

14
20j.



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO**



**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
CUAUTITLAN**

**PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO
PARA COMODIDAD EN UN HOTEL**

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A
EDUARDO FERNANDEZ VEGA

ASESOR : ING. JUAN DE LA CRUZ HERNANDEZ ZAMUDIO

CUAUTITLAN IZCALLI, EDO. DE MEX.

1994

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO**

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
CUAUTITLAN**



**PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO
PARA COMODIDAD EN UN HOTEL**

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A
EDUARDO FERNANDEZ VEGA

ASESOR : ING. JUAN DE LA CRUZ HERNANDEZ ZAMUDIO

CUAUTITLAN IZCALLI, EDO. DE MEX.

1992



FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN
SECRETARIA ACADEMICA
UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR
DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES

UNIVERSIDAD NACIONAL
AVENIDA DE
MEXICO

ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS

DR. JAIME KELLER TORRES
DIRECTOR DE LA FES-CUAUTITLAN
P R E S E N T E .

AT'N: ING. RAFAEL RODRIGUEZ CEBALLOS
Jefe del Departamento de Exámenes
Profesionales de la F.E.S. - C.

Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, nos permitimos comunicar a usted que revisamos la TESIS TITULADA:

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO PARA COMODIDAD EN UN HOTEL

que presenta el pasante: EDUARDO FERNANDEZ JEGA

con número de cuenta: 7713714-6 para obtener el TITULO de:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

Considerando que dicha tesis reúne los requisitos necesarios para ser discutida en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO.

A T E N T A M E N T E .

"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"

Cuatitlán Izcalli, Edo. de Méx., a 14 de julio de 1992

PRESIDENTE Ing. Juan de la Cruz Hdez Zamudio

VOCAL Ing. Jose Antonio Sánchez Gtz.

SECRETARIO Ing. Filiberto Leyva Piña

PRIMER SUPLENTE Ing. Jose Ope. Alfonso Ramos Anastacio

SEGUNDO SUPLENTE Ing. Daniel Hernández Decina

Dedico esta tesis:

A mi esposa e hijos.

Por su apoyo, amor y
comprensión.

Agradesco infinitamente :

A mis padres, y hermanos.

A mis tíos.

A mi asesor.

Un especial agradecimiento a las empresas en que he laborado
por el apoyo brindado.

CALEFACCION Y VENTILACION DEL STE.SA DE CV.
EQUIPOS INDUSTRIALES DEL SURESTE.SA DE CV.

CONTENIDO

I	INTRODUCCION	1
II	PRINCIPIOS BASICOS	2
	II.1 CARTA PSICOMETRICA	2
	II.2 PROCESOS PSICOMETRICOS	6
III	PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO	
	III.1 CALCULO DE CARGA TERMICA	13
	III.2 SELECCION DE LOS EQUIPOS	46
	2.1 UNIDADES SERPENTIN VENTILADOR	46
	2.2 UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE	49
	2.3 UNIDAD ENFRIADORA DE LIQUIDO	60
	2.4 TORRES DE ENFRIAMIENTO	66
	2.5 BOMBAS	67
	a) DISEÑO DE TUBERIA	68
	b) CALCULO DE PERDIDAS	75
	c) SELECCION DE BOMBAS	89
	2.6 DISEÑO DE DUCTOS	91
IV	CONCLUSIONES	97
V	PLANOS	

I.- INTRODUCCION.

EL TURISMO ES UNA DE LAS ACTIVIDADES ECONOMICAS QUE MAYOR IMPORTANCIA TIENE PARA NUESTRO PAIS, YA QUE OCUPA EL TERCER LUGAR EN CAPTACION DE DIVISAS DESPUES DE LA INDUSTRIA PETROLERA Y LA INDUSTRIA MAQUILADORA DE EXPORTACION.

POR LO TANTO LA ATENCION Y LOS SERVICIOS QUE LE PROPORCIONEMOS AL TURISTA ADQUIEREN RELEVANCIA, YA QUE DE ELLOS DEPENDERA QUE EL TURISTA SE SIENTA SATISFECHO DE VISITAR NUESTRO PAIS.

EL AIRE ACONDICIONADO DE UN HOTEL FORMA PARTE DE LA COMODIDAD QUE SE LE BRINDA AL HUESPED, YA QUE PROPORCIONA UNA TEMPERATURA AGRADABLE EN EL LOCAL POR ACONDICIONAR.

EL PRESENTE TRABAJO SE REALIZA PARA EL HOTEL CALINDA QUALITY CANCUN CENTRO, UBICADO EN LA CIUDAD DE CANCUN EN EL ESTADO DE QUINTANA ROO.

ESTA CIUDAD DEPENDE BASICAMENTE DEL TURISMO, ESTA UBICADA A 370 KM DE LA CIUDAD DE CHETUMAL QUE ES LA CAPITAL DEL ESTADO, TIENE UNA POBLACION APROXIMADA DE 350,000 HABITANTES, SU ELEVACION SOBRE EL NIVEL DEL MAR ES DE 3 MTS, Y LAS CONDICIONES DE DISEÑO SON LAS SIGUIENTES:

- TEMPERATURA DE BULBO SECO EN VERANO	32.7°C
- TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO EN VERANO	27.22°C
- TEMPERATURA DE BULBO SECO EN INVIERNO	13.8°C
- VARIACION DIARIA	4.3°C

COMO PODEMOS VER EL CLIMA EN ESTA CIUDAD ES CALUROSO, POR LO TANTO LA MAYORIA DE LAS INSTALACIONES DE UN HOTEL DEBEN TENER AIRE ACONDICIONADO, PARA PODER TENER UNA TEMPERATURA AGRADABLE EN LAS AREAS DE: HABITACIONES, PASILLOS, "LOBBY", CENTRO DE CONVENCIONES, BARES, AREAS COMERCIALES, OFICINAS Y SERVICIOS.

II.- PRINCIPIOS BASICOS:

AIRE ACONDICIONADO SIGNIFICA AIRE CONTROLADO EN SU HUMEDAD, TEMPERATURA Y PUREZA. DENTRO DE LAS PROPIEDADES Y CARACTERISTICAS DEL AIRE ESTAN LAS SIGUIENTES:

- A).- HUMEDAD RELATIVA.- ES LA RELACION ENTRE LA PRESION DEL VAPOR DE AGUA CONTENIDO EN EL AIRE Y LA PRESION DEL VAPOR SATURANTE A LA MISMA TEMPERATURA.

$$\phi = \frac{P_v}{P_d} \times 100 = \frac{d_v}{d_d} \times 100$$

EN DONDE: P_v = PRESION PARCIAL DEL VAPOR DE AGUA.
 d_v = DENSIDAD EXISTENTE DEL VAPOR DE AGUA.
 P_d = PRESION DE SATURACION DEL VAPOR DE AGUA.
 d_d = DENSIDAD DEL VAPOR SATURADO.

- B).- HUMEDAD ESPECIFICA.- ES EL PESO DEL VAPOR DE AGUA EXPRESADO EN LIBRAS O GRAMOS POR LIBRA DE AIRE SECO.
- C).- TEMPERATURA DE BULBO SECO.- ES LA TEMPERATURA QUE REGISTRA CUALQUIER TERMOMETRO.
- D).- TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO.- ES LA TEMPERATURA QUE REGISTRA UN TERMOMETRO CUYO BULBO ES CUBIERTO CON UNA FRANELA HUMEDA Y QUE SE HACE PASAR POR AIRE RAPIDAMENTE
- E).- TEMPERATURA DE ROCIO.- ES LA TEMPERATURA A LA CUAL EMPIEZA LA CONDENSACION DE HUMEDAD CUANDO EL AIRE SE ENFRIA Y NOS INDICA LA CANTIDAD DE HUMEDAD CONTENIDA EN EL AIRE.
- F).- ENTALPIA.- CANTIDAD DE CALOR CONTENIDA EN EL AIRE CONTADA A PARTIR DE LOS 0°C ó 32°F.

II.I.- CARTA PSICOMETRICA:

LA CARTA PSICOMETRICA ES LA REPRESENTACION GRAFICA DE LAS PROPIEDADES PSICOMETRICAS Y CON ELLA PODEMOS VER LA RELACION EXISTENTE ENTRE:

- 1.- TEMPERATURA DE BULBO SECO.
- 2.- TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO.
- 3.- TEMPERATURA DE ROCIO.
- 4.- HUMEDAD RELATIVA.
- 5.- HUMEDAD ESPECIFICA.

ENTENDEMOS POR PSICOMETRIA A LA CIENCIA QUE ESTUDIA LAS PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL AIRE HUMEDO Y SUS EFECTOS EN LOS MATERIALES Y EN LA COMODIDAD DEL SER HUMANO.

EL CICLO DEL AIRE ACONDICIONADO SE REPRESENTA EN EL DIAGRAMA PSICOMETRICO COMO SE INDICA A CONTINUACION:

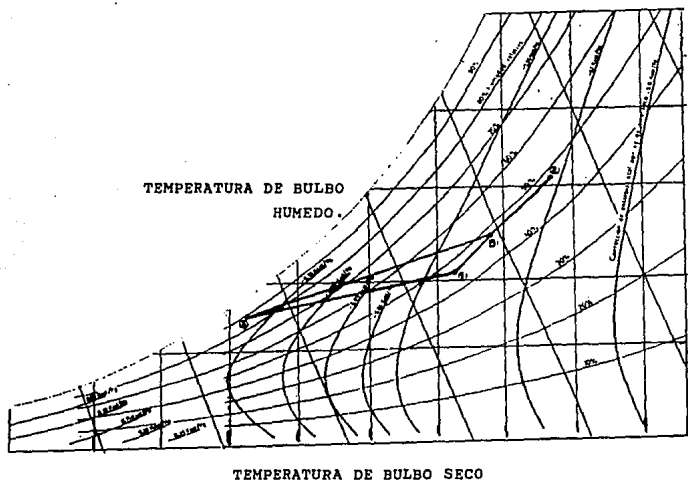


diagrama psicometrico.

EL AIRE EN EL ESTADO (3) MEZCLA DE AIRE EXTERIOR (2) Y AIRE DE RETORNO (1) PASA A TRAVES DE UN APARATO ACONDICIONADOR Y SU EVOLUCION SE REPRESENTA -- POR LA LINEA (3-4) ABANDONA EL APARATO EN (4) Y ES IMPULSADO HACIA EL LOCAL EN DONDE ABSORBE CALOR Y HUMEDAD, LINEA (4-1).

PARA SELECCIONAR EL EQUIPO ACONDICIONADOR ADECUADO HAY QUE TOMAR EN CUENTA VARIOS FACTORES ENTRE LOS QUE SE ENCUENTRAN.

- FACTOR DE CALOR SENSIBLE (S H F).
- FACTOR DE CALOR SENSIBLE DEL LOCAL (R S H F).
- EL FACTOR DEL CALOR SENSIBLE TOTAL (G S H F).
- FACTOR DE BYPASS (B F).
- FACTOR DE CALOR SENSIBLE EFECTIVO (E S H F).

1.- FACTOR DE CALOR SENSIBLE:

LAS PROPIEDADES TERMICAS DEL AIRE DEPENDEN DEL CALOR SENSIBLE Y DEL CALOR LATENTE. EL TERMINO FACTOR DE CALOR SENSIBLE ESTA DADO POR:

$$SHF = \frac{SH}{SH + LH} = \frac{SH}{TH}$$

EN DONDE: SHF = FACTOR DE CALOR SENSIBLE
 SH = CALOR SENSIBLE
 LH = CALOR LATENTE
 TH = CALOR TOTAL

2.- FACTOR DE CALOR SENSIBLE DEL LOCAL (RSHF):

EL FACTOR DE CALOR SENSIBLE DEL LOCAL ESTA DADO POR LA SIGUIENTE RELACION:

$$RSHF = \frac{R S H}{R S H + R L H} = \frac{R S H}{R T H}$$

EL ESTADO DEL AIRE QUE SALE DEL ACONDICIONADOR HACIA EL LOCAL DEBE DE COMPENSAR TANTO LAS GANANCIAS DE CALOR LATENTE COMO LAS DE CALOR SENSIBLE DEL LOCAL.

ESTA RELACION SE PUEDE REPRESENTAR EN EL DIAGRAMA PSICOMETRICO POR MEDIO DE LA RECTA 1-2 COMO SE MUESTRA A CONTINUACION:

3.- FACTOR DE CALOR SENSIBLE TOTAL (GSHF):

EL FACTOR DE CALOR SENSIBLE TOTAL ES LA RELACION ENTRE EL CALOR SENSIBLE TOTAL Y EL BALANCE TERMICO DE LA INSTALACION INCLUYENDO TODAS LAS CARGAS DE CALOR SENSIBLE Y LATENTE QUE PROCEDEN DEL AIRE EXTERIOR.

LA ECUACION QUE DEFINE AL GSHF ES LA SIGUIENTE:

$$GSHF = \frac{TSH}{TLH + TSH} = \frac{TSH}{GTH}$$

LA REPRESENTACION GRAFICA EN EL DIAGRAMA PSICOMETRICO ES LA SIGUIENTE:

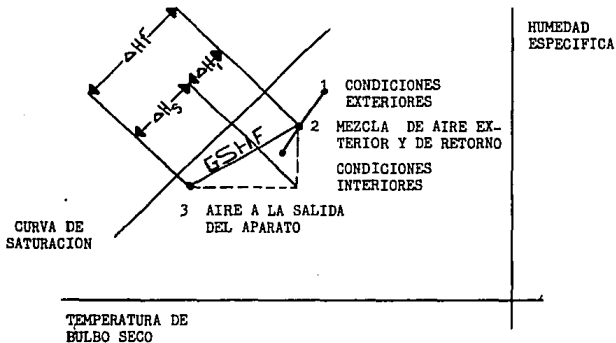


FIGURA II. 3

4.- FACTOR DE BY PASS (BPF):

EL FACTOR DE BY PASS DEPENDE DE LAS CARACTERISTICAS DEL ACONDICIONADOR Y DE SUS CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO. REPRESENTA AL PORCENTAJE DE AIRE QUE PASA A TRAVES DEL ACONDICIONADOR SIN SUFRIR NINGUN CAMBIO.

LOS FACTORES QUE INFLUYEN EN LA DETERMINACION DEL BPF SON:

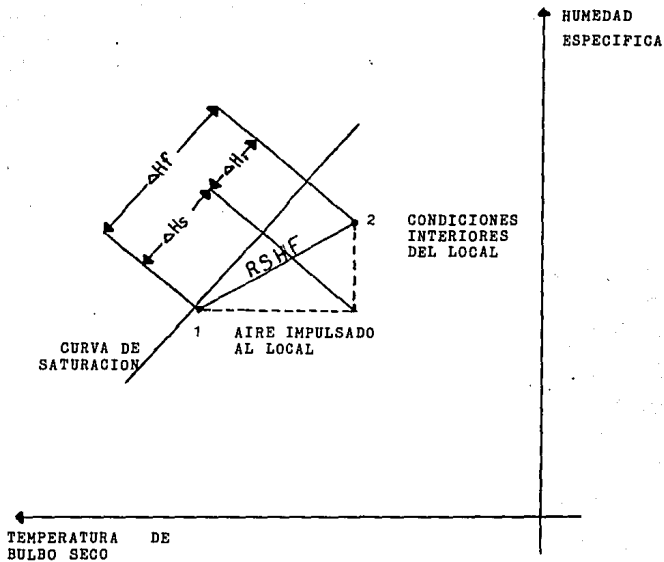


FIGURA II. 2

1.- SUPERFICIE DE CONTACTO EN EL SERPENTIN, NUMERO DE HILERAS Y SEPARACION EN TRES ALETAS.

2.- VELOCIDAD DEL AIRE.

VALORES USUALES DE LOS FACTORES DE
BY PASS
PARA DIFERENTES APLICACIONES

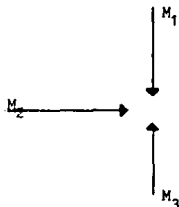
FACTOR DE BY PASS	TIPO DE APLICACION	EJEMPLO
.3 a .5	Balance térmico pequeño o medio con pequeño SHF (ganancias latentes grandes)	Apartamentos
.2 a .3	Acondicionamiento de confort clásico, balance térmico relativamente pequeño o algo mayor pero con pequeño SHF.	Tiendas pequeñas fábricas.
.1 a .2	Acondicionamiento de confort clásico.	Tiendas grandes bancos.Hoteles.
.05 a .1	Ganancias sensibles grandes o caudal de aire exterior grande.	Tienda grande -- restaurante.
0 a .1	Funcionamiento con aire exterior total.	Hospital Quirófano.

II.2.- PROCESOS PSICOMETRICOS: TABLA II - 1.

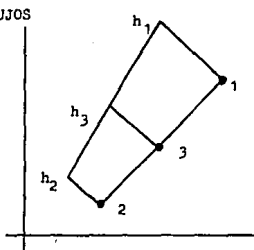
1.- MEZCLA DE DOS FLUJOS DE AIRE:

ESTE PROCESO SE LLEVA A CABO SIN AUMENTAR O DISMINUIR CALOR O HUMEDAD.

EN LA CARTA PSICOMETRICA, LA HUMEDAD ESPECIFICA Y LA ENTALPIA TIENEN ESCALAS LINEALES POR LO TANTO LA MEZCLA DE LOS FLUJOS DE AIRE SERA SOBRE LA LINEA QUE UNA AL FLUJO 1 Y AL FLUJO 2.

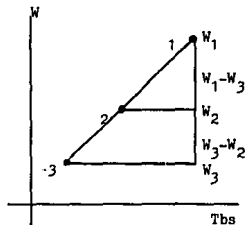


MESCLA DE DOS FLUJOS DE AIRE. MASA
FIGURA II.4



MEZCLA DE DOS FLUJOS DE AIRE. ENTALPIA

FIGURA II.6



MEZCLA DE DOS FLUJOS DE AIRE. HUMEDAD ESPECIFICA.
FIGURA II.5

LAS FORMULAS SIGUIENTES NOS DEFINE ESTE PROCESO:

$$\begin{array}{l} M_1 + M_2 = M_3 \text{ -----1} \\ M_1 W_1 + M_2 W_2 = M_3 W_3 \text{ -----2} \\ M_1 h_1 + M_2 h_2 = M_3 h_3 \text{ -----3} \end{array}$$

EN DONDE:

M = MASA DE AIRE EN LB/H
H = ENTALPIA TOTAL EN BTU/LB
W = HUMEDAD ESPECIFICA EN LB/LB O GRAMOS /LB.

COMBINANDO 1, 2 Y 3 TENEMOS:

$$\begin{array}{rcl}
 M1 & (W1 - W3) & = M2 (W3 - W2) \text{ -----4} \\
 M1 & (H1 - H3) & = M2 (H3 - H2) \text{ -----5} \\
 M1 & (W3 - W2) & = \frac{(H3 - H2)}{(H1 - H3)} \text{ -----6} \\
 M2 & (W1 - W3) & = \frac{(H3 - H2)}{(H1 - H3)}
 \end{array}$$

2.- FLUJO DE AIRE SOBRE UNA SUPERFICIE SECA Y MAS CALIENTE QUE EL AIRE:

EN ESTE PROCESO EL AIRE AUMENTA SU TEMPERATURA DE BULBO SECO Y LA HUMEDAD ESPECIFICA PERMANECE CONSTANTE.

LA APROXIMACION DE LA TEMPERATURA DEL AIRE A LA DE LA SUPERFICIE CALIENTE SE EXPRESA COMO EL FACTOR DE BY PASS (BPF). LA TEMPERATURA DE LA SUPERFICIE - CALIENTE SE SUPONE CONSTANTE.

EL FACTOR DE BY PASS ES LA RELACION ENTRE LA DIFERENCIA DE LA TEMPERATURA EFECTIVA DE LA SUPERFICIE Y LA SALIDA DEL AIRE CON LA DIFERENCIA DE LA TEMPERATURA EFECTIVA DE LA SUPERFICIE Y LA ENTRADA DE AIRE O SEA ES LA FRACCION DE -- AIRE QUE NO ENTRA EN CONTACTO DIRECTO CON LA SUPERFICIE CALIENTE.

EN LA FIGURA II.7 SE REPRESENTA ESTE PROCESO:

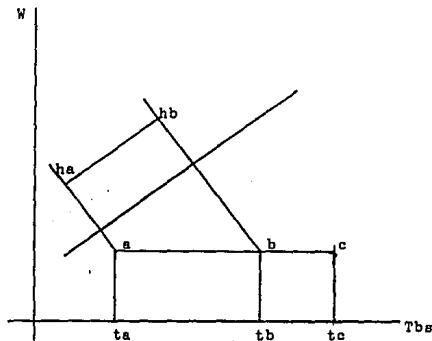


FIGURA II. 7

EN DONDE: TA = TEMPERATURA DE ENTRADA
 TB = TEMPERATURA DE SALIDA
 TC = TEMPERATURA DE LA SUPERFICIE CALIENTE

$$BPF = \frac{T_c - T_b}{t_c - t_a} \quad \text{ó sea} \quad BPF = \frac{bc}{ac}$$

3.- FLUJO DE AIRE SOBRE UNA SUPERFICIE SECA Y MAS FRIA QUE EL AIRE:

EN ESTE PROCESO EL AIRE BAJA SU TEMPERATURA MANTENIENDOSE LA HUMEDAD ESPECIFICA CONSTANTE.

LA SIGUIENTE FIGURA NOS MUESTRA ESTE PROCESO:

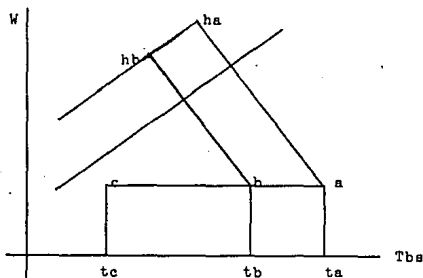


FIGURA II.8

EN ESTE CASO EL FACTOR DE BY PASS EQUIVALENTE ES:

$$BPF = \frac{t_b - t_c}{t_a - t_c}$$

EL CALOR REMOVIDO ES:

$$\begin{aligned} \text{ó } QS &= (t_a - t_b) (.24 + .45 W) M && \text{(BTU/HR)} \\ \text{ó } QS &= 1.08 V (t_a - t_b) && \text{(BTU/HR)} \\ \text{ó } QS &= M (h_a - h_d) && \text{(BTU/HR)} \end{aligned}$$

4.- PROCESO DE ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION:

EN ESTE PROCESO EL AIRE PASA A TRAVES DE UNA SUPERFICIE CUYA TEMPERATURA SEA MENOR QUE EL PUNTO DE ROCIO DEL AIRE, POR LO TANTO PARTE DE LA HUMEDAD DEL AIRE SE CONDENSARA Y SE ENFRIARA TAMBIEN.

LA SIGUIENTE FIGURA NOS MUESTRA ESTE PROCESO:

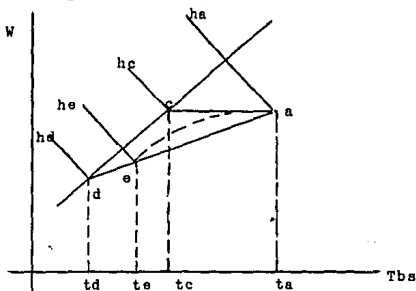


FIGURA II.9

EL CALOR LATENTE REMOVIDO ES:

$$QL = M \frac{AW' \times 1060}{7000}$$

EN DONDE: AW' = HUMEDAD RETIRADA EN GRANOS / lb

1060 = CALOR LATENTE DE VAPORIZACION EN BTU/lb o TAMBIEN

$$QL = .68 V \Delta W.$$

EL CALOR RETIRADO ES:

$$QS = M \times .24 (ta - td) \quad (\text{BTU/h})$$

$$QS = 1.08 V (ta - td) \quad (\text{BTU/h})$$

EL CALOR TOTAL ES:

$$QT = Qs + QL$$

$$QT = M (ha - hd) \quad (\text{BTU/h})$$

$$QT = .075 \times 60 \times V (ha - hd) \quad (\text{BTU/h})$$

$$QT = 4.5 V (ha - hd)$$

Y LA RELACION DE CALOR SENSIBLE ES:

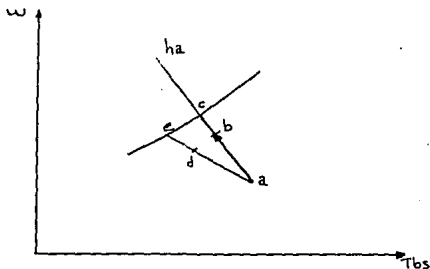
$$FCS = \frac{Qs}{Qt}$$

EN DONDE: Q_s = CALOR SENSIBLE RETIRADO DURANTE EL PROCESO
 Q_t = CALOR TOTAL RETIRADO DURANTE EL PROCESO

5.- PROCESO DE ENFRIAMIENTO Y HUMIDIFICACION:

ESTE PROCESO SE LLEVA A CABO CUANDO LA HUMEDAD ESPECIFICA AUMENTA Y LA TEMPERATURA DE BULBO SECO BAJA.

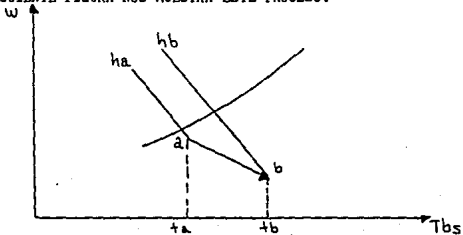
LA SIGUIENTE FIGURA NOS MUESTRA ESTE PROCESO:



6.- PROCESO DE CALENTAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION:

EN ESTE PROCESO LA HUMEDAD SE CONDENSA FUERA DEL AIRE Y POR LO TANTO EL CALOR LATENTE SE LIBERA Y AUMENTA EL CALOR SENSIBLE DEL AIRE.

LA SIGUIENTE FIGURA NOS MUESTRA ESTE PROCESO:



7.- PROCESO DE CALENTAMIENTO Y HUMIDIFICACION:

DURANTE ESTE PROCESO EL AIRE AUMENTA SU HUMEDAD ESPECIFICA Y ENTALPIA Y TEMPERATURA DE BULBO SECO AUMENTA O DISMINUYE SEGUN LA TEMPERATURA INICIAL — DEL AIRE Y DEL AGUA.

EN ESTE PROCESO SE HACE PASAR AIRE A TRAVES DE UN HUMIDIFICADOR Y DESPUES PUEDE CALENTARSE.

III.- PROYECTO DEL AIRE ACONDICIONADO

PARA LA REALIZACION DEL PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO TENEMOS QUE TOMAR EN CUENTA LA CARGA TERMICA DEL LOCAL, PARA QUE DE ESTA MANERA SELECCIONEMOS - EL EQUIPO ACONDICIONADOR, EL ENFRIADOR DE AGUA, ETC. POSTERIORMENTE SEGUIRA EL DISEÑO DE TUBERIAS POR DONDE CIRCULARA EL AGUA HELADA, EL DISEÑO DE DUCTOS MEDIANTE LOS CUALES MANEJAREMOS EL AIRE HACIA EL LOCAL POR ACONDICIONAR, TODOS ESTOS FACTORES INTERVIENEN EN EL PROYECTO, SE ANALIZAN CADA UNO POR SEPARADO.

1.- CALCULO DE LA CARGA TERMICA

EL OBJETIVO POR ALCANZAR CUANDO SE QUIERE ACONDICIONAR UN ESPACIO, ES PROPORCIONAR CONDICIONES DE CONFORT A LOS OCUPANTES O BIEN CONSERVAR DETERMINADOS PRODUCTOS PARA SU PROCESO. PARA LOGRAR ESTO HAY QUE DETERMINAR CUAL ES LA GANANCIA DE CALOR QUE TENEMOS QUE AÑADIR O ELIMINAR, SIENDO NECESARIO REVISAR DETENIDAMENTE LOS COMPONENTES QUE INFLUYEN PARA EL CALCULO, DEBIENDO ESTUDIAR LOS PLANOS ARQUITECTONICOS, LAS GUIAS MECANICAS, ETC.

LOS ASPECTOS QUE HAY QUE TOMAR EN CUENTA SON:

1.- ORIENTACION DEL EDIFICIO:

PUNTOS CARDINALES, POSICION DEL SOL, DIRECCION DEL VIENTO, SOMBRA DE OTROS EDIFICIOS.

2.- DESTINO DEL LOCAL

HOSPITAL, HOTEL, OFICINA, HABITACION, BAR, ETC.

3.- DIMENSIONES DEL LOCAL

ANCHO, LARGO, ALTO.

4.- MATERIALES DE CONSTRUCCION

MATERIALES Y ESPESOR DE PAREDES, TECHOS, SUELOS, ETC.

5.- CONDICIONES AMBIENTALES

CALOR EXTERIOR DE PAREDES, SOMBRA DE EDIFICIOS ADYACENTES, ESPACIOS CIRCUNDANTES, ACONDICIONADOS, TEMPERATURA DE LOS NO ACONDICIONADOS SUELO SOBRE TIERRA O ENTRE PISOS.

6.- VENTANAS

TAMAÑO, ORIENTACION, MATERIAL UTILIZADO, DISPOSITIVO DE SOMBRA.

- 7.- PUERTAS
TIPO, TAMAÑO, GRADO DE UTILIZACION.
- 8.- OCUPANTES
NUMERO, TIEMPO DE OCUPACION, NATURALEZA DE SU ACTIVIDAD.
- 9.- ALUMBRADO
POTENCIA, TIPO (FLUORESCENTE, INCANDESCENTE)
- 10.- MOTORES
UBICACION, POTENCIA.
- 11.- VENTILACION
METROS CUBICOS POR PERSONA.
- 12.- FUNCIONAMIENTO
TIEMPO DE FUNCIONAMIENTO YA SEA CONTINUO O INTERMITENTE.

EN LA SIGUIENTE TABLA ESTAN LOS FACTORES UTILIZADOS PARA LAS CONDICIONES DE CANCUN Y EL TIPO DE CONSTRUCCION DEL HOTEL CALINDA QUALITY CANCUN CENTRO.

TABLA III.1

	GANANCIA SOLAR A TRAVES DE CRISTALES		FACTOR DE GANANCIA A TRAVES DE CRISTALES	
	BTU/H·FT ²	KCAL/H·M ²		
N	28	75.88		
S	129	349.6		
E	132	377.7	.74	COLOR OSCURO
W	131	355.0	.65	COLOR MEDIO
NE	115	311.6	.56	COLOR CLARO
SE	123	333.3		
NW	119	322.5		
SW	139	376.7		
DOMO	269	729.0		

GANANCIA SOLAR Y TRANSMISION EN PAREDES Y TECHO.

FACTOR DE TRANSMISION A TRAVES DE MUROS (U)

	-MUROS-		BTU/HR·FT ² ·°F	KCAL/HR·M ² ·°C
	°F	°C		
N	14	7.84		
S	26	14.56	.46	2.25
E	28	15.68		
W	30	16.8		
NE	15	8.4		
SE	34	19.04		
NW	31	17.36		
SW	42	23.52		

GANANCIA SOLAR Y TRANSMISION TECHO SOLEADO

°F	°C
42	23.52

COEFICIENTE DE TRANSMISION A TRAVES DE TECHO (U)

SIN AISLAMIENTO		CON 1" AISLAMIENTO		MAS DE 1" DE AISLAMIENTO	
BTU HR·FT ² ·°F	KCAL HR·M ² ·°C	BTU HR·FT ² ·°F	KCAL HR·M ² ·°C	BTU HR·FT ² ·°F	KCAL HR·M ² ·°C
.4	1.95	.2	.978	.1	.4891

GANANCIA POR TRANSMISION (U)

	BTU HR·FT ² ·°F	KCAL HR·M ² ·°C	DIFERENCIA DE TEMPERATURA	
TODOS LOS CRISTALES	1.13	5.53	16°F	8.89°C
DIVISIONES	.26	2.25	11°F	6.16°C
ENTREPISO	.4	1.95	11°F	6.16°C
PISO	.4	1.95	11°F	6.16°C

CALOR INTERNO

	CALOR SENSIBLE		CALOR LATENTE	
	BTU/HR	KCAL/HR	BTU/HR	KCAL/HR
ACTIVIDAD NORMAL	245	61.74	205	51.66
EN REPOSO	230	57.96	120	30.24
BAILANDO	325	81.90	525	132.30

VENTILACION

CUARTO DE HOTEL	15 FT ³ /MIN x PERSONA
	25.5 M ³ /MIN x PERSONA
BARES	25 FT ³ /MIN x PERSONA
	42.5 M ³ /MIN x PERSONA

1.-1 CALCULO CARGA TERMICA EN HABITACIONES:

COMO PODEMOS OBSERVAR EN LOS PLANOS ARQUITECTONICOS TODAS LAS HABITACIONES DEL HOTEL SON IGUALES EN DIMENSIONES, SIENDO SU UNICA DIFERENCIA LA ORIENTACION.

A CONTINUACION ANALIZAREMOS EL CALCULO PARA EL CUARTO TIPO DEL TERCER NIVEL CON ORIENTACION SW, PARA LAS DEMAS HABITACIONES SE ANEXA SOLO LA HOJA DE CALCULO YA QUE EL ANALISIS ES EL MISMO. VER FIGURA N'III.1

GANANCIA SOLAR A TRAVES DE LOS CRISTALES:

COMO PODEMOS VER EN LA FIGURA N'III.1 LAS DIMENSIONES DEL CRISTAL SON:

ALTURA = 1.73m

ANCHO = 2.2m

POR LO TANTO:

AREA = 2.2 x 1.73

= 3.8m²

DE LA TABLA III.1 VEMOS QUE LA GANANCIA SOLAR A TRAVES DEL CRISTAL CON ORIENTACION SW ES:

GANANCIA SOLAR SW = 376.7 KCAL/H·M²

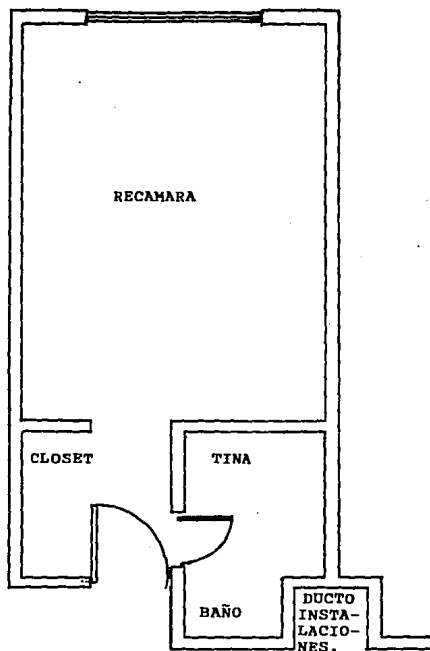
ASI MISMO EL CRISTAL ES SENCILLO Y DE COLOR CLARO POR LO QUE:

FACTOR DE GANANCIA = .56

POR LO TANTO LA GANANCIA SOLAR A TRAVES DEL CRISTAL ES:

GANANCIA SOLAR = (AREA)(GANANCIA SOLAR)(FACTOR DE GANANCIA)
= (3.8m²)(376.7KCAL/HR·M²)(.56)
= 801 KCAL/HR

FIGURA III.1



PLANO : PLANTA HABITACION TIPO
PROYECTO : AIRE ACONDICIONADO
ALUMNO : EDUARDO FERNANDEZ VEGA
ESCALA : 1 : 50
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
DE CUAUTITLAN

- GANANCIA SOLAR Y TRANSMISION POR PAREDES Y TECHOS:

$$\begin{aligned} \text{AREA DE PARED CON} &= (\text{AREA TOTAL DE EXPOSICION}) - (\text{AREA DE CRISTAL}) \\ \text{ORIENTACION SW} &= (4.08\text{M} \times 2.4\text{M}) - (3.8\text{M}^2) \\ &= 6\text{M}^2 \end{aligned}$$

LA DIFERENCIA EQUIVALENTE DE TEMPERATURA PARA MUROS SOLEADOS CON ORIENTACION SW ES:

$$\begin{aligned} \text{DIFERENCIA DE} &= 23.52 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \text{TEMPERATURA} & \end{aligned}$$

Y EL FACTOR DE TRANSMISION " U " ES:

$$U = 2.25 \text{ KCAL/HR}\cdot\text{M}^2\cdot^\circ\text{C}$$

POR LO TANTO LA GANANCIA SOLAR EN EL MURO ES:

$$\begin{aligned} \text{GANANCIA SOLAR} &= (\text{AREA})(\text{DIFERENCIA DE TEMPERATURA})(\text{FACTOR DE TRANSM.}) \\ \text{POR MURO} &= (6\text{M}^2)(23.52^\circ\text{C})(2.25 \text{ KCAL/HR}\cdot\text{M}^2\cdot^\circ\text{C}) \\ &= 317.5 \text{ KCAL/HR} \end{aligned}$$

DE IGUAL MENERA PARA TECHO SOLEADO TENEMOS:

$$\text{AREA} = 25.6\text{M}^2$$

$$\text{GANANCIA SOLAR} = 23.52^\circ\text{C} \quad (\text{TABLA 111.1})$$

COEFICIENTE DE

$$\text{TRANSMISION A} = .4891 \text{ KCAL/HR}\cdot\text{M}^2\cdot^\circ\text{C} \quad (\text{TABLA 111.1})$$

TRAVES DEL TECHO

POR LO TANTO LA GANANCIA SOLAR POR TECHO SOLEADO ES:

$$\begin{aligned} \text{GANANCIA SOLAR} &= (\text{AREA})(\text{GANANCIA SOLAR})(\text{COEFICIENTE DE TRANSM.}) \\ \text{POR TECHO} &= (25.6\text{M}^2)(23.52^\circ\text{C})(.4891 \text{ KCAL/HR}\cdot\text{M}^2\cdot^\circ\text{C}) \\ &= 294.5 \text{ KCAL/HR} \end{aligned}$$

- TRANSMISION POR TODOS LOS CRISTALES:

EN ESTE CONCEPTO SE SUMAN LAS AREAS DE TODOS LOS CRISTALES QUE EN NUESTRO CASO ES:

$$\text{AREA} = 3.8\text{M}^2$$

$$\begin{aligned} \text{DIFERENCIA DE TEMPERATURA} &= (\text{TEMP. EXTERIOR}) - (\text{TEMP. INTERIOR}) \\ &= 32.77^\circ\text{C} - 23.88^\circ\text{C} \\ &= 8.89^\circ\text{C} \end{aligned}$$

COEFICIENTE DE TRANSM. EN CRISTALES. = 553 KCAL/HR·M²·°C

POR LO TANTO:

GANANCIA DE TRANSMISION EN CRISTALES. = (AREA)(DIF.DE TEMPERATURA)(COEFICIENTE...
 ...DE TRANSMISION)
 = (3.8M²)(8.89°C)(553KCAL/HR·M²·°C)
 = 186.81 KCAL/HR

- TRANSMISION POR LAS DIVISIONES:

AREA = (7.5M + 2M + 3M + 2M + 5.1M)(2.4M)
 = 47 M²

DIFERENCIA DE TEMPERATURA = (TEMP.EXTERIOR - TEMP.INTERIOR) - 2.73°C
 = 8.89 - 2.73
 = 6.16°C

COEFICIENTE DE TRANSMISION = 2.25KCAL/HR·M²·°C

POR LO TANTO:

GANANCIA POR TRANSMISION EN LAS DIVISIONES. = (47M²)(6.16°C)(2.25KCAL/HR·M²·°C)
 = 651 KCAL/HR

- TRANSMISION POR EL ENTREPISO:

AREA = 25.6 M²

DIFERENCIA DE TEMPERATURA = 6.16°C

COEFICIENTE DE TRANSMISION. = .4891 KCAL/HR·M²·°C

POR LO TANTO:

GANANCIA SOLAR EN EL ENTREPISO = (25.6M²)(6.16°C)(.4891 KCAL/HR·M²·°C)
 = 77.13 KCAL/HR

-CALOR INTERNO (SENSIBLE):

-GANANCIA DE CALOR DEBIDA A LAS PERSONAS:

CONSIDERAMOS QUE LA HABITACION VA A ESTAR OCUPADA POR DOS PERSONAS Y QUE EL GRADO DE ACTIVIDAD ES EN REPOSO.

ENTONCES TENEMOS QUE:

GANANCIA DE CALOR SENSIBLE
DEBIDA A LAS PERSONAS. = $2 \times 57.96 \text{ KCAL/HR}$ (TABLA 111.1)
= 115.92 KCAL/HR

-GANANCIA DE CALOR POR ALUMBRADO:

POR DATOS DE PROYECTO ELECTRICO TENEMOS QUE:

WATTS POR HABITACION = 300 WATTS

POR LO TANTO:

GANANCIA DE CALOR
POR ALUMBRADO = $300 \text{ WATTS} \times 0.86 \text{ KCAL/HR} \cdot \text{WATT}$
= 258 KCAL/HR

-GANANCIA DE CALOR DEBIDA AL AIRE EXTERIOR:

PARA DETERMINAR EL CALOR SENSIBLE DEBIDO AL AIRE EXTERIOR TENEMOS QUE:

GANANCIA DE CALOR SENSIBLE
POR AIRE EXTERIOR. = (CANTIDAD DE AIRE)(DIFERENCIA DE TEM_
_PERATURA SECA)(FACTOR DE BY PASS)(.3)

ENTONCES:

CANTIDAD DE AIRE = NUMERO DE PERSONAS $\times 25.5 \text{ M}^3/\text{HR}$ (TABLA 111.1)
= $51 \text{ M}^3/\text{HR}$

DIFERENCIA DE TEMP. = TEMP.EXTERIOR - TEMP. INTERIOR
= $32.77 - 23.88$
= 8.89°C

FACTOR DE BY PASS = .1 (TABLA 11.1)

POR LO TANTO TENEMOS QUE:

GANANCIA DE CALOR SENSIBLE
POR AIRE EXTERIOR = $(51 \text{ M}^3/\text{HR})(8.89^\circ\text{C})(.1)(.3 \text{ KCAL/M}^3 \cdot ^\circ\text{C})$
= 13.6 KCAL/HR

- CALOR INTERNO. (LATENTE):

GANANCIA DE CALOR LATENTE
DEBIDA A LAS PERSONAS = $2 \times 30.24 \text{KCAL/HR}$ (TABLA 111.1)
= 60.48 KCAL/HR

GANANCIA DE CALOR LATENTE
POR AIRE EXTERIOR = (CANTIDAD DE AIRE)(DIFERENCIA DE GRAMOS..
..DE AGUA POR KG DE AIRE SECO DEL EX-
-TERIOR E INTERIOR)(.72)(FACTOR DE BY PASS)
= $(51 \text{M}^3/\text{HR})(21 \text{GR/KG} - 9.3 \text{GR/KG})(.72 \text{KCAL} \cdot \text{Kg}/\dots$
..M³GR)
= 42.96KCAL/HR

GANANCIA DE CALOR SENSIBLE
POR AIRE EXTERIOR, COSIDE_
RANDO EL FACTOR DE CONTACTO = $(51 \text{M}^3/\text{H})(8.89^\circ\text{C})(1-.1)(.3 \text{KCAL}/\text{M}^3 \cdot ^\circ\text{C})$
(1-BF). = 122.4 KCAL/HR

GANANCIA DE CALOR LATENTE
POR AIRE EXTERIOR, CONSIDE_
RANDO EL FACTOR DE CONTACTO = $(51 \text{M}^3/\text{H})(11.7 \text{GR/KG})(1-.1)(.72 \text{KCAL} \cdot \text{KG}/\dots)$
(1-BF). /GR·M³)
= 386.6 KCAL/HR.

SUMANDO TODAS LAS GANANCIAS TENEMOS QUE LA CARGA DE REFRIGERACION ES:

CARGA DE REFRIGERACION = 3,327,8 KCAL/HR.

NOTA : LOS DATOS ANTERIORES SE VACIARAN EN LA HOJA DE CALCULO DE CARGA TERMICA,.

HOJA DE CALCULO DE CARGA TERMICA

Localidad CUARTO 3ER NIVEL - SW
 Fecha ENERO 1990

CONDICIONES	BS	BH	IHR	TR	GR/K
EXTERIORES	32.7	27.2	65	25.8	21
INTERIORES	23.8	17.0	50	12.7	9.3
DIFERENCIA	8.9	xx	xxx	xxx	11.7

Concepto	Area	Ganancia Solar	Factor	Kcal/h	
6 dif de temp.					
GANANCIA SOLAR CRISTAL					VENTILACION
Cristal	3.8	m ² x	376.7	x .56	801
Cristal		m ² x		x	
Cristal		m ² x		x	
Cristal		m ² x		x	
Domos		m ² x		x	
GANANCIA SOLAR Y TRANSMISION POR PAREDES Y TECHO					2 Personas x 25.5 m ³ /h
Pared	6	m ² x	23.52	x 2.25	317.5
Pared		m ² x		x	
Pared		m ² x		x	
Pared		m ² x		x	
Techo					
solsado	25.6	m ² x	23.52	x .1891	294.5
Techo					
sombreado		m ² x		x	
Total					
Cristal	3.8	m ² x	8.89	x 5.53	186.8
Divisiones	47	m ² x	6.16	x 2.25	651
Entrepliso	25.6	m ² x	6.16	x .1891	77.13
Suelo		m ² x		x	
CALOR SENSIBLE					
	2	Personas	x	57.96	115.9
Iluminacion	300	Watts	x	.86	258
CALOR SENSIBLE DEL LOCAL					
Aire exterior	51	m ³ /h	x 8.89C	x .1BF x .3	13.6
CALOR SENSIBLE EFECTIVO DEL LOCAL (ERSH)					2715.4
CALOR LATENTE					
	2	Personas	x	30.24	60.48
Aire exterior	51	m ³ /h	x 11.7GR/KG	x .1BF x .72	42.96
CALOR LATENTE EFECTIVO DEL LOCAL (ERLH)					103.4
CALOR TOTAL EFECTIVO DEL LOCAL (ERTH)					2818.8
CALOR AIRE EXTERIOR					
Sensible	51	m ³ /h	x 8.89C	x (1-.1 BF x .3)	122.4
Latente	51	m ³ /h	x 11.7GR/KG	x (1-.1 BF x .72)	386.4
GRAN CALOR TOTAL					3327.8

OBSERVACIONES:

NUMERO DE HABITACIONES = 13

HOJA DE CALCULO DE CARGA TERMICA

Localidad CUARTOS 3ER NIVEL - NW
 Fecha ENERO 1990

CONDICIONES	BS	BH	ZHR	TR	GR/K
EXTERIORES	32.7	27.2	65	25.8	21
INTERIORES	23.8	17.0	50	12.7	9.3
DIFERENCIA	8.9	XX	XX	XX	11.7

Concepto	Area	Ganancia Solar 6 dif de temp.	Factor	Kcal/h
GANANCIA SOLAR CRISTAL				
Cristal	3.8 m ²	322.5	x .56	686.28
Cristal	m ²		x	
Cristal	m ²		x	
Cristal	m ²		x	
Domo	m ²		x	
GANANCIA SOLAR Y TRANSMISION POR PAREDES Y TECHO				
Pared	6 m ²	17.36	x 2.25	234.36
Pared	m ²		x	
Pared	m ²		x	
Pared	m ²		x	
Techo soleado	25.6 m ²	23.52	x .4891	294.5
Techo sombreado	m ²		x	
Total				
Cristal	3.8 m ²	8.89	x 5.53	186.8
Divisiones	47 m ²	6.16	x 2.25	651.0
Entrepiso	25.6 m ²	6.16	x .4891	77.13
Suelo	m ²		x	
CALOR SENSIBLE				
2 Personas	x		57.96	115.9
Iluminacion	300 Watta	x .86		258
CALOR SENSIBLE DEL LOCAL				
Aire exterior	51 m ³ /h	x 8.9°C	x .1BF x .3	13.6
CALOR SENSIBLE EFECTIVO DEL LOCAL (ERSH)				2512.57
CALOR LATENTE				
2 Personas	x		30.24	60.48
Aire exterior	51 m ³ /h	x 11.7GR/KG	x .1BF x .72	42.96
CALOR LATENTE EFECTIVO DEL LOCAL (ERLH)				103.4
CALOR TOTAL EFECTIVO DEL LOCAL (ERTH)				2620.97
CALOR AIRE EXTERIOR				
Sensible	51 m ³ /h	x 8.9°C	x (1-.1 BF) x .3	122.4
Latente	51 m ³ /h	x 11.7GR/KG	x (1-.1 BF) x .72	386.6
GRAN CALOR TOTAL				3130.0

VENTILACION

2 Personas x 25.5 m³/h
 = 51 m³/h

OBSERVACIONES:

NUMERO DE HABITACIONES = 9

HOJA DE CALCULO DE CARGA TERMICA

Localidad CUARTOS 3ER NIVEL - SE

Fecha FEBRO 1980

CONDICIONES	BS	BH	XHR	TR	GR/A
EXTERIORES	32.7	27.2	65	25.8	21
INTERIORES	23.8	17.0	50	12.7	9.3
DIFERENCIA	8.9	XX	XX	XX	11.7

Concepto	Area	Ganancia Solar δ dif de temp.	Factor	Kcal/h
GANANCIA SOLAR CRISTAL				
Cristal	3.8 m ² x	333.3	x .56	709.2
Cristal	m ² x		x	
Cristal	m ² x		x	
Cristal	m ² x		x	
Dono	m ² x		x	
GANANCIA SOLAR Y TRANSMISION POR PAREDES Y TECHO				
Pared	6 m ² x	19.04	x 2.25	257.04
Pared	m ² x		x	
Pared	m ² x		x	
Pared	m ² x		x	
Techo sólido	25.6 m ² x	23.52	x .4891	294.5
Techo sombreado	m ² x		x	
Total				
Cristal	3.8 m ² x	8.89	x 5.53	186.8
Divisiones	7 m ² x	6.16	x 2.25	651.0
Entrepiso	25.6 m ² x	6.16	x .4891	77.13
Suelo	m ² x		x	
CALOR SENSIBLE				
	2 Personas x		57.96	115.9
Iluminacion	300 Watts x	.86		258
CALOR SENSIBLE DEL LOCAL				
Aire exterior	51 m ³ /h x 8.9°C x	.1BF x .3		13.6
CALOR SENSIBLE EFECTIVO DEL LOCAL (ERSH)				
				2563.17
CALOR LATENTE				
	2 Personas x		30.24	60.48
Aire exterior	51 m ³ /h x 11.7GR/KG x	.1BF x .72		42.96
CALOR LATENTE EFECTIVO DEL LOCAL (ERLH)				
				103.44
CALOR TOTAL EFECTIVO DEL LOCAL (ERTH)				
				2666.61
CALOR AIRE EXTERIOR				
Sensible	51 m ³ /h x 8.9°C x	(1-.1 BF x .3		122.4
Latente	51 m ³ /h x 11.7GR/KG x	(1-.1 BF x .72		386.6
GRAN CALOR TOTAL				
				3175.61

VENTILACION

2 Personas x 25.5 m³/h
= 51 m³/h

OBSERVACIONES:

NUMERO DE HABITACIONES = 12

HOJA DE CALCULO DE CARGA TERMICA

Localidad CHARTOS 3ER NIVEL - E

Fecha ENERO 1990

CONDICIONES	BS	BH	IRR	TR	GR/N
EXTERIORES	32.7	27.2	65	25.8	21
INTERIORES	21.8	17.0	50	12.7	9.3
DIFERENCIA	8.9	XX	XX	XX	11.7

Concepto	Area	Ganancia Solar	Factor	Kcal/h
6 dif de temp.				
GANANCIA SOLAR CRISTAL				
Cristal	3.8 m ²	x	327.7	x .56 = 803.7
Cristal	m ²	x		x
Cristal	m ²	x		x
Cristal	m ²	x		x
Domos	m ²	x		x
GANANCIA SOLAR Y TRANSMISION POR PAREDES Y TECHO				
Pared	6 m ²	x	15.68	x 2.25 = 211.68
Pared	m ²	x		x
Pared	m ²	x		x
Pared	m ²	x		x
Techo soleado	25.6 m ²	x	21.52	x .4891 = 294.5
Techo sombreado	m ²	x		x
Total				
Cristal	3.8 m ²	x	8.89	x 5.53 = 186.8
Divisiones	17 m ²	x	6.16	x 2.25 = 651.0
Entrepiso	25.6 m ²	x	6.16	x .4891 = 77.13
Suelo	m ²	x		x
CALOR SENSIBLE				
2 Personas	x		57.96	115.9
Iluminacion	300 Watts	x	.86	258
CALOR SENSIBLE DEL LOCAL				
Aire exterior	51 m ³ /h	x	8.9°C	x .1BF x .3 = 13.6
CALOR SENSIBLE EFECTIVO DEL LOCAL (ERSH)				
				2612.31
CALOR LATENTE				
2 Personas	x		30.24	60.48
Aire exterior	51 m ³ /h	x	11.7GR/KG	x .1BF x .72 = 42.96
CALOR LATENTE EFECTIVO DEL LOCAL (ERLH)				
				103.4
CALOR TOTAL EFECTIVO DEL LOCAL (ERTH)				
				2715.71
CALOR AIRE EXTERIOR				
Sensible	51 m ³ /h	x	8.9C	x (1-.1)BF x .3 = 122.4
Latente	51 m ³ /h	x	11.7GR/KG	x (1-.1)BF x .72 = 385.6
GRAN CALOR TOTAL				3224.71

VENTILACION

2 Personas x 25.5 m³/h

= 51 m³/h

OBSERVACIONES:

NUMERO DE HABITACIONES = 15

HOJA DE CALCULO DE CARGA TERMICA

Localidad CUARTOS 3ER NIVEL - W
 Fecha ENERO 1990

CONDICIONES	BS	BH	ZHR	TR	GR/K
EXTERIORES	32.7	27.2	65	25.8	21
INTERIORES	23.8	17.0	50	12.7	9.3
DIFERENCIA	8.9	XX	XX	XX	11.7

Concepto	Area	Ganancia Solar	Factor	Kcal/h
GANANCIA SOLAR CRISTAL				
Cristal	3.8 m ² x	355	x .56	755.4
Cristal	m ² x		x	
Cristal	m ² x		x	
Cristal	m ² x		x	
Domos	m ² x		x	
GANANCIA SOLAR Y TRANSMISION POR PAREDES Y TECHO				
Pared	6 m ² x	16.8	x 2.25	226.8
Pared	m ² x		x	
Pared	m ² x		x	
Pared	m ² x		x	
Techo soleado	25.6 m ² x	23.52	x .4891	294.5
Techo sombreado	m ² x		x	
Total				
Cristal	3.8 m ² x	8.89	x 5.53	186.8
Divisiones	7 m ² x	6.16	x 2.25	651.0
Entrepiso	25.6 m ² x	6.16	x .4891	77.13
Suelo	m ² x		x	
CALOR SENSIBLE				
2 Personas			x 57.96	115.9
Iluminacion	300 Watts		x .86	258
CALOR SENSIBLE DEL LOCAL				
Aire exterior	51 m ³ /h	8.9°C	x .1BF x .3	13.6
CALOR SENSIBLE EFECTIVO DEL LOCAL (ERSH)				
				2579.33
CALOR LATENTE				
2 Personas			x 30.24	60.48
Aire exterior	51 m ³ /h	11.7GR/KG	x .1BF x .72	42.96
CALOR LATENTE EFECTIVO DEL LOCAL (ERLH)				
				103.7
CALOR TOTAL EFECTIVO DEL LOCAL (ERTH)				
				2682.53
CALOR AIRE EXTERIOR				
Sensible	51 m ³ /h	x 8.9C	x (1-.1 BF x .3)	122.4
Latente	51 m ³ /h	x 11.7GR/KG	x (1-.1 BF x .72)	386.6
GRAN CALOR TOTAL				
				3191.53

VENTILACION

2 Personas x 25.5 m³/h
 = 51 m³/h

OBSERVACIONES:

NUMERO DE HABITACIONES = 8

HOJA DE CALCULO DE CARGA TERMICA

Localidad: CUARTOS 1ER Y 2DO NIVEL - WJ
 Fecha: ENERO 1990

CONDICIONES	BS	BH	XRR	TR	GR/K
EXTERIORES	32.7	27.2	65	25.8	21
INTERIORES	23.8	17.0	50	12.7	9.3
DIFERENCIA	8.9	XX	XX	XX	11.7

Concepto	Area	Ganancia Solar	Factor	Kcal/h
6 dif de temp.				
GANANCIA SOLAR CRISTAL				
Cristal	3.8 m ²	x 376.7	x .56	801
Cristal	m ²	x	x	
Cristal	m ²	x	x	
Cristal	m ²	x	x	
Domo	m ²	x	x	
GANANCIA SOLAR Y TRANSMISION POR PAREDES Y TECHO				
Pared	6 m ²	x 23.52	x 2.25	317.5
Pared	m ²	x	x	
Pared	m ²	x	x	
Pared	m ²	x	x	
Techo soleado	m ²	x	x	
Techo sombreado	m ²	x	x	
Total				
Cristal	3.8 m ²	x 8.89	x 5.53	186.8
Divisiones	7 m ²	x 6.16	x 2.25	651.0
Entrepiezo	25.6 m ²	x 6.16	x .4891	77.13
Suelo	25.6 m ²	x 6.16	x .4891	77.13
CALOR SENSIBLE				
2 Personas	x		57.96	115.9
Iluminacion	300 Watts	x .86		258
CALOR SENSIBLE DEL LOCAL				
Aire exterior	51 m ³ /h	x 8.9°C	x .1BF x .3	13.6
CALOR SENSIBLE EFECTIVO DEL LOCAL (ERSH)				
				2498.0
CALOR LATENTE				
2 Personas	x		30.24	60.48
Aire exterior	51 m ³ /h	x 11.7 GR/KG	x .1BF x .72	42.96
CALOR LATENTE EFECTIVO DEL LOCAL (ERLH)				
				103.4
CALOR TOTAL EFECTIVO DEL LOCAL (ERTH)				
				2601.46
CALOR AIRE EXTERIOR				
Sensible	51 m ³ /h	x 8.9°C	x (1-.1 BF) x .3	122.4
Latente	51 m ³ /h	x 11.7 GR/KG	x (1-.1 BF) x .72	386.6
GRAN CALOR TOTAL				
				3110.46

VENTILACION

2 Personas x 25.5 m³/h
 = 51 m³/h

OBSERVACIONES:

NUMERO DE HABITACIONES = 26

HOJA DE CALCULO DE CARGA TERMICA

Localidad CUARTOS 1 ER Y 2DO NIVEL-NU

Fecha ENERO 1990

CONDICIONES	BS	BH	XHR	TR	GR/K
EXTERIORES	32.7	27.2	65	25.8	21
INTERIORES	23.8	17.0	50	12.7	9.3
DIFERENCIA	8.9	XX	XX	XX	11.7

Concepto	Area	Ganancia Solar 6 dif de temp.	Factor	Kcal/h
GANANCIA SOLAR CRISTAL				
Cristal	3.8 m' ²	322.5	x .56	686.28
Cristal	m' ²		x	
Cristal	m' ²		x	
Cristal	m' ²		x	
Dono	m' ²		x	
GANANCIA SOLAR Y TRANSMISION POR PAREDES Y TECHO				
Pared	6 m' ²	17.36	x 2.25	234.36
Pared	m' ²		x	
Pared	m' ²		x	
Pared	m' ²		x	
Techo soleado	m' ²		x	
Techo sombreado	m' ²		x	
Total				
Cristal	3.8 m' ²	8.89	x 5.53	186.8
Divisiones	47 m' ²	6.16	x 2.25	651.0
Entrepiso	25.6 m' ²	6.16	x .4891	77.13
Suelo	25.6 m' ²	6.16	x .4891	77.13
CALOR SENSIBLE				
2 Personas			x 57.96	115.9
Iluminacion	300 Watts		x .86	258
CALOR SENSIBLE DEL LOCAL				
Aire exterior	51 m' ³ /h	8.9°C	x .1BF x .3	13.6
CALOR SENSIBLE EFECTIVO DEL LOCAL (ERSH)				2300.2
CALOR LATENTE				
2 Personas			x 30.24	60.48
Aire exterior	51 m' ³ /h	11.7GR/KG	x .1BF x .72	42.96
CALOR LATENTE EFECTIVO DEL LOCAL (ERLH)				103.4
CALOR TOTAL EFECTIVO DEL LOCAL (ERTH)				2403.6
CALOR AIRE EXTERIOR				
Sensible	51 m' ³ /h	8.9°C	x (1-.1 BF) x .3	122.4
Latente	51 m' ³ /h	11.7GR/KG	x (1-.1 BF) x .72	386.6
GRAN CALOR TOTAL				2912.6

VENTILACION

2 Personas x 25.5 m'³/h
= 51 m'³/h

OBSERVACIONES:

NUMERO DE HABITACIONES = 18

HOJA DE CALCULO DE CARGA TERMICA

Localidad CUARTOS 1ER y 2DO NIVEL -SE
 Fecha ENERO 1990

CONDICIONES	BS	BH	XHR	TR	GR/X
EXTERIORES	32.7	27.2	65	25.8	21
INTERIORES	23.8	17.0	50	12.7	9.3
DIFERENCIA	8.9	XX	XX	XX	11.7

Concepto	Area	ganancia Solar	Factor	Kcal/h	
<u>6 dif de temp.</u>					
GANANCIA SOLAR CRISTAL					
Cristal	3.8	m ² x	333.3	x .56	709.2
Cristal		m ² x		x	
Cristal		m ² x		x	
Cristal		m ² x		x	
Domos		m ² x		x	
GANANCIA SOLAR Y TRANSMISION POR PAREDES Y TECHO					
Pared	6	m ² x	19.04	x 2.25	257.04
Pared		m ² x		x	
Pared		m ² x		x	
Pared		m ² x		x	
Techo					
soleado		m ² x		x	
Techo					
sombreado		m ² x		x	
Total					
Cristal	3.8	m ² x	8.89	x 5.53	186.8
Divisiones	47	m ² x	6.16	x 2.25	651.0
Entrepiso	25.6	m ² x	6.16	x .4891	77.13
Suelo	25.6	m ² x	6.16	x .4891	77.13
CALOR SENSIBLE					
2	Personas	x		57.96	115.9
Iluminacion	300	Watts	x .86		258
CALOR SENSIBLE DEL LOCAL					
Aire exterior	51	m ³ /h	8.9°C	x .1BF x .3	13.6
CALOR SENSIBLE EFECTIVO DEL LOCAL (ERSH)					
					2345.8
CALOR LATENTE					
2	Personas	x		30.24	60.48
Aire exterior	51	m ³ /h	11.7GR/KG	x .1BF x .72	42.96
CALOR LATENTE EFECTIVO DEL LOCAL (ERLH)					
					103.4
CALOR TOTAL EFECTIVO DEL LOCAL (ERTH)					
					2449.2
CALOR AIRE EXTERIOR					
Sensible	51	m ³ /h	x 8.9C	x (1-.1 BF x .3)	122.4
Latente	51	m ³ /h	x 11.7GR/KG	x (1-.1 BF x .72)	386.6
GRAN CALOR TOTAL					
					2958.2

VENTILACION

2 Personas x 25.5 m³/h
 = 51 m³/h

OBSERVACIONES:

NUMERO DE HABITACIONES = 24

HOJA DE CALCULO DE CARGA TERMICA

Localidad CUARTOS 1ER Y 2DO NIVEL - E
 Fecha ENERO 1990

CONDICIONES	BS	BH	IHR	TR	GR/K
EXTERIORES	32.7	27.2	65	25.8	21
INTERIORES	23.8	17.0	50	12.7	9.3
DIFERENCIA	8.9	XX	XX	XX	11.7

Concepto	Area	Ganancia Solar	Factor	Kcal/h
GANANCIA SOLAR CRISTAL				
Cristal	3.8 m' ²	377.7	x .56	803.7
Cristal	m' ²		x	
Cristal	m' ²		x	
Cristal	m' ²		x	
Domo	m' ²		x	
GANANCIA SOLAR Y TRANSMISION POR PAREDES Y TECHO				
Pared	6 m' ²	15.68	x 2.25	211.68
Pared	m' ²		x	
Pared	m' ²		x	
Pared	m' ²		x	
Techo soleado	m' ²		x	
Techo sombreado	m' ²		x	
Total				
Cristal	3.8 m' ²	8.89	x 5.53	186.8
Divisiones	47 m' ²	6.16	x 2.25	651.0
Entrepiso	25.6 m' ²	6.16	x .4891	77.13
Suelo	25.6 m' ²	6.16	x .4891	77.13
CALOR SENSIBLE				
2 Personas	x		57.96	115.9
Iluminacion	300 Watts	x .86		258
CALOR SENSIBLE DEL LOCAL				
Aire exterior	51 m ³ /h	x 8.9°C	x .1BF x .3	13.6
CALOR SENSIBLE EFECTIVO DEL LOCAL (ERSH)				
				2397.97
CALOR LATENTE				
2 Personas	x		30.24	60.48
Aire exterior	51 m ³ /h	x 11.7GR/KG	x .1BF x .72	42.96
CALOR LATENTE EFECTIVO DEL LOCAL (ERLH)				
				103.4
CALOR TOTAL EFECTIVO DEL LOCAL (ERTH)				
				2498.34
CALOR AIRE EXTERIOR				
Sensible	51 m ³ /h	x 8.9C	x (1-.1 BF x .3)	122.4
Latente	51 m ³ /h	x 11.7GR/KG	x (1-.1 BF x .72)	386.6
GRAN CALOR TOTAL				
				3007.34

VENTILACION

2 Personas x 25.5 m³/h
 = 51 m³/h

OBSERVACIONES:

NUMERO DE HABITACIONES = 30

HOJA DE CALCULO DE CARGA TERMICA

Localidad CUARTOS 1ER Y 2DO nivel- W
 Fecha ENERO 1990

CONDICIONES	BS	BH	ZHR	TR	GR/K
EXTERIORES	32.7	27.2	65	25.8	21
INTERIORES	23.8	17.0	50	12.7	9.3
DIFERENCIA	8.9	XX	XX	XX	11.7

Concepto	Area	Ganancia Solar	Factor	Kcal/h
GANANCIA SOLAR CRISTAL 6 dif de temp.				
Cristal	3.8 m ²	355	x .56	755.6
Cristal	m ²		x	
Cristal	m ²		x	
Cristal	m ²		x	
Domos	m ²		x	
GANANCIA SOLAR Y TRANSMISION POR PAREDES Y TECHO				
Pared	6 m ²	16.8	x 2.25	226.8
Pared	m ²		x	
Pared	m ²		x	
Pared	m ²		x	
Techo soleado	m ²		x	
Techo sombreado	m ²		x	
Total				
Cristal	3.8 m ²	8.89	x 5.53	186.8
Divisiones	17 m ²	6.16	x 2.25	651.0
Entrepiso	25.6 m ²	6.16	x .4891	77.13
Suelo	25.6 m ²	6.16	x .4891	77.13
CALOR SENSIBLE				
2 Personas			x 57.96	115.9
Iluminacion	300 Watts		x .86	258
CALOR SENSIBLE DEL LOCAL				
Aire exterior	51 m ³ /h	8.9°C	x .1BF x .3	13.6
CALOR SENSIBLE EFECTIVO DEL LOCAL (ERSH)				
				2361.76
CALOR LATENTE				
2 Personas			x 30.24	60.48
Aire exterior	51 m ³ /h	11.7GR/KG	x .1BF x .72	42.96
CALOR LATENTE EFECTIVO DEL LOCAL (ERLH)				
				103.4
CALOR TOTAL EFECTIVO DEL LOCAL (ERTH)				
				2465.16
CALOR AIRE EXTERIOR				
Sensible	51 m ³ /h	8.9°C	x (1-.1 BF) x .3	122.4
Latente	51 m ³ /h	11.7GR/KG	x (1-.1 BF) x .72	386.6
GRAN CALOR TOTAL				
				2974.16

VENTILACION

2 Personas x 25.5 m³/h
 = 51 m³/h

OBSERVACIONES:

NUMERO DE HABITACIONES = 16

HOJA DE CALCULO DE CARGA TERMICA

Localidad CUARTOS PB - SE
 Fecha ENERO 1990

CONDICIONES	BS	BH	ZHR	TR	GR/K
EXTERIORES	32.7	27.2	65	25.8	21
INTERIORES	23.8	17.0	50	12.7	9.3
DIFERENCIA	8.9	XX	XX	XX	11.7

Concepto	Area	Ganancia Solar	Factor	Kcal/h
GANANCIA SOLAR CRISTAL				
Cristal	3.8 m ²	333.3	x .56	709.2
Cristal	m ²		x	
Cristal	m ²		x	
Cristal	m ²		x	
Domo	m ²		x	
GANANCIA SOLAR Y TRANSMISION POR PAREDES Y TECHO				
Pared	6 m ²	19.04	x 2.25	257.04
Pared	m ²		x	
Pared	m ²		x	
Pared	m ²		x	
Techo soleado	m ²		x	
Techo sombreado	m ²		x	
Total		8.89	x 5.53	186.8
Cristal	3.8 m ²		x	
Divisiones	47 m ²	6.16	x 2.25	651.0
Entrepiso	25.6 m ²	6.16	x 1.891	77.13
Suelo	m ²		x	
CALOR SENSIBLE				
	2 Personas		x 57.96	115.9
Iluminacion	300 Watts		x .86	258
CALOR SENSIBLE DEL LOCAL				
Aire exterior	51 m ³ /h	8.9°C	x .1BF x .3	13.6
CALOR SENSIBLE EFECTIVO DEL LOCAL (ERSH)				
CALOR LATENTE				
	2 Personas		x 30.24	60.48
Aire exterior	51 m ³ /h	11.7GR/KG	x .1BF x .72	42.96
CALOR LATENTE EFECTIVO DEL LOCAL (ERLH)				
CALOR TOTAL EFECTIVO DEL LOCAL (ERTH)				
CALOR AIRE EXTERIOR				
Sensible	51 m ³ /h	8.9°C	x (1-.1 BF) x .3	122.4
Latente	51 m ³ /h	11.7GR/KG	x (1-.1 BF) x .72	386.6
GRAN CALOR TOTAL				
				2881.07

VENTILACION

2 Personas x 25.5 m³/h
 = 51 m³/h

OBSERVACIONES:

NUMERO DE HABITACIONES = 12

HOJA DE CALCULO DE CARGA TERMICA

Localidad LOCALES COMERCIALES -SE
 Fecha FEBRERO/90

CONDICIONES	BS	BH	ZHR	TR	GR/K
EXTERIORES	32.7	27.2	65	25.8	21
INTERIORES	23.8	17.0	50	12.7	9.3
DIFERENCIA	8.9	XX	XX	XX	11.7

Concepto	Area	Ganancia Solar	Factor	Kcal/h
<u>6 dif de temp.</u>				
GANANCIA SOLAR CRISTAL				
Cristal	7.5	m ² x 333.3	x .56	1400
Cristal		m ² x	x	
Cristal		m ² x	x	
Cristal		m ² x	x	
Domo		m ² x	x	
GANANCIA SOLAR Y TRANSMISION POR PAREDES Y TECHO				
Pared	3.6	m ² x 19.04	x 2.25	154.2
Pared		m ² x	x	
Pared		m ² x	x	
Pared		m ² x	x	
Techo soleado		m ² x	x	
Techo sombreado		m ² x	x	
Total				
Cristal	7.5	m ² x 8.89	x 5.53	368.7
Divisiones	63	m ² x 6.16	x 2.25	873.2
Entrepiso	31.5	m ² x 6.16	x .4891	94.9
Suelo		m ² x	x	
CALOR SENSIBLE				
	4	Personas x 61.74		247
Iluminacion	1000	Watts x .86		860
CALOR SENSIBLE DEL LOCAL				
Aire exterior	102	m ³ /h x 8.9 °C x .1 BF x .3		27.23
CALOR SENSIBLE EFECTIVO DEL LOCAL (ERSH)				
	4	Personas x 51.66		206.6
Aire exterior	102	m ³ /h x 11.7 GR/KG x .1 BF x .72		85.9
CALOR LATENTE EFECTIVO DEL LOCAL (ERLH)				
CALOR TOTAL EFECTIVO DEL LOCAL (ERTH)				
	4	Personas x 51.66		206.6
Aire exterior	102	m ³ /h x 8.9 °C x (1 - .1 BF x .3)		245.1
Latente	102	m ³ /h x 11.7 GR/KG x (1 - .1 BF x .72)		773.3
GRAN CALOR TOTAL				
				5,336.1

VENTILACION

4 Personas x 25.5 m³/h
 = 102 m³/h

OBSERVACIONES:

NUMERO DE LOCALES COMERCIALES= 7

HOJA DE CALCULO DE CARGA TERMICA

Localidad OFICINAS EJECUTIVAS SE
 Fecha FEBRERO/ 90

CONDICIONES	BS	BH	ZHR	TR	GR/K
EXTERIORES	32.7	27.2	65	25.8	21
INTERIORES	23.8	17.0	50	12.7	9.3
DIFERENCIA	8.9	XX	XX	XX	11.7

Concepto	Area	Ganancia Solar	Factor	Kcal/h
<u>GANANCIA SOLAR CRISTAL</u>				
Cristal	15.6 m ²	x	333.3	x .56 = 2912
Cristal	m ²	x		
Cristal	m ²	x		
Cristal	m ²	x		
Domo	m ²	x		
<u>GANANCIA SOLAR Y TRANSMISION POR PAREDES Y TECHO</u>				
Pared	3.6 m ²	x	19.04	x 2.25 = 154.2
Pared	m ²	x		
Pared	m ²	x		
Pared	m ²	x		
Techo soleado	m ²	x		
Techo sombreado	m ²	x		
Total				
Cristal	15.6 m ²	x	8.89	x 5.53 = 767
Divisiones	75 m ²	x	6.16	x 2.25 = 1039
Entrepiso	68 m ²	x	6.16	x .4891 = 204.8
Suelo	m ²	x		
<u>CALOR SENSIBLE</u>				
15 Personas	x		61.74	= 926
Iluminacion	4000 Watts	x	.86	= 3440
<u>CALOR SENSIBLE DEL LOCAL</u>				
Aire exterior	383 m ³ /h	x	8.9 °C	x .1 BF x .3 = 102.2
<u>CALOR SENSIBLE EFECTIVO DEL LOCAL (ERSH)</u>				
<u>CALOR LATENTE</u>				
15 Personas	x		51.66	= 775
Aire exterior	383 m ³ /h	x	11.7 GR/KG	x .1 BF x .72 = 332.6
<u>CALOR LATENTE EFECTIVO DEL LOCAL (ERLH)</u>				
<u>CALOR TOTAL EFECTIVO DEL LOCAL (ERTH)</u>				
<u>CALOR AIRE EXTERIOR</u>				
Sensible	383 m ³ /h	x	8.9 °C	x (1- .1 BF) x .3 = 920
Latente	383 m ³ /h	x	11.7 GR/KG	x (1- .1 BF) x .72 = 2903.7
<u>GRAN CALOR TOTAL</u>				
				14,476.5

VENTILACION

15 Personas x 25.5 m³/h
 = 383 m³/h

HOJA DE CALCULO DE CARGA TERMICA

Localidad OFNA. RECEPCION Y TELEFONOS

Fecha FEBRERO ' 90

CONDICIONES	BS	BH	IHR	TR	GR/H
EXTERIORES	32.7	27.2	65	25.8	21
INTERIORES	23.8	17.0	50	12.7	9.3
DIFERENCIA	8.9	XX	XX	XX	11.7

Concepto	Area	Ganancia Solar	Factor	Kcal/h
6 dif de temp.				
GANANCIA SOLAR CRISTAL				
Cristal	6.48 m ²	x 333.3	x .56	1209.4
Cristal	m ²	x	x	
Cristal	m ²	x	x	
Cristal	m ²	x	x	
Domos	m ²	x	x	
GANANCIA SOLAR Y TRANSMISION POR PAREDES Y TECHO				
Pared	SE 16 m ²	x 19.04	x 2.25	658.4
Pared	m ²	x	x	
Pared	m ²	x	x	
Pared	m ²	x	x	
Techo				
soleado	m ²	x	x	
Techo				
sombreado	m ²	x	x	
Total				
Cristal	6.48 m ²	x 8.89	x 5.53	318.5
Divisiones	m ²	x	x	
Entrepiso	45 m ²	x 6.16	x .4891	135.5
Suelo	45 m ²	x 6.16	x .4891	135.5
CALOR SENSIBLE				
	6 Personas	x 61.74		370.4
	Iluminacion 1500 Watts	x .86		1290
CALOR SENSIBLE DEL LOCAL				
	Aire exterior 153 m ³ /h	x 8.9 °C	x .1 BF x .3	40.85
	CALOR SENSIBLE EFECTIVO DEL LOCAL (ERSH)			4158.5
CALOR LATENTE				
	6 Personas	x 51.66		310
	Aire exterior 153 m ³ /h	x 11.7 GR/KG	x .1 BF x .72	129
	CALOR LATENTE EFECTIVO DEL LOCAL (ERLH)			439
	CALOR TOTAL EFECTIVO DEL LOCAL (ERTH)			4597.5
CALOR AIRE EXTERIOR				
	Sensible 153 m ³ /h	x 8.9 °C	x (1-.1 BF) x .3	367.6
	Latente 153 m ³ /h	x 11.7 GR/KG	x (1-.1 BF) x .72	882.4
GRAN CALOR TOTAL				5,847.5

VENTILACION

6 Personas x 25.5 m³/h
= 153 m³/h

HOJA DE CALCULO DE CARGA TERMICA

Localidad BOUQUE
 Fecha FEBRERO/90

CONDICIONES	BS	BH	XRR	TR	GR/X
EXTERIORES	32.7	27.2	65	25.8	21
INTERIORES	23.8	17.0	50	12.7	9.3
DIFERENCIA	8.9	XX	XX	XX	11.7

Concepto	Area	Ganancia Solar 6 dif de temp.	Factor	Kcal/h
GANANCIA SOLAR CRISTAL				
Cristal SE 3	m ² x	333.3	x .56	560
Cristal	m ² x		x	
Cristal	m ² x		x	
Cristal	m ² x		x	
Domo	m ² x		x	
GANANCIA SOLAR Y TRANSMISION POR PAREDES Y TECHO				
Pared SE 13	m ² x	19.04	x 2.25	557
Pared	m ² x		x	
Pared	m ² x		x	
Pared	m ² x		x	
Techo soleado	m ² x		x	
Techo sombreado	m ² x		x	
Total				
Cristal 3	m ² x	8.89	x 5.53	147.5
Divisiones 19	m ² x	6.16	x 2.25	263
Entrepiso 49	m ² x	6.16	x .489	127
Suelo 49	m ² x	6.16	x .4891	147
CALOR SENSIBLE				
4 Personas	x	61.74		247
Iluminacion 1000	Watts x	.86		860
CALOR SENSIBLE DEL LOCAL				
Aire exterior 102 m ³ /h	x 8.9°C	x .1 BF	x .3	27
CALOR SENSIBLE EFECTIVO DEL LOCAL (ERSH)				
				2955.5
CALOR LATENTE				
4 Personas	x	51.66		206
Aire exterior 102 m ³ /h	x 11.7GR/KG	x .1 BF	x .72	86
CALOR LATENTE EFECTIVO DEL LOCAL (ERLH)				
				292
CALOR TOTAL EFECTIVO DEL LOCAL (ERTH)				
				3247.5
CALOR AIRE EXTERIOR				
Sensible 102 m ³ /h	x 8.9°C	x (1-.1 BF)	x .3	245
Latente 102 m ³ /h	x 11.7GR/KG	x (1-.1 BF)	x .72	713
GRAN CALOR TOTAL				4,265.5

VENTILACION

4 Personas x 25.5 m³/h
 = 102 m³/h

HOJA DE CALCULO DE CARGA TERMICA

Localidad PASILLOS 3er NIVEL
 Fecha FEBRERO 90

CONDICIONES	BS	BH	ZHR	TR	GR/K
EXTERIORES	32.7	27.2	65	25.8	21
INTERIORES	23.8	17.0	50	12.7	9.3
DIFERENCIA	8.9	XX	XX	XX	11.7

Concepto	Area	Ganancia Solar		Factor	Kcal/h
6 dif de temp.					
GANANCIA SOLAR CRISTAL					
Cristal	m ²	x		x	
Cristal	m ²	x		x	
Cristal	m ²	x		x	
Cristal	m ²	x		x	
Domo	m ²	x		x	
GANANCIA SOLAR Y TRANSMISION POR PAREDES Y TECHO					
Pared	m ²	x		x	
Pared	m ²	x		x	
Pared	m ²	x		x	
Pared	m ²	x		x	
Techo acoleado	84 m ²	x	23.52	x	.4891
Techo acobreado	m ²	x		x	
Total					966
Cristal	m ²	x		x	
Divisiones	m ²	x		x	
Entrepiso	m ²	x		x	
Suelo	84 m ²	x	6.16	x	.4891
CALOR SENSIBLE					
6 Personas	x	61.74			370
Iluminacion	1500 Watts	x	.86		1290
CALOR SENSIBLE DEL LOCAL					
Aire exterior	153 m ³ /h	x	8.9 °C	x	.1 BF x .3
CALOR SENSIBLE EFECTIVO DEL LOCAL (ERSH)					
					2920
CALOR LATENTE					
6 Personas	x	51.66			310
Aire exterior	153 m ³ /h	x	11.7 GR/KG	x	.1 BF x .72
CALOR LATENTE EFECTIVO DEL LOCAL (ERLH)					
					439
CALOR TOTAL EFECTIVO DEL LOCAL (ERTH)					
					3459
CALOR AIRE EXTERIOR					
Sensible	153 m ³ /h	x	8.9 °C	x	(-.1 BF x .3)
Latente	153 m ³ /h	x	11.7 GR/KG	x	(-.1 BF x .72)
					368
					1160
GRAN CALOR TOTAL					4,887

VENTILACION

6 Personas x 25.5 m³/h
 = 153 m³/h

HOJA DE CALCULO DE CARGA TERMICA

Localidad PASILLOS PB. 1er NIVEL

Fecha FEBRERO/90

CONDICIONES	BS	BH	ZHR	TR	GR/K
EXTERIORES	32.7	27.2	65	25.8	21
INTERIORES	23.8	17.0	50	12.7	9.3
DIFERENCIA	8.9	XX	XX	XX	11.7

Concepto	Area	ganancia Solar	Factor	Kcal/h
<u>6 dif de temp.</u>				
GANANCIA SOLAR CRISTAL				
Cristal	m ² x		x	
Cristal	m ² x		x	
Cristal	m ² x		x	
Cristal	m ² x		x	
Domos	m ² x		x	
GANANCIA SOLAR Y TRANSMISION POR PAREDES Y TECHO				
Pared	m ² x		x	
Pared	m ² x		x	
Pared	m ² x		x	
Pared	m ² x		x	
Techo soleado	m ² x		x	
Techo sombreado	m ² x		x	
Total				
Cristal	m ² x		x	
Divisiones	m ² x		x	
Entrepiso	84 m ² x	6.16	x	.4891
Suelo	84 m ² x	6.16	x	.4891
CALOR SENSIBLE				
6 Personas	x	61.74		370
Iluminacion	1500 Watts	x	.86	1290
CALOR SENSIBLE DEL LOCAL				
Aire exterior	153 m ³ /h	x 8.9 °C	x .1 BF	x .3
CALOR SENSIBLE EFECTIVO DEL LOCAL (ERSH)				
				2207
CALOR LATENTE				
6 Personas	x	51.66		310
Aire exterior	153 m ³ /h	x 11.7 GR/KG	x .1 BF	x .72
CALOR LATENTE EFECTIVO DEL LOCAL (ERLH)				
				739
CALOR TOTAL EFECTIVO DEL LOCAL (ERTH)				
				2646
CALOR AIRE EXTERIOR				
Sensible	153 m ³ /h	x 8.9 °C	x (1-.1 BF)	x .3
				368
Latente	153 m ³ /h	x 11.7 GR/KG	x (1-.1 BF)	x .72
				1160
GRAN CALOR TOTAL				
				4174

VENTILACION

6 Personas x 25.5 m³/h
= 153 m³/h

HOJA DE CALCULO DE CARGA TERMICA

Localidad COMEDOR DE EMPLEADOS
 Fecha FEBRERO/ 90

CONDICIONES	BS	BH	ZHR	TR	GR/K
EXTERIORES	32.7	27.2	65	25.8	21
INTERIORES	23.8	17.0	50	12.7	9.3
DIFERENCIA	8.9	XX	XX	XX	11.7

Concepto	Area	Ganancia Solar ó dif de temp.	Factor	Kcal/h
GANANCIA SOLAR CRISTAL				
Cristal	m ² x		x	
Cristal	m ² x		x	
Cristal	m ² x		x	
Cristal	m ² x		x	
Domo	m ² x		x	
GANANCIA SOLAR Y TRANSMISION POR PAREDES Y TECHO				
Pared E	13.5 m ² x	15.68	x 2.25	476.3
Pared	m ² x		x	
Pared	m ² x		x	
Pared	m ² x		x	
Techo soleado	m ² x		x	
Techo sombreado	m ² x		x	
Total				
Cristal	m ² x		x	
Divisiones	47 m ² x	6.16	x 2.25	651.4
Entrepiso	50 m ² x	6.16	x .4891	150.6
Suelo	50 m ² x	6.16	x .4891	150.6
CALOR SENSIBLE				
25 Personas	x		71	1775
Iluminacion	1000 Watts	x	.86	860
CALOR SENSIBLE DEL LOCAL				
Aire exterior	638 m ³ /h	8.9 °C	x .1 BF x .3	170.3
CALOR SENSIBLE EFECTIVO DEL LOCAL (ERSH)				
CALOR LATENTE				
25 Personas	x		68	1700
Aire exterior	638 m ³ /h	11.7 GR/KG	x .1 BF x .72	537.5
CALOR LATENTE EFECTIVO DEL LOCAL (ERLH)				
CALOR TOTAL EFECTIVO DEL LOCAL (ERTH)				
CALOR AIRE EXTERIOR				
Sensible	638 m ³ /h	x 8.2 °C	x (1-.1 BF x .3	1533
Latente	638 m ³ /h	x 11.7 GR/KG	x (1-.1 BF x .72	4837
GRAN CALOR TOTAL				12,841.7

VENTILACION

25 Personas x 25.5 m³/h
 = 638 m³/h

HOJA DE CALCULO DE CARGA TERMICA

Localidad OPICINAS ADMINISTRATIVAS
 Fecha FEBRERO-90

CONDICIONES	BS	BH	ZHR	TR	GR/K
EXTERIORES	32.7	27.2	65	25.8	21
INTERIORES	23.8	17.0	50	12.7	9.3
DIFERENCIA	8.9	XX	XX	XX	11.7

Concepto	Area	Ganancia Solar ó dif de temp.	Factor	Kcal/h
GANANCIA SOLAR CRISTAL				
Cristal	m ² x		x	
Cristal	m ² x		x	
Cristal	m ² x		x	
Cristal	m ² x		x	
Domos	m ² x		x	
GANANCIA SOLAR Y TRANSMISION POR PAREDES Y TECHO				
Pared	m ² x		x	
Pared	m ² x		x	
Pared	m ² x		x	
Pared	m ² x		x	
Techo soleado	m ² x		x	
Techo sombreado	m ² x		x	
Total				
Cristal	m ² x		x	
Divisiones 150	m ² x	6.16	x	2.25
Entrepiso 173	m ² x	6.16	x	.4891
Suelo	m ² x		x	
CALOR SENSIBLE				
15 Personas	x	61.74		926
Iluminacion	1500 Watts	x	.86	1290
CALOR SENSIBLE DEL LOCAL				
Aire exterior	382 m ³ /h	8.9 °C	x	.3
				102
CALOR SENSIBLE EFECTIVO DEL LOCAL (ERSH)				
				4918
CALOR LATENTE				
15 Personas	x	51.66		775
Aire exterior	382 m ³ /h	11.7 GR/KG	x	.1 BF x .72
				322
CALOR LATENTE EFECTIVO DEL LOCAL (ERLH)				
				1097
CALOR TOTAL EFECTIVO DEL LOCAL (ERTH)				
				6315
CALOR AIRE EXTERIOR				
Sensible	382 m ³ /h	x	8.9 °C	x (1 - .1 BF x .3)
				918
Latente	382 m ³ /h	x	11.7 GR/KG	x (1 - .1 BF x .72)
				2896
GRAN CALOR TOTAL				
				9,892

VENTILACION

15 Personas x 25.5 m³/h
 = 382 m³/h

HOJA DE CALCULO DE CARGA TERMICA

Localidad MTTO, CHEFF. AMA DE LLAVES
 Fecha FEBRERO,90

CONDICIONES	BS	BH	ZHR	TR	GR/K
EXTERIORES	32.7	27.2	65	25.8	21
INTERIORES	23.8	17.0	50	12.7	9.3
DIFERENCIA	8.9	XX	XX	XX	11.7

Concepto	Area	Ganancia Solar	Factor	Kcal/h
6 dif de temp.				
GANANCIA SOLAR CRISTAL				
Cristal	m ² x		x	
Cristal	m ² x		x	
Cristal	m ² x		x	
Cristal	m ² x		x	
Domo	m ² x		x	
GANANCIA SOLAR Y TRANSMISION POR PAREDES Y TECHO				
Pared	m ² x		x	
Pared	m ² x		x	
Pared	m ² x		x	
Pared	m ² x		x	
Techo soleado	m ² x		x	
Techo sombreado	m ² x		x	
Total				
Cristal	m ² x		x	
Divisiones	40 m ² x	6.16	x 2.25	554.4
Entrepiso	11.2 m ² x	6.16	x .4891	33.7
Suelo	m ² x		x	
CALOR SENSIBLE				
2 Personas	x	61.74		123.5
Iluminacion	75 Watts	x .86		64.5
CALOR SENSIBLE DEL LOCAL				
Aire exterior	51 m ³ /h	11.7 GR/KG	x .1 BF x .3	13.6
CALOR SENSIBLE EFECTIVO DEL LOCAL (ERSH)				
CALOR LATENTE				
2 Personas	x	51.66		103.3
Aire exterior	51 m ³ /h	11.7 GR/KG	x .1 BF x .72	42.9
CALOR LATENTE EFECTIVO DEL LOCAL (ERLH)				
CALOR TOTAL EFECTIVO DEL LOCAL (ERTH)				
CALOR AIRE EXTERIOR				
Sensible	51 m ³ /h	x 8.9 C	x (1- .1 BF x .3	122.5
Latente	51 m ³ /h	x 11.7 GR/KG	x (1- .1 BF x .72	386.6
GRAN CALOR TOTAL				1,445

VENTILACION

2 Personas x 25.5 m³/h
 = 51 m³/h

OBSERVACIONES:

NUMERO DE OFICINAS = 3

HOJA DE CALCULO DE CARGA TERMICA

Localidad LOBBY
 Fecha FEBRERO/ 90

CONDICIONES	BS	BH	ZHR	TR	GR/Y
EXTERIORES	32.7	27.2	65	25.8	21
INTERIORES	23.8	17.0	50	12.7	9.3
DIFERENCIA	8.9	XX	XX	XX	11.7

Concepto	Area	Ganancia Solar	Factor	Kcal/h
GANANCIA SOLAR CRISTAL 6 dif de temp.				
Cristal N	5 m ²	75.88	x .56	212.4
Cristal SW	16.5 m ²	139	x .56	1284
Cristal	m ²		x	
Cristal	m ²		x	
Domo	m ²		x	
GANANCIA SOLAR Y TRANSMISION POR PAREDES Y TECHO				
Pared SW	18.9 m ²	23.52	x 2.25	10,002
Pared N	53 m ²	7.84	x 2.25	935
Pared	m ²		x	
Pared	m ²		x	
Techo soleado	19 m ²	23.52	x	761
Techo sombreado	m ²		x	
Total				
Cristal	21.5 m ²	8.89	x 5.53	1057
Divisiones	10 m ²	6.16	x 5.53	1362
Entrepiso	m ²		x	
Suelo	49 m ²	6.16	x .4891	147.6
CALOR SENSIBLE				
50 Personas	x	61.72		3087
Iluminacion	3500 Watts	x .86		3010
CALOR SENSIBLE DEL LOCAL (RSH)				
Aire exterior	12.75 m ³ /h	x 8.9 °C	x .07BF	x .3
CALOR SENSIBLE EFECTIVO DEL LOCAL (ERSH)				
CALOR LATENTE				
50 Personas	x	51.66		2583
Aire exterior	12.75 m ³ /h	x 11.7 GR/KG	x .07BF	x .72
CALOR LATENTE EFECTIVO DEL LOCAL (ERLH)				
CALOR TOTAL EFECTIVO DEL LOCAL (ERTH)				
CALOR AIRE EXTERIOR				
Sensible	12.75 m ³ /h	x 8.9 °C	x (1-.075BF)	x .3
Latente	12.75 m ³ /h	x 11.7 GR/KG	x (1-.075BF)	x .72
GRAN CALOR TOTAL				

VENTILACION

50 Personas x 25.5 m³/h
 = 1275 m³/h

PUNTO DE ROCIO DEL DEL APARATO (ADP) Y CANTIDAD DE AIRE DESHUMIDIFICADO.

FACTOR EFECTIVO DE CALOR = 21.813 ERSH
 SENSIBLE = 25,201.5 EARTH

= .865
 ADP INDICADO = 11.5
 ADP SELECCIONADO =

$\Delta T = (1 - .075BF) (T_{int} - ADP)$
 $= (.925) (12.3)$
 $= 11.38$
 $m^3/h = \frac{21,813 ERSH}{.3 \times 11.38 C \Delta T}$

m³/h = 6389

CONDICIONES DE ENTRADA Y SALIDA DEL APARATO

$$T_{BSE} = \frac{(T_{23.8C} \cdot 1275 \frac{m^3}{hAE}) + (T_{AE} \cdot 23.7C - T_{int} \cdot 23.8C)}{int \cdot 6389 \frac{m^3}{hdh}} = 25.6 °C$$

$$T_{BSS} = (T_{ADP} \cdot 11.5 °C + .075 BF) \times (T_{BSE} \cdot 25.6 °C - T_{ADP} \cdot 11.5 °C) = 12.55 °C$$

DEL DIAGRAMA PSICOMETRICO ENCONTRAMOS

T_{BHE} = 19.2 °C T_{BHS} = 12.1 °C

HOJA DE CALCULO DE CARGA TERMICA

Localidad BAR
 Fecha FEBRERO/90

CONDICIONES	BS	BH	ZHR	TR	GR/P
EXTERIORES	32.7	27.2	65	25.8	21
INTERIORES	26	18.8	50	14.8	10.5
DIFERENCIA	6.7	XX	XX	XX	10.5

Concepto	Area	Ganancia Solar	Factor	Kcal/h
GANANCIA SOLAR CRISTAL				
Cristal E 72	m ² x	377.7	x .56	15,229
Cristal	m ² x		x	
Cristal	m ² x		x	
Cristal	m ² x		x	
Domo	m ² x		x	
GANANCIA SOLAR Y TRANSMISION POR PAREDES Y TECHO				
Pared E 27	m ² x	15.68	x .46	195
Pared	m ² x		x	
Pared	m ² x		x	
Pared	m ² x		x	
Techo soleado	m ² x		x	
Techo sombreado	m ² x		x	
Total				
Cristal 72	m ² x	6.7	x 5.53	2667.6
Divisiones 964	m ² x	3.96	x 2.25	8589
Entrepiso 130	m ² x	3.96	x .4891	251.7
Suelo 130	m ² x	3.96	x .4891	251.7
CALOR SENSIBLE				
60 Personas	x	61.74		3704
Iluminacion 1500	Watts	x .86		1290
CALOR SENSIBLE DEL LOCAL (RSH)				
Aire exterior 3000	m ³ /h	x 6.7 °C	x .075BF x .3	452
CALOR SENSIBLE EFECTIVO DEL LOCAL (ERSH)				
CALOR LATENTE				
60 Personas	x	51.66		3099
Aire exterior 3000	m ³ /h	x 10.5 GR/KG	x .075BF x .72	1701
CALOR LATENTE EFECTIVO DEL LOCAL (ERLH)				
CALOR TOTAL EFECTIVO DEL LOCAL (ERTH)				
CALOR AIRE EXTERIOR				
Sensible 3000	m ³ /h	x 6.7 °C	x (1-.075BF) x .3	5577
Latente 3000	m ³ /h	x 10.5 GR/KG	x (1-.075BF) x .72	20,979
GRAN CALOR TOTAL				
				63,986

VENTILACION

60 Personas x 50 m³/h
 = 3000 m³/h

PUNTO DE ROCIO DEL DEL APARATO (ADP) Y CANTIDAD DE AIRE DESHUMIDIFICADO.

FACTOR EFECTIVO DE CALOR = $\frac{32,630}{37,430}$ ERSH ERTH

= .87
 ADP INDICADO = 13.5
 ADP SELECCIONADO =

$$\Delta T = (1 - .075BF) (T_{int} - ADP)$$

$$= (.925) (26 - 13.5)$$

$$= 11.56$$

$$m^3/h = \frac{32,630 ERSH}{.3 \times 11.56 \text{ °C } \Delta T}$$

m³/h = 9409

CONDICIONES DE ENTRADA Y SALIDA DEL APARATO

$$T_{BSE} = (T_{26} + \frac{3000 \text{ m}^3/\text{hAE}}{9409 \text{ m}^3/\text{hdh}}) \times (T_{AE} 32.7 \text{ °C} - T_{int} 26 \text{ °C}) = 28.13 \text{ °C}$$

$$T_{BSS} = (T_{ADP} 13.5 \text{ °C} + .075BF) \times (T_{BSE} 28.13 \text{ °C} - T_{ADP} 13.5 \text{ °C}) = 14.6 \text{ °C}$$

DEL DIAGRAMA PSICOMETRICO ENCONTRAMOS

$$T_{BRE} = 22 \text{ °C} \quad T_{BHS} = 14.5 \text{ °C}$$

HOJA DE CALCULO DE CARGA TERMICA

Localidad RESTAURANTE
 Fecha FEBRERO/90

CONDICIONES	BS	BH	ZHR	TR	GR/h
EXTERIORES	32.7	27.2	65	25.8	21
INTERIORES	23.8	17.0	50	12.7	9.3
DIFERENCIA	8.9	XX	XX	XX	13.7

Concepto	Area	ganancia Solar 6 dif de temp.	Factor	Koal/h
GANANCIA SOLAR CRISTAL				
Cristal N	3.9	75.88	x .56	165.7
Cristal S	3.9	349.6	x .56	763.5
Cristal W	12.3	355	x .56	2445.2
Cristal			x	
Domos			x	
GANANCIA SOLAR Y TRANSMISION POR PAREDES Y TECHO				
Pared N	12.6	7.84	x 2.25	222.2
Pared S	12.6	14.56	x 2.25	412.7
Pared W	14.7	16.8	x 2.25	555.6
Pared			x	
Techo soleado	53.04	23.52	x .4891	610
Techo sombreado			x	
Total				
Cristal	20.1	8.9	x 5.53	948
Divisiones	31.5	6.16	x 2.25	436
Entrepisos	236	6.16	x .4891	711
Suelo	236	6.16	x .4891	711
CALOR SENSIBLE				
135 Personas	x	71		9585
Iluminacion	4300	Watts	x .86	3698
CALOR SENSIBLE DEL LOCAL (RSH)				
Aire exterior	2700	m ³ /h	6.7°C x .075BF x .3	20552.9
CALOR SENSIBLE EFECTIVO DEL LOCAL (ERSH)				
				20960
CALOR LATENTE				
135 Personas	x	68		9180
Aire exterior	2700	m ³ /h	10.5 GR/KG x .075BF x .72	1531
CALOR LATENTE EFECTIVO DEL LOCAL (ERLH)				
				10,712
CALOR TOTAL EFECTIVO DEL LOCAL (ERTH)				
				31672
CALOR AIRE EXTERIOR				
Sensible	2700	m ³ /h	x 6.7°C x (1-.075BF x .3	5020
Latente	2700	m ³ /h	x 10.5 GR/KG x (1-.075BF x .72	18,881
GRAN CALOR TOTAL				
				55,573

VENTILACION

135 Personas x 20 m³/h
 = 2700 m³/h

PUNTO DE ROCIO DEL DEL APARATO (ADP) Y CANTIDAD DE AIRE DESHUMIDIFICADO.

FACTOR EFECTIVO DE CALOR = 20960 ERSH
 SENSIBLE = 31672 ERTH

= .66
 ADP INDICADO =
 ADP SELECCIONADO = 12.5
 $\Delta T = (1-.075BF)(T_{int} - ADP)$
 $= (.925)(23.8 - 12) = 10.45$
 m³/h = 20960 ERSH
 .3 x 10.45°C ΔT

m³/h = 6689

CONDICIONES DE ENTRADA Y SALIDA DEL APARATO

$$T_{BSE} = (T_{23.8} + \frac{2700 \text{ m}^3/\text{hAE}}{6689 \text{ m}^3/\text{hdh}}) \times (T_{AE} 32.7^\circ\text{C} - T_{int} 23.8^\circ\text{C}) = 27.4^\circ\text{C}$$

$$T_{BSS} = (T_{ADP} 12.5^\circ\text{C} + .075 BF) \times (T_{BSE} 27.4^\circ\text{C} - T_{ADP} 12.5^\circ\text{C}) = 13.6^\circ\text{C}$$

DEL DIAGRAMA PSICOMETRICO ENCONTRAMOS

$$T_{BHE} = 21.6^\circ\text{C} \quad T_{BHS} = 13.2^\circ\text{C}$$

HOJA DE CALCULO DE CARGA TERMICA

Localidad CENTRO DE CONVENCIONES

Fecha ENERO - 90

CONDICIONES	BS	BH	IHR	TR	GR/Y
EXTERIORES	32.7	27.2	65	25.8	21
INTERIORES	23.8	17.0	50	12.7	9.3
DIFERENCIA	8.9	XX	XXX	XXX	13.7

Concepto	Area	Ganancia Solar	Factor	Kcal/h
GANANCIA SOLAR CRISTAL				
Cristal E 24	m ² x	377.7	x .56	5076
Cristal	m ² x		x	
Cristal	m ² x		x	
Cristal	m ² x		x	
Domos	m ² x		x	
GANANCIA SOLAR Y TRANSMISION POR PAREDES Y TECHO				
Pared E 22.5	m ² x	15.68	x 2.25	793.8
Pared	m ² x		x	
Pared	m ² x		x	
Pared	m ² x		x	
Techo soleado	m ² x		x	
Techo sombreado	m ² x		x	
Total				
Cristal 24	m ² x	8.9	x 5.53	1181
Divisiones 92	m ² x	6.16	x 2.25	721
Entrepiso 144	m ² x	6.16	x .4891	434
Suelo 144	m ² x	6.16	x .4891	434
CALOR SENSIBLE				
100 Personas	x	54		5400
Iluminacion 3000	Watts	x .86		2580
CALOR SENSIBLE DEL LOCAL (RSH)				
Aire ext 1700	m ³ /h	8.9 °C	x .1 BF x .3	454
CALOR SENSIBLE EFECTIVO DEL LOCAL (ERSH)				
100 Personas	x	59		5900
Aire ext 1700	m ³ /h	3.7 GR/KG	x .1 BF x .72	1677
CALOR LATENTE EFECTIVO DEL LOCAL (ERLH)				
CALOR TOTAL EFECTIVO DEL LOCAL (ERTH)				
CALOR AIRE EXTERIOR				
Sens 1700	m ³ /h	8.9 °C	x (1 - .1 BF) x .3	4081
Lat 1700	m ³ /h	3.7 GR/KG	x (1 - .1 BF) x .72	15092
GRAN CALOR TOTAL				
				43824

VENTILACION

100 Personas x m³/h
= 1700 m³/h

PUNTO DE ROCIO DEL DEL APARATO (ADP) Y CANTIDAD DE AIRE DESHUMIDIFICADO.

FACTOR EFECTIVO DE CALOR = $\frac{17074}{24651}$ ERSH
= $\frac{17074}{24651}$ EARTH

= .69
ADP INDICADO =
ADP SELECCIONADO = 12

$\Delta T = (1 - .1 BF) (T_{int} - ADP)$
= $(.9) (23.8 - 12)$
= $10.62^\circ C$
m³/h = $\frac{17074}{.3 \times 10.62^\circ C}$ ERSH
= $\frac{17074}{3.186}$ ERSH

m³/h = 5359

$$T_{BSE} = T_{int} \frac{23.8}{5359} + \left[\frac{1700}{5359} \frac{m^3/h}{hdh} \times (T_{AE} 32.7^\circ C - T_{int} 23.8^\circ C) \right] = 26.6^\circ C$$

$$T_{BSS} = T_{ADP} 12^\circ C + \left[.1 BF \times (T_{BSE} 26.6^\circ C - T_{ADP} 12^\circ C) \right] = 13.4^\circ C$$

DEL DIAGRAMA PSICOMETRICO ENCONTRAMOS

$T_{BHE} = 20.7^\circ C$ $T_{BHS} = 13^\circ C$

2.- SELECCION DE LOS EQUIPOS.

2.1 UNIDADES SERPENTIN VENTILADOR.

EN UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO EN QUE SE UTILIZA AGUA HELADA, LA CANTIDAD DE LIQUIDO QUE SE PROPORCIONE A CADA EQUIPO ES LA QUE NOS DETERMINA LA CAPACIDAD Y CARACTERISTICAS DE FUNCIONAMIENTO DEL MISMO, UTILIZAREMOS LAS TABLAS DE SELECCION QUE NOS PROPORCIONA EL FABRICANTE PARA DETERMINAR EL MODELO Y REQUERIMIENTOS DE LAS UNIDADES.

EL EQUIPO SELECCIONADO DEBE SER CAPAZ DE VENCER LA CARGA TERMICA SENCIBLE Y TOTAL DEL LUGAR POR ACONDICIONAR, A CONTINUACION SE MUESTRA LA TABLA DE SELECCION DE UNIDADES SERPENTIN - VENTILADOR DE TRES Y CUATRO HILERAS PARA UNA TEMPERATURA DE ENTRADA DEL AGUA DE 7.2°C, 26.6°C TEMPERATURA DE BULBO SECO DEL AIRE Y 19.4 °C TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO DEL AIRE A LA ENTRADA DEL SERPENTIN.

TABLA DE SELECCION DE EQUIPOS
SERPENTIN-VENTILADOR

MODELO	TRES HILERAS				CUATRO HILERAS			
	LPM	CP	CT	GS	LPM	CP	CT	GS
3HBC	10.6	3.14	2721	1739	9	3.66	2772	1764
	7.95	2.44	2545	1688	6.8	2.13	2696	1663
	6.05	1.28	2318	1613	5.67	1.52	2570	1613
	4.92	.91	2167	1562	4.5	1.0	2419	1562
4HBC	13.62	5.79	3578	2343	14.4	7.07	4032	2671
	10.6	3.81	3377	2268	9.46	3.96	3729	2343
	7.95	2.32	3099	2117	7.57	2.77	3427	2243
	6.43	1.64	2873	2016	6.0	1.92	3225	2142
5HBC	17.03	3.66	4385	2898	14.4	3.66	4536	2973
	12.49	2.44	4107	2772	11.3	2.2	4410	2873
	9.84	1.37	3805	2646	9.0	1.52	4208	2772
	7.95	.94	3578	2545	7.57	1.07	4057	2671

MODELO	TRES HILERAS				CUATRO HILERAS			
	LPM	CP	CT	CS	LPM	CP	CT	CS
6HBC	21.57	5.49	5594	3906	17.8	5.49	5796	3931
	16.27	3.2	5216	3729	14.0	3.2	5443	3830
	12.49	2.1	4889	3629	11.3	2.2	5166	3704
	10.22	1.46	4637	3528	9.46	1.58	4964	3629
8HBC	24.2	3.69	6350	4611	21.2	4.27	6804	4788
	17.79	2.44	5846	4385	17.0	2.44	6577	4763
	14.0	1.37	5393	4183	14.0	1.67	6249	4637
	10.97	.85	4940	3981	11.7	1.19	5997	4511
10HBC	31.8	4.57	8114	5619	26.1	7.3	8190	5796
	22.7	2.44	7056	5292	20.0	4.1	7686	5594
	17.4	1.52	6653	5090	16.3	2.8	7207	5393
	14.0	1.03	6199	4939	13.2	2.0	6804	5166

LPM LITROS POR MINUTO.

CP CAIDA DE PRESION(MEEROS COLUMNA DE AGUA).

CT CALOR TOTAL KCAL/HR.

CS CALOR SENSIBLE KCAL/HR.

UTILIZANDO LOS DATOS OBTENIDOS EN LAS HOJAS DE CARGA
 TERMICA Y LA TABLA DE SELECCION DE UNIDADES SERPENTIN VENTI-
 LADOR OBTENEMOS EL MODELO DEL EQUIPO, EL GASTO INDIVIDUAL Y
 EL GASTO TOTAL DEL SISTEMA.

LOCALIZACION	CT (kcal/h)	CS (kcal/h)	MODELO	LPM	#HAB	LPMTOTALES
HABITACIONES						
NIVEL 3 SW	3328	2715.4	5HBC-4	8.81	12	105.7
NW	3130	2517.6	5HBC-3	7.89	9	71.0
SE	3175	2563.0	5HBC-3	8.02	12	96.2
E	3224	2612.3	5HBC-3	8.56	15	128.4
W	3191	2579.0	5HBC-3	8.34	8	66.7
NIVEL 1 SW	3110	2498.0	4HBC-4	12.06	24	289.4
y 2 NW	2912	2300.0	4HBC-4	8.64	18	155.5
SE	2958	2345.0	4HBC-4	9.46	24	227.0
E	3007	2395.0	4HBC-4	10.24	30	307.2
W	2974	2361.0	4HBC-4	9.73	16	155.7
PB SW	3033	2420.0	4HBC-4	10.62	12	127.4
SE	2881	2268.0	4HBC-4	8.04	12	96.5
LOCALES COMER- CIALES.						
OF.EJECUTIVAS	5336	4025.0	8HBC-3	13.62	7	95.9
OF.RECEPCION Y TELEFONOS	3619	2386.0	4HBC-4	10.1	4	40.4
BOUTIQUE	2923	2079.0	4HBC-3	7.38	2	14.76
PASILLOS	4265	2955.0	6HBC-3	10.0	1	10.0
NIVEL 3	1629	973.0	3HBC-3	4.92	3	14.76
PB-NIVEL 1y2	1391	736.0	3HBC-3	4.92	9	44.3
COMEDOR EMPL.	4280	1411.0	5HBC-4	8.1	3	24.3
OF. ADMON	3297	1639.0	4HBC-4	6.5	3	19.5
MNTTO-CHEFF	1455	789.7	3HBC-3	4.9	3	14.7
AMA DE LLAVES						

2.2 UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE

PARA LA SELECCION DE LAS UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE TOMAREMOS COMO REFERENCIA EL CATALOGO DE SELECCION QUE NOS PROPORCIONA EL FABRICANTE, DESGLOSAREMOS PASO A PASO EL CALCULO PARA EL EQUIPO DEL LOBBY Y ANEXANDO SOLO LA SELECCION PARA LAS DEMAS.

1.- AREA REQUERIDA DEL SERPENTIN.

$$\text{ARS} = \frac{\text{VOLUMEN DE AIRE}}{\text{VELOCIDAD DE CARA}} = \frac{\text{m}^3/\text{min}}{\text{m}/\text{min}} = \text{m}^2$$

LA VELOCIDAD DE CARA COMERCIALMENTE USADA ES DE 152 A 183m/min

$$\text{ARS} = \frac{106.5 \text{ m}^3/\text{min}}{183 \text{ m}/\text{min}} = .58\text{m}^2$$

DE LA TABLA 2.2 - 1 VEMOS QUE LA UNIDAD MAS CERCANA A ESTA AREA ES LA TAMAÑO 08 CORTA CON .71 m², AHORA DETERMINAMOS LA VELOCIDAD DE CARA ACTUAL.

$$\text{VC} = \frac{106.5 \text{ m}^3/\text{min}}{.71 \text{ m}^2} = 150 \text{ m}/\text{min}.$$

2.- FACTOR DE BY PASS

PARA DETERMINAR EL FACTOR DE BY PASS UTILIZAMOS LA GRAFICA DE SELECCION DE UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE DIBUJANDO UNA LINEA QUE UNA LA TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO EN LA ENTRADA DEL EQUIPO $T_{BHE} = 19.2 \cdot \text{C}$ CON LA TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO A LA SALIDA DEL MISMO $T_{BHS} = 12.1 \cdot \text{C}$, POSTERIORMENTE DIBUJAMOS UNA LINEA QUE UNA LAS TEMPERATURAS DE BULBO SECO A LA ENTRADA Y SALIDA DEL EQUIPO, $T_{BSE} = 25.6 \cdot \text{C}$ Y $T_{BSS} = 12.55 \cdot \text{C}$ RESPECTIVAMENTE, EN LA INTERSECCION DE ESTAS DOS LINEAS QUE DENOMINAREMOS "A" PROYECTAMOS UNA LINEA HORIZONTAL A LA DERECHA Y LEEMOS QUE EL FACTOR DE BY PASS REQUERIDO ES = .09

3.- TEMPERATURA DEL PUNTO DE ROCIO DEL APARATO (TPRA) DIBUJAMOS UNA LINEA VERTICAL QUE UNA LA VELOCIDAD DE CARA ACTUAL (VC) CON LA CURVA QUE NOS PROPORCIONE UN FACTOR DE BY PASS IGUAL O MENOR AL REQUERIDO Y LEEMOS QUE UN SERPENTIN 8 HILERAS - 8 ALETAS/IN CUMPLE CON LO ANTERIOR PROPORCIONAN DONOS UN FACTOR DE BY PASS DE .026

POSTERIORMENTE PROYECTAMOS UNA LINEA HORIZONTAL QUE UNA EL FACTOR DE BY PASS CON LA LINEA DE LAS TEMPERATURAS DE BULBO HUMEDO DE ENTRADA Y SALIDA DEL EQUIPO Y LEEMOS TPRA = 11.9 °C

4.- TEMPERATURA DE BULBO SECO ACTUAL A LA SALIDA DEL EQUIPO. DIBUJAMOS UNA LINEA QUE UNA LA TEMPERATURA DE BULBO SECO A LA ENTRADA (TBSE= 25.6 C CON LA ESCALA DE TEMPERATURA DE BULBO SECO A LA SALIDA INTERSECTANDO CON LA TEMPERATURA DEL PUNTO DE ROCIO DEL APARATO TPRA, OBTENIENDO:

$$TBSS \text{ ACTUAL} = 12.2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

5.- CALOR SENCIBLE REMOVIDO POR EL SERPENTIN (CSR).

$$\begin{aligned} CSR &= .3 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{hr}} \right) (TBSE - TBSS \text{ ACTUAL}) \\ &= .3 (6389)(25.6 - 12.2) \\ &= 25684 \text{ kcal/h.} \end{aligned}$$

6.- FACTOR DE CALOR SENCIBLE DEL SERPENTIN SELECCIONADO(FCS).

$$\begin{aligned} FCS &= \frac{CSR}{\text{GRAN CALOR TOTAL}} \\ &= \frac{25684}{38285} \\ &= .66 \end{aligned}$$

7.- FACTOR DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL SERPENTIN SELECCIONADO (Q)

$$\begin{aligned} Q &= \frac{\text{GRAN CALOR TOTAL}}{1000(TPRA - \text{TEMPERATURA DE ENTRADA DEL AGUA})} \\ &= \frac{38285}{1000 (11.9 - 7.2)} \\ &= 8.5 \text{ (1000kcal/h)} \end{aligned}$$

8.- VOLUMEN DE AGUA (LPM)

UTILIZANDO LA GRAPICA 2.2 - 2 PODEMOS OBSERVAR QUE EL SERPENTIN 8 HILERAS - 8 ALETAS CON CIRCUITO COMPLETO VENCE EL CALOR CALCULADO ANTERIORMENTE, ENTONCES PROCEDEMOS A DIBUJAR UNA LINEA QUE UNA EL PUNTO Q =8.14 CON LA INTERSECCION DE LA CURVA DE VELOCIDAD DE CARA, TRAZAMOS UNA LINEA A LA DERECHA HASTA ENCONTRAR LA CURVA DEL FACTOR DE CALOR SENCIBLE DEL SERPENTIN FCS = .66, PROYECTAMOS UNA LINEA VERTICAL HACIA LA ESCALA DE GASTO DE AGUA LPM Y OBTENEMOS:

$$LPM = 189$$

9.- RIZO DE LA TEMPERATURA DEL AGUA.

$$\begin{aligned} \Delta T &= \frac{\text{GRAN CALOR TOTAL}}{60 (189 \text{ LPM })} = \frac{38285}{11340} = 3.37 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

10.- TEMPERATURA DE SALIDA DEL AGUA DEL SERPENTIN(T SAL)

T SAL = TEMPERATURA DE ENTRADA DEL AGUA + ΔT

= 7.2 °C + 3.37 °C

= 10.6 °C

11.- CAIDA DE PRESION DEL AGUA EN EL SERPENTIN SELECCIONADO UTILIZANDO LA GRAFICA 2.2 - 2 TRAZAMOS UNA LINEA QUE UNA EL PUNTO DE 189 LPM CON LA CURVA DE CAIDA DE PRESION Y PROYEC_ TAMOS ESTE PUNTO HACIA LA ESCALA DE PERDIDA DE PRESION DE LA DE_ RECHA Y LEEMOS QUE TENEMOS UNA PERDIDA DE :

CAIDA DE PRESION = 5.5 m COLUMNA DE AGUA.

12.- FRICCIÓN DEL AIRE HUMEDO A TRAVES DEL SERPENTIN. BUSCAMOS EN LA TABLA 2.2 - 2 LA FRICCIÓN DEL AIRE ATRAVES DEL SERPENTIN CON LA VELOCIDAD DE CARA QUE UTILIZAMOS Y OB_ TENEMOS:

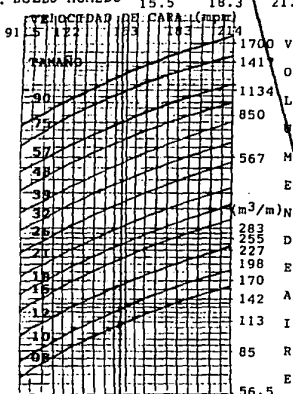
FRICCIÓN DEL AIRE = .022 m COLUMNA DE AGUA.

TODOS ESTOS RESULTADOS LOS VACIAMOS EN LA HOJA DE CALCULO DE UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE.

SELECCION DE UNIDAD MANEJADORA DE AIRE
DEL LOBBY

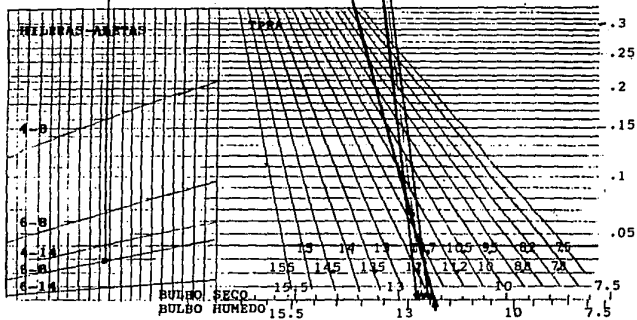
GRAFICA PARA LA SELECCION DE UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE

TEMP. DE BULBO SECO 13 15.5 18.3 21.1 23.8 26.6 29.4 32.2 35 37.8 40.5
INTR. BULBO HUMEDO 15.5 18.3 21.1 23.8 26.6 29.4



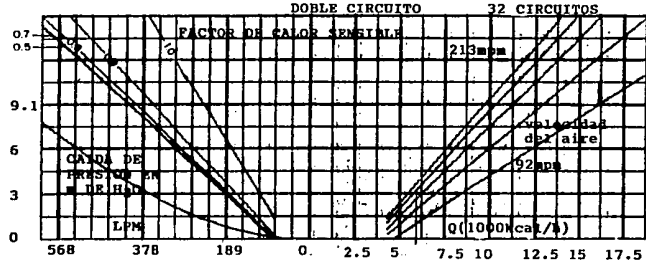
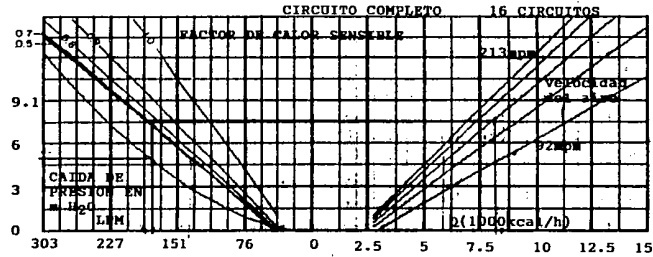
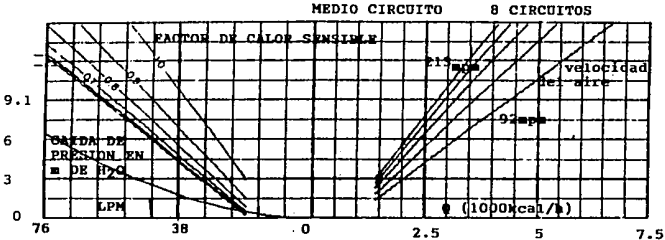
TAMAÑO	08
m ³ /h	6389
VEL. CARA	150
TBSE	25.6
TBHE	19.2
TBSS DIS	12.5
TBSS	12.1
TBSS ACT	12.2
TPRA	11.9
CT. CALC.	38285
HIL-ALET	8-8
T. SALIDA	10.6
T. ENTR.	7.2
ΔT	3.4
CSR	25684
FCS	.67
GASTO	189
CIRCUITO	comp.
Q	8.14
PERDIDA	5.5

FACTOR DE BYPASS



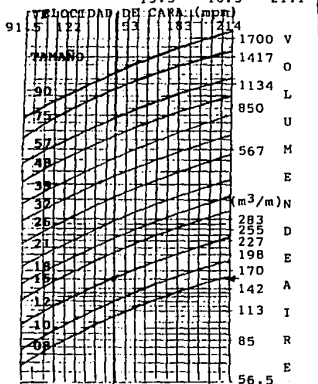
TEMPERATURAS DE SALIDA DEL AIRE (°C)

TAMAÑO 08 8 HILERAS - 8 ALETAS/IN



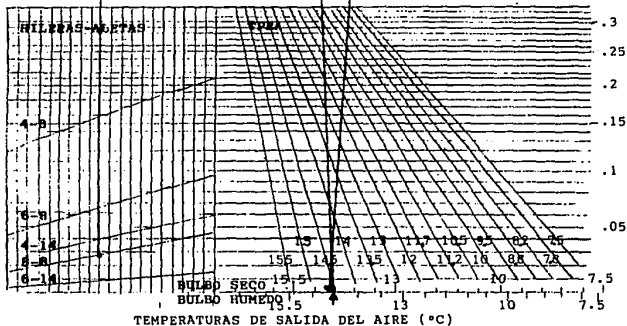
SELECCION DE UNIDAD MANEJADORA DE AIRE
DEL BAR

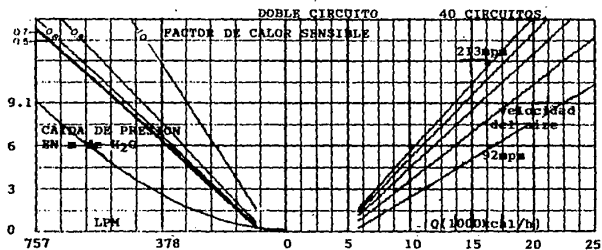
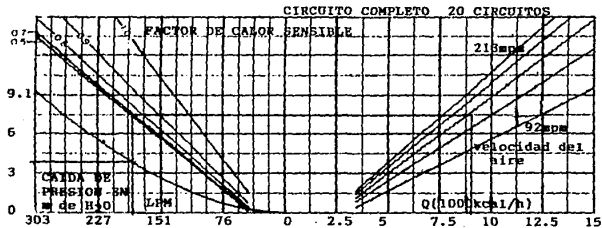
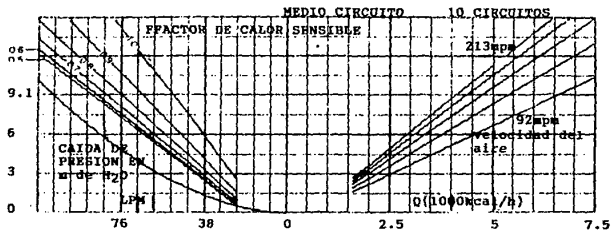
GRAFICA PARA LA SELECCION DE UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE
TEMP DE BULBO SECO 13 15.5 18.3 21.1 23.8 26.6 29.4 32.2 35 37.8 40.5
ENTR. BULBO HUMEDO 15.5 18.3 21.1 23.8 26.6 29.4



TAMANO	12
n ³ /h	9409
VEL. CARA	146
FBSE	28.13
FBHE	22
FBSS DIS	14.6
FBHS	14.5
FBSS ACT	14.4
FPRA	14.3
CT. CALC.	63986
HIL-ALET	8-8
T. SALIDA	13
T. ENTR.	7.2
T	5.8
CSR	38755
FCS	.6
GASTO	182
CIRCUITO	compl.
Q	9
PERDIDA	3.8

FACTOR DE BYPASS

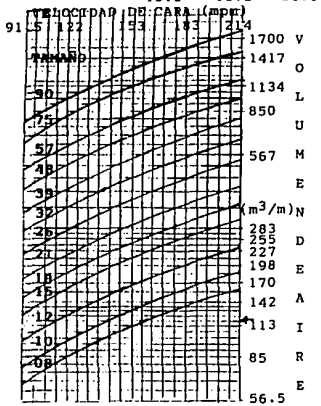




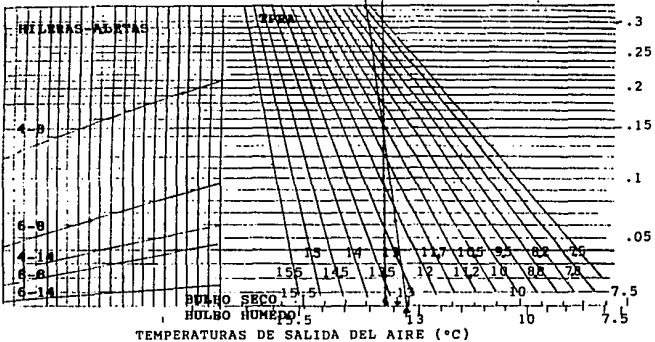
SELECCION DE UNIDAD MANEJADORA DE AIRE
DEL RESTAURANTE

GRAFICA PARA LA SELECCION DE UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE

EMP DE NTR. BULBO SECO 13 15.5 18.3 21.1 23.8 26.6 29.4 32.2 35 37.8 40.5
NTR. BULBO HUMEDO 15.5 18.3 21.1 23.8 26.6 29.4

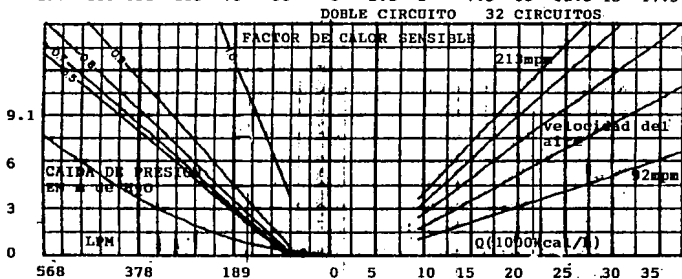
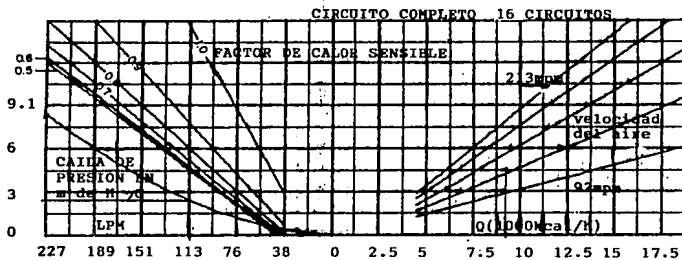
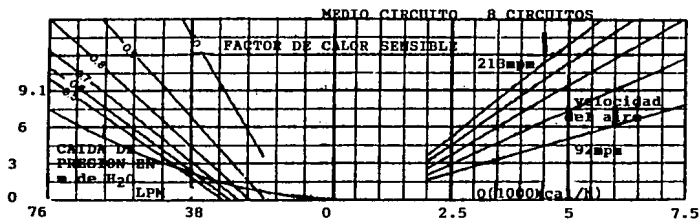


TAMAÑO	10	10
m³/h	6689	6689
VEL. CARA	132	132
TBSE	27.4	27.4
TBHE	21.6	21.6
TBSS DIS	13.6	13.6
TBHS	13.2	13.2
TBSS ACT	13.2	13
TPRA	12.3	13
CT. CALC.	55573	55573
HIL-ALET	6-8	8-14
T SALIDA	12.9	7.2
T ENTR.	7.2	5.68
T	---	5.68
CSR	28495	28896
FCS	.5	.52
GASTO	---	113
CIRCUITO	---	compl.
Q	10.9	9.4
PERDIDA	---	2.4



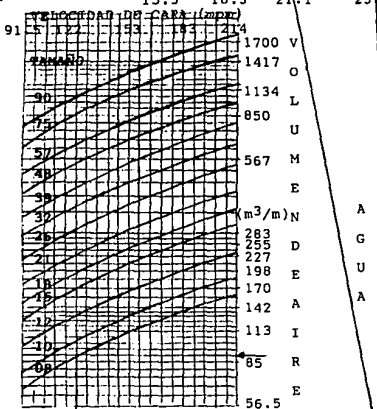
TEMPERATURAS DE SALIDA DEL AIRE (°C)

TAMAÑO 10 8 HILERAS - 14 ALETAS/IN

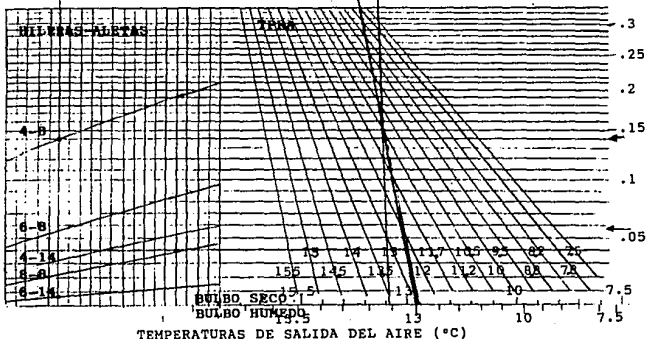


SELECCION DE UNIDAD MANEJADORA DE AIRE
DEL CENTRO DE CONVENCIONES

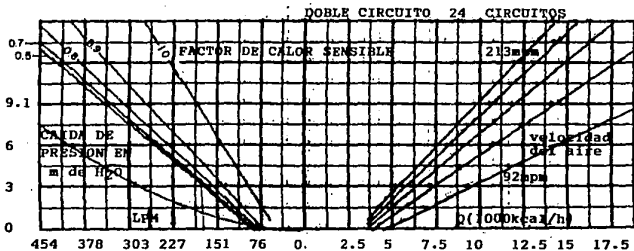
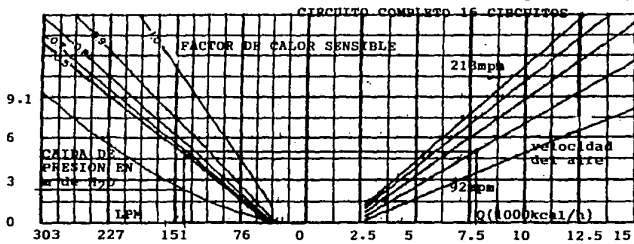
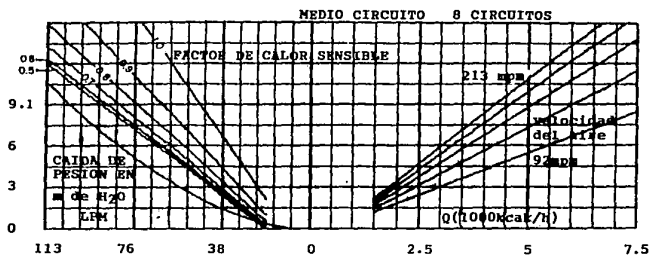
GRAFICA PARA LA SELECCION DE UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE
TEMP DE BULBO SECO 13 15.5 18.3 21.1 23.8 26.6 29.4 32.2 35 37.8 40.5
ENTR. BULBO HUMEDO 15.5 18.3 21.1 23.8 26.6 29.4



TAMAÑO	08	08
m³/h	5359	5359
VEL. CARA	126	126
TBSP	26.6	26.6
TBHE	20.7	20.7
TBSS DIS	13.4	13.4
TBHS	13	13
TBSS ACT	13	13
TPRA	11.2	12.8
CT CALC	43824	43824
HIL-ALET	4-8	6-14
T SALIDA	-----	12.4
T ENTR.	-----	-----
T	-----	5.2
CSR	21864	21864
FCS	.49	.49
GASTO	-----	37
CIRCUITO	-----	compl.
Q	9.13	7.8
PERDIDA	-----	2.28



TAMAÑO 08 6 HILERAS - 14 ALETAS/IN



PARA SELECCIONAR LA UNIDAD ENFRIADORA DE LIQUIDO, DEBEMOS CONSIDERAR LA CAPACIDAD DEL EQUIPO, CARACTERISTICAS DE FUNCIONAMIENTO, CONFIABILIDAD, NECESIDADES DE MANTENIMIENTO, ESPACIO DISPONIBLE.

PARA DETERMINAR LA CAPACIDAD DEL EQUIPO DEBEMOS CONOCER LA CARGA TERMICA, PARA LO CUAL HAREMOS UN ESTUDIO DEL NIVEL DE OCUPACION DE LAS AREAS POR ACONDICIONARSE.

REVISANDO LOS PLANOS ARQUITECTONICOS Y CONSULTANDO CON LAS PERSONAS OPERADORAS DEL HOTEL SE CONCLUYO LO SIGUIENTE:

- OCUPACION EN TEMPORADA BAJA 70 A 80 %
- OCUPACION EN TEMPORADA ALTA 100 %
- DADO LOS NIVELES DE OCUPACION DEBEMOS CONSIDERAR QUE ESTANDO TODAS LAS HABITACIONES OCUPADAS, EL AIRE ACONDICIONADO ESTARA PRENDIDO POR LO QUE NO HABRA TRANSFERENCIA DE CALOR ENTRE LAS HABITACIONES CONTIGUAS YA SEA POR MURO O POR ENTREPISO.
- PARA LAS AREAS COMERCIALES Y DE OFICINAS SE CONSIDERARA LA CARGA TOTAL.

A CONTINUACION SE HARA EL RESUMEN DE CARGA TERMICA TENIENDO EN CUENTA LAS CONSIDERACIONES ANTERIORES.

RESUMEN DE CARGA TERMICA APLICANDO DIVERSIDAD

LOCALIZACION		CARGA TERMICA TOTAL (KCAL/H)	CARGA TERMICA REDUCIDA (KCAL/H)	CARGA TERMICA CON DIVERSIDAD (KCAL/H)
HABITACIONES				
NIVEL 3	SW	43,264	9,466	33,798
	NW	28,170	6,553	21,617
	SE	38,100	8,737	29,363
	W	25,528	5,825	19,703
NIVEL 1y2	SW	80,860	20,937	59,923
	NW	52,416	14,495	37,921
	SE	70,992	19,326	51,666
	E	90,210	24,158	66,052
	W	47,584	12,884	34,670
PB	SW	39,439	9,466	29,973
	SE	34,572	8,737	25,285
LOCALES COMERCIALES		37,352	-----	37,352
OF. EJECUTIVAS		14,476	-----	14,476
OF. RECEP. Y TELEFONOS		5,847	-----	5,847
BOUTIQUE		4,265	-----	4,265
PASILLOS		9,061	-----	9,061
COMEDOR EMPLEADOS		12,842	-----	12,842
OF. ADMINISTRACION		9,892	-----	9,892
MNTTO, CHEFF, AMA DE		4,335	-----	4,335
LLAVES				
		<hr/>	<hr/>	<hr/>
		649,205	140,584	508,041
LOBBY		38,285	-----	38,285
CENTRO DE CONVENCIONES		41,189	-----	41,189
BAR		63,986	-----	63,986
RESTAURANTE		55,417	-----	55,417
		<hr/>	<hr/>	<hr/>
		848,082	140,584	706,918

LAS OPCIONES QUE SE TIENEN PARA LA SELECCION DE LA UNIDAD ENFRIADORA SON VARIAS, ANALIZAREMOS LAS PRINCIPALES CARACTERISTICAS DE LAS DIFERENTES OPCIONES DE EQUIPOS.

OPCION 1

UNIDAD ENFRIADORA DE AGUA TIPO PAQUETE, TIPO RECIPROCANTE
CONDENSADOR ENFRIADO POR AIRE, MODELO 30 GB 250.

REFRIGERANTE	R 22
COMPRESORES	
TIPO	RECIPROCANTE
NUMERO	10
CIRCUITOS	2
% CAPACIDAD	
CIRCUITO 1	50
CIRCUITO 2	50
CONDENSADOR	
TIPO	ENFRIADO POR AIRE
CONSTRUCCION	TUBOS DE COBRE, ALETAS DE ALUMINIO
VENTILACION	AXIAL
NUMERO DE VENTILADORES	14
WATTS/KILO CALORIAS	$284,800/756,000 = .3767$

UNA VARIANTE DE ESTE TIPO DE EQUIPO ES DIVIDIR EN UNA PARTE LA SECCION DE LOS COMPRESORES Y EVAPORADOR Y EN OTRA LA SECCION DEL CONDENSADOR, .

OPCION 2

UNIDAD ENFRIADORA DE AGUA TIPO CENTRIFUGO CON CONDENSADOR ENFRIADO POR AGUA, MODELO 19 DL 250.

COMPRESOR	
TIPO	CENTRIFUGO
CANTIDAD	1
REFRIGERANTE	R 22

CONDENSADOR	ENFRIADO POR AGUA	
WATTS/KCAL	155,000/756,000	= .205

AL HACER LA SELECCION DEL EQUIPO DEBEMOS DE SATISFACER LAS NECESIDADES ESPECIFICAS DEL CLIENTE Y DEL SISTEMA, COMPARANDO LAS DOS OPCIONES TENEMOS LO SIGUIENTE:

CONCEPTO	30GB250	19DL250
INVERSION INICIAL	\$320,886,520.-	\$360,756,250.-
NIVEL DE RUIDO	MAYOR	MENOR
TAMAÑO	MAYOR	MENOR
DIMENSIONES(mts)	10 x 2.5 x 2.4	4 x 1.2 x 1.7
MANTENIMIENTO	CONSTANTE	PERIODICO
WATTS/KCAL	.376	.205

DADAS LAS CARACTERISTICAS DE LOS EQUIPOS, SE CONCLUYO LO SIGUIENTE:

UNIDAD ENFRIADORA DE AGUA MODELO 30GB250

VENTAJAS

- MENOR COSTO INICIAL
- EL PERSONAL PARA MANTENIMIENTO SE CONSIGUE FACILMENTE EN LA CIUDAD.
- NO SE REQUIERE DE PERSONAL ALTAMENTE CAPACITADO PARA OPERAR EL EQUIPO.
- REFACCIONES EN EXISTENCIA CONSTANTE.

DESVENTAJAS

- MAYOR CONSUMO DE ENERGIA
- OCUPA MAYOR ESPACIO
- ES UN EQUIPO MAS RUIDOSO
- EN EL CASO ESPECIFICO DEL HOTEL SE CUENTA CON POCO ESPACIO EN LA CASA DE MAQUINAS, ADEMÁS DE QUE ESTA SE ENCUENTRA DEBAJO DEL RESTAURANT POR LO QUE TANTO EL TAMAÑO COMO EL NIVEL DE RUIDO ADQUIEREN IMPORTANCIA.

- REFERENTE A LA VARIANTE CON CONDENSADOR REMOTO, TANTO LOS COMPRESORES Y TABLEROS DE CONTROL ESTARIAN RESGUARDADOS EN LA CASA DE MAQUINAS, PERO EL CONDENSADOR SE UBICARIA EN EL EXTERIOR, CON LOS INCONVENIENTES ANTES MENCIONADOS.

UNIDAD ENFRIADORA DE AGUA MODELO 19DL250

VENTAJAS

- EQUIPO MUY SILENCIOSO EN COMPARACION CON EL RECIPROCANTE.
- MENOR CONSUMO DE ENERGIA.
- PUEDE ESTAR RESGUARDADO EN LA CASA DE MAQUINAS (MENOR DEPRESIACION.)
- OCUPA MENOR ESPACIO.
- FACIL OPERACION.
- CONFIABLE.
- SERVICIO Y REFACCIONES FACIL DE CONSEGUIR.

DESVENTAJAS

- MAYOR COSTO INICIAL.
- YA QUE EL CONDENSADOR ES ENFRIADO POR AGUA, SE NECESITA DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO Y EL EQUIPO DE BOMBEO CORRESPONDIENTE.
- LOS DOS PUNTOS ANTERIORES REPRESENTAN UN MAYOR COSTO INICIAL, PERO A MEDIANO PLAZO SE RECUPERARA POR EL MENOR CONSUMO DE ENERGIA Y MANTENIMIENTO.

EL EQUIPO SELECCIONADO ES EL TIPO CENTRIFUGO CON LAS SIGUIENTES CARACTERISTICAS:

MODELO	19DL250-61203-CC
MARCA	CARRIER
PASOS DEL CONDENSADOR	DOS
PASOS DEL ENFRIADOR	DOS
CARACTERISTICAS	
ELECTRICAS	440 - 3 - 60
KCALORIAS	756,000
WATTS/KCAL	.205
TEMPERATURA DEL AGUA A LA ENTRADA DEL EN- FRIADOR	12.77°C
TEMPERATURA DEL AGUA A LA SALIDA DEL EN- FRIADOR	7.2°C
GASTO EN EL ENFRIADOR	2698 LPM
PERDIDA POR FRIC- CION EN EL ENFRIADOR	8.14mts
TEMPERATURA DEL AGUA A LA SALIDA DEL CON- DENSADOR	35°C
TEMPERATURA DEL AGUA A LA ENTRADA DEL CON- DENSADOR	29.4°C
GASTO EN EL CONDEN- SADOR	2188 LPM
PERDIDA POR FRIC- CION EN EL CONDENSADOR	10 mts

(LA SELECCION DEL EQUIPO ENFRIADOR LA REALIZA EL FABRICANTE DEBIENDO PROPORCIONARLE, LA CAPACIDAD, CARACTERISTICAS ELEC-
TRICAS Y CANTIDAD DE AGUA NECESARIA.)

2.4

TORRES DE ENFRIAMIENTO

LOS DATOS QUE SE REQUIEREN PARA LA SELECCION DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO VIENEN DADOS POR LAS NECESIDADES DE TEMPERATURA DE ENTRADA Y SALIDA DEL AGUA DE LA UNIDAD ENFRIADORA, ASI COMO DE LA TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO DEL AMBIENTE EL LA CIUDAD.

GASTO	2188 LPM
TEMPERATURA DE ENTRADA DEL AGUA	35°C
TEMPERATURA DEL AGUA A LA SALIDA	29.4°C
TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO	27.2°C
CARACTERISTICAS ELECTRICAS	440 - 3 - 60

EL EQUIPO SELECCIONADO ES; DOS TORRES DE ENFRIAMIENTO MARCA BALTIMORE AIR COIL CON LAS SIGUIENTES CARACTERISTICAS.
(UNA DE LAS TORRES ESTARA DE RESERVA)

MODELO	CFT 2416
TIPO	PAQUETE
DISEÑO DE CARGA AL VIENTO	.071 Kg/cm ²
NUMERO Y DIAMETRO DE ABANICOS	UNO DE 1.83mts DE DIAMETRO CON 6 ASPAS.
RPM	478
MOTOR	UNO DE 15 HP
TIPO	COMPLETAMENTE CERRADO
CARACTERISTICAS ELECTRICAS	440 - 3 - 60

(AL IGUAL QUE EN EL CASO DEL ENFRIADOR LA SELECCION DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO LA REALIZA EL FABRICANTE.)

2.5 BOMBAS

PARA SELECCIONAR EL EQUIPO DE BOMBEO NECESITAMOS UBICAR EN LOS PLANOS TODOS LOS EQUIPOS EN SUS LUGARES DEFINITIVOS PARA DE ESTA MANERA PROCEDER AL DISEÑO DE LA TUBERIA QUE LOS INTERCONECTARA.

LOS MATERIALES MAS COMUNMENTE USADOS EN LOS SISTEMAS DE TUBERIA SON : ACERO NEGRO O GALVANIZADO
COBRE

EN NUESTRO CASO UTILIZAREMOS TUBERIA DE ACERO CEDULA 40 PARA TUBERIAS DE 64mm A 203mm DE DIAMETRO Y DE COBRE PARA TUBERIAS DE 13mm A 50mm DE DIAMETRO.

RED DE AGUA HELADA

EL SISTEMA OPERARA DE LA SIGUIENTE FORMA: LAS BOMBAS HARAN PASAR EL AGUA POR EL ENFRIADOR PARA DESPUES SALIR AL PASILLO Y DISTRIBUIRSE, UNA PARTE HACIA LAS COLUMNAS COMPRENDIDAS ENTRE LOS EJES L'25 Y L'31 Y OTRA HACIA LAS COMPRENDIDAS ENTRE LOS EJES L'24 Y B18 QUE SERA POR TRINCHERA. ESTA TUBERIA IRA DEJANDO LA CANTIDAD DE AGUA NECESARIA PARA CADA UNA DE LAS COLUMNAS Y EQUIPOS QUE SE ENCUENTREN A SU PASO.

USAREMOS COLUMNAS DE DISTRIBUCION PARA HACER LLEGAR EL AGUA A LOS PISOS SUPERIORES, ESTAS COLUMNAS ESTARAN FORMADAS POR TRES TUBERIAS, UNA DE ALIMENTACION, UNA DE RETORNO INVERSO Y OTRA DE RETORNO GENERAL. LA TUBERIA DE RETORNO INVERSO SE UTILIZA PARA BALANCEAR EL SISTEMA, YA QUE LA CANTIDAD DE AGUA QUE NECESITAMOS EN LOS DIFERENTES NIVELES ES MUY PARECIDA.

LA RED GENERAL TAMBIEN CONTARA CON RETORNO INVERSO A PARTIR DE LA COLUMNA L'24. ESTA TUBERIA RECOLECTARA EL AGUA DE LOS RETORNOS DE COLUMNAS Y EQUIPOS HASTA LLEGAR NUEVAMENTE A LA SUCCION DE LAS BOMBAS.

RED DE AGUA DE CONDENSADOS

ESTA TUBERIA PARTIRA DEL SISTEMA DE BOMBEO ENTRANDO AL CONDENSADOR DEL EQUIPO ENFRIADOR PARA DIRIGIRSE HACIA LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO DESCARGANDO EN ELLAS EL AGUA. EL RETORNO

IRA PARALELO A LA TUBERIA DE ALIMENTACION LLEGANDO NUEVAMENTE A LA SUCCION DE LAS BOMBAS.

DISEÑO DE LA TUBERIA

LA CIRCULACION DE UN LIQUIDO POR UNA TUBERIA OCACIONA UNA PERDIDA POR FRICCION, ESTA PERDIDA DEPENDE DE:

LA VELOCIDAD DEL AGUA
DIAMETRO DE LA TUBERIA
RUGOCIDAD DE LA SUPERFICIE INTERIOR
LONGITUD DEL TUBO
TIPO Y CANTIDAD DE ACCESORIOS

A CONTINUACION PRESENTO LAS TABLAS DE PERDIDA POR FRICCION EN VALVULAS ACCESORIOS Y TUBERIA. TANTO PARA TUBOS DE ACERO COMO PARA DE COBRE, PARA SISTEMAS CERRADOS COMO PARA ABIERTOS. ENTENDIENDOSE POR SISTEMAS CERRADOS AQUELLOS QUE NO ESTAN EN CONTACTO CON LA ATMOSFERA Y SISTEMAS ABIERTOS AQUELLOS QUE SI LO ESTAN.

NORMALMENTE EN LOS SISTEMAS CERRADOS SE UTILIZA UN TANQUE DE EXPANCIION EN EL PUNTO MAS ALTO DE LA INSTALACION PARA BALANCEAR EL SISTEMA Y COMO REPOSICION DE AGUA PERO ES TAN PEQUEÑA EL AREA EN CONTACTO CON LA ATMOSFERA QUE SE DESPRECIA.

PERDIDAS EN VALVULAS EN METROS EQUIVALENTES DE TUBERIA

DIAMETRO TUBERIA (mm)	MARIPOSA	COMPUERTA	RETENCION	FILTRO Y
13	5.488	.21	1.83	.91
19	6.7	.27	2.4	1.22
25	8.8	.3	3.0	1.6
32	11.6	.45	4.3	2.7
38	13.1	.54	4.9	3.0
51	16.7	.7	6.1	8.23
64	21.0	.82	7.6	8.2
76	25.6	.9	9.1	12.8
102	36.6	1.4	12.2	18.3
152	51.8	2.1	18.3	33.5
203	67.1	2.7	43.4	45.7
254	85.3	3.6	30.5	57.9

PERDIDA EN ACCESORIOS EN METROS EQUIVALENTES DE TUBERIA

DIAMETRO (mm)	CODO 90°	CODO 45°	TEE
13	.48	.24	.27
19	.6	.27	.4
25	.8	.4	.5
32	1.0	.5	.7
38	1.2	.6	.8
51	1.5	.8	1.0
64	1.8	.9	1.2
76	2.3	1.2	1.5
102	3.0	1.6	2.0
152	4.8	2.4	3.0
203	6.1	3.0	4.0
254	7.6	3.9	4.9

PERDIDA EN ACCESORIOS EN METROS EQUIVALENTES DE TUBERIA

DIAMETRO (mm)	REDUCCIONES d/D			INSERTOS
	.25	.5	.75	
13	.27	.21	.12	.3
19	.36	.3	.15	.42
25	.49	.36	.21	.55
32	.7	.55	.3	.8
38	.88	.67	.36	1.0
51	1.22	.91	.49	1.34
64	1.52	1.16	.61	1.7
76	1.98	1.5	.8	2.2
102	2.74	1.83	1.16	3.0
152	4.57	3.35	1.83	5.8
203	---	4.57	2.6	7.3
254	---	6.1	3.3	8.8

PERDIDAS POR FRICCIÓN EN SISTEMAS CERRADOS DE TUBERÍA
 (TUBERÍA CEDULA 40, CONSIDERANDO UNA VELOCIDAD DE...)
 (1.52m/seg a 3.05m/seg).

DE	LPM A	DIAMETRO (mm)	PERDIDA EN METROS DE AGUA POR CADA 100mts DE TUBERÍA.
272	302	64	1.5
303	340	64	1.83
341	377	64	2.13
378	415	64	2.44
416	472	64	2.74
473	510	76	1.22
511	548	76	1.5
549	642	76	1.83
643	680	76	2.13
681	718	76	2.44
719	756	76	2.74
757	813	76	3.05
814	907	102	.91
908	1021	102	1.22
1022	1135	102	1.5
1036	1210	102	1.83
1211	1399	102	2.13
1400	1494	102	2.44
1495	1664	102	2.74
1665	2080	152	.61
2081	2308	152	.76
2309	2611	152	.91
2612	3027	152	1.22
3028	3406	152	1.5
3407	3595	203	.46
3596	4353	203	.61
4354	4920	203	.76
4921	5299	203	.91
5300	6057	203	1.03

PERDIDAS POR FRICCIÓN EN SISTEMAS ABIERTOS DE TUBERÍA
 (TUBERÍA CEDULA 40, CONSIDERANDO UNA VELOCIDAD DE...)
 (1.52 m/seg a 3.05 m/seg.)

LPM		DIAMETRO	PERDIDA EN METROS DE
DE	A	(mm)	AGUA POR CADA 100mts
			DE TUBERÍA.
757	907	102	1.52
908	1040	102	1.83
1041	1134	102	2.13
1135	1248	102	2.44
1249	1322	102	2.74
1323	1513	102	3.66
1514	1626	152	4.27
1627	1892	152	.67
1893	2080	152	.91
2081	2270	152	1.06
2271	2458	152	1.22
2459	2725	152	1.52
2726	3026	152	1.83
3027	3216	203	2.13
3217	3405	203	2.44
3406	4163	203	.67
4164	4540	203	.91
4541	4920	203	1.06
4921	5298	203	1.22
5299	5677	203	1.52
5678	5900	254	1.83

PERDIDAS POR FRICCION EN SISTEMAS ABIERTOS Y CERRADOS DE TUBERIA
 (TUBERIA DE COBRE TIPOM., CONSIDERANDO UNA VELOCIDAD DE...)
 (1.52 m/seg a 3.05 m/seg.)

DE	LPM A	DIAMETRO (mm)	PERDIDA EN METROS DE AGUA POR CADA 100 mts DE TUBERIA
4.164	4.91	13	.91
4.92	5.67	13	1.22
5.68	6.8	13	1.52
6.81	7.56	13	2.13
7.57	8.51	13	2.44
8.52	11.2	13	2.74
11.3	13.62	19	.91
13.63	15.0	19	1.22
15.1	16.9	19	1.52
17.0	19.6	19	1.83
19.7	22.6	19	2.44
22.7	26.4	19	3.05
26.5	30.5	25	1.16
30.6	34.0	25	1.52
34.1	37.7	25	1.83
37.8	47.2	25	2.13
47.3	56.7	25	3.05
56.8	64.3	32	1.43
64.3	75.6	32	1.83
75.7	86.9	32	2.44
87.0	94.5	32	3.05
94.6	101	38	1.52
102.0	113.4	38	1.83
113.5	124	38	2.13
125	132.4	38	2.43
132.5	150.0	38	2.74
151	169.0	51	.97
170	188.0	51	1.22
189	218.0	51	1.52
219	234.0	51	1.83

YA QUE TENEMOS EL GASTO DE AGUA EN CADA UNA DE LAS SECCIONES DE LA RED PROCEDEMOS A DIMENSIONARLA UTILIZANDO LAS TABLAS ANTERIORES. (VER PLANOS DE COLUMNAS, RED GENERAL Y CASA DE MAQUINAS.)

ESTANDO DIMENSIONADA LA TUBERIA PODEMOS CALCULAR LA PERDIDA POR FRICCION TANTO EN LA RED DE AGUA HELADA COMO EN LA DE CONDENSADOS.

EXISTE UNA MANERA ESPECIFICA DE INTERCONECTAR CADA UNO DE LOS EQUIPOS, LO QUE TOMAREMOS EN CUENTA PARA CALCULAR LA PERDIDA POR FRICCION. (VER PLANOS DE DETALLES.)

A CONTINUACION SE PRESENTAN LOS CALCULOS DE PERDIDA POR FRICCION EN LA RED DE AGUA HELADA Y EN LA DE CONDENSADOS, DATOS QUE NOS SERVIRAN PARA SELECCIONAR EL EQUIPO DE BOMBEO ADECUADO.

PERDIDAS EN TUBERIA DE AGUA HELADA
(A PARTIR DE LA DESCARGA DE LA BOMBA)

LPM	Ø	TUBERIA Y ACCESORIOS	CANTIDAD	LONGITUD EQUIVALENTE		PERDIDA/100m	PEDIDA TOTAL
1349	102	TUBERIA		1.5		2.13/100	
		VALV.RETENCION	1	12.2			
		VALV.MARIPOSA	1	36.6			
		VALV.COMP.	1	1.4			
		INSERTO	1	3.0			
				<u>54.7</u>	X	2.13/100 =	1.165
1349	152	TUBERIA		1	X	.27/100 =	.0027
2698	152	TUBERIA		1		1.22/100	
		INSERTO	1	3.0			
		TUBERIA		3.2			
		CODO 90°	1	4.8			
		TUBERIA		2.3			
		INSERTO	1	3.0			
				<u>17.3</u>	X	1.22/100 =	.211
1349	152	TUBERIA		2.7		.27/100	
		INSERTO		3.0			
				<u>5.7</u>	X	.27/100 =	.0154
1349	102	TUBERIA		1		2.13/100	
		VALV.COMP.	1	1.4			
		TUBERIA		1.2			
		CODO 90°		3.0			
		TUBERIA		1.8			
				<u>8.4</u>	X	2.13/100 =	.179

ENFRIADOR

8.14

1349	102	TUBERIA	1.2	2.13/100			
		CODO 90°	3.0				
		TUBERIA	1.0				
		VALV.MARIPOSA	36.6				
		VALV.COMP.	1.4				
		TUBERIA	1.0				
		INSERTO	5.8				
			<u>50.0</u>	X	2.13/100	=	1.065
1349	152	TUBERIA	2.7	.27/100			
		INSERTO	3.0				
			<u>5.7</u>	X	.27/100	=	.0154
2698	152	TUBERIA	2.3	1.22/100			
		CODO 90°	4.8				
		TUBERIA	7.5				
		TEE	9.14				
			<u>23.74</u>	X	1.22/100	=	.29
2200	152	TUBERIA	2.6	.76/100			
		INSERTO-25mm	.55				
			<u>3.15</u>	X	.76/100	=	.024
2144.3	152	TUBERIA	3.8	.76/100			
		INSERTO-32mm	.8				
			<u>4.6</u>	X	.76/100	=	.035
2086	152	TUBERIA	1.2	.76/100			
		INSERTO-51mm	1.34				
			<u>2.54</u>	X	.76/100	=	.019

(76)

1904	152	TUBERIA INSERTO-32mm	5.0 <u>.8</u> 5.8	X	.61/100 =	.035
1829	152	TUBERIA. INSERTO-38mm	2.4 <u>1.0</u> 3.4	X	.61/100 =	.02
1770.8	152	TUBERIA INSERTO-38mm	4.6 <u>1.0</u> 5.6	X	.61/100 =	.034
		REDUCCION 152-102	1.16	X	.61/100	.007
1657.8	102	TUBERIA CODO 45° INSERTO-32mm	2.2 1.6 <u>.8</u> 4.6	X	2.74/100	.126
1584.8	102	TUBERIA INSERTO-32mm	5.0 <u>.8</u> 5.8	X	2.74/100 =	.159
1541	102	TUBERIA CODO 45°	8.5 <u>1.6</u> 10.1	X	2.74/100 =	.277
1351.7	102	TUBERIA VALV.COMP 2 PZA INSERTO-32mm	7.0 2.8 <u>.8</u> 10.6	X	2.13/100 =	.226
1306.3	102	TUBERIA INSERTO-38mm	7.4 <u>1.0</u> 8.4	X	2.13/100 =	.179

1208.5	102	TUBERIA	8.2		1.83/100		
		INSERTO-32mm	<u>.8</u>				
			9.0	X	1.83/100	=	.165
1130.9	102	TUBERIA	8.2		1.5 /100		
		INSERTO-32mm	<u>.8</u>				
			9.0	X	1.5 /100	=	.135
1053.3	102	TUBERIA	8.2		1.5/100		
		INSERTO-32mm	<u>.8</u>				
			9.0		1.5/100	=	.135
975.7	102	TUBERIA	5.0		1.22/100		
		TEE	<u>6.4</u>				
			11.4	X	1.22/100	=	.139
836.1	102	TUBERIA	1.0		.91/100		
		INSERTO-32mm	<u>.8</u>				
			1.8	X	.91/100	=	.016
766.3	76	REDUCCION 102-76	<u>.8</u>	X	.91/100	=	.007
		TUBERIA	7.4		3.05/100		
		INSERTO-32mm	<u>.8</u>				
			8.2	X	3.05/100	=	.287
696.5	76	TUBERIA	7.4		2.44/100		
		INSERTO-32mm	<u>.8</u>				
			8.2	X	2.44/100	=	.2
626.7	76	TUBERIA	7.4		1.83/100		
		INSERTO-32mm	<u>.8</u>				
			8.2	X	1.83/100	=	.15
556.9	76	TUBERIA	7.4		1.83/100		
		INSERTO-32mm	<u>.8</u>				
			8.2	X	1.83/100	=	.15

522	76	TUBERIA	5.0		1.5/100		
		CODO 90°	2.3				
		INSERTO-32mm	<u>.8</u>				
			8.1	X	1.5/100	=	.121
		REDUCCION					
		76 - 64	.61	X	1.5/100	=	.009
435	64	TUBERIA	7.6		2.74/100		
		INSERTO-32mm	<u>.8</u>				
			8.4	X	2.74/100		.23
348	64	TUBERIA	7.6		2.13/100		
		INSERTO-32mm	.8				
		REDUCCION 64-51	<u>.49</u>				
			8.89	X	2.13/100	=	.189
261	51	TUBERIA	7.6		2.13/100		
		INSERTO-32mm	<u>.8</u>				
			8.4	X	2.13/100	=	.179
174	51	TUBERIA	7.6		1.22/100		
		INSERTO-32mm	<u>.8</u>				
			8.4	X	1.22/100	=	.102
		REDUCCION 51-32	.3	X	1.22/100	=	.003
87	32	TUBERIA	7.6		3.05/100		
		CODO 90° 2PZA	2.0				
COLUMNA DE DISTRIBUCION.							
87	32	TUBERIA	4.0		3.05/100		
		VALV.COMPUERTA	.45				
		INSERTO-13mm	.3				
		TEE 2pzas	<u>6.0</u>				
			10.75	X	3.05/100	=	.328

ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA

65.8	32	TUBERIA	3.0	1.83/100		
		TEE	.7			
		REDUCCION				
		32 - 25	<u>.21</u>			
			3.91	X 1.83/100	=	.071
41.7	25	TUBERIA	3.0	2.13/100		
		TEE	.4			
		REDUCCION				
		25 - 19	<u>.15</u>			
			3.55	X 2.13/100	=	.075
17.6	19	TUBERIA	3.0	1.83/100		
		TEE	4.0			
RAMALEO EN						
HABITACION		TUBERIA	1.0			
		CODO 90° 1PZA	.6			
		TEE	4.0			
		REDUCCION				
		19 - 13	<u>.12</u>			
			12.72	X 1.83/100	=	.233
8.8	13	TUBERIA	2.6	2.74/100		
		CODO 90° 2 PZA	.96			
ARMADO DE						
U.SERPENTIN						
VENTILADOR		TUBERIA	1.5			
		CODO 90° 5 PZA	2.4			
		TEE	.27			
		VALV.COMP. 2 PZA	.42			
		VAL. 3 VIAS	<u>1.52</u>			
			9.67	X 2.74/100	=	.265
SERPENTIN DE UNIDAD						
SERPENTIN-VENTILADOR						1.52

TUBERIA DE RETORNO, COLUMNA B - 8

8.8	13	TUBERIA	2.6	2.74/100		
		CODO 90° 2 PZA	<u>.96</u>			
			3.56	X 2.74/100	=	.096
17.6	19	TUBERIA	1.5	1.83/100		
		CODO 90° 2 PZA	1.2			
		TEE 32mm	2.13			
		REDUCCION				
		32 - 19	<u>.15</u>			
			4.98	X 1.83/100	=	.091
87	32	TUBERIA	1.5	3.05/100		
		TEE	.7			
		CODO 90°	1.0			
		TUBERIA	18.5			
		INSERTO-13mm	.3			
		VALV.CUADRO	11.6			
		VALV.COMP.	.45			
		CODO 90° 2 PZA	<u>2.0</u>			
			36.05	X 3.05/100	=	1.099

RED GENERAL DESDE COLUMNA L-24.

55.7	25	TUBERIA	4.0	3.05/100		
		REDUCCION 25-38mm	<u>.21</u>			
			4.21	X 3.05/100		
113.8	38	TUBERIA	1.5	2.13/100		
		TEE	.8			
295.8	64	TUBERIA	1.0	1.5/100		
		REDUCCION				
		64-38	<u>.67</u>			
		INSERTO 51mm	<u>1.34</u>			
			7.01	X 1.5/100	=	.105

371.1	64	TUBERIA	2.4	2.13/100	
		INSERTO 32mm	<u>.8</u>		
			3.2	X 2.13/100	= .068
492.2	76	TUBERIA	5.0	1.22/100	
		INSERTO 32mm	.8		
		REDUCCION 76-64	<u>1.7</u>		
			7.5	X 1.22/100	= .091
542.2	76	TUBERIA	3.0	1.5/100	
		INSERTO 13mm	.3		
		INSERTO 38mm	1.0		
		CODO 45°	<u>1.2</u>		
			5.5	X 1.5/100	= .082
615.2	76	TUBERIA	4.0	1.83/100	
		INSERTO 32mm	<u>.8</u>		
			4.8	X 1.83/100	= .088
658.9	76	TUBERIA	9.0	2.13/100	
		CODO 45° 2 PZA	2.4		
		INSERTO 25mm	<u>.55</u>		
			11.95	X 2.13/100	= .254
847.9	102	TUBERIA	8.0	.91/100	
		REDUCCION 102-76	.8		
		INSERTO 38mm	1.0		
		VALV.COMP. 2 PZA	<u>2.8</u>		
			12.6	X .91/100	= .114
893.3	102	TUBERIA	7.0	.91/100	
		INSERTO 32mm	<u>.8</u>		
			7.8	X .91/100	= .071
991.1	102	TUBERIA	7.0	1.22/100	
		INSERTO 32mm	<u>.8</u>		
			7.8	X 1.22/100	= .095

1068.8	102	TUBERIA INSERTO 32mm	7.0	1.5/100	
			<u>.8</u>		
			7.8	X 1.5/100 =	.117
1164.4	102	TUBERIA INSERTO 32mm	7.0	1.83/100	
			<u>.8</u>		
			7.8	X 1.83/100 =	.143
1224	102	TUBERIA INSERTO 32mm	5.0	2.13/100	
			<u>.8</u>		
			5.8	X 2.13/100 =	.123
1293.8	102	TUBERIA TEE	1.0	2.13/100	
			<u>6.4</u>		
			7.4	X 2.13/100 =	.157
1363.9	102	TUBERIA INSERTO 32mm	8.4	2.13/100	
			<u>.8</u>		
			9.2	X 2.13/100 =	.196
1433.7	102	TUBERIA INSERTO 32mm	7.4	2.44/100	
			<u>.8</u>		
			8.2	X 2.44/100 =	.2
1503.5	102	TUBERIA INSERTO 32mm	7.4	2.74/100	
			<u>.8</u>		
			8.2	X 2.74/100 =	.224
1573.3	102	TUBERIA INSERTO 32mm	7.4	2.74/100	
			<u>.8</u>		
			8.2	X 2.74/100 =	.224
1643.1	102	TUBERIA INSERTO 32mm	7.4	2.74/100	
			<u>.8</u>		
			8.2	X 2.74/100 =	.224

1678	152	TUBERIA	5.4		.61/100		
		CODO 90°	4.8				
		INSERTO 25mm	.55				
		REDUCCION					
		152 - 102	<u>1.83</u>				
			12.58	X	.61/100	=	.077
1765	152	TUBERIA	8.0		.61/100		
		INSERTO 32mm	<u>.8</u>				
			8.8	X	.61/100	=	.053
1852	152	TUBERIA	8.0				
		INSERTO 32mm	<u>.8</u>				
			8.8	X	.61/100	=	.053
1939	152	TUBERIA	8.0		.61/100		
		INSERTO 32mm	<u>.8</u>				
			8.8	X	.61/100	=	.053
2026	152	TUBERIA	8.0		.61/100		
		INSERTO 32mm	<u>.8</u>				
			8.8	X	.61/100	=	.053
2113	152	TUBERIA	8.0		.76/100		
		INSERTO 32mm	<u>.8</u>				
			8.8	X	.76/100	=	.067
2200	152	TUBERIA	55.0		.76/100		
		CODO 90° 3 PZA	14.4				
		CODO 45°	2.4				
		VALV.COMP.2 PZA	<u>4.2</u>				
			76.0	X	.76/100	=	.577
2698	152	TUBERIA	3.7		1.22/100		
		INSERTO 76mm	2.2				
		INSERTO 102mm	<u>3.0</u>				
			8.9	X	1.22/100	=	.108

1349	152	TUBERIA	1.0	.27/100	
		INSERTO 102mm	<u>3.0</u>		
			4.0	X .27/100	= .01

1349	102	TUBERIA	3.0	2.13/100	
		VALV.COMP.	1.4		
		FILTRO "Y"	18.3		
		CODO 90°	3.0		
		REDUCCION			
		152-102	<u>1.83</u>		
			27.53	X 2.13/100	= <u>.565</u>

TOTAL PERDIDA EN TUBERIA 24.21mts.
DE AGUA HELADA

LAS BOMBAS DE AGUA HELADA DEBEN MANEJAR:

1349 LPM CON UNA CARGA MANOMETRICA DE 24.21mts (2.42Kg/cm²)

PERDIDAS EN TUBERIA DE AGUA DE CONDENSADOS
(A PARTIR DE LA DESCARGA DE LA BOMBA)

LPM	O	TUBERIA Y ACCESORIOS	LONGITUD EQUIVALENTE		PERDIDA m/100m	PERDIDA TOTAL
1094	102	TUBERIA	1.5		2.13/100	
		VALV.RETENCION	12.2			
		VALV.MARIPOSA	36.6			
		VALV.COMPUERTA	1.4			
		INSERTO	<u>3.0</u>			
			54.7	X	2.13/100	= 1.165
1094	152	TUBERIA	1.0	X	.27/100	= .0027
2188	152	TUBERIA	13.5		1.06/100	
		CODO 90° 2 PZA	9.6			
		TEE	3.0			
		TEE*	9.14			
		VALV.COMPUERTA	<u>2.1</u>			
			37.34	X	1.06/100	= .396
ENFRIADOR						10.0
2188	152	TUBERIA	78.0		1.06/100	
		TEE*	9.14			
		VALV.MARIPOSA	51.8			
		CODO 90° 5 PZA	24.0			
		TEE	3.0			
		REDUCCION 152-102	<u>1.83</u>			
			167.77	X	1.06/100	= 1.77

1094	102	TUBERIA	3.5	2.13/100	
		CODO 90°	3.0		
		VALV.MARIPOSA	<u>36.6</u>		
			43.1 X	2.13/100 =	.918

TUBERIA DE RETORNO.

2188	152	TUBERIA	78.0	1.06/100	
		CODO 90° 8 FZA	38.4		
		TEE	3.0		
		INSERTO-102mm	<u>3.0</u>		
			122.4 X	1.06/100 =	1.297

1094	102	TUBERIA	2.5	2.13/100	
		VALV.COMPUERTA	1.4		
		FILTRO " Y "	18.3		
		CODO 90°	<u>3.0</u>		
			25.2 X	2.13/100 =	.536

TOTAL PERDIDA EN TUBERIA DE CONDENSADOS = 16mts

LAS BOMBAS DE AGUA DE CONDENSADOS DEBEN MANEJAR :
1094 LPM CON UNA CARGA MANOMETRICA DE 16 mts (1.6 Kg/cm²)

POR LA TANTO LOS DATOS QUE TENEMOS PARA SELECCIONAR EL EQUIPO DE BOMBEO ES EL SIGUIENTE;

BOMBAS DE AGUA HELADA

GASTO TOTAL 2698 LPM
GASTO POR BOMBA 1349 LPM
CARGA MANOMETRICA 24.21 MTS

BOMBAS DE AGUA DE CONDENSADOS

GASTO TOTAL 2188 LPM
GASTO POR BOMBA 1094 LPM
CARGA MANOMETRICA 16 MTS

LAS BOMBAS SELECCIONADAS FUERON LAS SIGUIENTES:

AGUA HELADA.

MARCA	AURORA PICSA
MODELO	3x4x12
CARGA MANOMETRICA	24.21 mts.
MOTOR	15 HP
RPM	1750
IMPELENTE	25cm DE DIAMETRO
GASTO	1349 LPM

AGUA DE CONDENSADOS

MARCA	AURORA PICSA
MODELO	3x4x12
CARGA MANOMETRICA	16 mts.
MOTOR	5 HP
RPM	1750
IMPELENTE	26 cm DE DIAMETRO

A CONTINUACION SE ANEXA LA CURVA DE CADA UNA DE LAS BOMBAS SELECCIONADAS.

FALTA PAGINA

No. 89 a la 90

III.3 DISEÑO DE DUCTOS

PARA DISEÑAR LA DUCTERIA POR LA QUE CIRCULARA EL AIRE DESDE LA UNIDAD MANEJADORA HASTA EL LUGAR POR ACONDICIONAR, DEBEMOS DE TENER EN CUENTA LOS SIGUIENTES PUNTOS:

NIVEL DE RUIDO ACEPTABLE
 ESPACIO DISPONIBLE
 DISTRIBUCION DEL AIRE
 VELOCIDAD DEL AIRE

A CONTINUACION SE MUESTRAN LAS VELOCIDADES PERMISIBLES PARA VARIAS APLICACIONES. (mts/min)

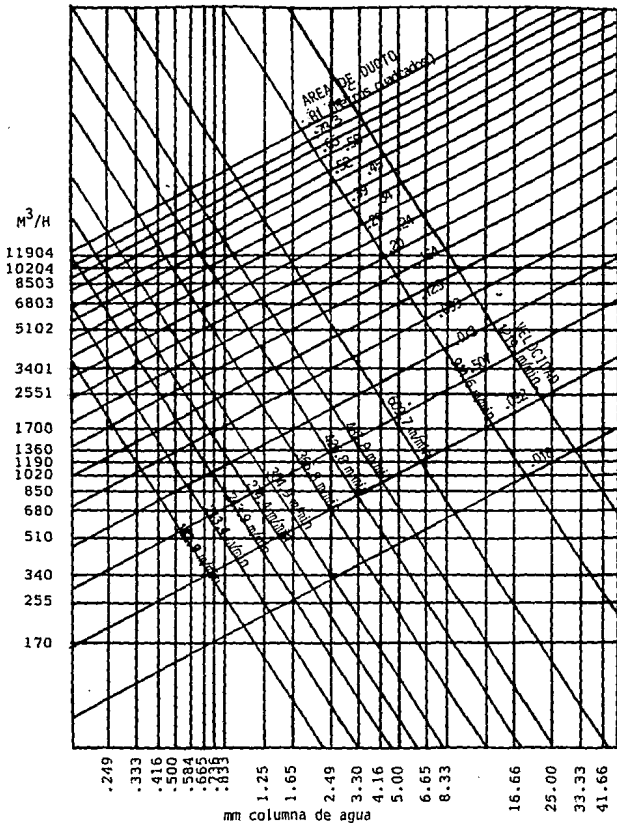
	DUCTOS PRINCIPALES		RAMALES	
	INYECCION	RETORNO	INYECCION	RETORNO
RESIDENCIAS	304.8	244	183	183
DEPARTAMENTOS				
CUARTOS DE HOTEL				
CUARTOS DE HOSPITAL	475.3	396	365.8	304.8
OFICINAS PARTICULARES				
DESPACHO DE EJECUTIVOS, BIBLIOTECAS.	609.6	475.3	478.8	365.8
SALAS DE CINE				
AUDITORIOS				
TEATROS	396.3	335.3	304.8	244
OFICINAS PUBLICAS				
RESTAURANTES DE PRIMERA CATEGORIA				
COMERCIOS, BANCOS	609.6	475.3	478.8	365.8
INDUSTRIAS	914.6	548.8	670.3	457.3

EL METODO QUE EMPLEAREMOS PARA EL DISEÑO DE LA DUCTERIA EN ESTE PROYECTO SERA EL DENOMINADO DE FRICCIÓN CONSTANTE, EL CUAL CONSISTE EN SELECCIONAR UNA VELOCIDAD DE ACUERDO A LA TABLA ANTERIOR, SEGUN SEA LA APLICACION, COMO SABEMOS EL FLUJO DE AIRE QUE PASA POR UN DUCTO A CIERTA VELOCIDAD OCASIONA UNA PERDIDA POR FRICCIÓN, LA CUAL CONSERVAREMOS A LO LARGO DE LA DUCTERIA.

A CONTINUACION SE MUESTRA LA GRAFICA PARA LA SELECCION DE DUCTOS DE LAMINA GALVANIZADA.

EN ESTA GRAFICA BUSCAMOS PRIMERO EL VOLUMEN DE AIRE QUE TENEMOS Y HACEMOS INTERSECTAR ESTE PUNTO CON LA LINEA DE VELOCIDAD, EN ESTE MISMO PUNTO LEEMOS EL AREA REQUERIDA DE NUESTRO DUCTO, ASI MISMO PROYECTAMOS ESTE PUNTO CON LA LINEA DE PERDIDA POR FRICCIÓN, AHORA CONSERVAREMOS CONSTANTE ESTA PERDIDA Y POR LO TANTO EL FACTOR QUE CAMBIARA SERA EL DE LA VELOCIDAD LA CUAL IRA DISMINUYENDO DE ACUERDO AL VOLUMEN DE AIRE QUE ESTEMOS MANEJANDO.

ASI MISMO SE ANEXA UNA TABLA DE SELECCION DE REJILLAS Y DIFUSORES PARA AIRE.



PERDIDA POR FRICCIÓN EN DUCTOS DE LAMINA GALVANIZADA

METODO DE FRICCIÓN CONSTANTE. (mm de agua por cada 10 metros de longitud equivalente.)

TABLA DE SELECCION DE
REJILLAS Y DIFUSORES

VELOCIDADES MAXIMAS RECOMENDADAS (M/MIN)

ESTUDIOS DE GRABACION	152
RESIDENCIAS,DEPARTAMENTOS	
CUARTOS DE HOTEL,IGLESIAS	152 - 228
AUDITORIOS,OFICINAS PRIVADAS	152 - 305
CINES,TIENDASDEPARTAMENTALES	
OFICINAS PUBLICAS Y COMEDORES	305 - 381
INSTALACIONES INDUSTRIALES	381 - 457

REJILLAS DE INYECCION,DOBLE DEFLECCION

m ³ /h	MEDIDA (cm)	VELOCIDAD (m/min)	TIRO (M)
1020	46x20	310	9
	76x15	247	9
	76x20	174	9
1190	76x15	288	11
	76x20	232	11
	71x25	168	11
1870	61x20	319	11
	76x20	290	11
	91x20	240	11
2210	61x20	390	13
	71x25	216	13
	100x25	264	13
	100x30	220	13
2550	76x20	377	15
	71x25	313	15
	100x30	273	15
3060	71x25	360	17
	81x25	294	17

DIFUSORES DE TRES Y CUATRO VIAS
(CON UNA VELOCIDAD DE CUELLO DE 183m/min²)

M ³ /H	MEDIDA (cm)
255	15x15
578	23x23
1020	30x30
1589	38x38
2295	46x46

ESTAS MEDIDAS SON REPRESENTATIVAS Y PODEMOS CAM_ BIARLAS PERO CONSERVANDO LA MISMA AREA.

ANALIZAREMOS PASO A PASO EL DISEÑO DE DUCTOS DEL BAR,
PARA LAS DEMAS AREAS, SE ASENTARA EN EL PLANO CORRESPONDIENTE.

DISEÑO DE LA DUCTERIA DEL BAR.

DATOS:

ESPACIO DISPONIBLE .46mts
CAUDAL DE AIRE 9409m³/h

BUSCAMOS EN LA GRAFICA DE SELECCION DE DUCTOS EL CAUDAL DE AIRE DE 9409 m³/h y PROYECTAMOS ESTE PUNTO BUSCANDO LA LINEA DE VELOCIDA DE 396.3 m/min, EN ESTE MISMO PUNTO LEEMOS QUE EL AREA REQUERIDA ES DE .39 m² Y LA PERDIDA POR FRICCION CORRESPONDIENTE ES DE .584mm COLUMNA DE AGUA POR CADA 10 METROS DE LONGITUD EQUIVALENTE.

POSTERIORMENTE DIVIDIMOS EL AREA REQUERIDA ENTRE EL ESPACIO DE QUE DISPONEMOS QUEDANDO

$$.39 / .46 = .85$$

POR LO TANTO LAS DIMENSIONES DE NUESTRO PRIMER DUCTO SERA DE:

$$.85 \times .46$$

PARA LOS DEMAS TRAMOS DE DUCTO EL PROCEDIMIENTO ES EL MISMO QUEDANDO DE LA SIGUIENTE FORMA:

	CAUDAL(M ³ /H)	PERDIDA	VELOCIDAD	AREA	DIMENSION
TRAMO# 1	9409	.584	396.3	.39	.85 x .46
TRAMO# 2	853	.584	214.0	.069	.46 x .15
TRAMO# 3	500	.584	182.9	.045	.30 x .15
TRAMO# 4	8556	.584	370.0	.35	.76 x .46
TRAMO# 5	6417	.584	360.0	.28	.60 x .46
TRAMO# 6	4278	.584	304.9	.2	.50 x .40
TRAMO# 7	2139	.584	280.5	.12	.40 x .30

IV.-

CONCLUSIONES.

EL ACONDICIONAMIENTO HA SIDO UNA PARTE IMPORTANTE EN EL DESARROLLO DE LA HUMANIDAD, HA PROPORCIONADO CONFORT EN LUGARES EXTREMOSOS, Y POR LO TANTO, SE HA PODIDO AUMENTAR LA PRODUCTIVIDAD EN INDUSTRIAS Y OFICINAS, Y TAMBIEN SE HA BRINDADO COMODIDAD EN CASAS HABITACION, HOTELES Y HOSPITALES.

EL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO PARA UN HOTEL DEBE SER FACIL DE OPERAR, CONFIABLE Y TRATAR EN LO POSIBLE DE SER ECONOMICO. EL PRESENTE PROYECTO TOMO EN CUENTA ESTOS FACTORES Y OPERARA DE LA SIGUIENTE FORMA:

EL EQUIPO GENERADOR DE AGUA HELADA SERA INTERCONECTADO A UNA RED DE TUBERIA QUE DISTRIBUIRA EL AGUA A TODO EL HOTEL, ALIMENTANDO A LAS UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE Y UNIDADES SERPENTIN VENTILADOR, QUE DISTRIBUIRAN EL AIRE A LOS LUGARES NECESARIOS.

CADA UNO DE ESTOS EQUIPOS CUENTA CON VALVULAS MOTORIZADAS AUTOMATICAS QUE SON CONTROLADAS POR UN TERMOSTATO INSTALADO EN LOS LUGARES CLIMATIZADOS, LOGRANDO DE ESTA FORMA REGULAR LA CANTIDAD DE AGUA Y EL CONTROL DE LA TEMPERATURA.

EN LUGARES COSTEROS ES VITAL TRATAR DE PRESERVAR DE LAS CONDICIONES AMBIENTALES ADVERSAS, EQUIPOS E INSTALACIONES. POR ESTA RAZON SE TUVO ESPECIAL CUIDADO EN LA UBICACION Y SELECCION DE LOS EQUIPOS.

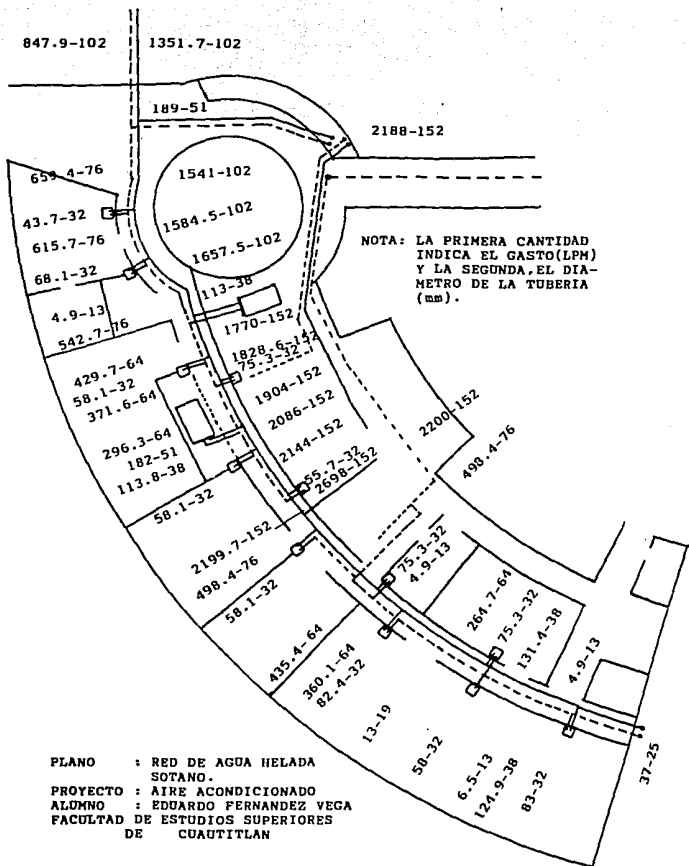
LAS UNIDADES SERPENTIN VENTILADOR SE ENCUENTRAN DENTRO DE LAS HABITACIONES, LOCALES COMERCIALES Y OFICINAS, DE LAS CUATRO UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE, DOS SE ENCONTRAN EN EL EXTERIOR Y DOS EN EL SOTANO, LAS UNIDADES ENFRIADORAS

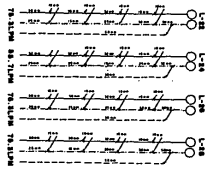
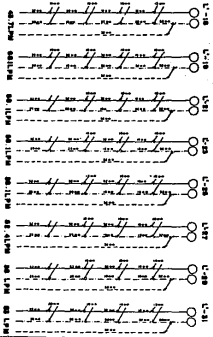
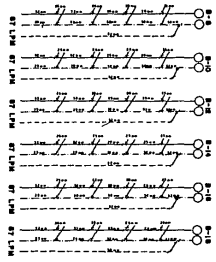
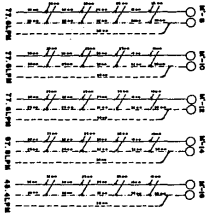
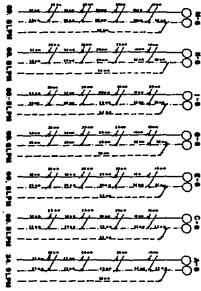
Y EL EQUIPO DE BOMBEO SE LOCALIZAN EN EL CUARTO DE MAQUINAS Y LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO EN LA AZOTEA.

ASI MISMO SE PROYECTARON EQUIPOS DE RESERVA EN LAS UNIDADES GENERADORAS DE AGUA HELADA, BOMBAS Y TORRES DE ENFRIAMIENTO PARA QUE EN CASO DE MANTENIMIENTO O DESCOMPOSTURA NO SE VEA AFECTADO EL SISTEMA, QUEDANDO DE LA SIGUIENTE FORMA:

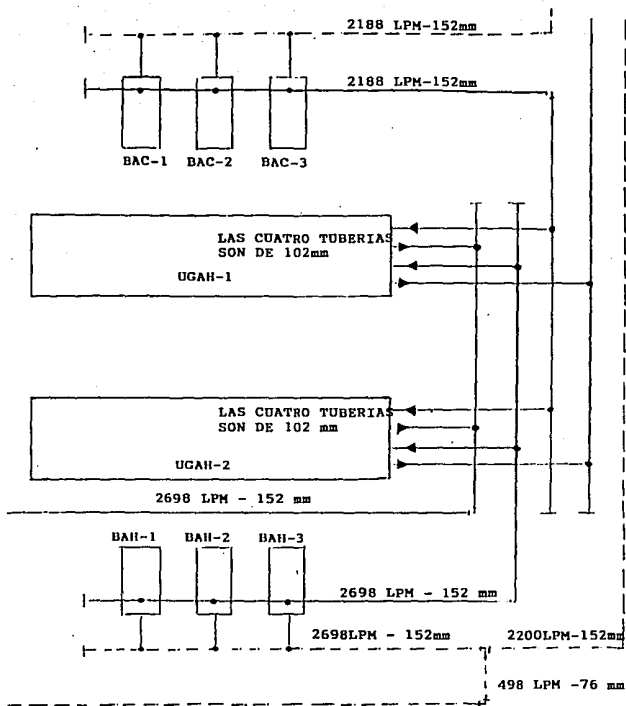
- 2 UNIDADES GENERADORAS DE AGUA HELADA MARCA CARRIER MODELO 19DL250 CON CAPACIDAD DE 756,000 KCAL/H (UNA DE RESERVA)
- 2 TORRES DE ENFRIAMIENTO MARCA BALTIMORE AIR COIL MODELO CFT 2416 PARA UN GASTO DE 2188 LPM.
- 3 BOMBAS MARCA AURORA PICSA MODELO 3x4x12 CON MOTOR ELECTRICO DE 15 HP A 1750 RPM E IMPELENTE DE 25cm DE DIAMETRO, PARA EL SERVICIO DE AGUA HELADA. (UNA DE RESERVA)
- 3 BOMBAS MARCA AURORA PICSA MODELO 3x4x12 CON MOTOR ELECTRICO DE 5 HP A 1150 RPM E IMPELENTE DE 26cm DE DIAMETRO, PARA EL SERVICIO DE AGUA DE CONDENSADOS. (UNA DE RESERVA)

A CONTINUACION SE ANEXAN LOS PLANOS CORRESPONDIENTES AL PROYECTO DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO.



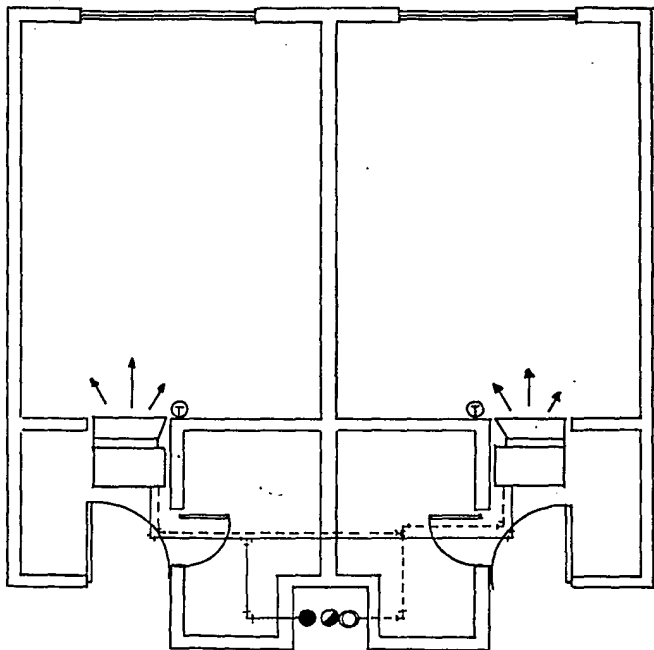


FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES DE QUANTILLAN	
PROYECTO ALFEBEICO	
PRIMER COLUMBIAS	
ALUMNO EDUARDO FERNANDEZ VEGA	
ESCALA	FECHA
5/2/21	10/04/21



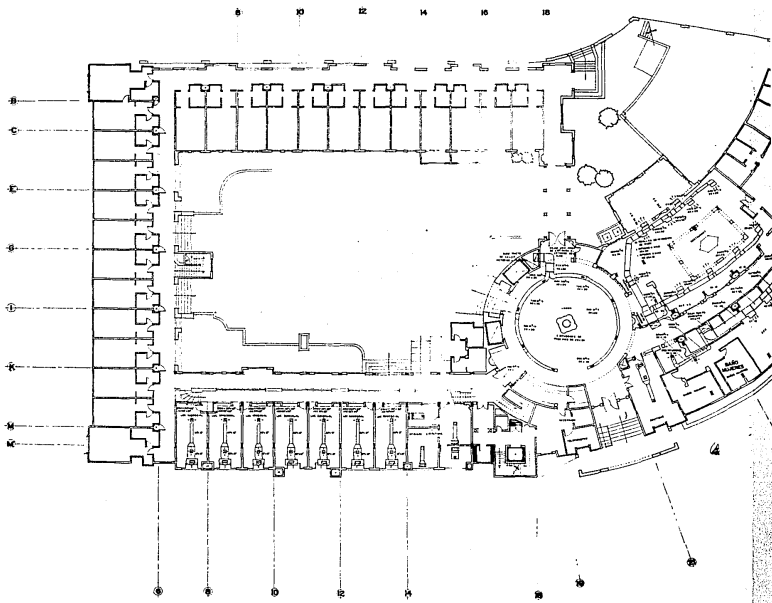
UGAH UNIDAD GENERADORA DE AGUA HELADA
 BAH BOMBA DE AGUA HELADA
 BAC BOMBA DE AGUA DE CONDENSADOS

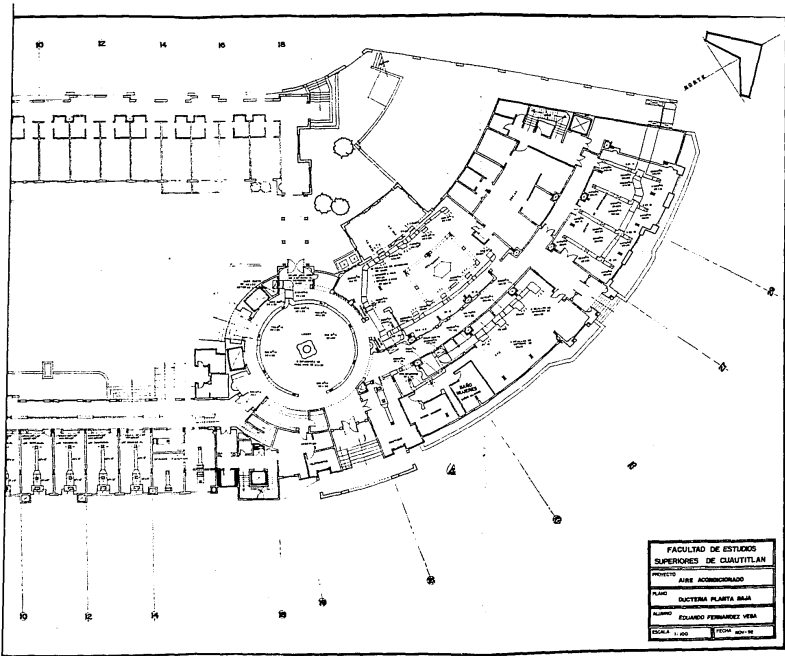
Plano: CUARTO DE MAQUINAS
 Proyecto: AIRE ACONDICIONADO
 Alumno: EDUARDO FERNANDEZ VEGA
 FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
 DE CUAUTITIAN.



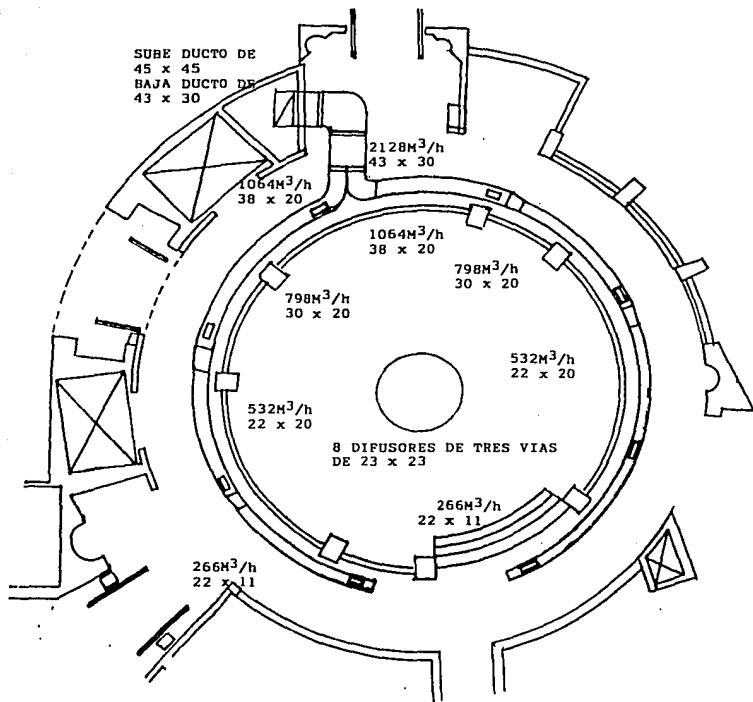
- Inyección.
- ◐ Retorno general.
- Retorno inverso.

PLANO : RAMALEO EN HABITACIONES
 ESC : 1 : 50
 PROYECTO: AIRE ACONDICIONADO.
 ALUMNO : EDUARDO FERNANDEZ VEGA.
 FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
 DE CUAUTITLAN.



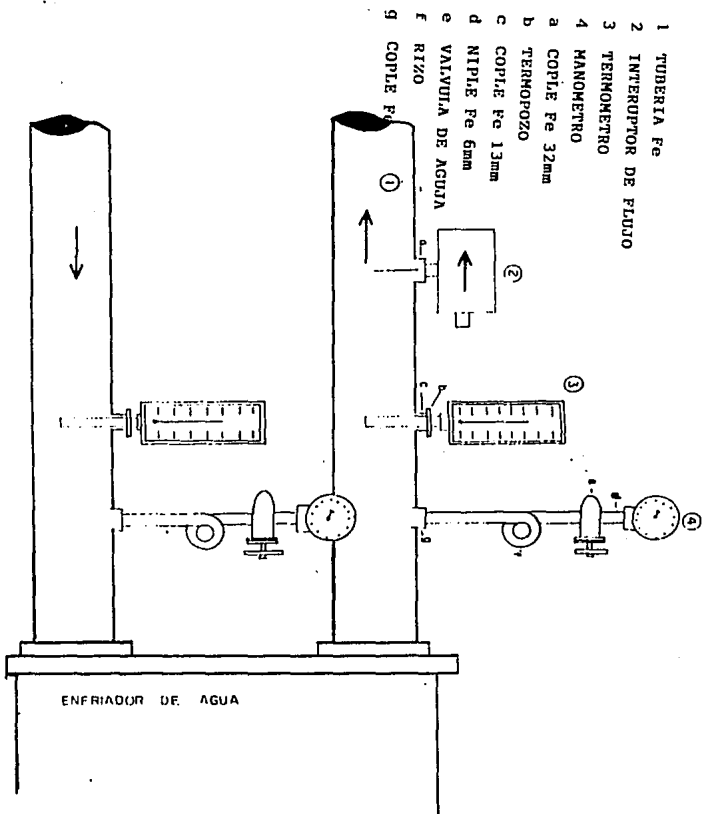


FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES DE CUAUTITLAN	
PROYECTO	AIRE ACONDICIONADO
PLANO	DUCTERIA PLANTA BAJA
ALUMNO	EDUARDO FERNANDEZ VERA
ESCALA 1:500	FECHA 1962-63



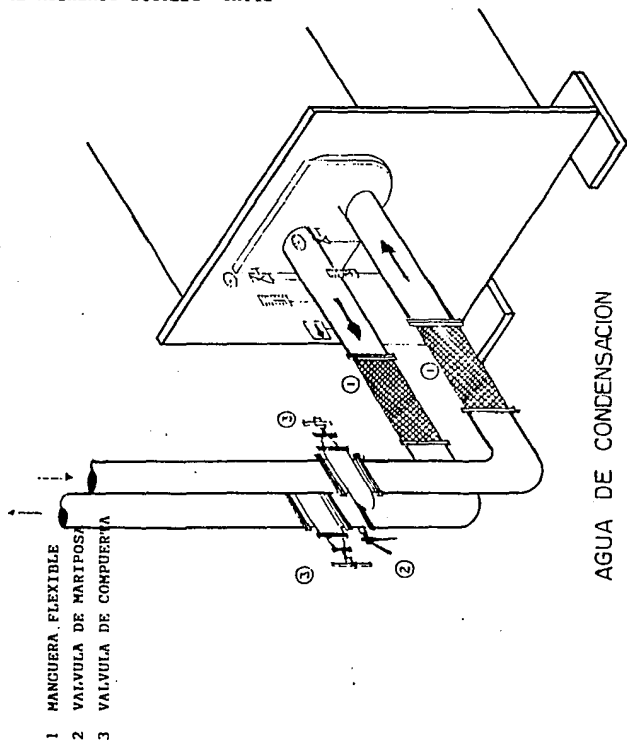
LAS MEDIDA DE LOS DUCTOS
Y REJILLAS ESTAN EN CENTIMETROS

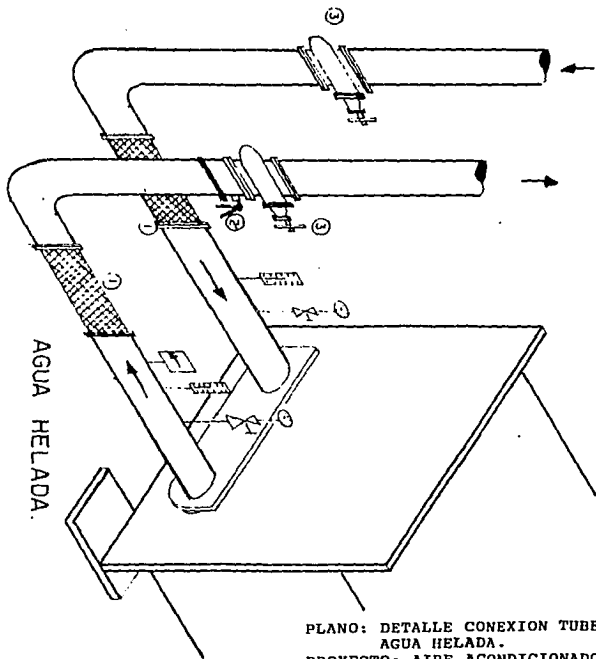
PLANO : DUCTERIA LOBBY NIVEL 1-2 y 3
 ESCALA : 1 : 100
 PROYECTO : AIRE ACONDICIONADO
 ALUMNO : EDUARDO FERNANDEZ VEGA
 FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
 DE CUAUTITLAN



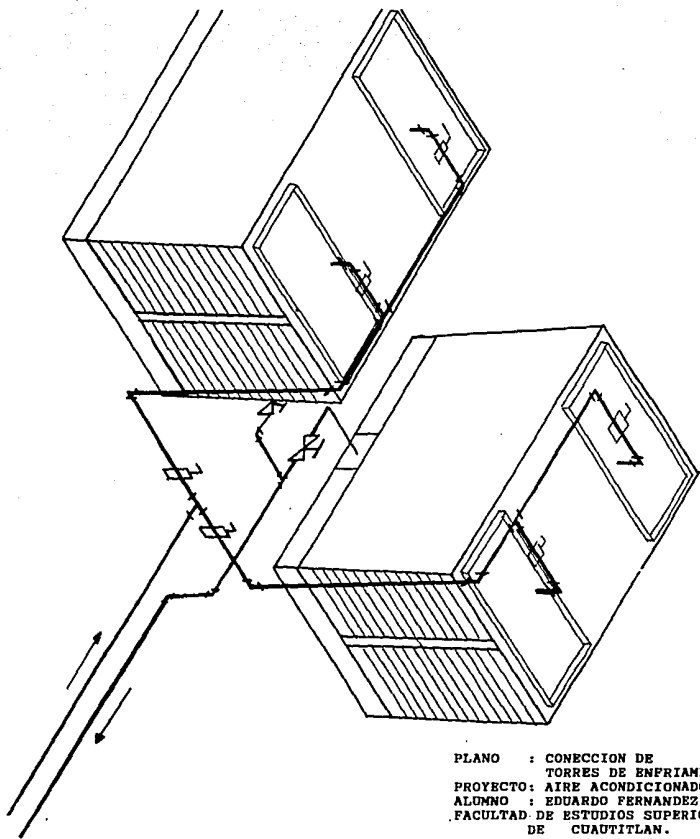
PLANO: DETALLE INSTRUMENTOS DE MEDICION DE ENFRIADOR.
 PROYECTO: AIRE ACONDICIONADO
 FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES DE CUAUTITLAN

PLANO: DETALLE CONEXION TUBERIA
DE AGUA DE CONDENSADOS.
PROYECTO: AIRE ACONDICIONADO
ALUMNO: EDUARDO FERNANDEZ VEGA
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
DE COAHUILTIAN.

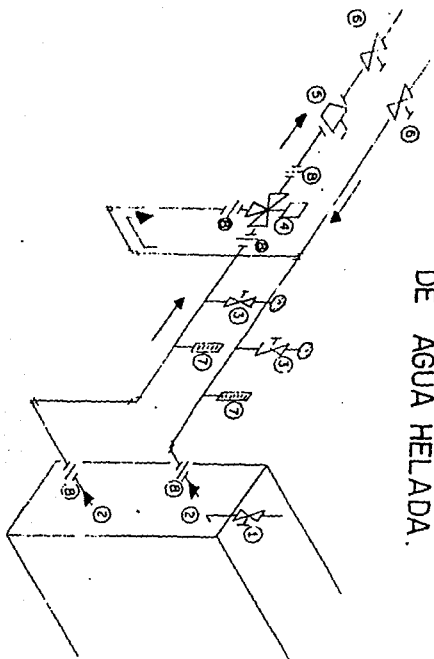




PLANO: DETALLE CONEXION TUBERIA
 AGUA HELADA.
 PROYECTO: AIRE ACONDICIONADO
 ALUMNO: EDUARDO FERNANDEZ VEGA
 FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
 DE CUAUTITLAN



CONEXION A SERPENTIN DE U.M.A.
DE AGUA HELADA.



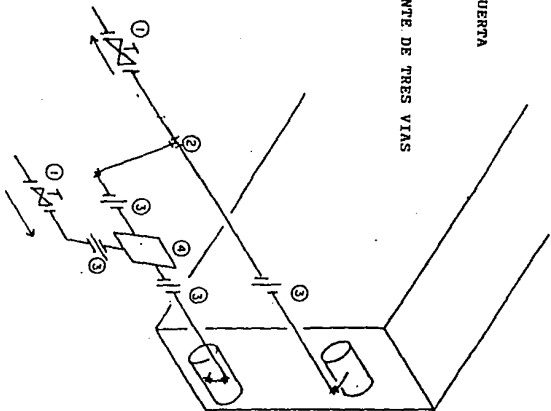
- ① VALVULA DE PURGA
- ② REDUCCION CAMPANA
- ③ MANOMETRO.
- ④ VALVULA DE 3 VIAS CON MODOUT
- ⑤ VALVULA DE CUADRO.
- ⑥ VALVULA DE COMPUERTA.
- ⑦ TERMOMETRO.
- ⑧ TUERCA UNION.

PLANO: DETALLE CONEXION SERPENTIN DE UNIDAD MANEJADORA DE AIRE.

PROYECTO: AIRE ACONDICIONADO
ALUMNO: EDUARDO FERNANDEZ VEGA
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES DE CUAUTITLAN

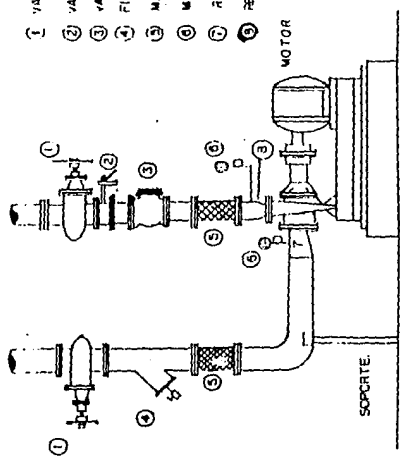
CONEXION A SERPENTIN FAN-COIL

- 1 VALVULA DE COMPUERTA
- 2 TEE
- 3 TUERCA UNION
- 4 VALVULA DIVERGENTE DE TRES VIAS



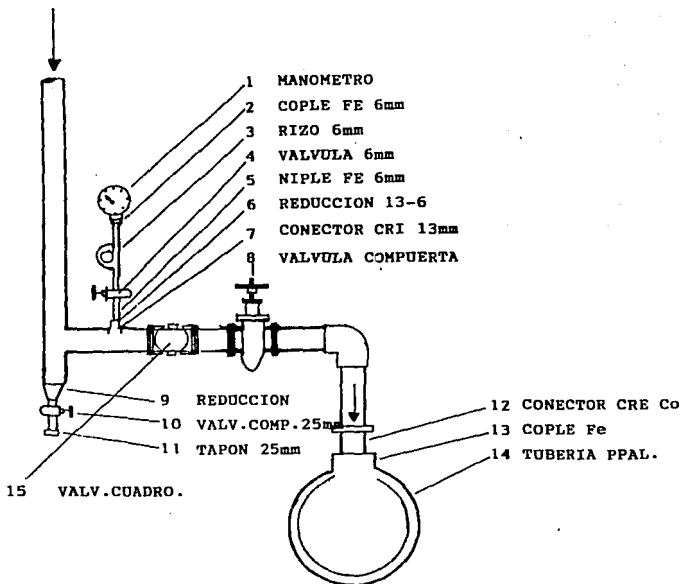
PLANO: DETALLE CONEXION DE
SERPENTIN DE UNIDAD
VENTILADOR SERPENTIN.
PROYECTO: AIRE ACONDICIONADO
ALUMNO: EDUARDO FERNANDEZ VEGA
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
DE CUAUTITLAN

CONEXION DE BOMBAS DE AGUA.



- 1 VALVULA DE COMPUERTA
- 2 VALVULA DE MARIPOSA
- 3 VALVULA CHECK
- 4 FILTRO "Y"
- 5 MANGUERA FLEXIBLE
- 6 MANOMETRO
- 7 REDUCCION EXENTRICA.
- 8 REDUCCION CONCENTRICA.

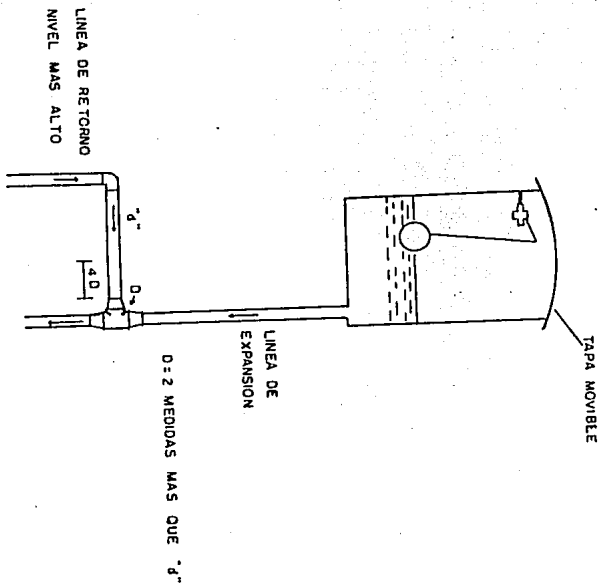
PLANO: DETALLE DE CONEXION
DE BOMBAS.
PROYECTO: AIRE ACONDICIONADO.
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
DE CUAUTITLAN



PLANO: DETALLE DE CONEXION
 DE COLUMNAS DE DISTRI-
 BUCION A TUBERIA PPAL.
 (RETORNO).

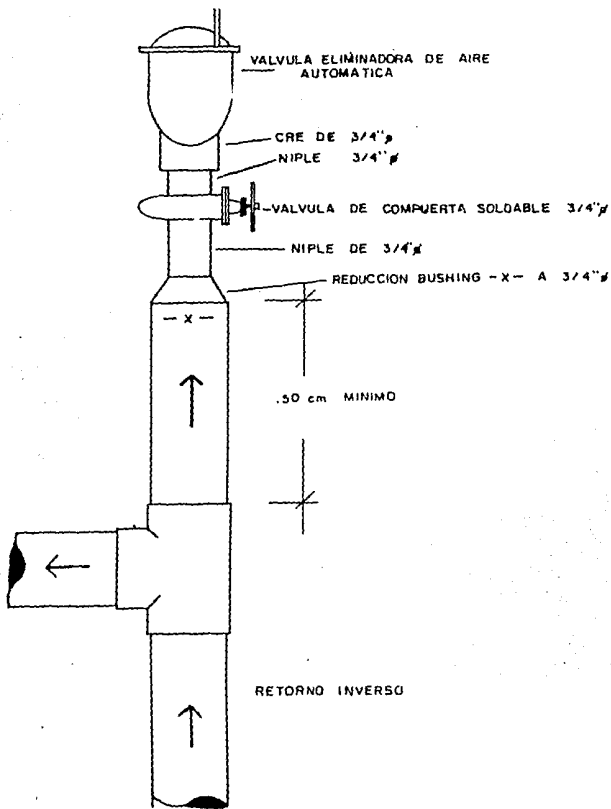
PROYECTO: AIRE ACONDICIONADO
 ALUMNO: EDUARDO FERNANDEZ VEGA
 FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
 DE CUAUTITLAN.

CONEXION TANQUE DE EXPANSION.



PLANO: DETALLE CONEXION TANQUE DE EXPANSION.

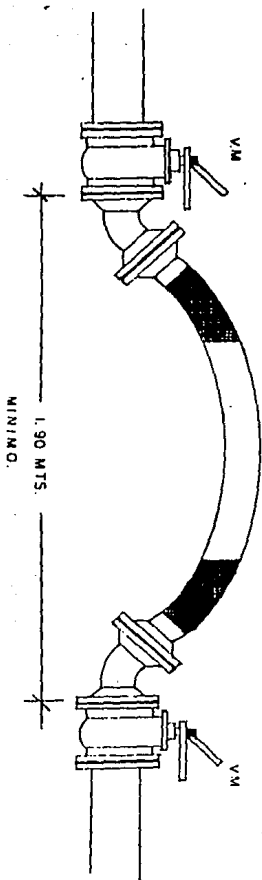
PROYECTO: AIRE ACONDICIONADO
ALUMNO: EDUARDO FERNANDEZ VEGA
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
DE COAUTITLAN



PLANO: DETALLE CONEXION DE VALVULA ELIMINADORA DE AIRE EN COLUMNAS DE DISTRIBUCION.

PROYECTO: AIRE ACONDICIONADO
 ALUMNO: EDUARDO FERNANDEZ VEGA
 FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
 DE CUAUTITLAN.

DETALLE TIPO DE CONEXION
PARA JUNTA DE DILATACION.



PLANO: DETALLE JUNTA DE DILATACION
PROYECTO: AIRE ACONDICIONADO
ALUMNO: EDUARDO FERNANDEZ VEGA
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
DE CUAUTITLAN