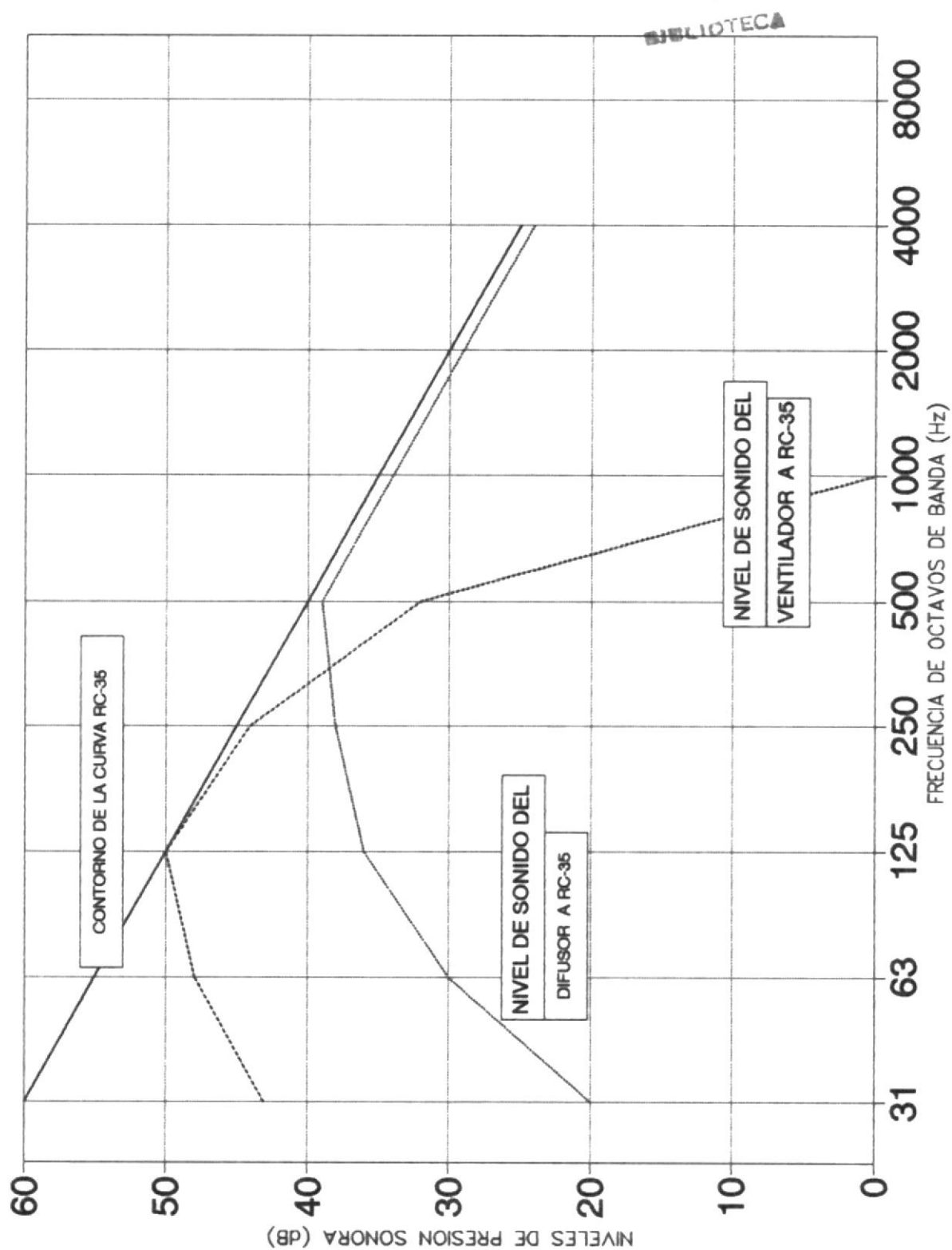


Fig. 1 Balance del espectro de sonido en el interior de una habitación, a varias frecuencias.

embargo, los difusores han sido seleccionados para equilibrar el espectro, ocupando las frecuencias más altas, de manera que la calidad del sonido es mucho más agradable al oído. Desafortunadamente no es tan fácil lograr un balance sonoro adecuado, ya que hay gran cantidad de fuentes sonoras por considerar.

El diseño acústico recomendado para sistemas de aire acondicionado tendrá por objetivo alcanzar el llamado nivel de "sonido de fondo", el cual no ejerce influencia en la calidad.

Por ejemplo grandes salones de conferencias, auditoriums y estudios de grabación, pueden tolerar un nivel bajo de sonido de fuente antes de que aparezcan problemas de interferencia. Por otro lado, altos niveles de sonido de fondo son aceptables, y aun deseables en ciertas aplicaciones, tales como oficinas de planta abierta o en cuartos de práctica musical, donde es esencial lograr el encubrimiento de las conversaciones y de las actividades que ahí se realizan. Por lo tanto es importante reconocer que el objetivo del control de ruido de un sistema es una variable que depende estrechamente de los requerimientos del espacio a acondicionar.

CRITERIOS DE DISEÑO ACUSTICO: En la industria del aire acondicionado son utilizados tres criterios para el diseño acústico. Estos son: El nivel sonoro estimado (dBA), las curvas NC (Noise Criteria) y las curvas RC (Room Criteria).

1.- El nivel sonoro estimado (dBA): El dBA es uno de los métodos más ampliamente usados para establecer las metas de diseño en términos de un solo número, pero su utilidad es limitada debido a que no ofrece información acerca del contenido de espectro necesario en ingeniería. El método de medición es simple debido a que este criterio se lo establece por una lectura. El medidor estándar de nivel sonoro incluye un dispositivo electrónico sensor que realiza las porciones del espectro de ruido a bajas frecuencias, compensando automáticamente a la escasa sensibilidad del oído humano a estos sonidos.

Este criterio tiene la ventaja de identificar el nivel deseable con un solo número que se correlaciona bien con el criterio humano de "apacibilidad relativa". Sin embargo, tiene la desventaja de no identificarse plenamente con el criterio de "ruidosidad relativa" o con el de la calidad del sonido.



La comparación del nivel sonoro estimado es mejor usada con ruidos que suenan parecidos pero que difieren principalmente en el tono. No deberá ser usado este criterio para comparación de sonidos espectrales claramente diferentes. En otras palabras, dos sonidos con igual nivel dBA, pero de distinto contenido espectral, podrán ser juzgados diferentes por el oyente, para un sonido de fondo aceptable en el ambiente que lo rodea. Uno de estos ruidos puede ser completamente aceptable, mientras que el otro podría ser objetable debido a que la forma de su espectro deriva en un sonido más estruendoso, silbante o tonal en cuanto a carácter.

2.- Las curvas NC (Noise Criteria): Las curvas NC se las ha usado ampliamente por muchos años. En la práctica, estas curvas definen los límites en que el espectro de octavo de banda de una fuente sonora no deba excederse para lograr un nivel aceptable de funcionabilidad en un ambiente o cuarto. Por ejemplo, para oficinas se usa comúnmente un NC-35, en la que el nivel de ruido de fondo es aceptable y ninguna porción del espectro caerá por encima de la curva designada.

Existen dos problema cuando se utilizan las curvas NC en diseño acústico:

a.- Si el NC es determinado a partir de un pico tangente singular, el nivel real de sonido de fondo resultante puede ser más silencioso que el deseado para ocultar las conversaciones y los ruidos propios de las actividades realizadas; esto se debe a que el espectro a cada lado del pico tangente decae rápidamente.

b.- Si se hace coincidir la forma de la curva NC, el sonido resultante podrá ser estruendoso o silbante, dependiendo de como se haga el trazo de la curva.

En otras palabras, la forma de la curva NC no es de las mejor balanceadas, en cuanto a obtener un sonido ciertamente agradable. Por lo tanto, las curvas deberán usarse con cuidado en situaciones críticas de ruido en donde el sonido de fondo del sistema de aire acondicionado es requerido para cubrir las conversaciones y los sonidos propios de la habitación.

3.- Las curvas RC (Room Criteria): Las curvas RC son preferidas al establecer objetivos de diseño en

un sistema de calefacción, ventilación y aire acondicionado, y la forma de estas difiere de las NC tanto en bajas como en altas frecuencias.

La forma de estas curvas son una aproximación más real y equilibrada de lo que es un espectro de sonido suave. Provee una guía en donde siempre los requerimientos de espacios son los que especifican un cierto nivel de sonido de fondo a ser mantenido para cubrir otros sonidos o para propósitos adicionales. Generalmente se hace aproximar la forma de la curva dentro de ± 2 dB sobre todo el rango de frecuencia para lograr un balance óptimo en la calidad sonora. Si los niveles de baja frecuencia (31.5 a 250 Hz) exceden la curva de diseño en 5 dB, el sonido será algo estridente; excediendo la curva de diseño por 5 dB en altas frecuencias (2000 a 4000 Hz), el sonido será silbante.

En la Tabla XLI del apéndice se recomiendan niveles de ruido para curvas NC y RC. Los valores para cada tipo de habitación se justifican para edificaciones en lugares tranquilos o en donde la transmisión sonora es reducida por las paredes exteriores. Un aumento de 5 dB en los niveles RC



o NC es permisible en edificios ubicados en lugares relativamente ruidosos y que no poseen pérdidas por transmisión sonoras en sus paredes exteriores.

CONTROL SONORO PARA SISTEMAS MECANICOS INTERIORES: El sistema de aire acondicionado que utiliza una habitación es frecuentemente el mayor determinante del nivel de ruido de fondo en este. El nivel de ruido del sistema debe ser evaluado y luego controlado para alcanzar un ambiente acústicamente satisfactorio. Hay algunos caminos por los que el oyente capta el sonido del sistema. Estos incluyen la transmisión aerotransportada del ruido del equipo hacia las áreas adyacentes a través de la construcción de la habitación que lo contiene; la transmisión de la vibración vía estructura del equipo hacia la estructura del edificio; y, el ruido creado y transmitido en ductos por los sistemas manejadores de aire y sus componentes.

Si todas estas vías de transmisión de ruido no son controladas y evaluadas, niveles excesivos de ruido y/o vibración probablemente aparecerán. El proceso de evaluación que deberá realizarse en la fase de diseño de un proyecto, es tan importante para el mismo como lo es el cálculo de carga térmica. Las medidas contra

el ruido transmitido vía ductos son a menudo costosas y sólo efectivas marginalmente. Por esta razón, este control debe estar integrado al sistema durante la fase de diseño.

ESPECIFICACIONES LIMITANTES DEL RUIDO PARA SISTEMAS DE DISTRIBUCION DE AIRE: El sistema de distribución de aire, más rejillas de suministro y retorno, es el que determina el nivel de ruido transmitido por el aire dentro de un habitación. En ciertos casos, las válvulas de aire y otros dispositivos son los que irradian sonido a través del tumbado. Conociendo esto, se puede especificar los componentes que no excedan cierto criterio de ruido en el diseño. Sin embargo, el juicio acerca del diseño final acústicamente hablando será hecho por los ocupantes del ambiente acondicionado. Por esta razón, los límites de ruido para los componentes del sistema deben establecerse siempre "de espaldas" al criterio seleccionado para la habitación. Por ejemplo, la atenuación requerida entre la toma o entrada de un ventilador y su descarga puede ser determinada empezando por el número de suministros y retornos en cada espacio acondicionado y calculando que nivel de potencia sonora no debe ser excedido en el ducto de suministro principal o de retorno, según cual de los

dos fuere más crítico. La diferencia entre este nivel sonoro y el requerido para el ventilador representa la cantidad de atenuación necesaria en los ingresos y salidas del equipo, o en el ducto principal y ramales correspondiente de suministro o retorno. Una especificación límite puede desarrollarse, para la potencia sonora de salida del equipo ventilador, tomando en cuenta la cantidad de atenuación que puede ser incorporada externamente al mismo.

Un procedimiento similar puede usarse para desarrollar una especificación límite para dispositivos terminales de aire, tales como válvulas de aire de volúmen variable y cajas movidas por ventiladores (fan-powered boxes). Sumando las potencias sonoras entregadas en cada suministro o retorno se halla el total para el dispositivo. Límites de potencia para difusores de aire pueden determinarse a partir del criterio de la habitación y del número de difusores empleados en el espacio para así calcular la potencia sonora por difusor que no debe ser excedida.

PROCEDIMIENTO DE CONTROL SONORO RECOMENDADO: Con la metodología presentada a continuación, se podrá aplicar los procedimientos apropiados para el diseño

de un sistema general de control de ruido.

Este procedimiento está hecho para obtener una atenuación adecuada y lograr las metas de diseño propuestas en la primera salida de aire más crítica y cercana a la fuente. Se sobreentiende que si esto se logra, luego todas las demás salidas, a partir de la fuente sonora, tendrán también una adecuada atenuación, a no ser que la meta de diseño para suministros posteriores sea menor que la utilizada en las primeras.

La mayor fuente de ruido en un sistema de aire acondicionado es el ventilador. El procedimiento le permite al diseñador determinar la atenuación requerida para eliminar el ruido del ventilador al grado deseado. Sin embargo, se deberá estar atento acerca de otras fuentes de ruido en el sistema, ruido generado en los ajustes, dispositivos terminales, atenuadores de ruido, etc.

Todos los esquemas son predicciones y los datos del constructor asumen condiciones de flujo uniforme. Por ejemplo, para los niveles de potencia sonora en dispositivos de distribución de aire, los fabricantes basan sus datos en condiciones de perfil de velocidad

uniforme y en configuraciones de conexión de ducto. Se deberán hacer correcciones para casos y condiciones reales de funcionamiento donde se reconozca que no existen condiciones de flujo uniforme.

Los pasos básicos a seguir en el cálculo del nivel de ruido de un sistema son:

- 1.- Determinar el ruido generado por la fuente.
- 2.- Determinar la atenuación prevista por todo el sistema de ductos de suministro, uniones, etc. Al hacer esto, se deberá calcular el nivel de potencia sonora resultante en cada punto de interés del sistema.
- 3.- Calcular el nivel de presión sonora resultante y compararlo con el criterio de diseño escogido.
- 4.- Aumentar la atenuación en el sistema para eliminar deficiencias.
- 5.- Determinar si hay problemas de escapes de ruido y aplicar las medidas correctivas si lo hubiera que hacer.



**BIBLIOTECA**

6.- Repetir este procedimiento para el lado de retorno de aire.

Es importante el incluir todos los componentes del sistema en el procedimiento. Ductos desalineados, empates o expansiones, y codos, todos ellos proveen atenuación. Si no se los considera a estos componentes se puede obtener un ruido de fondo demasiado pequeño, generado por el sistema.

Del procedimiento anterior se desprende algunos hechos importantes. Primero, los sistemas diseñados para bajas presiones y velocidades son los menos propensos a tener problemas de ruido a bajo nivel de potencia sonora del ventilador. Segundo, la implantación de un forro a los ductos principales es muy importante. El forrado de un sistema de ductos pequeño de mayor atenuación que el de uno muy extenso. Sin embargo si solo los ductos de distribución son aislados para la atenuación de ruidos, los espacios por donde corre el ducto principal estará sujeto a ruido excesivo debido al ventilador que no está atenuado, por lo tanto será necesario también su aislamiento.

NIVELES DE RUIDO DE LA FUENTE: Los niveles de ruido

de la fuente son normalmente proporcionados por el constructor del equipo, en la forma de nivel de potencia sonora (L_w) o de nivel de presión sonora (L_p), a una distancia específica desde la misma. Al utilizar estos datos, es importante comprender el método de prueba usado para recabar dicha información y para evaluar su relevancia en una aplicación específica. En donde no se dispone de los niveles de ruido de la fuente, la Tabla I presenta valores que pueden usarse para predecir niveles de ruido para los tipos de equipos más comunes.

TABLA I

NIVELES DE RUIDOS PARA EQUIPOS DE USO COMUN
EN SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO

FUENTE DE RUIDO	NIVEL TIPOICO DE RUIDO
Enfriadores centrífugos	$L_p(1m) = 60 + 11 \text{ Log}(TR) \text{ dB(A)}$
Enfriadores reciprocantes	$L_p(1m) = 71 + 9 \text{ Log}(TR) \text{ dB(A)}$
Máquinas de absorción	$L_p(1m) < 85 \text{ dB(A)}$
Bombas de circulación	$L_p(1m) = 77 + 10 \text{ Log}(hp) \text{ dB(A)}$
Ventiladores axiales	$L_w(\text{carcaza}) = L_w(\text{vent}) - 10\text{dB}$
Ventiladores centrífugos	$L_w(\text{carcaza}) = L_w(\text{vent}) - 15\text{dB}$

FUENTE: ASHRAE HANDBOOK, SYSTEMS AND APLICATIONS.

CONTROL DE RUIDO A LO LARGO DEL DUCTO

ATENUACION NATURAL EN DUCTOS: Aun si el sistema de ductos no tuviere atenuadores de ruido (forros acústicos o silenciadores), sólo una fracción de la energía acústica generada por el ventilador, los ajustes, uniones, etc., alcanza cualquier cuarto y se debe a los efectos combinados de división de energía que toman lugar en los ramales, así como por las pérdidas de energía debido a la vibración en la pared del ducto y a ondas de reflexión en codos y aberturas.

Para evitar el sobredimensionamiento del revestimiento acústico se debe aprovechar la atenuación natural que ellos poseen. Esta atenuación, para ductos redondos con o sin aislamiento térmico es alrededor de 0.03 dB/Ft. debajo de los 1000 Hz., elevándose irregularmente hasta 0.1 dB/Ft a altas frecuencias. Para ductos rectangulares no forrados, de lámina de metal, se dan los valores de atenuación natural en la Tabla II.

SELECCION DE MATERIAL ABSORTIVO: El material aislante o "absorvente" del sonido puede ser dispuesto en un sistema de ductos de la siguiente manera:

- 1.- Revistiendo los plenums de succión y de descarga

TABLA II


ATENUACION NATURAL APROXIMADA EN DUCTOS
RECTANGULARES METALICOS

PERIMETRO/AREA (RADIO) (in/in ²)	FRECUENCIAS CENTRALES DE OCTAVOS DE BANDAS (ATENUACION, dB/Ft)		
	63	125	250 O MAS
> 3,1	0,0	0,3	0,1
3,1-0,13	0,3	0,1	0,1
< 0,13	0,1	0,1	0,1

FUENTE: ASHRAE HANDBOOK, SYSTEMS AND APLICATIONS.

para obtener absorción económica y práctica del
sonido en los sistemas.

- 2.- Revistiendo los ductos con material sonoro-
absorbente, el cual puede servir como aislante
térmico. Las dimensiones de los ductos deben
aumentarse para compensar la pérdida de área
debida al revestimiento.
- 3.- Colocando ductos revestidos cerca de los codos
para aprovechar mejor la interacción de absorción
y de reflexión del sonido.
- 4.- Instalando atenuadores prefabricados, los cuales



contienen desviadores perforados y de formas especiales llenos con material absorbente del sonido.

Usualmente, algunos arreglos se combinan para alcanzar la cantidad requerida de atenuación sonora. Cuando una onda sonora pega en la superficie de un material poroso, el aire dentro de los poros pequeños del material adquiere movimiento vibratorio. La resistencia al flujo dentro de los poros del material convierte una porción de la energía sonora en calor. La fracción decimal que representa la porción absorbida de la energía de la onda sonora incidente se la llama coeficiente de absorción. Una absorción considerable puede resultar, particularmente en el rango de baja frecuencia, a partir de las vibraciones por flexión de las paredes del ducto. En la elección y aplicación del material absorbente recuérdese que materiales delgados, particularmente si se montan en superficies sólidas y ásperas, no absorben el sonido de baja frecuencia. Para una absorción sonora significativa a frecuencias debajo de los 500 Hz., el material debe tener 2 pulgadas (50mm) o más de espesor.

Estos materiales sonoro-absorventes utilizados en ductos de aire, se hallan disponibles en planchas y

tableros semirígidos. Para seleccionar los diferentes materiales acústicos deberán evaluarse las siguientes propiedades:

- Resistencia adecuada a las rupturas o rompimientos y al desmoronamiento.
- Resistencia al fuego y reunir los requerimientos locales de códigos.
- Resistencia a la erosión a altas velocidades del aire.
- Libres de olores si se hallan secos o húmedos.

ATENUACION DEL RUIDO EN PLENUMS REVESTIDOS: La absorción sonora realizada en un plenum a la descarga del ventilador, es un arreglo a menudo económico. Tanto por medio de experimentos, como por teoría de rayos acústicos, se ha llegado a la siguiente expresión aproximada para la atenuación acústica en el plenum:

$$\text{atenuación (dB)} = 10 \text{ Log } \left\{ \frac{1}{S_w} \left[\left(\frac{\cos \theta}{2\pi d^2} \right) + (1-\alpha) / \alpha S_w \right] \right\}$$

Ec. (1.1)

donde:

α = coeficiente de absorción del revestimiento

S_w = área de salida del plenum



S_w = área de las paredes del plenum

d = distancia entre el punto de entrada y salida

θ = ángulo de incidencia del punto de salida, este sería en ángulo de dirección de " d " con respecto a la horizontal.

ATENUACION DEL RUIDO EN DUCTOS AISLADOS: Los revestimientos de ductos se los diseña tanto para absorber sonidos como para aislarlos térmicamente. Espesores entre 0.5 y 2 pulgadas son usualmente adecuados para el aislamiento térmico. La absorción sonora de revestimientos relativamente delgados es limitada, especialmente a bajas frecuencias.

CONSTRUCCION DE PAREDES ESPECIALES: Cuando un cuarto de máquinas se lo ubica adyacente al área acondicionada, especialmente en zonas sensibles al ruido, dicho cuarto debe ser construido de manera tal que se reduzcan los niveles de ruido lo suficiente para satisfacer los requerimientos acústicos de los espacios. Dependiendo del grado de sensibilidad al ruido, puede ser necesario considerar uno de los siguientes tratamientos.

Un recubrimiento adicional puede colocarse en el exterior de las paredes del cuarto de los equipos mecánicos. Este recubrimiento estará totalmente

separado y aislado de la pared interior que será más pesada y densa. El recubrimiento adicional puede ser similar a puntales de metal con dos capas de 5/8", o de tablero de yeso de peso por superficie equivalente, adosado y con todas las juntas escalonadas y selladas fuertemente. Un aislamiento de fibra de vidrio de 2 a 4" puede colocarse entre los puntales. Es conveniente crear una cavidad de aire, de 2 a 4" de ancho, entre la pared interior y el recubrimiento exterior.

Otras situaciones más severas de control requieren de una construcción de una pared doble de mampostería pesada y densa, separadas por una cavidad de aire.

2.2 VENTILACION Y RENOVACION DE AIRE

La infiltración se refiere al aire exterior que ingresa al ambiente acondicionado a través de las hendiduras alrededor de las ventanas, puertas o a través de las paredes y techos. La cantidad de infiltración depende del tipo de construcción, de las condiciones del edificio, y principalmente de las corrientes de aire exterior. La infiltración puede ser también afectada por el balance del aire dentro del espacio acondicionado. La **ventilación natural** es el intencional desplazamiento de aire a través de

espacios abiertos tales como ventanas, puertas, pozos, etc. La **ventilación mecánica** es encambio el movimiento de inducción o extracción del aire en un ambiente, mediante el uso de un equipo mecánico o ventilador.

INFILTRACIONES Y VENTILACION NATURAL: La cantidad de aire que entra y sale del edificio debido a las infiltraciones, exfiltraciones, o ventilación natural, dependen de la diferencia de presión entre el interior y el exterior y de la resistencia al flujo de aire a través de los espacios abiertos del edificio. Esta diferencia de presión se debe principalmente al efecto del viento o a la diferencia de densidades entre el aire interior y el exterior, produciéndose lo que se conoce como el **efecto de chimenea**. Cuando es debida al viento, el aire entra a través de los espacios abiertos de las paredes, pisos o techos que se encuentran en la dirección de este. Si las infiltraciones son debido a la diferencia de densidades por la variación temperatura entre el interior y el exterior, el flujo se realiza a lo largo del camino que ejerce menor resistencia a los ingresos o escapes de aire en un edificio caliente o frío.

Si el aire suministrado es mayor que el que es retornado a la máquina, el espacio acondicionado estará presurizado y la infiltración podrá ser nula o por lo menos insignificanamente pequeña. Si la cantidad total de aire de retorno excede a la cantidad de aire de suministro, el espacio experimentará una presión negativa y la infiltración se incrementará. Cuando la cantidad de aire suministrado al espacio es igual al aire retornado, el espacio tendrá una presión neutral y la infiltración dependerá principalmente de las corrientes de viento exterior.

El flujo de aire debido al viento al rededor o sobre un edificio crea regiones en las cuales las presiones están por encima o debajo de la corriente de aire quieto. Las presiones de viento son positivas sobre una superficie si esta se encuentra en la dirección de donde viene la corriente (barlovento), resultando un flujo de ingreso, y negativas si está en la dirección opuesta al flujo (sotavento), resultando una salida de aire.

El aire de infiltración puede ser una fuente considerable de aporte térmico en el cálculo de carga de un edificio, y es importante para determinar la humidificación o deshumidificación requerida en el

ambiente.

Las infiltraciones pueden ser estimadas a través del método de las hendidjas (estimando las hendidjas al rededor de las ventanas y puertas como la mayor fuente de filtraciones de aire); o por el método de cambios de aire, asumiendo un número aproximado de cambios de aire por hora para cada cuarto.

La exactitud del método de las hendidjas en el diseño del cálculo de carga esta restringida por las limitaciones en los datos característicos de las filtraciones a través de los componentes y por la dificultad de estimar la diferencia de presión apropiada bajo condiciones de diseño, de temperatura y del viento. Estas son datos que varían de acuerdo a los componentes que se usan en la construcción del edificio.

Las infiltraciones y ventilaciones naturales más importantes a considerar en nuestro cálculo de carga son las que se producen debido a las aperturas de las puertas y ventanas de un ambiente acondicionado. Estas se estiman en la Tabla XLII del apéndice, dependiendo del número de aperturas por hora para cada aplicación específica.

VENTILACION MECANICA: Algunos edificios o habitaciones son usualmente presurizadas con una ventilación mecánica, para proveer sustancialmente mayor aire fresco exterior, a través de extracciones. Cuando los requerimientos de ventilación y renovación de aire no pueden ser satisfechos a través de las infiltraciones o por la ventilación natural, en los casos de aplicaciones especiales, será necesario el uso de sistemas de extracción o inducción de aire para producir mayor flujo de aire del exterior. Esto ocurre en salones donde existen grandes concentraciones de personas o donde se generan ambientes contaminados por olores, humos, etc.

Usualmente el aire de ventilación es tomado directamente del exterior, mezclado con el aire de retorno, y pasado a través del equipo de enfriamiento y después conducido hacia el ambiente acondicionado. El aire de ventilación que es introducido al equipo no es considerado como carga de aporte del ambiente.

Tanto la ventilación directa como las infiltraciones son consideradas como renovaciones de aire fresco del exterior. En caso de no usarse un sistema de ventilación, el aire fresco requerido por número de ocupantes deberán proporcionarlo las infiltraciones. En esta situación, es necesario controlar que estas

provean una adecuada cantidad de aire.

Las ventilaciones recomendadas en ambientes específicos son resumidas en la Tabla XLIII. Aunque esta nos garantizan la dilución total de las concentraciones de contaminantes generados en los espacios, podrá ser utilizada con ciertas restricciones que nos permitan disminuir los requerimientos y hacer más prácticos los sistemas de aire acondicionado y de extracción, siempre y cuando las exigencias nos lo permitan.

2.3 LAS CONDICIONES AMBIENTALES A MANTENER EN LAS DIFERENTES AREAS

2.3.1 TEATROS, SALAS DE CINE Y CONFERENCIAS

Una de las principales fuente de calor que influye directamente en la capacidad del equipo de aire acondicionado es el número de espectadores, que estará dado por la cantidad de sillas con que cuentan estos recintos. Si bien es cierto esta es una carga que fluctúa en forma considerable a lo largo del día, los perfiles de ocupación comúnmente sitúan la carga pico entre las 19:00 y 21:00 horas, en tales condiciones podríamos considerar

despreciable la carga debida a las radiaciones solares, sin embargo existen casos en los cuales los teatros y salas de cine funcionarán durante el día, es por esta razón que en los cálculos se considerarán las máximas cargas debidas tanto al número de ocupantes como a las condiciones exteriores, con lo cual garantizaremos condiciones normales de funcionamiento en cualquier momento.

Las grandes concentraciones de personas que en estas aplicaciones se producen, obligan a realizar extracciones de aire que garanticen la dilución de contaminantes que se generarán. Las exigencias de las normas internacionales podrían estar limitadas por excesivos costos de operación, sin embargo la limitación de actividades como el fumar podrían reducir estas a rangos de extracción de 5 CFM por personas, la que se considerará aceptable para mantener las condiciones interiores deseables. Esta regulación es tan decisiva que en teatros y salas de cine donde se permitan fumar las exigencias de ventilación deberían estar por el orden de los 30 CFM por personas para obtener las mismas condiciones que en el caso anterior. Por lo tanto en las salas del teatro y cine de

la Casa de la Cultura Núcleo del Guayas, como ocurre normalmente en todas, deberá estar explícitamente prohibido "fumar", de lo contrario las condiciones de trabajo de los sistemas de climatización y ventilación no satisfacerán los requerimientos interiores de confort.

El tamaño y densidad de su construcción que estará en gran medida expuesta a las radiaciones solares, provocará una considerable carga debida al almacenamiento térmico. Este constituye otro importante factor a ser considerado en el cálculo de carga.

Normalmente estas salas tendrán una considerable altura de techo, esto produce una disposición de capas de aire a diferentes alturas debido a la diferencia de densidad de las mismas producida por el calor que generan las luces, lo que se conoce como "estratificación". Este efecto será aprovechado convenientemente en aire acondicionado, ya que se podrá mantener las condiciones ambientales ideales en la zona ocupada sin que toda la masa de aire entre el

piso y el techo sea fuente de calor, sino solo las zonas o capas más próximas a los niveles ocupados.

Para lograr esta estratificación las salidas terminales de aire estarán ubicadas inmediatamente por encima del nivel a acondicionar. Si se utilizan difusores de techo, todo el volumen de aire contribuirá a la carga de calor y la estratificación no ocurre.

Las condiciones de confort universalmente aceptadas, se logran a temperaturas de bulbo seco en el rango de los 75-78 °F, las mismas que serán consideradas adecuadas para esta aplicación. Para considerar los efectos de almacenamiento se procederá a realizar un pre-enfriamiento, para este efecto el termostato estará graduado 3 grados por debajo de las consideraciones de diseño.

La humedad relativa en estos espacios deberá estar en el rango de 40-60%, la gran cantidad de aire exterior de ventilación requerida provocará rangos altos de humedad relativa, más aun si no se cuenta con un proceso de deshumidificación apropiado. Pero estos son

rangos totalmente aceptables sin causar efectos negativos en el confort.

Los sistemas de distribución de aire deberán estar dimensionados de manera que satisfagan condiciones de velocidad que permitan flujos estables y libres de ruido. Considerando normas comúnmente establecidas, las velocidades del aire en los ductos a la salida del ventilador no excederá los 800 FPM. Como el sistema de ductos ha sido diseñado bajo el método de presión estática constante, esta velocidad disminuirá a lo largo del mismo. Por lo tanto será la máxima considerada en el diseño.

El control del ruido y vibración dentro de estos espacios es un factor de diseño muy importante que merecerá atención especial. Las actividades que en estos se realizan necesitarán condiciones de acústicas especiales y niveles de ruido a la salida del aire por los difusores que no excedan los NC-25 en el sector del público y los NC-15 en el escenario. Para tales efectos las unidades terminales se dimensionarán para que el aire salga por estas a 400 FPM o menos, según el tipo y diseño del

difusor.

Los equipos manejadores de aire estarán provistos en todos los casos por aisladores de vibración y por el adecuado aislamiento acústico, así mismo los ductos de aire de suministro y de retorno estarán provistos de silenciadores o atenuadores de ruido, con lo cual se cumplirán todas las normas y requerimientos que este tipo de aplicación exige.

2.3.2 SALA DE EXPOSICIONES - PINACOTECA

En general las salas de exposiciones son ambientes en los cuales se exhiben pinturas, esculturas, etc., las misma que requieren un cierto control de las condiciones ambientales, para garantizar no solo el confort de las personas que normalmente acuden a observarlas sino también para preservar y mantener en buen estado los objetos que en ellas se exponen. En este caso, para el diseño del sistema de aire acondicionado se pondrá atención especial al control de la temperatura y la humedad a mantener en el ambiente.

Igual que en el caso anterior, la cantidad de luces que requerirá ser instalada la obtendremos de la Tabla XLIV, la que resume la densidad de estas para algunas aplicaciones comunes. Esta se fijará en 2 watts/Ft², considerando toda el área destinada a exposiciones.

En aplicaciones como estas en donde no está explícito el número de ocupantes, este se determinará a través de la Tabla XLV del apéndice la misma que muestra un promedio general de ocupación por unidad de área hábil. Para este caso específico se determinará un promedio de 10 Ft² para cada persona, en zonas de alta concentración y de 1.000 Ft² por persona en corredores y áreas menos concurridas. En términos generales el aporte de carga debido a los ocupantes es una consideración especulativa puesto que esta no se mantendrá constante durante todo el tiempo que esté funcionando el equipo de aire acondicionado. Generalmente para el caso específico que estamos tratando se la ha considerado a esta como un factor más de seguridad que nos garantizará una adecuada y constante climatización.

Las diversas consideraciones de diseño hacen énfasis especial en la temperatura y humedad relativa del ambiente. Se considerará adecuada, para áreas de exhibición de arte, rangos de temperatura que fluctúen entre los 60-72 °F, y una humedad relativa del orden del 50% estrictamente ($\pm 2\%$).

Las infiltraciones consideradas son básicamente las debidas a las aperturas de los ascensores. Ya que la estructura sólida de la habitación minimisan las que podrían producirse por otros medios.

La relativamente baja concentración normal de ocupantes nos permiten disminuir las extracciones y ventilaciones de aire exterior. Estas estarán limitadas solo a las que se realicen en los baños que se encuentran dentro del área, las que producirán también cierta renovación del aire de la sala.

Aunque el nivel de ruido no es un criterio de diseño estrictamente considerado, este es básico pues nos permitirá el confort necesario para realizar las actividades normalmente. Los

niveles de ruido a mantener son menos severos que en el caso anterior, pero así mismo limitados. Los ductos se dimensionaron tomando como velocidad máxima 1.000 FPM, a la salida de las manejadoras de aire, y las unidades terminales seleccionadas para suministrar el mismo a velocidades en el orden de los 500-600 FPM. Los debidos aislamientos térmicos y acústicos establecerán, bajo estas condiciones, niveles de ruido entre NC 30-35, según requerimientos específicos.

2.3.3 ZONAS DE OFICINAS

El proyecto de la Casa de la Cultura Núcleo del Guayas, contempla algunos niveles de oficinas, tanto las consideradas dentro del Centro Cultural como las de la torre de oficinas privadas.

Se ha considerado el funcionamiento del sistema y perfil de ocupación desde las 8:00 hasta las 19:00, 5 de los 7 días de la semana. A lo largo del cual este se lo asume aproximadamente constante debido a que son dependencias privadas. La densidad promedio de ocupación considerada para el cálculo del número de



ocupantes es de 75 Ft² por persona en áreas de circulación común y de 200 Ft² por persona para las estrictamente privadas.

La cantidad de luces se determinó en base a conceptos experimentales, en 2-5 watts/Ft² en las áreas de trabajo común y en 5-10 watts/Ft² en zonas especiales de trabajo, como por ejemplo salas de computación, dibujo, ect.

El calor generado por los equipos que normalmente se encuentran en este tipo de aplicación fueron también considerados, haciendo una asunción promedio de la cantidad de estos. Equipos como por ejemplo computadoras, impresoras, copiadoras, cafeteras, máquinas de escribir eléctricas entre otros, son una considerable fuente de calor especialmente latente.

Los requerimientos de ventilación igual que en el caso anterior, fueron satisfechos con las extracciones en los baños y por las infiltraciones consideradas a través de los ascensores y ventanas principalmente. Las actividades que se realizan en estas no son generadoras de contaminantes por las que se

tenga que realizar grandes extracciones. Por las características del sistema deberá estar totalmente prohibido fumar dentro de las oficinas, de lo contrario las extracciones no satisficieran las condiciones de confort.

Las condiciones a mantener dentro de estos ambientes serán las generales y comunes tanto en temperatura como en humedad relativa. Se conciderará completo estado de confort con temperaturas de buldo seco en rango de los 74-78 °F y una humedad relativa entre 40-50%.

Los niveles de ruido serán por condiciones de diseño deseablemente más altos que los anteriores, pues estos permitirán "ocultar" las actividades que se realicen dentro de las oficinas, permitiendo más privacidad. Niveles entre los NC 30-40 son aplicados en los sistemas dentro de todas las oficinas. Así mismo estos nos permiten trabajar con velocidades mayores dentro de los ductos de aire, en este caso específico se diseñaron para trabajar con un máximo de 1.200 FPM a la salida del ventilador.

2.3.4 EXTACCIONES

Existen algunos sistemas de extracción en todo el diseño de la Casa de la Cultura. Estas han sido concebidas en base a los siguientes criterios de diseño:

- 1.- El sistema de extracción de la zona de parqueos en el sótano 2, ha sido calculado en base al número máximo de vehículos albergados, este se diseñó para extraer 150 CFM de los gases de escapes generados por cada vehículo, esto nos garantiza la dilución total de los contaminantes generados por la combustión.
- 2.- Las extracciones producirán una renovación de aire en todos los baños en el orden de los 10 cambios por hora. Esta nos garantiza la dilución de los malos olores generados.
- 3.- El sistema de extracción del teatro cumple con los requerimientos y recomendaciones para este tipo de aplicación. Este provocará una renovación en el orden de 10 CFM por persona en la zona del escenario y,

de 5 CFM por persona en las zonas del público.

- 4.- Las extracciones en los corredores del cine renovarán el aire en el orden de los 15 cambios por hora.
- 5.- El sistema de extracción del hall principal se concibió tomando como base 10 cambios por hora. La densidad de ocupantes por área en comparación con la altura de este, hacen que esta sea una renovación razonable para esta aplicación.
- 6.- Las extracciones en la sala del cine fueron determinadas en base a los mismos parámetros que para las zonas de público del teatro, es decir 5 CFM por persona.
- 7.- Los extractores del taller de fotografía y del cuarto de limpieza de cuadros, producirán una renovación de aire de 10 cambios por personas.

CAPITULO III

EL ANALISIS TERMICO DEL EDIFICIO

Antes de realizar el análisis térmico del edificio es importante esbosar brevemente el fenómeno astrológico.

El planeta Tierra es, aproximadamente, esférico con un diámetro de 7.900 millas. Esta efectúa un movimiento de rotación alrededor de su eje cada 24 horas y un movimiento de traslación alrededor del Sol en un período de 365 1/4 días.

La Tierra gira alrededor del Sol en una trayectoria prácticamente circular, con este localizado ligeramente fuera del centro. El 1 de enero la Tierra está en su posición más cercana al Sol, mientras que el 1 de julio está en la más remota, la cual es aproximadamente 3.3% más lejos. Debido a que la intensidad de la radiación solar varía inversamente con el cuadrado de la distancia que nos separa del Sol, en enero la Tierra recibe más radiación solar que en julio en alrededor del 7%. Otro aspecto importante a considerar es el hecho de que el eje de rotación de la Tierra está inclinado aproximadamente 23.5 grados, con respecto a su órbita al rededor del Sol.

Esta posición inclinada, junto con la rotación diaria y la traslación alrededor del Sol, constituyen los factores que gobiernan la distribución de la radiación solar en la superficie terrestre, la longitud variable del día y la noche, así como las diversas estaciones del año.

La Figura 2 muestra la posición de la Tierra relativa a los rayos del solares en la época del solsticio de invierno. Durante el solsticio de invierno (aproximadamente el 22 de diciembre), el polo norte está inclinado 23,5 grados alejándose del sol. Todos los puntos de la superficie por encima de los 66,5 grados de latitud norte están en completa oscuridad mientras que todas las regiones dentro de los 23,5 grados de polo sur reciben continuamente la luz del Sol. En la época del solsticio de verano (aproximadamente el 22 de junio) la situación se invierte. En la época de los equinoccios (22 de marzo y 22 de septiembre) ambos polos están equidistantes del Sol.

Debido al efecto de inclinación del eje, la superficie de la Tierra se ha dividido en 5 zonas:

- 1.- La zona tórrida, incluye todos los lugares donde el Sol está en cénit (perpendiculares a la superficie de la tierra) al menos una vez al año. Esta zona incluye 23,5 grados a cada lado del ecuador.

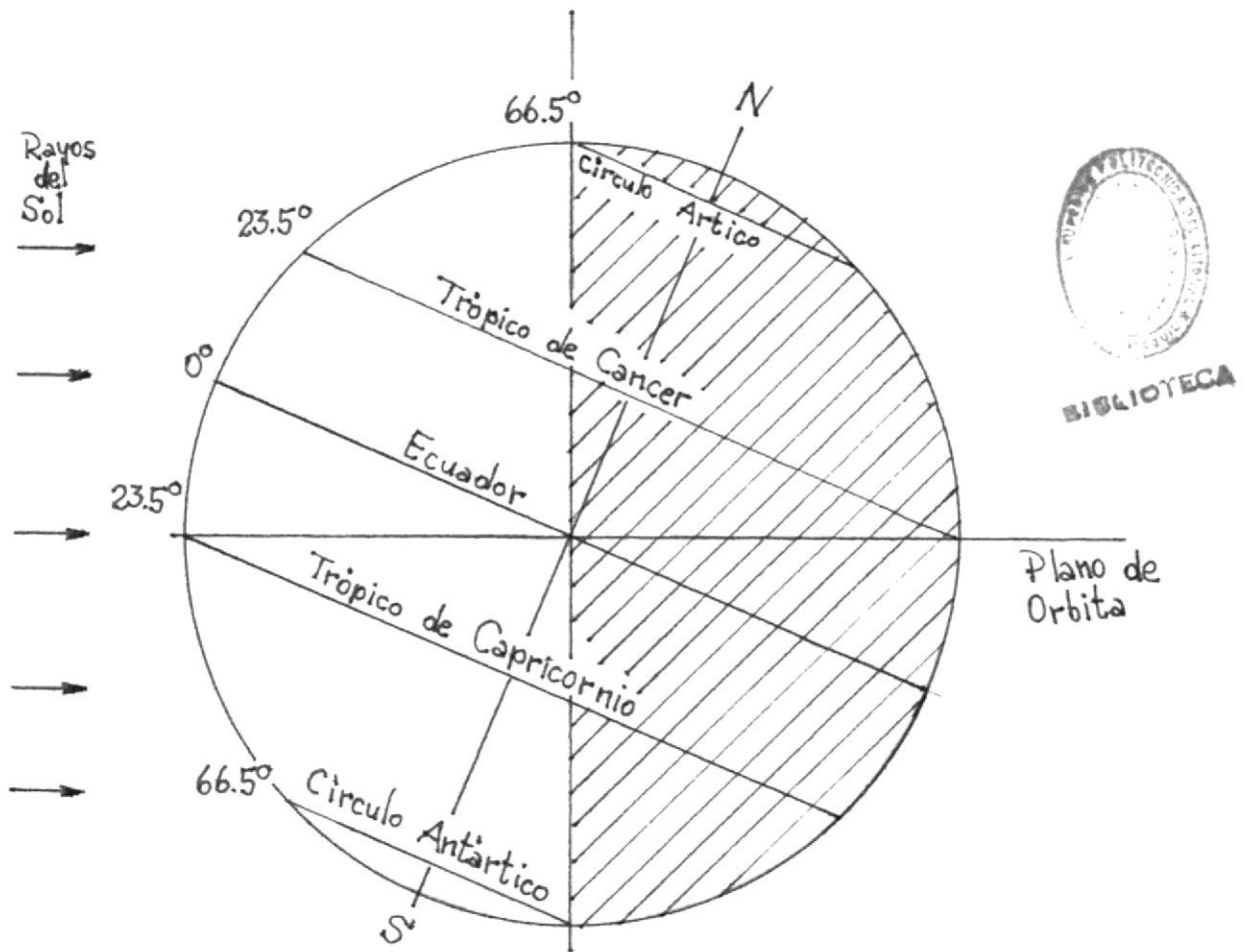


Fig. 2 Posición de la tierra en relación a los rayos solares en la época de solsticio de invierno.

2.- Las zonas templadas, incluye todos los lugares donde el Sol aparece todos los días en el horizonte, pero nunca en el cénit. Estas zonas se extienden en latitudes de 23,5 a 66,5 grados (norte y sur).

3.- Las zonas frías, incluyen todos los lugares donde el Sol permanece por debajo del horizonte (o sobre él) al menos un día cada año. Las zonas frías se

extienden 23,5 grados desde los polos.



El Ecuador es un país que se encuentra dentro de la zona tórrida justo sobre la latitud cero. Recibirá por lo tanto más radiación solar durante el solsticio de invierno.

Todos los cálculos de carga para aire acondicionado se los realiza considerando la carga máxima o pico; por lo tanto el 21 de diciembre a las 15H00 será la fecha exacta en la cual evaluaré todos los cálculos de carga.

3.1 LAS GANANCIAS TERMICAS

3.1.1 GANANCIAS EXTERNAS DE CALOR

Las principales fuentes de cargas externas son:

- a.- Ganancia de calor por las ventanas
- b.- Ganancia de calor por las paredes y techos
- c.- Ganancia de calor por el aire de ventilación e infiltración.

a.- **GANANCIA DE CALOR POR LAS VENTANAS:** Las ganancias de calor a través de las ventanas de vidrio se producen básicamente por dos medios: (1) por la radiación solar que incide sobre la superficie del vidrio y, (2) debido a la

transmisión del calor a través del mismo. La ganancia de calor total a través de las ventanas de vidrio será por lo tanto la suma del calor radiado y transmitido por la superficie.

1.- La ganancia de calor debido a la radiación solar incidente, depende básicamente de los siguientes factores:

La cantidad de radiación que incide sobre el vidrio. Esta puede ser radiación directa y/o reflejada o difusa. La "radiación pico" que incide sobre las superficies de vidrio depende de la dirección de estas superficies, la hora del día, el mes y la latitud, a la cual se realizan los cálculos. En las Tablas XLVI y XLVII del apéndice, se resumen los factores de ganancia de calor solar (Solar Heat Gain Factors-SHGF) para las diferentes direcciones, latitudes y horas más significativas, tanto para vidrios desnudos como para vidrios internamente sombreados respectivamente.

El almacenamiento térmico en los diferentes materiales de construcción. La radiación

solar que penetra las superficies de vidrio no solo calienta directamente el aire del espacio a ser acondicionado. Esta energía radiante primeramente incide sobre las superficies sólidas calentándolas, y luego estas transfieren la energía al aire en el interior del ambiente. Este calentamiento deberá ser considerado como parte de la carga en el cálculo del equipo de enfriamiento. Eventualmente, toda la energía radiante que penetra los vidrios podrá ser removida inmediatamente por el equipo de enfriamiento, pero este "almacenamiento térmico" es una carga que se mantendrá latente durante un cierto período de tiempo. El efecto de este almacenamiento está considerado e incluido en los factores de ganancia de calor solar de las Tablas XLVI Y XLVII del apéndice.

El sombreado asociado con las superficies de vidrio. Es otro factor que influye directamente con la ganancia de calor debido a las radiaciones solares. El sombreado externo por medio de toldos, mamparas solares o biseras (overhangs), son

los métodos de sombreado más efectivos para disminuir el efecto de la radiación solar.

El sombreado interno mediante persianas interiores, cortinas, etc, es menos efectivo puesto que permite reflejar parte de la radiación que pasa a través del vidrio. La Tabla XLVIII tabula los factores de sombreado SF (Shade Factor) que deben ser usados para calcular las ganancias de calor asociadas con las diferentes maneras de sombreado interno de los vidrios.

El área del vidrio. Es la sección de incidencia de los rayos solares y de transferencia de calor, es otro de los factores de los que depende el efecto de ganancia de calor por la radiación solar. Esta se determina directamente mediante las dimensiones del vidrio expuesto.

Teniendo en consideración todos los factores anteriormente analizados, podemos definir la ganancia de calor por la incidencia de la radiación solar sobre las ventanas de vidrio a través de la siguiente ecuación:

$$Q_s = SRHG \times SF \times A \quad \text{Ec. 3.1}$$

donde:

Q_s = Ganancia de calor solar sensible por el vidrio (BTU/Hr.)

SRHG = Factor de ganancia de calor por la radiación solar (BTU/ Hr Ft²)

SF = Factor de sombreado

A = Area de la ventana de vidrio (Ft²)

Cuando la ventana está sombreada por una bisera exterior u "overhang", **la porción sombreada del vidrio** estará sujeta a la misma ganancia de calor por radiación solar que si fuese un vidrio orientado en dirección norte.

Para calcular las áreas sombreada y expuesta al Sol de una ventana de vidrio cubierta parcialmente por un overhang, determinamos la distancia de la línea de sombra al borde inferior del overhang multiplicando la longitud del mismo (distancia que sale el overhang de la línea de ventana) por el factor de aplicación de la Tabla XLIX del apéndice. Luego se sustrae la distancia

vertical desde el borde inferior del overhang al extremo superior de la ventana (si lo hubiera), dándonos como resultado la altura de la porción sombreada de la ventana. El área sombreada de la ventana se la obtendrá multiplicando la altura correspondiente por el ancho de la misma la cual será tratada según se dijo anteriormente, como un vidrio orientado en dirección norte. La diferencia será el área de la ventana expuesta directamente al Sol y estará sujeta a la ganancia de calor por radiación solar para la dirección correspondiente de la ventana tratada.

- 2.- El calor que es conducido a través de una ventana de vidrio deberá ser incluido en los cálculos de la carga de enfriamiento. Esta ganancia o pérdida de calor puede ser calculada a través de la siguiente ecuación:

$$Q_s = U \times A \times T.D. \qquad \text{Ec. 3.2}$$

donde:

Q_s = Flujo de calor sensible (BTU/Hr.)

U = Coeficiente de transferencia de calor

específica del vidrio (BTU/Hr. Ft² °F)

A = Area del vidrio (Ft²)

T.D. = Diferencia de temperatura entre los
ambientes interior y exterior (°F)

Los valores del coeficiente de transferencia de calor específica a través de las ventanas U, para diferentes materiales, son resumidos en la Tabla L.

b.- GANANCIA DE CALOR POR LAS PAREDES Y TECHOS:

El flujo de calor a través de la estructura de las paredes y techos resulta de la combinación de un sinnúmero de factores como:

- 1.- La diferencia de temperatura a lo largo de la estructura del componente.
- 2.- El efecto de la radiación solar incidente sobre la estructura.
- 3.- El tipo de material con el que está constituido la estructura por la que fluye el calor.

En suma se puede definir las ganancias de calor

a través de las paredes exteriores y techos mediante la siguiente ecuación:

$$Q_s = U \times A \times ETD \qquad \text{Ec. 3.3}$$

donde:

Q_s = El flujo de calor sensible (BTU/Hr.)

U = Coeficiente de transferencia de calor específico para el componente (BTU/Hr Ft² °F)

A = Area del componente (Ft²)

ETD = Diferencia de Temperatura Equivalente (°F)

Las ganancias de calor a través de los componentes estructurales del edificio se calculan a la hora de máximo flujo térmico, y se deben, no solo a la diferencia de temperatura del aire que baña sus superficies interiores y exteriores, sino también al calor absorbido por las exteriores. La insolación y la diferencia de temperaturas entre el interior y el exterior son esencialmente variables en el transcurso del día, por lo tanto el flujo de calor a través de las estructuras es inestable. Esto a motivado el uso del concepto empírico de "diferencia de temperatura equivalente (ETD)",

definida como la diferencia entre las temperaturas del aire en el interior y exterior que resulta del flujo calorífico total a través de la estructura, originado por la radiación solar y la temperatura exterior variables. Esta diferencia equivalente de temperatura debe tener en cuenta los diversos tipos de construcción y orientaciones del edificio.

La diferencia de temperatura equivalente combina por lo tanto los efectos de la radiación solar, el almacenamiento térmico y la diferencia de temperaturas del aire en los espacios interior y exterior. La Tabla LII resume las diferentes temperaturas equivalentes (ETD), que se aplican en el cálculo de paredes exteriores. La Tabla LIII esbosa así mismo las diferentes temperaturas equivalentes para los diversos tipos de materiales de construcción de los techos.

La ganancia de calor a través de las superficies interiores, como es el caso de las paredes o divisiones internas (conocidas como particiones) y de los pisos y techos que no están expuestos a las radiaciones solares,

deberán ser calculados mediante la siguiente ecuación:

$$Q_s = U \times A \times T.D. \quad \text{Ec. 3.4}$$

donde:

Q_s = Flujo de calor sensible (BTU/Hr.)

U = Coeficiente de transferencia de calor
(BTU/Hr Ft² °F)

A = Area del componente (Ft²)

$T.D.$ = La diferencia de temperatura estimada a
través del componente (°F)

La diferencia de temperatura estimada a través del componente para este caso, dependerá del tipo de ambiente adjunto al cuarto climatizado, y del cual la pared, piso o techo lo divide. Estos valores para diferentes condiciones los encontramos en la Tabla LIV del apéndice.

Los coeficientes de transferencia de calor (U), referidos en las diferentes ecuaciones, incluyen los efectos de la resistencia térmica que ejercen los materiales de construcción y de aislamiento así como la resistencia térmica asociada con el calor de convección en las superficies de las paredes. Los valores de U

usados en los cálculos de la carga de enfriamiento y calentamiento en un espacio determinado para diferentes tipos y arreglos de paredes, techos y pisos, están tabulados en la Tabla LI del apéndice.

c.- GANANCIA DE CALOR POR EL AIRE DE INFILTRACION Y VENTILACION: Tanto el aire de infiltración como el de ventilación son considerados como aportes a la carga térmica del mismo tipo, pues es aire exterior que ingresa al ambiente. La carga sensible asociada con las infiltraciones y/o el aire de ventilación puede ser calculada a través de la siguiente ecuación:

$$Q_s = 1.1 \times \text{CFM} \times \text{T.D.} \qquad \text{Ec. 3.5}$$

donde:

Q_s = Calor sensible (BTU/Hr.)

1.1 = Constante que se deriva de las leyes de física

CFM = Cantidad de aire de infiltración y/o ventilación (Ft³/min.)

T.D. = Diferencia de temperatura entre las corrientes aire interior y exterior

La Ec. 3.6 será utilizada para calcular la carga latente asociada con las infiltraciones y/o el aire de ventilación:

$$QL = 0.68 \times CFM \times GR \quad \text{Ec. 3.6}$$

donde:

QL = Carga latente (BTU/Hr.)

0.68 = Constante que se deriva de las leyes de física

CFM = Cantidad de aire infiltrado (Ft³/ min.)

GR = Diferencia entre la humedad absoluta del aire del interior con el del exterior.

Mediante el uso de las tablas pertinentes, determinaré la cantidad total de aire (CFM) que ingresa a cada ambiente ya sea como infiltraciones o por las extracciones que se realicen. Estos serán los CFM totales que se incluyen en las dos ecuaciones anteriores.

3.1.2 GANANCIAS INTERNAS DE CALOR

Al igual que las cargas externas, las internas consisten en calor radiado que es parcialmente almacenado. Estas ganancias provienen básicamente de las siguientes fuentes:

- a.- Ganancia de calor debido a las personas
- b.- Ganancia de calor debido a las luces
(iluminación)
- c.- Ganancias de calor debido a motores y demás
equipos ubicados en cada área

a.- **GANANCIA DE CALOR DEBIDO A LAS PERSONAS:** El número de personas que están dentro del ambiente acondicionado es una contribución significativa a la cantidad de calor latente y sensible del total de la carga del espacio. La carga térmica debido a las personas puede ser calculada basándonos en el número promedio de personas en la habitación durante el período de máxima carga. La contribución a la carga térmica irá acorde también con el grado de actividad de las personas que se encuentran en el interior de la habitación.

El número de personas dentro de un espacio dependerá básicamente de la aplicación que se le valla a dar (Tabla XLV), aunque puede depender de muchos factores específicos.

En el apéndice, la Tabla LV nos muestra las cargas sensible y latente con que aporta cada persona de acuerdo a su grado de actividad, para diferentes aplicaciones.

b.- GANANCIA DE CALOR DEBIDO A LAS LUCES: El sistema de luces es otra de las fuentes internas de calor a considerar en los cálculos de carga de un espacio acondicionado, el aporte de estas en la carga total dependerá del vateaje y del tipo de luces instalados. La densidad de luces dependerá de la aplicación considerada a climatizar, y son tabuladas en la Tabla XLIV del apéndice.

El aporte de calor asociado con luces incandescentes puede ser calculado mediante la siguiente ecuación:

$$Q_s = 3.4 \times \text{VATEAJE INSTALADO} \quad \text{Ec. 3.7}$$

donde:

Q_s = Calor sensible ganado (BTU/Hr.)

3.4 = Factor con el cual se convierten los vatios a BTU/Hr.

La ganancia de calor por el uso de luces fluorescentes puede ser calculado por la siguiente ecuación:

$$Q_s = 4.1 \times \text{VATEAJE INSTALADO} \quad \text{Ec. 3.8}$$

donde:

Q_s = Calor sensible ganado (BTU/Hr.)

4.1 = Factor con el cual se convierten los vatios a BTU/Hr. (Este factor también incluye el calor producido en la caja de soporte o "ballast")

Cuando las luces son instaladas en el plenum de retorno de aire, deberán hacerse consideraciones especiales. En este caso, el 60% del vateaje instalado es aporte directo de carga de las luces. El remanente 40% de la carga de calor de las luces es removido por el flujo de aire de retorno. En todo caso el 100% del vateaje instalado es usado para calcular la carga total que maneja el equipo de aire acondicionado. En conclusión los plenums de retorno de aire reducen la carga de calor generada por las luces hacia la habitación, pero no afectan a la carga total manejada por el equipo.

c.- GANANCIAS DE CALOR DEBIDO A MOTORES Y DEMAS EQUIPOS UBICADOS EN CADA AREA: Se debe tener un cuidado especial en la medición del amperaje de operación asociado con motores grandes o con algunos motores pequeños. No es inusual que la

potencia de operación de un motor (HP o vatios) sea menor que la indicada en la placa base (N.P.). La potencia de operación puede aproximarse multiplicando la potencia indicada en la placa base por la razón entre el amperaje medido del motor en operación y el que se indica en la placa.

$$\text{Potencia de operación} = \frac{\text{Potencia N.P.} \times \text{Amperaje medido}}{\text{Amperaje N.P.}}$$

Ec. 3.9

Esta fórmula es correcta solamente si la razón entre el amperaje medido y el indicado en la placa es mayor o igual a 0.6.

Para motores suministrados con equipos comunes, el dato de placa es una aproximación adecuada para determinar el aporte de calor del mismo en la carga total.

Hay que considerar también al calcular la ganancia de calor debido a los motores, la ubicación de este y la máquina impulsada con respecto a la habitación. La Tabla LVI muestra el calor generado por los motores con

localizaciones alternadas del motor y la maquinaria.

La mayoría de los motores son de uso continuo, de no ser así, será necesario aplicar al valor de ganancia de calor mostrado en la Tabla LVI un factor de uso. Si el motor es utilizado aproximadamente las 3/4 partes del tiempo el factor será 0.75; si el motor es utilizado la mitad del tiempo se usará un factor de 0.5; y así sucesivamente.

Dentro de una habitación encontramos generalmente algunos equipos, dependiendo de su aplicación. Computadoras, refrigeradoras, máquinas de escribir eléctricas, copiadoras, cafeteras, etc., son fuentes de calor a considerar en los cálculos de carga de un ambiente. La Tabla LVII del apéndice nos muestra el calor latente y sensible generado por algunos de los equipos de uso más común.

3.2 EL CALCULO DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO

Antes de resumir los cálculos de la carga de enfriamiento realizados para cada uno de los ambientes, procederé a analizar los diferentes

coeficientes de transferencia de calor de los principales componentes estructurales que intervienen en el proyecto.

1.- Paredes exteriores: Todas las paredes exteriores serán consideradas de bloques de arena y grava de 4 pulgadas de espesor, de corazones huecos, sin aislamiento, y con acabados interior y exterior de enlucido de cemento de 1 pulgada de espesor. En base a las características y arreglo de los componentes, el valor del coeficiente de transferencia de calor seleccionado en las Tablas LI, para las paredes exteriores es:

$$U = 0.323 \text{ BTU}/(\text{Hr. } ^\circ\text{F. Ft}^2)$$

2.- Paredes interiores: Todas las paredes interiores igual que las exteriores serán de bloques de arena y grava de 4 pulgadas de espesor, de corazones huecos, sin aislamiento, y con acabados a ambos lados de enlucidos de cemento de 1 pulgada de espesor. En base a las características y arreglo de los componentes, el valor del coeficiente de transferencia de calor seleccionado en las Tablas LI, para las paredes interiores es:

$$U = 0.280 \text{ BTU}/(\text{Hr. } ^\circ\text{F. Ft}^2)$$

3.- **Techos o pisos interiores:** Se concideraron los techos y pisos de paneles o losa de concreto, prefabricada, de 8 a 10 pulgadas de espesor, con corazones huecos y baldosas de cerámica sobre la misma. El valor del coeficiente de transferencia de calor correspondiene según este arreglo es:

$$U = 0.300 \text{ BTU}/(\text{Hr. } ^\circ\text{F. Ft}^2)$$

Los cálculos de la carga de enfriamiento, considerando las diferentes ecuaciones expuestas anteriormente, son resumidos a través de los siguientes cuadros explicativos:

TABLA III

RESUMEN DE LAS GANANCIAS DE CALOR								
DEBIDO A: LAS VENTANAS								
OBRA: CASA DE LA CULTURA-GUAYAS								
DESCRIPCION: CENTRO CULTURAL								
SECCION	NORTE		SUR		ESTE		OESTE	
	AREA (F ²)	SENSIBLE (MBTUh)	AREA (F ²)	SENSIBLE (MBTUh)	AREA (F ²)	SENSIBLE (MBTUh)	AREA (F ²)	SENSIBLE (MBTUh)
CAMERINOS	-	-	-	-	-	-	-	-
TEATRINO-VESTIBULO	-	-	-	-	-	-	-	-
SALA ENSAYOS	-	-	-	-	-	-	-	-
ALMACEN	-	-	-	-	-	-	-	-
SALA EXPOSICION	-	-	-	-	-	-	-	-
PINACOTECA 1 Y 2	-	-	-	-	-	-	-	-
TEATRO:								
BAR (SOTANO)	-	-	-	-	-	-	-	-
ESCENARIO	-	-	-	-	-	-	-	-
LUNETAS BAJA	-	-	-	-	-	-	-	-
PLATEA ALTA	-	-	-	-	-	-	-	-
CORREDORES	-	-	-	-	346	24,92	-	-
CINE	-	-	-	-	-	-	-	-
OF. ADMINISTRATIVA	-	-	-	-	-	-	834	98,75
TALLERES	-	-	-	-	-	-	850	100,87
TOTALES	-	-	-	-	346	24,92	1.684	199,61

TABLA IV

RESUMEN DE LAS GANANCIAS DE CALOR						
DEBIDO A: PAREDES EXTERIORES, PAREDES INTERIORES, PISOS Y TECHOS						
OBRA: CASA DE LA CULTURA-GUAYAS						
DESCRIPCION: CENTRO CULTURAL						
SECCION	PAREDES EXTERIORES		PAREDES INTERIORES		PISOS Y TECHOS	
	AREA (F ²)	SENSIBLE (MBTUh)	AREA (F ²)	SENSIBLE (MBTUh)	AREA (F ²)	SENSIBLE (MBTUh)
CAMERINOS	-	-	3.479	19, 09	4.900	29, 09
TEATRINO-VESTIBULO	-	-	5.168	5, 83	12.516	112, 66
SALA ENSAYOS	-	-	2.205	15, 42	5.576	50, 18
ALMACEN	-	-	1.010	5, 66	1.458	13, 12
SALA EXPOSICION	552	1, 74	4.362	27, 80	7.964	29, 89
PINACOTECA 1 Y 2	5.778	16, 02	10.076	56, 43	25.152	46, 87
TEATRO:						
BAR (SOTANO)	-	-	1.390	8, 59	2.068	18, 62
ESCENARIO	3.167	7, 43	9.329	52, 25	5.876	35, 25
LUNETAS BAJA	2.074	4, 87	2.759	11, 58	7.246	43, 47
PLATEA ALTA	849	1, 99	2.365	4, 76	5.570	33, 42
CORREDORES	1.742	11, 36	1.487	0, 80	6.828	40, 98
CINE	1.116	2, 32	4.152	16, 21	5.480	21, 77
OF. ADMINISTRATIVA	3.013	17, 49	6.543	36, 64	13.479	63, 26
TALLERES	2.753	14, 75	7.363	41, 23	11.399	30, 29
TOTALES	21.044	77, 95	61.688	302, 28	115.512	568, 86

TABLA V

RESUMEN DE LAS GANANCIAS DE CALOR						
DEBIDO A: LAS INFILTRACIONES Y VENTILACIONES						
OBRA: CASA DE LA CULTURA-GUAYAS						
DESCRIPCION: CENTRO CULTURAL						
SECCION	INFILTRACIONES			VENTILACIONES		
	CAUDAL (CFM)	SENSIBLE (MBTUh)	LATENTE (MBTUh)	CAUDAL (CFM)	SENSIBLE (MBTUh)	LATENTE (MBTUh)
CAMERINOS	110	2.06	8.19	1.600	29.92	119.14
TEATRINO-VESTIBULO	310	5.80	23.08	1.600	29.92	119.14
SALA ENSAYOS	180	3.37	13.40	700	13.09	52.12
ALMACEN	310	5.80	23.08	-	-	-
SALA EXPOSICION	742	13.87	55.22	460	8.60	34.25
PINACOTECA 1 Y 2	680	12.72	50.63	850	15.90	63.29
TEATRO:						
BAR (SOTANO)	30	0.56	2.23	400	7.48	29.78
ESCENARIO	220	4.11	16.38	1.000	18.70	74.46
LUNETAS BAJA	-	-	-	2.000	37.40	148.92
PLATEA ALTA	-	-	-	1.250	23.38	93.08
CORREDORES	540	10.10	40.21	-	-	-
CINE	30	0.56	2.23	1.500	28.05	111.69
OF. ADMINISTRATIVA	740	13.84	55.10	1.150	21.51	85.63
TALLERES	600	11.22	44.68	1.550	28.99	115.41
TOTALES	4.492	83.99	334.45	14.060	262.92	1.046.91

TABLA VI

RESUMEN DE LAS GANANCIAS DE CALOR					
DEBIDO A: LAS PERSONAS					
OBRA: CASA DE LA CULTURA-GUAYAS					
DESCRIPCION: CENTRO CULTURAL					
SECCION	NUMERO DE PERSONAS	CALOR POR PERSONA		CALOR TOTAL (MBTUh)	
		SENSIBLE	LATENTE	SENSIBLE	LATENTE
CAMERINOS	130	315	325	40,95	42,25
TEATRINO	200	210	140	42,00	28,00
VESTIBULO	150	255	255	38,25	38,25
SALA ENSAYOS	56	565	1.035	31,64	57,96
ALMACEN	20	315	325	6,30	6,50
SALA EXPOSICION	280	255	255	71,40	71,40
PINACOTECA 1 Y 2	800	315	325	252,00	260,00
TEATRO:					
BAR (SOTANO)	80	315	325	25,20	26,00
ESCENARIO	100	405	875	40,50	87,50
LUNETAS BAJA	400	210	140	84,00	56,00
PLATEA ALTA	250	210	140	52,50	35,00
CORREDORES	250	315	325	78,75	81,25
CINE	300	210	140	63,00	42,00
OF. ADMINISTRATIVA	82	282	287	23,12	23,53
TALLERES	179	271	274	48,51	49,05
TOTALES	3.277			898,12	904,69

TABLA VII

RESUMEN DE LAS GANANCIAS DE CALOR				
DEBIDO A: LAS LUCES Y EQUIPOS				
OBRA: CASA DE LA CULTURA-GUAYAS				
DESCRIPCION: CENTRO CULTURAL				
SECCION	LUCES (MBTUh)		EQUIPOS (MBTUh)	
	KW	SENSIBLE	SENSIBLE	LATENTE
CAMERINOS	7, 3	17, 92	-	-
TEATRINO	25, 0	102, 30	-	-
VESTIBULO	7, 4	30, 28	-	-
SALA ENSAYOS	8, 5	34, 78	-	-
ALMACEN	3, 0	12, 28	-	-
SALA EXPOSICION	8, 0	16, 37	-	-
PINACOTECA 1 Y 2	25, 0	25, 58	-	-
TEATRO:				
BAR (SOTANO)	3, 0	12, 28	-	-
ESCENARIO	50, 0	170, 50	-	-
LUNETAS BAJA	7, 5	30, 69	-	-
PLATEA ALTA	7, 0	28, 64	-	-
CORREDORES	10, 3	42, 15	-	-
CINE	5, 5	13, 50	20, 00	-
OF. ADMINISTRATIVA	25, 7	63, 10	20, 60	-
TALLERES	17, 3	42, 48	40, 00	-
TOTALES	210, 5	642, 84	80, 60	-

TABLA VIII

RESUMEN DE LAS GANANCIAS DE CALOR			
DEBIDO A: PUERTAS INTERIORES Y PLENUM DE RETORNO			
OBRA: CASA DE LA CULTURA-GUAYAS			
DESCRIPCION: CENTRO CULTURAL			
SECCION	PUERTAS (MBTUh)		PLENUM
	AREA(FI ²)	SENSIBLE	SENSIBLE
CAMERINOS	55	0, 97	45, 14
TEATRINO	53	-	-
VESTIBULO	137	0, 54	-
SALA ENSAYOS	40	0, 44	-
ALMACEN	66	0, 78	-
SALA EXPOSICION	361	4, 46	48, 02
PINACOTECA 1 Y 2	262	3, 25	156, 87
TEATRO:			
BAR (SOTANO)	17	0, 19	-
ESCENARIO	238	2, 66	-
LUNETAS BAJA	-	-	-
PLATEA ALTA	-	-	-
CORREDORES	104	1, 29	-
CINE	100	0, 24	33, 87
OF. ADMINISTRATIVA	344	3, 85	68, 15
TALLERES	260	2, 91	92, 01
TOTALES	2.037	21, 61	444, 06

TABLA IX

RESUMEN TOTAL DE LAS GANANCIAS DE CALOR					
OBRA: CASA DE LA CULTURA-GUAYAS					
DESCRIPCION: CENTRO CULTURAL					
SECCIONES	SENSIBLE (MBTUh)	SENSIBLE (MBTUh)	SENSIBLE (+10%) (MBTUh)	LATENTE (+10%) (MBTUh)	TOTAL (MBTUh)
CAMERINOS	185, 15	169, 58	203, 66	186, 53	390, 20
TEATRINO	225, 43	102, 46	247, 97	112, 71	360, 68
VESTIBULO TEATRINO	142, 14	106, 01	156, 36	116, 61	272, 97
SALA ENSAYOS	148, 92	123, 49	163, 81	135, 83	299, 64
ALMACEN	43, 93	29, 58	48, 33	32, 54	80, 87
SALA EXPOSICION	222, 03	160, 87	244, 24	176, 96	421, 20
PINACOTECA 1 Y 2	741, 37	480, 94	815, 50	529, 03	1.344, 54
TEATRO:					
BAR (SOTANO)	72, 92	61, 02	80, 21	67, 12	147, 33
ESCENARIO	331, 40	178, 34	364, 54	196, 18	560, 72
LUNETAS BAJA	212, 01	204, 92	233, 21	225, 41	458, 62
PLATEA ALTA	144, 68	128, 08	159, 15	140, 88	300, 03
CORREDORES	210, 34	121, 46	231, 37	133, 60	364, 97
CINE	199, 53	155, 92	219, 48	171, 52	391, 00
OF. ADMINISTRATIVA	453, 23	164, 23	498, 55	180, 65	679, 20
TALLERES	430, 28	209, 03	473, 31	229, 93	703, 24
TOTALES	3.763, 36	2.395, 92	4.139, 69	2.635, 51	6.775, 20

TABLA X

RESUMEN DE LAS GANANCIAS DE CALOR								
DEBIDO A: LAS VENTANAS								
OBRA: CASA DE LA CULTURA-GUAYAS								
DESCRIPCION: TORRE DE OFICINAS								
SECCION	NORTE		SUR		ESTE		OESTE	
	AREA (Ft ²)	SENSIBLE (MBTUh)	AREA (Ft ²)	SENSIBLE (MBTUh)	AREA (Ft ²)	SENSIBLE (MBTUh)	AREA (Ft ²)	SENSIBLE (MBTUh)
OFICINAS 5to. PISO	-	-	-	-	740	15, 85	827	97, 97
OFICINAS 6to. PISO	-	-	-	-	740	42, 49	827	97, 97
OFICINAS 7mo. PISO	-	-	-	-	682	14, 61	761	90, 46
OFICINAS 8vo. PISO	-	-	-	-	617	13, 21	614	72, 54
OFICINAS 9no. PISO	-	-	-	-	551	11, 81	638	76, 35
CAFETERIA	245	9, 44	589	19, 31	426	9, 11	394	14, 49
TOTALES	245	9, 44	589	19, 31	3.756	107, 08	4.061	449, 78

TABLA XI

RESUMEN DE LAS GANANCIAS DE CALOR						
DEBIDO A: PAREDES EXTERIORES, PAREDES INTERIORES, PISOS Y TECHOS						
OBRA: CASA DE LA CULTURA-GUAYAS						
DESCRIPCION: TORRE DE OFICINAS						
SECCION	PAREDES EXTERIORES		PAREDES INTERIORES		PISOS Y TECHOS	
	AREA (F ²)	SENSIBLE (MBTUh)	AREA (F ²)	SENSIBLE (MBTUh)	AREA (F ²)	SENSIBLE (MBTUh)
OFICINAS 5to. PISO	2.640	13.14	2.371	13.28	13.744	66.41
OFICINAS 6to. PISO	2.443	11.38	2.350	13.16	12.608	60.58
OFICINAS 7mo. PISO	2.368	10.84	1.638	9.17	11.492	55.53
OFICINAS 8va. PISO	2.411	11.03	1.638	9.17	10.310	49.62
OFICINAS 9na. PISO	2.260	10.54	1.638	9.17	9.166	44.23
CAFETERIA	216	1.63	786	4.40	3.528	19.72
TOTALES	12.338	58.56	10.421	58.35	60.848	296.09

TABLA XII

RESUMEN DE LAS GANANCIAS DE CALOR						
DEBIDO A: LAS INFILTRACIONES Y VENTILACIONES						
OBRA: CASA DE LA CULTURA-GUAYAS						
DESCRIPCION: TORRE DE OFICINAS						
SECCION	INFILTRACIONES			VENTILACIONES		
	CAUDAL (CFM)	SENSIBLE (MBTUh)	LATENTE (MBTUh)	CAUDAL (CFM)	SENSIBLE (MBTUh)	LATENTE (MBTUh)
OFICINAS 5to. PISO	100	1, 87	7, 45	800	14, 96	59, 57
OFICINAS 6to. PISO	100	1, 87	7, 45	700	13, 09	52, 12
OFICINAS 7mo. PISO	100	1, 87	7, 45	700	13, 09	52, 12
OFICINAS 8vo. PISO	100	1, 87	7, 45	700	13, 09	52, 12
OFICINAS 9no. PISO	100	1, 87	7, 45	700	13, 09	52, 12
CAFETERIA	400	7, 48	29, 78	-	-	-
TOTALES	900	16, 83	67, 01	3.600	67, 32	268, 06

TABLA XIII

RESUMEN DE LAS GANANCIAS DE CALOR					
DEBIDO A: LAS PERSONAS					
OBRA: CASA DE LA CULTURA-GUAYAS					
DESCRIPCION: TORRE DE OFICINAS					
SECCION	NUMERO DE PERSONAS	CALOR POR PERSONA		CALOR TOTAL (MBTUh)	
		SENSIBLE	LATENTE	SENSIBLE	LATENTE
OFICINAS 5to. PISO	69	255	255	17,60	17,60
OFICINAS 6to. PISO	63	255	255	16,07	16,07
OFICINAS 7mo. PISO	58	255	255	14,79	14,79
OFICINAS 8vo. PISO	51	255	255	13,01	13,01
OFICINAS 9no. PISO	46	255	255	11,73	11,73
CAFETERIA	60	255	255	15,30	15,30
TOTALES	347			88,49	88,49

TABLA XIV

RESUMEN DE LAS GANANCIAS DE CALOR DEBIDO A: LAS LUCES Y EQUIPOS OBRA: CASA DE LA CULTURA-GUAYAS DESCRIPCION: TORRE DE OFICINAS				
SECCION	LUCES (MBTUh)		EQUIPOS (MBTUh)	
	KW	SENSIBLE	SENSIBLE	LATENTE
OFICINAS 5to. PISO	27, 5	67, 52	52, 00	-
OFICINAS 6to. PISO	25, 0	61, 38	52, 00	-
OFICINAS 7mo. PISO	23, 0	56, 47	52, 00	-
OFICINAS 8vo. PISO	20, 5	50, 33	52, 00	-
OFICINAS 9no. PISO	18, 3	44, 93	52, 00	-
CAFETERIA	3, 5	14, 32	10, 00	6, 00
TOTALES	117, 8	294, 95	270, 00	6, 00

TABLA XV

RESUMEN DE LAS GANANCIAS DE CALOR DEBIDO A: PUERTAS INTERIORES Y PLENUM DE RETORNO OBRA: CASA DE LA CULTURA-GUAYAS DESCRIPCION: TORRE DE OFICINAS			
SECCION	PUERTAS (MBTUh)		PLENUM
	AREA(FI²)	SENSIBLE	SENSIBLE
OFICINAS 5to. PISO	44	0, 49	109, 98
OFICINAS 6to. PISO	66	0, 73	101, 15
OFICINAS 7mo. PISO	22	0, 24	89, 38
OFICINAS 8vo. PISO	22	0, 24	80, 81
OFICINAS 9no. PISO	22	0, 24	74, 63
CAFETERIA	44	1, 55	43, 47
TOTALES	220	3, 51	499, 41

TABLA XVI

RESUMEN TOTAL DE LAS GANANCIAS DE CALOR					
OBRA: CASA DE LA CULTURA-GUAYAS					
DESCRIPCION: TORRE DE OFICINAS					
SECCIONES	SENSIBLE (BTUh)	LATENTE (BTUh)	SENSIBLE (+10%) (BTUh)	LATENTE (+10%) (BTUh)	TOTAL (BTUh)
OFICINAS 5to. PISO	469, 53	84, 61	516, 48	93, 07	609, 55
OFICINAS 6to. PISO	421, 40	75, 63	463, 54	83, 20	546, 73
OFICINAS 7mo. PISO	408, 46	74, 36	449, 30	81, 79	531, 10
OFICINAS 8vo. PISO	366, 93	72, 57	403, 62	79, 83	483, 45
OFICINAS 9no. PISO	350, 59	71, 30	385, 65	78, 43	464, 08
CAFETERIA	170, 22	55, 28	187, 24	60, 81	248, 06
TOTALES	2.187, 12	433, 76	2.405, 84	477, 13	2.882, 97

CAPITULO IV

EL ANALISIS PSICROMETRICO

4.1 DEFINICIONES

La psicrometría versa sobre la determinación de las propiedades del aire húmedo, así como el empleo de dichas propiedades para analizar las condiciones y procesos que afectan al aire.

4.1.1 EL AIRE ATMOSFERICO

La atmósfera terrestre es una mezcla gaseosa sin olor ni sabor, tiene una composición casi constante en toda su masa, solo hay pequeñas diferencias en su contenido de humedad, así como en el número de partículas en suspensión. Puede decirse en términos generales que el aire tiene ciertos componentes invariables: el más abundante es el nitrógeno que se encuentra en una proporción media de 78%, el oxígeno en un 21%, vapor de agua, y en menor cantidad los llamados gases raros como el helio, neón, argón, criptón y xenón, bióxido de carbono, gas amoniac y partículas de polvo.

El vapor de agua constituye el componente de mayor variación en la atmósfera en las diversas regiones de la tierra. Debido a las fluctuaciones de temperatura durante el día, en un mismo lugar se registran cambios notables en su proporción. Por encima de una altitud de 20.000 pies, la atmósfera es esencialmente "aire seco".

A través de la siguiente información conformaremos la definición de la atmósfera estándar U.S., tal como lo establece el Manual de Fundamentos de la ASHRAE:

- 1.- La atmósfera es aire seco, el cual se comporta como un gas perfecto, estará regido por la siguiente ecuación:

$$PV = RT \qquad \text{Ec. 4.1}$$

- 2.- La gravedad es constante e igual a 32,174 Ft/seg²
- 3.- Al nivel del mar, la presión es de 29,921 pulg Hg (14,696 Psia) y la temperatura es de 59 °F.

4.- La temperatura (T) disminuye linealmente con la altitud (z) hasta el límite inferior de la atmósfera isotérmica de acuerdo con la relación:

$$T = T_0 - 0,003566 z \quad \text{Ec. 4.2}$$

4.1.2 PROPIEDADES DEL AIRE HUMEDO

En aire acondicionado la sustancia de trabajo es el aire húmedo. Este se define como una mezcla binaria de aire seco y vapor de agua. La cantidad de vapor de agua en el aire húmedo varía desde cero (aire seco) hasta un máximo que depende de las condiciones de presión y temperatura del ambiente. En este último caso se habla de saturación.

El vapor de agua en la atmósfera es principalmente el resultado de la evaporación de las superficies de los cuerpos de agua y de otros objetos que contienen humedad.

Básicamente el aire húmedo tiene las siguientes propiedades:

1.- **CAMBIO DE VOLUMEN CON LA TEMPERATURA:** Esta

propiedad dificulta comprender a veces si el aire tiene peso o simplemente está ocupando un espacio. Prácticamente toda sustancia se expande si su temperatura se incrementa. El aire no es lógicamente una excepción a esta regla, aunque la expansión de este al igual que la de otros gases es mucho mayor que la de líquidos y aun más que la de sólidos.

La expansión del aire con el cambio de la temperatura puede también ser ilustrada al calentarse un vaso de vidrio sumergida su boca en una fuente con agua. Se observará que burbujas de aire escaparán del vaso a través del agua. El aire se expande cuando es calentado, y su volumen excede el espacio ocupado. Si el vaso es enfriado posteriormente, el agua puede ascender por el vidrio porque el aire se contrae al ser enfriado y ocupará menor espacio.

Del experimento podemos concluir que el volumen del aire es directamente proporcional a la temperatura del mismo. Esto puede ser resumido a través de la siguiente ecuación:

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{T_2}{T_1} \quad \text{Ec. 4.3}$$

donde:

V1 = volúmen inicial del aire

V2 = volúmen final del aire

T1 = temperatura inicial del aire

T2 = temperatura final del aire

2.- CAMBIO DEL VOLUMEN CON LA PRESION: El volúmen de un peso determinado de aire varía en forma inversamente proporcional a la presión del mismo. Esta regla se aplica además a otros gases, incluso al vapor de agua. Si se introduce en un pistón un cierto peso de aire, podremos observar como al comprimirlo, su presión se incrementa y viceversa. Esta propiedad es expresada a través de la siguiente ecuación:

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{T_2}{T_1} \quad \text{Ec. 4.4}$$

donde:

P1 = presión inicial del aire

P2 = presión final del aire

3.- RELACION DE HUMEDAD (W): Por definición es el peso de agua asociado a la unidad de peso de aire seco. La relación de humedad está ligada a la fracción molar de vapor de agua por la siguiente expresión:

$$W = 0.62198 \frac{X_w}{1 - X_w} \quad \text{Ec. 4.5}$$

donde:

X_w = fracción molar de vapor de agua

El contenido de humedad en condiciones de saturación (W_s), es el estado en el que la fase gaseosa (aire húmedo) existe en equilibrio con la fase condensada (líquida o sólida) a la temperatura y presión especificadas (presión atmosférica normal). Para valores dados de presión y temperatura, el contenido de humedad (W) puede tener cualquier valor desde 0 a W_s .

Goff dedujo una expresión para la humedad de saturación del aire. La misma que se resume así:

$$W_s = 0.62198 \frac{f_s (P_{w,s})}{P - f_s (P_{w,s})} \quad \text{Ec. 4.6}$$

donde:

W_s = humedad de saturación

$P_{w,s}$ = presión de saturación del agua pura

f_s = coeficiente en función de temperatura

La Tabla XVIII da los valores de f_s para presión a nivel del mar y a temperaturas desde 0 a 125 °F.

- 4.- **GRADO DE SATURACION (μ):** Es la relación entre el contenido de humedad (W) y el contenido de humedad en saturación (W_s) en las mismas condiciones de presión y temperatura. El grado de saturación del aire se define a través de la siguiente expresión:

$$\mu = \frac{W}{W_s} \quad \text{Ec. 4.7}$$

- 5.- **HUMEDAD RELATIVA (ϕ):** Es la relación de la fracción molar del vapor de agua (X_w) respecto de la fracción molar ($X_{w,s}$) del

TABLA XVII
COEFICIENTE f_s EN FUNCION DE LA TEMPERATURA

TEMPERATURA °F	f_s	TEMPERATURA °F	f_s
0	1,0048	70	1,0045
10	1,0046	80	1,0047
20	1,0046	90	1,0048
30	1,0045	100	1,0050
40	1,0044	110	1,0053
50	1,0044	120	1,0055
60	1,0044	125	1,0057

FUENTE: INGENIERIA DEL AMBITO TERMICO, PAGINA 169

vapor de agua correspondiente a la misma cantidad de aire seco saturado de humedad, a igual presión y temperatura. La humedad relativa se define como:

$$\phi = \frac{X_w}{X_{w,s}} \quad \text{Ec. 4.8}$$

6.- TEMPERATURA DEL PUNTO DE ROCIO (T_d): Por definición la temperatura del punto de rocío del aire, es la temperatura a la cual se condensa el vapor de agua contenido en él. Si el aire de una habitación está

saturado y toma contacto con una superficie fría, a menor temperatura que la de rocío del aire, este va a condensar el vapor de agua que contiene. Las paredes o vidrios nos dan entonces la impresión de chorrear agua.

Si se desea evitar este inconveniente, la humedad del aire interior se deberá mantener dentro de ciertos límites, según sea la temperatura exterior.

7.- TEMPERATURA DE BULBO SECO (T_{db}): Es la temperatura verdadera del aire húmedo en reposo. Es aquella temperatura que medimos directamente en un termómetro.

8.- TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO (T_{wb}): Si al termómetro común se le recubre el bulbo sensor con una mecha de algodón embebido en agua, al temperatura que marcará será distinta a la de bulbo seco. A esta se la conoce como temperatura de bulbo húmedo. Si el medio lo permite, el agua se evapora y cambia de estado (líquido-vapor de agua), proceso que requiere calor (como la evaporización del agua) y que le es

sustraído al bulbo, así pues su temperatura baja. Si el aire está saturado, el agua no se evapora y el bulbo no se enfría, ambas temperaturas serán iguales. En definitiva la temperatura de bulbo húmedo conduce a una forma de medir la humedad del aire.

TABLAS DE GOFF Y GRATCH PARA AIRE HUMEDO:

Aplicando procedimientos fundamentales de mecánica, Goff y Gratch, calcularon exactamente las propiedades termodinámicas del aire húmedo a la presión estándar del nivel del mar (29,921 in Hg); las que se encuentran tabuladas, para aire seco y aire saturado en las Tablas LVIII del apéndice.

Las siguientes ecuaciones son útiles para calcular el volumen, entalpía y entropía del aire húmedo en estados no saturados:

$$v = v_a + \mu v_{as} + V \quad \text{Ec. 4.9}$$

$$h = h_a + \mu h_{as} + H \quad \text{Ec. 4.10}$$

$$s = s_a + \mu s_{as} + S \quad \text{Ec. 4.11}$$

donde:

$$V = \frac{\mu(1-\mu) A}{1 + 1.608 \mu W_e} \quad \text{Ec. 4.12}$$

$$H = \frac{\mu(1-\mu) B}{1 + 1.608 \mu W_e} \quad \text{Ec. 4.13}$$

$$S = \frac{\mu(1-\mu) C}{1 + 1.608 \mu W_e} \quad \text{Ec. 4.14}$$

Las constantes A, B y C vienen dadas en la Tabla XVII. Para temperaturas menores de 96 °F, estas constantes pueden suponerse iguales a cero.

TABLA XVIII
CONSTANTES A, B Y C

TEMPERATURA °F	A Ft ³ /Lbs.	B BTU/Lbs.	C BTU/Lbs. °R
96	0,0018	0,0268	0,00004
112	0,0042	0,0650	0,00009
128	0,0096	0,1439	0,00020
144	0,0215	0,3149	0,00042
160	0,0487	0,6969	0,00091
176	0,1169	1,6360	0,00207
192	0,3363	4,6080	0,00567

FUENTE: ASHRAE HANDBOOK OF FUNDAMENTALS 1977,
PAG. 5.5.

4.1.3 LA CARTA PSICROMETRICA

A través de las ecuaciones estudiadas anteriormente podemos resolver todos los problemas referentes al aire húmedo. Sin embargo, los cálculos son largos y tediosos. Para simplificar la resolución de estos problemas se han representado gráficamente las principales propiedades del aire en lo que se conoce como las cartas psicrométricas. Estas no solo nos permiten la lectura directa de las propiedades, sino también la solución gráfica de muchos problemas.

Un estado termodinámico del aire húmedo podrá ser totalmente definido con dos propiedades independientes, para una determinada presión barométrica única. Tradicionalmente se han construido cartas psicrométricas utilizando la presión barométrica estándar a nivel del mar. La selección de las coordenadas es arbitraria, pero la mayoría de las cartas usadas en los Estados Unidos emplean la temperatura de bulbo seco y la relación de humedad como coordenadas básicas de definición.

Existen muchos diagramas psicrométricos que

difieren unos de otros según la selección de los parámetros característicos utilizados como coordenadas del mismo. Para nuestro caso específico utilizaré el diagrama de la Lennox que tiene como abcisa la temperatura de bulbo seco y como coordenada la humedad relativa, pues permite fundamentalmente un tratamiento más coherente de los problemas de aire acondicionado con un mínimo de aproximación.

RAZON DE CALOR SENSIBLE SHR (Sensible Heat Ratio): Es el coeficiente entre el calor sensible total y el balance térmico de la instalación, incluyendo todas las cargas de calor sensible y latente que proceden del aire exterior. Está definido por la relación:

$$SHR = \frac{TSH}{TLH + TSH} = \frac{TSH}{GTH} \quad \text{Ec. 4.15}$$

donde:

TSH = Calor sensible total

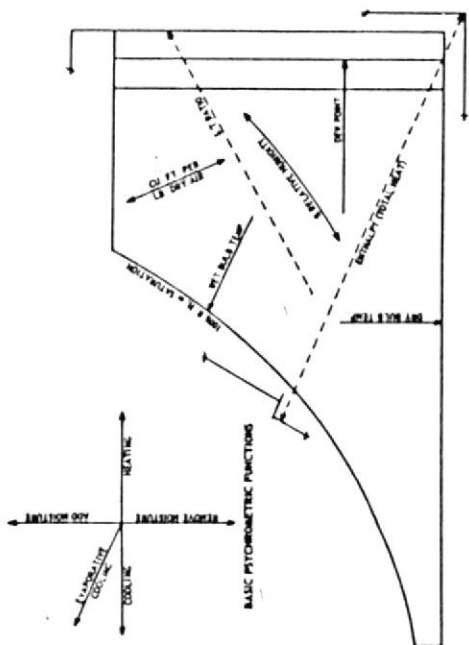
TLH = Calor latente total

GTH = Ganancia de calor total

El paso del aire por el aparato acondicionador se traduce en variaciones de su temperatura y/o

LENNOX PSYCHROMETRIC CHART

Barometric Pressure 29.92 Inches of Mercury



SKELETON PSYCHROMETRIC CHART

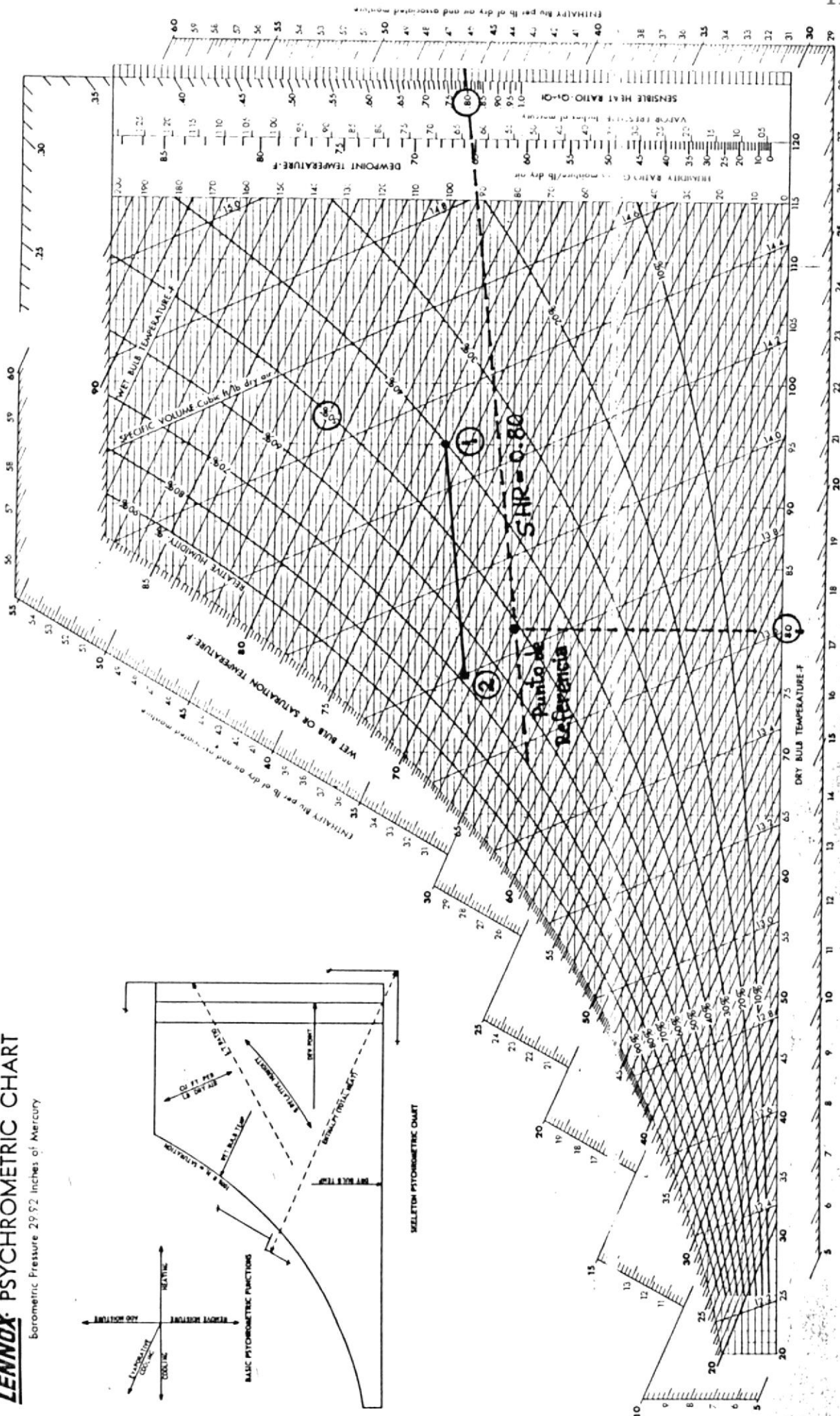


Fig. 3 Representación Gráfica de la Razón de Calor Sensible (SHR)

humedad específica. La importancia relativa de estas variaciones depende de las cargas de calor sensible y total que el equipo debe desarrollar o hacer actuar.

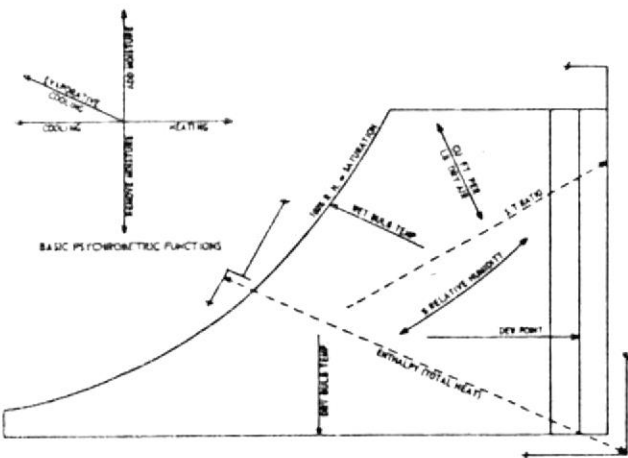
Se pueden acotar en el diagrama psicrométrico los puntos que representan los estados del aire a la entrada y a la salida, condición de la mezcla de aire exterior y de retorno del local, y unirlos con un segmento de recta (1-2), según lo indica la Figura 3; este segmento representa la evolución del aire a su paso por el acondicionador y recibe el nombre de recta SHR.

La pendiente de esta recta es igual a la relación entre las cantidades de calor sensible y latente puestos en juego a lo largo de la transformación.

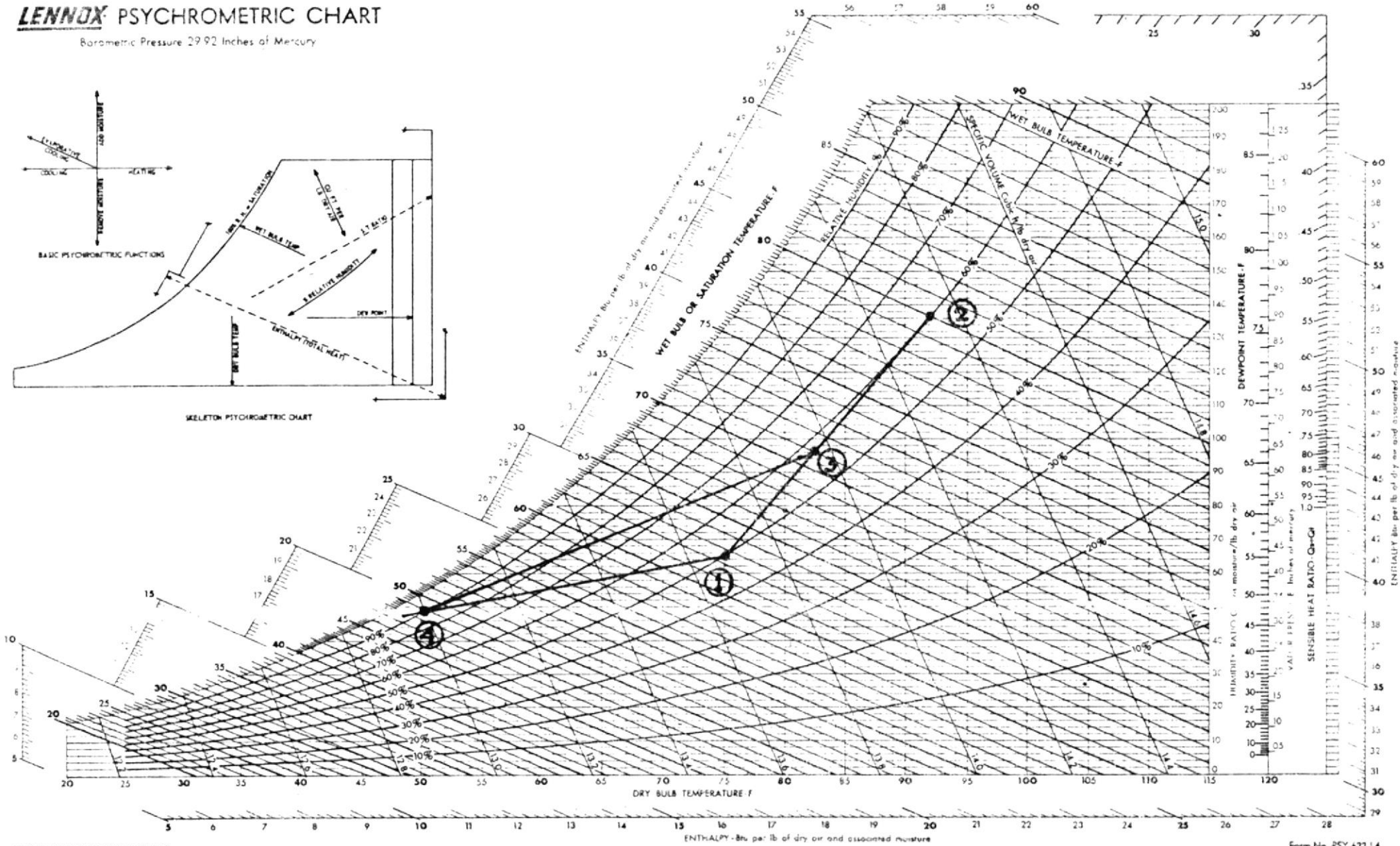
CICLO BASICO DE EVALUACION DEL AIRE CLIMATIZADO: Puede graficarse sobre el diagrama psicrométrico, tal como se indica en la Figura 4. Las condiciones del aire a ser mantenidas dentro del cuarto acondicionado, son representadas por el punto (1). El aire de retorno del cuarto, en las condiciones del punto

LENNOX PSYCHROMETRIC CHART

Barometric Pressure 29.92 Inches of Mercury



SKELTON PSYCHROMETRIC CHART



Form No. PSY-622-L4

Fig 4 Ciclo básico de evolución del aire acondicionado.

(1) se mezcla con aire exterior cuyas condiciones son graficadas en el punto (2). La condición resultante de la mezcla es representada en la carta por el punto (3). La mezcla del aire exterior y de retorno entra en el serpentín de enfriamiento, y es enfriada a lo largo de la curva (3-4), hasta el punto (4), el mismo que se ubica en la intersección de la curva que representa a la razón de calor sensible (SHR) a lo largo del punto (1) y la curva (3-4). El aire que sale del serpentín de enfriamiento (4) es entregado al cuarto acondicionado, aquí, el aire suministrado es calentado a lo largo de la curva (4-1) hasta el punto (1), repitiéndose el ciclo nuevamente. En general, gran parte del aire impulsado vuelve a recogerse para su mezcla con el aire exterior. La mezcla pasa a través del aparato donde abandona la humedad y calor recibidos, con objeto de mantener las condiciones deseadas.

4.1.4 PROCESOS PSICROMETRICOS

La carta psicrométrica puede ser usada convenientemente para resolver los diversos procesos a los que puede ser sometido el aire húmedo para su acondicionamiento. Los procesos

más comunes son: el calentamiento o enfriamiento; el enfriamiento con deshumidificación; el calentamiento con humidificación y la mezcla de dos corrientes de aire húmedo. A continuación estos procesos serán someramente estudiados.

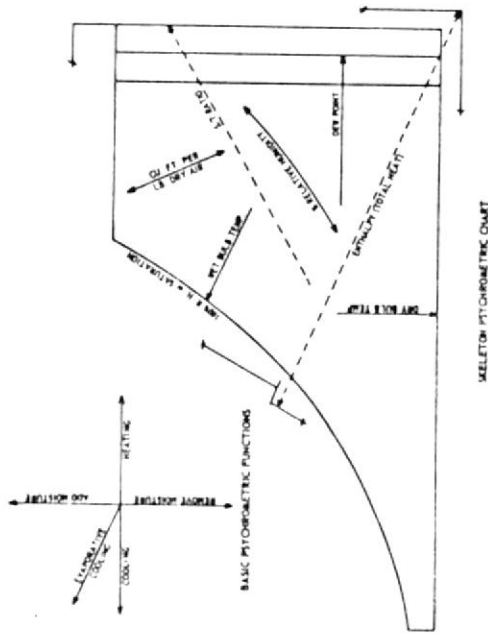
1.- ENFRIAMIENTO O CALENTAMIENTO DEL AIRE

HUMEDO: Cuando el aire es calentado sin la presencia de agua, o es enfriado sin que se produzca condensación alguna de manera tal que solamente se adicione o remueva calor sensible respectivamente, la razón de humedad del aire húmedo permanecerá constante así como su temperatura de punto de rocío. Ante estas condiciones el calentamiento o enfriamiento del aire puede ser representado en la carta psicrométrica a través de una línea horizontal que parta de las condiciones iniciales (1) a las finales (2) según sea el caso. Esta línea coincidirá además con la que representa a la razón de humedad o a la temperatura del punto de rocío del aire húmedo.

La Figura 5 esquematiza un proceso de enfriamiento simple del aire bajo

LENNOX PSYCHROMETRIC CHART

Barometric Pressure 29.92 inches of Mercury



SKELETON PSYCHROMETRIC CHART

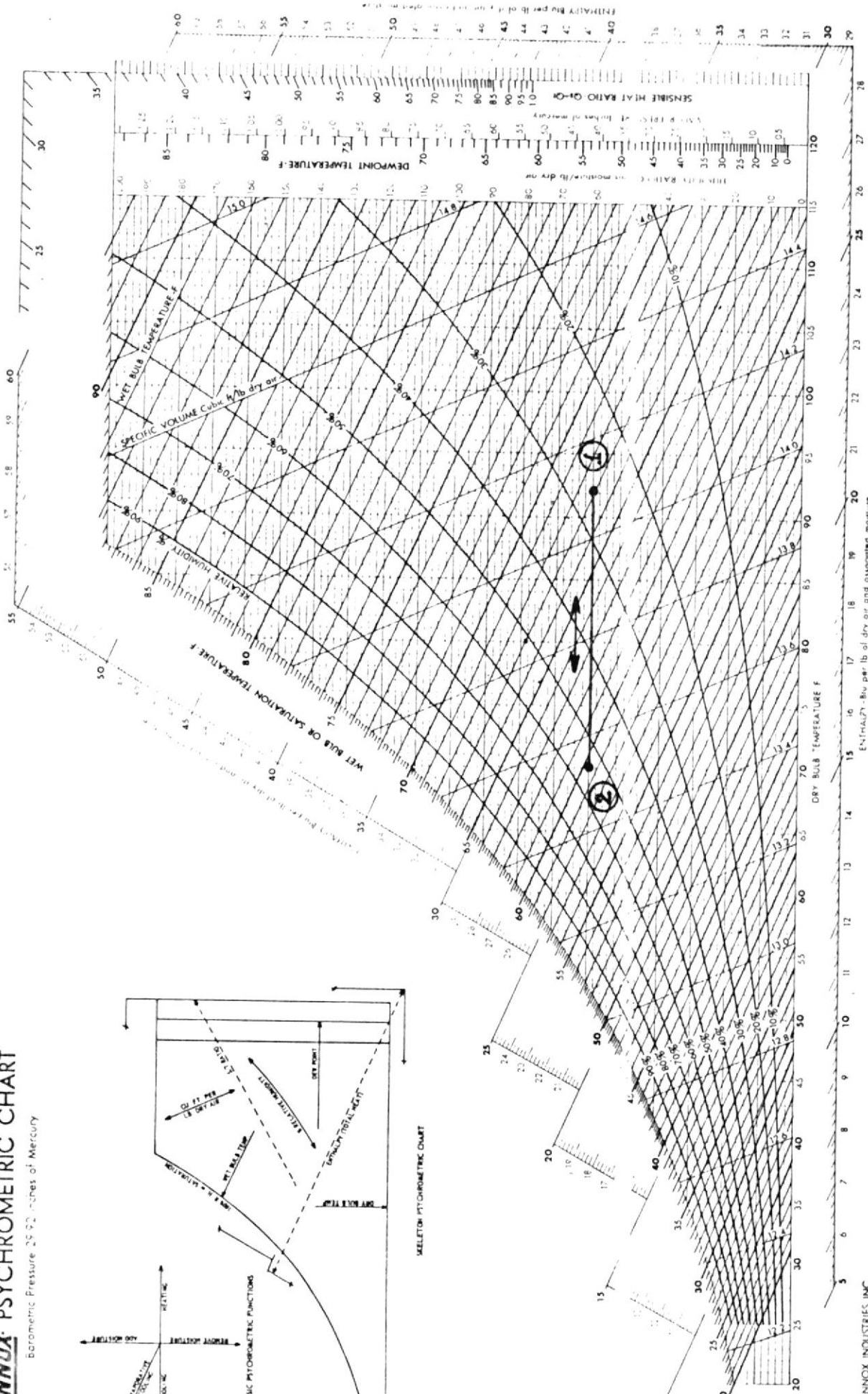


Fig. 5 Representación Psicrométrica del enfriamiento o calentamiento del aire húmedo.

condiciones de humedad constante.

Al realizar los balances térmicos y de masa para condiciones de flujo estables obtenemos la ecuación que gobierna la adición o remoción de calor sensible al aire húmedo:

balance de masa:

$$m_1 = m_2 = m_a$$

balance térmico:

$$m_a h_1 + {}_1q_2 = m_a h_2$$

de acuerdo a lo cual deducimos que:

$${}_1q_2 = m_a (h_2 - h_1) \quad \text{Ec. 4.16}$$

2.- CALENTAMIENTO CON HUMIDIFICACION DEL AIRE

HUMEDO: El aire puede ser simultáneamente calentado y humidificado si se inyecta vapor de agua, o si se rocía agua caliente dentro del flujo de aire. El agua puede calentar durante este proceso en la medida que proporcione calor latente necesario para la evaporación. Este proceso muy común en aire acondicionado incrementa el rango de humedad del aire y es representado en la carta psicrométrica a través de la línea

que une los puntos inicial (1) y final (2) después de producido el calentamiento y humidificación del aire, y que es representado en la Figura 6. Si la mezcla es adiabática, en el proceso de calentamiento con humidificación se aplican las siguientes ecuaciones:

balance de masa:

$$m_1 = m_2 = m_a$$

$$m_a W_1 + m_w = m_a W_2$$

balance de energía:

$$m_1 h_1 + m_w h_p = m_a h_2$$

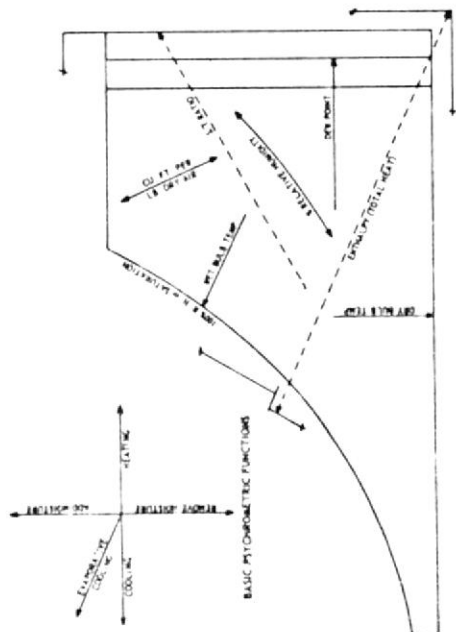
de donde deducimos que:

$$(h_2 - h_1)/(W_1 - W_2) = h_w \quad \text{Ec. 4.17}$$

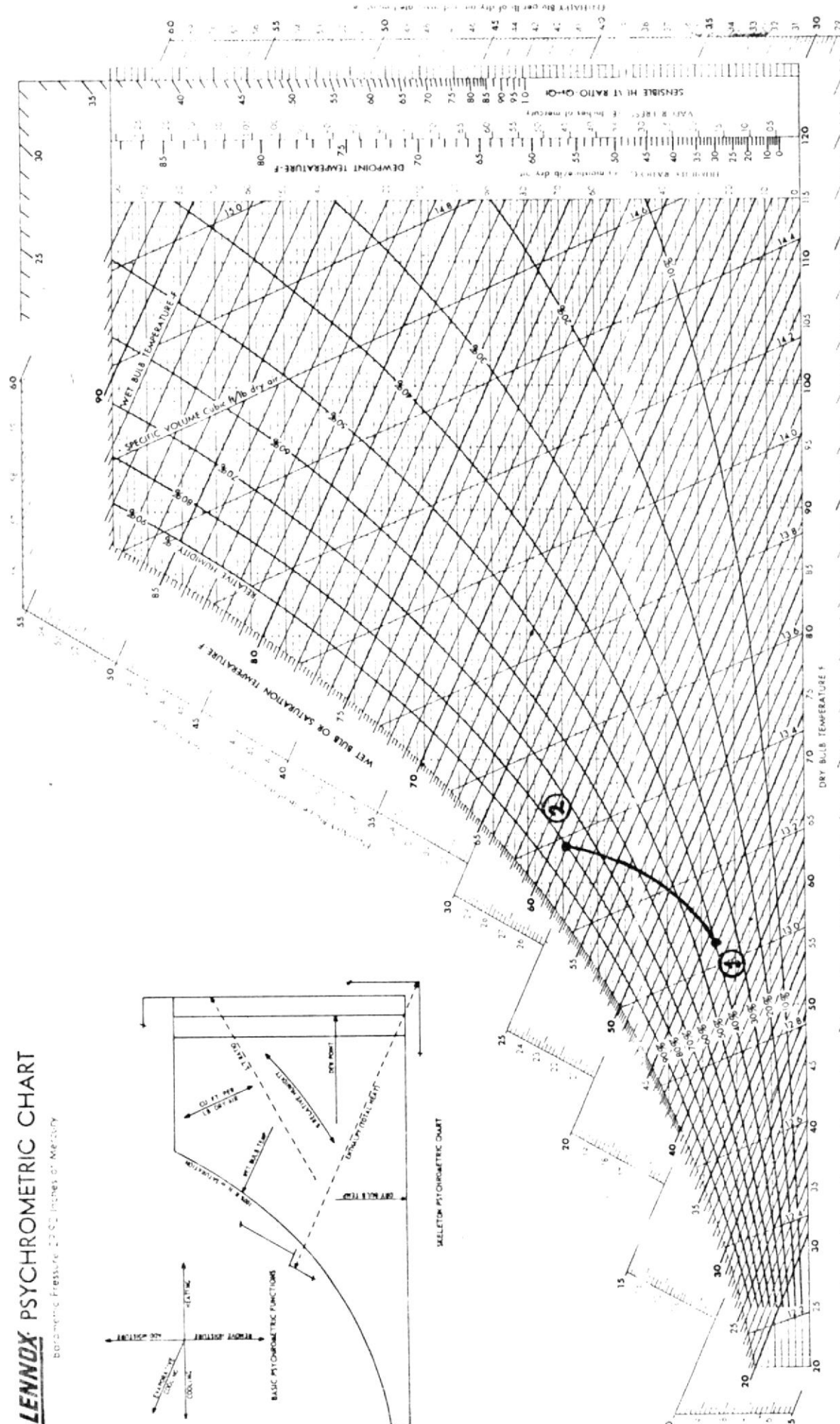
de acuerdo a lo cual, en la carta de la ASHRAE, el punto que representa el estado final de la mezcla del aire deberá descansar sobre la línea recta cuya dirección será fijada por la entalpia específica del agua inyectada, trazada a través del punto que representa las condiciones iniciales del aire húmedo.

LENNOX PSYCHROMETRIC CHART

Barometric Pressure: 29.92 inches of Mercury



SKELTON PSYCHROMETRIC CHART



Form No. PSY 422-L4

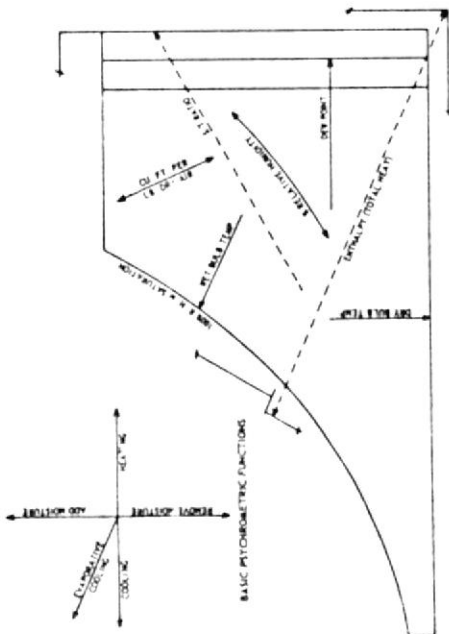
Fig. 6 Representacion Psicrometrica del calentamiento con humidificacion del aire húmedo.

3.- ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION: Si el aire húmedo es enfriado a una temperatura por debajo de su punto de rocío, se produce la separación de la humedad, es decir la condensación del agua existente. Cuando es usado un serpentín de enfriamiento, la temperatura de la película de aire en contacto con la superficie metálica de los tubos determina las condiciones del aire que fluye a través del serpentín. La temperatura de esta película superficial está siempre en algún punto entre la temperatura del aire y la temperatura del agua, u otro refrigerante en el interior del serpentín, produciéndose de esta manera el enfriamiento deseado del aire. La Figura 7 representa esquemáticamente el enfriamiento del aire húmedo asumido como un proceso uniforme. Aunque el agua puede ser separada a varias temperaturas, desde una temperatura de rocío inicial hasta una temperatura final de saturación, se asumirá que el agua se condensa a una temperatura final T_2 de enfriamiento del aire antes de drenar por el sistema.

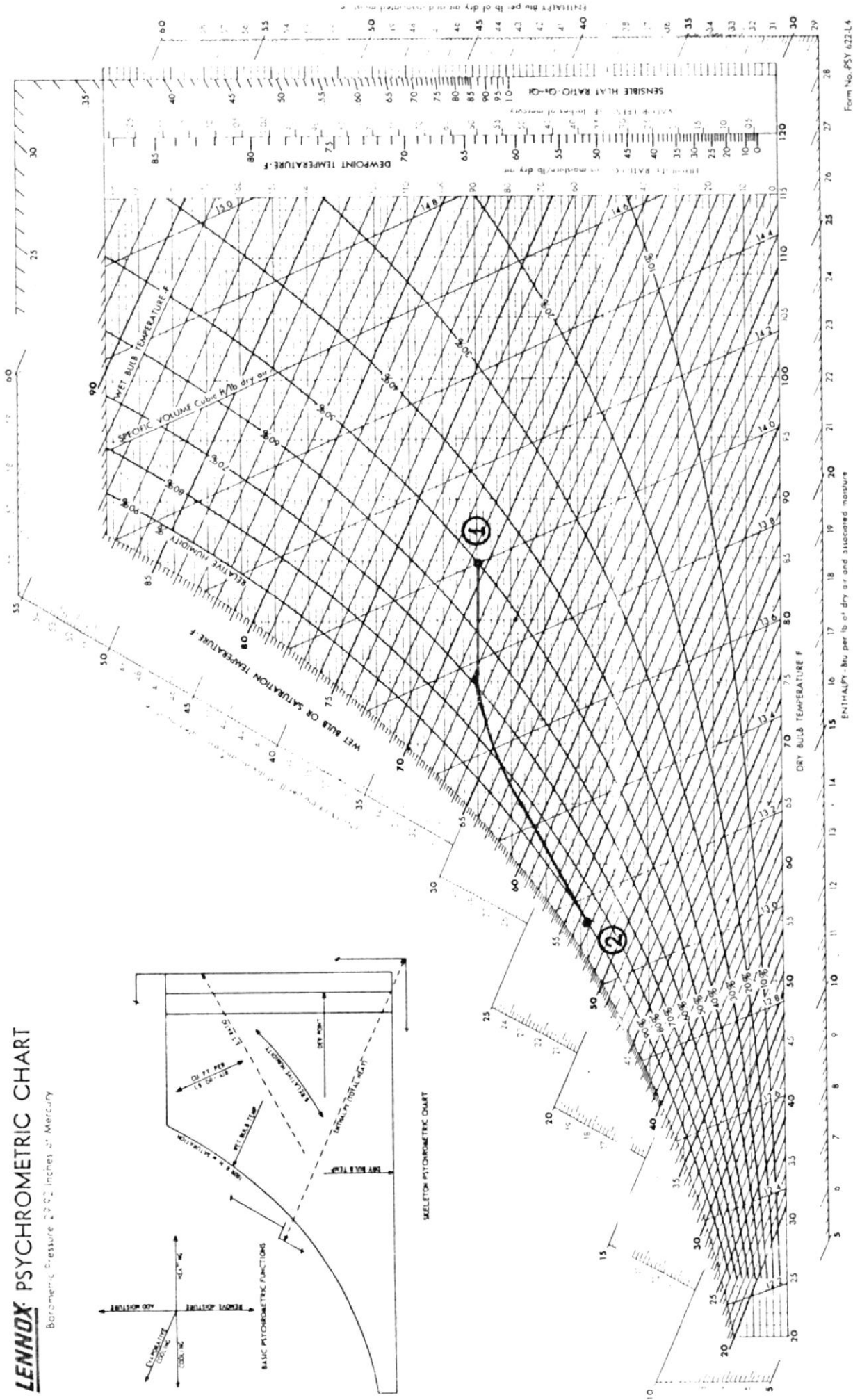
Al realizar los balances térmico y de masa

LENNOX PSYCHROMETRIC CHART

Barometric Pressure 29.92 inches of Mercury



SKELETON PSYCHROMETRIC CHART



Form No. PSY 622-L4

Fig. 7 Representación Psicrométrica del enfriamiento con deshumidificación del aire húmedo.

para condiciones de flujo estable obtenemos las siguientes ecuaciones:

balance de masa:

$$m_1 = m_2 = m_a$$

$$m_a W_1 = m_w + m_a W_2$$

balance térmico:

$$m_a h_1 = \dot{q}_2 + m_a h_2 + m_w h_{w2}$$

de manera que:

$$m_w = m_a (W_1 - W_2) \quad \text{Ec. 4.18}$$

$$\dot{q}_2 = m_a [(h_1 - h_2) - (W_1 - W_2) h_{w2}]$$

$$\text{Ec. 4.19}$$

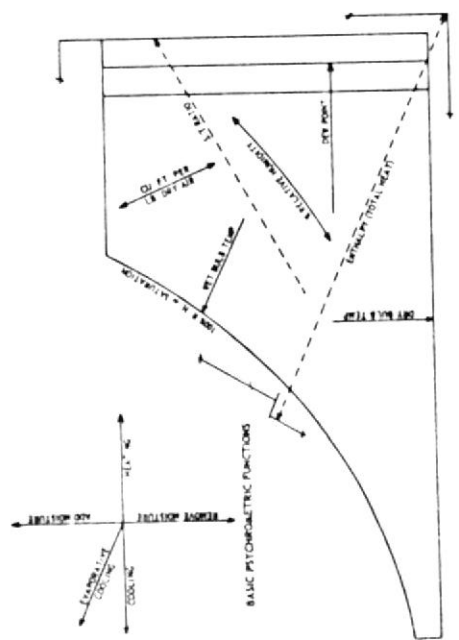
4.- MEZCLA ADIABÁTICA DE DOS CORRIENTES DE AIRE

HUMEDO: Uno de los procesos más comunes en aire acondicionado es la mezcla adiabática de dos corrientes de aire húmedo. Este proceso lo encontramos cuando el aire de retorno de la habitación acondicionada es mezclado con el aire exterior de ventilación, el aire resultante es el que ingresa a la máquina para ser enfriado y luego suministrado al ambiente.

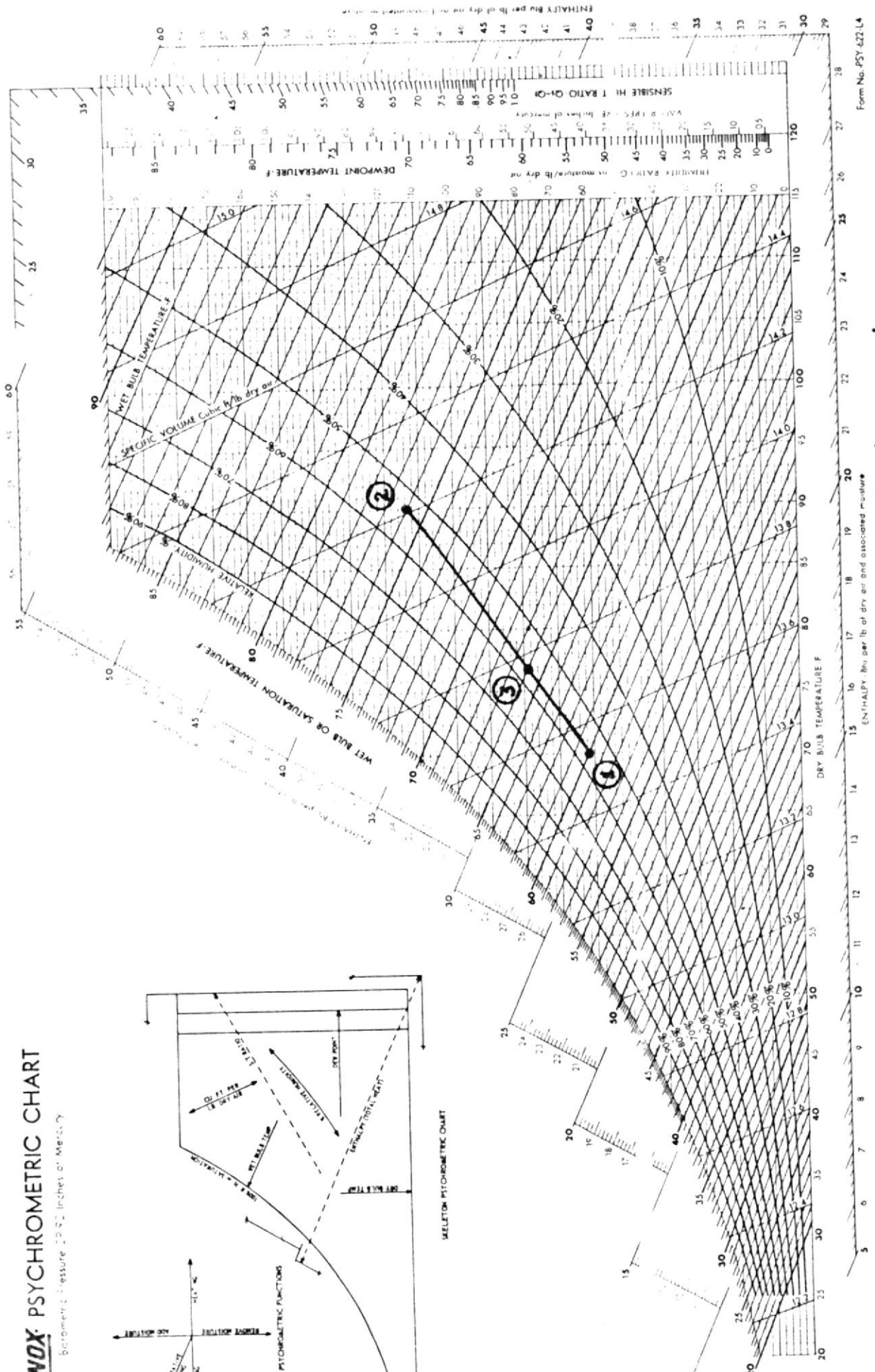
Este proceso es representado esquemáticamente en el siguiente diagrama

LENNOX PSYCHROMETRIC CHART

Barometric Pressure 29.92 Inches of Mercury



SELECTION PSYCHROMETRIC CHART



Form No. PSY-422-L4

Fig. 8 Representación Psicrométrica de la mezcla de dos corrientes de aire húmedo.

de la Figura 8. El punto (1) representa las condiciones del aire exterior, y el punto (2) las del aire de retorno de la máquina. Las condiciones finales de la mezcla resultante estará representada por un punto intermedio ubicado sobre la línea que une a los anteriores. Cuán cerca estará el punto de mezcla del punto que representa las condiciones del aire de retorno o del aire exterior dependerá de las cantidades del aire con que cada corriente aporta a la mezcla, y será determinado a través de un cálculo sencillo de proporciones.

Si la mezcla es adiabática estará gobernada por las siguientes ecuaciones:

balance de masa:

$$m_1 + m_2 = m_3$$

$$m_1 W_1 + m_2 W_2 + m_3 W_3$$

balance de energía:

$$m_1 h_1 + m_2 h_2 = m_3 h_3$$

Eliminando el término m_3 tenemos:

$$\frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_1} = \frac{W_2 - W_3}{W_3 - W_1} = \frac{m_3}{m_2} \quad \text{Ec. 4.20}$$

4.2 ANALISIS PSICROMETRICO DE LAS DIFERENTES AREAS DEL EDIFICIO

Al realizar el análisis psicrométrico de las diferentes áreas del edificio, debemos determinar las cargas sensibles y latentes de aporte del local, pues estas son las que se consideran en el cálculo del caudal de aire necesario para vencer las cargas del área. No se considerarán las ganancias que se producen en el plenum de retorno, las debido a la ventilación de aire exterior y el factor de seguridad.

4.2.1 CAMERINOS

Condiciones exteriores: 92°F Tdb; 80°F Twb

Condiciones interiores: 75°F Tdb; 50% HR

Calor sensible del local: 110.082 BTU/Hr.

Calor latente del local: 50.411 BTU/Hr.

Calor total del local: 160.523 BTU/Hr.

Razón de calor sensible (SHR): 0.69

Caudal de aire necesario: 5.000 CFM
para vencer la carga

Caudal de aire exterior: 1.710 CFM (34.2%)

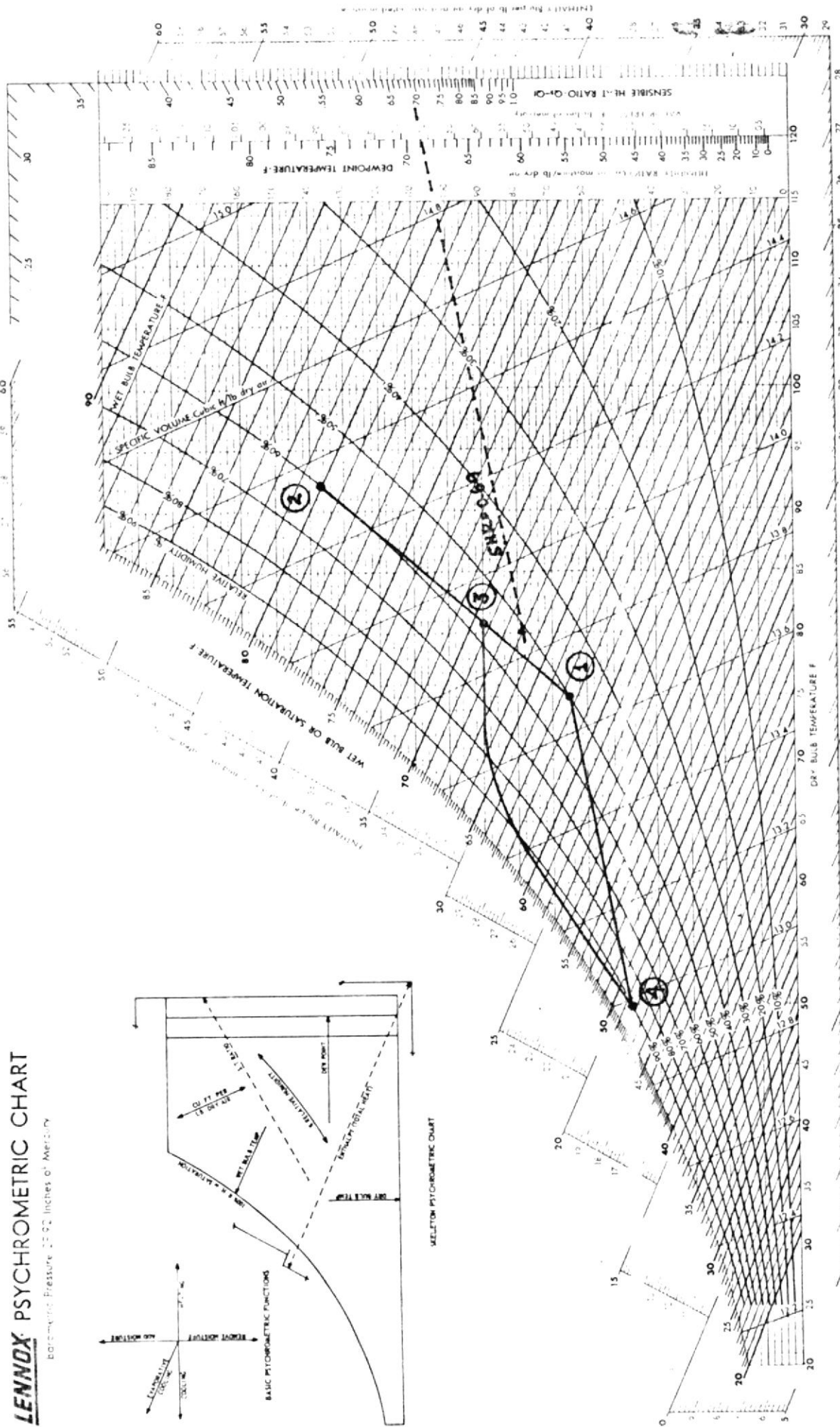
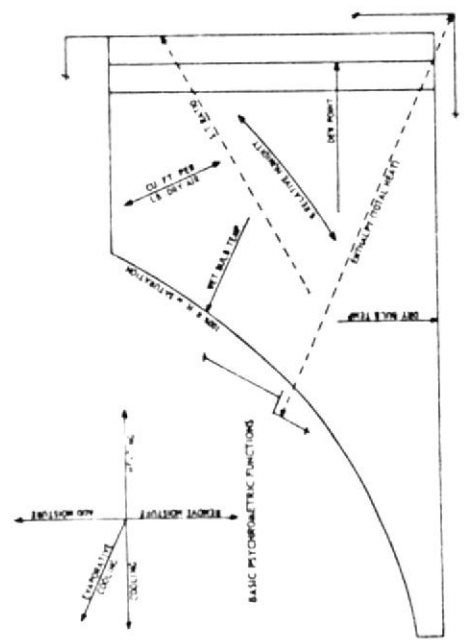
Caudal de aire de retorno: 3.290 CFM (65.8%)

Temperatura de bulbo seco: 80.8 °F
del aire de mezcla (Tdb)

Temperatura de bulbo húmedo: 69.4 °f
del aire de mezcla (Twb)

LENNOX PSYCHROMETRIC CHART

Barometric Pressure: 29.92 Inches of Mercury



Form No. PSY-627-2-4

Fig. 9 Diagrama Psicrométrico de Camerinos

4.2.2 SALA DE ENSAYOS

Condiciones exteriores: 92°F Tdb; 80°F Twb

Condiciones interiores: 75°F Tdb; 50% HR

Calor sensible del local: 135.827 BTU/Hr.

Calor latente del local: 71.363 BTU/Hr.

Calor total del local: 207.190 BTU/Hr.

Razón de calor sensible (SHR): 0.66

Caudal de aire necesario: 6.132 CFM
para vencer la carga

Caudal de aire exterior: 880 CFM (14.4%)

Caudal de aire de retorno: 5.252 CFM (85.6%)

Temperatura de bulbo seco: 77.4 °F
del aire de mezcla (Tdb)

Temperatura de bulbo húmedo: 65.8 °F
del aire de mezcla (Twb)

En la Figura 10, se representa el proceso psicrométrico de la Sala de Ensayos.

LENNOX PSYCHROMETRIC CHART

Barometric Pressure 29.92 Inches of Mercury

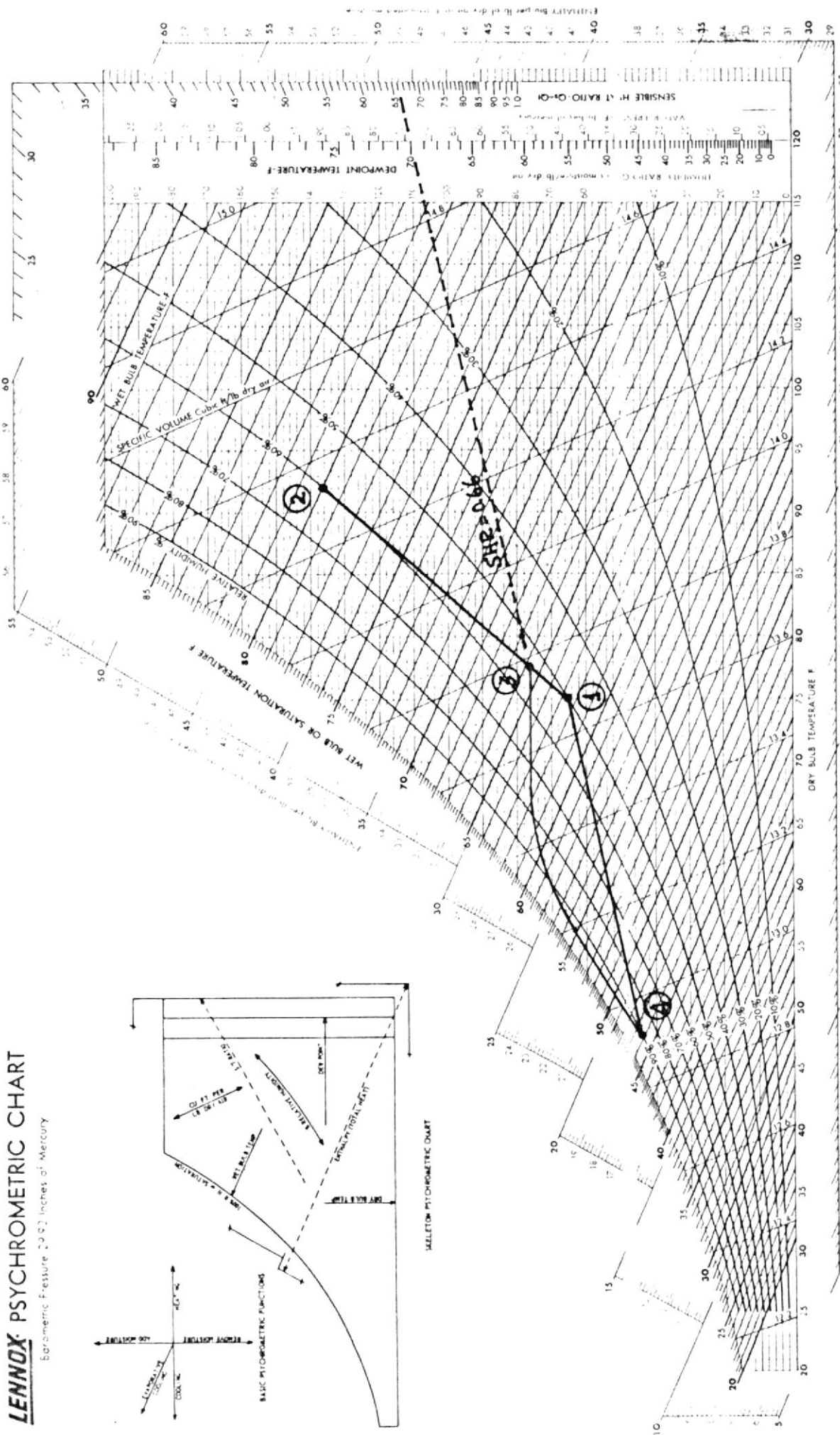
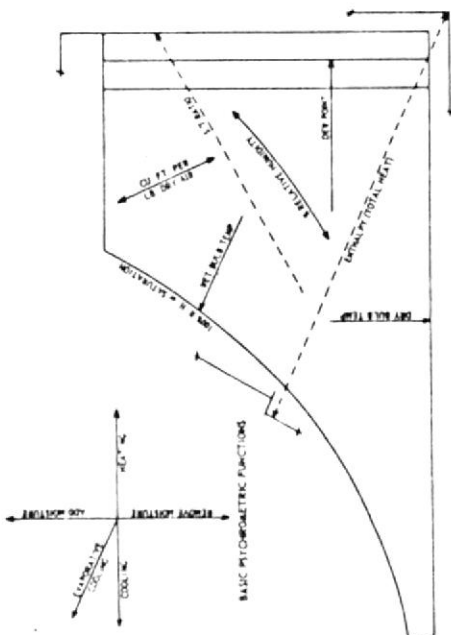


Fig. 10 Diagrama Psicrométrico de Sala de Ensayos

4.2.3 TEATRINO

Condiciones exteriores: 92°F Tdb; 80°F Twb

Condiciones interiores: 75°F Tdb; 50% HR

Calor sensible del local: 206.730 BTU/Hr.

Calor latente del local: 28.000 BTU/Hr.

Calor total del local: 234.730 BTU/Hr.

Razón de calor sensible (SHR): 0.88

Caudal de aire necesario: 9.570 CFM
para vencer la carga

Caudal de aire exterior: 1.000 CFM (10.4%)

Caudal de aire de retorno: 8.570 CFM (89.6%)

Temperatura de bulbo seco: 76.8 °F
del aire de mezcla (Tdb)

Temperatura de bulbo húmedo: 65.0 °F
del aire de mezcla (Twb)

En la Figura 11 se esquematiza el proceso psicrométrico del Teatrino.



LENNOX PSYCHROMETRIC CHART

Barometer: Pressure 29.92 Inches of Mercury

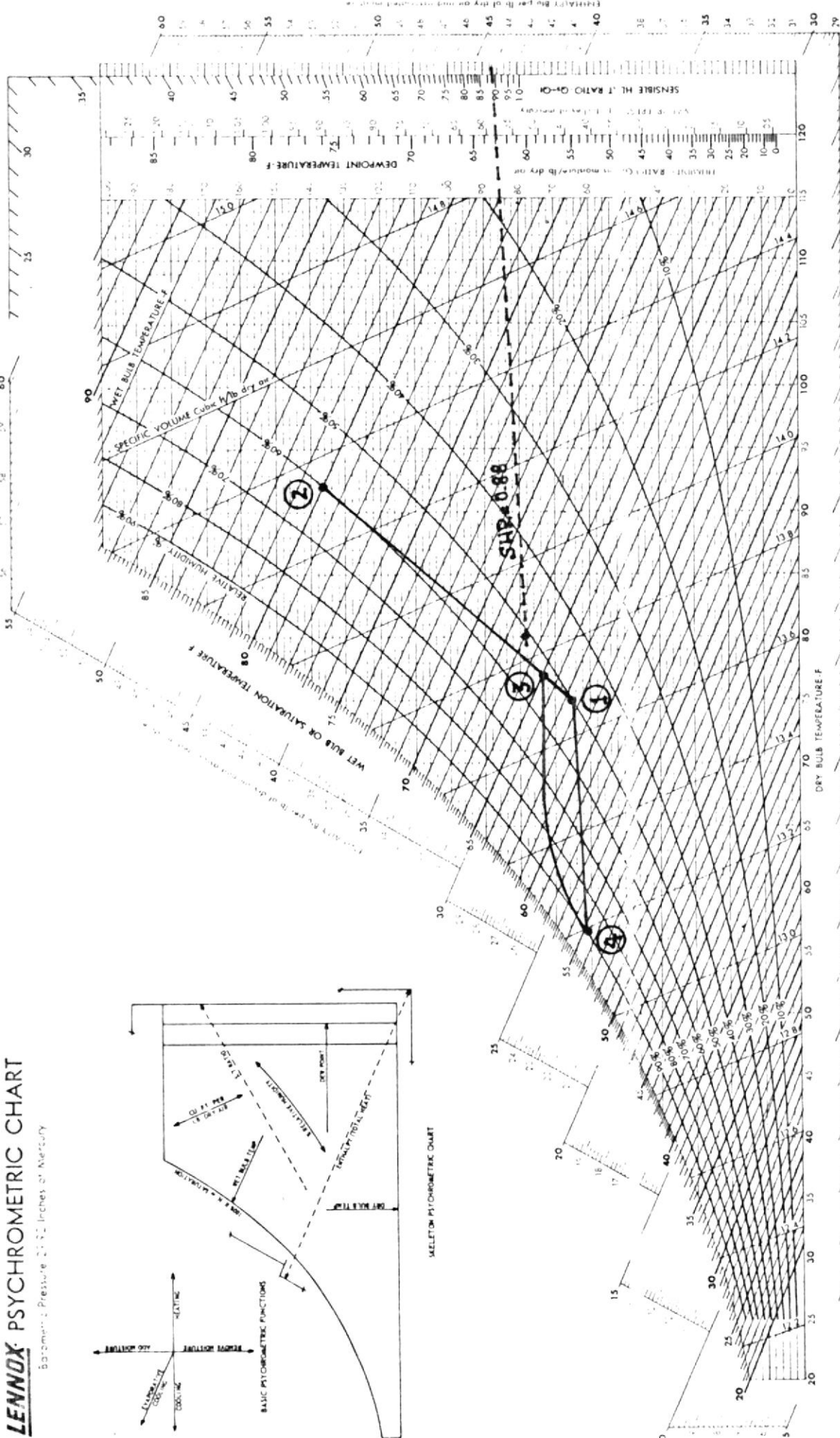
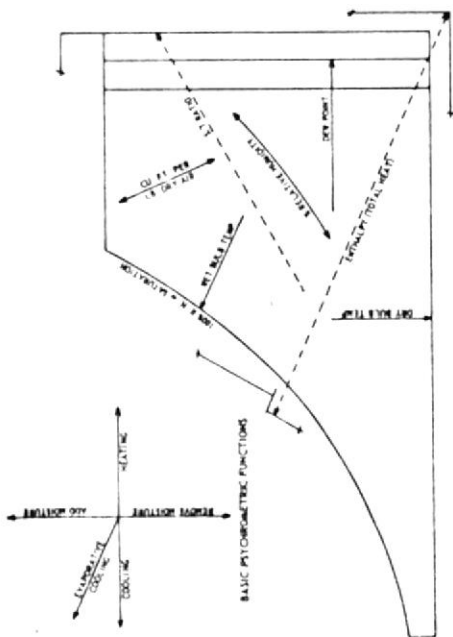


Fig. 11 Diagrama Psicrometrico de Teatrino

4.2.4 SALA DE EXPOSICIONES PERMANENTES

Condiciones exteriores: 92°F Tdb; 80°F Twb

Condiciones interiores: 75°F Tdb; 50% HR

Calor sensible del local: 165.411 BTU/Hr.

Calor latente del local: 126.621 BTU/Hr.

Calor total del local: 292.032 BTU/Hr.

Razón de calor sensible (SHR): 0.57

Caudal de aire necesario: 7.658 cfm
para vencer la carga

Caudal de aire exterior: 830 CFM (10.8%)

Caudal de aire de retorno: 6.828 CFM (89.2%)

Temperatura de bulbo seco: 76.89 °F
del aire de mezcla (Tdb)

Temperatura de bulbo húmedo: 64.8 °F
del aire de mezcla (Twb)

En la Figura 12 se representa esquemáticamente el proceso psicrométrico de la Sala de Exposiciones.

LENNOX PSYCHROMETRIC CHART

Barometric Pressure 29.92 Inches of Mercury

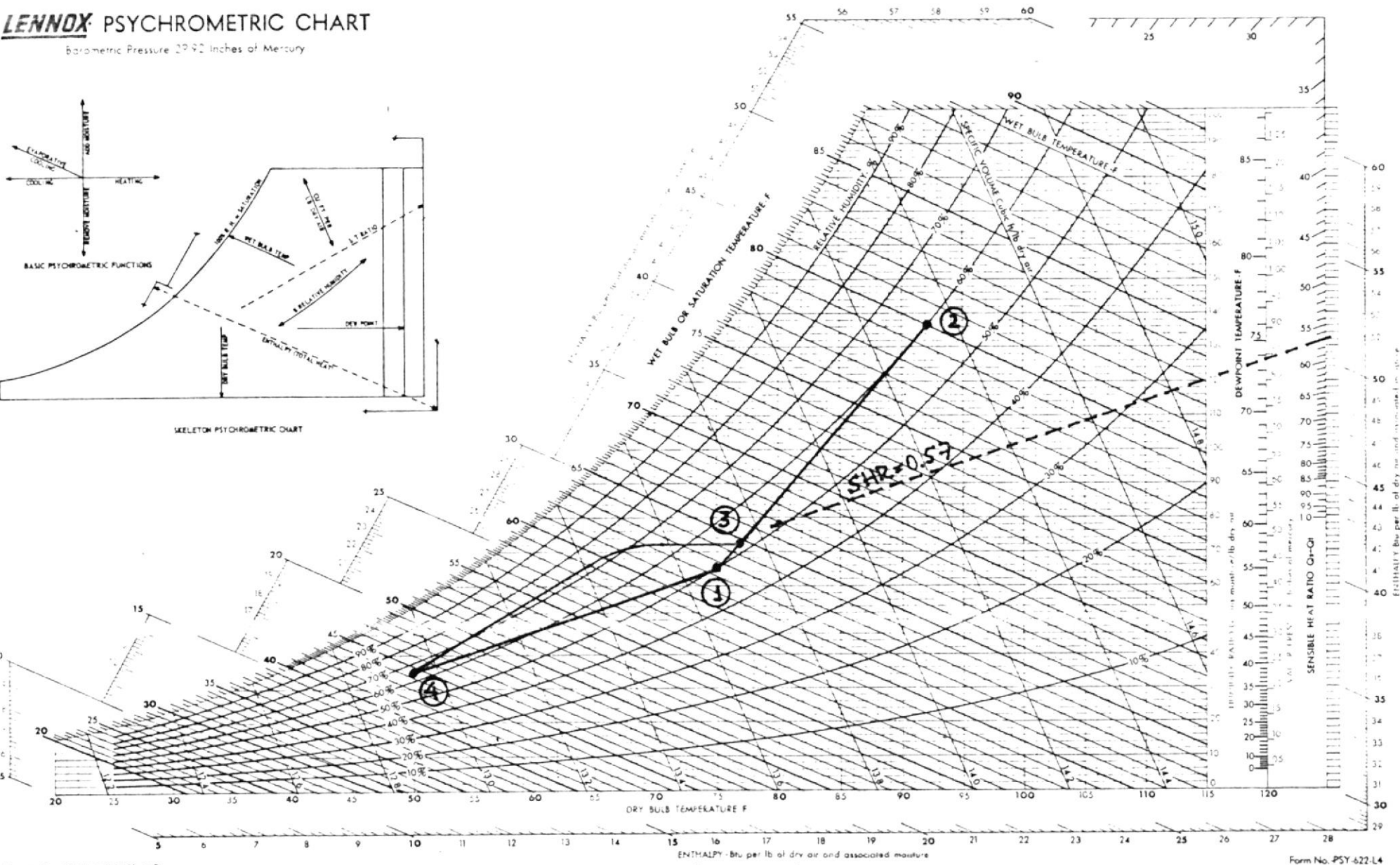
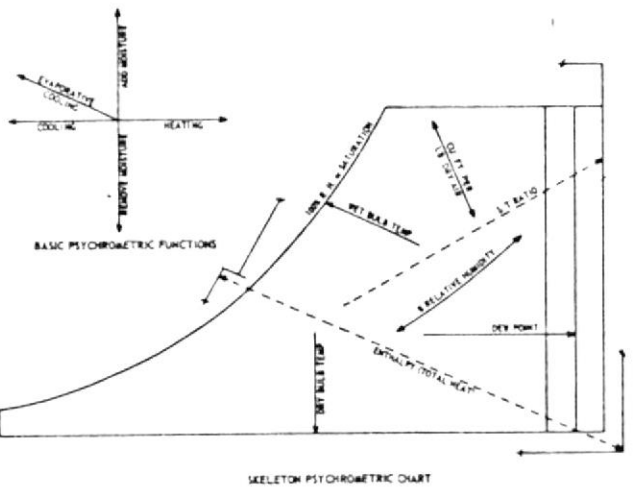


Fig. 12 Diagrama Psicrometrico Sala de Exposiciones

4.2.5 PINACOTECAS (EN CADA NIVEL)

Condiciones exteriores: 92°F Tdb; 80°F Twb

Condiciones interiores: 75°F Tdb; 50% HR

Calor sensible del local: 242.654 BTU/Hr.

Calor latente del local: 155.317 BTU/Hr.

Calor total del local: 397.971 BTU/Hr.

Razón de calor sensible (SHR): 0.61

Caudal de aire necesario: 11.234 CFM
para vencer la carga

Caudal de aire exterior: 1.200 CFM (10.7%)

Caudal de aire de retorno: 10.034 CFM (89.3%)

Temperatura de bulbo seco: 76.9 °F
del aire de mezcla (Tdb)

Temperatura de bulbo húmedo: 65 °F
del aire de mezcla (Twb)

En la Figura 13 se representa esquemáticamente el proceso psicrométrico de cada nivel de Pinacotecas.

LENNOX PSYCHROMETRIC CHART

Barometric Pressure 29.92 inches of Mercury

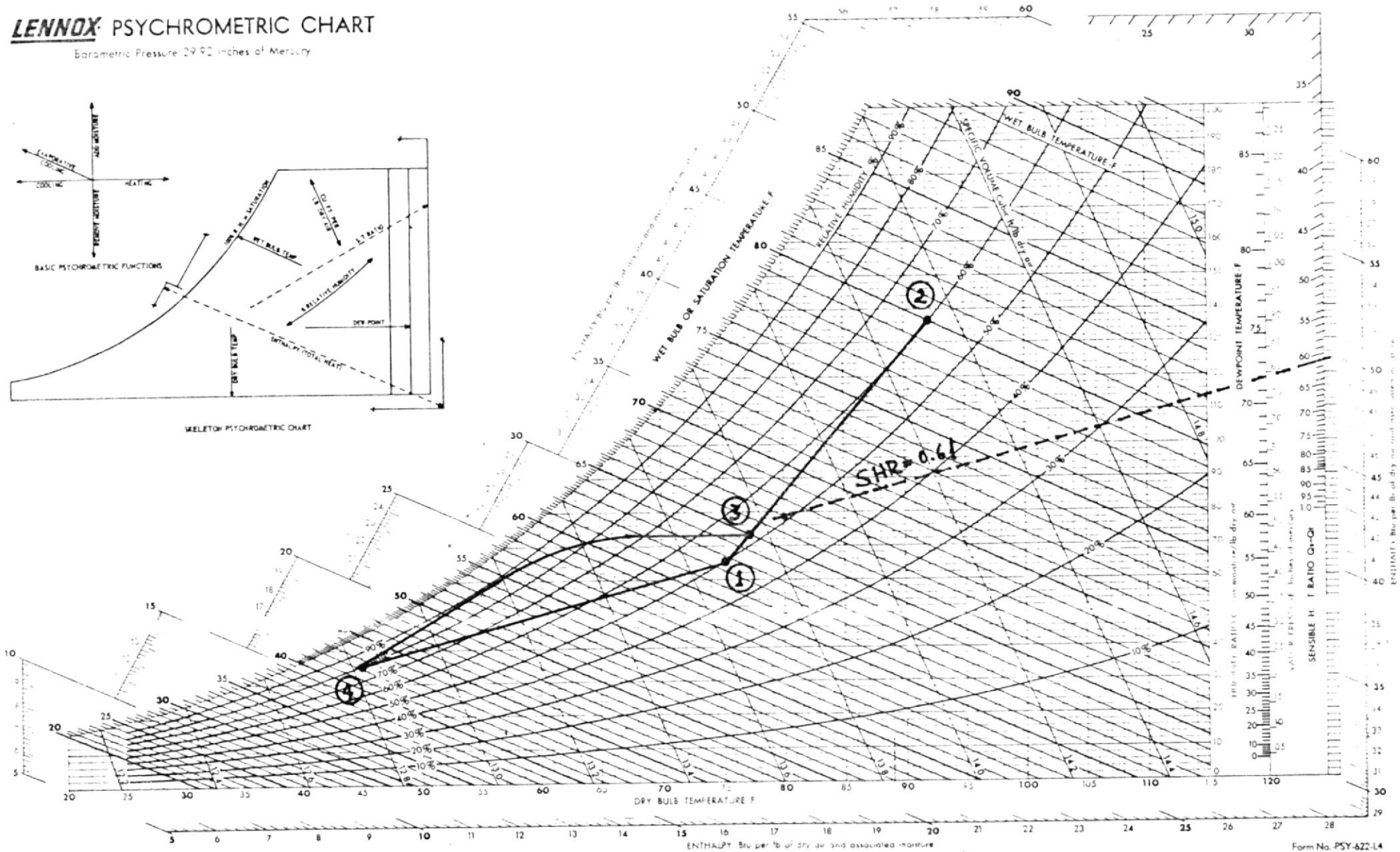
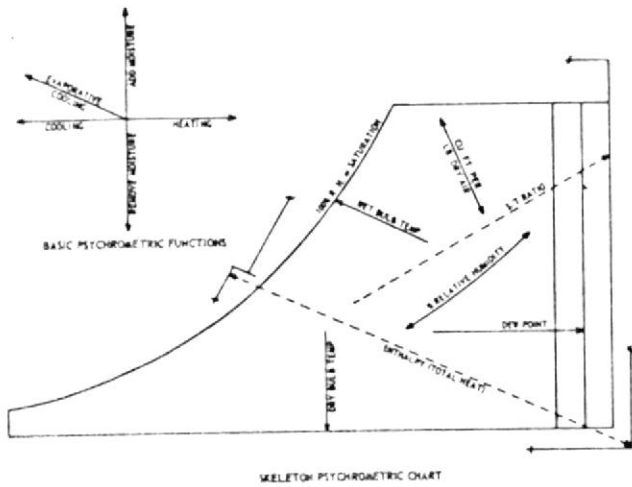


Fig. 13 Diagrama Psicrometrico de Pinacoteca

Form No. PSY-622-L4

4.2.6 ESCENARIO DEL TEATRO

Condiciones exteriores: 92°F Tdb; 80°F Twb

Condiciones interiores: 75°F Tdb; 50% HR

Calor sensible del local: 312.701 BTU/Hr.

Calor latente del local: 103.881 BTU/Hr.

Calor total del local: 416.582 BTU/Hr.

Razón de calor sensible (SHR): 0.75

Caudal de aire necesario: 14.214 cfm
para vencer la carga

Caudal de aire exterior: 1.220 CFM (8.6%)

Caudal de aire de retorno: 12.994 CFM (91.4%)

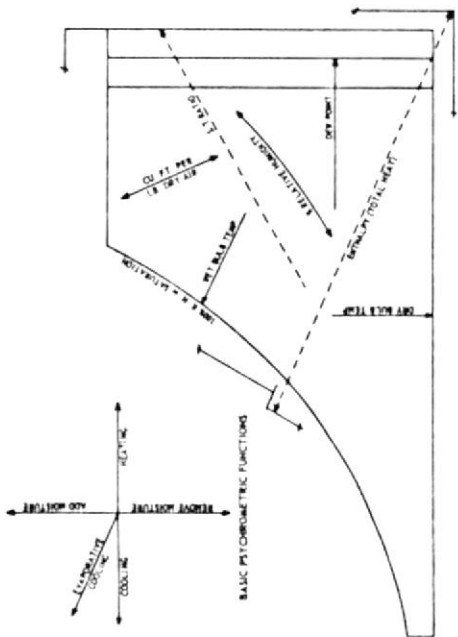
Temperatura de bulbo seco: 76.46 °F
del aire de mezcla (Tdb)

Temperatura de bulbo húmedo: 64.2 °F
del aire de mezcla (Twb)

En la Figura 14 se representa esquemáticamente el proceso psicrométrico del Escenario del Teatro.

LENNOX PSYCHROMETRIC CHART

Barometric Pressure 29.92 inches of Mercury



SKELTON PSYCHROMETRIC CHART

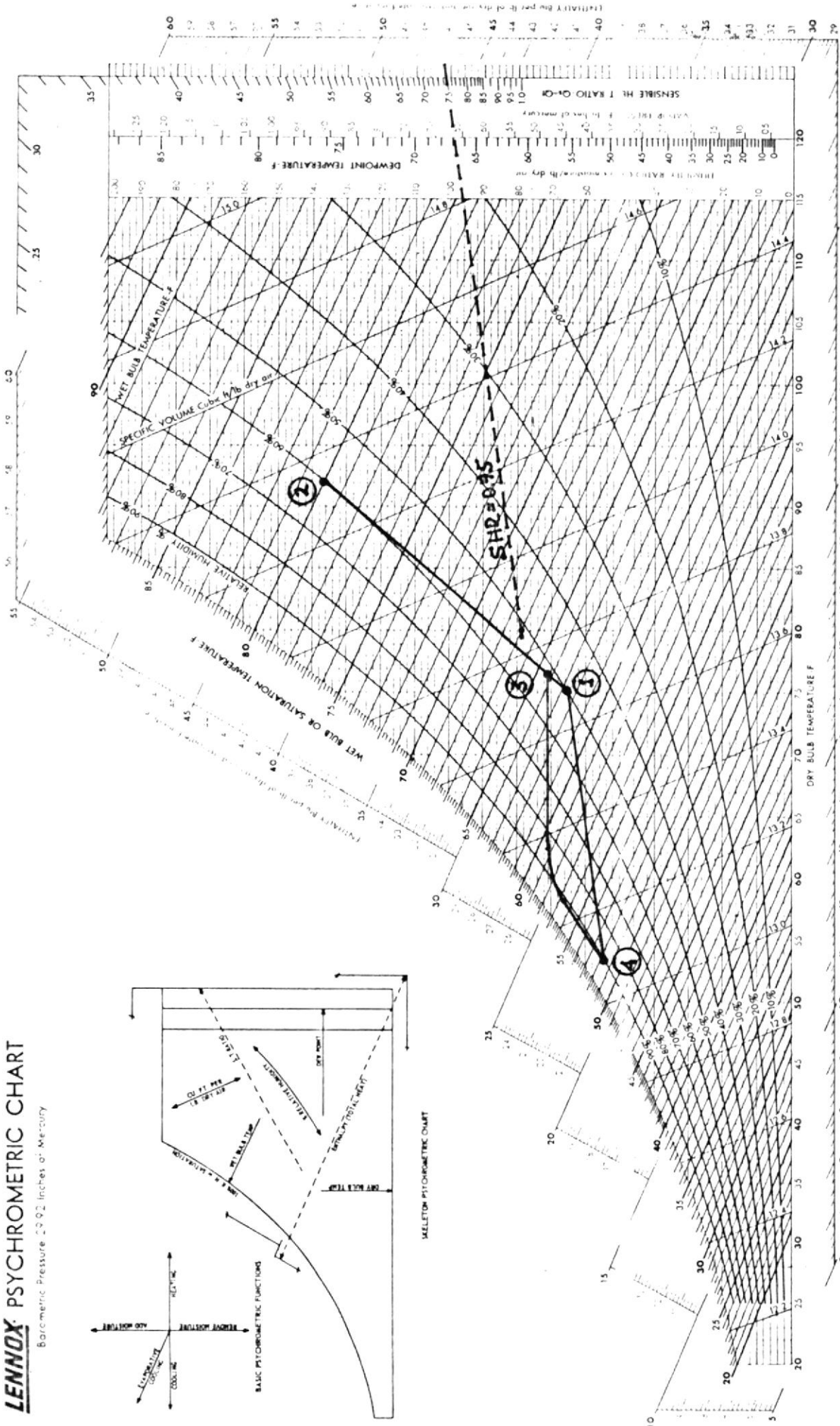


Fig. 14 Diagrama Psicrométrico del Escenario

4.2.7 PLATEAS DEL TEATRO

Condiciones exteriores: 92°F Tdb; 80°F Twb

Condiciones interiores: 75°F Tdb; 50% HR

Calor sensible del local: 295.917 BTU/Hr.

Calor latente del local: 91.000 BTU/Hr.

Calor total del local: 386.917 BTU/Hr.

Razón de calor sensible (SHR): 0.76

Caudal de aire necesario: 13.451 CFM
para vencer la carga

Caudal de aire exterior: 3.250 CFM (24.2%)

Caudal de aire de retorno: 10.201 CFM (75.8%)

Temperatura de bulbo seco: 79.1 °F
del aire de mezcla (Tdb)

Temperatura de bulbo húmedo: 67.2 °f
del aire de mezcla (Twb)

En la Figura 15 se representa esquemáticamente el diagrama psicrométrico de la zona de Plateas del Teatro.



LENNOX PSYCHROMETRIC CHART

Barometric Pressure 29.92 inches of Mercury

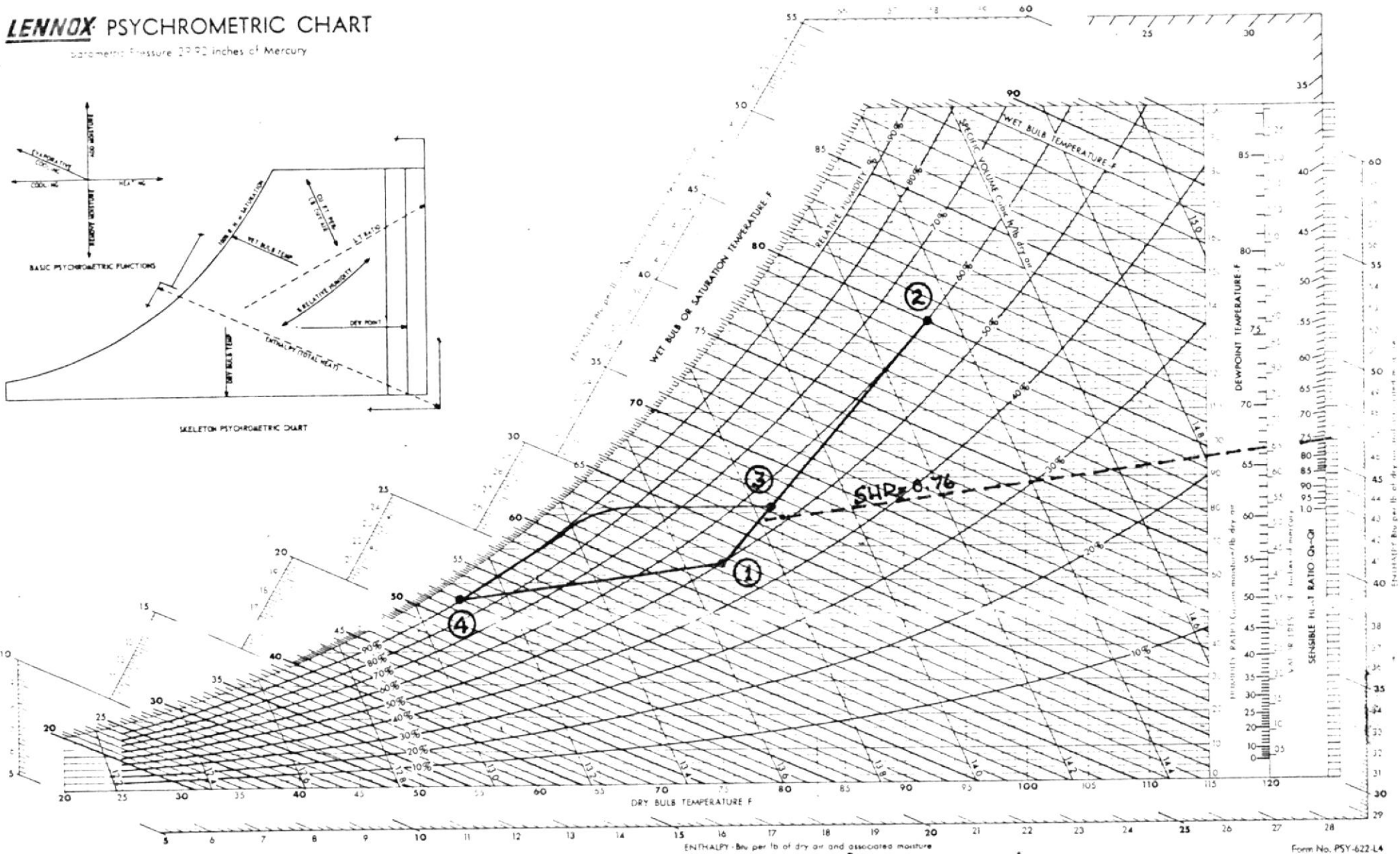
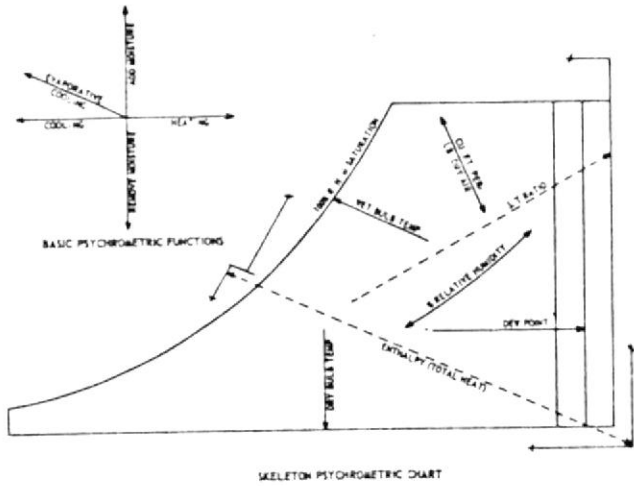


Fig. 15 Diagrama Psicrométrico de Plateas

4.2.8 OFICINAS ADMINISTRATIVAS

Condiciones exteriores: 92°F Tdb; 80°F Twb

Condiciones interiores: 75°F Tdb; 50% HR

Calor sensible del local: 339.716 BTU/Hr.

Calor latente del local: 78.600 BTU/Hr.

Calor total del local: 418.316 BTU/Hr.

Razón de calor sensible (SHR): 0.81

Caudal de aire necesario: 15.441 CFM
para vencer la carga

Caudal de aire exterior: 1.150 CFM (7.5%)

Caudal de aire de retorno: 14.291 CFM (92.5%)

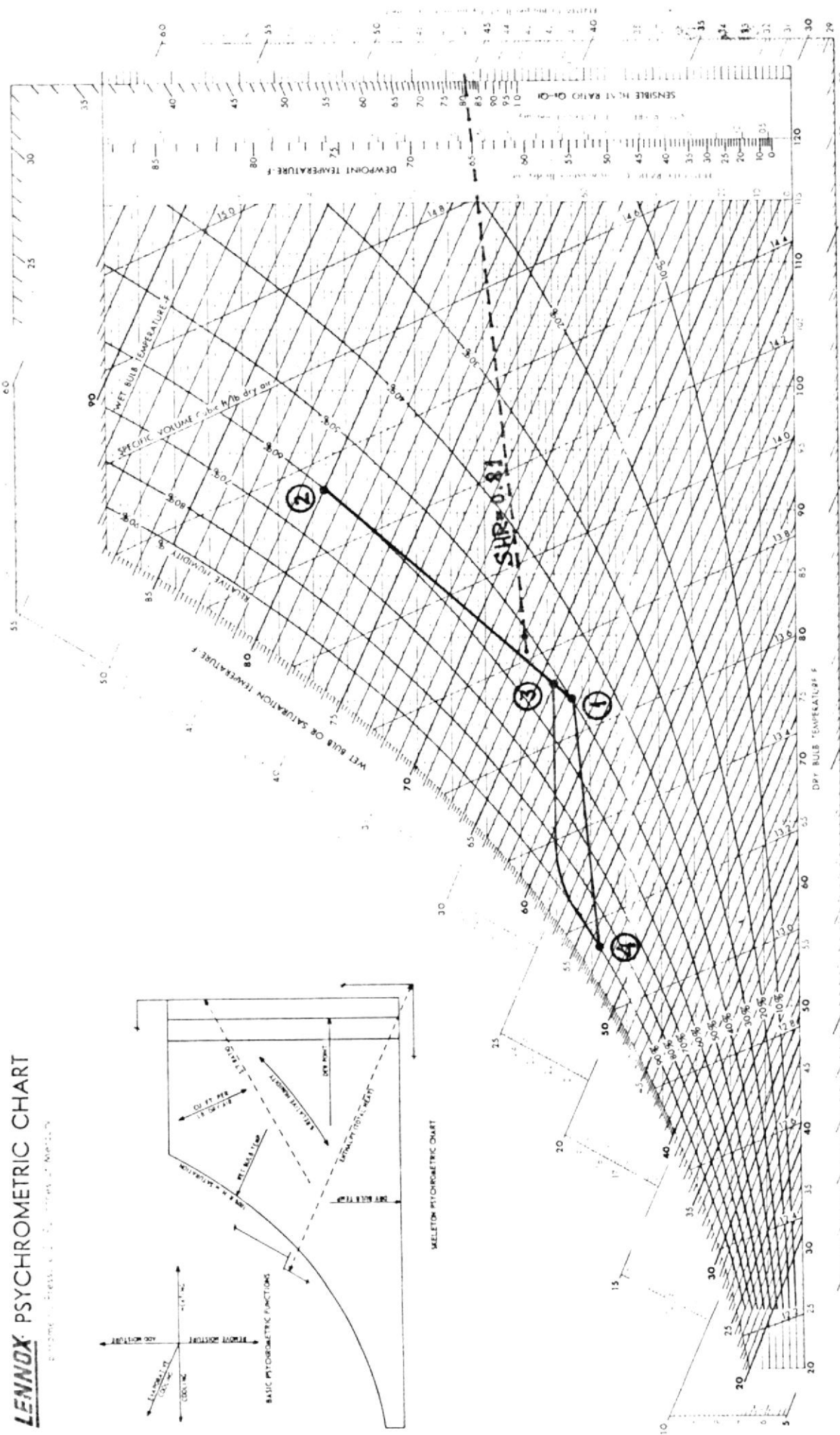
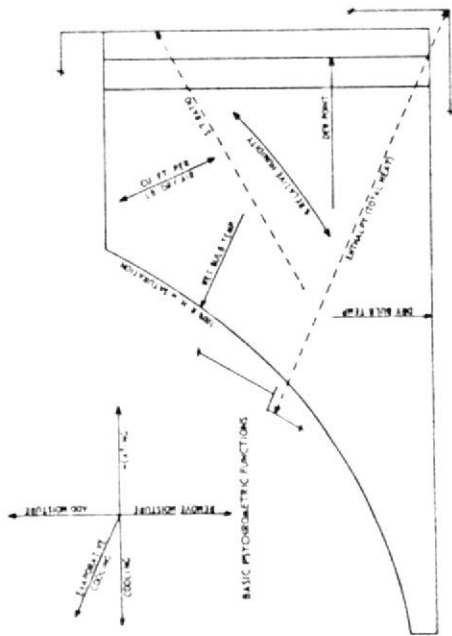
Temperatura de bulbo seco: 76.3 °f
del aire de mezcla (Tdb)

Temperatura de bulbo húmedo: 64.2 °f
del aire de mezcla (Twb)

En la Figura 16 se representa esquemáticamente el proceso psicrométrico de las Oficinas Administrativas.

LENNOX PSYCHROMETRIC CHART

Psychrometric Chart - 100% Relative Humidity



Form No. PSY-621-L

Fig. 16 Diagrama Psicrométrico de Oficinas Administrativas

4.2.9 TALLERES

Condiciones exteriores: 92°F Tdb; 80°F Twb

Condiciones interiores: 75°F Tdb; 50% HR

Calor sensible del local: 333.147 BTU/Hr.

Calor latente del local: 93.611 BTU/Hr.

Calor total del local: 426.758 BTU/Hr.

Razón de calor sensible (SHR): 0.78

Caudal de aire necesario: 15.143 CFM
para vencer la carga

Caudal de aire exterior: 1.550 CFM (10.2%)

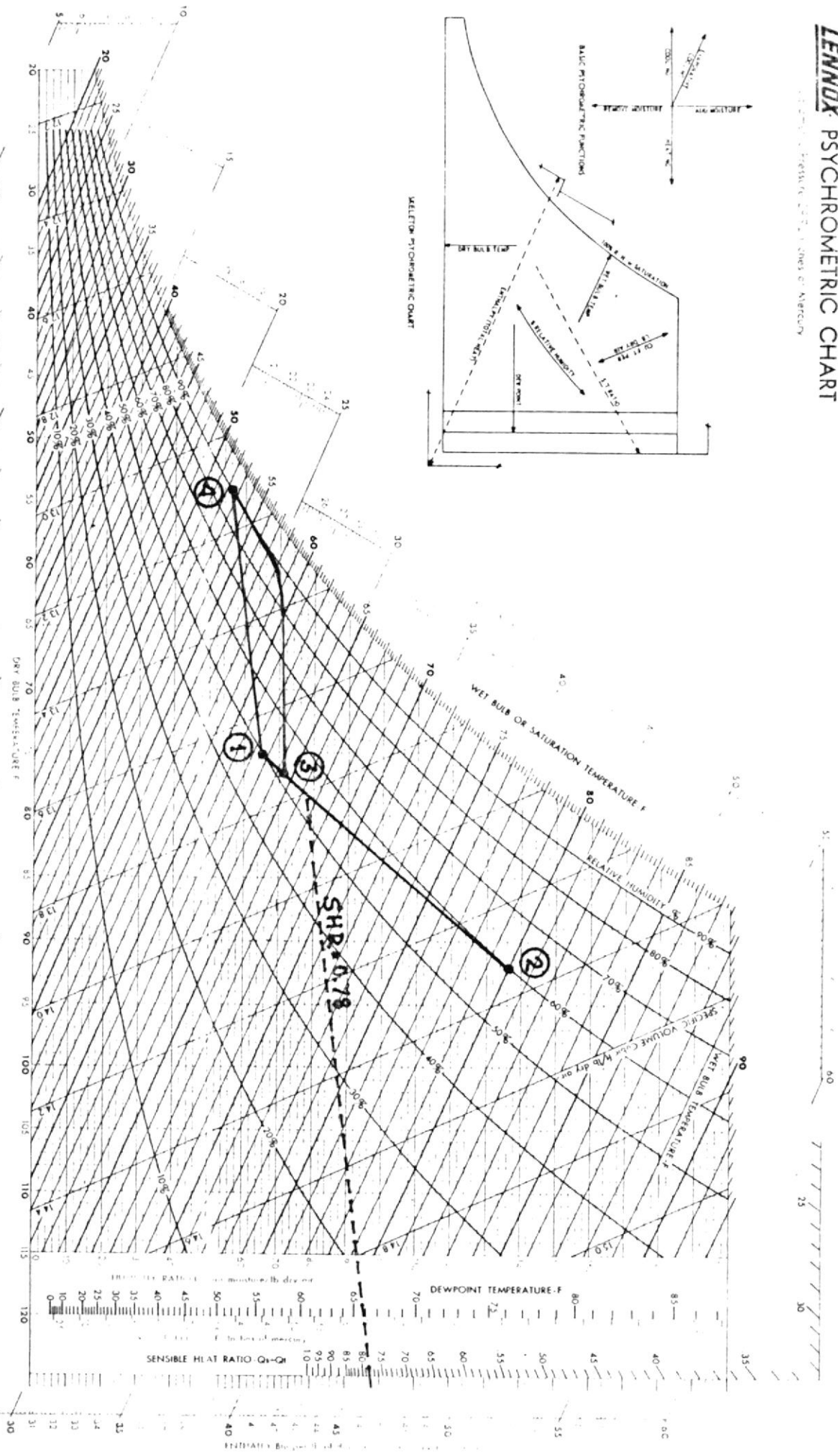
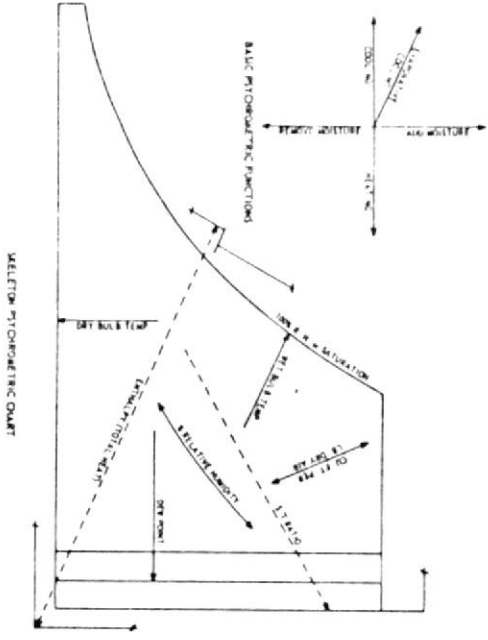
Caudal de aire de retorno: 13.593 CFM (89.8%)

Temperatura de bulbo seco: 76.7 °F
del aire de mezcla (Tdb)

Temperatura de bulbo húmedo: 64.8 °F
del aire de mezcla (Twb)

En la Figura 17 se representa esquemáticamente
el proceso psicrométrico del nivel de Talleres.

LENNOX CORPORATION, 2275 L STREET, N.W., WASHINGTON, D.C. 20037



© 1967 LENNOX INDUSTRIES, INC.

Fig 17 Diagrama Psicrométrico de Talleres

Form No. PSY-622 L4

4.2.10 CINE

Condiciones exteriores: 92°F Tdb; 80°F Twb

Condiciones interiores: 75°F Tdb; 50% HR

Calor sensible del local: 137.608 BTU/Hr.

Calor latente del local: 44.234 BTU/Hr.

Calor total del local: 181.842 BTU/Hr.

Razón de calor sensible (SHR): 0.76

Caudal de aire necesario: 6.255 CFM
para vencer la carga

Caudal de aire exterior: 1.500 CFM (24%)

Caudal de aire de retorno: 4.755 CFM (76%)

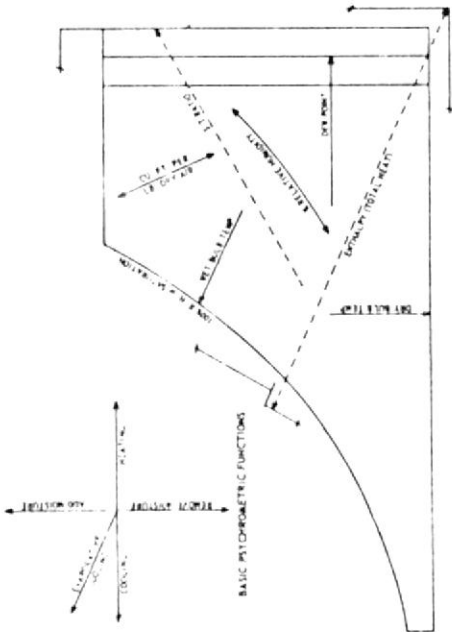
Temperatura de bulbo seco: 79.1 °F
del aire de mezcla (Tdb)

Temperatura de bulbo húmedo: 67.2 °F
del aire de mezcla (Twb)

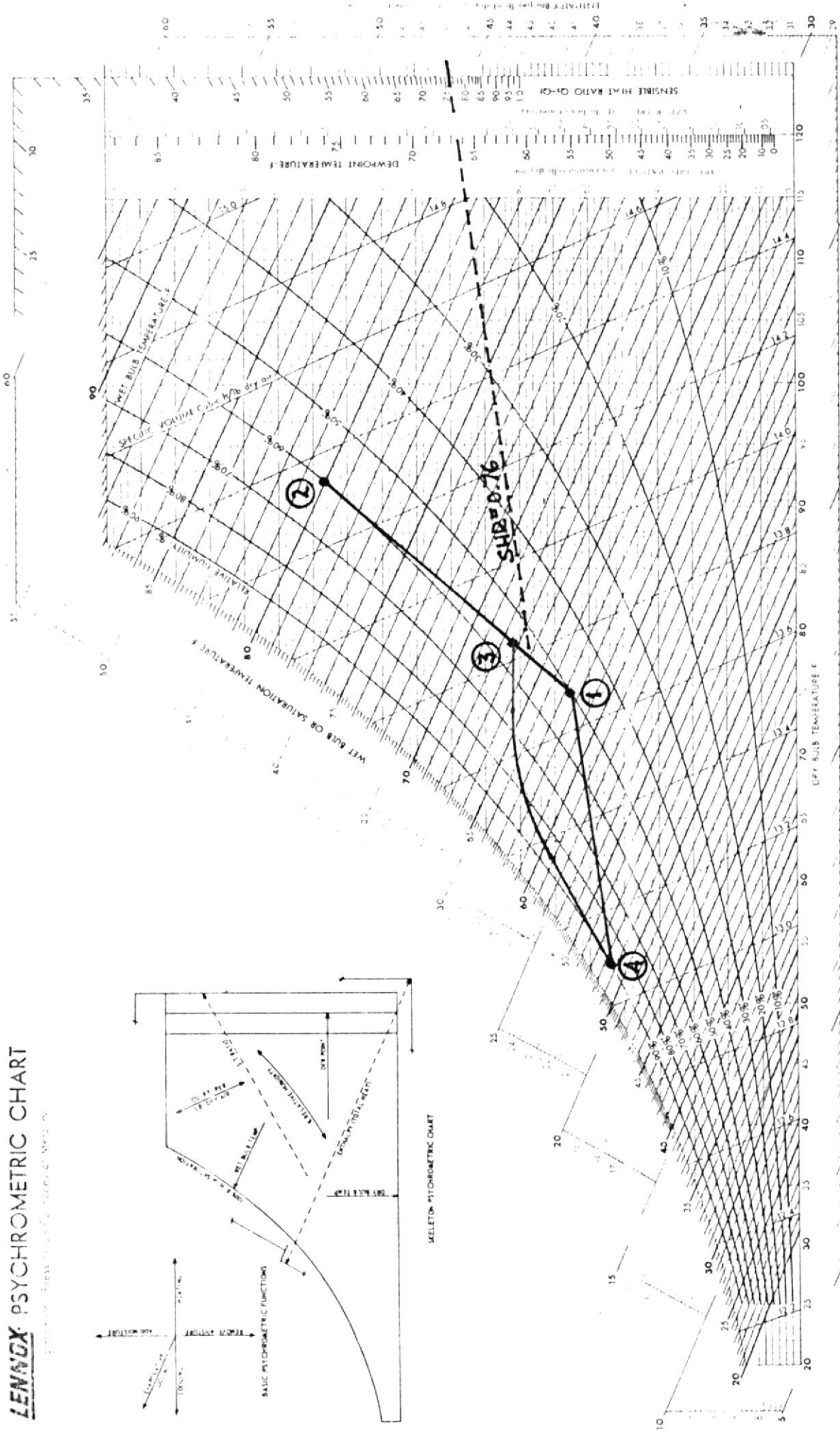
En la Figura 18 se representa esquemáticamente
el proceso psicrométrico de la Sala de Cine.

LENNOX PSYCHROMETRIC CHART

LENNOX INDUSTRIES, INC., NEW YORK, N.Y.



SKELETON PSYCHROMETRIC CHART



Form No. PSY-522 L4

Fig. 18 Diagrama Psicrometrico del Cine

CAPITULO V

SELECCION DEL EQUIPO FUNDAMENTAL PARA LA CLIMATIZACION DEL EDIFICIO

5.1 LOS SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO

Los diversos sistemas de aire acondicionado, calefacción y ventilación han sido perfeccionados a lo largo de 55 años, teniendo origen en un sistema básico de climatización. Este sistema consistía en una central de vapor que calentaba aire para calefacción y mediante ventiladores distribuía el aire a través de ductos, acondicionando el ambiente en las épocas frías.

Las mayores demandas técnicas y de funcionabilidad para determinados tipos de construcción y aplicación indujeron al desarrollo de sistemas más complejos y sofisticados, es así que vemos hoy en día una gran cantidad de sistemas diferentes. Todos ellos varían de acuerdo a la aplicación y algunos de ellos a los diferentes componentes que puedan satisfacer las condiciones específicas de diseño. Las principales categorías de sistemas y subsistemas comúnmente

usados, pueden ser clasificados de la siguiente manera:

- 1.- Sistemas todo aire
 - a. sistema ducto único
 - b. sistema doble ducto
 - c. sistema zona única
 - d. sistema multizona
- 2.- Sistemas todo agua
- 3.- Sistema aire - agua
 - a. sistema de inducción
- 4.- Sistemas de expansión directa (DX)

El sistema de acondicionamiento de aire para un Centro Cultural como el que estoy tratando, variará de acuerdo al tamaño, tipo de la estructura, condiciones climáticas, orientación, zonificación de las diferentes áreas, así como disponibilidades técnicas y económicas. Por lo tanto es imposible establecer un sistema determinado que sea adecuado para todo tipo de construcciones similares.

A continuación haré un análisis somero de cada uno de los principales sistemas de climatización más utilizados.

5.1.1 SISTEMAS TODO AIRE

En un "sistema todo aire", el aire es tratado en una planta central de refrigeración. Este es enfriado, distribuido en el área a ser acondicionada a través de un sistema de ductos y suministrado finalmente mediante difusores. El aire luego es retornado a la unidad enfriadora para ser nuevamente acondicionado y repetir el ciclo.

El "sistema todo aire" puede ser adaptado a todo tipo de necesidades en donde se requiera un control individual de las condiciones en sistemas de zonas múltiples, como en un edificio de oficinas, escuelas y universidades, laboratorios, hospitales, hoteles y embarcaciones. Este sistema nos permite un control severo de la temperatura y humedad, por esta razón es utilizado para acondicionar cuartos de computadoras, zonas estériles, quirófanos de hospitales y edificios textiles.

a.- **SISTEMAS DE DUCTO UNICO:** El sistema de ducto único es la forma más convencional de los "sistemas todo aire", tienen como principal condición de servicio el control de la

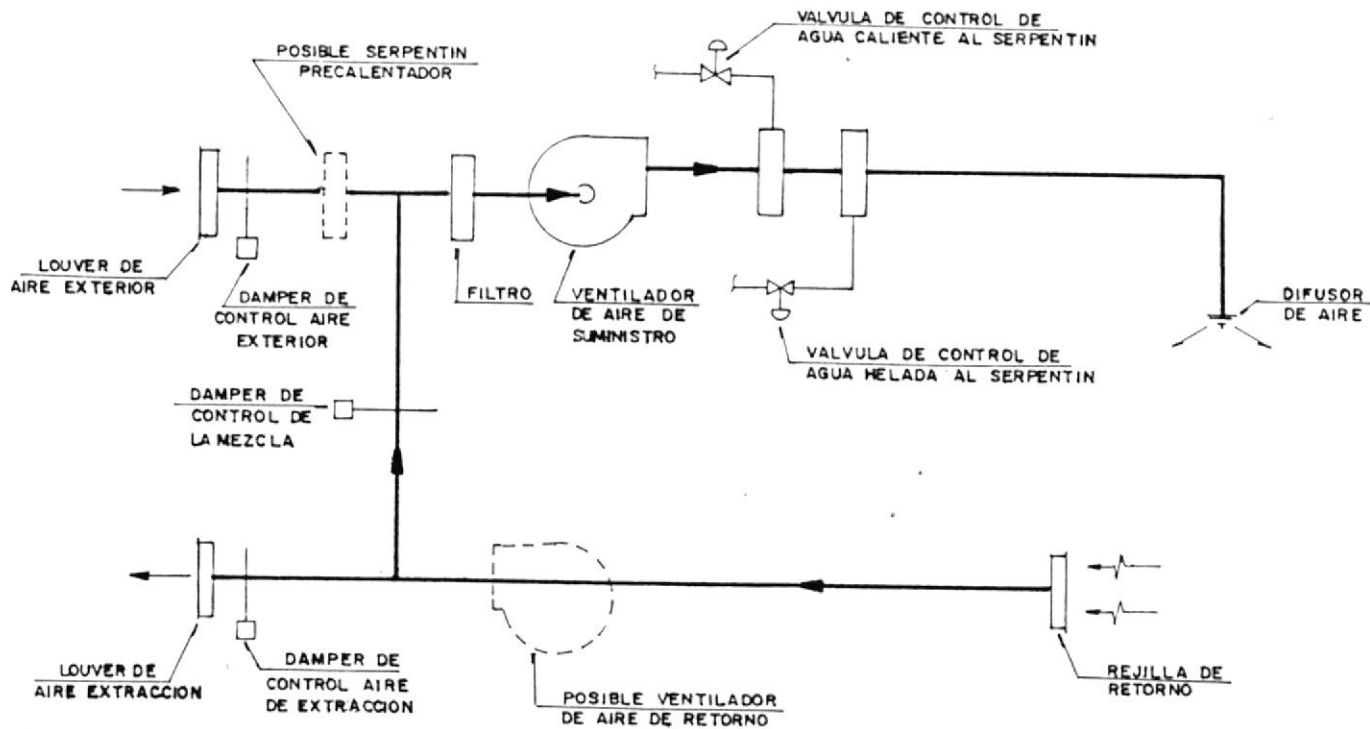


Fig. 19 DIAGRAMA ESQUEMATICO DEL SISTEMA TODO AIRE - DUCTO UNICO

temperatura en una zona. No obstante, estos sistemas pueden estar provistos para satisfacer requerimientos exactos de control de temperatura y humedad.

La unidad de refrigeración puede ser instalada dentro, en donde no se requerirá de un sistema de distribución, o fuera del espacio a acondicionar y operará por ende con un solo conducto de transmisión de aire con salidas estándares de distribución y control directo de las condiciones del local.

Este sistema responde solamente a un conjunto de condiciones de un determinado espacio, su uso está limitado a situaciones donde las variaciones ocurren aproximadamente uniformes dentro de la zona acondicionada o donde la carga sea estable.

Este puede tener aplicación en pequeños departamentos de ventas, locales individuales en un centro comercial, salones de clases individuales, cuartos de computadoras, etc.

La Fig. 19 muestra esquemáticamente un sistema de ducto único de una zona y volúmen constante.

Pueden apreciarse los elementos constitutivos esenciales como: la toma de aire exterior para la ventilación, un posible serpentín de precalentamiento, un filtro, la unidad manejadora de aire (ventilador de suministro), el serpentín de calentamiento, el serpentín de enfriamiento (los que estarán provistos con sus respectivas válvulas de control), los difusores de aire y las rejillas de aire de retorno.

b.- SISTEMAS DE DOBLE DUCTO: En el sistema de doble ducto el aire es tratado centralmente (enfriado, calentado, filtrado, etc.), y distribuido al espacio por medio de dos sistemas de ductos principales. Uno de los ductos transporta aire frío y el otro aire caliente de este modo se provee al ambiente aire frío o caliente al mismo tiempo.

Los termostatos y humidistatos de cada uno de los espacios sensan las condiciones específicas del mismo y envían la señal a las válvulas de control respectivas, las que permiten el paso de las corrientes de aire en proporciones que satisfacen la carga específica, hacia una caja donde se mezclan las dos corrientes de aire

desde donde se suministra al ambiente. El retorno es usualmente controlado de la manera convencional.

Este sistema puede ser diseñado para altas o bajas velocidades. Los sistemas de altas velocidades tiene ductos más pequeños por lo tanto ocupan menor espacio de techo, pero así mismo las presiones en el interior del ducto y los niveles de ruido son mayores que en los sistemas de bajas velocidades. Los sistemas de altas velocidades están caracterizados por cajas de mezcla a las cuales llegan las dos corrientes de aire mezclándose de tal forma que el aire resultante cumpla con los requisitos deseados de temperatura, humedad y presión; además de que actúen como atenuadores de los altos niveles de ruidos. Los sistemas de bajas velocidades tienen por lo tanto ductos más grandes y no necesitarán cajas de mezcla.

Las Figuras 20 y 21 muestran esquemáticamente los sistemas de doble ducto de alta y de baja velocidades respectivamente.

Algunas de las ventajas de este sistema comparado con los tipos más comunes de

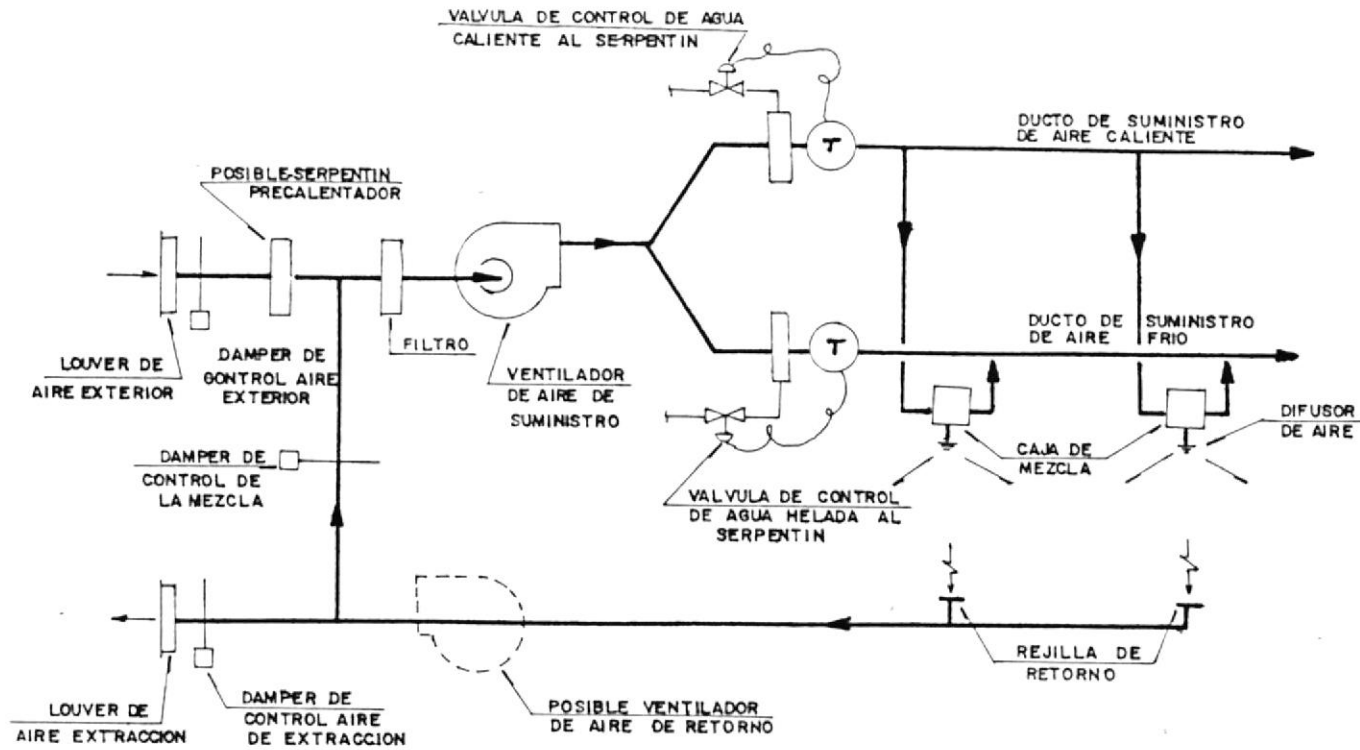


Fig. 20 DIAGRAMA ESQUEMATICO DEL SISTEMA TODO AIRE DUCTO DOBLE DE ALTA VELOCIDAD

"sistemas todo aire" son:

- 1.- Cuando son usados sistemas de aire en un 100%, existe una completa ausencia de tuberías de agua, de vapor de agua y de drenaje, equipos eléctricos, filtros, etc., dentro del espacio a acondicionar, lo cual facilita las labores de mantenimiento sin interrumpir las diversas actividades y permite mayor espacio libre en el interior.
- 2.- El sistema tiene la capacidad de enfriamiento y calentamiento lo que hace innecesario el colocar equipos mecánicos adicionales en el perímetro del área a acondicionar, obteniendo mayor área de piso libre.
- 3.- Este sistema provee un control automático estricto y refinado de las temperaturas de las áreas individuales en todo momento y en cualquier estación del año a lo largo de todo el edificio, y puede proporcionar enfriamiento a un núcleo de áreas simultáneamente con calentamiento para las áreas del perímetro.

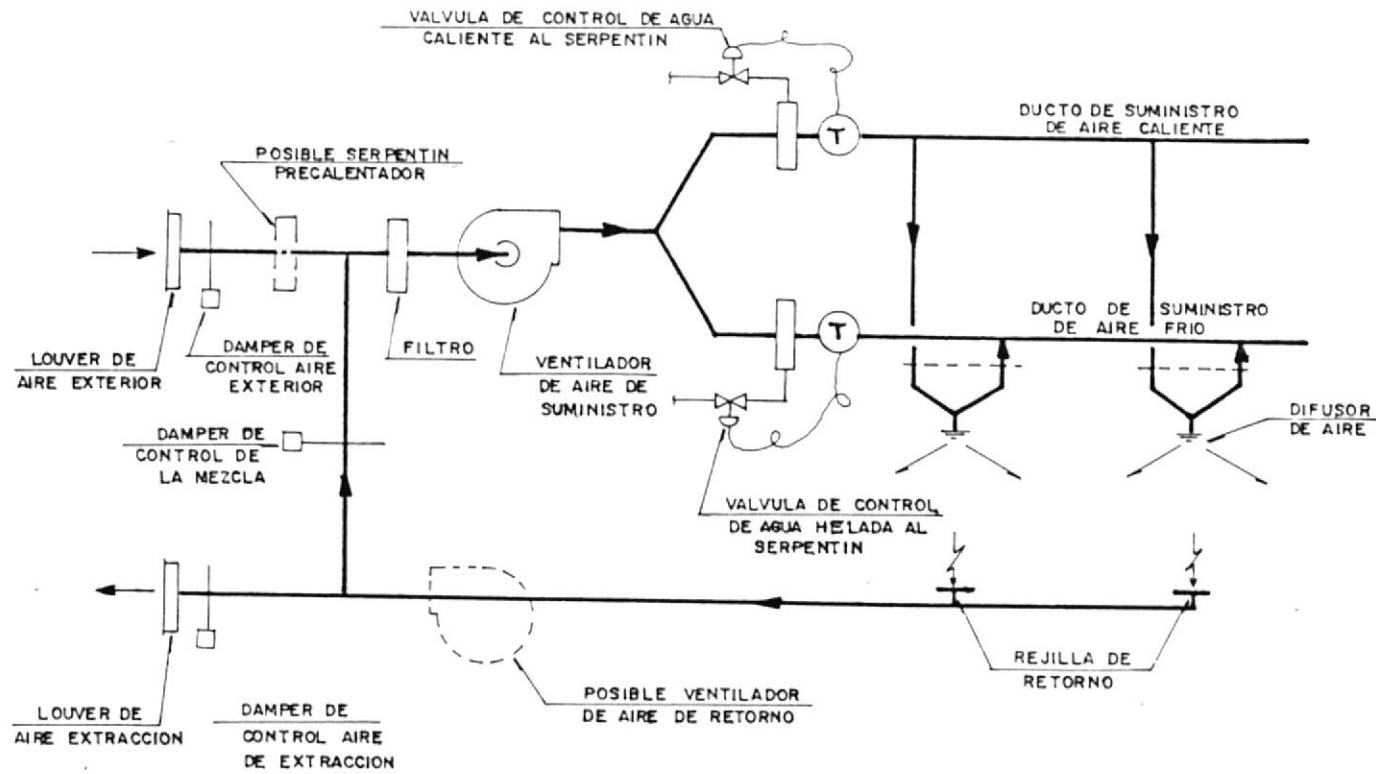


Fig. 21 DIAGRAMA ESQUEMATICO DEL SISTEMA TODO AIRE - DUCTO DOBLE DE BAJA VELOCIDAD

4.- Los sistemas con regulación terminal de volúmen (cajas de mezcla) son autobalanceados.

c.- SISTEMAS DE ZONA UNICA CON RECALENTAMIENTO:

En este sistema todos los equipos están localizados en el cuarto de máquinas excepto la unidad de recalentamiento la cual es colocada dentro del área a acondicionar. Primeramente el aire a suministrarse a volumen constante es tratado en la unidad de refrigeración y conducido a través de un ducto único por toda el área, cada elemento de distribución esta equipado con un pequeño serpentín de calentamiento con vapor o agua caliente, por las cuales fluye el aire realizando así un control individual de la temperatura. Las unidades de calentamiento del tipo de inducción, proveen de un calentamiento por convección al aire primario cuando estas son apagadas durante las noches o fines de semana. Este tipo de sistemas es esquematizado en la Figura 22.



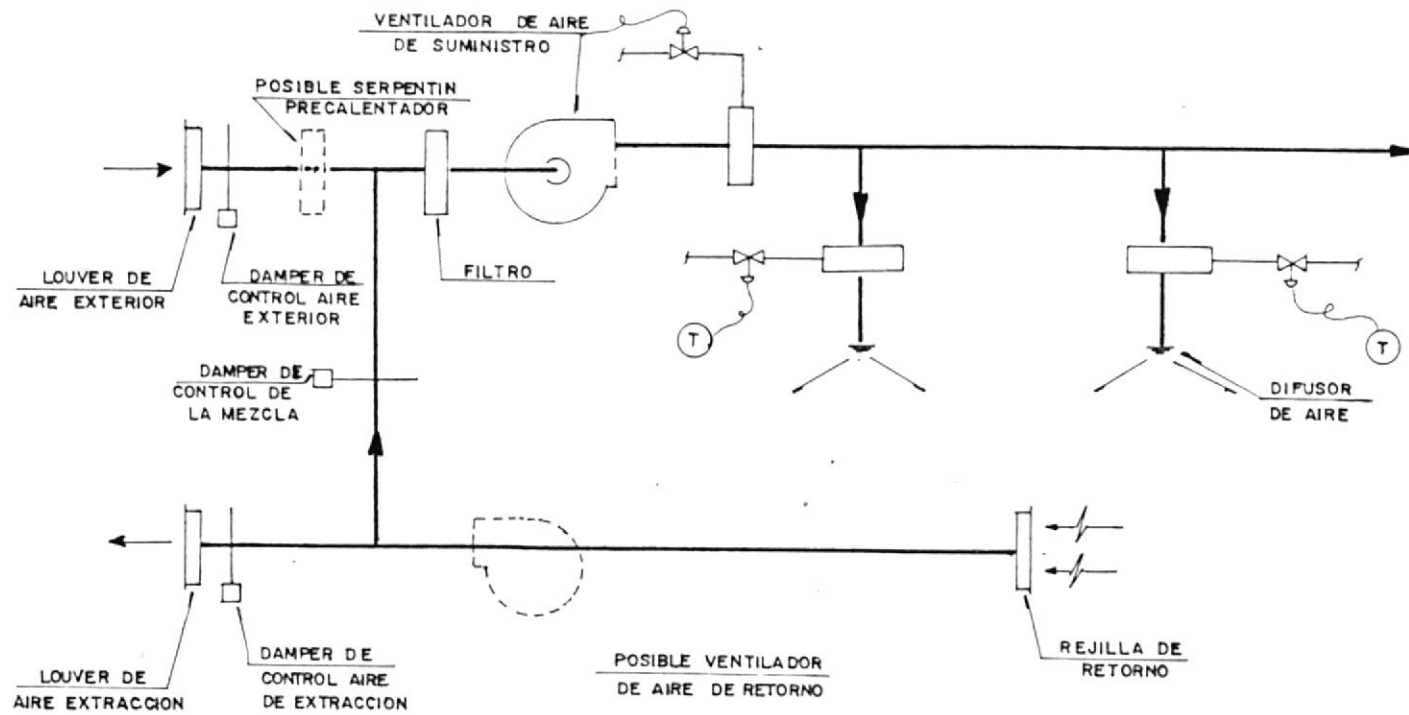


Fig. 22 DIAGRAMA ESQUEMATICO DE SISTEMA TODO AIRE - ZONA UNICA

d.- SISTEMAS MULTIZONAS: Este tipo de sistema es utilizado cuando un gran número de zonas son alimentadas desde una central manejadora de aire. La temperatura requerida en las diferentes zonas es determinada por la mezcla de aire caliente y frío que está regulada a través de compuertas que reciben señales de las empearaturas sensadas por los termostatos localizados en cada ambiente. Esta mezcla es conducida por el edificio a través de un sistema de ducto único. Este sistema puede ser considerado como una adaptación práctica del sistema de ducto doble a los requerimientos de varias áreas a acondicionar.

Los sistemas multizonas resultan más convenientes desde el punto de vista económico y práctico, pues pueden manejar más de un cuarto con un solo ducto. Aunque los sistemas de ducto doble frecuentemente sirven para el mismo propósito, su costo área por área es mayor, esto podría justificar aun más el uso de los sistemas multizonas.

Entre las consideraciones de diseño en un sistema multizona tenemos:

1.- En las zonas de más de una habitación será

difícil ejercer un control de la temperatura mediante un solo termostato. Su ubicación deberá ser tal que nos asegure un control lo más general posible.

2.- Será necesario la provisión adecuada de compuertas de control de temperatura para evitar fluctuaciones bruscas de las mismas.

3.- No es conveniente la combinación de algunas zonas grandes con pocas zonas pequeñas. Esto puede causar un errático comportamiento del flujo de aire hacia las zonas pequeñas.

5.1.2 SISTEMAS TODO AGUA

Los sistemas "todo agua" están constituidos por unidades manejadoras de aire provistas básicamente de un ventilador y un serpentín. El ventilador induce el flujo de aire por el exterior del serpentín, y por el interior fluye agua helada a la que el aire le sede el calor. El agua helada se distribuye desde un equipo centralizado de refrigeración hasta las unidades ventilador-serpentín instaladas en los locales particulares, luego de extraer el calor

el agua retorna al equipo de refrigeración para repetir el ciclo. Este tipo de sistema central permite una gran individualidad a los ambientes acondicionados, ya que puede suprimirse o proveerse de acondicionamiento independiente en cada uno de ellos y el control de temperatura y humedad responde a las condiciones particulares y no a las de un conjunto más o menos grande.

En estos sistemas las grandes distancias entre el equipo central y los ambientes, las cuales presentan problemas para los sistemas de aire dadas las complicaciones del sistema de ductería y el espacio que estos ocupan, son salvadas fácilmente por las tuberías del sistema ventilador-serpentin.

Los sistemas de agua generalmente son algo más costosos que los de aire, cuando el número de ambientes es grande, pero además de las ventajas antes anotadas, permiten una mayor privacidad al evitar el traspaso de ruidos a través de ductos. Sin embargo, el hecho de tener un ventilador dentro del ambiente mismo hace que generalmente el nivel de ruidos de baja frecuencia generados en el sitio sea más

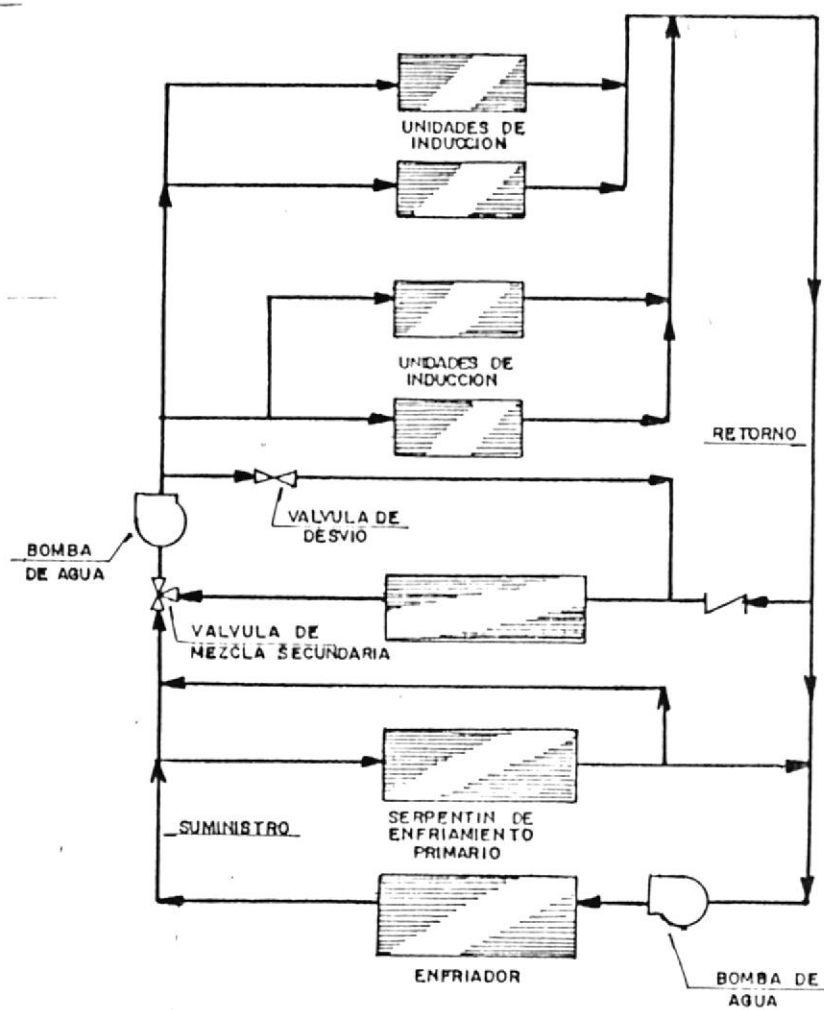


Fig. 23 DIAGRAMA ESQUEMATICO DE SISTEMA TODO AGUA

alto en un sistema de agua que en uno de aire.

La renovación del aire, que en los sistemas de aire se realiza mediante una toma de aire fresco en la máquina de manejo común, esta en las aplicaciones ventilador-serpentin se la hace directamente en cada una de las unidades al ambiente. Un esquema común para este tipo de sistemas es mostrado en la Figura 23.

5.1.3 SISTEMAS AIRE - AGUA

Esta es una afortunada combinación de los dos sistemas antes descritos. Igual que en los sistemas todo aire, el aparato de aire y la planta de refrigeración se encuentran separados por condiciones de espacio. En estos sistemas, el enfriamiento o calentamiento del espacio acondicionado es afectado solamente en una pequeña parte por el aire que atraviesa el aparato central. La mayor porción de la carga térmica es balanceada por el agua fría o caliente que circula a través del serpentin en una unidad de inducción o a través de un panel radiante.

Debido al mayor calor específico y densidad del

agua comparado con el aire, la temperatura de este puede ser controlada más eficientemente en los espacios a ser acondicionados. Además el área de la sección transversal requeridas en las tuberías de distribución es significativamente menor que las de los ductos para cumplir la misma tarea de enfriamiento ya que parte de la ganancia de calor de la sustancia puede ser removida directamente del espacio acondicionado por el sistema de recirculación del agua. Consecuentemente, la cantidad de aire suministrado puede ser menor que en los sistemas todo aire, y menor el espacio necesario para alojar los sistemas de distribución.

Estos sistemas son usados principalmente en espacios de perímetros múltiples donde existe un amplio rango de carga sensible y donde no se requiera un control severo de la humedad. Sistemas de este tipo son comúnmente aplicados en edificios de oficinas, hoteles, escuelas, casas de apartamentos, y otros.

a.- SISTEMAS DE INDUCCION: Se recircula agua helada a través de las unidades situadas en la

zona por acondicionar de manera similar a la utilizada en los sistemas de agua. Las unidades reciben a altas velocidades una cantidad mínima de aire preacondicionado, generalmente aire fresco, en una máquina de manejo centralizado. Este chorro provoca a través de las unidades una recirculación del aire del ambiente mediante un efecto similar al del sifón.

El flujo de aire primario es tratado en una pequeña cámara de pleno, incorporada a la unidad, donde su presión se reduce mediante un regulador, al nivel requerido en las toberas. Al mismo tiempo en la cámara se reducen los niveles de ruidos que pueden haberse producido al salir el aire de la planta de manejo central, o en el proceso de reducción de presión. El aire primario se suministra luego a través de toberas con presión favorablemente alta. Los chorros de aire de alta velocidad que salen de la pequeña cámara de pleno a través de toberas se llevan consigo una buena cantidad del aire que lo rodea. El aire secundario se pasa por un interenfriador, llamado serpentín secundario, antes de que se mezcle con el flujo primario. Luego, una

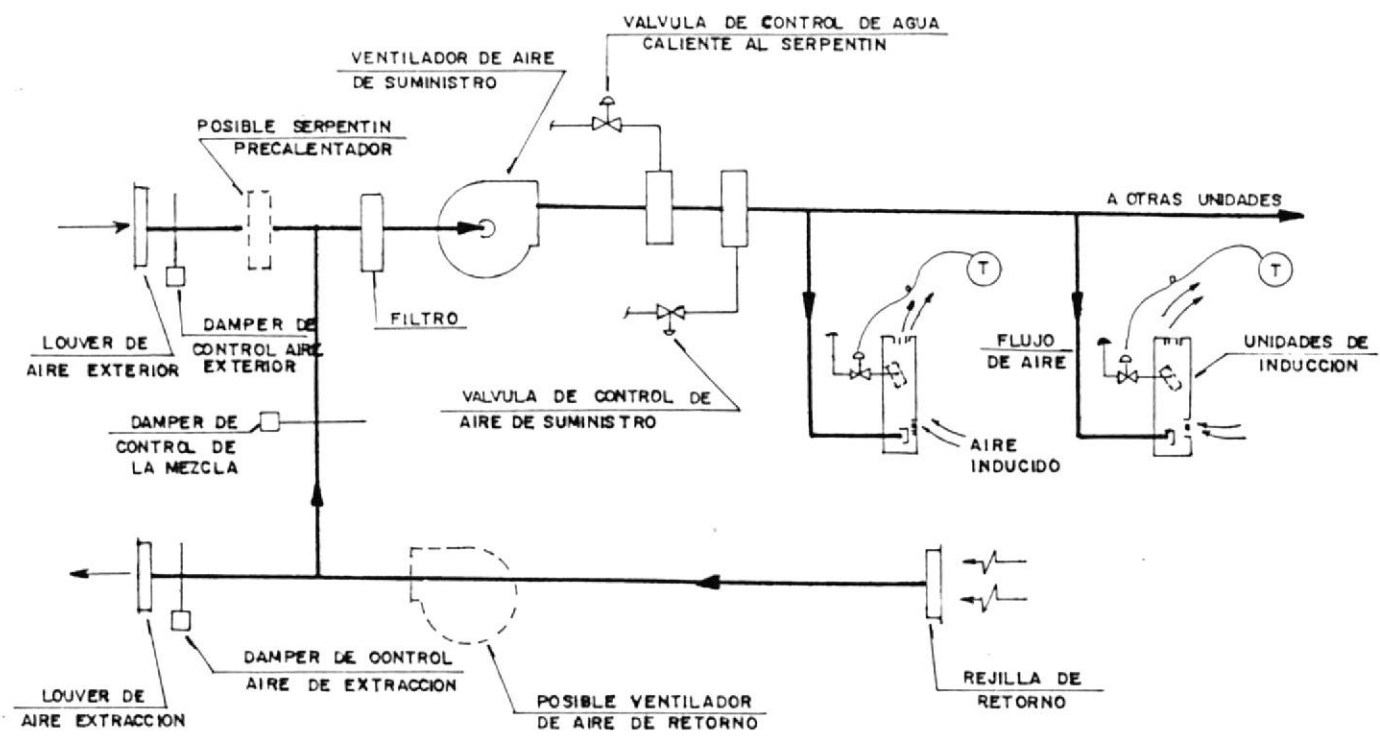


Fig. 24 DIAGRAMA ESQUEMATICO DE SISTEMA DE INDUCCION AIRE - AGUA

mezcla de flujo primario y secundario se suministra al salón.

Lo ideal con un sistema de este tipo es que el aire primario sea totalmente fresco, es decir que la planta de manejo central no utilice aire recirculado. De todos modos, puesto que la capacidad de la unidad está relacionada con la cantidad de aire que recibe, resulta a menudo antieconómico usar 100% de aire fresco para propósitos primarios. La cantidad de aire fresco está fijada por los requerimientos de ventilación del espacio, de acuerdo a la densidad de ocupación y por el grado de actividad del personal que se encuentra en el salón.

Algunas de las características relevantes de estos sistemas son:

- 1.- La circulación del aire se mantiene constante y adecuada por la alta inducción del aire secundario desde el salón. Se requiere menos espacio para el sistema de distribución de aire y para la máquina de manejo central. Una pequeña cantidad de aire primario se puede distribuir con alta

velocidad sin que haya algún incremento en los requerimientos de potencia con respecto a otros sistemas que utilizan mucho más aire con una distribución convencional.

2.- Los problemas de zona están resueltos ya que cada salón es una zona individual.

3.- El mantenimiento es centralizado, ya que en las unidades de cada salón no existen ventilador o motores que requieran mantenimiento y servicio en el mismo sitio.

4.- La deshumidificación ocurre en aparatos centrales, por lo tanto, la condensación en los serpentines de la unidad queda eliminada, así como también la retención de olores y problemas de corrosión.

5.- Los ventiladores y otros equipos rotativos se encuentran localizados fuera de la zona acondicionada, esto permite una operación tranquila y libre de ruidos.

En la Figura 24 se esquematiza un sistema aire-agua tipo inducción, comúnmente utilizado.

5.1.4 SISTEMAS DE EXPANSION DIRECTA (DX)

Estos sistemas son generalmente usados en forma de paquetes compactos, son unidades autónomas situadas en el espacio a acondicionar, o próximo a este, con todos los elementos necesarios para producir el enfriamiento del aire. Usualmente son diseñados para tamaños y capacidades de refrigeración de rangos pequeños o intermedios. El calor es removido por un simple método, usando un serpentín de tubos con aletas y la expansión directa del refrigerante dentro del mismo, de ahí el término DX.

En términos generales, un sistema DX puede ser descrito como un sistema de refrigeración donde el enfriamiento es obtenido directamente del refrigerante. Un equipo de ventana es un ejemplo de un sistema DX. Sus capacidades están en el rango de 1 a 25 toneladas de refrigeración. Un enfriador centrífugo o de absorción, son usados para grandes demandas de enfriamiento.

5.2 LA SELECCION DEL SISTEMA APROPIADO

5.2.1 CONSIDERACIONES TECNICAS Y ECONOMICAS

No existe un sistema particular que se adapte exclusivamente para la climatización de Centros Culturales como el que estamos tratando, no solo debido a que este varía de acuerdo a su tamaño y aplicación, sino por que influirán además factores técnicos y económicos en la selección del mismo.

El Proyecto tratado comprende un Centro Cultural, perteneciente a la Casa de la Cultura Núcleo del Guayas, y una torre de oficinas privadas, totalmente independientes. Esto nos induce, técnica y funcionalmente hablando, ha elegir dos sistemas de climatización separados que sirvan y satisfagan los requerimientos de cada una de las aplicaciones. Por las diferentes razones estudiadas, se justifica la instalación de sistemas centrales de acondicionamiento de aire tanto para el Centro Cultural como para la Torre de Oficinas.

En términos generales, el sistema que cumpla con las siguientes condiciones se considera ideal para ser instalado en un Centro Cultural

de este tipo:

- 1.- Que cada área tenga su propio control de temperatura.
- 2.- Que los trabajos de mantenimiento sean mínimo en cada área y que este no dificulte o impida las actividades que en ellas se realicen normalmente.
- 3.- Que el sistema de operación satisfaga los requerimientos de niveles de ruido y acústica.
- 4.- Que provea un control continuo de la humedad.
- 5.- Que el sistema sea capaz de responder a las fluctuaciones de las cargas térmicas originadas principalmente por la variación en el número de ocupantes en las horas de mayor actividad en cada una de las áreas sin alterar el balance térmico de otras en donde las cargas sean menores.

Los sistemas más comunes instalados en nuestro

medio especialmente por disponibilidades técnicas, prácticas y económicas, son: los sistemas de expansión directa; los paquetes enfriados por agua; manejadoras de aire de agua helada con una central de refrigeración de compresores reciprocantes enfriados por agua o aire; el de manejadoras de aire con una central de refrigeración de compresores centrífugos enfriados por agua; y los sistemas de absorción aunque menos comunes.

Tomando en cuenta la capacidad de carga térmica del sistema a instalar y los requerimientos técnicos de estas aplicaciones vemos que podemos utilizar cualquiera de los cinco sistemas descritos anteriormente, descartando la posibilidad de los sistemas de expansión directa pues manejan rangos de capacidades pequeñas y medianas.

En las máquinas de absorción, la fuerza actuante es el calor en forma de vapor o agua caliente, son prácticas con aplicaciones en lugares donde las tarifas de energía eléctricas son muy elevadas y siempre que el costo del vapor por toneladas sea menor que cincuenta veces el costo de la electricidad por

kilovatio. Sin embargo la máquina de absorción tiene especial aplicación en el sector industrial donde se dispone de vapor no utilizable. Estas razones nos permiten descartar totalmente el uso de este sistema en el proyecto tratado.

Los sistemas que cumplen y satisfacen los requerimientos técnicos anteriormente descritos, para el Centro Cultural, es el de unidades manejadoras de aire con central de enfriamiento de agua helada. Sin embargo para la Torre de Oficinas, este sería un sistema inapropiado, especialmente por la falta de áreas disponible para instalar la central de refrigeración próxima a las zonas a acondicionar. Una alternativa muy usada en aplicaciones similares, es el de paquetes enfriados por agua. Este sistema permite igual que el anterior privacidad en cada una de las áreas acondicionadas, así como respuesta efectiva a las variaciones de carga que se producen dentro de los espacios.

El análisis económico nos permitirá mayores fundamentos de selección de los sistemas. Las

TABLA XIX

CONSUMO DE ENERGIA POR CADA TONELADA DE REFRIGERACION
PARA SISTEMAS DE EXPANSION DIRECTA

TIPO DE MAQUINA	CAPACIDAD (TR)	EER (BTU _h /W)	CONSUMO (KW/TR)
Unidades de ventana	0,5-3,0	6,0	2,00
Unidades paquetes	2,0-50,0	7,3	1,64
Unidades divididas	1,5-50,0	8,0	1,50

FUENTE: Datos tomados de catálogos de equipos "Lennox"

Tablas XIX y XX resumen los rangos de capacidades y el consumo de energía de cada uno de los sistemas tratados.

Podemos apreciar que los sistemas de expansión directa a mas de manejar rangos de capacidades relativamente pequeños, tienen costos energéticos de operación por TR mucho mayores que el de los otros sistemas. Este es otro factor que influye en la no selección de estos sistemas, pues sus costos operativos encarecerían enormemente el proyecto.

Podemos observar que de todos los sistemas de centrales de refrigeración de agua helada, la de compresores centrífugos enfriados por agua es el sistema de menor consumo de energía.

TABLA XX

CONSUMO DE ENERGIA POR CADA TONELADA DE
REFRIGERACION PARA SISTEMAS DE
AGUA HELADA Y ABSORCION

TIPO DE MAQUINA	CAPACIDAD (TR)	EER (BTU/h/W)	CONSUMO (KW/TR)
Central de refrigeración de compresor recíprocante enfriado por aire.	8-200	10,0	1,20
Central de refrigeración de compresor recíprocante enfriado por agua.	8-240	14,5	0,83
Central de refrigeración de compresor centrífugo enfriado por agua.	70-1300	17,0	0,70
Paquetes enfriados por agua.	6,5-25	9,6	1,25
Sistema Absorción	100-1700	-	18,70 Lbs vapor <hr/> Hr. TR

FUENTE: Tomado de catálogos "McQuay" y "Climate Master"

En la Tabla XXI encontramos tabulados los costos unitarios operativos de los diversos sistemas. Estos análisis se fundamentan de acuerdo a los costos actuales vigentes de la energía eléctrica, y que están en el orden de los 120 S./KW Hr.

TABLA XXI
 COSTOS UNITARIOS DE OPERACION
 (SUCRES/Hr. TR)

ELEMENTOS DEL SISTEMA	PRINCIPALES SISTEMAS						
	UNIDADES VENTANA	UNIDADES PAQUETES	UNIDADES DIVIDIDAS	COMPRESOR RECIPROCANTE		CENTRIFUGOS ENFRIADOS POR AGUA	PAQUETES ENFRIADOS POR AGUA
				ENFRIADOS POR AIRE	ENFRIADOS POR AGUA		
UNIDAD ENFRIADORA	240,00	196,80	180,00	144,00	99,60	84,00	150,00
UNIDADES TERMINALES	-	-	-	16,80	16,80	16,80	-
BOMBAS DE AGUA HELADA	-	-	-	11,52	11,52	11,52	-
BOMBAS DE AGUA ENFRIAMIENTO	-	-	-	-	13,80	13,80	10,44
VENTILADOR TORRE DE ENFRIAMIENTO	-	-	-	2,28	2,28	2,28	2,40
TOTAL	240,00	196,80	180,00	174,60	144,00	128,40	162,84

FUENTE: DATOS PROPORCIONADOS POR DONOSO & BAQUERIZO INGS. CIA. LTDA.

La Tabla XXII resume los costos mensuales de operación en sucres, de los sistemas de agua helada, asumiendo para el efecto un promedio de funcionamiento de 14 horas diarias, 6 días por semana y 4 semanas al mes, al 60% de la carga total nominal del sistema, es decir de 700 TR.

TABLA XXII

**COSTOS DE OPERACION PARA SISTEMAS
DE AGUA HELADA
(SUCRES/MES)**

SISTEMAS	COSTO MENSUAL
Central de refrigeración de compresores recíprocos enfriado por aire	24'639,552.00
Central de refrigeración de compresores recíprocos enfriado por agua	20'321,280.00
Central de refrigeración de compresores centrífugos enfriados por agua	18'119,808.00

La inversión o costo inicial del sistema, es un factor importante a considerar. En la Tabla XXIII tabulamos los costos iniciales por toneladas de refrigeración de cada sistema. Se incluyen en estos los costos actuales promedios de la central de enfriamiento, unidades

TABLA XXIII
INVERSION INICIAL POR
TONELADA DE REFRIGERACION

SISTEMAS	SUCRES/TR
Expansión Directa	1'080,000.00
Compresores reciprocantes enfriados por aire	1'500,00.00
Compresores reciprocantes enfriados por agua	1'560,000.00
Compresores centrífugos enfriados por agua	1'680,000.00
Unidades paquetes enfriados por agua	1'440,000.00

FUENTE: Datos proporcionados por Donoso y Baquerizo Ingenieros Cia. Ltda.

terminales, la red de circuito de agua fría, sistema de ductos de transporte de aire, rejillas y difusores, todo el sistema de controles automáticos, mano de obra para fabricación y montaje, etc.

La inversión inicial de los sistemas de agua helada son calculados para la capacidad total, y estan resumidos en la Tabla XXIV.

TABLA XXIV
INVERSION INICIAL EN SISTEMAS
DE AGUA HELADA

SISTEMAS	INVERSION INICIAL (SUCRES)
Compresores reciprocantes enfriados por aire	1.050'000.000.00
Compresores reciprocantes enfriados por agua	1.092'000.000.00
Compresores centrífugos enfriados por agua	1.176'000.000.00

La inversión inicial de los sistemas de enfriadores centrífugos es mayor en un 7.2% (S./ 84'000,000.00) al de compresores reciprocantes enfriados por agua y en 10.7% (S./ 126'000,000.00) que la de compresores reciprocantes enfriados por aire.

Si comparamos los costo operativo obtenemos que en un año en los enfriadores centrífugos se invertirán 10.8% menos que en los enfriadores reciprocantes enfriados por agua, es decir S./ 26'417,664.00 menos, y 26.5% menos que los enfriadores reciprocantes enfriados por aire, S./ 78'236,928.00. Esto nos permite recuperar

la inversión inicial en 3,18 años (3 años, 2 meses) o en 1,61 años (1 año, 7 meses), según comparemos al sistema de enfriadores centrífugos con los reciprocantes enfriados por agua o por aire respectivamente.

Todas estas consideraciones técnicas y económicas justifican y fundamentan la selección del sistema de aire acondicionado. En virtud a ellas para el Centro Cultural se diseñará e instalará un sistema de enfriadores centrífugos de agua helada enfriados por agua con una capacidad nominal de 700 TR; para la torre de oficinas se ha concebido un sistema de paquetes enfriados por agua que tendrá una capacidad de 230 TR y, un paquete de expansión directa a instalarse en la cafetería del último piso con una capacidad de 25 TR.

5.2.2 LA SELECCION PROPIAMENTE DICHA

a.- SISTEMA DE AGUA HELADA: Este sistema será instalado para acondicionar las áreas de: la zona de camerinos, teatrino, sala de ensayos, almacenes, bar del teatro principal, sala de exposiciones temporales, pinacoteca, teatro principal, cine, piso de talleres y piso de



oficinas administrativas; las mismas que integran el Centro Cultural de la Casa de la Cultura.

Se procederá a calcular y seleccionar los componentes principales de este sistema, tomando como base la carga térmica de las áreas acondicionadas.

SELECCION DE LA CENTRAL DE REFRIGERACION: El sistema que he seleccionado es el de recirculación de agua helada por un enfriador centrífugo, enfriado con agua proveniente de una torre de enfriamiento.

La carga térmica de este sistema es de 7'000.000 BTU/Hr., es decir aproximadamente 583 toneladas de refrigeración. Para que el sistema sea más versátil y pueda responder con mayor facilidad y economía a las grandes variaciones de la carga, se seleccionarán dos (2) unidades enfriadoras centrífugas con capacidad cada una de ellas de manejar hasta el 60% de la carga nominal, es decir 4'200.000 BTU/Hr.; en otras palabras cada una de ellas tendrá una capacidad de 350 TR.

FLUJO DE AGUA HELADA: El agua helada que sale de la central de refrigeración llega a todos los serpentines de enfriamiento, localizados en las diferentes áreas del edificio que se acondiciona; una vez absorbido el calor del ambiente retorna a la central a través de un sistema cerrado de tuberías.

El Manual de la "ASHRAE" (American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers), recomienda que las temperaturas del agua helada para procesos de acondicionamiento de aire sean:

$T_1 = 44 \text{ } ^\circ\text{F}$ (a la salida de la central)

$T_2 = 54 \text{ } ^\circ\text{F}$ (a la entrada de la central)



Como cada central de enfriamiento tendrá una capacidad de 350 TR, la cantidad de agua helada o enfriada en el evaporador podrá ser calculada por la ecuación 5.1, la misma que fue tomada de los catálogos de selección de enfriadores McQuay.

$$Q_e = \frac{TR \times 24}{T_2 - T_1}$$

Ec. 5.1

donde:

Q_e = caudal de agua del evaporador

TR = toneladas de refrigeración del sistema

T_1 = temperatura del agua a la salida del evaporador

T_2 = temperatura del agua a la entrada del evaporador

Reemplazando los valores respectivos en la ecuación tenemos:

$$Q_e = \frac{(350) (24)}{54 - 44}$$

$$Q_e = 840 \text{ GPM}$$

FLUJO DE AGUA DE ENFRIAMIENTO: El agua de enfriamiento sirve para desalojar el calor del condensador de la central de enfriamiento. Luego esta es enfriada en una torre de enfriamiento hasta alcanzar una temperatura de bulbo húmedo de 80 °F. Una vez enfriada vuelve al condensador para repetir el ciclo.

Los catálogos de selección de la McQuay consideran la ecuación 5.2, para calcular la cantidad de agua de enfriamiento que se deberá

hacer circular por el condensador de la central de enfriamiento para remover el calor extraído al agua helada.

$$Q_c = 3 \times TR \quad \text{Ec. 5.2}$$

donde:

Q_c = caudal de agua por el condensador

Reemplazando los valores tenemos:

$$Q_c = 3 (350)$$

$$Q_c = 1050 \text{ GPM}$$

SELECCION DE LOS SERPENTINES DE ENFRIAMIENTO:

Con los cálculos obtenidos del análisis psicrométrico de cada una de las áreas realizado en el Capítulo IV y, valiéndome de los programas McQuay para selección por computadora de serpentines de enfriamiento, he seleccionado las baterías de enfriamiento para cada una de las áreas contempladas en el sistema.

Los resultados obtenidos en los programas de selección de serpentines de enfriamiento podemos resumirlos en los siguientes cuadros:

CAMERINOS (UMA-1):	
Tipo del serpentín:	5W
Arreglo de circuito:	3/4 Serpentín
Serie de aletas:	14
Profundidad de hileras:	12
Diseño de la aleta:	HI-F5
Diámetro de tubo (pulg.):	5/8
Altura del serpentín (pulg):	30.0
Largo del serpentín (pulg):	40.5
Area face (pies ²):	8.44
Caudal (CFM):	4000
Velocidad face (FPM):	474
Caída de presión del aire: (pie columna de agua)	2.45
Calor total (BTUh):	240,560
Calor sensible (BTUh):	139,922
Flujo de agua helada (GPM):	40.7
Caída de presión del agua: (pie de columna de agua)	7.1
Velocidad del agua (Pies/seg):	2.9
Temp. entrada del agua (°F):	44
Temp. salida del agua (°F):	54
Temp. bulbo seco de entrada: del aire al serpentín (°F)	80.86
Temp. bulbo húmedo de entrada: del aire al serpentín (°F)	69
Temp. bulbo seco de salida: del aire al serpentín (°F)	55
Temp. bulbo húmedo de salida: del aire al serpentín (°F)	46

SALA DE ENSAYOS (UMA-2):	
Tipo del serpentín:	5W
Arreglo de circuito:	1/2 Serpentín
Serie de aletas:	11
Profundidad de hileras:	10
Diseño de la aleta:	HI-F5
Diámetro de tubo (pulg.):	5/8
Altura del serpentín (pulg):	30.0
Largo del serpentín (pulg):	65.6
Area face (pies ²):	13.65
Caudal (CFM):	6,500
Velocidad face (FPM):	476
Caída de presión del aire: (pie columna de agua)	1.65
Calor total (BTUh):	302,156
Calor sensible (BTUh):	192,642
Flujo de agua helada (GPM):	32.8
Caída de presión del agua: (pie de columna de agua)	16.3
Velocidad del agua (Pies/seg):	3.5
Temp. entrada del agua (°F):	44
Temp. salida del agua (°F):	54
Temp. bulbo seco de entrada: del aire al serpentín (°F)	77.5
Temp. bulbo húmedo de entrada: del aire al serpentín (°F)	65.4
Temp. bulbo seco de salida: del aire al serpentín (°F)	55
Temp. bulbo húmedo de salida: del aire al serpentín (°F)	46

TEATRINO (UMA-4):	
Tipo del serpentín:	5W
Arreglo de circuito:	1/2 Serpentin
Serie de aletas:	10
Profundidad de hileras:	04
Diseño de la aleta:	HI-F5
Diámetro de tubo (pulg.):	5/8
Altura del serpentín (pulg):	30.0
Largo del serpentín (pulg):	65.5
Area face (pies ²):	13.65
Caudal (CFM):	6.000
Velocidad face (FPM):	440
Caída de presión del aire: (pie columna de agua)	0.56
Calor total (BTUh):	247,042
Calor sensible (BTUh):	160,569
Flujo de agua helada (GPM):	49.6
Caída de presión del agua: (pie de columna de agua)	16.7
Velocidad del agua (Pies/seg):	5.3
Temp. entrada del agua (°F):	44
Temp. salida del agua (°F):	54
Temp. bulbo seco de entrada: del aire al serpentín (°F)	76.8
Temp. bulbo húmedo de entrada: del aire al serpentín (°F)	65
Temp. bulbo seco de salida: del aire al serpentín (°F)	55
Temp. bulbo húmedo de salida: del aire al serpentín (°F)	46

SALA DE EXPOSICIONES TEMPORALES (UMA-5):	
Tipo del serpentín:	5W
Arreglo de circuito:	3/4 Serpentin
Serie de aletas:	14
Profundidad de hileras:	12
Diseño de la aleta:	HI-F5
Diámetro de tubo (pulg.):	5/8
Altura del serpentín (pulg):	30.0
Largo del serpentín (pulg):	80.5
Area face (pies ²):	16.77
Caudal (CFM):	8,000
Velocidad face (FPM):	477
Caída de presión del aire: (pie columna de agua)	2.47
Calor total (BTUh):	409,108
Calor sensible (BTUh):	256,814
Flujo de agua helada (GPM):	48.8
Caída de presión del agua: (pie de columna de agua)	14.4
Velocidad del agua (Pies/seg):	3.5
Temp. entrada del agua (°F):	44
Temp. salida del agua (°F):	54
Temp. bulbo seco de entrada: del aire al serpentín (°F)	76.89
Temp. bulbo húmedo de entrada: del aire al serpentín (°F)	64.8
Temp. bulbo seco de salida: del aire al serpentín (°F)	55
Temp. bulbo húmedo de salida: del aire al serpentín (°F)	46

PINACOTECA (UMA-6 Y UMA-14):	
Tipo del serpentín:	5W
Arreglo de circuito:	1 Serpentín
Serie de aletas:	14
Profundidad de hileras:	12
Diseño de la aleta:	HI-F5
Diámetro de tubo (pulg.):	5/8
Altura del serpentín (pulg):	39.0
Largo del serpentín (pulg):	89.5
Area face (pies ²):	24.24
Caudal (CFM):	11,000
Velocidad face (FPM):	454
Caída de presión del aire: (pie columna de agua)	2.29
Calor total (BTUh):	585,783
Calor sensible (BTUh):	362,857
Flujo de agua helada (GPM):	74.1
Caída de presión del agua: (pie de columna de agua)	10.4
Velocidad del agua (Pies/seg):	3.1
Temp. entrada del agua (°F):	44
Temp. salida del agua (°F):	54
Temp. bulbo seco de entrada: del aire al serpentín (°F)	76.87
Temp. bulbo húmedo de entrada: del aire al serpentín (°F)	64.5
Temp. bulbo seco de salida: del aire al serpentín (°F)	55
Temp. bulbo húmedo de salida: del aire al serpentín (°F)	46

ESCENARIO DEL TEATRO (UMA-7 Y UMA-8):

Tipo del serpentín:	5W
Arreglo de circuito:	1/2 Serpentin
Serie de aletas:	13
Profundidad de hileras:	04
Diseño de la aleta:	HI-F5
Diámetro de tubo (pulg.):	5/8
Altura del serpentín (pulg):	30.0
Largo del serpentín (pulg):	80.5
Area face (pies ²):	16.77
Caudal (CFM):	7,500
Velocidad face (FPM):	447
Caída de presión del aire: (pie columna de agua)	0.67
Calor total (BTUh):	280,359
Calor sensible (BTUh):	189,145
Flujo de agua helada (GPM):	36.5
Caída de presión del agua: (pie de columna de agua)	10.6
Velocidad del agua (Pies/seg):	3.9
Temp. entrada del agua (°F):	44
Temp. salida del agua (°F):	54
Temp. bulbo seco de entrada: del aire al serpentín (°F)	76.3
Temp. bulbo húmedo de entrada: del aire al serpentín (°F)	63.8
Temp. bulbo seco de salida: del aire al serpentín (°F)	55
Temp. bulbo húmedo de salida: del aire al serpentín (°F)	46

LUNETTA BAJA DEL TEATRO (UMA-9 Y UMA-10):	
Tipo del serpentín:	5W
Arreglo de circuito:	1/2 Serpentín
Serie de aletas:	11
Profundidad de hileras:	06
Diseño de la aleta:	HI-F5
Diámetro de tubo (pulg.):	5/8
Altura del serpentín (pulg):	30.0
Largo del serpentín (pulg):	40.5
Area face (pies ²):	8.44
Caudal (CFM):	4,000
Velocidad face (FPM):	474
Caída de presión del aire: (pie columna de agua)	1.02
Calor total (BTUh):	231,438
Calor sensible (BTUh):	115,038
Flujo de agua helada (GPM):	23.3
Caída de presión del agua: (pie de columna de agua)	4.5
Velocidad del agua (Pies/seg):	2.5
Temp. entrada del agua (°F):	44
Temp. salida del agua (°F):	54
Temp. bulbo seco de entrada: del aire al serpentín (°F)	77.17
Temp. bulbo húmedo de entrada: del aire al serpentín (°F)	65
Temp. bulbo seco de salida: del aire al serpentín (°F)	55
Temp. bulbo húmedo de salida: del aire al serpentín (°F)	46

PLATE ALTA DEL TEATRO (UMA-12 Y UMA-13):

Tipo del serpentín:	5W
Arreglo de circuito:	1/2 Serpentín
Serie de aletas:	14
Profundidad de hileras:	05
Diseño de la aleta:	HI-F5
Diámetro de tubo (pulg.):	5/8
Altura del serpentín (pulg):	21
Largo del serpentín (pulg):	42.5
Area face (pies ²):	6.20
Caudal (CFM):	3,000
Velocidad face (FPM):	484
Caída de presión del aire: (pie columna de agua)	1.05
Calor total (BTUh):	151,871
Calor sensible (BTUh):	80,038
Flujo de agua helada (GPM):	16.0
Caída de presión del agua: (pie de columna de agua)	3.4
Velocidad del agua (Pies/seg):	2.5
Temp. entrada del agua (°F):	44
Temp. salida del agua (°F):	54
Temp. bulbo seco de entrada: del aire al serpentín (°F)	78.9
Temp. bulbo húmedo de entrada: del aire al serpentín (°F)	66.8
Temp. bulbo seco de salida: del aire al serpentín (°F)	55
Temp. bulbo húmedo de salida: del aire al serpentín (°F)	46



BIBLIOTECA

CORREDORES DEL TEATRO (UMA-11):	
Tipo del serpentín:	5W
Arreglo de circuito:	1/2 Serpentín
Serie de aletas:	10
Profundidad de hileras:	08
Diseño de la aleta:	HI-F5
Diámetro de tubo (pulg.):	5/8
Altura del serpentín (pulg):	36.0
Largo del serpentín (pulg):	84.5
Area face (pies ²):	21.13
Caudal (CFM):	10,000
Velocidad face (FPM):	473
Caída de presión del aire: (pie columna de agua)	1.16
Calor total (BTUh):	341,883
Calor sensible (BTUh):	256,697
Flujo de agua helada (GPM):	34.3
Caída de presión del agua: (pie de columna de agua)	13.0
Velocidad del agua (Pies/seg):	3.1
Temp. entrada del agua (°F):	44
Temp. salida del agua (°F):	54
Temp. bulbo seco de entrada: del aire al serpentín (°F)	75
Temp. bulbo húmedo de entrada: del aire al serpentín (°F)	62.5
Temp. bulbo seco de salida: del aire al serpentín (°F)	55
Temp. bulbo húmedo de salida: del aire al serpentín (°F)	46

BAR DEL TEATRO-SOTANO (UMA-3):

Tipo del serpentín:	5W
Arreglo de circuito:	1/2 Serpentin
Serie de aletas:	13
Profundidad de hileras:	08
Diseño de la aleta:	HI-F5
Diámetro de tubo (pulg.):	5/8
Altura del serpentín (pulg):	21.0
Largo del serpentín (pulg):	42.5
Area face (pies ²):	6.20
Caudal (CFM):	3,000
Velocidad face (FPM):	484
Caída de presión del aire: (pie columna de agua)	1.53
Calor total (BTUh):	134,587
Calor sensible (BTUh):	86,651
Flujo de agua helada (GPM):	16.0
Caída de presión del agua: (pie de columna de agua)	5.2
Velocidad del agua (Pies/seg):	2.5
Temp. entrada del agua (°F):	44
Temp. salida del agua (°F):	54
Temp. bulbo seco de entrada: del aire al serpentín (°F)	77.8
Temp. bulbo húmedo de entrada: del aire al serpentín (°F)	65.5
Temp. bulbo seco de salida: del aire al serpentín (°F)	55
Temp. bulbo húmedo de salida: del aire al serpentín (°F)	46

OFICINAS ADMINISTRATIVAS (UMA-15):

Tipo del serpentín:	5W
Arreglo de circuito:	3/4 Serpentin
Serie de aletas:	14
Profundidad de hileras:	08
Diseño de la aleta:	HI-F5
Diámetro de tubo (pulg.):	5/8
Altura del serpentín (pulg):	30.0
Largo del serpentín (pulg):	65.5
Area face (pies ²):	13.65
Caudal (CFM):	6,500
Velocidad face (FPM):	476
Caída de presión del aire: (pie columna de agua)	1.65
Calor total (BTUh):	385,959
Calor sensible (BTUh):	213,362
Flujo de agua helada (GPM):	47.8
Caída de presión del agua: (pie de columna de agua)	8.5
Velocidad del agua (Pies/seg):	3.4
Temp. entrada del agua (°F):	44
Temp. salida del agua (°F):	54
Temp. bulbo seco de entrada: del aire al serpentín (°F)	79.85
Temp. bulbo húmedo de entrada: del aire al serpentín (°F)	68.2
Temp. bulbo seco de salida: del aire al serpentín (°F)	55
Temp. bulbo húmedo de salida: del aire al serpentín (°F)	46

OFICINAS ADMINISTRATIVAS (UMA-16):

Tipo del serpentín:	5W
Arreglo de circuito:	3/4 Serpentin
Serie de aletas:	12
Profundidad de hileras:	05
Diseño de la aleta:	HI-F5
Diámetro de tubo (pulg.):	5/8
Altura del serpentín (pulg):	30.0
Largo del serpentín (pulg):	85.5
Area face (pies ²):	17.81
Caudal (CFM):	8,500
Velocidad face (FPM):	477
Caída de presión del aire: (pie columna de agua)	0.88
Calor total (BTUh):	336,471
Calor sensible (BTUh):	229,518
Flujo de agua helada (GPM):	51.9
Caída de presión del agua: (pie de columna de agua)	7.9
Velocidad del agua (Pies/seg):	3.7
Temp. entrada del agua (°F):	44
Temp. salida del agua (°F):	54
Temp. bulbo seco de entrada: del aire al serpentín (°F)	77.21
Temp. bulbo húmedo de entrada: del aire al serpentín (°F)	65
Temp. bulbo seco de salida: del aire al serpentín (°F)	55
Temp. bulbo húmedo de salida: del aire al serpentín (°F)	46



TALLERES (UMA-17):	
Tipo del serpentín:	5W
Arreglo de circuito:	1/2 Serpentin
Serie de aletas:	11
Profundidad de hileras:	05
Diseño de la aleta:	HI-F5
Diámetro de tubo (pulg.):	5/8
Altura del serpentín (pulg):	36.0
Largo del serpentín (pulg):	84.5
Area face (pies ²):	21.13
Caudal (CFM):	9,500
Velocidad face (FPM):	450
Caída de presión del aire: (pie columna de agua)	0.75
Calor total (BTUh):	354,578
Calor sensible (BTUh):	256,040
Flujo de agua helada (GPM):	51.1
Caída de presión del agua: (pie de columna de agua)	18.4
Velocidad del agua (Pies/seg):	4.6
Temp. entrada del agua (°F):	44
Temp. salida del agua (°F):	54
Temp. bulbo seco de entrada: del aire al serpentín (°F)	76.48
Temp. bulbo húmedo de entrada: del aire al serpentín (°F)	64
Temp. bulbo seco de salida: del aire al serpentín (°F)	55
Temp. bulbo húmedo de salida: del aire al serpentín (°F)	46

TALLERES (UMA-18):	
Tipo del serpentín:	5W
Arreglo de circuito:	1/2 Serpentin
Serie de aletas:	13
Profundidad de hileras:	08
Diseño de la aleta:	HI-F5
Diámetro de tubo (pulg.):	5/8
Altura del serpentín (pulg.):	30.0
Largo del serpentín (pulg.):	70.5
Area face (pies ²):	14.69
Caudal (CFM):	7,000
Velocidad face (FPM):	477
Caída de presión del aire: (pie columna de agua)	1.56
Calor total (BTUh):	355,225
Calor sensible (BTUh):	215,724
Flujo de agua helada (GPM):	43.6
Caída de presión del agua: (pie de columna de agua)	7.6
Velocidad del agua (Pies/seg):	3.1
Temp. entrada del agua (°F):	44
Temp. salida del agua (°F):	54
Temp. bulbo seco de entrada: del aire al serpentín (°F)	78.25
Temp. bulbo húmedo de entrada: del aire al serpentín (°F)	65
Temp. bulbo seco de salida: del aire al serpentín (°F)	55
Temp. bulbo húmedo de salida: del aire al serpentín (°F)	46

CINE (UMA-19):	
Tipo del serpentín:	5W
Arreglo de circuito:	1/2 Serpentin
Serie de aletas:	13
Profundidad de hileras:	08
Diseño de la aleta:	HI-F5
Diámetro de tubo (pulg.):	5/8
Altura del serpentín (pulg):	21.0
Largo del serpentín (pulg):	42.5
Area face (pies ²):	6.20
Caudal (CFM):	3,000
Velocidad face (FPM):	484
Caída de presión del aire: (pie columna de agua)	1.53
Calor total (BTUh):	134,587
Calor sensible (BTUh):	86,651
Flujo de agua helada (GPM):	16.0
Caída de presión del agua: (pie de columna de agua)	5.2
Velocidad del agua (Pies/seg):	2.5
Temp. entrada del agua (°F):	44
Temp. salida del agua (°F):	54
Temp. bulbo seco de entrada: del aire al serpentín (°F)	79.04
Temp. bulbo húmedo de entrada: del aire al serpentín (°F)	67
Temp. bulbo seco de salida: del aire al serpentín (°F)	55
Temp. bulbo húmedo de salida: del aire al serpentín (°F)	46

SELECCION DE LAS MANEJADORAS DE AIRE: Las manejadoras de aire están constituidas por el ventilador impulsor, que acoplado al serpentín de enfriamiento forman las unidades terminales de aire acondicionado, y estarán ubicadas en la zona respectiva a climatizar. Programas de selección McQuay nos permiten seleccionar estas unidades cuya información la podemos resumir en los siguientes cuadros:

CAMERINDS (UMA-1)	
Caudal impulsado (CFM):	4,000
Caída de presión estática del sistema de ductos (IN de agua)	2.00
Caída de presión estática en el interior (IN de agua)	2.87
Potencia al freno del motor (HP)	6.32
Velocidad del motor (RPM):	1,686
Velocidad de salida del aire (FPM)	1,418
Nivel de potencia sonora total (dBA)	86

SALA DE ENSAYO (UMA-2)	
Caudal impulsado (CFM):	6,500
Caída de presión estática del sistema de ductos (IN de agua)	2.00
Caída de presión estática en el interior (IN de agua)	1.81
Potencia al freno del motor (HP)	6.34
Velocidad del motor (RPM):	1,088
Velocidad de salida del aire (FPM)	1,548
Nivel de potencia sonora total (dBA)	86



BIBLIOTECA

TEATRINO (UMA-4)	
Caudal impulsado (CFM):	6,000
Caída de presión estática del sistema de ductos (IN de agua)	2.00
Caída de presión estática en el interior (IN de agua)	0.71
Potencia al freno del motor (HP)	4.18
Velocidad del motor (RPM):	922
Velocidad de salida del aire (FPM)	1,429
Nivel de potencia sonora total (dBA)	82

SALA DE EXPOSICIONES PERMANENTE (UMA-5)	
Caudal impulsado (CFM):	8,000
Caída de presión estática del sistema de ductos (IN de agua)	1.00
Caída de presión estática en el interior (IN de agua)	2.89
Potencia al freno del motor (HP)	8.13
Velocidad del motor (RPM):	1,114
Velocidad de salida del aire (FPM)	1,905
Nivel de potencia sonora total (dBA)	87

PINACOTECA (UMA-6 Y UMA-14)	
Caudal impulsado (CFM):	11,000
Caída de presión estática del sistema de ductos (IN de agua)	2.00
Caída de presión estática en el interior (IN de agua)	2.70
Potencia al freno del motor (HP)	12.89
Velocidad del motor (RPM):	1,078
Velocidad de salida del aire (FPM)	2,119
Nivel de potencia sonora total (dBA)	90

ESCENARIO DEL TEATRO (UMA-7 Y UMA-8)	
Caudal impulsado (CFM):	7,500
Caída de presión estática del sistema de ductos (IN de agua)	2.00
Caída de presión estática en el interior (IN de agua)	1.04
Potencia al freno del motor (HP)	6.04
Velocidad del motor (RPM):	990
Velocidad de salida del aire (FPM)	1,786
Nivel de potencia sonora total (dBA)	84

LUNETAS BAJAS (UMA-9 Y UMA-10)	
Caudal impulsado (CFM):	4,000
Caída de presión estática del sistema de ductos (IN de agua)	2.00
Caída de presión estática en el interior (IN de agua)	1.44
Potencia al freno del motor (HP)	4.46
Velocidad del motor (RPM):	1,428
Velocidad de salida del aire (FPM)	1,418
Nivel de potencia sonora total (dBA)	83

PLATEA ALTA (UMA-12 Y UMA-13)	
Caudal impulsado (CFM):	3,000
Caída de presión estática del sistema de ductos (IN de agua)	1.50
Caída de presión estática en el interior (IN de agua)	1.85
Potencia al freno del motor (HP)	2.78
Velocidad del motor (RPM):	1,503
Velocidad de salida del aire (FPM)	1,596
Nivel de potencia sonora total (dBA)	81

CORREDORES DEL TEATRO (UMA-11)	
Caudal impulsado (CFM):	10,000
Caída de presión estática del sistema de ductos (IN de agua)	2.00
Caída de presión estática en el interior (IN de agua)	1.35
Potencia al freno del motor (HP)	9.03
Velocidad del motor (RPM):	955
Velocidad de salida del aire (FPM)	1,927
Nivel de potencia sonora total (dBA)	87

BAR DEL TEATRO-SOTANO (UMA-3)	
Caudal impulsado (CFM):	3,000
Caída de presión estática del sistema de ductos (IN de agua)	1.00
Caída de presión estática en el interior (IN de agua)	2.32
Potencia al freno del motor (HP)	2.76
Velocidad del motor (RPM):	1,497
Velocidad de salida del aire (FPM)	1,596
Nivel de potencia sonora total (dBA)	81

OFICINAS ADMINISTRATIVAS (UMA-15)	
Caudal impulsado (CFM):	6,500
Caída de presión estática del sistema de ductos (IN de agua)	2.00
Caída de presión estática en el interior (IN de agua)	2.03
Potencia al freno del motor (HP)	6.69
Velocidad del motor (RPM):	1,117
Velocidad de salida del aire (FPM)	1,548
Nivel de potencia sonora total (dBA)	86



LIBLIOTECA

OFICINAS ADMINISTRATIVAS (UMA-16)	
Caudal impulsado (CFM):	8,500
Caída de presión estática del sistema de ductos (IN de agua)	2.00
Caída de presión estática en el interior (IN de agua)	1.35
Potencia al freno del motor (HP)	7.72
Velocidad del motor (RPM):	1,048
Velocidad de salida del aire (FPM)	2,024
Nivel de potencia sonora total (dBA)	86

TALLERES (UMA-17)	
Caudal impulsado (CFM):	9,500
Caída de presión estática del sistema de ductos (IN de agua)	2.00
Caída de presión estática en el interior (IN de agua)	1.05
Potencia al freno del motor (HP)	7.80
Velocidad del motor (RPM):	910
Velocidad de salida del aire (FPM)	1,830
Nivel de potencia sonora total (dBA)	85

TALLERES (UMA-18)	
Caudal impulsado (CFM):	7,000
Caída de presión estática del sistema de ductos (IN de agua)	2.00
Caída de presión estática en el interior (IN de agua)	2.01
Potencia al freno del motor (HP)	7.19
Velocidad del motor (RPM):	1,119
Velocidad de salida del aire (FPM)	1,667
Nivel de potencia sonora total (dBA)	87

CINE (UMA-19)	
Caudal impulsado (CFM):	6,500
Caída de presión estática del sistema de ductos (IN de agua)	2.00
Caída de presión estática en el interior (IN de agua)	2.03
Potencia al freno del motor (HP)	6.69
Velocidad del motor (RPM):	1,117
Velocidad de salida del aire (FPM)	1,548
Nivel de potencia sonora total (dBA)	86



CAPITULO VI

LA SELECCION DE LOS SISTEMAS COMPLEMENTARIOS

6.1 LA SELECCION Y CALCULO DE LOS DUCTOS DE TRANSPORTE DE AIRE

Normalmente en todo sistema de climatización se requiere de ductos que transporten y distribuyan el aire desde el aparato acondicionador hasta el espacio a ser acondicionado. Estos ductos deberán ser diseñados tomando en cuenta una serie de condiciones limitantes establecidas de antemano relativas al espacio disponible, pérdidas por rozamiento, velocidad del aire dentro del ducto, niveles de ruido, pérdidas o ganancias de calor y posibles fugas en el sistema.

Cualquier deficiencia que presente el diseño de ductos puede dar por resultado un sistema que funcione incorrectamente o que resulte costoso de poseer y explotar. Una mala distribución de aire puede causar incomodidad y malestar; la falta de atenuadores de sonido permite niveles de ruidos indeseables. Secciones de conducción mal diseñadas

pueden producir sistemas desequilibrados. Una construcción defectuosa de los ductos o falta de hermeticidad de los mismos producen intensidades inadecuadas de corriente de aire en los difusores. Aunque también se producen corrientes de aire inadecuadas debido a excesivas ganancias o pérdidas de calor, un aislamiento adecuado de los conductos eliminan este problema.

Los sistemas de suministro se clasifican básicamente según la velocidad y presión del aire dentro del ducto. De acuerdo a la velocidad existen dos tipos de sistemas de transmisión de aire, los de baja, o sistemas convencionales de velocidades menores a los 2,400 FPM y los de alta, con velocidades entre los 2,400 a 3,000 FPM.

Debido a la presión del aire, los sistemas de ductos podrán ser de baja, media y alta presión, según trabajen entre los siguientes rangos:

- Baja presión hasta 3.5 pulgadas de agua
- Media presión desde 3.5 hasta 7.0 pulgadas de agua
- Alta presión desde 7.0 hasta 12.0 pulgadas de agua

Las presiones a las que nos referimos son las presiones totales, incluyendo las pérdidas dentro del

equipo acondicionador, conductos y difusores.

En el proyecto de la Casa de la Cultura Núcleo del Guayas, por las condiciones de diseño de las áreas a acondicionar, se utilizarán sistemas a bajas velocidades y presiones. Los requerimientos de control de ruido exigen que el aire dentro del ducto tenga una velocidad entre los 800 y 1.200 FPM, según la aplicación específica. Así mismo los niveles de presión por la concepción misma del sistema no podrán exceder los 3.5 pulgadas de agua.

PERDIDAS DE CARGA: En todos los sistemas de ductos por los que circula aire, existe una constante pérdida de presión a lo largo del mismo, esta pérdida se conoce también como pérdida de carga por rozamiento y se debe principalmente a los siguientes factores:

- La velocidad del aire dentro del ducto
- Tamaño de los ductos
- Rugosidad de la superficie interior
- Longitud de los ductos
- Número y tipo de componentes del sistema

MÉTODOS DE DISEÑO DE DUCTOS: Los métodos más comunes usados en el diseño y cálculo de ductos son: (1) el

de reducción de velocidad; (2) reganancia estática; (3) velocidad constante; y (4) fricción constante. La selección del método de diseño de ductos dependerá de factores como el costo de operación y disponibilidad técnica, pero sobre todo del tipo de sistema a instalarse y de las condiciones de aplicación. No todo método de diseño de ductos es el más económico y apropiado para todo sistema de aire acondicionado.

Los sistemas de ventilación y acondicionamiento de aire y los sistemas de aspiración que transportan vapores, gases y humos, se diseñan generalmente, por los procedimientos de fricción constante y reganancia estática. Los sistemas de aspiración que transportan materiales con arrastre de partículas se diseñan con una velocidad mínima constante.

1.- METODO DE REDUCCION DE VELOCIDAD: Este método consiste en seleccionar la velocidad a la descarga del ventilador teniendo en cuenta las condiciones propias de la habitación, y designar progresivas disminuciones de velocidad a lo largo del ducto principal y en cada junta o ramales secundarios. El diámetro del ducto circular equivalente puede ser determinado a partir de la Tabla LX del apéndice considerando la velocidad y caudal del aire. Las dimensiones rectangulares del ducto serán

determinadas de acuerdo a las necesidades y conveniencias utilizando la Tabla LXI del apéndice. Procedimientos similares son utilizados para dimensionar los conductos de aire de retorno, comenzando con la velocidad mayor en la aspiración del ventilador y disminuyendo progresivamente en dirección a las tomas del aire de retorno.

La presión estática del ventilador se determina por cálculo, utilizando la mayor longitud del conducto, incluidos todos los codos y acoplamientos.

El uso de este sistema está limitado por la experiencia y práctica del diseñador para seleccionar las diversas disminuciones de velocidad, por eso este método es usado en sistemas elementales.

2.- METODO DE REGANANCIA ESTATICA: El método de reganancia estática (recuperación estática) es un procedimiento de diseño mediante el cual los ductos son dimensionados para lograr un incremento en la presión estática en cada ramal, compensando las pérdidas por rozamiento que se producirán en la siguiente sección del ducto.

Este método es especialmente usado para instalaciones

de altas velocidades que tienen un largo recorrido de ducto y muchas unidades terminales de aire.

El procedimiento que se sigue para calcular un ducto a través de este método es el siguiente: Se selecciona una velocidad inicial en la descarga del ventilador según la aplicación específica requerida, con lo cual se dimensiona la primera sección del ducto que transportará el caudal de aire necesario. Las demás secciones del sistema de ductos se dimensionarán mediante el uso de la Tabla LXII y la Tabla LXIII del apéndice. La Tabla LXII se utiliza para determinar la relación L/Q conociendo el caudal del aire (Q) y la longitud equivalente (L) entre dos salidas consecutiva de aire, incluyendo la de los codos y prescindiendo la de las transformaciones.

La Tabla LXIII se utiliza para determinar la velocidad en la sección del ducto que se está calculando. De aquí se obtiene la V_2 de la sección respectiva, en base a la relación L/Q y a la velocidad V_1 de la sección inmediatamente anterior.

Con la velocidad y el caudal correspondiente encontraríamos el diámetro de la sección del ducto en la Tabla LX del apéndice, y en la Tabla LXI las dimensiones rectangulares equivalentes al circular.

Con este procedimiento de diseño, tendríamos aproximadamente la misma presión estática en la entrada a cada bifurcación, simplificando la selección de salidas. Sin embargo, se producen conductos relativamente grandes.

3.- METODO DE VELOCIDAD CONSTANTE: Es un método simple de diseño de ducto. En este determinamos una velocidad del aire transportado según los requerimientos de diseño de cada ambiente. Esta velocidad se la mantiene a lo largo de todo el sistema de ducto, y sirve como parámetro de dimensionamiento junto con el caudal de cada sección de conducto respectiva.

4.- METODO DE FRICCION CONSTANTE: El principio básico de este método es el dimensionar un sistema de ductos de aire para obtener una pérdida de presión constante a lo largo del mismo. No obstante, velocidades mayores de corriente de aire pueden requerir limitaciones de velocidad con el fin de evitar niveles de ruido molestos.

Determinando la velocidad a la salida del ventilador, según las recomendaciones de cada aplicación y control de ruido de la habitación determinada, y el

caudal suministrado para vencer la carga térmica correspondiente, establecemos la pérdida de presión en la Tabla LX. Este factor de pérdida de presión se fija para los siguientes cálculos, determinando el diámetro del ducto según el caudal que conduce. Así mismo su respectiva equivalencia en medidas rectangulares se la obtendrá mediante la Tabla LXI.

Es de resaltar que en este método la velocidad inicial de diseño, con la que fijamos la pérdida de presión y que es la recomendada para la aplicación de la habitación, será la velocidad máxima del aire dentro del ducto. A pérdidas de presión constante para secciones de ductos que transportan menor cantidad de aire, la velocidad del mismo disminuye. Esto nos garantiza que la velocidad máxima la obtendremos sólo a la salida del ventilador, y esta disminuirá progresivamente a lo largo del mismo.

El método utilizado para calcular el sistema de ductos de la "Casa de la Cultura-Guayas" es el de fricción constante; para lo cual nos hemos valido del uso de un ductulador. Los resultados obtenidos se muestran a continuación, así como los diagramas esquemáticos de ductos en cada una las principales secciones del edificio.

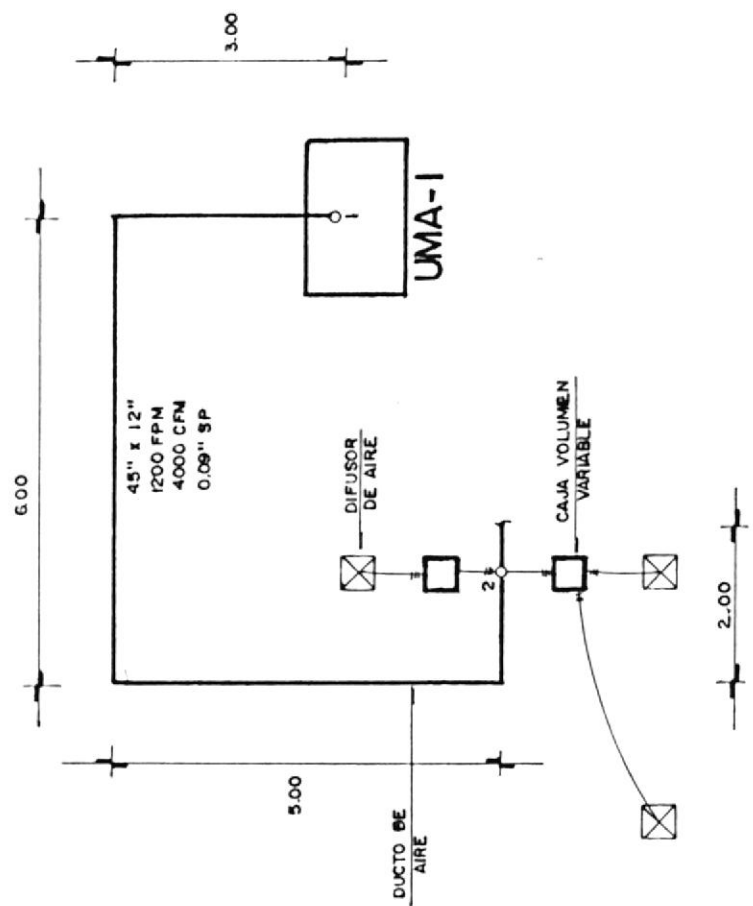


Fig. 25 INSTALACION ESQUEMATICA DE DUCTOS DE AIRE EN CAMERINOS

TABLA XXV
DUCTOS DE FRICCIÓN CONSTANTE

OBRA: CASA DE LA CULTURA-GUAYAS						
DESCRIPCIÓN: CAMERINOS						
CAUDAL INICIAL: 4.000 CFM						
VELOCIDAD INICIAL: 1.200 FPM						
TRAMO	CAUDAL (CFM)	VELOCIDAD (FPM)	FRICCIÓN (X 100Ft)	DIMENSIONES		LONGITUD (m)
				W(in)	H(in)	
1-2	4.000	1.200	0,040	45	12	16,00



UNIVERSIDAD POLITECNICA

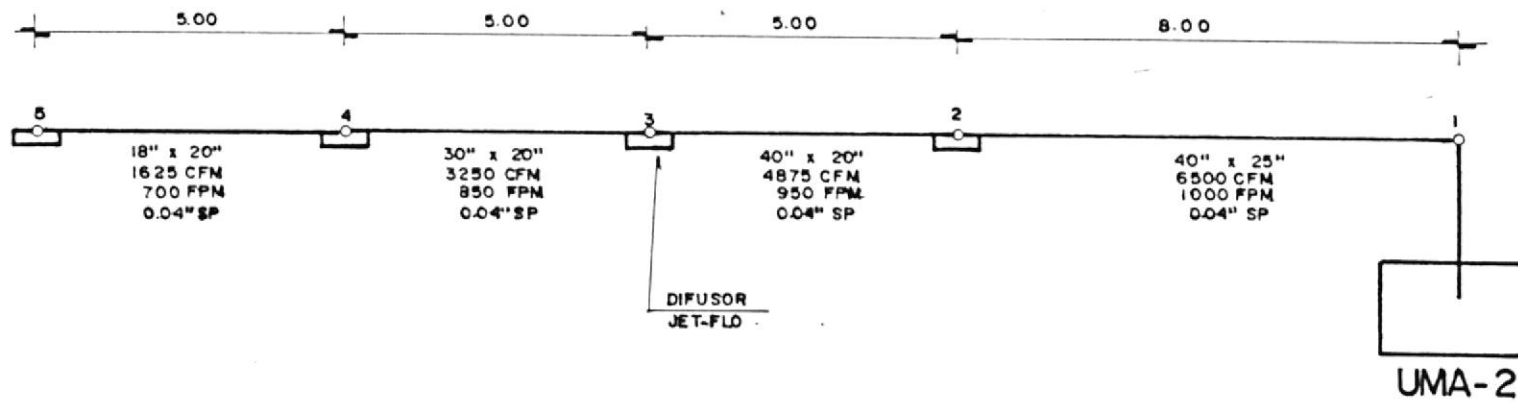


Fig. 26 INSTALACION ESQUEMATICA DE DUCTOS DE AIRE EN SALA DE ENSAYO

TABLA XXVI

DUSCTOS DE FRICCION CONSTANTE

OBRA: CASA DE LA CULTURA-GUAYAS						
DESCRIPCION: SALA DE ENSAYOS						
CAUDAL INICIAL: 6.500 CFM						
VELOCIDAD INICIAL: 1.000 FPM						
TRAMO	CAUDAL (CFM)	VELOCIDAD (FPM)	FRICCION (X 100ft)	DIMENSIONES		LONGITUD (m)
				W(in)	H(in)	
1-2	6.500	1.000	0,040	40	25	8,00
2-3	4.875	950	0,040	40	20	5,00
3-4	3.250	850	0,040	30	20	5,00
4-5	1.625	700	0,040	18	20	5,00

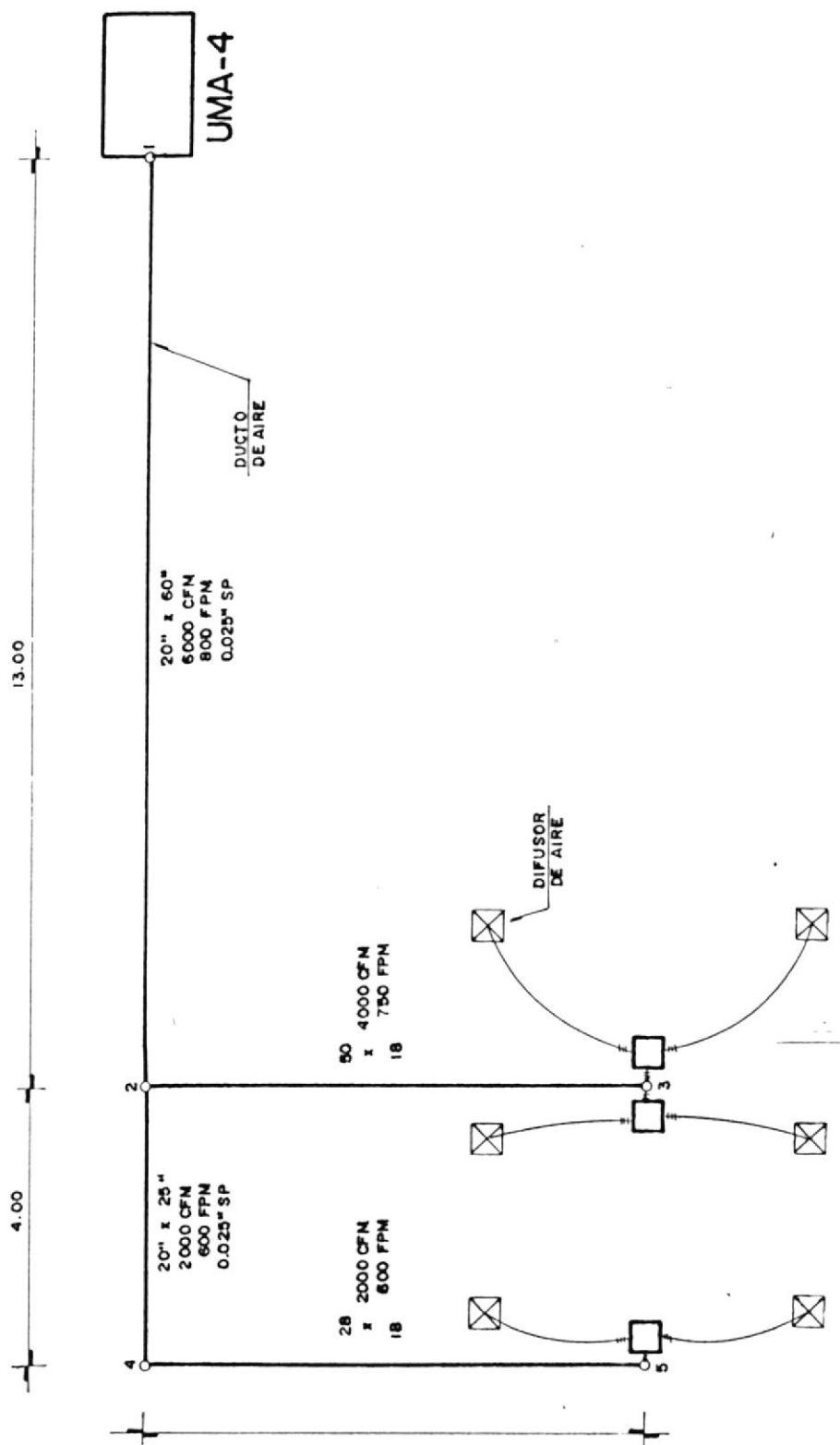


Fig. 27 INSTALACION ESQUEMATICA DE DUCTOS DE AIRE EN TEATRINO

TABLA XXVII

DUCTOS DE FRICCIÓN CONSTANTE

OBRA: CASA DE LA CULTURA-GUAYAS						
DESCRIPCIÓN: TEATRINO						
CAUDAL INICIAL: 6.000 CFM						
VELOCIDAD INICIAL: 800 FPM						
TRAMO	CAUDAL (CFM)	VELOCIDAD (FPM)	FRICCIÓN (X 100ft)	DIMENSIONES		LONGITUD (m)
				W(in)	H(in)	
1-2	6.000	800	0,025	20	60	13,00
2-3	4.000	750	0,025	50	18	7,00
2-4	2.000	600	0,025	20	25	4,00
4-5	2.000	600	0,025	28	18	7,00

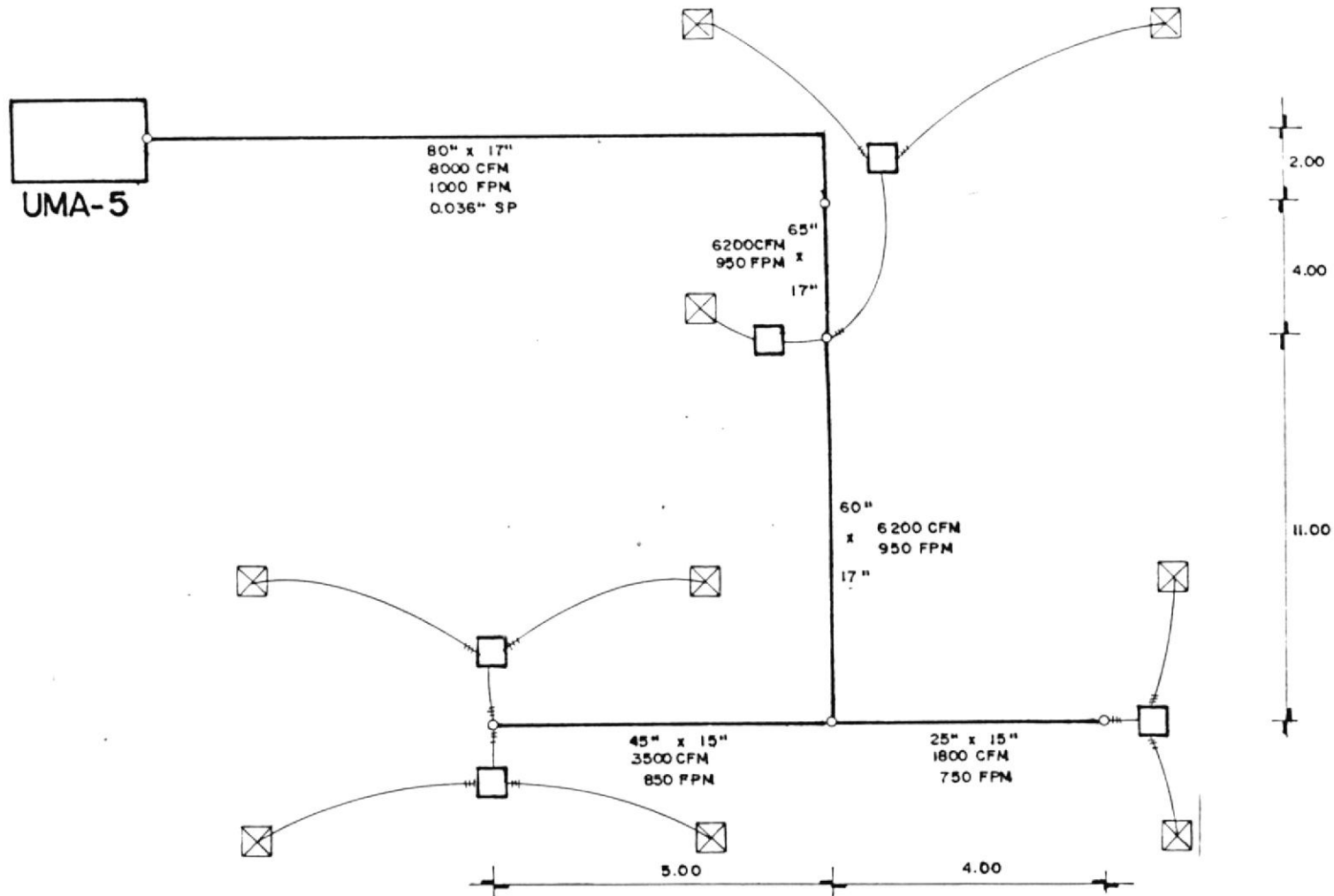


Fig. 28 INSTALACION ESQUEMATICA DE DUCTOS DE AIRE
SALA DE EXPOSICIONES TEMPORALES

TABLA XXVIII

DUCTOS DE FRICCIÓN CONSTANTE

OBRA: CASA DE LA CULTURA-GUAYAS						
DESCRIPCIÓN: SALA DE EXPOSICIONES TEMPORALES						
CAUDAL INICIAL: 8.000 CFM						
VELOCIDAD INICIAL: 1.000 FPM						
TRAMO	CAUDAL (CFM)	VELOCIDAD (FPM)	FRICCIÓN (X 100Ft)	DIMENSIONES		LONGITUD (m)
				W(in)	H(in)	
1-2	8.000	1.000	0,036	80	17	12,00
2-3	6.200	950	0,036	65	17	4,00
3-4	5.300	900	0,036	60	17	11,00
4-5	3.500	850	0,036	45	15	5,00
5-6	1.800	750	0,036	25	15	4,00

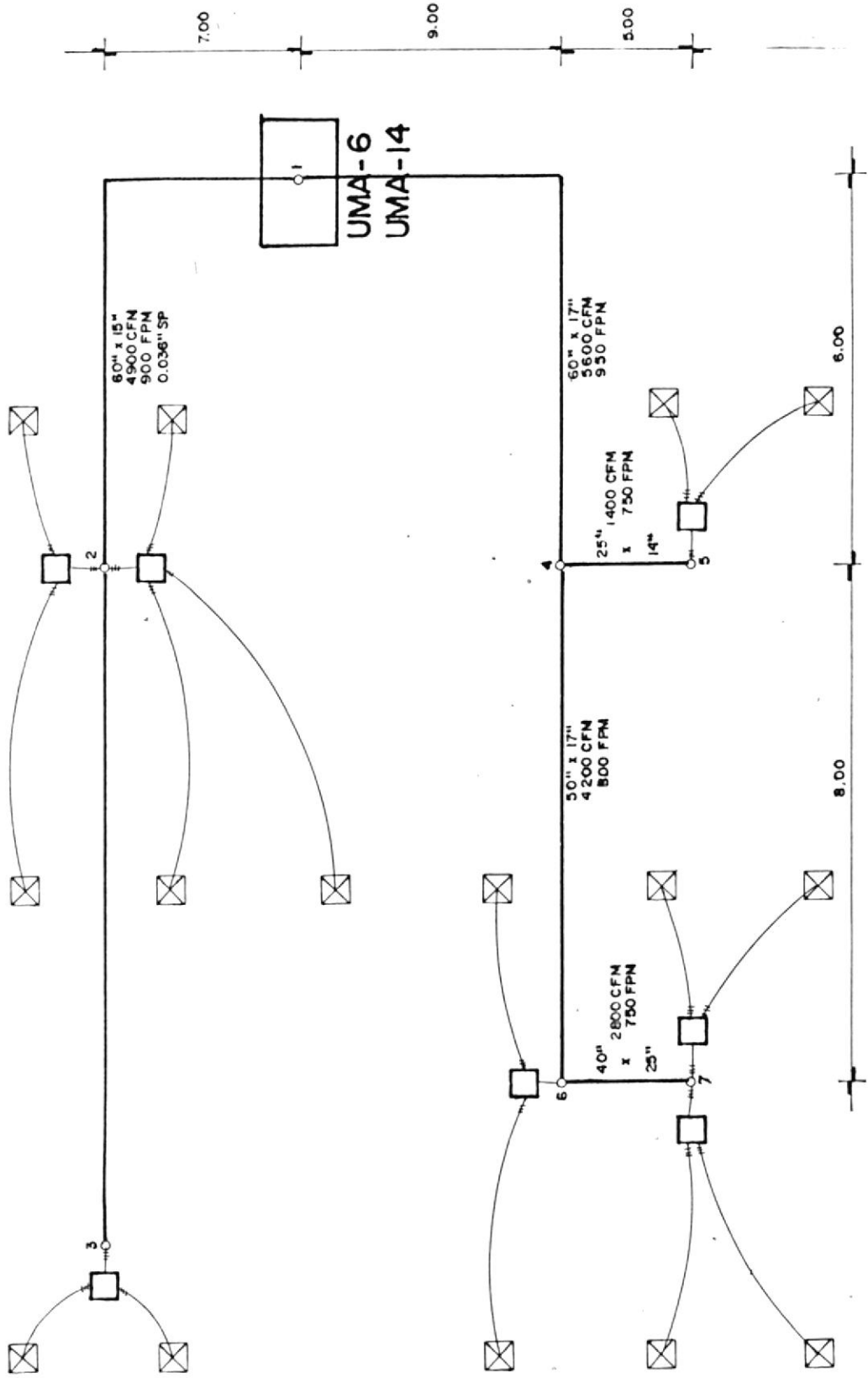
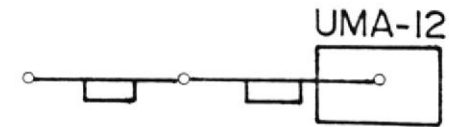
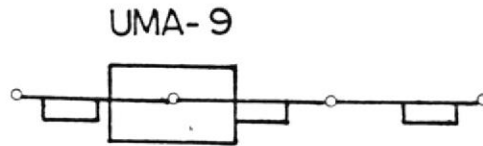


Fig.29 INSTALACION ESQUEMATICA DE DUCTOS DE AIRE EN PINACOTECA

TABLA XXIX

DUCTOS DE FRICCIÓN CONSTANTE

OBRA: CASA DE LA CULTURA-GUAYAS						
DESCRIPCIÓN: PINACOTECA NIVEL 1 Y 2						
CAUDAL INICIAL: 4.900 CFM						
VELOCIDAD INICIAL: 900 FPM						
TRAMO	CAUDAL (CFM)	VELOCIDAD (FPM)	FRICCIÓN (X 100ft)	DIMENSIONES		LONGITUD (m)
				W(in)	H(in)	
1-2	4.900	900	0,036	60	15	13,00
2-3	1.400	650	0,036	30	12	12,00
1-4	5.600	950	0,036	60	17	15,00
4-5	1.400	750	0,036	25	14	5,00
4-6	4.200	800	0,036	50	17	8,00
6-7	2.800	750	0,036	40	15	5,00



BIBLIOTECA

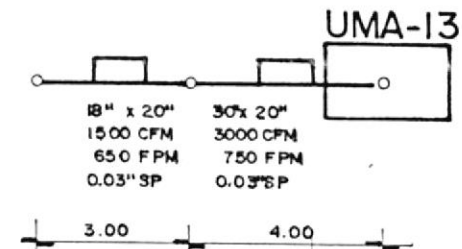
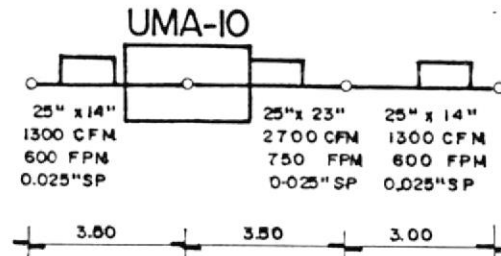
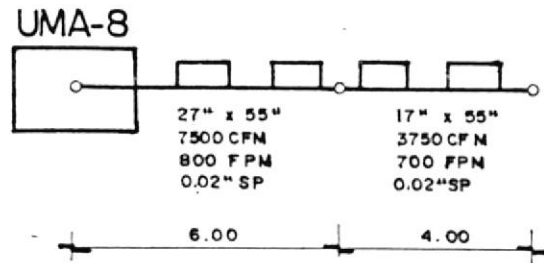


Fig.30 INSTALACION ESQUEMATICA DE DUCTOS DE AIRE EN TEATRO

TABLA XXX

DUCTOS DE FRICCION CONSTANTE

OBRA: CASA DE LA CULTURA-GUAYAS							
DESCRIPCION: TEATRO PRINCIPAL							
SECCION	TRAMO	CAUDAL (CFM)	VELOCIDAD (FPM)	FRICCION (X100Ft)	DIMENSIONES		LONGITUD (m)
					W(in)	H(in)	
ESCENARIO	1-2	7.500	800	0,020	27	55	6,00
UMA-7 Y 8	2-3	3.750	700	0,020	17	55	4,00
LUNETA	1-2	1.300	600	0,025	25	14	3,50
UMA-9 Y 10	1-3	2.700	750	0,025	25	23	3,50
	3-4	1.300	600	0,025	25	14	3,50
PLATEA	1-2	3.000	750	0,030	30	20	4,00
UMA-12 Y 13	2-3	1.500	650	0,030	18	20	4,00
CORREDOR UMA-11	1-2	6.400	1.200	0,060	25	35	5,00
	2-3	3.200	1.000	0,060	30	15	5,00
	2-4	3.200	1.000	0,060	25	20	5,00
	4-5	3.200	1.000	0,060	30	15	5,00
	1-6	3.200	1.000	0,060	25	20	5,00
	6-7	3.200	1.000	0,060	30	15	5,00

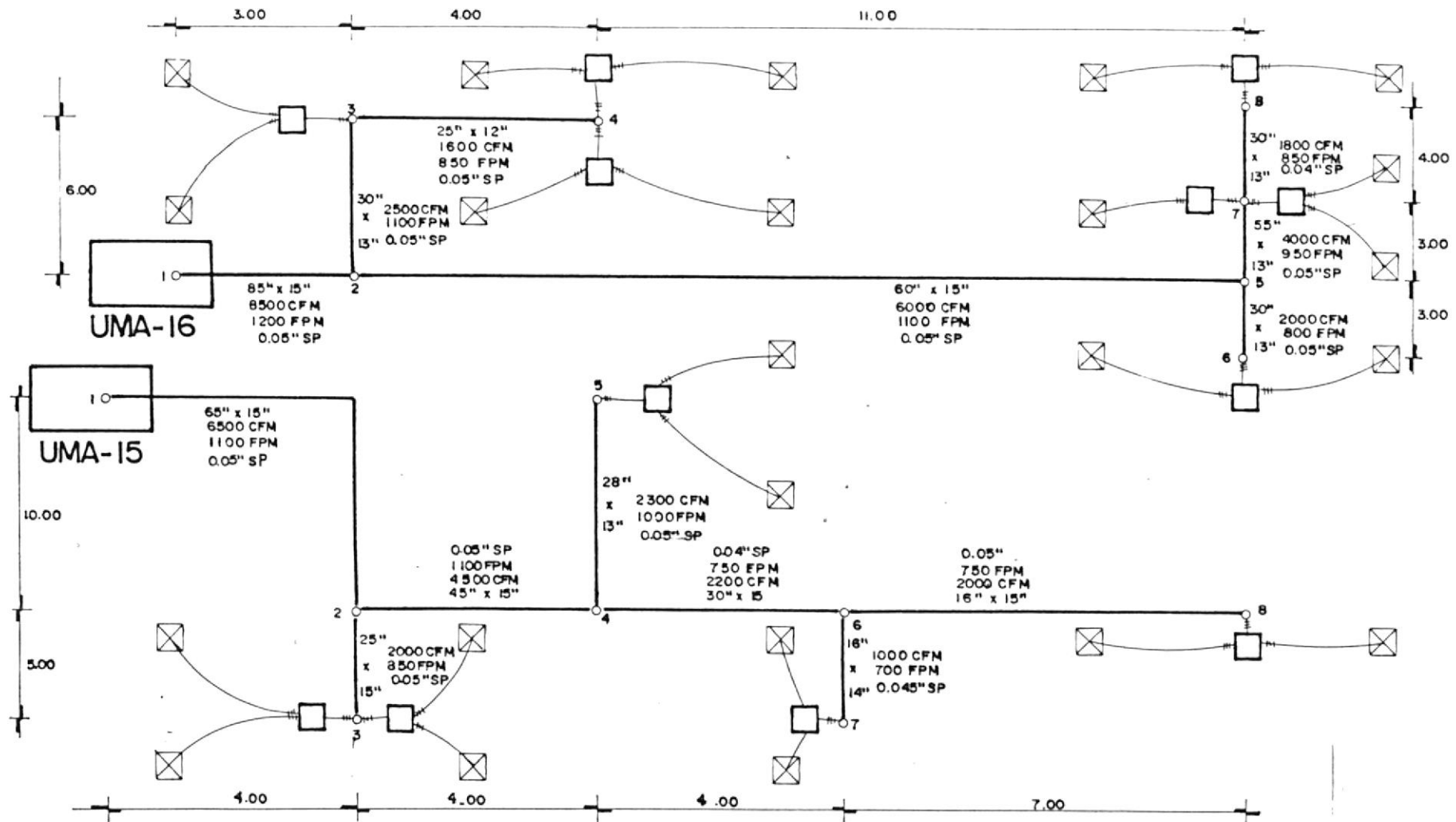


Fig. 31 INSTALACION ESQUEMATICA DE DUCTOS DE AIRE EN OFICINAS DE ADMINISTRACION

TABLA XXXI

DUCTOS DE FRICCIÓN CONSTANTE

OBRA: CASA DE LA CULTURA-GUAYAS							
DESCRIPCIÓN: OFICINAS ADMINISTRATIVAS							
SECCION	TRAMO	CAUDAL (CFM)	VELOCIDAD (FPM)	FRICCIÓN (X100Ft)	DIMENSIONES		LONGITUD (m)
					W(in)	H(in)	
NORTE (UMA-15)	1-2	6.500	1.100	0,050	65	15	14,00
	2-3	2.000	850	0,050	25	15	5,00
	2-4	4.500	1.100	0,050	45	15	4,00
	4-5	2.300	1.000	0,060	28	13	5,00
	4-6	2.200	750	0,040	30	15	4,00
	6-7	1.000	700	0,045	16	14	5,00
	6-8	1.200	750	0,050	16	15	7,00
SUR (UMA-16)	1-2	8.500	1.200	0,050	85	15	3,00
	2-3	2.500	1.100	0,050	30	13	6,00
	3-4	1.600	850	0,050	25	12	4,00
	2-5	6.000	1.100	0,050	60	15	15,00
	5-6	2.000	800	0,050	30	13	3,00
	5-7	4.000	950	0,050	55	13	3,00
	7-8	1.800	850	0,040	30	13	4,00



BIBLIOTECA

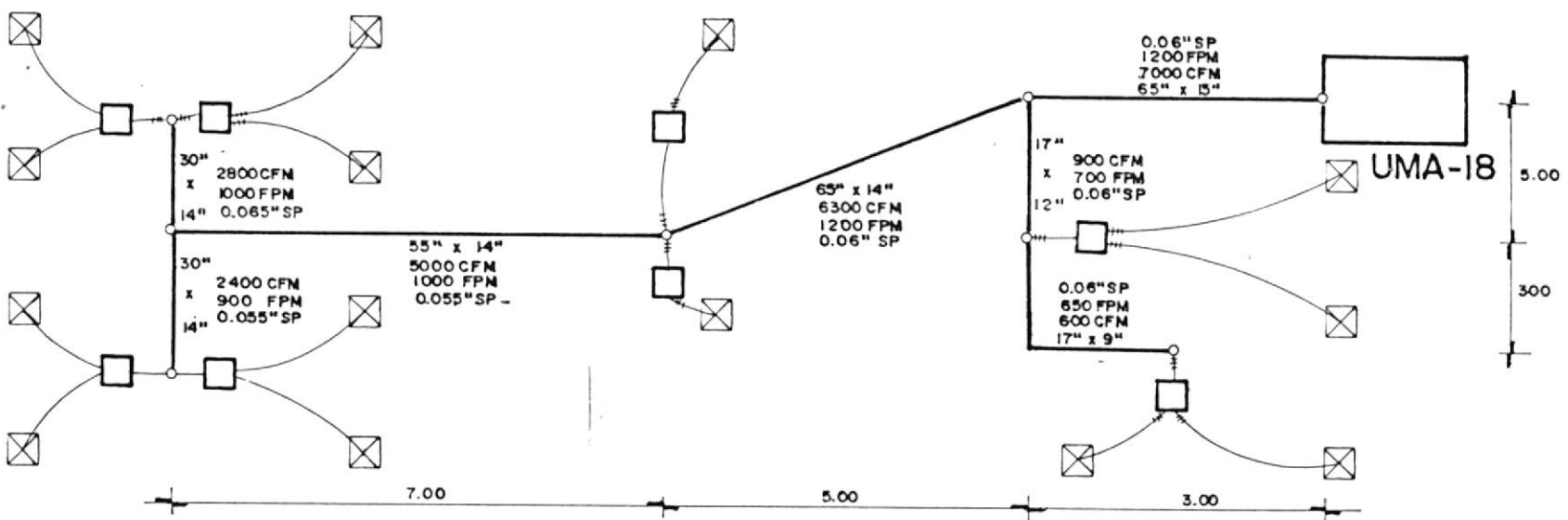
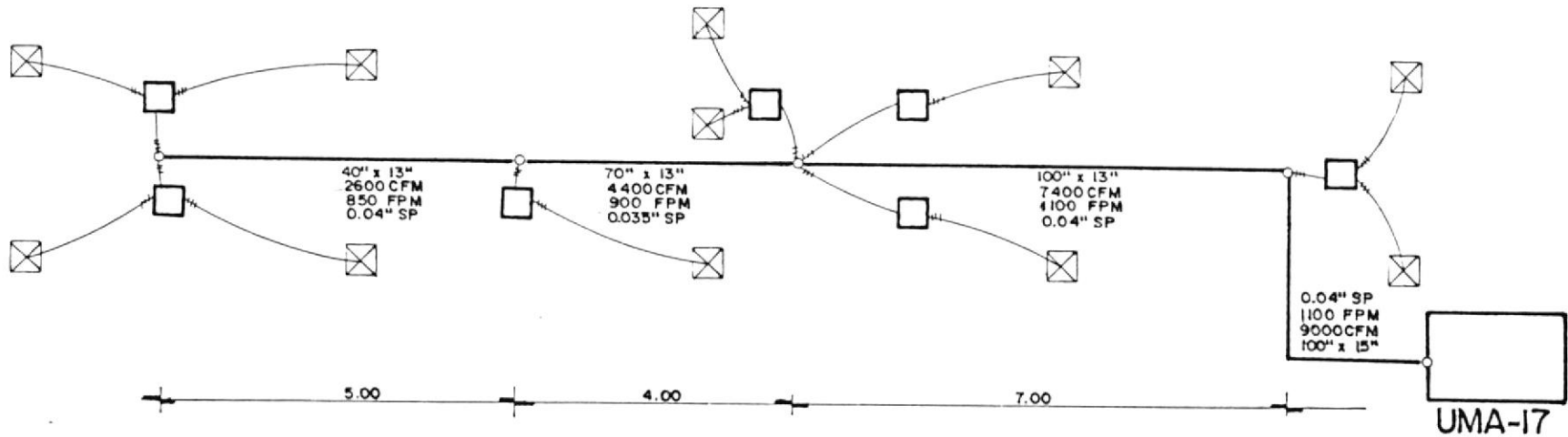


Fig. 32 INSTALACION ESQUEMATICA DE DUCTOS DE AIRE EN TALLERES N+20.07

TABLA XXXII
DUCTOS DE FRICCION CONSTANTE

OBRA: CASA DE LA CULTURA-GUAYAS							
DESCRIPCION: NIVEL DE TALLERES							
SECCION	TRAMO	CAUDAL (CFM)	VELOCIDAD (FPM)	FRICCION (X100Ft)	DIMENSIONES		LONGITUD (m)
					W(in)	H(in)	
NORTE (UMA-17)	1-2	9.000	1.100	0,040	100	15	13,00
	2-3	7.400	1.100	0,040	100	13	7,00
	3-4	4.400	900	0,035	70	13	4,00
	4-5	2.600	850	0,040	40	13	5,00
SUR (UMA-18)	1-2	7.200	1.200	0,060	65	15	3,00
	2-3	900	700	0,060	17	12	5,00
	3-4	600	650	0,060	17	9	6,00
	2-5	6.300	1.200	0,060	65	14	7,00
	5-6	5.200	1.000	0,055	55	14	7,00
	6-7	2.800	1.000	0,065	30	14	4,00
	6-8	2.400	900	0,055	30	14	5,00

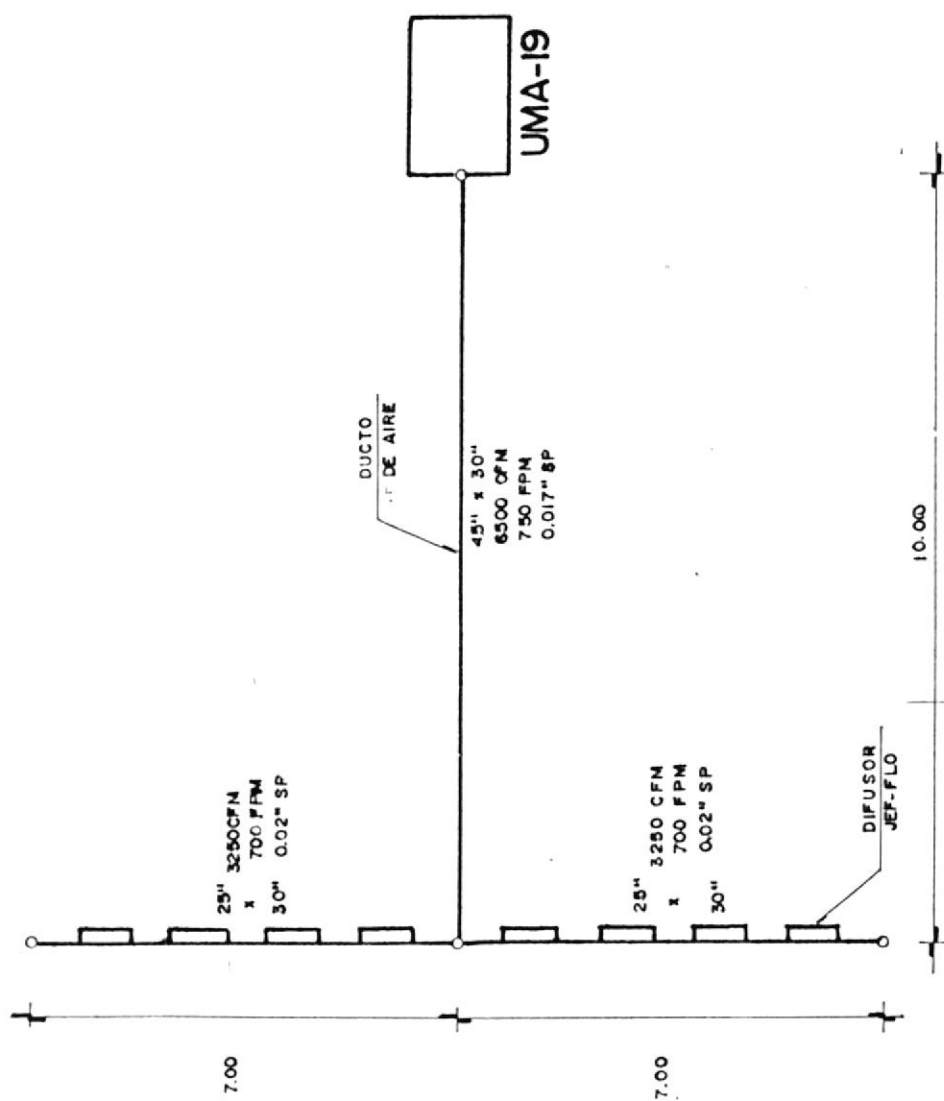


Fig.33 INSTALACION ESQUEMATICA DE DUCTOS DE AIRE EN CINE

TABLA XXXIII

DUCTOS DE FRICCION CONSTANTE

OBRA: CASA DE LA CULTURA-GUAYAS						
DESCRIPCION: CINE						
CAUDAL INICIAL: 6.500 CFM						
VELOCIDAD INICIAL: 750 FPM						
TRAMO	CAUDAL (CFM)	VELOCIDAD (FPM)	FRICCION (X 100Ft)	DIMENSIONES		LONGITUD (m)
				W(in)	H(in)	
1-2	6.500	750	0, 017	45	30	10, 00
2-3	3.250	700	0, 020	25	30	7, 00
2-4	3.250	700	0, 020	25	30	7, 00

Fig. 34 INSTALACION ESQUEMATICA DE DUCTOS DE AIRE EN 5to. PISO DE OFICINAS PRIVADAS

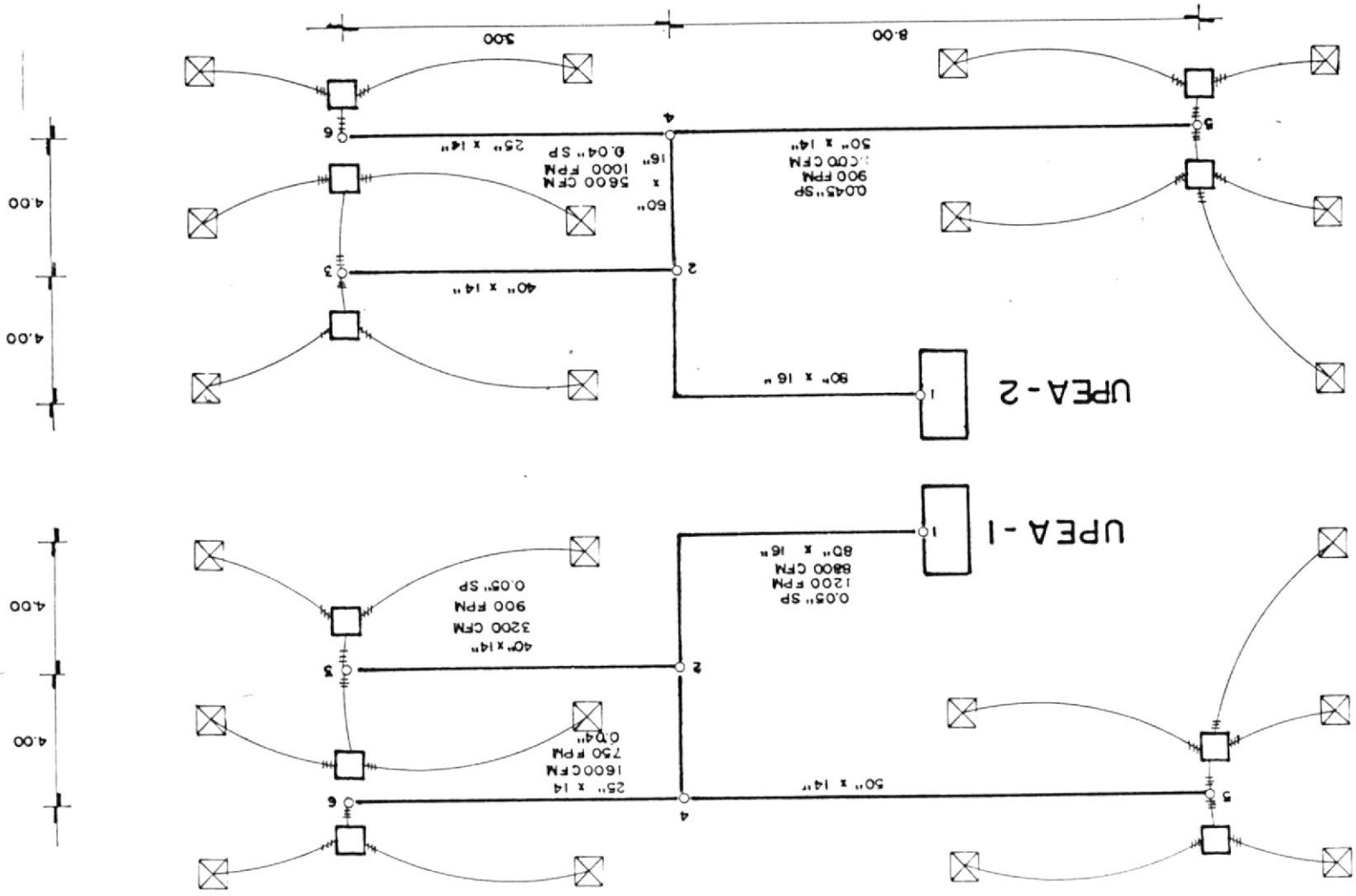


TABLA XXXIV

DUCTOS DE FRICCION CONSTANTE

OBRA: CASA DE LA CULTURA-GUAYAS							
DESCRIPCION: OFICINAS 5to. PISO							
CAUDAL INICIAL: 8.800 CFM							
VELOCIDAD INICIAL: 1.200 FPM							
SECCION	TRAMO	CAUDAL (CFM)	VELOCIDAD (FPM)	FRICCION (X100Ft)	DIMENSIONES		LONGITUD (m)
					W(in)	H(in)	
NORTE (LPEA-1)	1-2	8.800	1.200	0,050	80	16	4,00
	2-3	3.200	900	0,050	40	14	5,00
	2-4	5.600	1.000	0,040	60	16	4,00
	4-5	4.000	950	0,045	50	14	8,00
	4-5	1.600	750	0,040	25	14	5,00
SUR (LPEA-2)	1-2	8.800	1.200	0,050	80	16	4,00
	2-3	3.200	900	0,050	40	14	5,00
	2-4	5.600	1.000	0,040	60	16	4,00
	4-5	4.000	950	0,045	50	14	8,00
	4-5	1.600	750	0,040	25	14	5,00

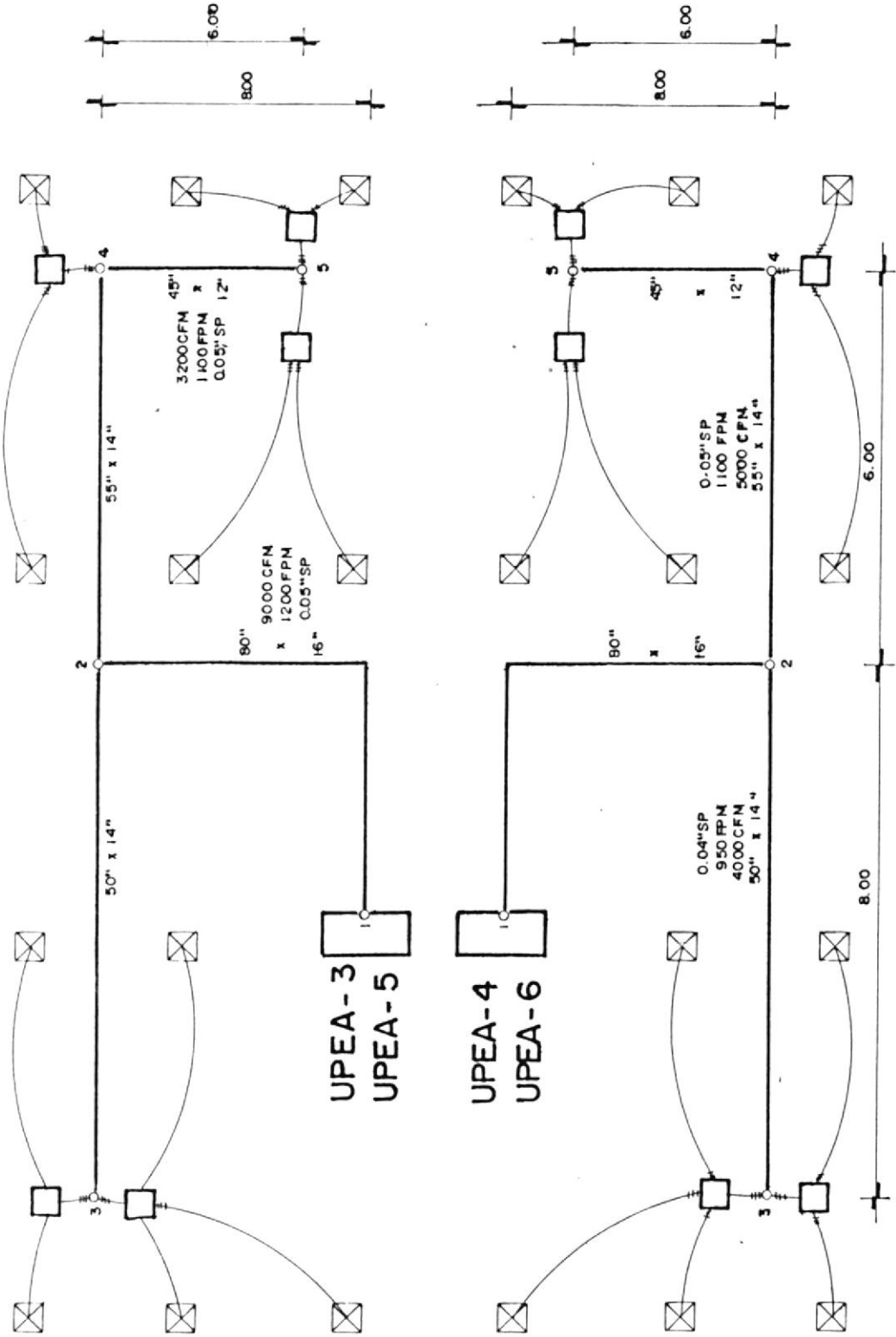


Fig.35 INSTALACION ESQUEMATICA DE DUCTOS DE AIRE EN 6to. y 7mo. PISOS DE OFICINAS PRIVADAS

TABLA XXXV

DUCTOS DE FRICCION CONSTANTE

OBRA: CASA DE LA CULTURA-GUAYAS							
DESCRIPCION: OFICINAS 6to. Y 7mo. PISOS							
SECCION	TRAMO	CAUDAL (CFM)	VELOCIDAD (FPM)	FRICCION (X100Ft)	DIMENSIONES		LONGITUD (m)
					W(in)	H(in)	
NORTE (UPEA-3) (UPEA-5)	1-2	9.000	1.200	0,050	80	16	8,00
	2-3	4.000	950	0,040	50	14	8,00
	2-4	5.000	1.100	0,050	55	14	6,00
	4-5	3.200	1.100	0,050	45	12	6,00
SUR (UPEA-4) (UPEA-6)	1-2	9.000	1.200	0,050	80	16	8,00
	2-3	4.000	950	0,040	50	14	8,00
	2-4	5.000	1.100	0,050	55	14	6,00
	4-5	3.200	1.100	0,050	45	12	6,00

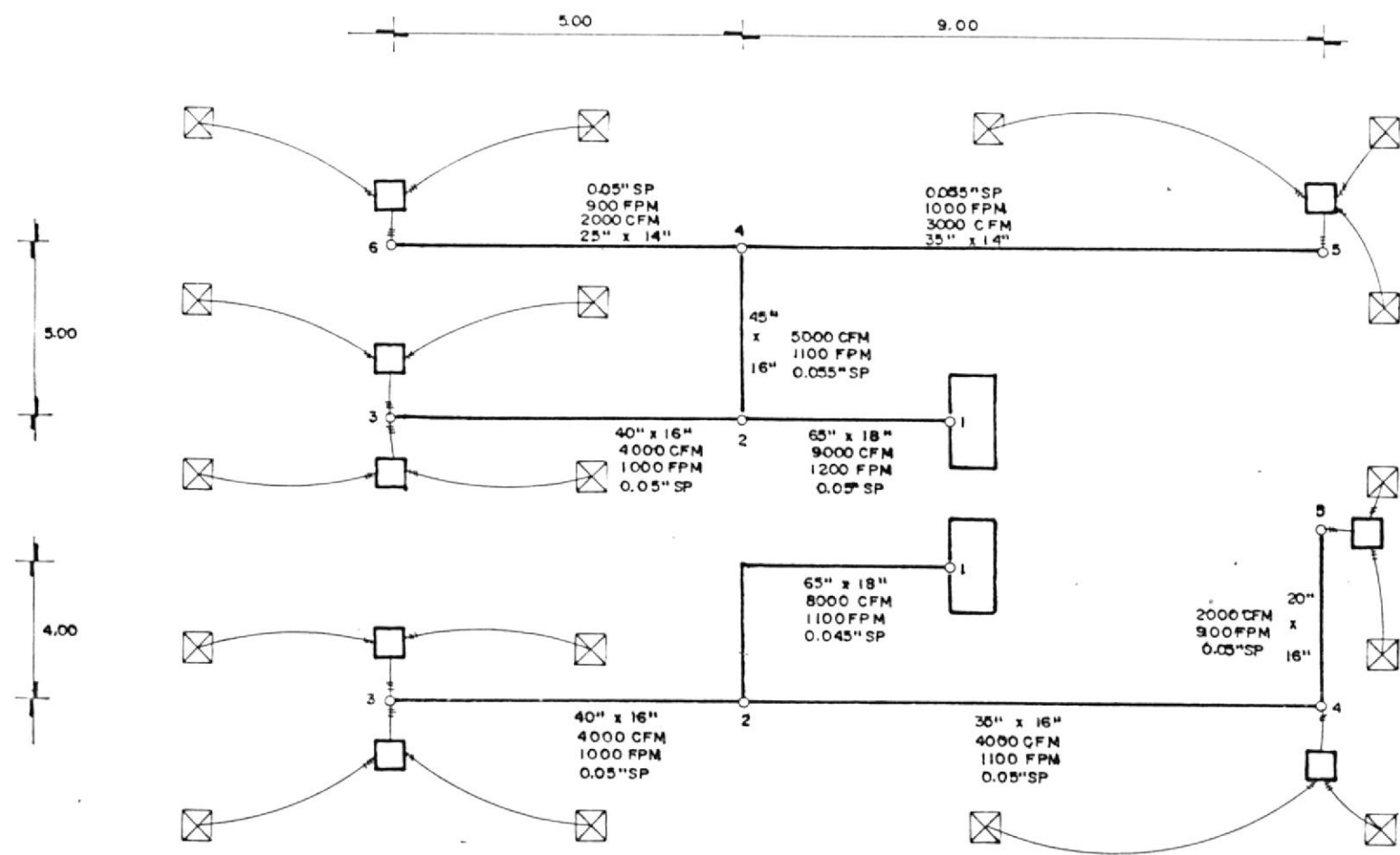


Fig.36 INSTALACION ESQUEMATICA DE DUCTOS DE AIRE EN 8vo. y 9no. PISOS DE OFICINAS PRIVADAS

TABLA XXXVI

DUCTOS DE FRICCIÓN CONSTANTE

OBRA: CASA DE LA CULTURA-GUAYAS							
DESCRIPCIÓN: OFICINAS 8no. Y AL 9no. PISOS							
SECCIÓN	TRAMO	CAUDAL (CFM)	VELOCIDAD (FPM)	FRICCIÓN (X100Ft)	DIMENSIONES		LONGITUD (m)
					W(in)	H(in)	
NORTE (UPEA-7) (UPEA-9)	1-2	8.000	1.100	0,045	65	18	4,00
	2-3	4.000	1.000	0,050	40	16	5,00
	2-4	4.000	1.100	0,050	35	16	9,00
	4-5	2.000	950	0,050	20	16	5,00
SUR (UPEA-8) (UPEA-10)	1-2	9.000	1.200	0,050	65	18	3,00
	2-3	4.000	1.000	0,050	40	16	5,00
	2-4	5.000	1.100	0,055	45	16	5,00
	4-5	3.000	1.000	0,055	35	14	9,00
	4-5	2.000	900	0,050	25	14	5,00

6.2 LA SELECCION Y CALCULO DE TUBERIAS DE TRANSPORTE DE AGUA

La resistencia que un sistema de tuberías opone a un flujo es similar a la resistencia que opone un cuerpo sumergido en una corriente de flujo y está formada por: presión o arrastre de la forma (inercia) y arrastre de la fricción superficial (viscosidad). Para tuberías rectas y largas, el arrastre de presión se caracteriza por la aspereza relativa y, la fricción superficial por el número de Reynolds. Para otros componentes de la tubería, se usan dos parámetros para describir la resistencia al flujo: el coeficiente de resistencia y la longitud equivalente.

Esta resistencia al flujo dentro de tuberías produce pérdidas de presión en el interior de la misma. Básicamente estas pérdidas dependen de los siguientes factores:

- 1.- Velocidad del agua
- 2.- Diámetro del tubo
- 3.- Rugosidad de la superficie interior
- 4.- Longitud del tubo

Al variar cualquiera de estos factores varía la pérdida de presión producida por el tubo. Para evaluar las pérdidas por rozamiento en tuberías de

acero nos valemos de la Tabla LXIV del apéndice que muestra las pérdidas por rozamiento en los sistemas de recirculación cerrada, y la Tabla LXV las pérdidas por rozamiento en sistemas de tuberías de recirculación abierta.

Estas Tablas nos indican la velocidad del agua, el diámetro de la tubería y el caudal, además de la pérdida de carga por cada 100 pies de longitud equivalente de tubo. Conociendo dos de estos parámetros podremos determinar fácilmente los otros.

El caudal de agua necesaria depende de la carga de acondicionamiento de aire, y la velocidad se determina según la aplicación, mediante datos prácticos. Estos dos factores se utilizan comúnmente para establecer el tamaño de la tubería y el régimen de pérdida de carga.

VELOCIDAD DEL AGUA: La selección de la velocidad del agua dentro de un sistema de tuberías depende básicamente de dos factores:

- 1.- El servicio o aplicación para el cual se va a utilizar la tubería.
- 2.- Los efectos de la erosión dentro de la misma.

TABLA XXXVII
VELOCIDADES RECOMENDABLES DEL AGUA
EN SISTEMAS DE TUBERIAS

APLICACION	VELOCIDAD (PIES/SEG)
Descarga de la bomba	8 - 12
Aspiración de la bomba	4 - 7
Línea o tubería de desagüe	4 - 7
Colector o tubería principal	4 - 15
Tubería ascendente	3 - 10
Servicio general	5 - 10
Suministro de agua de ciudad	3 - 7

FUENTE: ASHRAE, HANDBOOK OF FUNDAMENTALS 1977

En la Tabla XXXVII se resumen las velocidades del agua recomendadas para diversas aplicaciones y usos de los sistemas de tuberías. Estas recomendaciones consideran los efectos de la erosión producidos al chocar la corriente de flujo sobre las paredes de la misma y en los demás elementos del sistema. Al realizar estas consideraciones se disminuirán los desgastes producidos dentro del sistema y por ende la vida útil del mismo será mayor, sin embargo podríamos diseñar sistemas sobredimensionados lo cual elevaría grandemente su costo. No obstante estas recomendaciones, la elección de la velocidad del agua en un proyecto es cuestión de criterios.

Las condiciones prácticas nos permiten conciderar limetes máximos de velocidades de 8 FPS para todos los sistemas de tuberías. Con estas garantizamos efectos de la erosión en los rangos normales.

PERDIDAS DE CARGA: Al diseñar el sistema de tubería de agua se deberán considerar los efectos de las pérdidas de presión que por rozamiento ocurren dentro de estas. La pérdida de presión total estará determinada por las distintas pérdidas que se producen en todo el sistema, tales como las que ocurren en la tubería, accesorios de unión, en el paso por los serpentines, presión estática, las que se producen en el condensador, válvulas, etc.

El sistema de tuberías se dimensiona de manera tal que se logre un equilibrio razonable entre la mayor potencia necesaria para el bombeo debido a la elevada pérdida por rozamiento, y el aumento del costo inicial requerido para tuberías de mayor diámetro que procucen menores pérdidas. En instalaciones de aire acondicionado se ha establecido este equilibrio al conciderar una pérdida de carga por rozamiento máxima correspondiente a 10 Ft. de columna de agua por 100 Ft. de longitud de tubería equivalente.

El aumento del costo producido al incrementar el diámetro de una tubería pequeña, para reducir la pérdida de carga, no es demasiado grande; mientras que, por el contrario, aumenta grandemente cuando el tamaño de la tubería en cuestión es mayor a 4".

SISTEMAS ABIERTOS Y CERRADOS: El sistema abierto es aquel en el que el agua circula por el interior de un depósito en comunicación con la atmósfera, como ocurre en las torres de enfriamiento y en los lavadores de aire. Sistema cerrado es aquel en el que el agua no está expuesta en ningún momento a la atmósfera; contiene normalmente un tanque de expansión en comunicación con la atmósfera, siendo este su único contacto.

MATERIALES UTILIZADOS: Los factores fundamentales que se consideran para la elección del material que debe ser utilizado en un sistema de tubería son los siguientes:

- 1.- Fluido a circular
- 2.- Presión del fluido
- 3.- Temperatura del fluido
- 4.- Costo de la tubería

Para las aplicaciones en aire acondicionado, el sistema de tubería utilizado tanto para el agua

helada como para la de enfriamiento, será de hierro negro cédula 40 (SCHEDULE 40), la misma que cumple con las condiciones de resistencias mecánicas y composición química que la ASTM y la API establecen para este tipo de aplicación.

A continuación se muestran los cálculos y diseños de los sistemas de tuberías realizados de acuerdo con los diagramas adjuntos habiendo hecho uso de las Tablas LXIV y LXV que muestran las pérdidas por rozamiento en sistemas cerrados y abiertos respectivamente, para tuberías de hierro negro cédula 40.

TABLA XXXVIII

CIRCUITO CERRADO DE TUBERIAS					
OBRA: CASA DE LA CULTURA-GUAYAS					
DESCRIPCION: PAQUETES DE AGUA HELADA					
DETALLE: SISTEMA DE DISTRIBUCION A MANEJADORAS (UMA-)					
SECCION: CENTRO CULTURAL					
TRAMO	CAUDAL (GPM)	DIAMETRO (In)	VELOCIDAD (Ft/Seg.)	SPL (X100Ft)	LONGITUD (m)
1-2	245,7	3 1/2	8,0	6,5	3,0
2-3	25,2	1 1/4	5,0	10,0	3,0
3-3'	7,5	1	2,8	4,0	2,0
3-4	17,7	1 1/4	4,0	5,0	2,0
4-4'	7,5	1	2,8	4,0	4,5
4-5	10,2	1	3,7	6,5	4,5
5-5'	2,6	1 1/2	2,7	7,0	1,5
5-6	7,6	1	2,8	4,0	3,0
6-6'	2,6	1/2	2,8	7,0	3,5
6-6''	5,0	3/4	3,0	6,0	1,0
2-7	220,5	3 1/2	8,0	6,5	9,0
7-8	10,0	1	3,9	6,5	2,0
8-8'	5,0	3/4	3,0	6,0	1,0
8-8''	5,0	3/4	3,0	6,0	3,0
7-9	201,5	3 1/2	7,0	5,0	2,0
9-9'	41,0	1 1/2	6,0	10,0	2,0
9-10	169,5	3	7,0	55,0	9,5
10-11	33,0	1 1/2	4,6	6,0	4,5
11-11'	16,5	1 1/2	3,7	4,5	1,0
11-11''	16,5	1 1/2	3,7	4,5	3,0
10-12	136,5	3	6,2	5,0	26,0
12-12'	33,0	1 1/2	5,0	5,0	15,0
12-13	103,5	2 1/2	7,0	7,5	5,5
13-13'	16,0	1	8,0	10,0	11,0
13-14	87,5	2 1/2	6,0	6,0	1,5
14-14'	50,0	2	5,0	5,0	2,5
14-15	37,5	1 1/2	6,0	10,0	8,0

TABLA XXXVIII

CONTINUACION

CIRCUITO CERRADO DE TUBERIAS					
OBRA: CASA DE LA CULTURA-GUAYAS					
DESCRIPCION: PAQUETES DE AGUA HELADA (CONTINUACION)					
DETALLE: SISTEMA DE DISTRIBUCION A MANEJADORAS (UMA-)					
SECCION: CENTRO CULTURAL					
TRAMO	CAUDAL (GPM)	DIAMETRO (In)	VELOCIDAD (Ft/Seg.)	SPL (X100Ft)	LONGITUD (m)
15-15'	7,5	1	2,8	4,0	3,0
15-15"	7,5	1	2,8	4,0	2,0
15-16	22,5	1 1/4	4,8	7,5	3,0
16-17	15,0	1	5,0	10,0	2,0
17-17'	50,0	2	5,0	5,0	13,0
18-19	261,5	4	7,0	4,0	9,5
19-19'	75,0	2 1/4	5,0	4,0	3,0
19-20	186,5	3	8,0	7,5	4,0
20-21	76,0	2 1/2	5,0	4,0	13,0
21-21'	36,5	1 1/2	5,5	8,0	3,5
21-22	39,5	1 1/2	6,0	10,0	16,0
22-22'	23,5	1 1/2	4,0	4,5	6,0
22-23	16,0	1 1/4	3,8	4,5	15,0
20-24	110,5	2 1/2	8,0	9,5	8,0
24-24'	36,5	1 1/2	5,5	8,0	3,5
24-25	74,0	2 1/2	5,0	4,0	16,0
25-25'	23,5	1 1/2	4,0	4,5	6,0
25-26	50,5	2	5,0	5,0	14,5
26-26'	16,0	1 1/4	3,8	4,5	4,0
26-27	34,5	1 1/2	5,5	8,0	16,0
28-28'	74,5	2 1/2	5,0	4,0	12,5
29-30	100,0	2 1/2	7,0	7,5	19,0
30-30'	52,0	2	5,0	5,0	3,0
30-31	48,0	2	4,7	4,5	6,5

TABLA XXXVIII

CONTINUACION

CIRCUITO ABIERTO DE TUBERIAS					
OBRA: CASA DE LA CULTURA-GUAYAS					
DESCRIPCION: PAQUETES DE AGUA HELADA (CONTINUACION)					
DETALLE: SISTEMA DISTRIBUCION A TORRES DE ENFRIAMIENTO					
SECCION: CENTRO CULTURAL					
TRAMO	CAUDAL (GPM)	DIAMETRO (In)	VELOCIDAD (Ft/Seg.)	SPL (X100Ft)	LONGITUD (m)
32-33	167, 0	3	7, 0	6, 0	10, 0
33-34	72, 0	2 1/2	5, 0	4, 0	50, 0
33-35	95, 0	2 1/2	6, 3	6, 5	4, 0
35-35'	51, 0	2	5, 0	5, 0	3, 0
35-36	44, 0	1 1/2	6, 3	10, 0	5, 0
0-1	898, 7	8	6, 0	1, 3	4, 0
1-17	653, 0	6	7, 2	2, 7	4, 0
17-18	603, 0	6	6, 3	2, 3	4, 0
18-28	341, 5	5	6, 0	2, 5	4, 0
28-29	267, 0	4	6, 4	4, 0	4, 0
29-32	167, 0	3	7, 0	6, 0	4, 0
0-0'	1.050, 0	8	6, 5	2, 7	50, 5

TABLA XXXIX

CIRCUITO ABIERTO DE TUBERIAS					
OBRA: CASA DE LA CULTURA-GUAYAS					
DESCRIPCION: PAQUETES ENFRIADOS POR AGUA					
DETALLE: SISTEMA DE DISTRIBUCION A PAQUETES DESDE TORRE					
SECCION: NIVELES DE OFICINAS PRIVADAS					
TRAMO	CAUDAL (GPM)	DIAMETRO (In)	VELOCIDAD (Ft/Seg.)	SPL (X100Ft)	LONGITUD (m)
1-2	128,0	3	6,0	6,5	2,0
2-2'	64,0	2 1/2	4,2	4,5	3,0
2-3	64,0	2 1/2	4,2	4,5	11,0
4-5	128,0	3	6,0	6,5	2,0
5-5'	64,0	2 1/2	4,2	4,5	3,0
5-6	64,0	2 1/2	4,2	4,5	11,0
7-8	160,0	3 1/2	5,2	4,5	2,0
8-8'	80,0	2 1/2	5,2	6,5	3,0
8-9	80,0	2 1/2	5,2	6,5	11,0
10-11	160,0	3 1/2	5,2	4,5	2,0
11-11'	80,0	2 1/2	5,2	6,5	3,0
11-12	80,0	2 1/2	5,2	6,5	11,0
10-13	160,0	3 1/2	5,2	4,5	2,0
13-13'	80,0	2 1/2	5,2	6,5	3,0
13-14	80,0	2 1/2	5,2	6,5	11,0
0-1	736,0	6	8,2	6,0	4,0
1-4	608,0	6	7,0	4,2	4,0
4-7	480,0	5	7,8	6,5	4,0
7-10	320,0	4	8,2	9,5	4,0

AISLAMIENTO TERMICO: El flujo de calor va desde un cuerpo de temperatura mayor a uno de menor temperatura. El modo de ceder o absorber calor puede ser por conducción, convección y/o radiación.

En casos en los que se desea reducir el despido o absorción del calor, se usan materiales con una resistencia lo más alta posible contra la transmisión de calor. Estos materiales se colocan adecuadamente sobre las tuberías o equipos que se desean aislar.

Los materiales considerados deberán responder a ciertos requisitos y cualidades para ser considerados óptimos. Entre los más importantes están:

- Costos
- Disponibilidad
- Conductividad
- Resistencia mecánica suficiente
- Peso volumétrico bajo
- Resistencia contra el fuego
- Resistencia contra la absorción de humedad

Aunque es difícil obtener un material que reúna todas estas cualidades, existen aislantes que satisfacen eficientemente nuestros requerimientos térmicos. Entre los tipos de aislantes comúnmente usados tenemos:

- Fiber Glass
- Espuma rígida de poliuretano
- Poliestireno expandido

FIBER GLASS: Este tipo de aislamiento térmico presenta características bastante aceptables, se lo puede fabricar y obtener de diferentes tamaños, y es fácil de instalar. El uso de este tipo de aislamiento está reducido a casos especiales, básicamente por su elevado costo y la disponibilidad en nuestro mercado.

ESPUMA RIGIDA DE POLIURETANO: Posee magníficas condiciones de aislamiento térmico, aunque no se encuentra aun muy desarrollado en nuestro medio.

POLIESTIRENO EXPANDIDO: Es el tipo de material de aislamiento térmico más usado en nuestro medio, debido a las buenas propiedades físicas que posee. Tiene ciertas ventajas que hacen recomendable su uso, como son: costo relativamente bajo, gran disponibilidad en el mercado, facilidad de instalación. Presenta ciertos inconvenientes, como son: el ser inflamable y sensible a los roedores. Aun así sus ventajas son mayores, por lo que lo adoptamos como material para nuestra aplicación.

TABLA XL
ESPESORES MINIMO DE AISLAMIENTO TERMICO

DIAMETRO NOMINAL DE TUBERIA (Pulgadas)	ESPESOR AISLAMIENTO (Pulgadas)
3/4	1 1/2
1	1 3/4
1 1/4	1 3/4
1 1/2	2
2	2
2 1/2	2 1/4
3	2 1/2
3 1/2	2 1/2
4	2 3/4
5	3
6	3
8	3 1/2

FUENTE: Tesis de Grado del Ing. Germán Sánchez

En la Tabla XL se muestran los espesores mínimos del aislamiento para los tamaños de tuberías consideradas en el proyecto de nuestro estudio.

6.3 SELECCION DE CONTROLES AUTOMATICOS

La carga térmica total variará debido al calor ganado por el edificio en las diferentes horas del día, por lo tanto, será necesario realizar un control de capacidad tanto en la central de enfriamiento como en cada una de las unidades de manejo de aire.

La central de refrigeración para el sistema de agua helada, estará compuesto por dos enfriadores o Chillers centrífugos, cada uno con capacidad de manejar el 60% de la carga total. Estas unidades tendrán incorporados un sistema electrónico de control de capacidad manual o automático, que combina la demanda de carga, seguridad y versatilidad para una máxima eficiencia del sistema; un mecanismo eléctrico de control de baja presión del aceite lubricante; un sistema de control de baja y alta temperatura del aceite lubricante; un sistema de control de flujo, presión alta y baja, y temperatura alta del refrigerante a la entrada y a la salida del equipo. Todos estos controles son totalmente automáticos y regulados de acuerdo a los parámetros de trabajo o recomendaciones del fabricante.

En el Centro Cultural de la "Casa de la Cultura Núcleo del Guayas" se han concebido dos tipos de

sistemas de climatización: (1) el de agua helada con enfriadores centrífugos, para todas las áreas del Centro Cultural propiamente dicho y; (2) el de paquetes enfriados por agua a volúmen constante, instalado en la torre de oficinas de los niveles superiores. En el primero se implementará sistemas de controles neumáticos, ya que por su capacidad, costo de operación y facilidad de instalación, lo hace más conveniente. En el segundo se instalarán sistemas de controles eléctricos, muy usados, con buenos resultados de confiabilidad.

Cada uno de los diferentes sistemas de climatización instalados estarán provistos de controles automáticos que nos permitan obtener las diversas condiciones en las áreas específicas, así como aprovechar la versatilidad que cada uno nos proporciona.

1.- SISTEMA DE AGUA HELADA: En este sistema se instalarnán dos tipos de máquinas de acondicionamiento; las unidades manejadoras de aire de volúmen variable y las unidades ventilador serpentín (Fan-Coils) de volúmen constante.

Las manejadoras de aire de volúmen variable instaladas en, los corredores de camerinos,

teatrino, hall de ingreso al teatro, bar del teatro, sala de exposiciones temporales, pinacoteca, talleres y oficinas administrativas, están provistas de un sistema de distribución de aire con cajas de volumen variable que regulan el suministro de aire por cada difusor según sea la demanda de carga del ambiente específico. Cada una de estas cajas tendrán un actuador neumático que accionará una compuerta regulando el ingreso de aire según la señal de temperatura recibida desde su respectivo termostato ubicado en el área acondicionada.

Las unidades manejadoras estarán provistas de una caja de mezcla, sección de filtros, sección de desvío de aire (Face and Bypass), serpentín de enfriamiento y el ventilador impulsor de aire.

En la caja de mezcla se unen el aire exterior de ventilación y el de retorno proveniente del ambiente acondicionado en la proporción requerida, estará controlada por compuertas de control manuales o dampers, previamente regulados.

La caja de desvío de aire (Face and Bypass) nos

permite proporcionar la cantidad de aire que se hace circular por el serpentín de enfriamiento o se desvía directamente hacia el ventilador impulsor de aire, esta distribución la realiza automáticamente dependiendo de la temperatura del aire a la salida del ventilador hacia el ambiente. Para este efecto se deberá instalar un bulbo sensor de temperatura (TKS-4014) en el ducto de suministro de aire a la salida del ventilador, este enviará una señal de temperatura regulada entre 0-100 °F hacia un transmisor controlador de señal (RKS-1001) el cual suministrará una señal neumática entre 0 y 30 Psig. a un actuador proporcional (MK-7101), este abrirá y cerrará o viceversa los dampers del face and bypass distribuyendo de esta manera el aire hacia el serpentín o al ventilador.

El sistema de control de temperatura del aire de suministro que se instala en el face and bypass está destinado a responder a pequeñas variaciones de la carga dentro del ambiente, puesto que, solo hasta el 30% del aire puede ser desviado hacia el ventilador. Cuando la carga térmica disminuye en mayor cantidad se requerirá otro control de temperatura instalado en el serpentín de enfriamiento; aquí un bulbo sensor de temperatura

regulado entre 0-100 °F enviará una señal a un transmisor controlador, el mismo que con una señal neumática entre 0 y 30 Psig. impulsará el actuador neumático de una válvula reguladora de flujo de tres vías (VK-9313). Esta válvula normalmente abierta, estará sobre la línea de agua helada que sale del serpentín, al accionarse el actuador esta se cierra; el agua helada no ingresa al serpentín sino que se desvía a través de la válvula directamente hacia la salida retornando al enfriador.

Como se explicó este sistema está provisto de cajas de volúmen variable que regulan el flujo o cantidad de aire que se suministra independientemente en cada área acondicionada. Cuando una o varias de estas se cierran, la presión en el interior del sistema de ductos se incrementa, lo cual podría tener como consecuencia el que los ductos se "soplen", e incluso se revienten. En sistemas de volúmen variable como estos, el ventilador tiene la capacidad de reaccionar a la mayor o menor demanda de aire del ambiente a través de espas guías de ingreso de aire (inlet guide vanes) que se abrirán o cerrarán para permitir mayor o

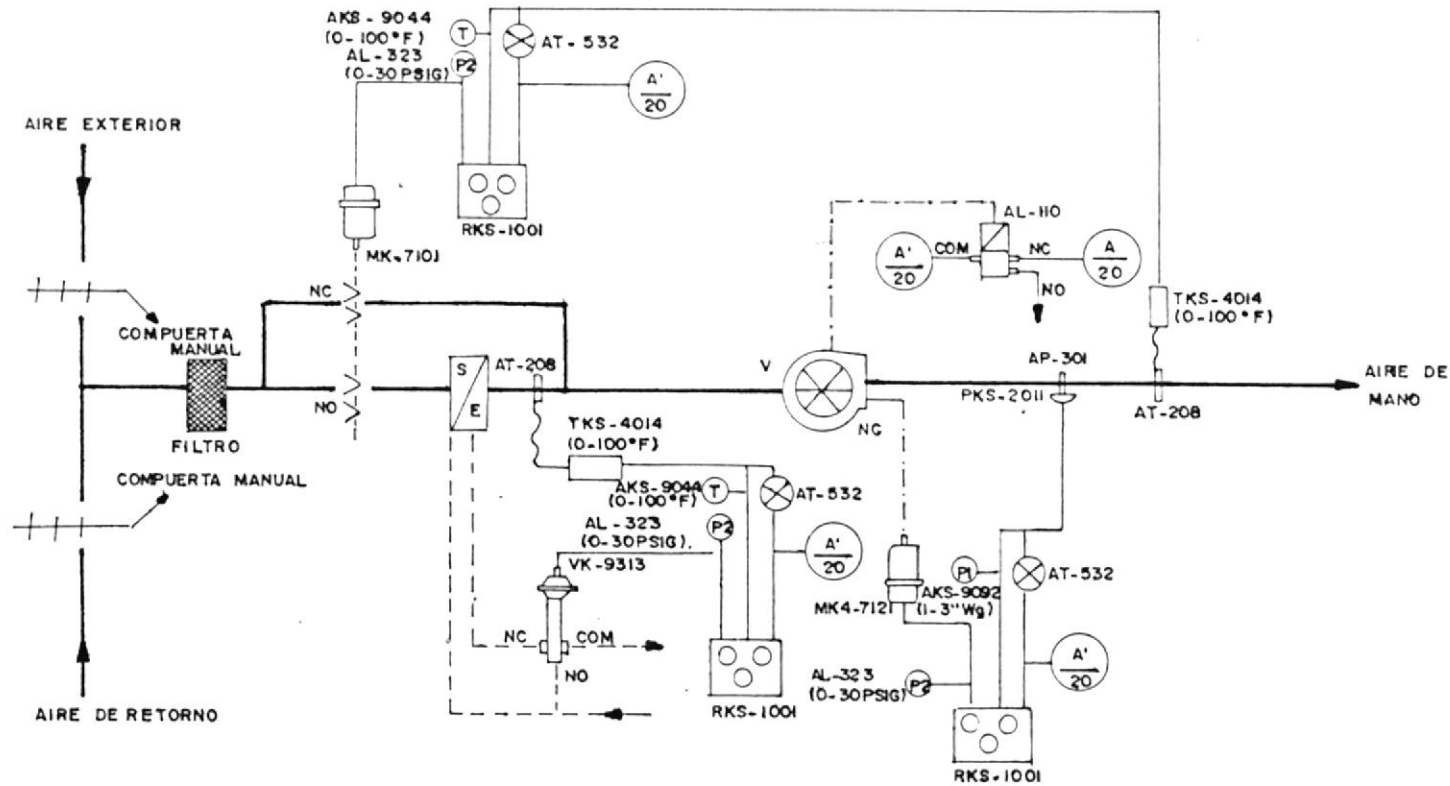


Fig. 37 DIAGRAMA DE CONTROL DE MANEJADORAS DE VOLUMEN VARIABLE CON FACE & BYPASS.

menor flujo de aire. Este control se realiza mediante un sensor de presión (PKS-2011) localizado a la salida del ducto de suministro, que envía una señal hidráulica de 0 a 3 pulgadas de agua., hacia un transmisor controlador de señal, este mediante una señal neumática de 0 a 30 Psig. acciona un actuador neumático que abre o cierra las aspas guías según los requerimientos.

Los tres sistemas de controles instalados en estas unidades manejadoras de aire de volumen variable son esquematizados en la Figura 37.

Las unidades manejadoras de aire que acondicionan las áreas de: sala de ensayos, teatro principal (escenario, luneta baja y platea alta) y cine; a pesar de ser unidades de aire de volumen variable funcionan a un régimen constante de suministro de aire. En estas unidades solo se instalarán los sistemas de control de temperatura en el face and bypass y en el serpentín iguales que en los anteriores casos, pero no será necesario el sistema de control de presión en el ducto de suministro puesto que esta se mantendrá constante. En la Figura 38, se esquematiza los sistemas de control instalados en estas unidades.

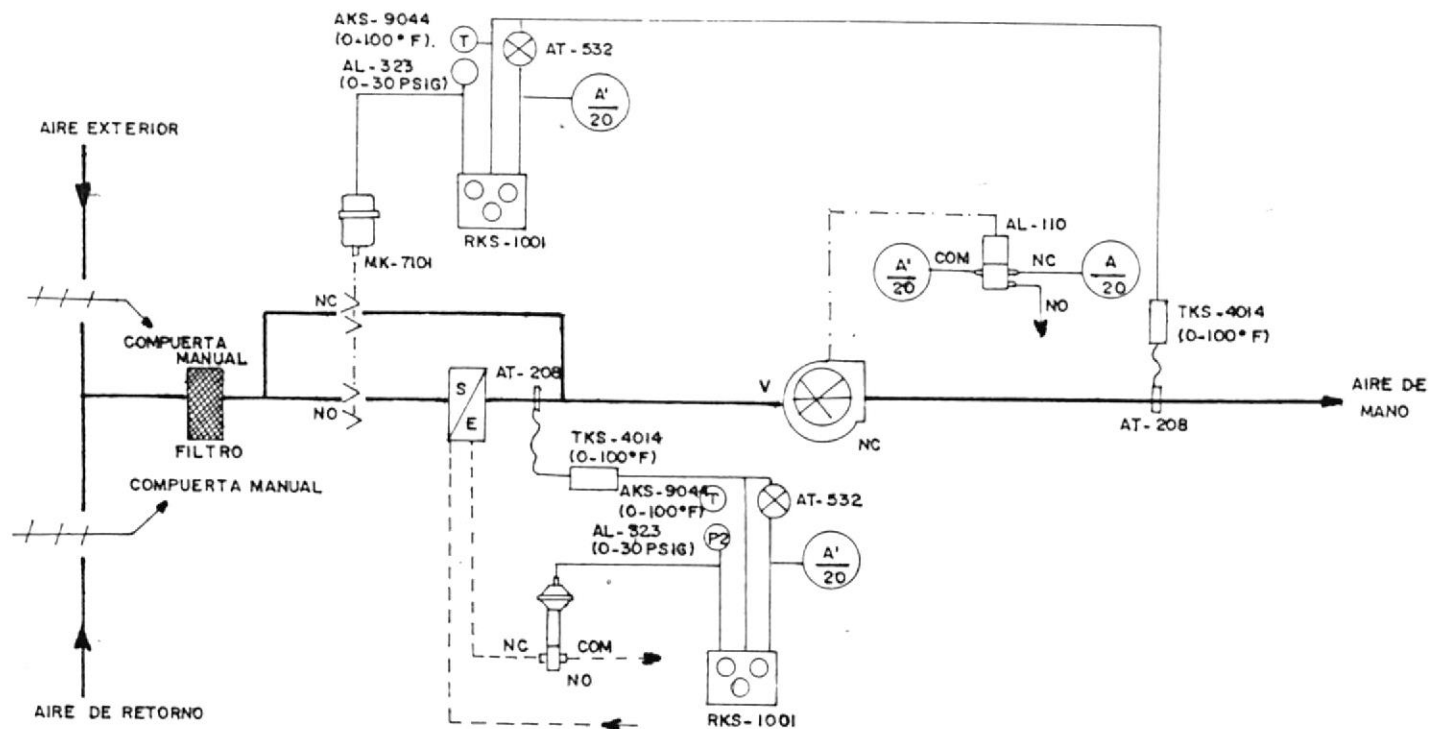


Fig. 38 DIAGRAMA DE CONTROL DE MANEJADORAS DE VOLUMEN
CONSTANTE CON FACE & BYASS.

2.- SISTEMA DE PAQUETES ENFRIADOS POR AGUA: Este sistema que se instalará en los pisos de oficinas de los niveles altos es totalmente independiente del sistema de agua helada. A pesar de que las unidades acondicionadoras terminales son de volúmen constante, la aplicación misma hace más conveniente el uso de cajas de volúmen variable que controlen las condiciones de flujo de aire en cada zona independientemente. Para esto simularemos el sistema de volúmen constante como si fuese de volúmen variable.

Se instalarán cajas de volúmen variable que regularán el flujo de aire a suministrar por cada difusor, la temperatura es sensada por un termostato que enviará una señal eléctrica a la caja, la misma que podrá desviar el aire hacia el tumbado que actúa como plenum de retorno, regresando a la máquina sin ingresar al cuarto.

6.4 SELECCION DE EQUIPOS AUXILIARES

El sistema de refrigeración estará constituido, a más de los equipos principales (central de refrigeración y unidades manejadoras de aire), por los siguientes equipos auxiliares:

- 1.- Bombas de agua refrigerada (helada)
- 2.- Bombas de agua de enfriamiento
- 3.- Torres de enfriamiento

BOMBAS DE AGUA REFRIGERADA: La bomba de agua refrigerada es aquella que hace circular en circuito cerrado al medio refrigerante (agua) a través del evaporador de la central centrífuga de refrigeración, donde se extrae el calor ganado en los diferentes serpentines localizados en el edificio, luego de lo cual la impulsará hacia cada una de las unidades terminales.

Para determinar la potencia que consume esta bomba, es necesario conocer además de su caudal, las pérdidas de presión que existe en la tubería de distribución de agua, válvulas y accesorios de tuberías y en el vaporador de la central de refrigeración centrífuga.

La capacidad de bombeo (GPM) estará dada por la cantidad de agua que requiere el sistema para remover la carga sensible generada en el edificio y; las pérdidas de presión se calcularán considerando todo el sistema de tuberías y accesorios hasta el punto de suministro de agua más distante de la central de refrigeración.

En la sección 6.2 de este capítulo, he calculado todos los sistemas de tuberías de agua; considerando el de la manejadora UMA-19, que es el más distante de la central de refrigeración, calcularé las pérdidas de presión como sigue:

TUBERIA O ACCESORIO	CANTIDAD	PERDIDAS EN PIES DE AGUA
Tubería de 8 pulgadas	99 Ft	1.30
Tubería de 6 pulgadas	33 Ft	0.90
Tubería de 5 pulgadas	17 Ft	0.70
Tubería de 4 pulgadas	17 Ft	0.40
Tubería de 3 pulgadas	43 Ft	2.60
Tubería de 2½ pulgadas	164 Ft	6.56
Tees de 8 pulgadas	3	1.76
Tees de 6 pulgadas	2	1.89
Tees de 5 pulgadas	1	1.20
Tees de 4 pulgadas	1	0.63
Tees de 3 pulgadas	1	0.90
Tees de 2½ pulgadas	1	0.56
Codos de 8 pulgadas	12	2.34
Codos de 2½ pulgadas	5	0.80
Valvulas de:		
Compuerta 8 pulgadas	2	0.24
Compuerta 2½ pulgadas	1	0.11
Globo 8 pulgadas	1	2.86
Globo 2½ pulgadas	1	2.76
Cheque 8 pulgadas	1	1.04
Filtro 8 pulgadas	1	1.95
Cabezal de altura		85.00
Evaporador enfriador		22.00
Serpentín manejadora		15.00
TOTAL DE PERDIDAS		153.50

Una vez conocidos el cabezal de bomba ($H_f = 153.50$ pies de columna de agua), el caudal ($Q=840$ GPM) y asumiendo una eficiencia (ϵ) del 78%; la potencia al freno consumida por la bomba estará dado por la siguiente ecuación:

$$\text{Potencia} = \frac{(\text{GPM}) (H_f)}{(\epsilon) (3960)} \quad \text{Ec. 6.1}$$

reemplazando los valores obtenemos:

$$\text{Potencia} = 44.8 \text{ HP}$$

El motor eléctrico que deberá mover la bomba tendrá una potencia superior en un 30% a la potencia consumida por esta para poder vencer la inercia de la misma, es decir que la potencia del motor de la bomba será:

$$\text{Potencia} = 60 \text{ HP}$$

En la Figura 39 se muestra un diagrama de instalación del circuito de bombeo de agua helada.

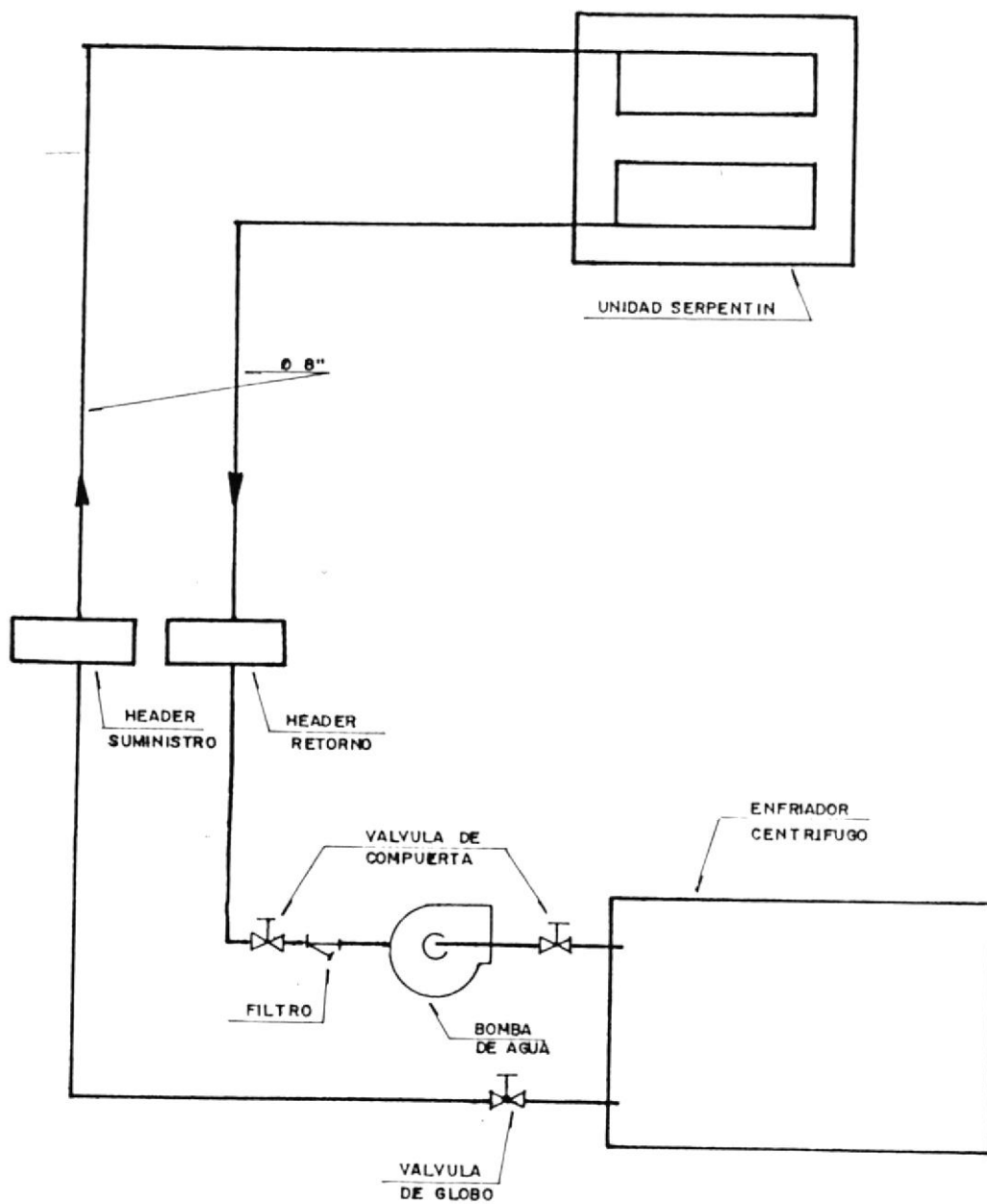


Fig.39 INSTALACION DE BOMBA DE AGUA DE REFRIGERACION

BOMBA DE AGUA DE ENFRIAMIENTO: Esta bomba se encarga de circular el agua desde la torre de enfriamiento hasta el condensador de la central de refrigeración centrífuga.

De la misma forma que para la bomba de agua refrigerada, será necesario determinar la capacidad de bombeo y las pérdidas en el circuito, para calcular la potencia consumida y la potencia del motor de la bomba.

Las pérdidas de presión del sistema que conduce el agua desde la torre de enfriamiento hasta el condensador de la central de refrigeración, es calculada en el siguiente cuadro:

TUBERIA O ACCESORIO	CANTIDAD	PERDIDAS EN PIES DE AGUA
Tubería de 8 pulgadas	80 Ft	2.17
Tees de 8 pulgadas	3	3.65
Codos de 8 pulgadas	12	4.86
Valvulas de:		
Compuerta 8 pulgadas	2	0.49
Globo 8 pulgadas	1	5.94
Cheque 8 pulgadas	1	2.16
Filtro 8 pulgadas	1	4.05
Cabezal de altura		162.50
Pérdidas en condensador		21.00
Pérdidas en torre		20.00
TOTAL DE PERDIDAS		226.82

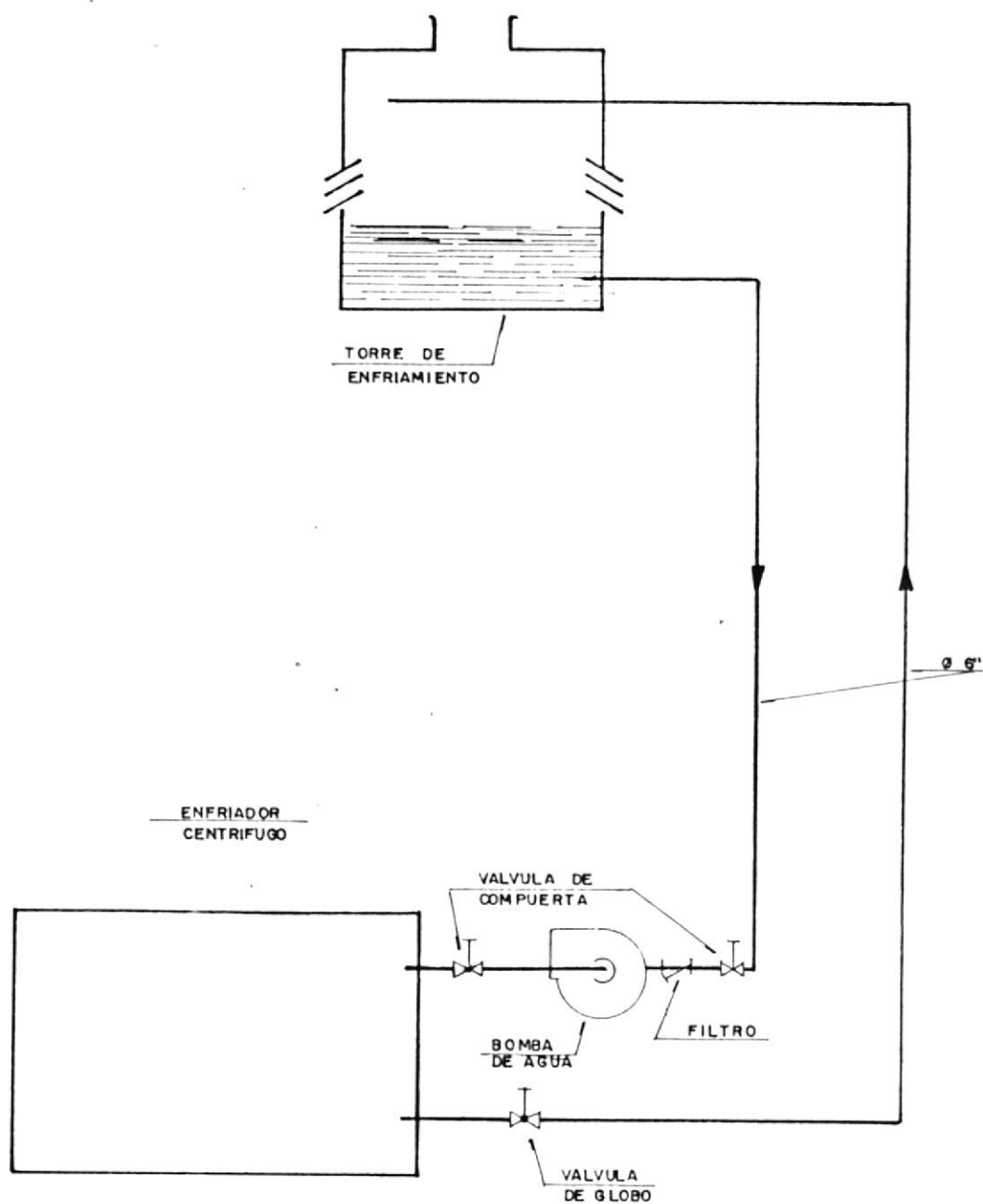


Fig. 40 INSTALACION DE BOMBA DE ENFRIAMIENTO (TORRE)

Una vez conocidos el cabezal de bomba ($H_f = 226.82$ pies de columna de agua), el caudal ($Q=1050$ GPM) y asumiendo una eficiencia (ϵ) del 78%, la potencia al freno consumida por esta bomba podrá ser calculada por la Ec. 6.1, esta será de:

$$\text{Potencia} = 77.1 \text{ HP}$$

Igual que para la bomba de agua refrigerada, se considerará un motor con una potencia mayor en un 30% para vencer la inercia. La potencia del motor de la bomba será:

$$\text{Potencia} = 100 \text{ HP}$$

El circuito de conexión de esta bomba con la central de refrigeración y la torre de enfriamiento, es mostrada en el diagrama de la Figura 40.

BOMBA A PAQUETES ENFRIADOS POR AGUA: Es la bomba que transporta el agua de enfriamiento desde la torre hacia los paquetes ubicados en los pisos de oficinas. Las pérdidas que se producen en este sistema son resumidas a través del siguiente cuadro:

TUBERIA O ACCESORIO	CANTIDAD	PERDIDAS EN PIES DE AGUA
Tubería de 6 pulgadas	75 Ft	4.29
Tubería de 5 pulgadas	13 Ft	0.85
Tubería de 4 pulgadas	13 Ft	1.25
Tubería de 3½ pulgadas	19 Ft	0.59
Tubería de 2½ pulgadas	36 Ft	2.35
Tees de 6 pulgadas	4	2.10
Tees de 5 pulgadas	1	1.95
Tees de 4 pulgadas	1	2.38
Tees de 3½ pulgadas	1	0.90
Codos de 6 pulgadas	8	0.66
Codos de 3½ pulgadas	2	0.27
Codos de 2½ pulgadas	4	0.26
Valvulas de:		
Compuerta 6 pulgadas	2	0.84
Compuerta 2½ pulgadas	1	0.18
Globo 6 pulgadas	1	10.20
Globo 2½ pulgadas	1	4.50
Cheque 6 pulgadas	1	3.60
Filtro 6 pulgadas	1	6.65
Cabezal de altura		65.60
Pérdida serpentín UPEA		10.00
Pérdidas en torre		20.00
TOTAL DE PERDIDAS		139.42

Una vez conocidos el cabezal de bomba ($H_f = 139.42$ pies de columna de agua), el caudal ($Q = 740$ GPM) y asumiendo una eficiencia (ϵ) del 80%, la potencia al freno consumida por esta bomba podrá ser calculada por la Ec. 6.1, esta será de:

$$\text{Potencia} = 32.5 \text{ HP}$$

La potencia del motor de la bomba considerando un 30% más para vencer la inercia, será:

Potencia = 40 HP

TORRES DE ENFRIAMIENTO: En la torre de enfriamiento es donde el agua proveniente del condensador de la central de refrigeración o de los paquetes enfriados por agua, disipa al ambiente el calor ganado.

Para el sistema de agua helada se seleccionarán dos torres de enfriamiento, instaladas en paralelo. Cada una de estas tendrán una capacidad igual a la cantidad de agua del condensador de las centrales de refrigeración. El agua proveniente del condensador (1.050 GPM) ingresa a la torre a una temperatura de bulbo seco de 102.5 °F y es enfriada hasta una temperatura de 92.5 °F de bulbo seco y 82.5 °F de bulbo húmedo.

Para el sistema de paquetes enfriados por agua se seleccionará una torre de enfriamiento con una capacidad nominal igual a la cantidad de agua que maneja el sistema, cuyo flujo es de 740 GPM. Las condiciones del agua al ingreso y salida de la torre son las mismas que para la anterior.

CAPITULO VII

ESPECIFICACIONES TECNICAS DE TODOS LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA DE CLIMATIZACION

GENERALIDADES

El sistema de climatización previsto para el edificio de la Casa de la Cultura Núcleo de Guayas incluye **Acondicionamiento de Aire y Ventilación.**

Los sistemas de **Acondicionamiento de Aire** aplicados en este diseño son tres:

- El Sistema de **Agua Helada** servirá al Centro Cultural y acondicionará las áreas de Camerinos, Sala de ensayos, Almacén, Teatrino, Salas de Exposiciones, Pinacoteca, Teatro, Cine, Talleres y Oficinas Administrativas.
- El Sistema de **Paquetes enfriados por Agua** acondicionará la Torre de oficinas.
- El Sistema de **Expansión Directa** climatizará la Cafetería del último piso.

El sistema de **Ventilación** considerado en este proyecto

incluye:

- Ventilación en el Hall Central del edificio.
- Ventilación en el Hall del Cine.
- Extracción de aire en el Teatro y Cine.
- Extracciones en Talleres
- Extracciones en baños.
- Extracciones en la zona de parqueos.

DESCRIPCION DEL SISTEMA

El Sistema de Agua Helada estará comprendido por dos Enfriadores Centrífugos, conectados en paralelo y ubicados en la sala de máquinas del sótano de parqueos, cada uno con capacidad para vencer el 60% de la carga total del Centro Cultural; las unidades Manejadoras de aire instaladas en los diferentes ambientes a climatizarse; dos Torres de enfriamiento ubicadas en la cubierta de la Torre de oficinas, conectadas en paralelo para permitir la intercambiabilidad con ambos enfriadores; tres bombas de agua helada conectadas en paralelo, una para cada enfriador permaneciendo la tercera en stand-by, y dos bombas de agua de enfriamiento conectadas en paralelo para cada enfriador, ubicadas en la sala de máquinas, y los circuitos de circulación de agua helada y de enfriamiento.

Los controles de todos los elementos del sistema de agua helada serán neumáticos.

El Sistema de Paquetes Enfriados por Agua estará comprendido por las unidades paquete ubicadas en los diferentes ambientes de la Torre de Oficinas y el sistema de enfriamiento comprendido por la Torre de enfriamiento, las dos bombas de agua conectadas en paralelo, ubicadas en la cubierta del último nivel, y el circuito de tuberías de agua.

El control de todo los elementos del sistema será eléctrico.

El Sistema de Expansión Directa será del tipo paquete y estará instalado en la cubierta de la Cafetería.

CRITERIOS DEL DISEÑO

Para los sistemas de Acondicionamiento de aire, se han considerado los siguientes criterios de diseño:

Nivel de Ruido:

- En el Teatro, Teatrino y Cine: 15 NC
- En las Salas de Exposiciones: 25 NC
- En Oficinas y sectores abiertos al público: 30 NC
- En los Corredores: 30 NC

Velocidad máxima del aire en ductos:

- En el Teatro, Teatrino y Cine: 800 FPM
- En las Salas de Exposiciones: 1000 FPM
- En Oficinas y sectores abiertos al público: 1200 FPM
- En los Corredores: 1200 FPM

Velocidad del aire a través de la cara de los difusores y rejillas de retorno:

- En el Teatro, Teatrino y Cine: 400 FPM
- En las Salas de Exposiciones: 500 FPM
- En Oficinas y sectores abiertos al público: 600 FPM
- En los Corredores: 600 FPM

Velocidad máxima del aire a través de filtros y serpentines de enfriamiento: 500 FPM.

Velocidad máxima el aire a través de louvers: 900 FPM.

Velocidad máxima de agua a través de las tuberías: 8 FPS.

Condiciones de temperatura exterior (atmosféricas):

- Temperatura de bulbo seco: 92.5 °F
- Temperatura de bulbo húmedo: 80 °F

Condiciones interiores (de confort):

- Temperatura de bulbo seco: 75 °F
- Humedad relativa: 50 %

Para el sistema de Ventilación se consideraron los siguientes parámetros de diseño:

- En el Hall Central del edificio: 15 cambios por hora
- En el Hall del Cine: 15 cambios por hora
- En el Teatro, Teatrino y Cine: 5 CFM por persona
- En Talleres y Baños: 10 cambios por hora
- En la zona de parqueos: 150 CFM por vehículo

ALCANCE DE LOS TRABAJOS

La provisión e instalación del sistema de climatización de aire, comprende lo siguiente:

- 1.- Provisión C & F (Costo y Flete) de todos los equipos y accesorios importados. Todos los equipos serán embalados en cajones de madera o contenedores, para evitar daños y pérdidas durante el viaje.
- 2.- Provisión de todos los ductos de aire de suministro, retorno, aire exterior y extracción, y la instalación del aislamiento acústico donde se indique.
- 3.- Provisión de los sistemas de tuberías de agua helada, de agua de enfriamiento, de agua de condensación y de refrigerante.

- 4.- Provisión del aislamiento térmico de todos los ductos de suministro y retorno de los sistemas de aire acondicionado, y tuberías de agua helada y de refrigerante.
- 5.- Ubicación de todos los equipos del sistema. Será de responsabilidad del contratista la fabricación de andamios, plumas o castillos que se requieran para la izada y colocación de ductos y equipos.
- 6.- Provisión y montaje de soportes de ductos y equipos.
- 7.- Montaje en general de todos los equipos, tuberías, ductos, controles y accesorios del sistema de acondicionamiento de aire y ventilación.
- 8.- Puesta en marcha, calibración y pruebas del sistema.
- 9.- Garantía de un (1) año de funcionamiento de todos los equipos y accesorios del sistema. En caso de prolongarse el tiempo de instalación de los equipos, por causas fuera de control del Contratista, el tiempo de garantía se extenderá un período de 18 meses contados a partir de la entrega en obra de los equipos. La garantía cubrirá cualquier daño causado por defectos de fabricación, instalación y selección de equipos.

- 10.- Entrega de catálogos y manuales de operación y mantenimiento de todos los equipos instalados.
- 11.- El proponente deberá indicar por escrito que todos los equipos cotizados tengan las capacidades indicadas en las planillas y especificaciones. En las pruebas del sistema se verificará las capacidades de todos los equipos.
- 12.- Entrega de lista de repuestos recomendados, con sus precios respectivos.
- 13.- Entrenamiento del personal que la Casa de la Cultura Núcleo del Guayas designe para la operación del sistema.

CODIGOS Y ORDENANZAS

El sistema de acondicionamiento de aire se hará de acuerdo a los códigos y ordenanzas vigentes en la ciudad de Guayaquil.

En caso de falta de normas se respetarán en general las de la "American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers - ASHRAE" y, en particular las mencionadas en estas especificaciones.

MATERIALES Y MANO DE OBRA

- 1.- Todos los materiales y equipos para las instalaciones deberán ser nuevos y de primera calidad.
- 2.- El Contratista deberá tener un superintendente experimentado el que estará constantemente a cargo de la obra.
- 3.- Todos los equipos, salvo en caso de que se indique lo contrario por el Fiscalizador, deberán ser instalados de acuerdo con las instrucciones del fabricante.

UNIDADES ENFRIADORAS DE AGUA -UEA-

Se suministrarán e instalarán en el lugar que indiquen los planos, dos unidades enfriadoras de agua con compresor centrífugo. La unidad se suministrará completa con condensador, evaporador, compresor, panel de control y aislamiento de vibración, ensamblada completamente en fábrica bajo condiciones de plena carga.

Cada unidad tendrá una capacidad de 350 Toneladas de refrigeración, capaz de enfriar 840 GPM de agua desde 54 °F hasta 44 °F cuando 1050 GPM de agua de enfriamiento entran al condensador a una temperatura de 92.5 °F.



BIBLIOTECA

La selección de la máquina estará basada en un factor de incrustaciones de $0.001 \text{ HP} \times \text{pie}^2 \times \text{°F}/\text{BTU}$ en los tubos del condensador y de $0.0005 \text{ HP} \times \text{pie}^2 \times \text{°F}/\text{BTU}$ en los del evaporador. La performance estará basada según condiciones standard ARI 550-77.

La máquina enfriadora utilizará refrigerante R-500. Si el enfriador ofrecido usare refrigerante R-11 u otros refrigerantes sub-atmosféricos, las máquinas deberán tener un sistema completo de purga de operación automática y/o manual.

La unidad será completa con un compresor centrifugo de una o varias etapas, con aletas graduables a la entrada.

El motor estará diseñado para trabajar con arranque estrella-delta, o arranque con autotransformador. El voltaje suministrado será 460 voltios, 3 fases y 60 Hz.

Tanto el evaporador como el condensador, serán del tipo casco y tubos, contruidos de acuerdo a los requerimientos de la ASME para recipientes a presión, tendrán tubos de cobre fácilmente reemplazables y con los puntos expandidos en los espejos. El lado de agua del condensador y del evaporador estarán diseñados para presiones de trabajo de 200 PSIG.

El sistema de lubricación será completo, con bomba de aceite herméticamente sellada que lubrique al compresor. La bomba deberá incluir motor, separador de aceite, calentador de aceite, sumidero e indicador de nivel. El sistema incluirá filtro de aceite, enfriador, y será capaz de lubricar los cojinetes del compresor antes del arranque y después de una parada, así como también en caso de falla eléctrica. El sistema de lubricación será activado para proveer presión de aceite en los cojinetes antes de que el compresor arranque.

El compresor tendrá una capacidad de modulación hasta el 10% de su capacidad máxima sin experimentar variaciones en la velocidad de rotación. No está permitido el uso de control de capacidad por medio de bypass de gas caliente, ya sea éste externo o interno.

La unidad tendrá un sistema automático de control de capacidad del 10% al 100% de acuerdo al grado de apertura de las aletas graduables que controlan el flujo del refrigerante. Este sistema parará automáticamente la unidad cuando la carga baje del 10%, y a su vez permitirá su arranque cuando la carga se restablezca por encima de este valor.

Cada unidad estará dotada de un sistema de control que

incluirá:

Circuito de control de 115 V
Switch manual "on-off"
Paradas por alta y baja presión de refrigerante
Parada por alta temperatura de refrigerante
Parada por alta y baja temperatura de aceite
Parada por baja presión de aceite
Parada por alta temperatura del motor
Parada por altos cabezales de presión

Se acepta como máxima razón de eficiencia de la unidad la de 0.76 Kw/TR.

TORRES DE ENFRIAMIENTO -TE-

Se suministrarán e instalarán tres Torres de Enfriamiento del tipo "tiro inducido" o "tiro forzado".

Las tres torres de enfriamiento serán completas y con los siguientes elementos:

- 1.- Bandeja de agua fría, de acero galvanizado en caliente después de fabricada o fibra de vidrio completa, con rebose, drenaje con válvula de compuerta, brida para conexión de la sección de la bomba, tapa de lavado removible y válvula de flotador para el agua de reposición.

- 2.- Estructura de acero galvanizado en caliente después de fabricada o fibra de vidrio.
- 3.- Relleno de PVC u otro material aprobado, resistente al ataque biológico.
- 4.- Ventiladores centrífugos o axiales de acero galvanizado, balanceados estática y dinámicamente para operación libre de vibraciones. El o los ejes deberán ser de acero soportados en cada extremo por rodamientos de bolas engrasables y autoalineables montados en chumaceras de hierro fundido.
- 5.- Los motores deberán ser completamente cerrados, a prueba de goteo, con rodamientos de bolas, para trabajar a 460 voltios, 3 fases, 60 ciclos.
- 6.- Arbol de toberas o bandejas de agua de enfriamiento con orificios, construidos en material anticorrosivo.
- 7.- Malla contra insectos en las tomas de aire.
- 8.- Filtro y rompedor de vórtice en la succión de la bomba.

Las Torres de Enfriamiento del Centro Cultural serán de

capacidad apta para operar cuando el enfriador correspondiente esté operando a plena carga (350 toneladas de refrigeración), en estas condiciones enfriarán 1050 GPM de agua, desde 102.5 °F a 92.5 °F con una temperatura de bulbo húmedo del aire de ingreso de 80 °F. Las Torres de Enfriamiento se instalarán de manera tal que trabajen en pareja con sus respectivas unidades enfriadoras de agua (UEA-), con la opción de intercambiabilidad cuando sea necesario.

La Torre de enfriamiento de la Torre de Oficinas tendrá una capacidad apta para operar cuando todas las unidades paquetes enfriados por agua (UPEA-) operen a plena carga (230 toneladas de refrigeración), en estas condiciones enfriará 740 GPM, desde 102.5 °F a 92.5 °F con una temperatura de bulbo húmedo del aire de ingreso de 80 °F.

VENTILADORES Y EXTRACTORES DE AIRE -E-

Se suministrarán e instalarán, en los lugares indicados en los planos, 33 ventiladores en los tipos y capacidades indicadas en la planilla del plano correspondiente.

Los de tipo gabinete de tumbado serán monofásicos, 60 Hz., 110 voltios. Aquellos que sirven a los baños irán enclavados eléctricamente con el interruptor de

iluminación respectivo.

El de tipo en línea será trifásico, 60 Hz., 220 voltios, y llevará aisladores de vibración.

Los de tipo hongo, axiales o centrífugos de techo, serán trifásicos, 60 Hz., 220 voltios e irán instalados sobre un soporte que a la vez sirva de sello (roof curb).

Todos los ventiladores tendrán capacidades certificadas por la "AMCA", norma 210-67 y tendrán una potencia no menor del 120% de la requerida por el ventilador en las condiciones de diseño.

Serán seleccionados para una velocidad tangencial (tip speed) máxima de 3500 fpm.

UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE -UMA-

Se suministrarán e instalarán en los lugares que indican los planos 19 manejadoras de aire, del tipo tiro inducido, de tamaños y performance indicados en las planillas del plano correspondiente.

Las manejadoras que sirven a las zonas de Camerinos, Teatrino, Sala de Exposiciones, Pinacotecas, Bar del Teatro, Talleres y Oficinas Administrativas, serán de

volumen variable y vendrán equipadas con álabes variables (inlet vanes) para control de caudal.

Cada unidad será completa con sus componentes hechos en fábrica de acuerdo al código 430 de la ARI. Cada una de las unidades manejadoras tendrán las siguientes características:

1.- Sección ventilador: Los ventiladores serán con álabes curvados hacia delante, doble ancho y doble entrada, con gabinete de lámina de hierro galvanizado, internamente aislado con 1 pulgada de fibra de vidrio.

Irán montados desde fábrica sobre aisladores de vibración con deflexión de 2 pulgadas. para absorber vibraciones entre el ventilador y la base.

Los rodamientos serán autoalineables, tipo bolas lubricables y vendrán equipados con graseras.

Los motores serán de 460 voltios, 60 Hz., 3 fases y de la potencia que señala la planilla del plano.

2.- Sección Serpentin: El gabinete será fabricado de plancha continua de hierro galvanizado y aislado con 1 pulgada de fibra de vidrio. La sección del

serpentín incluirá una bandeja aislada para drenaje.

Todos los serpentines serán arreglados dentro de esta sección para tener flujo horizontal; cuando se utilice múltiples serpentines en una sola unidad, se proveerá una bandeja de drenaje intermedia.

Los serpentines de agua helada serán seleccionados de acuerdo al código 410 de la ARI, y serán de tubos de cobre y aletas continuas de aluminio, estos serpentines deberán ser seleccionados para una velocidad máxima de flujo de aire de 500 FPM. La velocidad máxima del agua en los tubos será 7 FPS.

3.- Sección para filtros: Se construirá en fábrica una sección plana para los filtros. Esta sección tendrá puertas de acceso por ambos lados. Los filtros serán lavables y de alta velocidad.

4.- Sección Face-By pass: Se construirá en fábrica una sección para face-by pass del lado de retorno de la máquina. La sección de compuertas será fabricada en lámina continua de hierro galvanizado, con los ejes montados sobre rodamientos de nylon.

5.- Aisladores de vibración: Todas las unidades vendrán montadas sobre aisladores de caucho o resortes.

6.- **Caja de mezcla de aire:** Se construirá en fábrica una sección para mezcla de aire de retorno y aire fresco. La sección de compuertas será fabricada de lámina continua de hierro galvanizado, con los ejes montados sobre rodamientos de nylon.

7.- **Atenuadores de ruido:** Las unidades que se indicaren estarán provistas de atenuadores de ruido en el suministro y/o retorno del aire. Los atenuadores consisten en desviadores paralelos, entre los cuales el aire pasará. Los elementos desviadores serán de 8 pulgadas de espesor, y separados 4 a 6 pulgadas. Serán de un material incombustible y con coeficiente alto de absorción, como lana mineral con capas de fibra de vidrio en el exterior.

UNIDADES VENTILADOR SERPENTIN -FC-

Se suministrarán e instalarán en los lugares donde indican los planos 13 unidades fan-coil y tendrán los siguientes componentes:

- 1.- Carcaza de plancha de hierro galvanizado con paneles removibles aislados interiormente con lana de vidrio
- 2.- Ventiladores centrífugos de doble aspiración con motor eléctrico para operar a 220 voltios, 1 fase, 60

Hz. Los motores tendrán protección de sobrecarga integral y tendrán como mínimo dos velocidades.

- 3.- Filtros de aire lavables, de aluminio de 1/2 pulgada de espesor.
- 4.- Bandeja de condensado aislada térmicamente, y una bandeja auxiliar bajo las conexiones de agua.
- 5.- Dos válvulas, una de globo y otra de compuerta para las tuberías de alimentación de agua.
- 6.- Con cada unidad se suministrarán un selector de velocidad del ventilador de dos o tres posiciones, un termostato neumático, una válvula de tres vías, un filtro de agua tipo "Y" y mangueras flexibles.

BOMBAS DE AGUA HELADA Y DE ENFRIAMIENTO -B-

Se suministrarán e instalarán en los lugares que indican los planos las siguientes bombas:

- 1.- Tres bombas de agua helada, idénticas, dos para servicio normal y una de reserva. Serán de tipo centrífugo, de una etapa, con cuerpo de hierro fundido, rodete de bronce, eje de acero, rodamientos de bola con graseras y conexiones con bridas. Tendrán sello mecánico con anillo de acero al carbono

y asientos de cerámica u otros materiales aprobados.

El motor y el cuerpo de la bomba irán conectados mediante acople flexible. Los motores serán de 1.750 RPM, 460 voltios, 3 fases y 60 Hz; a prueba de goteo con devanado de cobre, ventilación interna y rodamientos de bolas.

Cada bomba deberá hacer circular 840 GPM a una presión dinámica aproximada de 166 pies de columna de agua.

2.- Cuatro bombas de circulación de agua de enfriamiento del condensador del enfriador. Estas bombas tendrán iguales características constructivas que las de agua helada. Las bombas deberán hacer circular 1.050 GPM de agua de enfriamiento contra una presión dinámica total de 227 pies de columna de agua.

3.- Dos bombas de agua de enfriamiento de los paquetes enfriados por agua, una para servicio normal y otra de reserva. Tendrán las mismas características constructivas que las bombas indicadas anteriormente y deberán hacer circular 740 GPM de agua de enfriamiento contra una presión dinámica total de 140 pies de columna de agua.



TANQUE DE EXPANSION

Se suministrará e instalará donde indican los planos un tanque de expansión de 150 galones. Será de asbesto cemento, similar a los que fabrica Eternit, totalmente probado a prueba de infiltraciones.

FILTRO SEPARADOR DE AIRE

Se suministrarán e instalarán en el lugar que indican los planos tres filtros separadores de aire, de capacidades igual al caudal que está manejando la bomba respectiva.

Serán construídos para trabajar a una presión de 125 PSI de acuerdo a los códigos ASA & ASME.

Las entradas y salidas de agua serán bridadas y tendrán una salida para purgas del aire con una válvula de alivio, y una salida para purgas del agua.

DUCTOS DE AIRE

Los ductos de aire de suministro, retorno, extracción y aire fresco, serán del tipo "baja presión".

Se fabricarán e instalarán de conformidad con las normas de la SMACNA, en los tamaños y recorridos que expresan los planos y de láminas de hierro galvanizada.

Las juntas deberán ser herméticamente selladas mediante el uso de un pegamento adecuado para esta aplicación y construídas en forma tal, que los salientes interiores apunten en el sentido de la corriente del aire.

Deberán realizarse quiebres diagonales en las caras de todos los ductos mayores de 12 pulgadas de ancho, incluyendo los codos y tranformaciones.

Los codos curvos, a menos que fuese especificado lo contrario en los planos, deberán poseer un radio medio de curvatura no menor de una vez y medio el ancho del ducto.

En codos curvos de menor radio o en codos rectos, se instalarán deflectores de sección constante y configuración aerodinámica.

Las piezas de transformación serán de transición gradual, en ángulos no mayores de 15 grados donde sea posible.

Las compuertas desviadoras de regulación manuales, se fabricarán de láminas de hierro galvanizado de dos calibres más pesados que el material empleado en el ducto que los contiene, pero en ningún caso menor del calibre No. 20.

Instalación de ductos:

Todos los ductos deberán fijarse en forma segura a las paredes, techos o pisos, según fuese el caso, asegurando que el conjunto sea fabricado e instalado a prueba de vibración, sacudida o cualquiera otra perturbación externa objetable bajo condiciones de operación.

Los ductos horizontales serán soportados desde la losa de cubierta con flejes galvanizados, platinas o ángulos de acuerdo al tamaño del mismo. Así, los suspensores o soportes para ductos con caras de hasta 12 pulgadas de ancho deberán ser flejes galvanizados de calibre No. 18 de 1 pulgada de ancho; de platina de 1 x 1/8" de hierro galvanizado para aquellos ductos con caras desde 12 pulgadas hasta 48 pulgadas de ancho y de ángulos de hierro de galvanizado de 1 x 1 x 1/8" para aquellos ductos de mayor tamaño. Deberán tener extremos doblados en ángulos de 90° a fin de ser posible su unión a la cara interior del ducto.

Podrán emplearse soportes de hierro ya sea galvanizados o pintados con anticorrosivo, y se fijarán a la losa mediante clavos permanentes o pernos de expansión de 3/8" de diámetro para aquellos ductos de hasta 48 pulgadas de ancho, y de 1/2" de diámetro para ductos mayores.

Cada tramo de ducto deberá tener soporte anexo a la junta transversal y abrazando totalmente las caras verticales.

Se emplearán conexiones flexibles en aquellos lugares que expresen los planos y particularmente en la unión entre el sistema de ductos y la boca de las unidades. Esta conexión deberá ser a base de lona flexible de 8 onzas, o similar aprobado, de no menos de 4 pulgada de ancho, fijada por collares de banda de acero galvanizado, debidamente prensadas.

DUCTOS FLEXIBLES

Se usarán ductos flexibles para la conexión del ducto principal a los difusores, de acuerdo a las dimensiones especificadas en cada plano. Estos deben tener una camisa interior, una capa de aislamiento y una barrera de vapor exterior.

La camisa interior consiste en un alambre helicoidal con una capa de vinyl. El aislamiento debe ser de fibra de vidrio. El recubrimiento exterior servirá de barrera de vapor y debe estar hecho con neopreno metalizado.

El ducto flexible deberá ser probado en fábrica para una velocidad de trabajo de hasta 6.000 FPM y clasificado por el Underwriter Laboratories bajo código 90A de la NFPA.

El acople de los ductos flexibles a las cajas de volumen variable y difusores, se lo hará con abrazaderas metálicas de 1/4" atornillables.

SISTEMAS DE TUBERIAS

Se suministrará e instalará todo el sistema de tuberías indicado en los planos o referidos en las presentes especificaciones.

Las tuberías de agua de condensado y de agua helada serán de acero negro al carbono sin costura, de 150 psig ASTM A-53 Grado A conforme a la ASA B 36.10. El espesor de pared deberá corresponder a la serie Cédula 40 para diámetros de hasta 10".

Las tuberías de drenaje serán de peso standard, acero galvanizado, con conexiones galvanizadas de hierro fundido, peso standard para rosca; o bien de cobre tipo M, con conexiones de bronce. El uso de tuberías PVC de drenaje será permitido.

Para las tuberías de 3/4 hasta 2 1/2" de diámetro se emplearán accesorios roscados de acero al carbono ASTM A, Grado B, según norma ASA B 16.11. Para las tuberías de más de 2 1/2" de diámetro se emplearán accesorios soldados de acero al carbono ASTM A 234 Grado A o B y

según norma ASA B 16.9 del tipo para soldar a top; las unidades se unirán con soldadura 6011, con una capa de penetración y una de acabado.

Se instalarán uniones universales o bridas en aquellos equipos como serpentines, bombas, tanques, etc. Cuando se encuentre una válvula instalada anexa a un equipo, se deberá localizar la unión entre la válvula y este.

Los tramos horizontales de tuberías se suspenderán directamente desde la placa utilizando bridas. Las bridas serán de clase ASA 150 psig., de acero forjado, ASTM A 181, Grado I, con cuello para soldar y junta en la cara de contacto. El standard dimensional será ASA 16.5. En aquellos sitios donde sea necesario emplear otro tipo de brida por razones de espacio, podrá usarse slip-on de las mismas características que las anteriores.

Todas las tuberías de agua helada serán tratadas en su superficie metálica exterior con una capa de fondo anticorrosivo y una capa de esmalte anticorrosivo de acabado.

AISLAMIENTO TERMICO Y ACUSTICO

1.- Aislamiento para ductos de aire acondicionado: Todos los ductos de suministro y retorno se aislarán

térmicamente en el exterior con poliestireno expandido con un espesor de 20 mm. y densidad de 20 Kg/m³ como mínimo.

Todas las juntas se sellarán debidamente mediante el uso de un pegamento adecuado para este tipo de material.

Los ductos de suministro, retorno, extracción y toma de aire fresco de las unidades manejadoras de aire de las zonas del Teatro, Teatrino y Cine serán aislados acústicamente con lana de vidrio de 2 pulgadas de espesor, con una cara pintada con neopreno especial para esta aplicación; en este caso, los ductos serán aislados interiormente. El material acústico deberá ser sujetado con goma y fijadores metálicos de clavo cada 12 pulgadas y en los bordes de acuerdo con las normas SMACNA para el uso de aislamiento acústico.

2.- Aislamiento para tubería de agua helada: Todas las tuberías de agua helada tanto de suministro como de retorno se aislarán con dos capas de medias cañas de poliestireno expandido de densidad mínima de 25 Kg/m³, y con los siguientes espesores:

Tubería de agua helada hasta 1 1/2 pulgada = 15 mm.

Tubería de agua helada de 2 a 5 pulgadas = 20 mm.

Tubería de agua helada de más de 6 pulgadas = 25 mm.

Tanto las juntas longitudinales como las transversales de las medias cañas serán unidas mediante pegamento adecuado.

Una vez instalado el aislamiento en esta forma, será recubierto en su totalidad con cinta de liencillo con pegamento adecuado. Luego de que el pegamento de liencillo este seco, se recubrirá el aislamiento en su totalidad con una capa de polietileno, dos capas de pintura bituminosa, y finalmente con dos capas de esmalte como acabado.

En las tuberías exteriores y las localizadas en áreas sujetas a daños mecánicos se deberá proveer una cubierta protectora desde el nivel del piso hasta 2.40 m de altura, que consiste en una lámina de foil de aluminio de 0.4 mm. de espesor con engrapes, y sujetas con correas a la tubería.

Deberán dejarse juntas apropiadas en el aislamiento sobre los filtros, conexiones flexibles, bridas, válvulas, bombas de agua y otros equipos que requieran de servicio, para que este pueda efectuarse sin romper el aislamiento.

Las tuberías de drenaje de condensado, deberán aislarse hasta el punto de drenaje con aislamiento tipo ARMAFLEX de 1/2" de espesor o similar aprobado. Este aislamiento deberá traer de fábrica, una capa exterior a prueba de vapor.

VALVULAS FILTROS PARA AGUA

Se suministrarán e instalarán todas las válvulas de agua indicadas en los planos.

Las válvulas de compuerta para los sistemas de agua helada de hasta 2 pulgadas inclusive serán de bronce, clase 125, roscadas, vástago ascendente de acero inoxidable, cuña sólida, cabeza unión, asientos de buna N u otro material aprobado. Para más de 2 pulgadas serán con cuerpo de hierro fundido y mecanismo de bronce, clase 125, con bridas, vástago ascendente de acero inoxidable, cuña sólida y cabeza empernada.

Las válvulas de globo de hasta 2 pulgadas serán de bronce, clase 150, roscadas, vástago ascendente de acero inoxidable, cabeza unión, disco sólido de teflón. Las de más de 2 pulgadas serán de cuerpo de hierro y mecanismo de bronce, cabeza empernada, conexiones con bridas, asiento y disco de bronce y clase 150.

Las válvulas cheque de bronce de hasta 2 pulgadas serán, clase 125, roscadas. Las demás de 2 pulgadas serán de cuerpo de hierro fundido, bridadas y mecanismo de bronce, clase 125.

Los filtros de agua de hasta 2 pulgadas serán de cuerpo de semi-acero, 300 psig, roscados, con malla 20 de acero inoxidable. Los de más de 2 pulgadas serán filtros cónicos perforados temporales con bridas.

REJILLAS LINEALES DE SUMNISTRO

Se suministrarán e instalarán en el sitio indicado en los planos 7 rejillas lineales de suministro con sus respectivos plenum acústico. La caja será construída de lámina de acero galvanizado (calibre 22) aislado internamente con fibra de vidrio que sirve a la vez de material acústico, el cual debe ser tratado para evitar su erosión, debe satisfacer el código 10A de la NFPA.

DIFUSORES JET-FLO

Se suministrarán e instalarán en el lugar que indican los planos 28 difusores de aire largo alcance tipos Jet-Flo, de tamaños y números de elementos iguales a lo que indiquen las planillas respectivas.

Los difusores tendrán la capacidad de ajustar cada

elemento en un mínimo de 30 grados de deflexión con respecto a cualquier plano perpendicular a la cara. El ajuste será hecho desde el frente o en la cara de atrás, sin necesidad de ninguna herramienta.

Estos difusores serán construídos de acero, con acabados blancos. Cada difusor tendrá tratamiento fosfatizado, antes de ser pintado.

El control del volúmen del aire, será con accesorios extractores, operados por la parte inferior, y serán instalados en el ramal del ducto, justo corriente abajo de la salida del ducto principal.

DIFUSORES, REGISTROS Y REJILLAS

Se suministrarán e instalarán en el lugar que indican los planos 216 difusores de aire construídos de aluminio anodizado y provistos de registros manuales de álabes contrapuestos.

Se suministrarán e instalarán en el lugar que indican los planos 128 rejillas de retorno y 102 rejillas de extracción, en las dimensiones que indican las planillas respectivas, construídas de aluminio anodizado, con álabes fijos inclinados y con separación de 3/4 pulgadas. También provistos de registros manuales de álabes

contrapuestos.

Se suministrarán e instalarán en el lugar que indican los planos 10 louvers de toma de aire, en las dimensiones indicadas en las planillas respectivas y contruidos de aluminio anodizado.

CONTROLOES

Se suministrarán e instalarán un sistema completo de controles neumáticos, el mismo que estará compuesto de:

- 1.- Una unidad compresora de aire duplex con dos motores, un tanque de almacenamiento de 80 galones. El compresor producirá 7.8 pies³/min a 100 PSI.
- 2.- Secador de aire de refrigeración con su propia unidad compresora.
- 3.- Juego de reductores de presión, control de presión y manómetros.
- 4.- Sistemas de control que trabajan de la siguiente manera: Cuando se energiza el ventilador, la válvula electro-neumática cierra el escape y permite el paso del aire comprimido a los recibidores-controladores; cuando la temperatura del aire a la salida del

serpentin es bien fría, el sensor de temperatura manda una señal al actuador del damper y cierra el paso del aire a través del serpentín y abre el by-pass, cuando está completamente abierto el by-pass, se cierra la válvula de tres vías e impide el suministro de agua helada al serpentín.

5.- Sistemas de control que trabajan de la siguiente manera: Cuando se energiza el ventilador, la válvula electro-neumática cierra el escape y permite el paso del aire comprimido a los recibidores-controladores; cuando la temperatura del cuarto es bien fría, el termostato de pared (T), manda la señal al actuador del damper, cierra el paso del aire a través del serpentín y abre el by-pass, cuando está completamente abierto el by-pass, se cierra la válvula de tres vías y desvía el agua, y no la hace pasar por el serpentín. El sistema de control de estas unidades para casos de incendio, deberá diseñarlos el contratista del sistema contraincendio.

6.- La red de aire comprimido desde los reductores de presión a los controles deberán diseñarla el contratista que instale el sistema de aire acondicionado. Lo hará con tubería de cobre tipo K y con conductos flexibles.

TRATAMIENTO QUIMICO DEL AGUA RECIRCULADA

El sistema de agua helada es de circuito cerrado; se deberá dosificar el agua con un compuesto químico antioxidante para preveer las concentraciones de óxidos producto de la erosión de la capa fílmica de la tubería, y por lo tanto evitará la corrosión de la misma. El compuesto químico puede ser a base de sales inorgánicas anti-corrosivas, dispersantes, secuestrantes y reguladores de ph, de las siguientes características químicas:

ph solución 1% = 11.8

densidad = 1.22 gr/cm³

La dosis debe ser de 1 galón del producto por cada 800 galones de agua, manteniendo el ph entre 7.8 a 8.8

INSTALACIONES ELECTRICAS

Será responsabilidad del contratista eléctrico el suministro del tablero de control para accionar las bombas, torres de enfriamiento y manejadoras de aire.

Será responsabilidad del contratista eléctrico el suministro de energía eléctrica de fuerza desde el cuarto de transformadores hasta los tableros de control.

Los conductores irán dentro de tuberías rígidas y la conexión final con los motores se la realizará mediante funda flexible, a prueba de agua, con conectores apropiados para trabajar a la interperie.

Los tableros de control de motores deberán incluir todos los elementos de protección y control para cada motor, de acuerdo a las exigencias del fabricante.

El tablero de control para las unidades enfriadoras de agua vendrán con los equipos a importarse.

PRUEBAS

Una vez montado el sistema de aire acondicionado, se realizarán las siguientes pruebas:

- 1.- **Ductos:** Se balanceará totalmente el sistema de ductos midiendo el caudal en cada uno de los difusores y rejillas, que deberá coincidir con lo que se indica en la planilla respectiva.

- 2.- **Sistema de tuberías:** Cuando el sistema de tuberías sea completo y antes de ser puesto definitivamente en servicio, deberá llenarse completamente de agua y soportar sin fugas a lo largo de las mismas o en acoples con sus accesorios, una prueba hidrostática a una presión no menor de 1.5 veces la presión normal



BIBLIOTECA

de diseño del sistema.

- 3.- **Balanceo de los sistemas:** Una vez que el sistema de distribución de aire se encuentre en operación, deberá balancearse conforme a los volúmenes de aire que especifican los planos, utilizándose al efecto, los instrumentos aprobados para la regulación de las velocidades en el interior de los ductos y en los elementos de salida. Para la medición de la velocidad del aire en los ductos se emplearán tubos de pitot. Para la medición de la velocidad del aire a las salidas o difusores, se emplearán anemómetros o velómetro.

- 4.- **Manejadoras de aire:** Con el circuito de agua helada funcionando y el aire balanceado, se medirán las temperaturas del aire a la entrada y a la salida del serpentín, y el flujo de aire total de esta unidad, estableciéndose la capacidad del sistema, la que deberá ser la indicada en los planos.

- 5.- **Tuberías para controles:** Se probarán si es que existen fugas en las tuberías que conducen el aire comprimido a todos los controles. La prueba durará 8 horas con un mínimo de 30 psig; la caída de presión no podrá exceder de 3 psig.

6.- Tuberías de freón: Antes de cargar de refrigerante los equipos, todas las tuberías de cobre deberán ser probadas contra fugas, por medio de gas nitrógeno a 150 psig. Las fugas serán detectadas mediante un detector electrónico o con agua jabonosa.

7.- Controles: Se calibrarán todos los termostatos, controladores y termómetros neumáticos de acuerdo al rango especificado para cada uno de ellos.

CAPITULO VIII

ANALISIS DEL SISTEMA DE CLIMATIZACION SELECCIONADO

8.1 CONCLUSIONES

1.- Ventilaciones y renovaciones de aire: El diseño del edificio en vista de la aplicación y función del mismo, delata la presencia de escasas infiltraciones que no garantizan la renovación adecuada de aire para diluir las concentraciones de contaminantes que puedan generarse. Considerando esta situación, se instalaron los sistemas de extracciones de aire que satisfagan las condiciones ambientales a mantener en cada área.

2.- Condiciones ambientales de las diferentes áreas: Las áreas comprendidas en el edificio tienen aplicaciones diferentes, lo que implica condiciones ambientales específicas en cada una de ellas. En áreas críticas como las zonas de Teatro, Teatrino y Cine; y en los salones de Conferencias, Reuniones y Talleres de Trabajos Especiales; se pondrá énfasis en el control de

los niveles de ruido. Esto se logrará a través de limitaciones en las velocidades dentro del ducto de transporte del aire, a través del dimensionamiento apropiado de los difusores para obtener velocidades recomendadas a la salida de los mismos, con el aislamiento de ductos de aire y cuartos de máquinas dentro de los espacios acondicionados, etc.

Sin embargo en zonas como por ejemplo la de oficinas, se requerirán niveles de ruido mayores con el objeto de "ocultar" los ruidos de baja frecuencia como las conversaciones, y lograr así mayor privacidad.

En las zonas de Exposiciones y Pinacotecas, se pondrá atención en el control de los rangos de humedad del ambiente. Esta condición es fundamental no solo para el confort de los ocupantes sino también para el mantenimiento en buen estado de los objetos exhibidos.

3.- Análisis térmico del edificio: Las cargas de aporte térmico son variadas y su importancia dentro de la carga total depende de la aplicación y tipo de la zona acondicionada. Por ejemplo en las áreas del Teatro y las de Exposiciones y

Pinacotecas, las principales fuentes de calor la constituyen: los ocupantes, por el gran número que alberga; la ventilación, puesto que los requerimientos de confort exigen grandes renovaciones de aire y las luces instaladas.

En las áreas de oficinas la carga térmica ganada a través de las ventanas es quizás la más significativa, puesto que existen gran cantidad de estas. Le siguen en importancia la ganada en los plenums de retorno, por la ventilación, la debida a las luces, la de las paredes, techos y el aporte térmico de las personas. Esta última la menos significativa puesto que por su carácter de privadas estas oficinas no albergarán a gran cantidad de personas.

4.- Sistemas de acondicionamiento de aire: Del análisis de los diferentes sistemas de climatización tratados en este trabajo podemos determinar las siguientes conclusiones:

a.- Sistemas todo aire: Los sistemas todo aire pueden ser adaptados a todo tipo de necesidades donde se requieran controles severos de la temperatura y la humedad.

Tiene la capacidad de controlar las condiciones ambientales particulares de cada una de las áreas acondicionadas.

El uso de estos sistemas está limitado a situaciones donde las variaciones de carga ocurren aproximadamente uniformes o donde la carga sea estable.

Los sistemas todo aire de doble ducto suministran aire caliente y frío al mismo tiempo, en proporciones que satisfacen la carga de enfriamiento del área acondicionada, esto permite enfriar un núcleo de áreas simultáneamente con el calentamiento a las del perímetro.

Cuando son usados sistemas totalmente de aire existe una completa ausencia de tuberías de agua, de vapor de agua y de drenaje, equipos eléctricos, filtros, etc., dentro del espacio acondicionado, lo cual facilita las labores de mantenimiento sin interrumpir las actividades dentro de estos.

b.- Sistemas todo agua: Estos sistemas permiten una gran individualidad a los ambientes

acondicionados, ya que puede suprimirse o proveerse de acondicionamiento independiente en cada uno de ellos y el control de temperatura y humedad responden a las condiciones particulares y no a las de un conjunto más o menos grande de ambientes.

Los sistemas de agua son generalmente más costosos que los de aire cuando el número de ambientes es grande, pero permitirá una mayor privacidad en cada ambiente al evitar el traspaso de ruidos a través de ductos hacia otras habitaciones. Sin embargo el hecho de tener un ventilador dentro del ambiente mismo obligará a instalar un adecuado aislamiento en los cuartos de máquinas.

La renovación del aire para ventilación se la realiza independientemente en cada área según los requerimientos, y no en forma centralizada.

c.- Sistemas aire-agua: Estos sistemas son usados principalmente en espacios de perímetros múltiples donde existe un amplio rango de carga sensible y donde no se requiere un

control severo de la humedad. Sistemas de este tipo son comúnmente aplicados en edificios de oficinas, hoteles, escuelas, y otros.

El área de la sección transversal requeridas en las tuberías de distribución de agua es menor que la de los ductos de aire para cumplir la misma tarea de enfriamiento.

d.- Sistemas de expansión directa: Estos sistemas proporcionan un régimen constante de enfriamiento, su respuesta a la variación de la carga es muy pobre.

Usualmente son diseñados para tamaños y capacidades de refrigeración de rangos pequeños o intermedio. Un enfriador centrífugo, a menudo es usado para grandes demandas de enfriamiento.

5.- Sistema de distribución de aire: Las áreas del Teatro poseen una gran altura de techo, esto produce una zonificación de las capas de aire dentro del ambiente, debido a las densidades por la diferencia de temperaturas de las mismas, este efecto se lo conoce como estratificación.

8.2 RECOMENDACIONES

Para facilitar y permitir el cumplimiento de todos los objetivos y requerimientos propuestos se recomienda:

- 1.- Suministrar aislamiento acústico a todos los ductos de suministro, retorno, extracción y ventilación, ubicados dentro de las áreas críticas acondicionadas, tales como Teatro, Teatrino y Cine.
- 2.- Con el objeto de mantener los niveles de ruido dentro de los parámetros y requerimientos de diseño, deberá instalarse atenuadores de ruido en los equipos de aire acondicionado ubicados dentro de las áreas críticas como el Teatro, Teatrino y Cine. Estos atenuadores se instalarán en todos los ductos de suministro de aire de las unidades manejadoras y en los de retorno que no estén provistos de plenum.
- 3.- Procurar que los retornos de aire, en donde nos lo permitan las condiciones arquitectónicas, sea mediante el uso de plenums, de esta manera los niveles de ruido en el sistema de retorno serán menores, así mismo menor la cantidad de ductos a

instalar y menor el costo del sistema de ductos.

- 4.- La unión de los ductos de aire de suministro y retorno con el equipo acondicionador no se la realizará directamente sino a través de una lona, de esta manera evitaremos la transmisión de ruidos y vibraciones desde la máquina a lo largo del sistema de ductos.
- 5.- Los rangos de extracciones en cada ambiente satisfacen plenamente las condiciones y requerimientos de confort, pero está condicionado a que no se fume en las diferentes áreas; se deja explícito en las recomendaciones esta prohibición.
- 6.- Los sistemas de ductos y los difusores o rejillas de suministro y retorno de aire en las áreas del teatro, estarán ubicados a una altura próxima a las zonas a acondicionar, esto nos permitirá aprovechar el efecto de la estratificación producida, de esta manera será aporte a la carga solo las capas ubicadas encima de la superficie hábil y no todo el aire del ambiente.

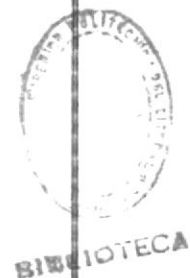
APENDICES

APENDICE A.1

CASA DE LA CULTURA NUCLEO DEL GUAYAS		
SISTEMA DE CLIMATIZACION DEL NUEVO EDIFICIO CASA DE LA CULTURA		
FECHA: OCTUBRE DE 1992		
LISTADO DE EQUIPOS Y MATERIALES		
ITEM	CANT.	DESCRIPCION
1	19	MANEJADORAS DE AIRE CON SU RESPECTIVO SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO, CAJA DE MEZCLA, FILTRO Y FACE & BYPASS Y AISLADORES DE VIBRACION EN LAS SIGUIENTES CAPACIDADES: (2) 586.000 BTUh (11.000 CFM) (1) 410.000 BTUh (8.000 CFM) (1) 391.000 BTUh (6.500 CFM) (1) 386.000 BTUh (6.500 CFM) (1) 355.000 BTUh (9.500 CFM) (1) 355.000 BTUh (7.000 CFM) (1) 342.000 BTUh (10.000 CFM) (1) 337.000 BTUh (8.500 CFM) (1) 303.000 BTUh (6.500 CFM) (2) 281.000 BTUh (7.500 CFM) (1) 248.000 BTUh (6.000 CFM) (1) 241.000 BTUh (4.000 CFM) (2) 232.000 BTUh (4.000 CFM) (2) 152.000 BTUh (3.000 CFM) (1) 135.000 BTUh (3.000 CFM)
2	13	UNIDADES FAN COILS DE AGUA HELADA, EN LAS SIGUIENTES CAPACIDADES: (2) 82.000 BTUh (7) 24.500 BTUh (2) 24.000 BTUh (2) 15.800 BTUh
3	10	UNIDADES DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE TIPO PAQUETES ENFRIADOS POR AGUA, CON AISLADORES DE VIBRACION, MANGUERAS DE CONEXION Y TERMOSTATOS EN LAS SIGUIENTES CAPACIDADES: (6) 300.000 BTUh (4) 240.000 BTUh
4	1	UNIDAD DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE TIPO PAQUETE, DE EXPANSION DIRECTA, DE 240.000 BTUh
5	2	ENFRIADORES DE AGUA CENTRIFUGOS DE 350 TONELADAS DE REFRIGERACION, DE 840 GPM EN EL EVAPORADOR Y 1.050 GPM EN EL CONDENSADOR
6	3	TORRES DE ENFRIAMIENTO EN LAS SIGUIENTES CAPACIDADES: (2) DE 1.050 GPM (1) DE 740 GPM

7	9	BOMBAS CENTRIFUGAS DE AGUA DE LAS SIGUIENTES CARACTERISTICAS: (4) 1050 GPM/227 TDH/100 HP (3) 840 GPM/166 TDH/ 60 HP (2) 740 GPM/140 TDH/ 40 HP
8	32	EXTRACTORES DE AIRE, EN LAS SIGUIENTES CARACTERISTICAS: (23) TIPO TUMBADO DE 300 CFM/0.375" SP (1) TIPO TUMBADO DE 800 CFM/0.125" SP (1) TIPO TUMBADO DE 1500 CFM/0.125" SP (1) TIPO HONGO DE 1500 CFM/0.125" SP (2) TIPO HONGO DE 2500 CFM/0.500" SP (2) TIPO CENTRIFUGO TECHO DE 5000 CFM/0.125"SP (2) TIPO CENTRIFUGO TECHO DE 8600 CFM/0.125" SP (1) AXIAL DE LINEA DE 7000 CFM/2" SP
9	216	DIFUSORES DE AIRE DE 24"X24"
10	7	REJILLAS LINEALES DE SUMINISTRO, EN LAS SIGUIENTES DIMENSIONES: (4) DE 45" X 6" (2) DE 85" X 10" (1) DE 100" X 6"
11	28	DIFUSORES DE AIRE DE LARGO ALCANCE, TIPO JET FLO, EN LAS SIGUIENTES DIMENSIONES: (14) TAMAÑO 10 DE 4 ELEMENTOS (8) TAMAÑO 14 DE 3 ELEMENTOS (6) TAMAÑO 14 DE 4 ELEMENTOS
12	128	REJILLAS DE RETORNO AIRE, EN LAS SIGUIENTES DIMENSIONES: (7) DE 24" X 12" (98) DE 24" X 24" (8) DE 48" X 24" (4) DE 48" X 48" (2) DE 85" X 10" (9) DE 85" X 12"
13	102	RELILLAS DE EXTRACCION, EN LAS SIGUIENTES DIMENSIONES: (66) DE 10" X 10" (23) DE 12" X 6" (2) DE 24" X 24" (2) DE 30" X 30" (2) DE 48" X 48" (6) DE 36" X 12" (1) DE 85" X 12"
14	10	LOUVERS EN LAS SIGUIENTES DIMENSIONES: (4) DE 16" X 6" (4) DE 36" X 12" (1) DE 36" X 18" (1) DE 54" X 12"

15	23	REJILLAS DE PUERTA, DE 12" X 6"
16	101	CAJAS DE VOLUMEN VARIABLE PARA DUCTOS FLEXIBLES DE LAS SIGUIENTE DIMENSIONES: (4) DIAMETRO 8" CON ACTUADOR NEUMATICO (9) DIAMETRO 10" CON ACTUADOR NEUMATICO (25) DIAMETRO 12" CON ACTUADOR NEUMATICO (13) DIAMETRO 14" CON ACTUADOR NEUMATICO (4) DIAMETRO 16" CON ACTUADOR NEUMATICO (24) DIAMETRO 12" CON ACTUADOR ELECTRICO (20) DIAMETRO 14" CON ACTUADOR ELECTRICO (2) DIAMETRO 16" CON ACTUADOR ELECTRICO
17	11	SISTEMAS DE CONTROLES NEUMATICOS PARA MANEJADORAS DE AIRE DE VOLUMEN VARIABLE, CON FACE AND BYPASS, CON VALVULAS DE 3 VIAS EN LAS SIGUIENTES DIMENSIONES: EN UMA-1 DE 1" EN UMA-3 DE 3/4" EN UMA-4 DE 1" EN UMA-5 DE 1" EN UMA-6 DE 1 1/2" EN UMA-11 DE 1" EN UMA-14 DE 1 1/2" EN UMA-15 DE 1" EN UMA-16 DE 1" EN UMA-17 DE 1" EN UMA-18 DE 1" 8 SISTEMAS DE CONTROLES NEUMATICOS PARA MANEJADORAS DE AIRE DE VOLUMEN CONSTANTE, CON FACE AND BYPASS, CON VALVULAS DE 3 VIAS EN LAS SIGUIENTES DIMENSIONES: EN UMA-2 DE 1" EN UMA-7 DE 1" EN UMA-8 DE 1" EN UMA-9 DE 1" EN UMA-10 DE 1" EN UMA-12 DE 3/4" EN UMA-13 DE 3/4" EN UMA-19 DE 1 1/4"
18	2.463	DUCTOS FLEXIBLES CON AISLAMIENTO INTERIOR, EN LAS SIGUIENTES DIMENSIONES: 131 (FT) DIAMETRO 6 PULG. 164 (FT) DIAMETRO 8 PULG. 1.345 (FT) DIAMETRO 10 PULG. 656 (FT) DIAMETRO 12 PULG. 148 (FT) DIAMETRO 14 PULG. 20 (FT) DIAMETRO 16 PULG.



19		AISLADORES DE VIBRACION EN LAS SIGUIENTES DIMENSIONES:
19A		(22) CONEXION FLEXIBLE DIAMETRO 8" (4) CONEXION FLEXIBLE DIAMETRO 6" (6) CONEXION FLEXIBLE DIAMETRO 2 1/2" (8) CONEXION FLEXIBLE DIAMETRO 2" (18) CONEXION FLEXIBLE DIAMETRO 1 1/2" (4) CONEXION FLEXIBLE DIAMETRO 1 1/4" (2) CONEXION FLEXIBLE DIAMETRO 1"
19B		(8) RESORTES CHILLERS DE 4000 Lbs/2" DEFLEXION (12) RESORTES TORRES 4000 Lbs/2" DEFLEXION (20) RESORTES BOMBAS 500 Lbs/1.5" DEFLEXION (16) RESORTES BOMBAS 700 Lbs/1.5" DEFLEXION
19C		(5) BASES INERCIALES PARA BOMBAS DE 6' X 2' 6" (4) BASES INERCIALES PARA BOMBAS DE 6' 6" X 3"
20	10	ATENUADORES DE RUIDO DE 5 PIES DE LONGITUD EN LAS SIGUIENTES DIMENSIONES: (1) DE 48" X 24" (2) DE 42" X 36" (1) DE 36" X 36" (6) DE 36" X 24"
21	51	FILTROS TIPO Y, EN LAS SIGUIENTES DIMENSIONES: (7) DIAMETRO DE 8" (2) DIAMETRO DE 6" (13) DIAMETRO DE 2 1/2" (4) DIAMETRO DE 2" (9) DIAMETRO DE 1 1/2" (2) DIAMETRO DE 1 1/4" (3) DIAMETRO DE 1" (11) DIAMETRO DE 3/4"
22	3	TANQUE SEPARADOR DE AIRE DE 1.500 GPM
23	1	TANQUE DE EXPANSION DE 79 GALONES
24	20	VENTEOS DE AIRE AUTOMATICOS, DE 150 PSIG.
25	1.738	(MTS) TUBERIA DE HIERRO NEGRO CEDULA 40 EN LOS SIGUIENTES DIAMETROS: 340 (MTS) DE 8" 100 (MTS) DE 6" 25 (MTS) DE 5" 43 (MTS) DE 4" 58 (MTS) DE 3 1/2" 140 (MTS) DE 3" 535 (MTS) DE 2 1/2" 105 (MTS) DE 2" 205 (MTS) DE 1 1/2" 75 (MTS) DE 1 1/4" 82 (MTS) DE 1" 15 (MTS) DE 3/4" 15 (MTS) DE 1/2"

26	225	<p>CODOS DE HIERRO NEGRO CEDULA 40 EN LOS SIGUIENTES DIAMETROS:</p> <p>(42) DE 8" (14) DE 6" (2) DE 4" (10) DE 3 1/2" (8) DE 3" (72) DE 2 1/2" (20) DE 2" (30) DE 1 1/2" (6) DE 1 1/4" (4) DE 1" (16) DE 3/4" (1) DE 1/2"</p>
27	76	<p>TEES DE HIERRO NEGRO CEDULA 40 EN LOS SIGUIENTES DIAMETROS:</p> <p>(10) DE 8" (8) DE 6" (4) DE 5" (6) DE 4" (4) DE 3 1/2" (2) DE 3" (14) DE 2 1/2" (2) DE 2" (6) DE 1 1/2" (8) DE 1 1/4" (8) DE 1" (4) DE 3/4"</p>
28	238	<p>BRIDAS DE HIERRO NEGRO CEDULA 40 EN LOS SIGUIENTES DIAMETROS:</p> <p>(100) DE 8" (31) DE 6" (9) DE 5" (2) DE 4" (96) DE 2 1/2"</p>
29	128	<p>UNIONES UNIVERSALES DE HIERRO NEGRO CEDULA 40 EN LOS SIGUIENTES DIAMETROS:</p> <p>(12) DE 2 1/2" (16) DE 2" (36) DE 1 1/2" (8) DE 1 1/4" (12) DE 1" (44) DE 3/4"</p>

30	156	REDUCCIONES DE HIERRO NEGRO CEDULA 40 EN LOS SIGUIENTES DIAMETROS: (9) DE 8" A 6" (7) DE 8" A 5" (2) DE 8" A 3 1/2" (8) DE 6" A 5" (2) DE 6" A 4" (2) DE 6" A 3 1/2" (4) DE 6" A 3" (4) DE 6" A 2 1/2" (2) DE 6" A 2" (4) DE 5" A 4" (2) DE 5" A 3" (4) DE 5" A 2 1/2" (2) DE 4" A 3 1/2" (4) DE 4" A 3" (6) DE 4" A 2 1/2" (2) DE 3 1/2" A 3" (12) DE 3 1/2" A 2 1/2" (2) DE 3 1/2" A 1 1/2" (2) DE 3 1/2" A 1 1/4" (2) DE 3 1/2" A 1" (14) DE 3" A 2 1/2" (4) DE 3" A 1 1/2" (10) DE 2 1/2" A 2" (8) DE 2 1/2" A 1 1/2" (2) DE 2 1/2" A 1" (6) DE 2" A 1 1/2" (2) DE 2" A 1 1/4" (8) DE 1 1/2" A 1 1/4" (4) DE 1 1/2" A 1" (8) DE 1 1/4" A 1" (4) DE 1" A 3/4" (4) DE 1" A 1/2"
31	74	VALVULAS DE GLOBO DE HIERRO FUNDIDO 125 PSIG. (16) DE 2 1/2" (8) DE 2" (18) DE 1 1/2" (4) DE 1 1/4" (6) DE 1" (22) DE 3/4"
32	18	VALVULAS DE MARIPOSA DE HIERRO FUNDIDO 125 PSIG. (14) DE 8" (4) DE 6"

33	60	VALVULAS DE COMPUERTA DE HIERRO FUNDIDO 125 PSIG. (4) DE 3 1/2" (2) DE 3" (25) DE 2 1/2" (4) DE 2" (9) DE 1 1/2" (2) DE 1 1/4" (3) DE 1" (11) DE 3/4"
34	19	VALVULAS DE BOLA DE HIERRO NEGRO 125 PSIG. DE 1 1/2"
35	9	VALVULAS CHEQUE DE HIERRO FUNDIDO 125 PSIG. (7) DE 8" (2) DE 6"
36	1.904	PERNOS DE HIERRO FUNDIDO DE 3/4" X 3"
37	12.800	(Kg.) INSTALACION DEL CIRCUITO DE TUBERIAS
39	26.000	(Kg.) DUCTOS AISLADOS TERMICAMENTE, CONSTRUIDOS E INSTALADOS DE ACUERDO A LA NORMA SMACNA.
40	7.800	(Kg.) DUCTOS AISLADOS ACUSTICAMENTE, CONSTRUIDOS E INSTALADOS DE ACUERDO A LA NORMA SMACNA.
41	5.700	(Kg.) DUCTOS SIN AISLAR, CONSTRUIDOS E INSTALADOS DE ACUERDO A LA NORMA SMACNA.
42	13.600	(Ft ²) AISLAMIENTO ACUSTICO DE 1" DE ESPESOR



BIBLIOTECA

CASA DE LA CULTURA NUCLEO DEL GUAYAS			
SISTEMA DE CLIMATIZACION			
COSTOS DE LOS EQUIPOS DEL SISTEMA DE CLIMATIZACION			
FECHA: OCTUBRE DE 1992			

ITEM	CANT.	DESCRIPCION	PRECIO GLOBAL (U.S.\$)
1	19	<p>MANEJADORAS DE AIRE MARCA McQuay, CON SU RESPECTIVO SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO, CAJA DE MEZCLA, FILTRO Y FACE & BYPASS, EN LOS SIGUIENTES MODELOS Y CAPACIDADES:</p> <p>2 LSL 106 / 5WH1405C 1 LSL 106 / 5WH1308C 1 MSL 108 / 5WL1412C 2 MSL 108 / 5WH1106C 1 MSL 114 / 5WH1110C 1 MSL 114 / 5WL1308C 1 MSL 114 / 5WL1408C 1 LSL 114 / 5WH1004C 1 MSL 117 / 5WL1412C 2 LSL 117 / 5WH1304C 1 LSL 117 / 5WL1205C 2 MSL 122 / 5WS1412C 1 LSL 122 / 5WH1008C 1 LSL 122 / 5WH1105C 1 RDS 800B / 5WL1008C</p> <p>TODAS LAS UNIDADES MANEJADORAS LLEVARAN</p>	250.000, 00
2	13	<p>UNIDADES FAN COILS DE AGUA HELADA, MARCA McQuay, EN LOS SIGUIENTES MODELOS Y CAPACIDADES:</p> <p>7 TSH - 101F (24.500 BTUh) 2 TSH - 081F (24.000 BTUh) 2 TSH - 061F (15.800 BTUh) 2 SHB - 201B (82.000 BTUh)</p>	5.920, 20

3	10	<p>UNIDADES DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE MARCA CLIMATE MASTER, TIPO PAQUETES ENFRIADOS POR AGUA, EN LOS SIGUIENTES MODELOS Y CAPACIDADES:</p> <p>6 V-300 (300.000 BTUh) 4 V-240 (240.000 BTUh)</p> <p>TODAS LAS UNIDADES PAQUETES LLEVARAN AISLADORES DE VIBRACION, MANGUERAS DE CONEXION Y TERMOSTATOS.</p>	88.790, 83
3	1	<p>UNIDAD DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE MARCA LENNOX, TIPO PAQUETE, DE EXPANSION DIRECTA, MODELO CHA11-2753 (240.000 BTUh)</p>	8.760, 00
4	2	<p>ENFRIADORES DE AGUA CENTRIFUGOS DE 350 TONELADAS DE REFRIGERACION, 840 GPM EVAPORADOR, 1050 GPM CONDENSADOR MARCA McQuay, MODELO PEH - 087.</p>	280.000, 00
5	3	<p>TORRES DE ENFRIAMIENTO MARCA PROTEC</p> <p>2 MODELO PCT-300 (1050 GPM.) 1 MODELO PCT-250 (740 GPM.)</p>	45.739, 20
6	9	<p>BOMBAS CENTRIFUGAS DE AGUA MARCA TACO EN LOS SIGUIENTES MODELOS:</p> <p>3 FM-5013 (840 GPM/166 TDH/60 HP) 4 FM-5016 (1050 GPM/227 TDH/100 HP) 2 FM-4013 (740 GPM/140 TDH/40 HP)</p>	39.500, 40
7	32	<p>EXTRACTORES DE AIRE MARCA PENN, EN LOS SIGUIENTES MODELOS Y CARACTERISTICAS:</p> <p>23 ZEPHYR Z-10 (300 CFM) 1 ZEPHYR Z-12 (800 CFM) 1 ZEPHYR Z-13 (1500 CFM) 1 DOMEX CB-18 (1500 CFM) 2 FUMEX FMX-24B (2500 CFM) 2 AIRETTE AF-30 (5000 CFM) 2 AIRETTE AF-36 (8600 CFM) 1 CENTREX REX-27B (7000 CFM)</p>	13.881, 60

APENDICE A.2

CASA DE LA CULTURA NUCLEO DEL GUAYAS
SISTEMA DE CLIMATIZACION
PRESUPUESTO ESTIMATIVO DEL SISTEMA DE CLIMATIZACION
FECHA: OCTUBRE DE 1992

1.- EQUIPOS Y MATERIALES A IMPORTAR			
ITEM	CANT.	DESCRIPCION	PRECIO GLOBAL (U.S.\$)
1		COSTO GLOBAL DE TODOS LOS EQUIPOS DEL SISTEMA DE CLIMATIZACION	732.592, 23
2	216	DIFUSORES DE AIRE MARCA METALAIRE MODELO M6 S4D5 L8 18X18/24X24	33.200, 40
	7	REJILLAS LINEALES DE SUMINISTRO, MARCA METALAIRE, MODELO 2015D, EN LAS SIGUIENTES DIMENSIONES: 4 DE 45" X 6" 2 DE 85" X 10" 1 DE 100" X 6"	
	28	DIFUSORES DE AIRE DE LARGO ALCANCE, MARCA BARBER COLMAN, MODELO GJ JET FLO, EN LAS SIGUIENTES DIMENSIONES: 14 TAMANO 10 DE 4 ELEMENTOS 8 TAMANO 14 DE 3 ELEMENTOS 6 TAMANO 14 DE 4 ELEMENTOS	
	128	REJILLAS DE RETORNO AIRE, MARCA METALAIRE, EN LOS SIGUIENTES MODELOS Y DIMENSIONES: 7 RHD DE 24" X 12" 98 RHD DE 24" X 24" 8 RHD DE 48" X 24" 4 RHD DE 48" X 48" 2 2000D DE 85" X 10" 9 2000D DE 85" X 12"	

	102	RELILLAS DE EXTRACCION, MARCA METALAIRE, EN LOS SIGUIENTES MODELOS Y DIMENSIONES: 66 RHD DE 10" X 10" 23 RHD DE 12" X 6" 2 RHD DE 24" X 24" 2 RHD DE 30" X 30" 2 RHD DE 48" X 48" 6 2000D DE 36" X 12" 1 2000D DE 85" X 12" 10 LOUVERS MARCA RUSKIN, MODELO ELF-81, EN LAS SIGUIENTES DIMENSIONES: 4 DE 24" X 6" 4 DE 36" X 12" 1 DE 36" X 18" 1 DE 54" X 12" 23 REJILLAS DE PUERTA, MARCA METALAIRE, MODELO DG DF DE 12" X 6"	
3	101	CAJAS DE VOLUMEN VARIABLE MARCA METALAIRE EN LOS SIGUIENTE MODELOS: 4 408TH CON ACTUADOR NEUMATICO 9 410TH CON ACTUADOR NEUMATICO 25 412TH CON ACTUADOR NEUMATICO 13 414TH CON ACTUADOR NEUMATICO 4 416TH CON ACTUADOR NEUMATICO 24 412BP CON ACTUADOR ELECTRICO 20 414BP CON ACTUADOR ELECTRICO 2 416BP CON ACTUADOR ELECTRICO	17.614, 80
4	19	SISTEMAS DE CONTROLES AUTOMATICOS BARBER COL	87.352, 80
5	2.463	DUCTOS FLEXIBLES MARCA OMNIAIRE MODELO 1000 EN LAS SIGUIENTES DIMENSIONES: 131 (FT) DIAMETRO 6 PULG. 164 (FT) DIAMETRO 8 PULG. 1.345 (FT) DIAMETRO 10 PULG. 656 (FT) DIAMETRO 12 PULG. 148 (FT) DIAMETRO 14 PULG. 20 (FT) DIAMETRO 16 PULG.	3.343, 20



6		AISLADORES DE VIBRACION MARCA VIBRATION MOUNTING, EN LOS SIGUIENTES MODELOS Y DIMENSIONES: 22 CONEXION FLEXIBLE VMS-208 DIAMETRO 8" 4 CONEXION FLEXIBLE VMS-206 DIAMETRO 6" 6 CONEXION FLEXIBLE VMS-202H DIAMETRO 2 1/2" 8 CONEXION FLEXIBLE VMU-202 DIAMETRO 2" 18 CONEXION FLEXIBLE VMU-201H DIAMETRO 1 1/2" 4 CONEXION FLEXIBLE VMU-201Q DIAMETRO 1 1/2" 2 CONEXION FLEXIBLE VMU-201 DIAMETRO 1" 8 RESORTES PARA CHILLERS AWH-158 12 RESORTES PARA TORRES AWH-158 20 RESORTES PARA BOMBAS AWH-114 16 RESORTES PARA BOMBAS AWH-115 5 BASES PARA BOMBAS WPF-A DE 6' X 2' 6" 4 BASES PARA BOMBAS WPF-A DE 6' 6" X 3'	34.680, 00
7	10	ATENUADORES DE RUIDO MARCA IAC EN LOS SIGUIENTES MODELOS Y DIMENSIONES: 1 5S 48 X 24 2 5S 42 X 36 1 5S 36 X 36 6 5S 36 X 24	5.000, 00
8	51	FILTROS TIPO Y 7 DE 8" 2 DE 6" 13 DE 2 1/2" 4 DE 2" 9 DE 1 1/2" 2 DE 1 1/4" 3 DE 1" 11 DE 3/4"	7.339, 09
9	2	ACCESORIOS MARCA TACO: 1 TANQUE SEPARADOR DE AIRE MODELO ACBF. 1 TANQUE DE EXPANSION MODELO CA300, DE 79 GALONES, INCLUYENDO ACCESORIOS.	3.312, 00
10	20	VENTEOS DE AIRE AUTOMATICOS, MARCA TACO, MODELO 418 (150 Psia.)	312, 00

11	1738	(MTS) TUBERIA DE HIERRO NEGRO CEDULA 40 EN LOS SIGIENTES DIAMETROS: 340 (MTS) DE 8" 100 (MTS) DE 6" 25 (MTS) DE 5" 43 (MTS) DE 4" 58 (MTS) DE 3 1/2" 140 (MTS) DE 3" 535 (MTS) DE 2 1/2" 105 (MTS) DE 2" 205 (MTS) DE 1 1/2" 75 (MTS) DE 1 1/4" 82 (MTS) DE 1" 15 (MTS) DE 3/4" 15 (MTS) DE 1/2"	3.400, 00
12	225	CODOS DE HIERRO NEGRO CEDULA 40 EN LOS SIGIENTES DIAMETROS: 42 DE 8" 14 DE 6" 2 DE 4" 10 DE 3 1/2" 8 DE 3" 72 DE 2 1/2" 20 DE 2" 30 DE 1 1/2" 6 DE 1 1/4" 4 DE 1" 17 DE 3/4"	3.000, 00
13	76	TEES DE HIERRO NEGRO CEDULA 40 EN LOS SIGIENTES DIAMETROS: 10 DE 8" 8 DE 6" 4 DE 5" 6 DE 4" 4 DE 3 1/2" 2 DE 3" 14 DE 2 1/2" 2 DE 2" 6 DE 1 1/2" 8 DE 1 1/4" 8 DE 1" 4 DE 3/4"	2.000, 00

14	156	REDUCCIONES DE HIERRO NEGRO CEDULA 40 EN LOS SIGUIENTES DIAMETROS: 9 DE 8" A 6" 7 DE 8" A 5" 2 DE 8" A 3 1/2" 8 DE 6" A 5" 2 DE 6" A 4" 2 DE 6" A 3 1/2" 4 DE 6" A 3" 4 DE 6" A 2 1/2" 2 DE 6" A 2" 4 DE 5" A 4" 2 DE 5" A 3" 4 DE 5" A 2 1/2" 2 DE 4" A 3 1/2" 4 DE 4" A 3" 6 DE 4" A 2 1/2" 2 DE 3 1/2" A 3" 12 DE 3 1/2" A 2 1/2" 2 DE 3 1/2" A 1 1/2" 2 DE 3 1/2" A 1 1/4" 2 DE 3 1/2" A 1" 14 DE 3" A 2 1/2" 4 DE 3" A 1 1/2" 10 DE 2 1/2" A 2" 8 DE 2 1/2" A 1 1/2" 2 DE 2 1/2" A 1" 6 DE 2" A 1 1/2" 2 DE 2" A 1 1/4" 8 DE 1 1/2" A 1 1/4" 4 DE 1 1/2" A 1" 8 DE 1 1/4" A 1" 4 DE 1" A 3/4" 4 DE 1" A 1/2"	4.500, 00
15	238	BRIDAS DE HIERRO NEGRO CEDULA 40 EN LOS SIGUIENTES DIAMETROS: 100 DE 8" 31 DE 6" 9 DE 5" 2 DE 4" 96 DE 2 1/2"	1.600, 00

16	128	UNIONES UNIVERSALES DE HIERRO NEGRO CEDULA 40 LOS SIGUIENTES DIAMETROS: 12 DE 2 1/2" 16 DE 2" 36 DE 1 1/2" 8 DE 1 1/4" 12 DE 1" 44 DE 3/4"	600, 00
17	74	VALVULAS DE GLOBO DE HIERRO FUNDIDO 125 PSIG. 16 DE 2 1/2" 8 DE 2" 18 DE 1 1/2" 4 DE 1 1/4" 6 DE 1" 22 DE 3/4"	500, 00
18	18	VALVULAS DE MARIPOSA DE HIERRO FUNDIDO 125 P 14 DE 8" 4 DE 6"	4.000, 00
19	60	VALVULAS DE COMPUERTA DE HIERRO FUNDIDO 125 4 DE 3 1/2" 2 DE 3" 25 DE 2 1/2" 4 DE 2" 9 DE 1 1/2" 2 DE 1 1/4" 3 DE 1" 11 DE 3/4"	720, 00
20	19	VALVULAS DE BOLA DE HIERRO NEGRO 1 1/2" 12	130, 00
21	9	VALVULAS CHEQUE DE HIERRO FUNDIDO 125 PSIG. 7 DE 8" 2 DE 6"	4.000, 00
22	1.904	PERNOS DE HIERRO FUNDIDO DE 3/4" X 3"	2.800, 00
23	13.600	(Ft*) AISLAMIENTO ACUSTICO DE 1" DE ESPESOR	10.000, 00
COSTO F O B (U.S. \$)			961.996, 52
FLETE APROX. (U.S. \$)			144.299, 48
COSTO C & F (U.S. \$)			1.106.296, 00

2.- MATERIALES Y OBRAS LOCALES				
ITE	CANT.	DESCRIPCION	PRECIO UNITARIO (SUDES)	PRECIO TOTAL (SUDES)
1	10	INSTALACIONES UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE GRA	900.000, 00	9.000.000, 00
2	9	INSTALACIONES UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE PEQ	480.000, 00	4.320.000, 00
3	13	INSTALACIONES DE UNIDADES FAN COIL	240.000, 00	3.120.000, 00
4	10	INSTALACIONES DE PAQUETES ENFRIADOS POR AGUA	360.000, 00	3.600.000, 00
5	1	INSTALACIONES DE PAQUETES DE EXPANSION DIRECTA	2.700.000, 00	2.700.000, 00
6	2	INSTALACIONES DE ENFRIADORES CENTRIFUGOS DE AG	3.600.000, 00	7.200.000, 00
7	3	INSTALACIONES DE TORRES DE ENFRIAMIENTO	960.000, 00	2.880.000, 00
8	9	INSTALACIONES DE BOMBAS DE AGUA	240.000, 00	2.160.000, 00
9	7	INSTALACIONES DE EXTRACTORES TIPO HONGO	60.000, 00	420.000, 00
10	25	INSTALACIONES DE EXTRACTORES DE TUMBADO	30.000, 00	750.000, 00
11	1	INSTALACIONES DE EXTRACTORES EN LINEA	60.000, 00	60.000, 00
12	101	INSTALACIONES DE CAJAS DE VOLUMEN VARIABLE	30.000, 00	3.030.000, 00
13		INSTALACION DE LOS CONTROLES (SISTEMA TOTAL)	GLOBAL	35.000.000, 00
14	12.800	(Kg.) INSTALACION DEL CIRCUITO DE TUBERIAS	GLOBAL	32.000.000, 00
15	26.000	(Kg.) DUCTOS AISLADOS TERMICAMENTE, CONSTRUIDO INSTALADOS DE ACUERDO A LA NORMA SMACN	GLOBAL	150.000.000, 00
16	7.800	(Kg.) DUCTOS AISLADOS ACUSTICAMENTE, CONSTRUID INSTALADOS DE ACUERDO A LA NORMA SMACN	GLOBAL	45.000.000, 00
17	5.700	(Kg.) DUCTOS SIN AISLAR, CONSTRUIDOS E INSTALADOS DE ACUERDO A LA NORMA SMACN	GLOBAL	31.000.000, 00
		DIRECCION TECNICA (12%)		39.868.800, 00
		VALOR TOTAL (SUDES)		372.108.800, 00
		+10% IVA (SUDES)		37.210.880, 00
		TOTAL DE OBRAS LOCALES (SUDES)		409.319.680, 00

TABLA XLI
NIVELES DE SONIDO Y RANGOS NC EN
APLICACIONES COMUNES

TIPOS DE AREAS	NIVELES DE SONIDO dB (A)	RANGOS CURVAS NC
RESIDENCIAS		
AREAS PRIVADAS	25-35	20-30
AREAS COMUNES	30-40	25-35
HOTELES		
HABITACIONES	35-45	30-40
SALAS DE BANQUETES	35-45	30-40
CORREDORES Y LOBBIES	40-50	35-45
HOSPITALES Y CLINICAS		
HABITACIONES	30-40	25-35
QUIROFANOS	35-45	30-40
LABORATORIOS	40-50	35-45
OFICINAS		
SALAS DE REUNIONES	30-40	25-35
OFICINAS PRIVADAS	35-45	30-40
OFICINAS GENERALES	40-50	35-45
CORREDORES	40-55	35-50
CUARTOS DE COMPUTACION	45-65	40-60
AUDITORIOS Y SALAS DE MUSICA		
SALAS DE OPERA Y CONCIERTOS	20-30	15-25
SALAS DE TEATRO	30-35	25-30
CORREDORES	40-50	35-45
IGLESIAS Y ESCUELAS		
SANTUARIOS	25-35	20-30
CUARTOS DE CLASES	35-45	30-40
LABORATORIOS	40-50	35-45
ZONAS DE RECREACION	40-55	35-50
EDIFICIOS PUBLICOS		
LIBRERIAS PUBLICAS	35-45	30-40
MUSEOS	35-45	30-40
BANCOS	40-50	35-45
RESTAURANTES Y CAFETERIAS	40-55	35-50
DEPARTAMENTOS DE VENTAS	40-55	35-50
SUPERMERCADOS	45-55	40-50

FUENTE: SMACNA, "Duct Sound Tables & Charts", Pág. 6.59

TABLA XLII
INFILTRACIONES POR PUERTAS

TIPO DE PUERTA		CFM POR PUERTA						
		No. TOTAL DE APERTURAS POR HORA (TR)						
		NADA	5	10	20	50	100	200
DOBLE PUERTA DE VIDRIO O MADERA (SIN VESTIBULO)	INVIERNO	240	280	310	380	590	940	1640
	VERANO	140	160	180	220	340	540	940
DOBLE PUERTA DE VIDRIO O MADERA (CON VESTIBULO)	INVIERNO	150	170	190	230	350	660	1310
	VERANO	90	100	110	130	200	380	750
PUERTA GIRATORIA	INVIERNO	110	120	130	140	180	250	400
	VERANO	70	75	80	90	110	150	220
PUERTA SIMPLE DE VIDRIO, MADERA O METAL	INVIERNO	20	60	90	160	370		
	VERANO	10	30	50	90	210		
SEGMENTO DE PUERTA DE 8 X 8 PIES	INVIERNO	500	1000	1500				
	VERANO	300	600	900				
SEGMENTO DE PUERTA DE 12 X 10 PIES	INVIERNO	800	1600	2300				
	VERANO	500	1000	1400				
SEGMENTO DE PUERTA DE 12 X 20 PIES	INVIERNO	1200	3000	4800				
	VERANO	700	1800	2900				
(RT) TRAFIC RATE =		$\frac{\text{No. DE OCUPANTES X 2 (APERTURAS PERSONAS)}}{\text{NO. DE PUERTAS X TIEMPO DE ESTANCIA}}$						

FUENTE: AIR CONDITIONING CONTRACTORS OF AMERICA, "Manual Comercial de
de Cálculo de Carga". Pág. 103, 1988

TABLA XLIII
VENTILACIONES POR NUMERO DE PERSONAS

TIPO DE APLICACION	CFM POR PERSONA
TEATROS	
AUDITORIOS (PROHIBIDO FUMAR)	5
AUDITORIOS (PERMITIDO FUMAR)	10
ESCENARIOS	10
SALAS DE ENSAYO O TRABAJO	10
RECIBOS O ZONAS COMUNES	20
MUSEOS Y LIBRERIAS	
SALAS DE EXIBICION	7
SALAS DE TRABAJO	10
OFICINAS	
OFICINAS PRIVADAS	10
OFICINAS GENERALES	15
SALAS DE CONFERENCIA	25
RECEPCION Y AREAS COMUNES	10
CUARTOS DE COMPUTACION	5
HOTELES	
HABITACIONES	7
CORREDORES	5
AREAS COMUNES Y RECIBOS	7
SALAS DE CONVENSIONES	15
SALAS DE CONFRENCIAS	20
HOSPITALES	
HABITACIONES PRIVADAS	10
HABITACIONES GENERALES	20
RESTAURANTES Y CAFETERIAS	
AREA DE COMEDORES	10
COCINAS	30
CENTROS EDUCATIVOS	
SALONES DE CLASES	10
LABORATORIOS	10
BAÑOS PUBLICOS	15
DEPARTAMENTOS DE VENTAS	7
TEMPLOS O IGLESIAS	5
BANCOS	7

FUENTE: ASHRAE, "Cooling and Heating Load

Calculation Manual", Pág. 5.12-15, 1979

AIR CONDITIONING CONTRACTORS OF AMERICA,

TABLA XLIV
LUCES POR AREA DE PISO

TIPO DE APLICACION	WATTS/FT ²		
	LO	AV	H
TEATROS	1.0	2.0	3.0
MUSEOS Y LIBRERIAS	1.0	1.5	2.0
OFICINAS			
OFICINAS PRIVADAS	2.0	5.8	8.0
OFICINAS GENERALES	4.0	6.0	9.0
HOTELES	1.0	2.0	3.0
HOSPITALES			
HABITACIONES PRIVADAS	1.0	1.5	2.0
HABITACIONES GENERALES	1.0	1.5	2.0
RESTAURANTES Y CAFETERIAS	1.5	1.7	2.0
CENTROS EDUCATIVOS	2.0	4.0	6.0
DEPARTAMENTOS DE VENTAS	3.0	5.0	9.0
TEMPLOS O IGLESIAS	1.0	2.0	3.0
BANCOS	1.0	2.0	3.0

FUENTE: ASHRAE, "Cooling and Heating Load Calculation Manual", Pág. A.18, 1979.

TABLA XLV
 NUMERO DE OCUPANTES POR AREA

TIPO DE APLICACION	PERSONAS/ 1000 Ft ²
TEATROS	
AUDITORIOS	150
ESCENARIOS	70
SALAS DE ENSAYO O TRABAJO	20
RECIBOS O ZONAS COMUNES	150
MUSEOS Y LIBRERIAS	
SALAS DE EXIBICION	70
SALAS DE TRABAJO	10
OFICINAS	
OFICINAS PRIVADAS	10
OFICINAS GENERALES	20
SALAS DE CONFERENCIA	60
RECEPCION Y AREAS COMUNES	20
CUARTOS DE COMPUTACION	20
HOTELES	
HABITACIONES	5
CORREDORES	5
AREAS COMUNES Y RECIBOS	30
SALAS DE CONVENSIONES	140
SALAS DE CONFRENCIAS	70
HOSPITALES	
HABITACIONES PRIVADAS	15
HABITACIONES GENERALES	20
RESTAURANTES Y CAFETERIAS	
AREA DE COMEDORES	70
COCINAS	20
CENTROS EDUCATIVOS	
SALONES DE CLASES	50
LABORATORIOS	30
BANOS PUBLICOS	100
DEPARTAMENTOS DE VENTAS	20
BARBERIAS	25
TEMPLOS O IGLESIAS	150
BANCOS	20

FUENTE: ASHRAE, "Cooling and Heating Load Calculation Manual",
 Pág. 5.12-15. 1979.

AIR CONDITIONING CONTRACTORS OF AMERICA

"Manual Comercial de Cálculo de Carga", Pág. 105, 1988

TABLA XLVI

FACTOR DE GANANCIA DE CALOR SOLAR A TRAVES DE VIDRIOS (SHGF)
(USADO PARA VIDRIOS DESNUDOS)

LATITUD		24 GRADOS				32 GRADOS				40 GRADOS				48 GRADOS				56 GRADOS			
HORAS		9	12	15	18	9	12	15	18	9	12	15	18	9	12	15	18	9	12	15	18
N	L	21	29	31	32	21	28	30	31	20	27	29	29	18	25	27	28	17	23	25	25
	M	20	27	29	30	20	26	28	29	19	25	27	28	17	23	25	26	16	21	23	24
	H	21	26	27	29	20	26	27	28	19	24	25	26	18	23	24	25	17	21	22	23
NE	L	80	56	44	30	72	51	39	27	69	49	38	26	65	46	36	24	61	43	33	23
	M	70	51	44	33	63	47	39	30	61	45	38	28	58	42	36	27	54	39	33	25
	H	69	53	41	31	62	48	37	28	59	46	35	27	56	44	33	26	52	40	31	24
E	L	125	92	64	42	125	92	64	42	123	91	63	41	120	89	61	40	116	85	59	39
	M	110	86	64	46	110	85	64	46	108	84	63	45	106	82	61	44	102	79	59	43
	H	108	79	57	42	107	79	57	42	106	78	56	41	103	76	55	40	99	73	53	39
SE	L	89	92	60	39	100	103	67	43	108	112	73	47	114	119	77	50	118	123	80	52
	M	78	83	58	41	87	92	65	45	94	100	71	49	100	106	75	52	103	110	77	54
	H	79	78	53	39	89	87	60	43	96	94	65	47	102	100	69	50	105	103	71	52
S	L	16	42	42	26	24	65	65	40	33	88	88	54	40	106	106	65	45	120	120	73
	M	15	37	38	25	23	58	59	39	31	77	79	52	38	94	95	63	43	106	108	71
	H	17	37	36	23	27	57	56	36	36	76	75	48	43	92	90	58	49	104	102	65
SO	L	19	39	97	94	22	43	109	105	24	47	118	114	25	50	125	121	26	52	129	125
	M	21	37	86	86	24	42	96	96	25	45	104	104	27	48	110	110	28	49	114	114
	H	26	41	84	79	29	45	94	89	31	49	102	96	33	52	108	102	34	54	112	105
O	L	22	31	99	134	22	31	89	134	22	30	97	132	21	30	95	129	20	28	91	124
	M	24	31	88	121	24	31	88	120	24	30	86	119	23	30	84	116	22	28	81	112
	H	31	35	88	114	31	35	88	114	30	35	86	112	30	34	84	110	28	32	81	106
NO	L	19	27	51	94	17	24	47	85	16	23	45	81	15	22	42	77	14	20	39	71
	M	20	27	47	84	18	24	42	76	18	23	41	73	17	22	38	69	15	20	36	64
	H	23	28	47	80	21	25	42	72	20	24	41	69	19	23	38	65	18	21	36	61
HORZ	L	100	183	202	130	95	175	193	125	89	163	180	116	80	147	163	105	69	127	141	91
	M	91	163	183	130	87	156	175	125	82	146	163	116	74	132	147	105	64	114	127	91
	H	100	163	172	116	95	156	164	111	89	246	153	104	80	132	138	94	69	114	120	81

TIPO DE CONSTRUCCION DEL CUARTO: L=LIGERO (50 LBS/FT²) ; M=MEDIO (70 LBS/FT²) ; H=PESADO (130 LBS/FT²)

FUENTE: AIR CONDITIONING CONTRACTORS OF AMERICA, "Manual Comercial Cálculo de Carga", Pág. 63, 1988

BIBLIOTECA



TABLA XLVII

FACTOR DE GANANCIA DE CALOR SOLAR A TRAVES DE VIDRIOS (SHGF)
(USADO PARA VIDRIOS SOMBREADOS INTERNAMENTE)

LATITUD		24 GRADOS				32 GRADOS				40 GRADOS				48 GRADOS				56 GRADOS			
HORAS		9	12	15	18	9	12	15	18	9	12	15	18	9	12	15	18	9	12	15	18
N	LMH	28	34	31	35	27	33	30	34	26	31	29	32	24	29	27	30	22	27	25	27
NE	LMH	90	42	34	19	82	38	31	17	78	36	30	16	74	35	28	15	69	32	26	14
E	LMH	167	59	44	24	166	59	44	24	164	58	43	24	160	57	42	23	154	55	41	22
SE	LMH	131	79	41	21	147	89	45	24	159	96	49	25	168	102	52	27	174	105	54	28
S	LMH	27	60	36	14	42	92	56	21	57	124	75	28	68	149	90	34	77	168	102	39
SO	LMH	26	62	134	73	29	69	150	81	31	74	163	88	33	79	173	94	34	82	178	97
O	LMH	29	37	158	134	28	37	158	134	28	37	156	132	27	36	152	129	26	35	146	124
NO	LMH	27	33	81	108	24	30	73	97	23	28	70	93	22	27	67	88	20	25	62	82
HORZ	LMH	163	235	197	69	156	225	188	66	146	210	175	62	132	190	158	56	114	164	137	48
TIPO DE CONSTRUCCION DEL CUARTO:		L=LIGERO (30 LBS/FT ²)				; M=MEDIO (70 LBS/FT ²)				; H=PESADO (130 LBS/FT ²)											

FUENTE: AIR CONDITIONING CONTRACTORS OF AMERICA, "Manual Comercial de Cálculo de Carga", Pág. 64, 1988.

TABLA XLVIII

FACTORES DE RADIACION SOLAR DE VIDRIOS INTERNAMENTE SOMBREADO

No. DE VIDRIOS	TIPO Y CONSTRUCCION DEL VIDRIO	VIDRIO DESNUDO	PERSIANAS		CORTINAS		
			M	L	O	M	T
1	CLARO 1/8" ESPESOR	1.00	0.64	0.55	0.59	0.25	0.39
1	CLARO 1/4" ESPESOR	0.94	0.64	0.55	0.59	0.25	0.39
1	CLARO 3/8" ESPESOR	0.90	0.64	0.55	0.59	0.25	0.39
1	50% HTABS-COLOREADO 1/8"	0.83	0.57	0.53	0.45	0.30	0.36
1	50% HTABS-COLOREADO 1/4"	0.69	0.57	0.53	0.45	0.30	0.36
1	50% HTABS-COLOREADO 3/8"	0.60	0.57	0.53	0.45	0.30	0.36
1	10% REFLECTIVOS 1/8-3/8"	0.30	0.25	0.23	-	-	-
1	20% REFLECTIVOS 1/8-3/8"	0.40	0.33	0.29	-	-	-
1	30% REFLECTIVOS 1/8-3/8"	0.50	0.42	0.38	-	-	-
1	40% REFLECTIVOS 1/8-3/8"	0.60	0.50	0.44	-	-	-
2	CLARO/CLARO 1/8"	0.88	0.57	0.51	0.60	0.25	0.37
2	CLARO/CLARO 1/4"	0.81	0.57	0.51	0.60	0.25	0.37
2	50% HTABS/CLARO	0.55	0.39	0.36	0.40	0.22	0.30
2	10% REFLECTIVOS 1/8-3/8"	0.20	0.19	0.18	-	-	-
2	20% REFLECTIVOS 1/8-3/8"	0.30	0.27	0.26	-	-	-
2	30% REFLECTIVOS 1/8-3/8"	0.40	0.34	0.33	-	-	-
3	TODOS CLAROS 1/8"	0.80	0.51	0.46	0.54	0.23	0.33
3	TODOS CLAROS 1/4"	0.71	0.51	0.46	0.54	0.23	0.33

COLORES: O = OSCURO, M = MEDIO, L = LIGERO, T = TRASLUCIDO

FUENTE: AIR CONDITIONING CONTRACTORS OF AMERICA, "Manual Comercial de Cálculo de Carga", Pág. 65, 1988.

TABLA XLIX

FACTOR DE CORRECCION DE BISERAS EXTERIORES (OVERHANGS)

LATITUD	24 GRADOS				32 GRADOS				40 GRADOS				48 GRADOS				56 GRADOS			
	9	N	15	18	9	N	15	18	9	N	15	18	9	N	15	18	9	N	15	18
NORTE	-	-	-	0,4	-	-	-	0,6	-	-	-	0,8	-	-	-	1,1	-	-	-	1,5
NORESTE	1,7	-	-	-	2,0	-	-	-	2,4	-	-	-	2,7	-	-	-	3,5	-	-	-
ESTE	1,0	-	-	-	1,0	-	-	-	1,0	-	-	-	0,9	-	-	-	0,8	-	-	-
SURESTE	1,3	6,3	-	-	1,0	3,7	-	-	0,9	2,6	-	-	0,8	1,9	-	-	0,7	1,4	-	-
SUR	7,1	4,7	7,1	-	3,5	2,7	3,5	-	2,2	1,9	2,2	-	1,6	1,4	1,6	-	1,2	1,0	1,2	-
SUROESTE	-	6,3	1,3	0,1	-	3,7	1,1	0,2	-	2,6	0,9	0,2	-	1,9	0,8	0,2	-	1,4	0,7	0,3
OESTE	-	-	1,0	0,1	-	-	1,0	0,1	-	-	1,0	0,1	-	-	0,9	0,2	-	-	0,8	0,2
NOROESTE	-	-	1,7	0,1	-	-	2,0	0,1	-	-	2,4	0,1	-	-	2,7	0,2	-	-	3,5	0,2

FUENTE: AIR CONDITIONING CONTRACTORS OF AMERICA, "Manual Comercial de Cálculo de Carga", Pág. 67, 1988.

TABLA L

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA VIDRIOS COMUNES
 U (BTU/Hr. °F. Ft²)

TIPO Y CONSTRUCCION DEL VIDRIO	ENFRIAMIENTO		CALENTAMIENTO		ENFRIAMIENTO SUPERFICIE HORIZONTAL
	VIDRIO DESNUDO	SOMBREADO INTERNO	VIDRIO DESNUDO	SOMBREADO INTERNO	
VIDRIO SIMPLE					
L, CO, HTABS, R, 1/8" ESPESOR	1, 04	0, 81	1, 10	0, 83	0, 83
VIDRIO DOBLE					
L, CO, HTABS, R, 1/4" ESPESOR	0, 65	0, 58	0, 62	0, 52	0, 57
L, CO, HTABS, R, 1/2" ESPESOR	0, 56	0, 52	0, 49	0, 42	0, 49
SOMBREADO ENTRE VIDRIOS	0, 38	0, 37	0, 32	0, 30	0, 36
VIDRIO TRIPLE					
L, CO, HTABS, R, 1/4" ESPESOR	0, 44	0, 40	0, 39	0, 31	-
L, CO, HTABS, R, 1/2" ESPESOR	0, 39	0, 36	0, 31	0, 26	-
L = LIMPIO, CO = COLOREADO, HTABS = ABSORVEDOR DE CALOR, R = REFLECTIVO					

FUENTE: AIR CONDITIONING CONTRACTORS OF AMERICA, "Manual Comercial de Cálculo de Carga", Pág. 68, 1988.



TABLA LI

COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA PAREDES Y PISOS
U (BTU/Hr. °F. Ft²)

PAREDES EXTERIORES								
TIPOS Y CONSTRUCCION DE LA PARED	CON RECUBRIMIENTO EXTERIOR				SIN RECUBRIMIENTO EXTERIOR			
	VALOR DE U		GRUPO ETD		VALOR DE U		GRUPO ETD	
	ARENA GRAVA	PIEDRA POMEZ	ARENA GRAVA	PIEDRA POMEZ	ARENA GRAVA	PIEDRA POMEZ	ARENA GRAVA	PIEDRA POMEZ
BLOQUES DE CORAZONES HUECOS								
SIN AISLAMIENTO, SIN ACABADO INTERIOR.								
DE 4 PULGADAS	0, 278	0, 247	D	D	0, 625	0, 498	E	E
DE 8 PULGADAS	0, 250	0, 215	C	C	0, 500	0, 377	C	C
DE 12 PULGADAS	0, 240	0, 209	A	A	0, 461	0, 360	B	B
SIN AISLAMIENTO, CON ACABADO INTERIOR CAPA DE ENLICIDO 1"								
DE 4 PULGADAS	0, 196	0, 181	D	D	0, 323	0, 285	E	E
DE 8 PULGADAS	0, 182	0, 163	C	C	0, 286	0, 241	D	D
DE 12 PULGADAS	0, 176	0, 159	B	B	0, 272	0, 234	C	C
BLOQUES DE CORAZONES LLENOS								
SIN AISLAMIENTO Y SIN ACABADO INTERIOR.								
DE 4 PULGADAS	0, 182	0, 169	B	B	0, 286	0, 256	B	B
DE 8 PULGADAS	0, 134	0, 130	A	A	0, 184	0, 176	A	A
DE 12 PULGADAS	0, 130	0, 120	A	A	0, 175	0, 158	A	A
SIN AISLAMIENTO Y CON ACABADO INTERIOR CAPA DE ENLICIDO 1"								
DE 4 PULGADAS	0, 143	0, 135	C	C	0, 200	0, 185	C	C
DE 8 PULGADAS	0, 112	0, 109	A	B	0, 144	0, 139	B	B
DE 12 PULGADAS	0, 108	0, 102	A	A	0, 139	0, 128	A	A

FUENTE: AIR CONDITIONING CONTRACTORS OF AMERICA. "Manual Comercial de Cálculo de Carga".

Pág. 70-94, 1988

TABLA LI
CONTINUACION

PAREDES EXTERIORES	ESPACIO DE AIRE ENTRE LADRILLO Y PARED										LADRILLO ADHERIDO SOBRE LA PARED DE BLOQUE							
	TIPO Y CONSTRUCCION DE LA PARED		LADRILLO DE U		PIEDRA		ARENA		GRUPO ETD		VALOR DE U		PIEDRA		ARENA		GRUPO ETD	
	ARENA	PIEDRA	GRAVA	POMEZ	ARENA	POMEZ	GRAVA	POMEZ	ARENA	POMEZ	GRAVA	POMEZ	ARENA	POMEZ	GRAVA	POMEZ	ARENA	POMEZ
BLOQUES DE CORAZONES HUECOS, CON SUPERFICIE EXTERIOR DE LADRILLO O ACABADO DE PIEDRA DE 4" DE ESPESOR																		
SIN AISLAMIENTO Y SIN ACABADO INTERIOR.																		
DE 4 PULGADAS																		
DE 8 PULGADAS																		
DE 12 PULGADAS																		
SIN AISLAMIENTO Y CON ACABADO INTERIOR CAPA DE ENLUCIDO 1"																		
DE 4 PULGADAS																		
DE 8 PULGADAS																		
DE 12 PULGADAS																		
BLOQUES DE CORAZONES AISLADOS, CON SUPERFICIE EXTERIOR DE LADRILLO O ACABADO DE PIEDRA DE 4" DE ESPESOR																		
SIN AISLAMIENTO Y SIN ACABADO INTERIOR.																		
DE 4 PULGADAS																		
DE 8 PULGADAS																		
DE 12 PULGADAS																		

FUENTE: AIR CONDITIONING CONTRACTORS OF AMERICA "Manual Comercial de Cálculo de Carga",

TABLA LI

CONTINUACION

PAREDES EXTERIORES		ESPACIO DE AIRE ENTRE LADRILLO Y PARED				LADRILLO ADHERIDO SOBRE LA PARED DE BLOQUE			
TIPO Y CONSTRUCCION DE LA PARED	VALOR DE U		GRUPO ETD		VALOR DE U		GRUPO ETD		
	ARENA GRAVA	PIEDRA POMEZ	ARENA GRAVA	PIEDRA POMEZ	ARENA GRAVA	PIEDRA POMEZ	ARENA GRAVA	PIEDRA POMEZ	
BLOQUES O BALDOSAS DE ARCILLA, DE CORAZONES HUECOS Y LADRILLOS COMUNES CON ACABADO EXTERIOR DE UNA PEQUEÑA CAPA AISLANTE									
SN AISLAMIENTO Y SIN ACABADO INTERIOR									
DE 4 PULGADAS	0, 294	0, 262	C	C	0, 417	0, 356	C	C	
DE 8 PULGADAS	0, 263	0, 225	C	B	0, 357	0, 290	B	B	
DE 12 PULGADAS	0, 252	0, 218	A	A	0, 337	0, 279	A	A	
SN AISLAMIENTO Y CON ACABADO INTERIOR CAPA DE ENLUCIDO 1"									
DE 4 PULGADAS	0, 204	0, 188	D	D	0, 256	0, 232	D	D	
DE 8 PULGADAS	0, 189	0, 168	C	C	0, 233	0, 202	C	C	
DE 12 PULGADAS	0, 183	0, 164	B	B	0, 224	0, 197	B	B	
BLOQUES O BALDOSAS DE ARCILLA, DE CORAZONES AISLADOS Y LADRILLOS COMUNES CON ACABADO EXTERIOR DE UNA PEQUEÑA CAPA AISLANTE									
SN AISLAMIENTO Y SIN ACABADO INTERIOR									
DE 4 PULGADAS	0, 189	0, 175	B	B	0, 233	0, 212	B	B	
DE 8 PULGADAS	0, 136	0, 134	A	A	0, 160	0, 154	A	A	
DE 12 PULGADAS	0, 133	0, 123	A	A	0, 153	0, 140	A	A	
SN AISLAMIENTO Y CON ACABADO INTERIOR CAPA DE ENLUCIDO 1"									
DE 4 PULGADAS	0, 147	0, 139	C	C	0, 172	0, 161	C	C	
DE 8 PULGADAS	0, 114	0, 111	A	B	0, 129	0, 125	B	B	
DE 12 PULGADAS	0, 111	0, 104	A	A	0, 125	0, 116	A	A	

FUENTE: AIR CONDITIONING CONTRACTORS OF AMERICA. "Manual Comercial de Cálculo de Carga".

Pág. 70-94, 1988



TABLA LI
CONTINUACION

TIPO Y CONSTRUCCION DE LA PARED	CON RECLUBRIMIENTO EXTERIOR						SIN RECLUBRIMIENTO EXTERIOR						
	VALOR DE U (Lbs./CU.Ft)			GRUPO ETD (Lbs./CU.Ft)			VALOR DE U (Lbs./CU.Ft)			GRUPO ETD (Lbs./CU.Ft)			
	30	80	140	30	80	140	30	80	140	30	80	140	
PAREDES EXTERIORES													
PAREDES DE CONCRETO SOLIDO													
SIN AISLAMIENTO Y SIN ACABADO INTERIOR													
DE 6 PULGADAS	0, 105	0, 189	0, 287	B	A	A	0, 134	0, 304	0, 671	B	A	B	B
DE 8 PULGADAS	0, 086	0, 164	0, 271	A	A	A	0, 103	0, 244	0, 592	A	A	A	A
DE 12 PULGADAS	0, 062	0, 130	0, 244	A	A	A	0, 071	0, 176	0, 478	A	A	A	A
SIN AISLAMIENTO Y CON ACABADO INTERIOR DE ENLUCIDO 1"													
DE 6 PULGADAS	0, 091	0, 147	0, 200	B	B	B	0, 111	0, 209	0, 334	C	C	C	C
DE 8 PULGADAS	0, 076	0, 132	0, 193	A	A	B	0, 089	0, 179	0, 313	B	B	B	B
DE 12 PULGADAS	0, 057	0, 109	0, 179	A	A	A	0, 064	0, 139	0, 279	A	A	A	A

FUENTE: AIR CONDITIONING CONTRACTORS OF AMERICA. "Manual Comercial de Cálculo de Carga".
Pág. 70-94, 1988

TABLA LI
CONTINUACION

PAREDES INTERIORES				
TIPO Y CONSTRUCCION DE LA PARED	CORAZONES LLENOS		CORAZONES HUECOS	
	VALOR DE U		VALOR DE U	
	ARENA GRAVA	PIEDRA POMEZ	ARENA GRAVA	PIEDRA POMEZ
PARTICIONES DE BLOQUE O BALDOSAS DE ARCILLA				
SIN AISLAMIENTO Y SIN ACABADO INTERIOR				
DE 4 PULGADAS	0, 252	0, 228	0, 483	0, 403
DE 8 PULGADAS	0, 169	0, 163	0, 405	0, 321
DE 12 PULGADAS	0, 162	0, 147	0, 379	0, 308
SIN AISLAMIENTO Y CON ACABADO INTERIOR DE ENLUCIDO DE 1"				
DE 4 PULGADAS	0, 183	0, 170	0, 280	0, 251
DE 8 PULGADAS	0, 135	0, 131	0, 252	0, 216
DE 12 PULGADAS	0, 130	0, 120	0, 242	0, 211

FUENTE: AIR CONDITIONING CONTRACTORS OF AMERICA. "Manual Comercial de Cálculo de Carga", Pág. 70-94, 1988

TABLA LI
CONTINUACION

TECHOS EXTERIORES		
TECHO PLANO SIN TUMBADO DEBAJO	VALOR DE U	GRUPO ETD
CUBIERTA DE ACERO		
SIN AISLAMIENTO BAJO CUBIERTA	0, 67	R1
AISLAMIENTO 1" BAJO CUBIERTA	0, 23	R1
AISLAMIENTO 2" BAJO CUBIERTA	0, 15	R1
AISLAMIENTO 3" BAJO CUBIERTA	0, 10	R1
CUBIERTA DE MADERA DE 1"		
SIN AISLAMIENTO BAJO CUBIERTA	0, 40	R1
AISLAMIENTO 1" BAJO CUBIERTA	0, 19	R2
AISLAMIENTO 2" BAJO CUBIERTA	0, 12	R5
AISLAMIENTO 3" BAJO CUBIERTA	0, 09	R5
CUBIERTA DE MADERA DE 4"		
SIN AISLAMIENTO BAJO CUBIERTA	0, 18	R12
AISLAMIENTO 1" BAJO CUBIERTA	0, 11	R13
AISLAMIENTO 2" BAJO CUBIERTA	0, 08	R13
AISLAMIENTO 3" BAJO CUBIERTA	0, 06	R13
CUBIERTA DE CONCRETO DE ESTRUCTURA LIGERO DE ESPESOR 4"		
SIN AISLAMIENTO BAJO CUBIERTA	0, 22	R3
AISLAMIENTO 1" BAJO CUBIERTA	0, 13	R3
AISLAMIENTO 2" BAJO CUBIERTA	0, 09	R3
AISLAMIENTO 3" BAJO CUBIERTA	0, 07	R3
CUBIERTA DE CONCRETO DE ESTRUCTURA PESADA DE ESPESOR 4"		
SIN AISLAMIENTO BAJO CUBIERTA	0, 63	R9
AISLAMIENTO 1" BAJO CUBIERTA	0, 20	R9
AISLAMIENTO 2" BAJO CUBIERTA	0, 12	R9
AISLAMIENTO 3" BAJO CUBIERTA	0, 08	R9
PANLES PREFABRICADOS DE CORAZON HUECO 4 O 6" DE ESPESOR		
SIN AISLAMIENTO BAJO CUBIERTA	0, 42	R4
AISLAMIENTO 1" BAJO CUBIERTA	0, 17	R4
AISLAMIENTO 2" BAJO CUBIERTA	0, 11	R4
AISLAMIENTO 3" BAJO CUBIERTA	0, 08	R4
PANLES PREFABRICADOS DE CORAZON HUECO 8 O 10" DE ESPESOR		
SIN AISLAMIENTO BAJO CUBIERTA	0, 35	R9
AISLAMIENTO 1" BAJO CUBIERTA	0, 16	R9
AISLAMIENTO 2" BAJO CUBIERTA	0, 10	R9
AISLAMIENTO 3" BAJO CUBIERTA	0, 08	R9

FUENTE: AIR CONDITIONING CONTRACTORS OF AMERICA. "Manual Comercial de Cálculo de Carga", Pág. 70-94, 1988

TABLA LI
CONTINUACION

TECHOS EXTERIORES		
TECHO PLANO CON TUMBADO DEBAJO	VALOR DE U	GRUPO ETD
CUBIERTA DE ACERO		
SIN AISLAMIENTO BAJO CUBIERTA	0, 33	RC1
AISLAMIENTO 1" BAJO CUBIERTA	0, 17	RC1
AISLAMIENTO 2" BAJO CUBIERTA	0, 12	RC1
AISLAMIENTO 3" BAJO CUBIERTA	0, 09	RC1
CUBIERTA DE MADERA DE 1"		
SIN AISLAMIENTO BAJO CUBIERTA	0, 25	RC1
AISLAMIENTO 1" BAJO CUBIERTA	0, 15	RC2
AISLAMIENTO 2" BAJO CUBIERTA	0, 10	RC5
AISLAMIENTO 3" BAJO CUBIERTA	0, 08	RC5
CUBIERTA DE MADERA DE 4"		
SIN AISLAMIENTO BAJO CUBIERTA	0, 14	RC12
AISLAMIENTO 1" BAJO CUBIERTA	0, 09	RC13
AISLAMIENTO 2" BAJO CUBIERTA	0, 07	RC13
AISLAMIENTO 3" BAJO CUBIERTA	0, 06	RC13
CUBIERTA DE CONCRETO DE ESTRUCTURA LIGERO DE ESPESOR 4"		
SIN AISLAMIENTO BAJO CUBIERTA	0, 17	RC3
AISLAMIENTO 1" BAJO CUBIERTA	0, 11	RC3
AISLAMIENTO 2" BAJO CUBIERTA	0, 08	RC3
AISLAMIENTO 3" BAJO CUBIERTA	0, 06	RC3
CUBIERTA DE CONCRETO DE ESTRUCTURA PESADA DE ESPESOR 4"		
SIN AISLAMIENTO BAJO CUBIERTA	0, 32	RC9
AISLAMIENTO 1" BAJO CUBIERTA	0, 15	RC9
AISLAMIENTO 2" BAJO CUBIERTA	0, 10	RC9
AISLAMIENTO 3" BAJO CUBIERTA	0, 07	RC9
PANLES PREFABRICADOS DE CORAZON HUECO 4 O 6" DE ESPESOR		
SIN AISLAMIENTO BAJO CUBIERTA	0, 26	RC4
AISLAMIENTO 1" BAJO CUBIERTA	0, 14	RC4
AISLAMIENTO 2" BAJO CUBIERTA	0, 09	RC4
AISLAMIENTO 3" BAJO CUBIERTA	0, 07	RC4
PANLES PREFABRICADOS DE CORAZON HUECO 8 O 10" DE ESPESOR		
SIN AISLAMIENTO BAJO CUBIERTA	0, 23	RC9
AISLAMIENTO 1" BAJO CUBIERTA	0, 13	RC9
AISLAMIENTO 2" BAJO CUBIERTA	0, 09	RC9
AISLAMIENTO 3" BAJO CUBIERTA	0, 07	RC9

FUENTE: AIR CONDITIONING CONTRACTORS OF AMERICA. "Manual Comercial de Cálculo de Carga", Pág. 70-94, 1988



BIBLIOTECA

TABLA LI
CONTINUACION

TECHOS O PISOS INTERIORES		
TIPO Y CONSTRUCCION DEL PISO O TECHO	VALOR DE U SIN TUMBADO	VALOR DE U CON TUMBADO
PISO DE MADERA 2" DE ESPESOR		
SUPERFICIE PISO NO TERMINADO	0, 27	0, 19
BALDOSAS DE CERAMICA O CEMENTO	0, 24	0, 18
PISO DE MADERA DURA	0, 22	0, 17
PISO DE CONCRETO PESADO DE 4" ESPESOR		
SUPERFICIE PISO NO TERMINADO	0, 63	0, 32
BALDOSAS DE CERAMICA O CEMENTO	0, 57	0, 31
PISO DE MADERA DURA	0, 25	0, 18
PISO DE CONCRETO PESADO DE 6" ESPESOR		
SUPERFICIE PISO NO TERMINADO	0, 57	0, 31
BALDOSAS DE CERAMICA O CEMENTO	0, 52	0, 29
PISO DE MADERA DURA	0, 24	0, 18
PISO DE CONCRETO LIGERO DE 4" ESPESOR		
SUPERFICIE PISO NO TERMINADO	0, 35	0, 23
BALDOSAS DE CERAMICA O CEMENTO	0, 27	0, 19
PISO DE MADERA DURA	0, 19	0, 15
PISO DE CONCRETO LIGERO DE 6" ESPESOR		
SUPERFICIE PISO NO TERMINADO	0, 27	0, 19
BALDOSAS DE CERAMICA O CEMENTO	0, 21	0, 16
PISO DE MADERA DURA	0, 16	0, 13
PANELES PREFABRICADOS DE CORAZONES HUECO DE 4 A 6" DE ESPESOR		
SUPERFICIE PISO NO TERMINADO	0, 49	0, 28
BALDOSAS DE CERAMICA O CEMENTO	0, 34	0, 23
PISO DE MADERA DURA	0, 21	0, 16
PANELES PREFABRICADOS DE CORAZONES HUECO DE 8 A 10" DE ESPESOR		
SUPERFICIE PISO NO TERMINADO	0, 40	0, 25
BALDOSAS DE CERAMICA O CEMENTO	0, 30	0, 21
PISO DE MADERA DURA	0, 23	0, 17

FUENTE: AIR CONDITIONING CONTRACTORS OF AMERICA. "Manual
Comercial de Cálculo de Carga", Pág. 70-94, 1988

TABLA LII

DIFERENCIA DE TEMPERATURA EQUIVALENTE
A TRAVES DE PAREDES (ETD °F)

GRUPO ETD	HORAS DEL DIA	NE	E	SE	S	SO	O	NO	N SOMBRA
A	09H00	18	22	21	19	23	25	20	14
	12H00	18	22	21	17	21	22	18	13
	15H00	20	25	23	17	20	21	17	13
	18H00	21	27	26	20	22	22	18	14
B	09H00	15	18	17	15	19	21	17	12
	12H00	18	22	19	14	17	18	15	11
	15H00	21	27	24	17	17	17	15	12
	18H00	23	29	18	22	23	22	18	15
C	09H00	14	17	15	12	16	17	14	11
	12H00	20	25	22	13	14	15	13	11
	15H00	24	32	29	20	18	17	15	13
	18H00	26	33	32	27	29	27	21	17
D	09H00	13	15	13	9	12	13	11	9
	12H00	23	30	25	12	11	12	11	10
	15H00	26	36	34	23	19	17	15	15
	18H00	28	35	35	32	35	33	23	20
E	09H00	18	21	15	7	8	9	8	8
	12H00	28	39	34	16	12	12	11	12
	15H00	29	39	40	32	27	23	19	18
	18H00	29	35	36	36	46	46	35	23
F	09H00	26	31	22	6	7	7	6	9
	12H00	32	48	44	23	14	14	13	14
	15H00	30	39	42	41	38	31	24	22
	18H00	29	33	34	38	56	60	45	26
G	09H00	42	57	45	15	11	11	11	12
	12H00	29	43	51	42	29	22	21	21
	15H00	30	33	35	46	62	59	40	27
	18H00	25	27	27	28	55	70	58	29

FUENTE: AIR CONDITIONING CONTRACTORS OF AMERICA, "Manual
Comercial de Cálculo de Carga", Pág. 95, 1988.

TABLA LIII

DIFERENCIA DE TEMPERATURA EQUIVALENTE
A TRAVES DE TECHOS (ETD °F)

GRUPO ETD	TECHOS SIN TUMBADO				GRUPO ETD	TECHOS CON TUMBADO			
	HORAS DEL DIA					HORAS DEL DIA			
	09H00	12H00	15H00	18H00		09H00	12H00	15H00	18H00
R-1	37	74	80	48	RC-1	26	65	81	59
R-2	17	55	77	65	RC-2	10	33	58	64
R-3	12	47	73	69	RC-3	7	32	59	67
R-4	14	44	68	65	RC-4	17	28	42	50
R-5	8	42	66	60	RC-5	10	28	51	60
R-6	6	26	54	67	RC-6	10	19	39	55
R-7	9	23	45	58	RC-7	18	21	33	44
R-8	10	16	36	53	RC-8	18	18	28	41
R-9	13	29	49	56	RC-9	23	27	35	41
R-10	11	20	39	52	RC-10	21	23	31	41
R-11	16	21	34	47	RC-11	25	26	29	34
R-12	17	25	39	48	RC-12	24	26	31	36
R-13	21	20	27	39	RC-13	27	24	27	33

FUENTE: AIR CONDITIONING CONTRACTORS OF AMERICA, "Manual Comercial de Cálculo de Carga", Pág. 96, 1988.



TABLA LIV

TEMPERATURA APROXIMADA EN ESPACIOS NO ACONDICIONADOS

DESCRIPCIONES DEL CUARTO O ESPACIO NO ACONDICIONADO	TEMPERATURA APROX. DEL CUARTO
CONSTRUCCION SOLIDA, BUEN AISLAMIENTO, CON VENTANAS EN EL ESTE, OESTE Y SUR.	20 GRADOS SOBRE LA TEMPERATURA EXTERIOR
CONSTRUCCION SOLIDA, BUEN AISLAMIENTO, SIN VENTANAS O PEQUENA AREA DE VENTANAS	10 GRADOS SOBRE LA TEMPERATURA EXTERIOR
ALGO DE INFILTRACION Y AISLAMIENTO, CON VENTANAS EN EL ESTE, OESTE Y SUR.	15 GRADOS SOBRE LA TEMPERATURA EXTERIOR
ALGO DE INFILTRACION Y AISLAMIENTO, SIN VENTANAS O PEQUENA AREA DE VENTANAS	5 GRADOS SOBRE LA TEMPERATURA EXTERIOR
AISLAMIENTO POBRE CON VENTANAS EN EL ESTE, OESTE Y SUR.	10 GRADOS SOBRE LA TEMPERATURA EXTERIOR
AISLAMIENTO POBRE SIN VENTANAS O PEQUENA AREA DE VENTANAS	IGUAL TEMPERATURA A LA DEL EXTERIOR
SOTANO, CONSTRUCCION SOLIDA, SIN O POCA AREAS DE VENTANA	10 GRADOS DEBAJO DE TEMPERATURA EXTERIOR
SOTANO, CON ALGUNAS ENDIJAS ALREDEDOR DE LAS VENTANAS	5 GRADOS DEBAJO DE TEMPERATURA EXTERIOR
SOTANO, VENTILADO CON UN VENTILADOR EXTRACTOR	IGUAL TEMPERATURA A LA EXTERIOR
ATICO O BOARDILLA CON VENTILACION POBRE	50 GRADOS SOBRE LA TEMPERATURA EXTERIOR
ATICO O BOARDILLA BIEN VENTILADA	20 GRADOS SOBRE LA TEMPERATURA EXTERIOR

FUENTE: AIR CONDITIONING CONTRACTORS OF AMERICA, "Manual
Comercial de Cálculo de Carga", Pág. 112, 1988.



TABLA LV

APORTE DE CALOR POR PERSONA SEGUN GRADO DE ACTIVIDAD

APLICACION	GRADO DE ACTIVIDAD	SENSIBLE (BTU/HR)	LATENTE (BTU/HR)
TEATROS-CINES			
ZONAS DE PUBLICO	SENTADOS, QUIETOS	210	140
ZONAS DE ESCENARIO	BAILE-MOVIMIENTO MODERADO	405	875
ZONAS DE ENSAYO	MODERADO, MARCHA 3mph	565	1035
ZONAS COMUNES	PARADOS, TRABAJO LIGERO	315	325
SALAS FUNERARIAS	SENTADOS, TRABAJO LIGERO	230	190
BANCOS	PARADOS, TRABAJO LIGERO	315	325
SALAS CONFERENCIAS	TRABAJO MODERADO, ACTIVO	255	255
BARES-TABERNAS	PARADOS, TRABAJO LIGERO	315	325
CAFETERIAS	SENTADOS, COMIENDO	225	325
DEPART. DE VENTAS	PARADOS TRABAJO LIGERO	315	325
DORMITORIOS	SENTADOS, TRABAJO LIGERO	230	190
FABRICAS	MODERADO, MARCHA 3mph	565	1035
HOSPITALES			
HABITACIONES	SENTADOS, TRABAJO LIGERO	230	190
QUIROFANOS	TABAJO LIGERO	345	435
HOTELES			
HABITACIONES	SENTADOS, TRABAJO LIGERO	230	190
RECEPCION	PARADOS, TRABAJO LIGERO	315	325
SALAS CONFERENCIAS	TRABAJO MODERADO, ACTIVO	255	255
LABORATORIOS	TRABAJO LIGERO	345	435
SALAS EXPOSICIONES	TRABAJO MODERADO, ACTIVO	255	255
OFICINAS			
PRIVADAS	SENTADOS, TRABAJO LIGERO	230	190
PUBLICAS	TRABAJO MODERADO, ACTIVO	255	255
SALAS CONFERENCIAS	TRABAJO MODERADO, ACTIVO	255	255
RECEPCION	SENTADOS, TRABAJO LIGERO	315	325

FUENTE: AIR CONDITIONING CONTRACTORS OF AMERICA, "Manual Comercial de Cálculo de Carga", Pág. 98, 1988.

TABLA LVI
 APOORTE DE CALOR DE MOTORES ELECTRICOS

POTENCIA DEL MOTOR (HP)	TIPO DEL MOTOR	EFICIENCIA FULL CARGA (%)	LOCALIZACION DEL MOTOR Y LA MAQUINA IMPULSADA RESPECTO AL ESPACIO ACONDICIONADO		
			MOTOR INT. MAQUINA INT. (BTU/Hr)	MOTOR EXT. MAQUINA INT. (BTU/Hr)	MOTOR INT. MAQUINA EXT. (BTU/Hr)
			1/20		35
1/12		35	580	200	380
1/8		35	900	320	590
1/6		35	1160	400	760
1/4	FASE DIVIDIDA	54	1180	640	540
1/3		56	1500	840	660
1/2		60	2120	1270	850
3/4	3 Ph	72	2650	1900	740
1		75	3390	2550	850
1.5		77	4960	3820	1140
2		79	6440	5090	1350
3		81	9430	7640	1790
5		82	15500	12700	2790
7.5		84	22700	19100	3640
10		85	29900	24500	4490
15		86	44400	38200	6210
20		87	58500	50900	7610
25		88	72300	63600	8680
30		89	85700	76350	9440
40		89	114000	102000	12600
50		89	143000	127000	15700
60		89	172000	153000	18900
75		90	212000	191000	21200
100		90	283000	255000	28300
150	91	420000	382000	37800	
200	91	559000	509000	50300	
250	91	699000	636000	62900	

FUENTE: AIR CONDITIONING CONTRACTORS OF AMERICA, "Manual Comercial de Cálculo de Carga", Pág. 99, 1988.



TABLA LVII
CALOR APORTADO POR OTROS EQUIPOS COMUNES

TIPO DE EQUIPO	ELECTRICO		A GAS	
	SENSIBLE (BTU/Hr)	LATENTE (BTU/Hr)	SENSIBLE (BTU/Hr)	LATENTE (BTU/Hr)
CAFETERA				
DE 3 GALONES	2.550	850	3.500	1.500
DE 5 GALONES	3.850	1.250	5.250	2.250
DE 8 GALONES	5.200	1.600	7.000	3.000
HORNO			3.360	840
PLACA CALIENTE	5.300	3.600		
TOSTADORA (720 REBANADAS/Hr)	2.700	2.400	6.000	4.000
ESTERILIZADOR	625	1.200		
REFRIGERADORA	625	-		
VENTILADOR	625	-		
MAQUINA DE ESCRIBIR				
GRANDE	9.000	-		
PEQUENA	4.500	-		
COMPUTADORA PERSONAL	1.300	-		
TERMINAL-COMPUTADORA	500	-		
TUBO DE NEON (POR Ft DE LONGITUD)	60	-		

FUENTE: AIR CONDITIONING CONTRACTORS OF AMERICA, "Manual
Comercial de Cálculo de Carga", Pág. 101, 1988.

TABLA LVIII

PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL AIRE HUMEDO
(PRESION ATMOSFERICA 29.921 PULG HG)

t(F)	W _a × 10 ³	Volumen Pie ³ /lb a.s.			Entalpía BTU/Lb a.s.			Entropía BTU/(°F.lb.a.s.)			Agua Condensada			t(F)
		v _a	v _{as}	v _s	h _a	h _{as}	h _s	s _a	s _{as}	s _s	Btu/Lb h _w	Btu (°F)(Lb) s _w	In. Hg p _s	
38	4.818	12.540	0.097	12.637	9.128	5.191	14.319	0.01909	0.01097	0.03008	6.05	0.0122	0.22904	38
39	4.812	12.565	0.101	12.666	9.369	5.403	14.771	0.01957	0.01139	0.03096	7.04	0.0142	0.23819	39
40	4.813	12.590	0.105	12.695	9.608	5.622	15.230	0.02005	0.01183	0.03188	8.09	0.0162	0.24767	40
41	4.821	12.616	0.109	12.725	9.848	5.849	15.697	0.02053	0.01228	0.03281	9.09	0.0182	0.25748	41
42	4.838	12.641	0.114	12.755	10.088	6.084	16.172	0.02101	0.01275	0.03376	10.09	0.0202	0.26763	42
43	4.860	12.666	0.119	12.785	10.329	6.328	16.657	0.02149	0.01323	0.03472	11.10	0.0222	0.27813	43
44	4.891	12.691	0.121	12.815	10.569	6.550	17.149	0.02197	0.01371	0.03570	12.10	0.0242	0.28899	44
45	4.931	12.717	0.129	12.846	10.809	6.841	17.650	0.02245	0.01425	0.03670	13.10	0.0262	0.30023	45
46	4.978	12.742	0.134	12.876	11.049	7.112	18.161	0.02293	0.01478	0.03771	14.10	0.0282	0.31185	46
47	5.035	12.767	0.140	12.907	11.289	7.391	18.687	0.02340	0.01534	0.03874	15.11	0.0302	0.32386	47
48	5.100	12.792	0.146	12.938	11.530	7.681	19.211	0.02387	0.01591	0.03978	16.11	0.0321	0.33629	48
49	5.174	12.818	0.151	12.969	11.770	7.981	19.751	0.02434	0.01650	0.04084	17.11	0.0341	0.34913	49
50	5.258	12.843	0.158	13.001	12.010	8.291	20.301	0.02481	0.01711	0.04192	18.11	0.0361	0.36240	50
51	5.352	12.868	0.164	13.032	12.250	8.612	20.862	0.02528	0.01774	0.04302	19.11	0.0381	0.37611	51
52	5.456	12.894	0.170	13.064	12.491	8.945	21.436	0.02575	0.01839	0.04414	20.11	0.0400	0.39028	52
53	5.569	12.919	0.178	13.097	12.731	9.289	22.020	0.02622	0.01906	0.04528	21.12	0.0420	0.40492	53
54	5.694	12.944	0.185	13.129	12.971	9.644	22.615	0.02669	0.01976	0.04645	22.12	0.0439	0.42004	54
55	5.829	12.970	0.192	13.162	13.211	10.01	23.22	0.02716	0.02047	0.04763	23.12	0.0459	0.43565	55
56	5.975	12.995	0.200	13.195	13.452	10.39	23.84	0.02762	0.02121	0.04883	24.12	0.0478	0.45176	56
57	6.134	13.020	0.208	13.228	13.692	10.79	24.48	0.02809	0.02197	0.05006	25.12	0.0497	0.46840	57
58	6.300	13.045	0.216	13.261	13.932	11.19	25.12	0.02855	0.02276	0.05131	26.12	0.0517	0.48558	58
59	6.474	13.071	0.224	13.295	14.172	11.61	25.78	0.02902	0.02357	0.05259	27.12	0.0536	0.50330	59
60	6.656	13.096	0.233	13.329	14.413	12.05	26.46	0.02948	0.02441	0.05389	28.12	0.0555	0.52159	60
61	6.847	13.121	0.242	13.363	14.653	12.50	27.15	0.02994	0.02527	0.05521	29.12	0.0574	0.54047	61
62	7.046	13.147	0.251	13.398	14.893	12.96	27.85	0.03040	0.02615	0.05656	30.12	0.0594	0.55994	62
63	7.254	13.172	0.261	13.433	15.134	13.44	28.57	0.03086	0.02708	0.05794	31.12	0.0613	0.58002	63
64	7.471	13.197	0.271	13.468	15.374	13.94	29.31	0.03132	0.02803	0.05935	32.12	0.0632	0.60073	64
65	7.698	13.222	0.282	13.504	15.614	14.45	30.06	0.03177	0.02901	0.06078	33.11	0.0651	0.62209	65
66	7.934	13.247	0.292	13.539	15.855	14.98	30.83	0.03221	0.03002	0.06225	34.11	0.0670	0.64411	66
67	8.180	13.273	0.303	13.576	16.095	15.53	31.62	0.03267	0.03106	0.06375	35.11	0.0689	0.66681	67
68	8.436	13.298	0.315	13.613	16.335	16.09	32.42	0.03314	0.03213	0.06527	36.11	0.0708	0.69019	68
69	8.702	13.323	0.327	13.650	16.576	16.67	33.25	0.03360	0.03323	0.06683	37.11	0.0727	0.71430	69
70	1.582	13.348	0.339	13.687	16.816	17.27	34.09	0.03405	0.03437	0.06842	38.11	0.0746	0.73915	70
71	1.639	13.373	0.351	13.724	17.056	17.89	34.95	0.03450	0.03554	0.07004	39.11	0.0765	0.76475	71
72	1.697	13.398	0.364	13.762	17.297	18.53	35.83	0.03495	0.03675	0.07170	40.11	0.0784	0.79112	72
73	1.757	13.424	0.377	13.801	17.537	19.20	36.74	0.03540	0.03800	0.07340	41.11	0.0803	0.81828	73
74	1.819	13.449	0.392	13.841	17.778	19.88	37.66	0.03585	0.03928	0.07513	42.10	0.0821	0.84624	74
75	1.882	13.474	0.407	13.881	18.018	20.59	38.61	0.03630	0.04060	0.07690	43.10	0.0840	0.87504	75
76	1.948	13.499	0.422	13.921	18.259	21.31	39.57	0.03675	0.04197	0.07872	44.10	0.0859	0.90470	76
77	2.016	13.525	0.437	13.962	18.499	22.07	40.57	0.03720	0.04337	0.08057	45.10	0.0877	0.93523	77
78	2.086	13.550	0.453	14.003	18.740	22.84	41.58	0.03765	0.04482	0.08247	46.10	0.0896	0.96665	78
79	2.158	13.575	0.470	14.045	18.980	23.64	42.62	0.03810	0.04631	0.08441	47.10	0.0914	0.99899	79
80	2.233	13.601	0.486	14.087	19.221	24.47	43.69	0.03854	0.04784	0.08638	48.10	0.0933	1.03223	80
81	2.310	13.625	0.504	14.130	19.461	25.32	44.78	0.03899	0.04942	0.08841	49.09	0.0952	1.06645	81
82	2.389	13.651	0.523	14.174	19.702	26.20	45.90	0.03943	0.05105	0.09048	50.09	0.0970	1.10171	82
83	2.471	13.676	0.542	14.218	19.942	27.10	47.04	0.03987	0.05273	0.09260	51.09	0.0989	1.13802	83
84	2.556	13.702	0.560	14.262	20.183	28.04	48.22	0.04031	0.05446	0.09477	52.09	0.1007	1.17524	84
85	2.642	13.727	0.581	14.309	20.423	29.01	49.43	0.04075	0.05624	0.09699	53.09	0.1025	1.2135	85
86	2.731	13.752	0.602	14.354	20.663	30.00	50.66	0.04119	0.05807	0.09926	54.08	0.1043	1.25279	86
87	2.824	13.777	0.624	14.401	20.904	31.03	51.93	0.04163	0.05995	0.10158	55.08	0.1062	1.29314	87
88	2.919	13.803	0.645	14.445	21.144	32.09	53.23	0.04207	0.06189	0.10395	56.08	0.1080	1.33459	88
89	3.017	13.828	0.668	14.496	21.385	33.18	54.56	0.04251	0.06389	0.10640	57.08	0.1098	1.37724	89
90	3.118	13.853	0.692	14.545	21.625	34.31	55.93	0.04295	0.06594	0.10890	58.08	0.1116	1.4219	90
91	3.223	13.879	0.716	14.595	21.865	35.47	57.33	0.04339	0.06807	0.11146	59.07	0.1135	1.46871	91
92	3.330	13.904	0.741	14.645	22.105	36.67	58.79	0.04382	0.07025	0.11407	60.07	0.1153	1.51754	92
93	3.441	13.929	0.768	14.697	22.346	37.90	60.25	0.04426	0.07249	0.11675	61.07	0.1171	1.56852	93
94	3.556	13.954	0.795	14.749	22.587	39.18	61.77	0.04469	0.07480	0.11949	62.07	0.1188	1.62168	94
95	3.673	13.980	0.822	14.802	22.827	40.49	63.32	0.04513	0.07718	0.12231	63.07	0.1206	1.67704	95
96	3.795	14.005	0.851	14.856	23.068	41.85	64.92	0.04556	0.07964	0.12519	64.06	0.1224	1.73461	96
97	3.920	14.030	0.881	14.911	23.309	43.24	66.55	0.04599	0.08215	0.12815	65.06	0.1242	1.79441	97
98	4.049	14.055	0.911	14.967	23.548	44.68	68.23	0.04643	0.08471	0.13117	66.06	0.1260	1.85652	98
99	4.182	14.081	0.942	15.023	23.789	46.17	69.96	0.04686	0.08741	0.13427	67.06	0.1278	1.92094	99
100	4.319	14.106	0.975	15.081	24.029	47.70	71.73	0.04729	0.09016	0.13745	68.06	0.1296	1.98761	100
101	4.460	14.131	1.009	15.140	24.270	49.24	73.55	0.04772	0.09299	0.14071	69.06	0.1314	2.05661	101
102	4.604	14.157	1.043	15.200	24.510	50.91	75.42	0.04815	0.09591	0.14405	70.05	0.1332	2.12794	102
103	4.752	14.182	1.079	15.261	24.751	52.59	77.34	0.04858	0.09891	0.14749	71.05	0.1350	2.20161	103
104	4.911	14.207	1.117	15.324	24.991	54.32	79.31	0.04900	0.10200	0.15100	72.05	0.1367	2.27761	104

TABLA LIX

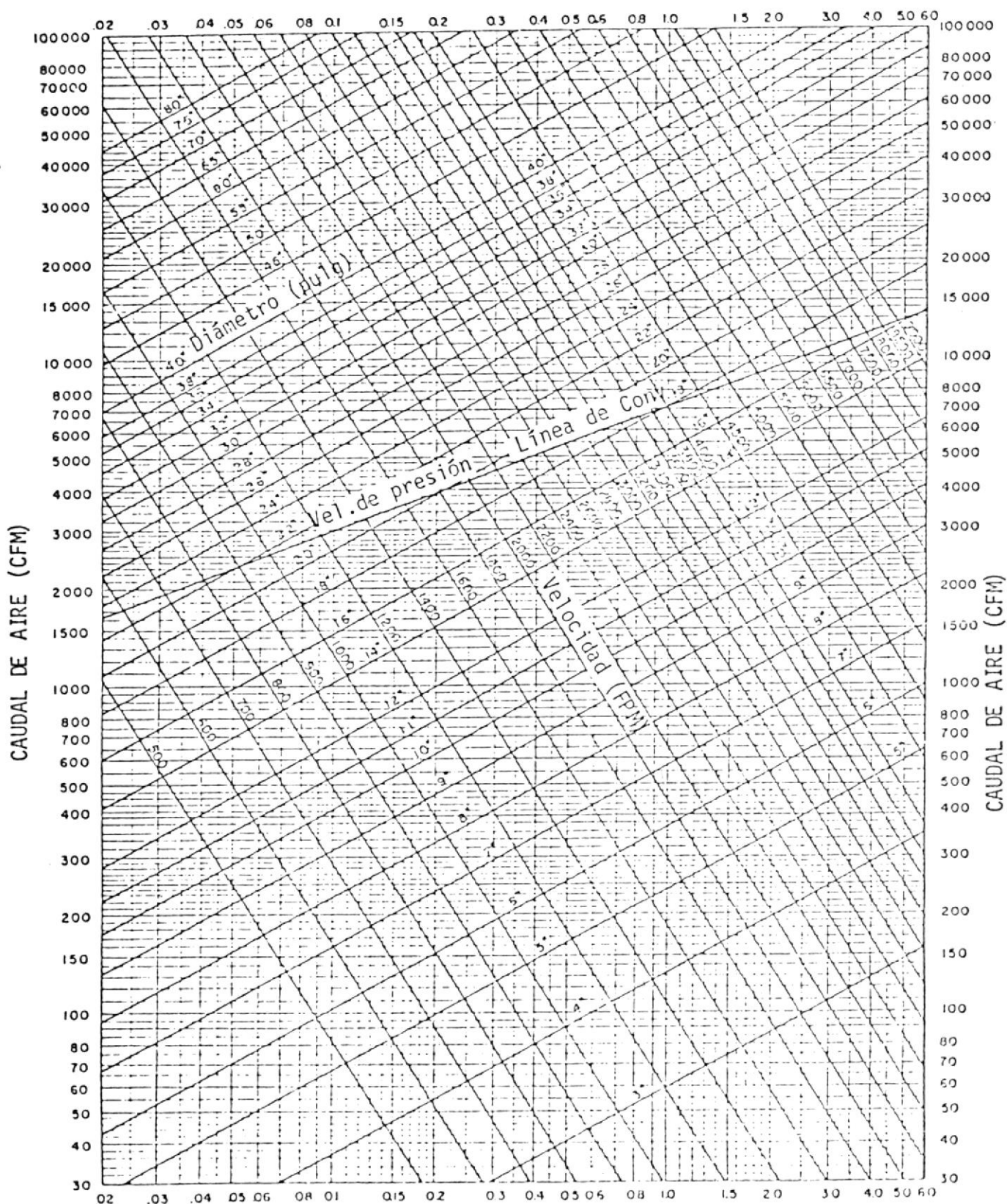
VELOCIDADES MAXIMAS RECOMENDADAS PARA SISTEMAS
DE BAJAS PRESION Y VELOCIDAD (FPM)

APLICACION	PARA CONTROLAR GENERACION DE RUIDOS	PARA CONTROLAR PERDIDAS DE FRICCION			
		DUCTO PRINCIPAL		RAMALES SECUNDARIOS	
		DUCTO PRINCIPAL	SUMINISTRO	RETORNO	SUMINISTRO
RESIDENCIAS	600	1000	800	600	600
APARTAMENTOS CUARTOS DE HOTELES CUARTOS DE HOSPITALES	1000	1500	1300	1200	1000
OFICINAS PRIVADAS SALA DE SESIONES LIBRERIAS	1200	2000	1500	1600	1200
TEATROS AUDITORIOS	800	1300	1100	1000	800
OFICINAS GENERALES RESTAURANTES ALMACENES BANCOS	1500	2000	1500	1600	1200
CAFETERIAS	1800	2000	1500	1600	1200
INDUSTRIAS	2500	3000	1800	2200	1500

FUENTE: CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY, "HANDBOOK OF AIR CONDITIONING SYSTEM DESIGN", Pág. 2-37, 1978.

TABLA LX

PERDIDA POR ROZAMIENTO EN CONDUCTOS REDONDOS



Pérdida por rozamiento (pulg. c.a. por 100 pies de longitud)

FUENTE: Carrier Air Conditioning Company, "Handbook of Air Conditioning System Design", pág. 2-38, 1978.

TABLA LXI

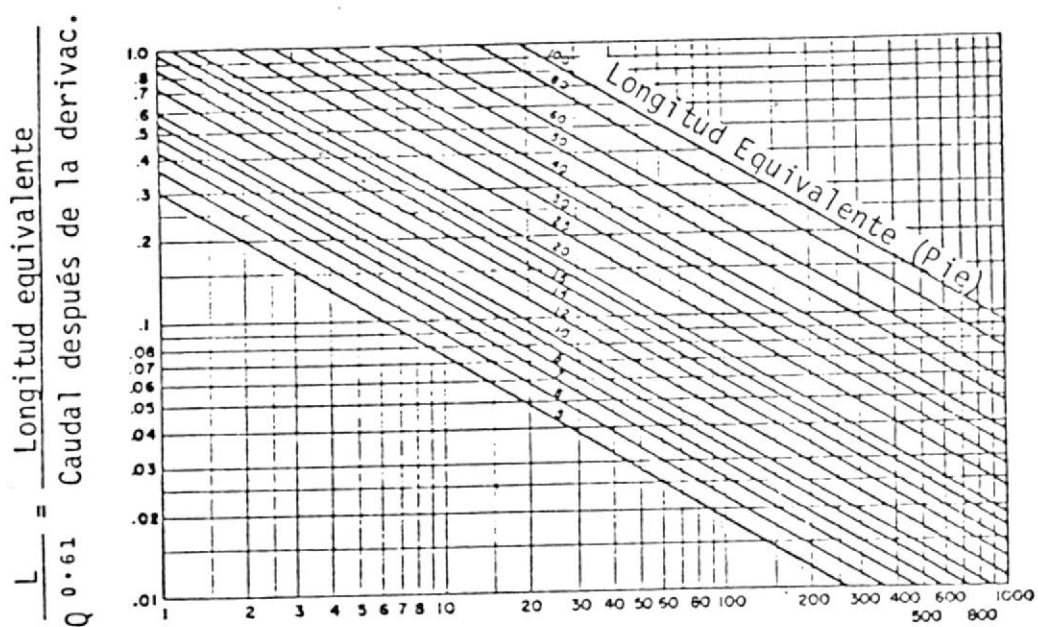
DIMENSIONES DE CONDUCTOS, AREA DE LA SECCION,
DIAMETRO EQUIVALENTE Y TIPO DE CONDUCTO

Lado	6		8		10		12		14		16		18		20		22		
	Area ϕ Pie Pulg		Area ϕ Pie Pulg		Area ϕ Pie Pulg		Area ϕ Pie Pulg		Area ϕ Pie Pulg		Area ϕ Pie Pulg		Area ϕ Pie Pulg		Area ϕ Pie Pulg		Area ϕ Pie Pulg		
10	.39	8.4	.52	9.8	.65	10.9													
12	.45	9.1	.62	10.7	.77	11.9	.94	13.1											
14	.52	9.8	.72	11.5	.91	12.9	1.09	14.2	1.28	15.3									
16	.59	10.4	.81	12.2	1.02	13.7	1.24	15.1	1.45	16.3	1.67	17.5							
18	.66	11.0	.91	12.9	1.15	14.5	1.40	16.0	1.63	17.3	1.87	18.5	2.12	19.7					
20	.72	11.5	.99	13.5	1.26	15.2	1.54	16.8	1.81	18.2	2.07	19.5	2.34	20.7	2.61	21.9			
22	.78	12.0	1.08	14.1	1.38	15.9	1.69	17.6	1.99	19.1	2.27	20.4	2.57	21.7	2.86	22.9	3.17	24.1	
24	.84	12.4	1.16	14.6	1.50	16.6	1.83	18.3	2.14	19.8	2.47	21.3	2.78	22.6	3.11	23.9	3.43	25.1	
26	.89	12.8	1.26	15.2	1.61	17.2	1.97	19.0	2.31	20.6	2.66	22.1	3.01	23.5	3.35	24.8	3.71	26.1	
28	.95	13.2	1.33	15.6	1.71	17.7	2.09	19.6	2.47	21.3	2.86	22.9	3.25	24.4	3.60	25.7	4.00	27.1	
30	1.01	13.6	1.41	16.1	1.82	18.3	2.22	20.2	2.64	22.0	3.06	23.7	3.46	25.2	3.89	26.7	4.27	28.0	
32	1.07	14.0	1.48	16.5	1.93	18.8	2.36	20.8	2.81	22.7	3.25	24.4	3.68	26.0	4.12	27.5	4.55	28.9	
34	1.13	14.4	1.58	17.0	2.03	19.3	2.49	21.4	2.96	23.3	3.43	25.1	3.89	26.7	4.37	28.3	4.81	29.7	
36	1.18	14.7	1.65	17.4	2.14	19.8	2.61	21.9	3.11	23.9	3.63	25.8	4.09	27.4	4.58	29.0	5.07	30.5	
38	1.23	15.0	1.73	17.8	2.25	20.3	2.76	22.5	3.27	24.5	3.80	26.4	4.30	28.1	4.84	29.8	5.37	31.4	
40	1.28	15.3	1.81	18.2	2.33	20.7	2.88	23.0	3.43	25.1	3.97	27.0	4.52	28.8	5.07	30.5	5.62	32.1	
42	1.33	15.6	1.86	18.5	2.43	21.1	2.98	23.4	3.57	25.6	4.15	27.6	4.71	29.4	5.31	31.2	5.86	32.8	
44	1.38	15.9	1.95	18.9	2.52	21.5	3.11	23.9	3.71	26.1	4.33	28.2	4.90	30.0	5.55	31.9	6.12	33.5	
46	1.43	16.2	2.01	19.2	2.61	21.9	3.22	24.3	3.88	26.7	4.49	28.7	5.10	30.6	5.76	32.5	6.37	34.2	
48	1.48	16.5	2.09	19.6	2.71	22.3	3.35	24.8	4.03	27.2	4.65	29.2	5.30	31.2	5.97	33.1	6.64	34.9	
50			2.16	19.9	2.81	22.7	3.46	25.2	4.15	27.6	4.84	29.8	5.51	31.8	6.19	33.7	6.87	35.5	
52			2.22	20.2	2.91	23.1	3.57	25.6	4.30	28.1	5.00	30.3	5.72	32.4	6.41	34.3	7.14	36.0	
54			2.29	20.5	2.98	23.4	3.71	26.1	4.43	28.5	5.17	30.8	5.90	32.9	6.64	34.9	7.38	36.8	
56			2.38	20.9	3.09	23.8	3.83	26.5	4.55	28.9	5.31	31.2	6.08	33.4	6.87	35.5	7.62	37.4	
58			2.43	21.1	3.19	24.2	3.94	26.9	4.68	29.3	5.48	31.7	6.26	33.9	7.06	36.0	7.87	38.0	
60			2.50	21.4	3.27	24.5	4.06	27.3	4.84	29.8	5.65	32.2	6.50	34.5	7.26	36.5	8.12	38.6	
64			2.64	22.0	3.46	25.2	4.24	27.9	5.10	30.6	5.91	33.1	6.87	35.5	7.71	37.6	8.59	39.7	
68					3.63	25.8	4.49	28.7	5.37	31.4	6.26	33.9	7.18	36.3	8.12	38.6	9.03	40.7	
72					3.83	26.5	4.71	29.4	5.69	32.3	6.60	34.8	7.54	37.2	8.50	39.5	9.52	41.8	
76					4.09	27.4	4.91	30.0	5.86	32.8	6.83	35.4	7.95	38.2	8.90	40.4	9.98	42.8	
80					4.15	27.6	5.17	30.8	6.15	33.6	7.22	36.4	8.29	39.0	9.21	41.1	10.4	43.8	
84							5.41	31.5	6.41	34.5	7.54	37.2	8.55	39.6	9.75	42.3	10.8	44.6	
88							5.58	32.0	6.64	34.9	7.87	38.0	8.94	40.5	10.1	43.1	11.2	45.4	
92							5.79	32.6	6.91	35.6	8.12	38.6	9.39	41.5	10.4	43.8	11.7	46.3	
96							5.90	33.0	7.14	36.2	8.40	39.2	9.70	42.1	10.8	44.5	12.1	47.2	
100							7.40	36.9	7.40	36.9	8.50	39.5	9.80	42.5	11.3	45.5	12.3	47.6	
104									7.60	37.4	8.90	40.5	10.3	43.5	11.6	46.2	13.0	48.8	
108									7.90	38.0	9.20	41.2	10.6	44.0	12.0	47.0	13.4	49.6	
112									8.10	38.6	9.50	41.8	10.9	44.7	12.3	47.5	13.8	50.3	
116											9.80	42.4	11.3	45.5	12.6	48.1	14.3	51.3	
120											10.0	42.8	11.5	46.0	13.1	49.1	14.4	51.5	
124											10.3	43.5	11.9	46.7	13.4	49.6	15.0	52.4	
128											10.6	44.1	12.1	47.1	13.8	50.4	15.5	53.3	
132													12.5	47.9	14.1	50.9	15.8	53.9	
136													12.8	48.5	14.5	51.6	16.2	54.5	
140													13.0	48.8	14.7	52.0	16.5	55.0	
144													13.3	49.4	15.2	52.9	16.8	55.6	

FUENTE: Carrier Air Conditioning Company", Handbook of Air Conditioning System Design", Pág. 2-39, 1978.

TABLA LXII

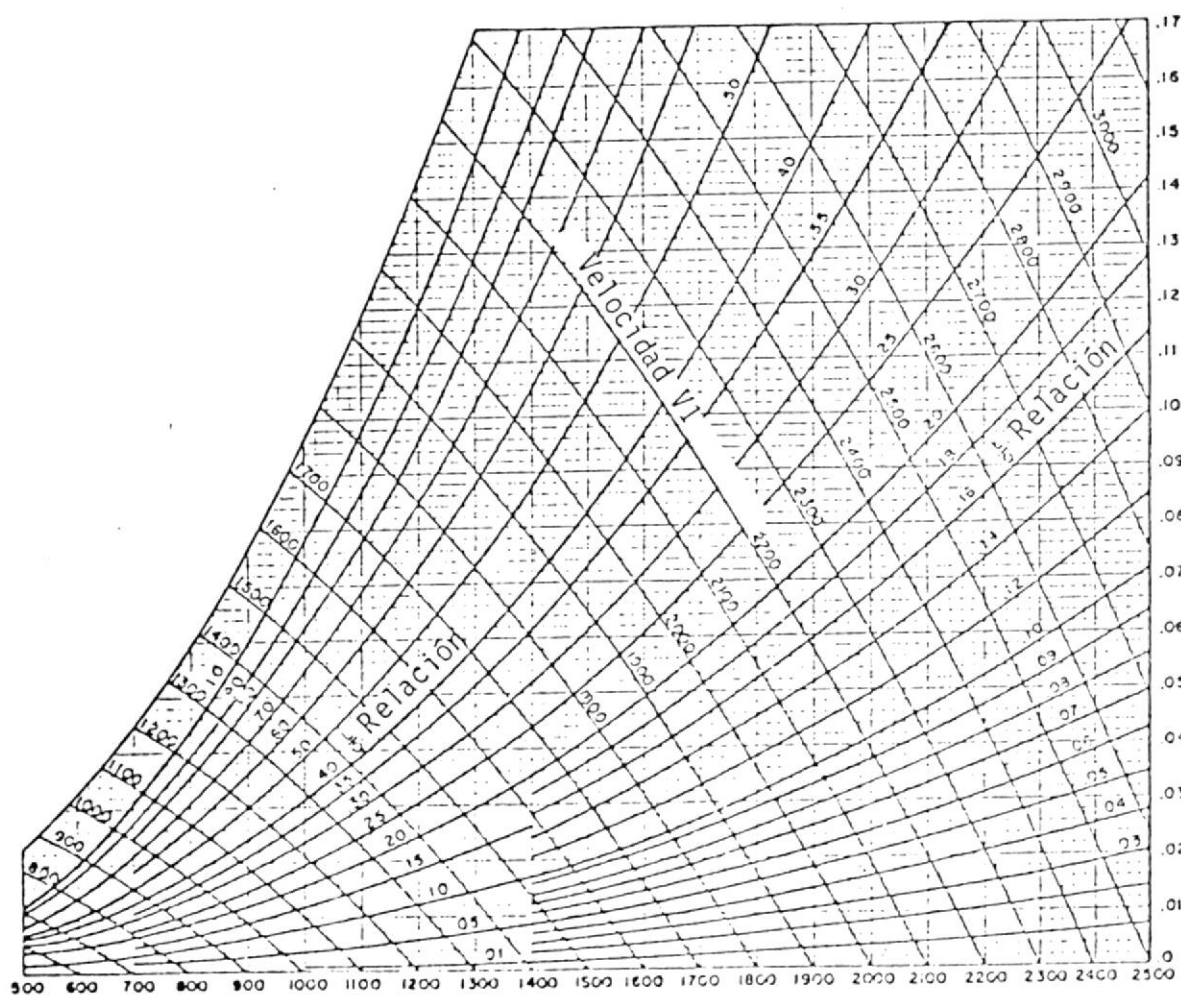
RELACION L/Q



Caudal de aire después de la derivación Q (100 CFM)

FUENTE: Carrier Air Conditioning Company, "Handbook of Air Conditioning System Design" pág. 2-55, 1978.

TABLA LXIII

RECUPERACIÓN ESTÁTICA EN BAJA VELOCIDAD

Velocidad del Aire después de la derivación (V_2 (pies/mm))

Fuente: Carrier Air Conditioning Company, "Handbook of Aire Conditioning System Design" Pág. 2-55, 1978.

TABLA LXIV

PÉRDIDAS POR ROZAMIENTO EN SISTEMAS CERRADOS DE TUBERÍAS (TUBO CÉDULA 40)

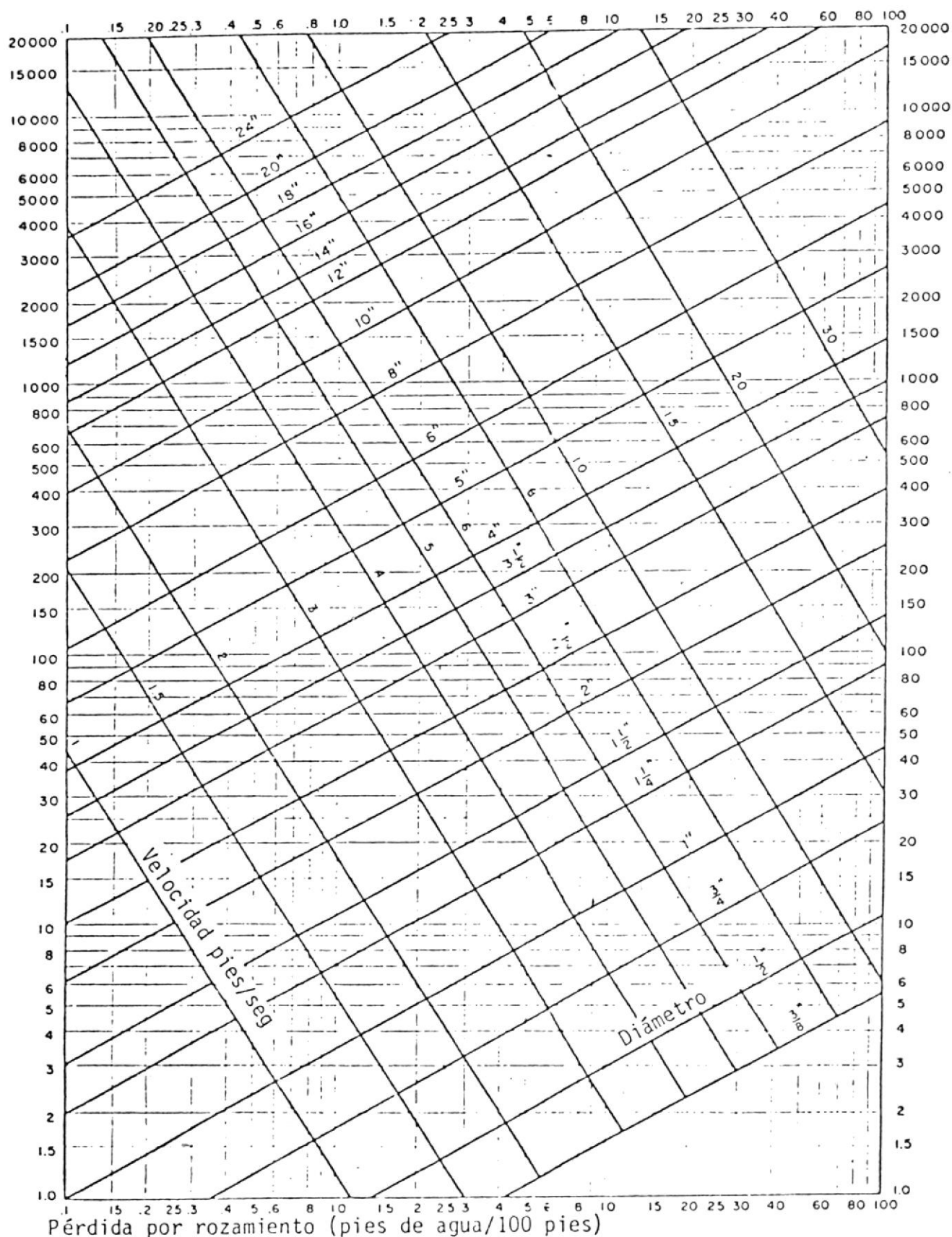
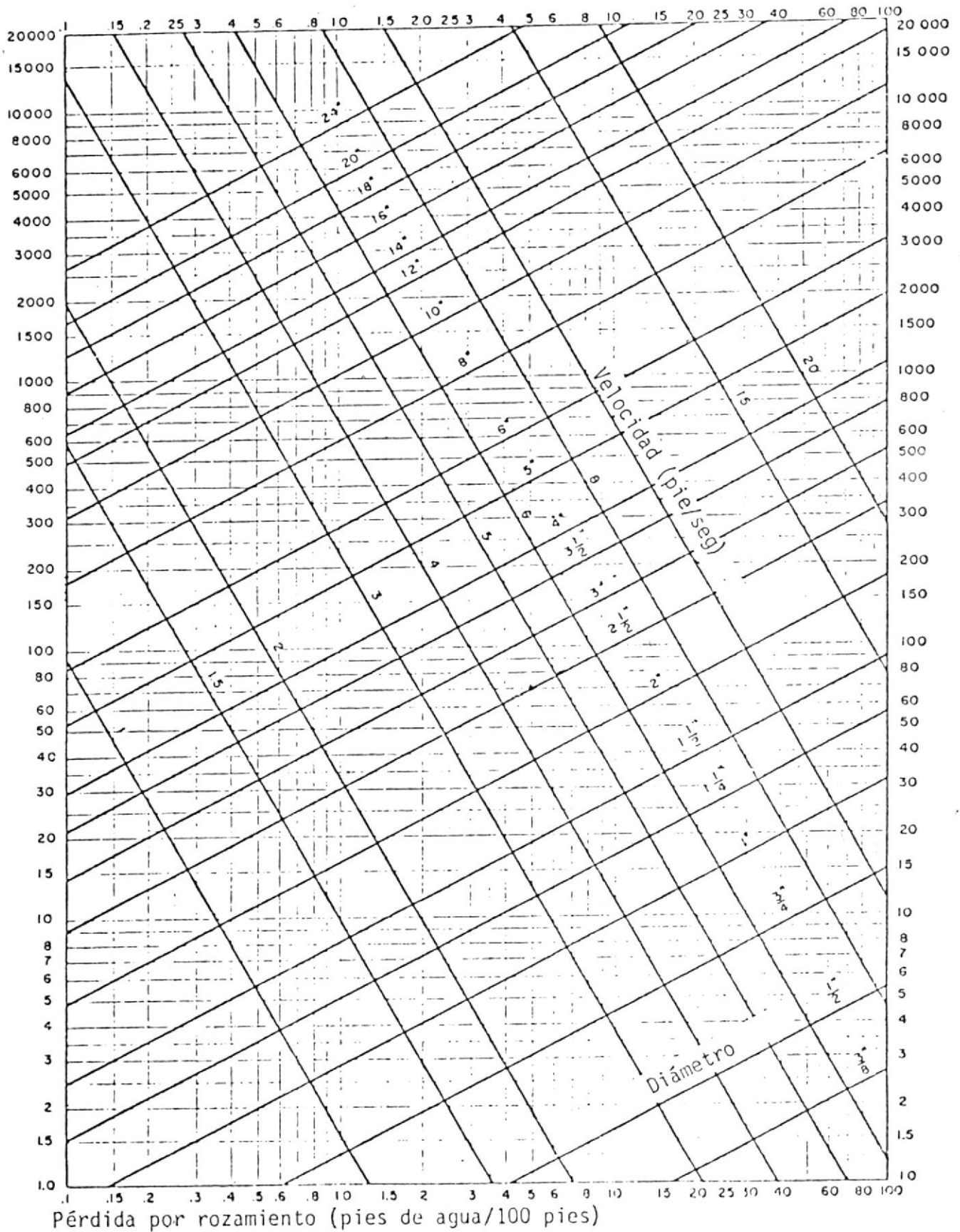


TABLA LXV
 PÉRDIDAS POR ROZAMIENTO EN SISTEMAS ABIERTOS DE TUBERÍAS
 (Tubo Cédula 40)





BIBLIOGRAFIA

1. AIR CONDITIONING CONTRACTORS OF AMERICA, **LOAD CALCULATION MANUAL COMMERCIAL**, 4ta. EDICION, WASHINGTON D.C., 1988, PAGINAS 1 - 119.
2. AMERICAN CONFERENCE OF GOVERNMENTAL INDUSTRIAL HYGIENISTS, **INDUSTRIAL VENTILATION**, 14ava. EDICION, 1976, PAGINAS 5.62.
3. ASHRAE, **LOAD CALCULATION MANUAL**, EDITORIAL ASHRAE INC., NEW YORK, 1979, CAPITULOS 3, 4, 5 Y 6, APENDICES A1 Y A3.
4. ASHRAE, **HANDBOOK OF FUNDAMENTALS**, EDITORIAL ASHRAE INC., NEW YORK, 1977, CAPITULOS 5, 6, 7, 21, 22, 25, 27, 31 Y 32.
5. ASHRAE, **HANDBOOK OF SYSTEMS AND APPLICATIONS**, EDITORIAL ASHRAE INC., ATLANTA, 1987, CAPITULOS 1, 2, 3, 4, 18, 19, 20, 36, 51, 52, 58, 59 Y 60.
6. CARRIER, **HANDBOOK OF AIR CONDITIONING SYSTEM DESIGN**, 1978, PAGINAS 1.09-1.17, 2.38-2.55, 3.19-3.27.

7. GENERAL ELECTRIC, LOAD CALCULATION DIGEST COMMERCIAL/
INDUSTRIAL AIR CONDITIONING, EDITORIAL GENERAL
ELECTRIC COMPANY, LOUISVILLE - KENTUCKY, 1973,
PAGINAS 1 A 56.
8. GRINNELL INDUSTRIAL PIPING, INC., PIPING DESIGN AND
ENGINEERING, 6ta. EDICION, EDITORIAL ITT GRINNELL
CORPORATION, 1981, PAGINAS 11 A 17, 71, 173 A 197 Y
204.
9. RIZZI ENNIO, DESIGN AND ESTIMATING FOR HEATING,
VENTILATING, AND AIR CONDITIONING, EDITORIAL VAN
NOSTRAND REINHOLD COMPANY, NEW YORK, 1981, CAPITULOS
SECCION I: 4, 5, 6, 7 Y 10; SECCION II: 1, 6, 10, 12,
14, 16, 17, 26, 27, 28 Y 29; SECCION III: 2, 3 Y 4.
10. SANCHEZ ALVARADO EMILIO GERMAN, DISEÑO Y
ESPECIFICACIONES TECNICAS DEL SISTEMA DE AIRE
ACONDICIONADO PARA EL PABELLON CENTRAL DEL HOSPITAL
LUIS VERNAZA-TESIS DE GRADO, ESPOL, GUAYAQUIL,
ECUADOR, 1984, CAPITULOS 1, 2, 3, 4 Y 5.
11. SAVIOLI CARLOS UMBERTO, INSTALACIONES TERMOMECAICAS,
ESPACIO EDITORA, 1ra. EDICION, BUENOS AIRES-
ARGENTINA, 1978, CAPITULOS 1 Y 7.

12. STAMPER EUGENE AND KORAL RICHARD, **HANDBOOK OF AIR CONDITIONING HEATING AND VENTILATING**, EDITORIAL INDUSTRIAL PRESS INC., 3ra. EDICION, NEW YORK, 1979, CAPITULOS 2, 3, 5, 8, 9, 10 Y 11.
13. TRANE, **AIR CONDITIONING MANUAL**, EDITORIAL Mc GILL GRAPHIC ARTS, 6ta. EDICION, 1965, CAPITULOS 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, Y 10.

