



T
697.9
Ric.

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería Mecánica



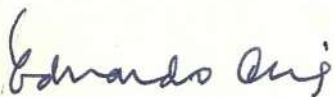
"ANALISIS COMPARATIVO DEL AHORRO DE
ENERGIA EN LA CLIMATIZACION DE UN EDIFICIO
DE GUAYAQUIL MEDIANTE LA APLICACION DEL
STANDARD ASHRAE 90-75"

TESIS DE GRADO

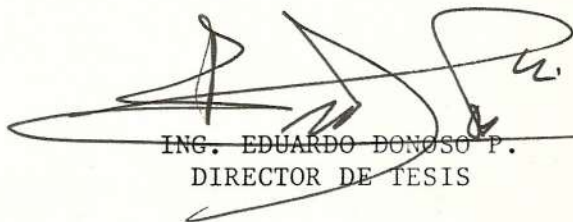
Previa a la obtención del Título de:
INGENIERO MECANICO

Presentada por:
GONZALO E. RICAURTE RENDON

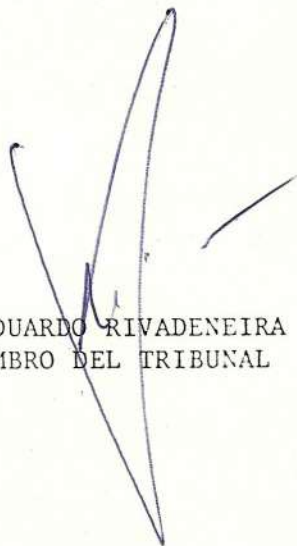
Guayaquil - Ecuador
1985



ING. EDUARDO ORCES PAREJA
DECANO
FACULTAD DE ING. MECANICA



ING. EDUARDO DONOSO P.
DIRECTOR DE TESIS



ING. EDUARDO RIVADENEIRA P.
MIEMBRO DEL TRIBUNAL



ING. RODOLFO PAZ MORA
MIEMBRO DEL TRIBUNAL

AGRADECIMIENTO

A la Escuela Superior Politécnica
del Litoral.

Al Ing. EDUARDO DONOSO P., Director
de Tesis, por su apoyo para la rea-
lización de esta tesis.

Al Ing. GUSTAVO ACOSTA H., por su
invalorable y desinteresada ayuda
en el desarrollo de este trabajo.

A los Profesores de la Facultad
de Ingeniería Mecánica.

DEDICATORIA

De manera muy especial

A MI PADRE

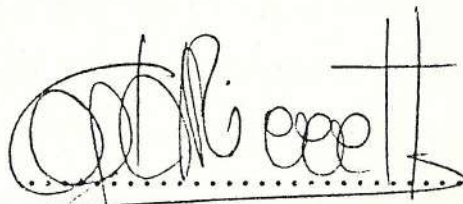
A MI MADRE

A MIS HERMANOS

DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestos en esta tesis, me corresponden exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma, a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL".

(Reglamento de Exámenes y Títulos profesionales de la ESPOL)



.....

GONZALO E. RICAURTE RENDON

RESUMEN

En el presente proyecto se analizará el efecto que tiene en el consumo energético anual de un edificio la aplicación de una norma de conservación energética a la climatización en nuestro medio.

El proyecto tomará como objeto de estudio un edificio de Guayaquil, que constituya un buen modelo para efectos de comparación; intentará en el Capítulo I describirlo en su parte arquitectónica con los parámetros más importantes para cálculo de carga de aire acondicionado, así como sistemas y equipos actuales de climatización.

En el Capítulo II, se procederá a resumir el Standard 90-75 de ASHRAE con las adecuaciones correspondientes a nuestro medio. Al final del capítulo se resumirán los nuevos datos de diseño siguiendo las modificaciones establecidas por el Standard.

En el Capítulo III, se rediseñará la climatización del edificio considerando las modificaciones mencionadas. Se ha desarrollado el método de Cálculo de Carga mediante Funciones de Transferencia para lograr la mayor exactitud posible hasta la fecha en cálculo de carga. En el subcapítulo correspondiente a iluminación, se explica el método sugerido por el Standard 90-75 para hallar el valor límite de potencia suministrada a luces.

En el Capítulo IV, se analizará el consumo energético anual actual del edificio y el que se espera al aplicar las normas de conservación. Se desarrolló el método BIN para simulamiento de cargas y equipo de climatización, para nuestras condiciones climáticas.

Todos los cálculos han sido hechos en base a programas de computadora en lenguaje BASIC que se desarrolló para el efecto.

INDICE DE FIGURAS

<u>Nº</u>	<u>Pág.</u>
1.1 Implantación del edificio	24
1.2 Esquema de sistema electrohidrónico	35
2.1 Valor global de transferencia térmica	63
2.2 Diferencial de temperatura equivalente	64
2.3 Factor solar	65
3.1 Diferencia entre métodos de cálculo de carga	92
3.2 Angulos solares fundamentales	137
3.3 Sombreado de una ventana por el plano de un edificio	144
3.4 Distribución de agua sistema electrohidrónico	152
3.5 Esquema de bomba de calor aire-aire	154
3.6 Esquema de bomba de calor aire-agua	155
3.7 Relación de temperaturas entre aire y agua en una torre de enfriamiento a contraflujo	159
3.8 Análisis psicrométrico del aire que pasa a través de una torre de enfriamiento	162
3.9 Torre de enfriamiento de contacto indirecto	165
3.10 Instalación de un equipo "partido" residencial	177

INDICE GENERAL

	<u>Pág.</u>
RESUMEN	VI
INDICE GENERAL	VIII
INDICE DE FIGURAS	XI
INDICE DE TABLAS	XII
INDICE DE ABREVIATURAS	XVII
INTRODUCCION	19
I. DEFINICION DEL PROYECTO	22
1.1 Localización geográfica del edificio	22
1.2 Datos climáticos	23
1.3 Especificaciones arquitectónicas	25
1.3.1 Usos y distribución general	25
1.3.2 Techo: Descripción física y material	26
1.3.3 Paredes: Descripción física y material	28
1.3.4 Vidrio: Descripción física y material	29
1.3.5 Pisos: Descripción física y material	30
1.4 Especificaciones técnicas y equipo de climatización actual	31
1.4.1 Sistema de climatización	31
1.4.2 Equipo de climatización	38
1.4.3 Distribución de aire	39
II. DESCRIPCION GENERAL Y ADECUACION DE LA NORMA DE CONSERVACION ENERGETICA A NUESTRO MEDIO	47
2.1 Introducción	47
2.2 Requerimientos de la envuelta exterior del edificio	50
2.2.1 Alcance	50

2.2.2	Criterios de clasificación del edificio	54
2.2.3	Criterios de transferencia de calor	55
2.3	Sistemas HVAC	67
2.3.1	Alcance	67
2.3.2	Normalización del cálculo de carga de enfriamiento	68
2.3.3	Controles	69
2.3.4	Ventilación mecánica	71
2.3.5	Energía de transporte	71
2.3.6	Aislamiento de ductos	72
2.3.7	Construcción de ductos	73
2.3.8	Balanceamiento	73
2.4	Equipos HVAC	74
2.4.1	Alcance	74
2.4.2	Componentes de sistemas de enfriamiento operados eléctricamente	75
2.4.3	Componentes de equipos de enfriamiento operados eléctricamente	77
III.	REDISEÑO COMPUTARIZADO DE LA CLIMATIZACION DEL EDIFICIO	81
3.1	Balance energético	81
3.1.1	Introducción: método de cálculo de carga	81
3.1.2	Variables implicadas	95
3.2	Cargas internas	97
3.2.1	Personas	97
3.2.2	Equipos	102
3.2.3	Iluminación	104
3.3	Cargas externas	114

	<u>Pág.</u>
3.3.1 Techo	114
3.3.2 Paredes	121
3.3.3 Ventilación e infiltración	126
3.3.4 Fenestración	132
3.4 Equipo de climatización	145
3.4.1 Consideraciones para la selección	145
3.4.2 Descripción	178
3.5 Distribución de aire	180
3.5.1 Selección	181
3.5.2 Diseño	181
3.6 Controles	183
3.6.1 Descripción de operación	183
IV. ANALISIS DEL AHORRO ENERGETICO	186
4.1 Energía utilizada actualmente: Fuente, cantidad	186
4.2 Proyección del gasto energético anual del edificio después del rediseño	211
4.3 Comparación de gastos energéticos	215
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	219
APENDICES	222
BIBLIOGRAFIA	300

INDICE DE TABLAS

<u>Nº</u>		<u>Pág.</u>
I	DISEÑO PRE-STANDARD 90-75: DATOS DE CARGA	45
II	DISEÑO STANDARD 90-75: DATOS DE CARGA	79
III	COEFICIENTES DE FUNCION DE TRANSFERENCIA PARA PAREDES Y TUMBADO	125
IV	PERDIDAS POR TUBERIA Y ACCESORIOS	173
V	SISTEMA ELECTROHIDRONICO - DATOS PARA CALCULAR CONSUMO DE ENERGIA	194
VI	SISTEMA DE EXPANSION DIRECTA - DATOS PARA CALCULAR CONSUMO DE ENERGIA	196
VII	SISTEMA ELECTROHIDRONICO - DATOS PARA CALCULAR CONSUMO DE ENERGIA	212
VIII	SISTEMA DE EXPANSION DIRECTA - DATOS PARA CALCULAR CONSUMO DE ENERGIA	213
A.1	VARIACIONES DE LA TEMPERATURA EXTERIOR EN GUAYAQUIL	223
A.2	PORCENTAJES DE RANGO DIARIO UTILIZADOS	224
A.3	CARACTERISTICAS UNIDADES TERMINALES SISTEMA ELECTRO- HIDRONICO UTILIZADAS EN EL EDIFICIO INDUAUTO	225
A.4	CARACTERISTICAS ENFRIADOR EVAPORATIVO DE CIRCUITO CERRA DO UTILIZADO EN EL EDIFICIO INDUAUTO	226
A.5	CARACTERISTICAS DE LAS BOMBAS DE CIRCULACION DE AGUA UTILIZADAS EN EL EDIFICIO INDUAUTO	227
A.6	CARACTERISTICAS UNIDADES SISTEMA DE EXPANSION DIRECTA	228
A.7	COEFICIENTES DE PERFORMANCE (COP) O (TASAS DE EFICIEN- CIA ENERGETICA) (EER) MINIMAS PARA EQUIPOS DE SISTEMAS HVAC OPERADOS ELECTRICAMENTE	229

<u>Nº</u>		<u>Pág.</u>
A.8	TEMPERATURAS STANDARD DE EVALUACION PARA EQUIPOS DE SISTEMAS HVAC OPERADOS ELECTRICAMENTE	230
A.9	COEFICIENTES DE PERFORMANCE (TASAS DE EFICIENCIA ENERGETICA) MINIMAS PARA COMPONENTES DE SISTEMAS HVAC OPERADOS ELECTRICAMENTE	231
A.10	COEFICIENTES DE PERFORMANCE (TASAS DE EFICIENCIA ENERGETICA) MINIMAS PARA UNIDADES CONDENSADORAS HVAC PARA 65 MBH Y MAYORES	232
A.11	VALORES DE W1 PARA DIFERENTES TASAS DE CIRCULACION DE AIRE EN EL CUARTO Y CONSTRUCCION DE ENVUELTA EXTERIOR	233
A.12	COEFICIENTES DE FUNCION DE TRANSFERENCIA	234
A.13	VALORES DE DISEÑO DEL COEFICIENTE "a"	235
A.14	COEFICIENTES DE UTILIZACION	236
A.15	EFICACIAS DE LAMPARA	237
A.16	RADIACION SOLAR EXTRATERRESTRE PARA HEMISFERIO SUR	238
A.17	VALORES RECOMENDADOS DE PARAMETROS PARA SELECCION DE ENFRIADOR EVAPORATIVO	239
A.18	ESPESORES RECOMENDADOS PARA DUCTOS RECTANGULARES DE ACERO EN HOJA METALICA	240
A.19	TABLA BIN DE TEMPERATURAS PARA GUAYAQUIL	241
A.20	EJEMPLO DE CARTA DE CAPACIDADES PARA EQUIPOS DE SISTEMA DE EXPANSION DIRECTA	242
A.21	CAPACIDADES DE ENFRIAMIENTO Y CONSUMOS DE ENERGIA DE LOS EQUIPOS DE EXPANSION DIRECTA	243
B.1	CARGAS DE ENFRIAMIENTO POR ENVUELTA EXTERIOR OFICINAS	244
B.2	CARGAS DE ENFRIAMIENTO POR ENVUELTA EXTERIOR ALMACENES	246

B.3	CARGAS DE ENFRIAMIENTO POR PAREDES EXTERIORES OFICINAS	248
B.4	CARGAS DE ENFRIAMIENTO POR CONDUCCION EN VIDRIO OFICINAS	249
B.5	CARGAS DE ENFRIAMIENTO POR RADIACION SOLAR OFICINAS	250
B.6	CARGAS DE ENFRIAMIENTO POR PAREDES EXTERIORES ALMACENES	251
B.7	CARGAS DE ENFRIAMIENTO POR CONDUCCION EN VIDRIO ALMACENES	252
B.8	CARGAS DE ENFRIAMIENTO POR RADIACION SOLAR ALMACENES	253
B.9	GANANCIAS DE CALOR POR PAREDES EXTERIORES OFICINAS	254
B.10	GANANCIAS DE CALOR POR CONDUCCION EN VIDRIO OFICINAS	255
B.11	GANANCIAS DE CALOR POR RADIACION SOLAR OFICINAS	256
B.12	GANANCIAS DE CALOR POR PAREDES EXTERIORES ALMACENES	257
B.13	GANANCIAS DE CALOR POR CONDUCCION EN VIDRIO ALMACENES	258
B.14	GANANCIAS DE CALOR POR RADIACION SOLAR ALMACENES	259
B.15	CARGAS DE ENFRIAMIENTO POR FUENTES INTERNAS Y PARTI- CIONES OFICINAS	260
B.16	CARGAS DE ENFRIAMIENTO POR FUENTES INTERNAS Y PARTI- CIONES ALMACENES	261
B.17	GANANCIAS DE CALOR POR FUENTES INTERNAS Y PARTICIONES OFICINAS	262
B.18	GANANCIAS DE CALOR POR FUENTES INTERNAS Y PARTICIONES ALMACENES	263
C.1	CARGAS DE ENFRIAMIENTO POR ENVUELTA EXTERIOR OFICINAS	264

<u>Nº</u>		<u>Pág.</u>
C.2	CARGAS DE ENFRIAMIENTO POR ENVUELTA EXTERIOR ALMACENES	266
C.3	CARGAS DE ENFRIAMIENTO POR PAREDES EXTERIORES OFICINAS	268
C.4	CARGAS DE ENFRIAMIENTO POR CONDUCCION EN VIDRIO OFICINAS	269
C.5	CARGAS DE ENFRIAMIENTO POR RADIACION SOLAR OFICINAS	270
C.6	CARGAS DE ENFRIAMIENTO POR PAREDES EXTERIORES ALMACENES	271
C.7	CARGAS DE ENFRIAMIENTO POR CONDUCCION EN VIDRIO ALMACENES	272
C.8	CARGAS DE ENFRIAMIENTO POR RADIACION SOLAR ALMACENES	273
C.9	GANANCIAS DE CALOR POR PAREDES EXTERIORES OFICINAS	274
C.10	GANANCIAS DE CALOR POR CONDUCCION EN VIDRIO OFICINAS	275
C.11	GANANCIAS DE CALOR POR RADIACION SOLAR OFICINAS	276
C.12	GANANCIAS DE CALOR POR PAREDES EXTERIORES ALMACENES	277
C.13	GANANCIAS DE CALOR POR CONDUCCION EN VIDRIO ALMACENES	278
C.14	GANANCIAS DE CALOR POR RADIACION SOLAR ALMACENES	279
C.15	CARGAS DE ENFRIAMIENTO POR FUENTES INTERNAS Y PARTI- CIONES OFICINAS	280
C.16	CARGAS DE ENFRIAMIENTO POR FUENTES INTERNAS Y PARTI- CIONES ALMACENES	281
C.17	GANANCIAS DE CALOR POR FUENTES INTERNAS Y PARTICIONES OFICINAS	282
C.18	GANANCIAS DE CALOR POR FUENTES INTERNAS Y PARTICIONES ALMACENES	283

<u>Nº</u>		<u>Pág.</u>
D.1	PERDIDAS FRICCIONALES EN SISTEMAS CERRADOS DE TUBERIA	284
D.2	PERDIDAS POR VALVULAS EN LONGITUD EQUIVALENTE	285
D.3	PERDIDAS POR ACCESORIOS EN LONGITUD EQUIVALENTE	286
D.4	FRICCION DEL AIRE EN DUCTOS RECTOS	287
E.1	CONSUMO ENERGETICO ANUAL SISTEMA EXPANSION DIRECTA	288
E.2	CONSUMO ENERGETICO ANUAL SISTEMA ELECTROHIDRONICO	289
E.3	CONSUMO ENERGETICO ANUAL SISTEMA DE EXPANSION DIRECTA	290
E.4	CONSUMO ENERGETICO ANUAL SISTEMA ELECTROHIDRONICO	291
F.1	DIAGRAMA DE FLUJO PROGRAMA CALCULO DE CARGA	292
F.2	DIAGRAMA DE FLUJO PROGRAMA CONSUMO ENERGETICO ANUAL	297

INDICE DE ABREVIATURAS

A	área de superficie
Btu	Unidad térmica británica
Btuh	Btu/hora
CFM	pies cúbicos por minuto
Cp	calor específico
D	densidad, diámetro
F	grado Fahrenheit
FC	factor de capacidad
FPM	pies por minuto
FTA	factor de transporte de aire
GAB	componente absorbida de ganancia solar
GPM	Galones por minuto
GTF	Ganancia de calor por fenestración
GTR	componente transmitida de ganancia solar
HP	Caballos de potencia
hr	hora
HVAC	calefacción, ventilación y aire acondicionado
ID	radiación solar directa
Id	radiacion solar difusa
IDN	radiación solar normal
k	conductividad térmica
KW	kilovatio
KWH	kilovatio-hora
L	longitud
lb	libra

m	masa
MBH	mil veces Btu/hr
Ni	fracción de flujo hacia adentro
OTTV	valor global de transferencia térmica
P	pie
psia	libras/pulgadas cuadradas absolutas
p ²	pies cuadrados
p ³	pies cúbicos
q	ganancia de calor
Q	carga de enfriamiento
QSOL	carga solar promedio por vidrio
QTS	carga solar promedio por paredes
R	resistencia térmica
Re	número de Reynolds
SC	coeficiente de sombra
SHG	ganancia de calor solar por fenestración
SHGF	factor de ganancia solar
T.R.	tonelada de refrigeración
U	coeficiente global de transferencia de calor
W	váticos, relación de humedad
β	ángulo de altitud solar
ϕ	ángulo de azimuth solar
ψ	ángulo de azimuth de pared
γ	ángulo de azimuth sol-pared
θ	ángulo de incidencia

INTRODUCCION

En el año 1975, como una contribución al programa de conservación energética estadounidense, la Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE), elaboró una norma llamada "Standard 90-75: Conservación de Energía en el diseño de edificios nuevos", tendiente a lograr ahorro energético en los edificios desde la fase de diseño, enfocando las áreas arquitectónicas, de equipos y sistemas de climatización, calentamiento de agua, sistemas de distribución de energía e iluminación.

Esta norma ha sido actualizada continuamente por ASHRAE y en la actualidad puede ser usada por profesionales de las diversas ramas intervinientes en el diseño de un edificio como son: Arquitectura, Ingenierías Civil, Mecánica, Eléctrica, etc. para planear un edificio tomando en consideración desde la fase de proyecto el gasto energético que dicho edificio demandaría, y lograr así una obra que tenga un desperdicio mínimo de energía, con un cambio racional a las prácticas normalmente establecidas en cuanto a su estructura y equipamiento mecánico y eléctrico.

En esta tesis presento el tema "Análisis Comparativo del Ahorro de Energía en la Climatización de un Edificio de Guayaquil mediante la Aplicación a nuestro Medio del Standard ASHRAE 90-75", basado entonces en los siguientes he-

chos :

- El crecimiento acelerado de nuestra ciudad, lo cual implica un mayor número de edificios y cada vez más grandes y que debido a nuestras condiciones climáticas demandan gran consumo de energía para su climatización.
- La inexistencia en nuestro medio de normas de conservación energética orientadas al diseño de edificios, a las que el ingeniero Mecánico pueda referirse para el diseño de la climatización de los mismos, así como la falta de referencias para prever su consumo energético.

Este proyecto tendrá entonces como objeto presentar un análisis del ahorro de energía que se podría conseguir en un edificio que siga prácticas comunes de diseño en nuestro medio, al aplicar una norma de conservación energética. Así mismo, intenta presentar una referencia o método aplicado a nuestro medio, para predecir consumos energéticos anuales.

Esto me llevó a desarrollar la necesidad de :

- 1) Un método de cálculo de carga de enfriamiento para aire acondicionado de gran precisión y que obedezca por lo tanto a los procedimientos más actuales desarrollados por ASHRAE y como es lógico, adaptados a Guayaquil.
- 2) Un método de estimación de consumos energéticos anuales.

les para edificios así mismo de suficiente precisión para poder hacer la comparación de consumos de que esta tesis trata, y que hasta la fecha no ha sido desarrollado para Guayaquil.

Para el efecto de esta tesis, he elegido una norma americana de la sociedad ASHRAE principalmente porque esta entidad regula gran parte de las actividades en el ramo de la climatización en el mundo y nuestros ingenieros utilizan sus manuales y normas para los cálculos de climatización. Si adecuamos a nuestro medio la norma susodicha es posible obtener una buena referencia para conservación energética.

Se ha estimado que es posible ahorrar hasta un 40% de la energía utilizada para calentar, enfriar, e iluminar edificios, y para proveer agua caliente y otros servicios, mediante la aplicación efectiva de tecnología existente sin reducir el performance del edificio o el comfort de sus ocupantes. Una forma clave para lograr este ahorro es la normalización y codificación de diseño de edificios a lo que esta tesis pretende.

CAPITULO I

DEFINICION DEL PROYECTO



1.1 LOCALIZACION GEOGRAFICA DEL EDIFICIO

El edificio objeto de estudio es el edificio llamado "Induauto" de localización en la ciudad de Guayaquil; es de tipo esquinero, con sus dos fachadas principales orientadas hacia las calles Nueve de Octubre y Avenida Quito. Se trata de un edificio de 21 pisos, con uso principal para oficinas y secundariamente para almacenes.

Para poder ubicar geográficamente el edificio localizaré primero la ciudad de Guayaquil como sigue :

Latitud : 2.10 grados Sur

Longitud : 79.53 grados Oeste

Altura promedio : 13 pies sobre el nivel del mar.

La orientación de las fachadas del edificio se define en base al concepto del ángulo de azimuth de la pared. El ángulo de azimuth de la pared se define como el ángulo medido en plano horizontal entre la normal a una superficie vertical y el Sur, medido en dirección contraria a las manecillas del reloj.

La Fig. 1.1 muestra la implantación del edificio con

la respectiva orientación de sus fachadas y ángulos de azimuth de pared.

Estos ángulos son :

Azimuth pared #1 : 240°

Azimuth pared #2 : 330°

Azimuth pared #3 : 60°

Azimuth pared #4 : 150°

Coordenadas todas tomadas del plano de implantación.

1.2 DATOS CLIMATICOS

Como datos climáticos queremos decir las condiciones de clima externas al edificio que deben ser tomadas en cuenta para poder realizar un cálculo de carga.

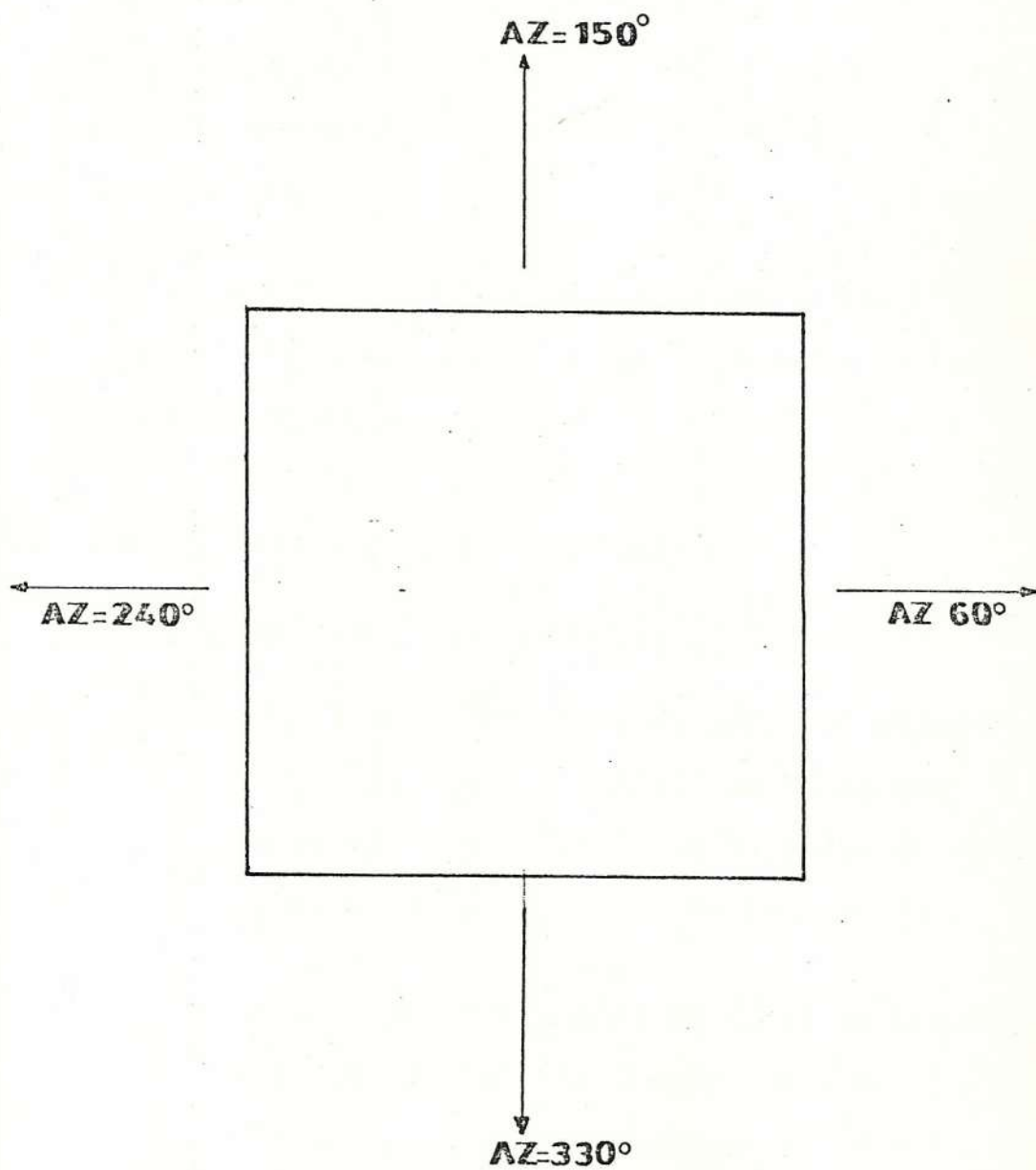
Como es sabido, Guayaquil posee un clima tropical cálido y húmedo, alcanzándose las mayores temperaturas de bulbo seco en horas de la tarde.

La Tabla A.1 muestra los valores de las temperaturas de bulbo seco y de bulbo húmedo según las diferentes horas del día, tomadas tradicionalmente para los cálculos de carga. Se observará que la temperatura más alta posible de encontrar corresponde a 92°F con una temperatura de bulbo húmedo de 80°F .

Por lo tanto se tomará como condiciones de diseño ex

Fig. 1.1

IMPLANTACION DEL EDIFICIO



terior los siguientes datos :

Temperatura de bulbo seco	: 92°F
Temperatura de bulbo húmedo	: 80°F
Humedad Relativa	: 60%
Presión Barométrica	: 14.7 psia
Rango diario	: 20°F

La Tabla A.2 muestra los porcentajes de rango diario tomados para cada hora del día utilizados en los cálculos de carga.

1.3 ESPECIFICACIONES ARQUITECTONICAS

1.3.1 USOS Y DISTRIBUCION GENERAL

Como ya se ha anotado, el edificio objeto de estudio se trata del edificio "Induauto" de Guayaquil. Se trata de un edificio de 21 pisos para uso principalmente de oficinas.

Tomando como referencia el nivel de Planta Baja (PPBB) al que llamaremos nivel 0.00, el edificio se encuentra distribuido de la siguiente forma :

Nivel + 0.00 : Se acondicionan tres locales comerciales.

Nivel + 16.08 :

Se acondicionan diez locales comerciales y hall.

Nivel + 29.85 a + 52.82

Estos tres pisos son usados para estacionamiento de automóviles y no se consideran para el acondicionamiento de aire.

Nivel + 64.3 a + 266.4 (Pisos 4 a 21)

Todos los pisos son usados para oficinas.

Como resumen tenemos los siguientes locales a acondicionarse :

Trece locales comerciales ubicados en los niveles 0.00 y 16.08.

Setenta y una oficinas en los niveles 64.3 a 266.4.

1.3.2 TECHO : DESCRIPCION FISICA Y MATERIAL

El techo está construido de concreto pesado con enlucido en ambos lados. Podemos enumerar las siguientes características :

Peso : 152.5 lb/p²

Denotaré k a la conductividad térmica, D a la

densidad del material, L a la longitud de la placa y R a la resistencia térmica.

De este modo, las características de cada ca
pa considerada son :

CAPA	k Btu/hr.p.F	D lb/p ³	L p	R hr.p ² .F/Btu
------	-------------------	--------------------------	----------	---------------------------------

Coeficiente
filmico extere
rior

0.333

Enlucido extere
rior (3/4")

0.42

100

0.0625

Concreto pe-
sado

1.00

140

1.00

Enlucido intere
rior (3/4")

0.42

100

0.0625

Coeficiente
fílmico in-
terior

0.685

$$U = 1/\Sigma R = 1/(0.333 + 0.0625/0.42 + 1/1 + 0.0625/0.42 + 0.685)$$

$$= 0.432 \text{ Btu/hr.p}^2\text{.F}$$

Para el caso de tumbados, se ha considerado planchas de las siguientes características :

CAPA	K	D	L	R
Resistencia fílmica inte rior (2 capas)				0.685
Acabado (2 capas)	0.42	100	0.0625	
Resistencia del espacio de aire				0.91

$$U = 1/\Sigma R = 0.388 \text{ Btu/hr.p}^2.\text{F}$$

1.3.3 PAREDES : DESCRIPCION FISICA Y MATERIAL

Para las paredes exteriores he considerado la drillo común de 4" con un peso de 60 lb/p² y las siguientes características :

CAPA	k	D	L	R
Resistencia fílmica interior				0.333
Enlucido exterior	0.40	116	0.0833	
Ladrillo común	0.42	120	0.333	
Enlucido interior	0.42	100	0.0625	
Resistencia fílmica interior				0.685

$$U = 1/\Sigma R = 0.46 \text{ Btu/hr.p}^2.\text{F}$$

Para las paredes interiores se ha considerado construcción de bloques de concreto ligero de 4" con enlucido de 3/4", con un peso de 25.17 lb/p², con las siguientes características :

CAPA	k	D	L	R
Resistencia fílmica interior (2 capas)				0.685
Enlucido interior 3/4" (2 capas)	0.42	100	0.0625	
Bloques de concreto ligero	0.28	38	0.333	

$$U = 1/\Sigma R = 0.35 \text{ Btu/hr.p}^2.\text{F}$$

1.3.4 VIDRIO : DESCRIPCION FISICA Y MATERIAL

El vidrio usado es vidrio gris de las siguientes características :

Espesor : 1/4"

Coeficiente U : 1.13 Btu/hr.p².F

Coeficiente de Sombreado (SC) : 0.78

Coeficiente fílmico exterior ho : 4.0 Btu/hr.p².F

Coeficiente fílmico interior hi : 1.46 Btu/hr.p².F

Fracción de flujo hacia adentro Ni : 0.2674 =
= hi/(hi+ho)

Para el cálculo de la transmisividad y absorptividad del vidrio, se usaron los siguientes coeficientes, los cuales corresponden al vidrio referencial de doble resistencia. Denotando a_j a los coeficientes de absorptividad y t_j a los coeficientes de transmisividad,

j	a_j	t_j
0	0.01154	-0.00885
1	0.77674	2.71235
2	-3.94657	-0.62062
3	8.57881	-7.07329
4	-8.38135	9.75995
5	3.01188	-3.89922

1.3.5 PISOS : DESCRIPCION FISICA Y MATERIAL

El piso está construido con losas de las mismas características que las anotadas para el techo, exceptuándose la resistencia fílmica interior :

Peso : 152.5 lb/p²

CAPA	k Btu/hr.p.F	D Lb/p ³	L p	R hr.p ² .F/Btu
Resistencia fílmica interior				0.685
Enlucido 3/4"	0.42	100	0.0625	
Concreto pesado 12"	1.0	140	1.0	
Enlucido 3/4"	0.42	100	0.0625	

$$U = 1/\Sigma R = 0.372 \text{ Btu/hr.p}^2.\text{F}$$

1.4 ESPECIFICACIONES TECNICAS Y EQUIPO DE CLIMATIZACION ACTUAL.

1.4.1 SISTEMA DE CLIMATIZACION

La selección de un sistema de aire acondicionado es un proceso más o menos complejo, en el cual hay que evaluar varios factores. Recordemos que el propósito principal de un sistema de aire acondicionado es el proporcionar confort a los ocupantes del espacio acondicionado o proporcionar un grupo específico de condiciones ambientales requeridas por un proceso para lograr los resultados deseados.

Por lo tanto, el primer criterio a considerarse cuando se selecciona un sistema de aire acondicionado es el confort deseado; esto es, el sistema debe lograr ciertas condiciones para alcanzar confort.

Confort podemos definirlo como todo un grupo de condiciones (externas en este caso) que hacen que una persona determinada sienta comodidad.

Entre los factores que generalmente tienen mayor efecto sobre el confort están :

- Limpieza del aire
- Olor
- Temperatura
- Control de temperatura
- Movimiento de aire
- Temperatura Radiante media
- Calidad de ventilación
- Humedad relativa
- Nivel de Ruido

Además del confort, otro factor importante a ser tomado en cuenta al evaluar un sistema de aire acondicionado son los requerimientos fun
cionales del edificio o espacio a ser climatii
zado. Dependiendo de la aplicación involucraa
da, el énfasis que se haga en el confort del espacio variará considerablemente.

Otro factor importante de evaluación consiste en los factores de aplicabilidad, los cuales involucran el modo en el cual el sistema encaa
ja en el proyecto global. Además, de consider
ación muy importante, están los factores econ
ómicos. Estos juegan un especial papel si tenemos algunos sistemas con capacidades paree
cidas y sus factores de aplicabilidad son comm

parables.

Por último, en años recientes se ha hecho énfasis en el performance energético que tenga el sistema.

Una vez completado todo este proceso de evaluación, puede el proyectista llegar a una solución que sea lo más cerca a lo óptimo, con los resultados deseados.

SISTEMAS UTILIZADOS EN EL EDIFICIO INDUAUTO

Como se ha anotado anteriormente, el edificio es usado principalmente para oficinas, siendo los pisos de Planta Baja y Mezzanine utilizados por almacenes.

La evaluación de los factores mencionados anteriormente ha llevado a la selección de dos tipos de sistemas :

- 1) Sistema de bombas de calor con suministro de agua (Electrohidrónico), el cual es usado en todos los pisos de oficinas excepto en los pisos 4 y 5, y en mezzanine, con las unidades terminales en modo de enfriamiento.
- 2) Sistema de expansión directa tipo partido,

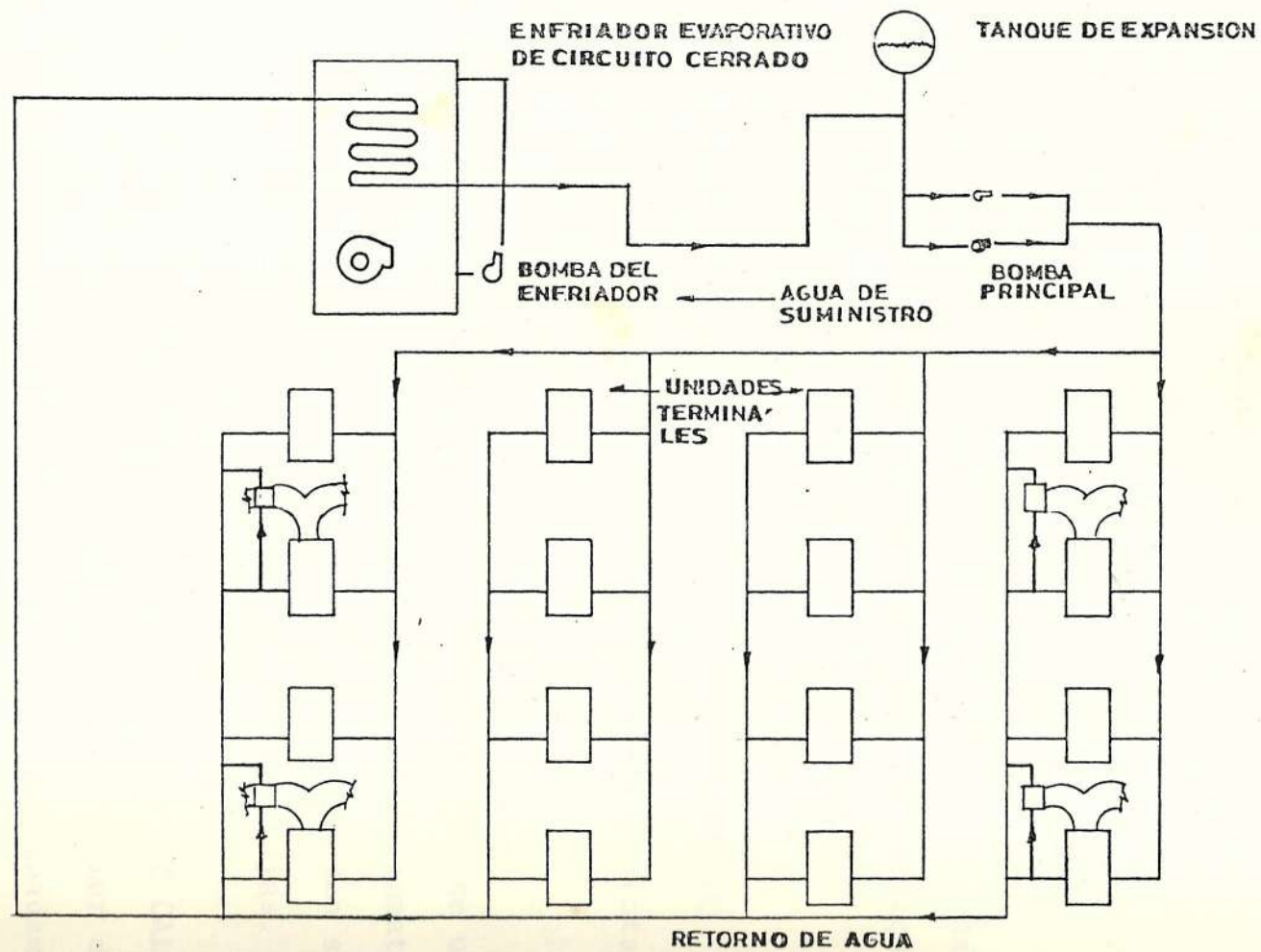
utilizado o sirviendo a los pisos Planta Baja, 4 y 5.

SISTEMA ELECTROHIDRONICO

Un esquema del funcionamiento del sistema electrohidrónico se muestra en la Fig. 1.2. Un análisis más detallado se hará en la sección 3.4. El sistema consiste en un grupo de bombas de calor en modo de enfriamiento (unidades terminales), conectados a un circuito cerrado de alimentación o circulación de agua.

La unidad terminal recibe el aire recirculado del espacio acondicionado, más aire externo si es necesario, el cual puede ser introducido al espacio acondicionado directamente o a través del equipo; lo hace pasar este aire a través de un serpentín de refrigerante donde el calor es rechazado al refrigerante, lográndose el efecto de enfriamiento. El refrigerante a su vez rechaza calor al agua de suministro, condensándose y volviendo a repetir el ciclo.

El agua que ha absorbido calor desde las unidades terminales va al circuito de retorno que recoge todos los retornos de las unidades;



ESQUEMA DE SISTEMA ELECTROHIDRONICO

Fig. 1.2

esta tubería va a un enfriador de agua, en nuestro caso, un enfriador evaporativo de circuito cerrado, donde se realiza la transferencia de calor entre el aire ambiental y el agua. El agua nuevamente "enfriada" es bombeada hacia las unidades terminales para repetir el ciclo.

Es claro observar que la unidad terminal en modo de enfriamiento actúa como un acondicionador de agua de circuito cerrado.

VENTAJAS DEL SISTEMA ELECTROHIDRONICO

Mencionaré a continuación algunas ventajas de este sistema :

- a) ZONIFICACION : Este sistema ofrece una capacidad de zonificación prácticamente ilimitada, ya que las unidades pueden seleccionarse con capacidades muy bajas.
- b) RECUPERACION Y ALMACENAMIENTO DE CALOR: En el ciclo de enfriamiento, el calor de rechazo de las unidades es aproximadamente igual al calor de absorción de dos unidades en ciclo de calefacción; por lo tanto, especialmente para climas en el hemisferio norte, si tenemos un edificio en el cual

en zonas distintas se necesita enfriamiento y calefacción, cada unidad en ciclo de enfriamiento calienta el circuito para dos unidades del mismo tamaño en ciclo de calefacción, calor que es distribuido por el circuito de agua, ahorrando así la adición de energía extra.

- c) INDEPENDENCIA DE LA CARGA : El consumo eléctrico de cada unidad terminal es atribuido a su usuario solamente.

Como limitación mencionaré que es necesario espacio suficiente para la ubicación del enfriador evaporativo, el sistema de bombeo, etc.

SISTEMA EXPANSION DIRECTA

El sistema de expansión directa es el más simple de los sistemas de aire acondicionado. Su funcionamiento se ajusta exactamente al del ciclo simple de refrigeración.

La evaporación del refrigerante se lleva en la unidad evaporadora interior, la cual se halla dentro del local climatizado, por medio de un intercambiador de calor aire-refrigerante.

te.

La compresión y condensación se realiza en otra unidad separada exterior, a través de otro intercambiador de calor aire-refrigerante, éste es expandido y regresa al evaporador.

1.4.2 EQUIPO DE CLIMATIZACION

En esta parte del capítulo describiré los equipos de climatización tal como están instalados actualmente en el edificio. El proceso de selección será analizado en el capítulo III para el rediseño de la carga.

Como ya hemos visto, existen dos sistemas de climatización en el edificio, de los cuales veremos cuales son sus principales equipos componentes.

En el sistema electrohídrico, los principales equipos de climatización son :

- Unidades terminales (bombas de calor en modo de enfriamiento).
- Enfriador evaporativo de circuito cerrado
- Bombas de circulación de agua

La Tabla A.3 muestra las principales características de las unidades terminales instaladas, con los principales datos de diseño.

La Tabla A.4 muestra las características del Enfriador Evaporativo.

La Tabla A.5 muestra las características de las bombas de circulación de agua.

Para el sistema de expansión directa, únicamente existen dos principales componentes :

- Unidades Evaporadoras (interiores)
- Unidades Condensadoras (exteriores)

La Tabla A.6 muestra las principales características de las unidades.

Estas capacidades serán recalculadas en el Capítulo III y el perfomance de las unidades actuales y de las rediseñadas será analizado en el Capítulo IV.

1.4.3 DISTRIBUCION DE AIRE

La distribución de aire se realiza mediante ductos de acero galvanizado aislados con planchas de poliuretano.

En lo que prácticas de construcción se refiere, los sistemas son clasificados por ASHRAE en tres categorías, cada una obedeciendo distintas prácticas, las cuales son :

- 1) Baja presión, con velocidades de hasta 2000 FPM y presiones estáticas de hasta 2 pulgadas columna de agua.
- 2) Media Presión, con velocidades mayores de 2000 FPM y presiones de hasta 6 pulgadas,
- 3) Alta Presión, con velocidades mayores de 2000 FPM y presiones de hasta 10 pulgadas.

Para el caso de acondicionamiento de aire del edificio en cuestión, el sistema de ductos se incluye dentro del grupo de baja presión, pues sus velocidades nunca superan los 2000 FPM ni las presiones estáticas las 2 pulgadas de agua.

Los métodos más comunes para diseño de sistemas de ductos son: el método de fricción constante, el método de reducción de velocidad, y el método de reganancia estática, y el método de velocidad constante.

En nuestro caso el sistema de ductos ha sido

diseñado mediante el método de fricción constante, el cual es el más usado por su sencillez de aplicación en casos de baja velocidad y poco recorrido.

Este método consiste en dimensionar el sistema de ductos para una pérdida por fricción constante por unidad lineal de ducto. Para esto si conocemos como es en la generalidad de los casos, el volumen de aire a transportar, asumimos una velocidad inicial en el ramal de salida y encontramos una pérdida por fricción en pulgadas de agua por cada 100 pies de ducto para el ramal inicial; esta pérdida por fricción la mantenemos constante para el resto de ramales, de los cuales es necesario conocer el volumen de aire que transportan. Una vez dimensionado el sistema conociendo los diámetros de los ramales, se pueden calcular las pérdidas totales para los ramales principales y secundarios, y pueden usarse deflectores de balanceamiento para el balanceo del sistema, o en su defecto, rediseñarse ciertas secciones para lograr este efecto.

Para encontrar los valores de parámetros tales como la velocidad, volumen o caudal de ai

re, diámetro de ductos, etc., existen cartas publicadas en donde se relacionan estos parámetros, teniendo por lo general como abscisas la pérdida por unidad de longitud y por ordenadas el caudal de aire a transportar.

Estas cartas están basadas en las relaciones de Darcey-Weisbach y Colebrook,

$$\Delta P_{fr} = F_d (12 L/D) P_v$$

donde:

ΔP_{fr} : pérdidas por fricción en términos de presión total, pulg. de agua.

F_d : factor de fricción (adimensional)

L : longitud de ducto, pies

D : diámetro de ducto, pies

P_v : presión de velocidad, pulgadas de agua.

En la zona de flujo laminar, F_d es sólo función del número de Reynolds, Re , por lo tanto

$$F_d : 64/Re$$

En la región de flujo turbulento, F_d depende de la rugosidad relativa de la pared del ducto, independientemente del número de Reynolds.

Existe una zona de transición en la cual el flujo puede ser laminar o turbulento. En esta zona, donde se encuentran la mayoría de ca sos de flujo de aire en aplicaciones de aire acondicionado, el factor F_d depende de la rugosidad relativa de la pared del ducto y del número de Reynolds, relación expresada en la ecuación de Colebrook :

$$\frac{1}{\sqrt{F_d}} = -2 \log \left[\frac{12 E}{3.7 D} + \frac{2.51}{Re \sqrt{F_d}} \right]$$

donde :

F_d : factor de fricción, adimensional

E : rugosidad del ducto, pies

D : diámetro del ducto, pulgadas

Re : número de Reynolds, adimensional

La solución de la ecuación de Colebrook requiere tácticas iterativas.

Las cartas a las que he hecho referencia se han preparado en base a esta ecuación, para aire standard fluyendo a través de ductos galvanizados redondos, con una rugosidad de 0.0005 pies.

Para nuestro caso, una buena velocidad ini-

cial en el ducto para baja presión es de 1200 FPM, lo cual lleva en la generalidad de los casos a una pérdida por fricción de alrededor de 0.1 pulgadas de agua por cada 100 pies de ducto.

La construcción de ductos en nuestro medio se ajusta generalmente a las prácticas de construcción americanas sugeridas por SMACNA, que es la entidad que regula la construcción de ductos en Estados Unidos.

RESUMEN DE INSTALACION

Si hacemos referencia a la Fig. 1.2, el esquema que sigue la instalación del equipo electrohídrico es el mismo, excepto que el agua se distribuye a 15 pisos de oficinas y a mezzanine. Esto se realiza a través de 5 ramales de distribución bajantes. Estos ramales son conectados a un colector principal de suministro y otro de retorno.

RESUMEN DE DATOS DE CARGA

Haciendo un resumen de los datos según los cuales han sido calculadas cargas y equipos actuales en el edificio, tenemos el siguiente cuadro :

TABLA I

DISEÑO PRE-STANDARD 90-75 : DATOS DE CARGA

DATO	OFICINAS	ALMACENES
Area de paredes exteriores, azimuth 240°, p ²	6283	2101
Area de vidrio, azimuth 240°, p ²	3786	-
Area de paredes exteriores, azimuth 330°, p ²	4580	651
Area de vidrio, azimuth 330°, p ²	3870	598
Area de paredes exteriores, azimuth 60°, p ²	8877	1168
Area de vidrio, azimuth 60°, p ²	7657	999
Area de paredes exteriores, azimuth 150°, p ²	4090	501
Area de vidrio, azimuth 150°, p ²	3870	-
Area Total Paredes Exteriores, p ²	23830	4421
Area Total vidrio, p ²	19183	1597
Area de paredes interiores, p ²	34674	4809
Area de piso, p ²	53304	11928

TABLA I (continuación)

DATOS	OFICINAS	ALMACENES
Coeficiente U de pared, Btu/hr.p ² .F	0.46	0.46
Coeficiente U de vidrio, Btu/hr.p ² .F	1.13	1.13
Coeficiente de sombreado	0.78	0.78
Iluminación, W/p	1.63	3.38
Densidad de personas, personas/p ²	0.01	0.02
Horario de ocupación, horas	8-17	8-19
Factor sensible personas, Btu/hr.persona	255	255
Factor latente personas, Btu/hr.persona	255	255
Ventilación, CFM/persona	20	12
Temperatura exterior de diseño, F	92	92
Temperatura de bulbo húmedo exterior de diseño, F	80	80
Temperatura interior de diseño, F	75	75
Humedad relativa interior de diseño, %	50	50

CAPITULO II

DESCRIPCION GENERAL Y ADECUACION DE LA NORMA DE CONSERVACION ENERGETICA A NUESTRO MEDIO.

2.1 INTRODUCCION

Es intención de esta tesis aplicar una norma de conservación energética ya existente y a un edificio en particular y demostrar cuantitativamente el ahorro de energía que se puede lograr.

La norma ASHRAE 90-75 fue aprobada para su publicación originalmente en 1975 con 11 secciones :

- 1) Propósito
- 2) Alcance
- 3) Definiciones
- 4) Envuelta exterior
- 5) Sistemas HVAC
- 6) Equipos HVAC
- 7) Calentamiento de agua
- 8) Sistemas de distribución eléctrica
- 9) Procedimiento para determinar presupuesto de iluminación.
- 10) Requerimientos energéticos para diseño de edificios basado en análisis de sistemas.
- 11) Requerimientos para edificios que utilizan energía no consumible.

Posteriormente se añadió una sección 12, "Determinación anual de impacto de combustible y energía", y todas las secciones revisadas se conocen como la norma ASHRAE 90A-1980.

Los propósitos originales de la norma 90-75 según constan son :

- 1) Proveer requerimientos de diseño que desemboquen en la mejor utilización de la energía en los edificios nuevos, y proveer medios para determinar el impacto anticipado de esa utilización de energía en la reducción de fuentes energéticas.
- 2) Dirigirse al diseño de envueltas de edificios con una adecuada resistencia térmica y mínima fuga de aire, y dirigirse además hacia el diseño y selección de sistemas y equipos mecánicos, eléctricos, de calentamiento de agua e iluminación; y hacia la selección prudente de fuentes de combustible y energía.
- 3) Se intenta que la norma sea flexible para que los diseñadores sean alentados a usar técnicas y estudios innovadores para lograr uso efectivo de energía.
- 4) Se intenta que la norma sea usada en el diseño de edificios nuevos, y que el cumplimiento de sus re

querimientos sea determinable en la etapa de pre-construcción mediante la evaluación y análisis de diseño.

- 5) No se intenta prevaiecer sobre normas más exigentes.

De igual manera, en su sección 2, la norma establece el alcance que tiene y que puede establecerse como sigue :

- 1) La norma establece requerimientos para el diseño de edificios nuevos para ocupación humana, abarcando sus envuelta exterior y la selección de sistemas y equipos de aire acondicionado, calefacción, ventilación, y calentamiento de agua, iluminación y distribución eléctrica, para el uso efectivo de energía.
- 2) La norma abarca edificios que proporcionan facilidades o albergue para servicio público, educacional, negocios, institucional y residencial, así como aquellas porciones de almacenes, fábricas e industrias que son usadas principalmente para ocupación humana.
- 3) La norma no abarca procedimientos para operación, mantenimiento y uso de edificios.

2.2 REQUERIMIENTOS DE LA ENVUELTA EXTERIOR DEL EDIFICIO

2.2.1 ALCANCE

Los criterios de la sección 4.0 de la norma establecen los requerimientos térmicos mínimos de la envuelta exterior de los edificios nuevos, en interés de conservación energética. Aunque no se intenta que estos requerimientos sean la optimización de prácticas de conservación de energía, sí constituyen una base de referencia.

Se establece que además de los requerimientos de la sección 4.0, el diseño de un edificio deberá tomar en cuenta la conservación de energía al determinar los siguientes parámetros :

- Orientación del edificio
- Relación de largo a ancho del mismo
- Número de pisos para un requerimiento dado de área de pisos.
- Masa térmica del edificio
- Color de la superficie exterior
- Sombras o reflexiones de estructuras adyacentes.
- Vegetación o superficies circundantes

- Oportunidades para ventilación natural
- Dirección y velocidad del viento

Los procedimientos de cálculo recomendados son aquellos determinados por ASHRAE en el Manual de Fundamentos, aunque se deja libertad para considerar otros datos de performance térmico obtenido de otras fuentes, siempre que se prueben resultados satisfactorios.

Dentro de esta parte y como parte del alcance de la norma se hace necesario definir algunos conceptos, tal como constan en la norma, en las secciones 4.2.2 a 4.2.6.

- 1) El área bruta de paredes exteriores medida en el exterior consiste en todas las áreas opacas de pared (incluyendo paredes de base, bordes periféricos de pisos, etc), todas las áreas de ventanas (incluyendo marcos) y áreas de puertas, que encierren a un espacio mecánicamente enfriado y/o calentado.
- 2) Un arreglo de techo debe considerarse como todos los componentes de la envuelta techo/tumbado a través de la cual el calor fluya, creando así una pérdida o ganancia de ca-

lor por transferencia del mismo, donde tal arreglo sea expuesto al aire exterior y en cierre a un espacio mecánicamente enfriado y/o calentado.

Para esto se define área bruta de un arreglo de techo como la superficie interior total de tal arreglo, incluyendo tragaluces expuestos al espacio mecánicamente enfriado y/o calentado.

Cuando se empleen plenums de retorno de tumbado, el arreglo techo/tumbado no debe incluir para propósitos de transferencia de calor, incluir el tumbado ni el plenum como parte del arreglo, y para propósitos de determinar el área bruta, deberá basarse en la cara interna de la superficie del plenum.

- 3) Todos los edificios que sean mecánicamente calentados y/o enfriados, deben construirse para cumplir el comportamiento térmico requerido de los varios componentes.

Con respecto a los parámetros que deberán ser tomados en cuenta al diseñar un edificio y que son mencionados más arriba, debo acotar que

dado que esta tesis hace estudio de un edificio ya existente, no tenemos control sobre la mayoría de aquellos, excepto sobre los relacionados con la masa térmica del edificio y el color de la superficie exterior.

Para el efecto, debemos recordar que las variables controlables de la carga de climatización son :

1) Fenestración, la cual incluye :

- Area de vidrio
- Tipo de vidrio
- Sistema de marco
- Sombreado exterior
- Sombreado interior

2) Sistemas de alumbrado y aparatos eléctricos

3) Sistemas y materiales para techado

4) Sistemas y materiales para paredes

5) Excesivas tasas de ventilación debidas a infiltración, sobrediseño de sistemas mecánicos, y códigos de ventilación anticuados.

Los efectos de los cambios en estas cinco variables, ya sea individualmente o en combinación, puede ser posible de calcular en este estudio a través de métodos computarizados.

2.2.2 CRITERIOS DE CLASIFICACION DEL EDIFICIO

El Standard 90-75 establece criterios para la clasificación del tipo de edificios, los cuales son divididos en dos grupos como se describe a continuación :

Edificios Tipo "A" : Esta clasificación a su vez divide a los edificios en dos clases :

Edificios Tipo "A-1" : Comprendiendo a viviendas independientes de una y dos familias.

Edificios Tipo "A-2" : Esta clasificación comprende a todos los demás edificios residenciales, de tres pisos o menos, incluyendo, pero no limitándose, a viviendas multifamiliares y hoteles y moteles.

Edificios Tipo "B" : Esta clasificación comprende a todos los demás edificios que no están incluidos en la definición de Tipo "A". Como podemos observar, el edificio Induauto objeto de estudio estaría comprendido dentro de la clasificación de tipo "B" por tratarse de un edificio de uso no residencial de más de tres pisos.

2.2.3 CRITERIOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Los criterios de transferencia de calor se dividen según el tipo de edificio y según si el edificio es mecánicamente calentado o enfriado; esto último, en el caso de edificios tipo "B".

Para efecto de establecer los criterios de transferencia de calor, es necesario definir primero algunos conceptos, como lo haré a continuación :

Transmitancia Térmica (U) : o coeficiente de transferencia de calor (aire a aire). Se define como la velocidad de flujo de calor por unidad de área y por unidad de diferencia de temperatura entre el lado "caliente" y el lado "frío" de las capas de aire, expresado en $\text{Btu/hr.p}^2.\text{F.}$

Transmitancia Térmica Global (U_o) : Esta es la transmisión global de calor (promedio) del área bruta de la envuelta exterior de un edificio expresada en $\text{Btu/hr.p}^2.\text{F.}$ Este valor se aplica al efecto combinado de la velocidad de flujo de calor a través de varias trayectorias paralelas, tales como ventanas, puertas, y áreas de construcción opaca, abarcando el á

rea bruta de uno o más componentes exteriores del edificio, tales como paredes, pisos o techo/tumbado.

Días-Grado de Calefacción : Este es un parámetro usado por ASHRAE, para estimar los requerimientos de energía de calefacción, y está basado en la suposición de que el consumo de combustible para un día cualquiera será proporcional a la diferencia entre la temperatura media de ese día y 65F. En otras palabras, para cualquier día habrá tantos días grados como grados Fahrenheit hay de diferencia entre la temperatura media de ese día y 65F.

Una vez definidos estos conceptos pasaré a definir el primer criterio.

EDIFICIOS TIPO "A" - CALEFACCION/ENFRIAMIENTO

a) PAREDES

El Standard establece que el valor de la transmitancia térmica global (U_o) no deberá exceder los valores de $0.31 \text{ Btu/hr.p}^2.\text{F}$ y $0.38 \text{ Btu/hr.p}^2.\text{F}$ para localidades como la nuestra.

Esta figura usa como coordenadas los días-grado de calefacción, tal como han sido de

finidos previamente. Para el caso de nuestra ciudad, el número de días-grado es obviamente cero, ya que en ningún caso, la temperatura media de algún día alcanza 65F.

Se establece la siguiente ecuación para determinar combinaciones aceptables para cumplir los requerimientos.

$$Uop = \{(Up \times Ap) + (Uf \times Af) + (Ud \times Ad)\} / Ao \quad (2.1)$$

donde:

Uop : transmitancia térmica global del área bruta de pared.

Ao : área bruta de paredes exteriores

Up : transmitancia térmica de todos los elementos del área opaca de pared.

Ap : área opaca de pared

Uf : transmitancia térmica del área de ventanas.

Af : área de ventanas

Ud : transmitancia térmica del área de puertas.

Ad : área de puertas

En localidades de menos de 500 días-grado, no existen requerimientos para Uo, si sólo se provee calefacción.

Si el edificio va a ser enfriado mecánicamente, los valores máximos de U_o deben ser:

Edificios tipo "A-1": $0.30 \text{ Btu/hr.p}^2.\text{F}$

Edificios tipo "A-2": $0.38 \text{ Btu/hr.p}^2.\text{F}$

b) TECHO/TUMBADO

El Standard establece que el valor U_o para el área bruta del arreglo techo/tumbado no debe exceder el valor de $0.05 \text{ Btu/hr.p}^2.\text{F}$. Sin embargo, se exceptúan los arreglos en los que la superficie interior acabada es esencialmente el lado inferior de la cubierta de techo, tales como del tumbado de madera de una catedral. Para estos casos, el valor de U_o no debe ser mayor de $0.08 \text{ Btu/hr.p}^2.\text{F}$.

Así mismo la ecuación usada para determinar combinaciones aceptables de U_o es :

$$U_o = \{(U_t \times A_t) + (U_{t1} \times A_{t1})\} / A_{ot} \quad (2.2)$$

donde:

U_o : transmitancia térmica global del área bruta del arreglo techo/tumbado.

A_{ot} : área bruta del arreglo techo/tumbado

U_t : transmitancia térmica de todos los elementos opacos del arreglo techo/tumbado.

A_t : área de los elementos opacos del arreglo

techo/tumbado.

At : área de los elementos opacos del arreglo
techo/tumbado.

Utl: transmitancia térmica de todos los elemen
tos de tragaluz.

Atl: área de tragaluz, incluyendo marco.

c) PISOS SOBRE ESPACIOS NO CALENTADOS

Para este caso, U_o no debe exceder el valor
de $0.05 \text{ Btu/hr.p}^2.\text{F.}$

d) PLENUMS

Cuando se usan espacios de túneles, pozos,
pasillos encerrados, como plenums de mando
o retorno de aire, las paredes del exterior
deben aislarse para proporcionar un valor
de resistencia térmica, excluyendo resis-
tencias fílmicas, de :

$$R = \Delta t / 15 \text{ (hr.p}^2.\text{F/Btu)}$$

Siendo Δt el diferencial de temperatura de
diseño entre el aire en el plenum y el ai-
re exterior en grados Fahrenheit.

EDIFICIOS TIPO "B" - CALEFACCION

Cuando nos encontramos con edificios tipo "B",
el Standard acepta que sus requerimientos pue-
den no resultar en el edificio más eficiente
energéticamente hablando, por lo tanto, se su

giere considerar procedimientos alternos de construcción de acuerdo a la sección 10 del mismo, cuando existan altas ganancias internas de calor y/o largas horas de operación.

Dado que el edificio en estudio no va a ser calentado ni tiene largas horas de operación, no se tomarán provisiones de la sección 10.

a) PAREDES

El valor de la transmitancia térmica global de paredes exteriores no debe exceder el valor de $0.50 \text{ Btu/hr.p}^2.\text{F}$ para edificios mecánicamente calentados. Así mismo, la ecuación 2.1 es usada para encontrar combinaciones aceptables de transmitancia térmica.

b) TECHO/TUMBADO

El valor de la transmitancia térmica U_o para arreglos techo/tumbado, para edificios mecánicamente calentados no deben ser mayores que $0.10 \text{ Btu/hr.p}^2.\text{F}$. La ecuación 2.2 es válida para determinar las combinaciones aceptables.

c) PISOS SOBRE ESPACIOS NO CALENTADOS

El valor U_o está determinado como $0.36 \text{ Btu/hr.p}^2.\text{F}$

EDIFICIOS TIPO "B" - ENFRIAMIENTO

a) PAREDES

Aquí debemos introducir el concepto de Valor Global de Transferencia Térmica (OTTV).

Esta se define como la máxima transferencia térmica permisible hacia el edificio a través de sus paredes o techo, debida a ganancias de calor solar y por diferencia de temperatura interior-exterior, expresado en Btu/hr.p².

El Standard establece que para cualquier edificio que sea mecánicamente enfriado, el valor de OTTV no debē ser mayor a los valores de la Fig. 2.1.

Para determinar el valor de OTTV y sus combinaciones aceptables, la ecuación pertinente es :

$$OTTV = \{ (U_p \times A_p \times T_{Deq}) + (A_f \times S_F \times S_C) + (U_f \times A_f \times \Delta T) \} / A_o \quad (2.3)$$

donde:

OTTV: valor global de transferencia de calor para paredes.

U_p : transmitancia térmica global de todos los elementos del área de pared opaca.

A_p : área de pared opaca

T_{Deq}: valor dado en la Fig. 2.2

Uf : transmitancia térmica del área de fenestración.

Af : área de fenestración

SC : coeficiente de sombra de la fenestración

ΔT : diferencia de temperatura entre las condiciones de diseño exterior e interior.

SF : factor solar cuyo valor está dado en la Fig. 2.3

Ao : área bruta de paredes exteriores, tal como se definió en la sección 2.2.1.

Cuando se usan uno o más tipos de fenestración o paredes, la ecuación debe ser expandida en sub-elementos.

b) TECHO/TUMBADO

El valor de transmitancia térmica U_o para techo/tumbado en edificios mecánicamente enfriados, no debe ser mayor que los hallados para el caso de calefacción. El valor global de transferencia térmica para techos OTTVt para el área bruta de techo/tumbado no debe ser mayor de 8.5 Btu/hr.p².

La ecuación utilizada para determinar las combinaciones aceptables de OTTVt es :

$$OTTVt = (U_{tx}A_{tx}T_{Deq} + 138xAt1XS_{Ct1} + U_{t1}xAt1x\Delta T_{t1})/A_{ot} \quad (2.4)$$

y debe ser menor o igual a 8.5 Btu/hr.p².

Fig. 2.1

VALOR GLOBAL DE TRANSFERENCIA TERMICA

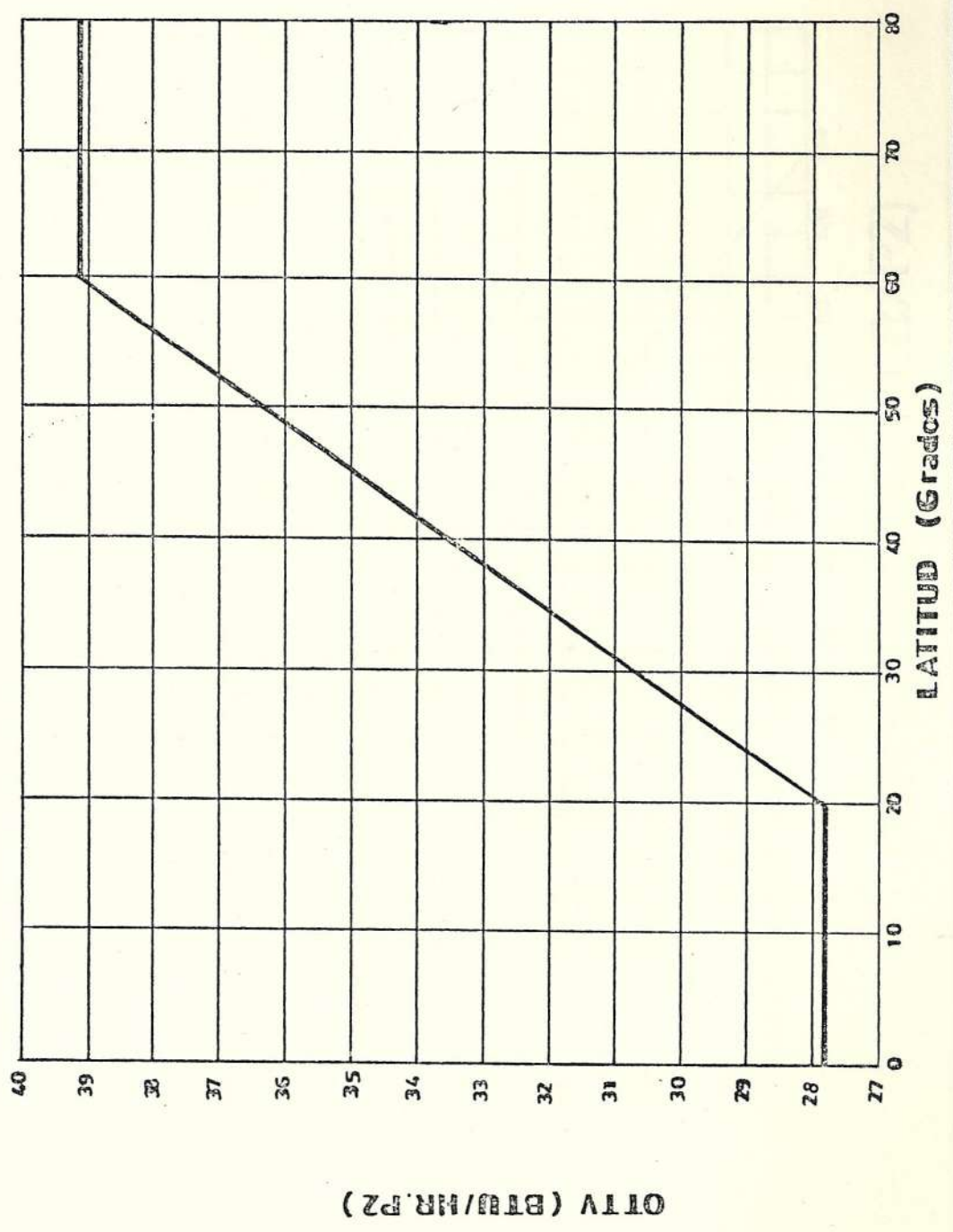


Fig. 2.2

DIFERENCIAL DE TEMPERATURA EQUIVALENTE

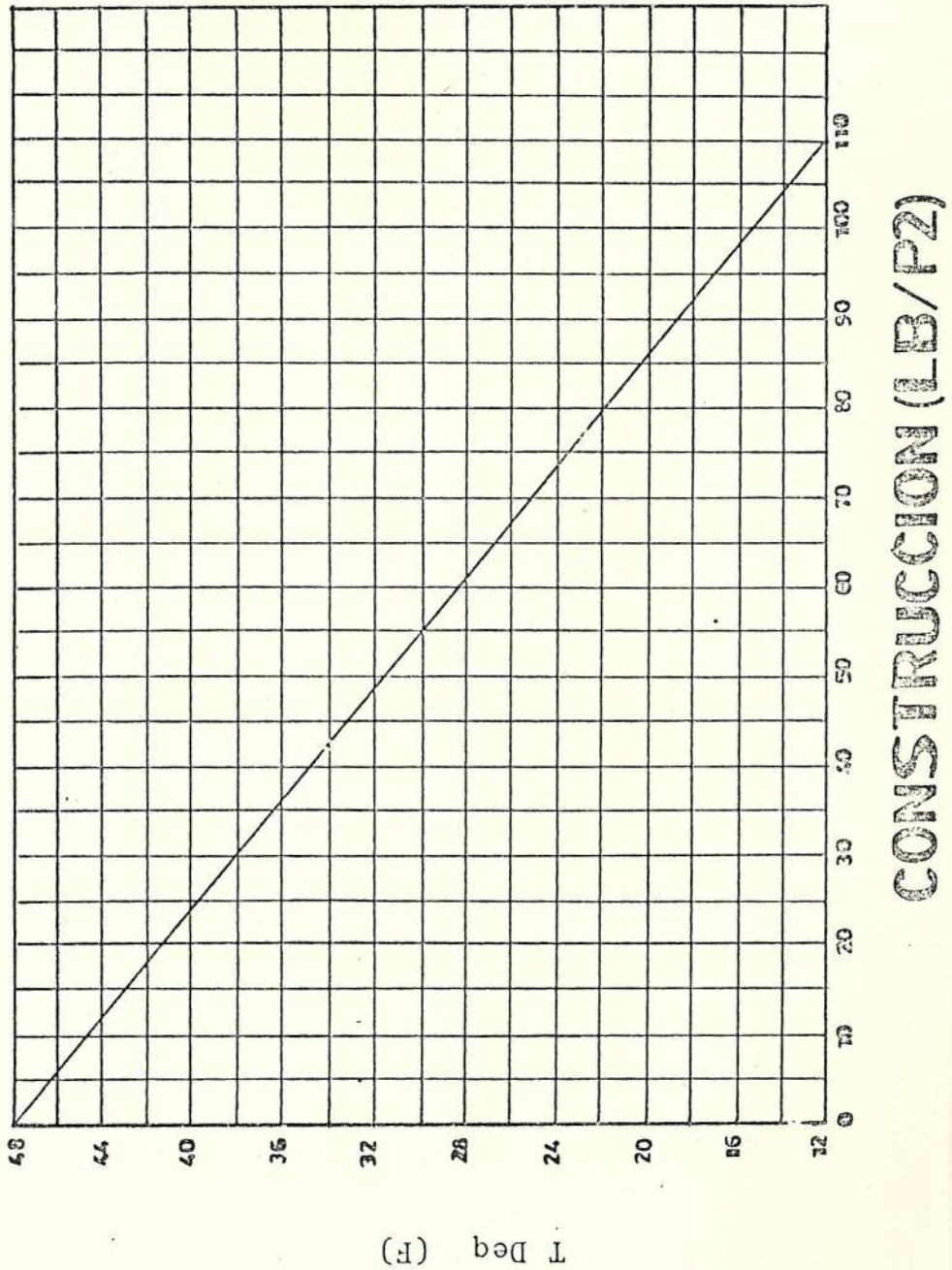
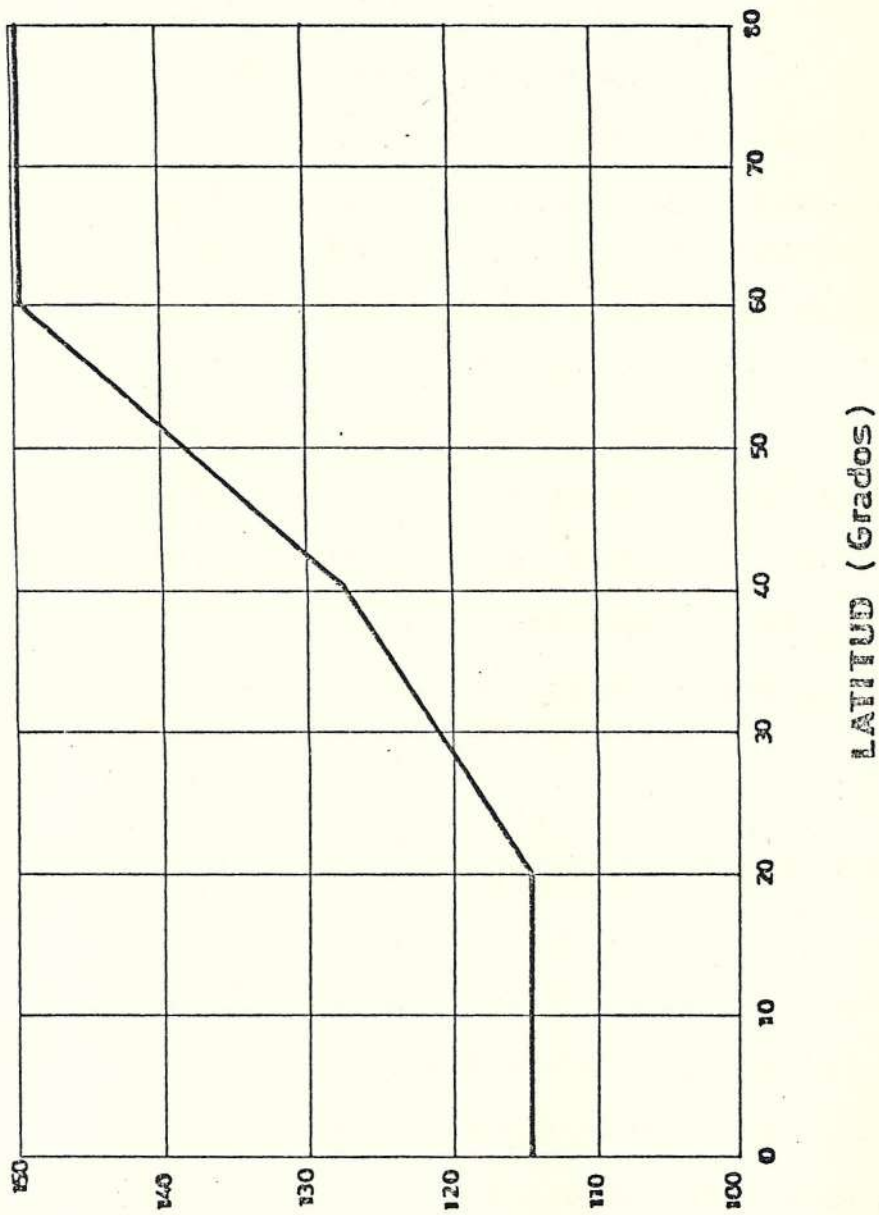


Fig. 2.3
FACTOR SOLAR

FACTOR SOLAR(BTU/HR.P2)



donde:

U_t : transmitancia térmica de todos los elementos del área opaca techo/tumbado.

A_t : área opaca de techo/tumbado

T_{Deq} : valor de temperatura dado en la Fig.

A_{t1} : área de tragaluces

, SC_{t1} : coeficiente de sombra del tragaluz

ΔT_{t1} : diferencia de temperatura entre condiciones de diseño exterior e interior.

A_{ot} : área bruta del arreglo techo/tumbado

c) PISOS EXPUESTOS

El Standard requiere que el valor U_o para pisos expuestos al aire exterior en edificios mecánicamente enfriados no debe exceder al valor hallado para el caso de calefacción.

INFILTRACION DE AIRE-EDIFICIOS TIPO "A" Y TIPO "B"

a) VENTANAS

La infiltración de aire en ventanas que separan un espacio acondicionado de las condiciones de ambiente exterior no debe ser mayor de 0.53 CFM por pie de hendidja de marco.

b) PUERTAS PIVOTANTES Y DESLIZANTES DE ENTRADA PARA USO RESIDENCIAL.

En este caso la tasa de infiltración no debe exceder 0.5 CFM por pie cuadrado de área

de puerta.

c) PUERTAS PIVOTANTES Y DESLIZANTES PARA USO
DISTINTO AL RESIDENCIAL

La tasa de infiltración de aire no debe ex-
ceder 11 CFM por pie de hendidja de puerta.

2.3 SISTEMAS HVAC

2.3.1 ALCANCE

Para efectos del Standard, esta sección abarca
lo siguiente :

- Determinación de las cargas de enfriamiento
y calefacción.
- Requerimientos de diseño
- Requerimientos de control
- Sistemas y construcción de ductos

Entendiéndose que se aplican estos requerimien-
tos para condiciones generales de confort en
edificios nuevos donde personas normalmente
vestidas desarrollan actividades sedentarias o
casi sedentarias.

El Standard establece en esta sección requeri-
mientos para los sistemas de calefacción, ven-
tilación y aire acondicionado (HVAC, por sus
siglas en inglés) para utilización efectiva de
la energía. Aquí se recomienda que el proceso
de selección del sistema HVAC incluya una eva-

luación anual del uso de energía.

2.3.2 NORMALIZACION DEL CALCULO DE CARGA DE ENFRIAMIENTO.

El Standard requiere que las cargas de enfriamiento sean determinadas de acuerdo a alguno de los procedimientos delineados en el Manual de Fundamentos de la ASHRAE.

Se ha usado en esta tesis, el procedimiento de cálculo de carga usando Coeficientes de Función de Transferencia y su metodología se explica en el capítulo respectivo de cálculo de carga.

Como parámetros de diseño, el Stándard recomienda usar la experiencia sobre el clima local para definir las condiciones exteriores de diseño. En nuestro caso, la experiencia ha demostrado que la máxima temperatura exterior promediada a esperarse en la ciudad de Guayaquil corresponde a 92F con una humedad relativa de 60%.

Para las condiciones interiores, en el caso de enfriamiento para confort humano, se recomienda una temperatura interior de diseño de 78F y la humedad relativa de diseño sea seleccionada dentro de los límites de confort tal como están definidos en el Standard ANSI-ASHRAE 55-74.

Para encuadrarnos dentro de estos límites, las condiciones de confort de verano según una temperatura de 78F, caerían a una humedad relativa interior de diseño de 50%, el cual será el valor que usaré para los cálculos.

2.3.3 CONTROLES

Los requerimientos del Stándard se refieren al control de los siguientes parámetros :

- a) CONTROL DE TEMPERATURA : Se exige en este caso que cada sistema esté provisto con por lo menos un termostato para la regulación de temperatura, y que cada termostato debe ser capaz de ajustarse entre 70F y 85F en el caso de enfriamiento sóloamente.
- b) CONTROL DE HUMEDAD : Este es válido si el sistema está equipado con medios de añadir humedad para mantener humedades relativas seleccionadas dentro de espacios o zonas climatizadas. En este caso, se deben proveer humidistatos. Este aparato debe ser capaz de ajustarse para prevenir que se use nueva energía para producir humedad relativa en el espacio sobre el 30%. Además cuando se use el humidistato en un sistema para controlar la remoción de humedad con el fin

de mantener humedades relativas seleccionadas en espacios o zonas, éste debe ser capaz de ajustarse para prevenir que se use nueva energía para producir una humedad relativa en el espacio debajo del 60%.

c) CONTROL DE TEMPERATURA POR ZONAS-EDIFICIOS:

En edificios se debe de proveer por lo menos un termostato para regulación de temperatura en :

- cada sistema separado
- cada zona separada

Como zona se define al espacio o grupo de espacios con requerimientos de calefacción o enfriamiento suficientemente similares de manera que las condiciones de confort puedan mantenerse a través de un solo dispositivo de control.

En nuestro caso, cada piso por lo menos, debe de tomarse como una zona separada.

d) AJUSTE Y APAGADO DE CONTROLES-EDIFICIOS

Se obliga a que cada sistema debe estar equipado con medios fácilmente accesibles de apagar o reducir el consumo de energía durante los períodos de no uso de los espacios o zonas servidas por un sistema.

2.3.4 VENTILACION MECANICA

Cada sistema de ventilación mecánica, de suministro o extracción, debe de proveerse con medios para apagar o reducir el volumen de ventilación o ambas acciones, cuando no se requiera ventilación. Cuando el sistema no esté operando, deben existir deflectores de gravedad que se cierren.

Los deflectores manuales se pueden usar en los siguientes casos :

- Para edificios residenciales uni o multifamiliares.
- Cuando la capacidad del ventilador sea menor a 5000 CFM y por último, no se requieren cuando el flujo de aire sea menor a los 100 CFM.

2.3.5 ENERGIA DE TRANSPORTE

Tenemos que definir un parámetro llamado Factor de Transporte de Aire (FTA), el cual para sistemas todo-aire, se define como:

$$FTA = \frac{\text{Remoción de calor sensible en el espacio}}{\text{Potencia de entrada de ventiladores de mando y retorno}}$$

cuyo valor no debe ser menor de 5.5.

El factor debe basarse en el flujo de aire de diseño para sistemas de volumen constante.

Cuando el sistema es de volumen variable, dicho factor debe basarse en las condiciones promedio de operación. En la definición del FTA, la remoción de calor sensible del espacio es definida como la máxima carga coincidente de enfriamiento sensible de diseño; la potencia de entrada de los ventiladores es la tasa de energía entregada a la máquina motriz de éstos.

En sistemas que no son todo-aire, la energía de transporte utilizada incluyendo potencias de ventiladores terminales, central y de bombas, no debe de ser mayor que el que requeriría un sistema todo-aire que proporcione la misma remoción de calor sensible y teniendo un FTA de no menos de 5.5.

2.3.6 AISLAMIENTO DE DUCTOS

En los sistemas de ductos, la resistencia térmica, excluyendo coeficientes fílmicos, debe de ser

$R = \Delta T / 15$, donde ΔT es diferencial de temperatura de diseño entre el aire en el ducto y la superficie del mismo, grados Fahrenheit.

El aislamiento de ductos no es requerido en los siguientes casos :

- El diferencial de temperatura es menor a 25F.

- Cuando los ductos de mando o retorno estén instalados en sótanos, bodegas o espacios no ventilados aislados en viviendas uno o multifamiliares.
- Cuando la ganancia o pérdida de calor por los ductos no incrementa los requerimientos energéticos del edificio.
- Dentro de equipo HVAC
- En ductos de extracción

2.3.7 CONSTRUCCION DE DUCTOS

Para el caso de ductos de baja presión, como es el nuestro, el Stándard se limita a referir que su construcción debe cumplir con las regulaciones de la Asociación Nacional de Contratistas de Ductos y Aire Acondicionado (SMACNA), americana.

Esta regulación será tratada en el Capítulo III cuando analicemos la distribución de aire.

2.3.8 BALANCEAMIENTO

Se requieren que se provean medios para balancear los sistemas de aire y agua, tales como dampers, conexiones para mediciones de temperatura y presión y válvulas de balanceamiento.

2.4 EQUIPOS HVAC

2.4.1 ALCANCE

Esta sección del Stándard trata del performance del equipo y componentes, así como la documentación de los fabricantes de los mismos, de acuerdo al criterio de la utilización efectiva de la energía establecida en el Stándard.

Para este fin se definen los sistemas HVAC como de tres tipos básicos :

a) EQUIPO CENTRAL DE DISTRIBUCION DE AIRE

En este tipo, equipo HVAC o una combinación de componentes de sistemas ensamblados en campo, reciben aire recirculando del lugar cuarto, más aire externo si se requiere , desde un sistema de ductos centrales, desarrollan las funciones requeridas de calefacción, ventilación o acondicionamiento de aire, y conducen el aire acondicionado al sistema central de ductos, para entrega final a los espacios acondicionados del edificio.

b) SISTEMA CENTRAL DE DISTRIBUCION DE AGUA

En este tipo, un paquete de enfriamiento del tipo de refrigeración por absorción o por compresión (centrífuga o reciprocante),

proporciona agua a un sistema de tubería central; una caldera (eléctrica o de combustible fósil) o un intercambiador de calor central provee agua caliente al sistema central de tubería, y este sistema de tubería proporciona agua caliente o fría según las necesidades, a unidades terminales agua-aire que sirven a las áreas acondicionadas.

c) SISTEMAS DE UNIDADES MULTIPLES

En este tipo, una cantidad de unidades de equipo HVAC, cada una recibiendo suministro de energía eléctrica o fósil, desarrolla las funciones de calentar o enfriar aire para su distribución a la zona o espacio acondicionado del edificio.

2.4.2 COMPONENTES DE SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO OPERADOS ELECTRICAMENTE.

Tal como se define en el Stándard, un equipo componentes de sistema HVAC proporciona, en uno o más paquetes ensamblados en fábrica, medios para circular, limpiar o enfriar aire con temperatura controlada y deshumidificación; y opcionalmente, ya sea solo o en combinación con una planta de calefacción, las funciones de calentar y humidificar. La función de enfriamiento puede ser por electricidad o por ca

lor.

Antes de continuar debemos establecer la definición de dos conceptos básicos importantes como son :

RAZON DE EFICIENCIA ENERGETICA (EER): Esta es la razón o tasa de la capacidad neta de enfriamiento del equipo en Btu/hr a la tasa total de suministro de energía eléctrica en watts bajo las condiciones de operación de diseño.

COEFICIENTE DE PERFORMANCE PARA ENFRIAMIENTO (COP): Este es la razón de remoción neta de calor para la tasa total de suministro de energía al acondicionador de aire, expresado en unidades consistentes y bajo condiciones designadas.

Los equipos de enfriamiento operados eléctricamente tales como equipos de enfriamiento unitario (enfriamiento por aire, agua, o evaporativo), bombas de calor en modo de enfriamiento, acondicionadores de aire en paquete, acondicionadores de aire de ventana, deben de cumplir o tener un EER ó COP no menor que los de la Tabla A.7 bajos las condiciones dictadas en la Tabla A.8.

2.4.3 COMPONENTES DE EQUIPOS DE ENFRIAMIENTO OPERADOS ELECTRICAMENTE.

Los requerimientos de EER y/o COP para esta clase de equipos se encuentran establecidos en las Tablas A.9 y A.10.

RESUMEN

En este punto tomaré en cuenta los requisitos aplicables del Stándard para realizar un rediseño del edificio. Notemos que las figuras a que se hace referencia en párrafos anteriores, no poseen valores de latitud correspondientes exactamente a la latitud de -2.19 grados. Tomaré la latitud de 0 grados como suficientemente aproximada para efectos de cálculo.

El número de días-grado en Guayaquil es cero, y éste será el valor que usaré.

Resumiré tomando de las figuras y párrafos correspondientes, los criterios de transferencia de calor que debe cumplir el edificio :

$$OTTV \text{ paredes} = 27.8 \text{ Btu/hr.p}^2$$

$$U_o \text{ techo} = 0.1 \text{ Btu/hr.p}^2.F$$

$$OTTV \text{ techo} = 8.5 \text{ Btu/hr.p}^2$$

$$U_o \text{ pisos expuestos} = 0.38 \text{ Btu/hr.p}^2.F$$

Recordemos que el techo no encierra a locales acondicionados y no será necesario modificarlo.

Concentrándonos en el valor de OTTV para paredes usando la ecuación 2.3 y los datos del Capítulo I el valor actual de OTTV es de

$$\text{OTTV actual paredes} = 46.94 \text{ Btu/hr.p}$$

Este valor está muy por encima del valor máximo permitido por el Stándard. Observando la ecuación 2.3 notaremos que no se posee control de diseño sobre los parámetros TDeq y SF. El Stándard deja libertad para jugar con cualquiera de los otros parámetros para acercarse al valor de OTTV.

Para el efecto mostraré en esta tesis el efecto que tiene sobre el consumo energético la variación de los parámetros de diseño arquitectónico y de carga según el Stándard. Haré una redistribución de las áreas de pared y ventanas y un cambio del material de vidrio. Esta redistribución la haré proporcional a las áreas de cada fachada en oficinas, y mantendré constantes las áreas de almacenes. Esta redistribución, junto con el resto de datos de diseño standarizados se presentan en la siguiente tabla; en el Capítulo III se explicarán las respectivas asunciones hechas para el cambio de datos de diseño con respecto a los originales.

Haciendo un resumen de los datos según los cuales se calcularán la carga nuevamente y se reseleccionarán los equipos en el edificio, tenemos la siguiente tabla :

DISEÑO STANDARD 90-75 : DATOS DE CARGA

DATO	OFICINAS	ALMACENES
Area de paredes exteriores, azimuth 240° , p^2	8690	2101
Area de vidrio, azimuth 240° , p^2	1379	-
Area de paredes exteriores, azimuth 330° , p^2	6335	651
Area de vidrio, azimuth 330° , p^2	2115	598
Area de paredes exteriores, azimuth 60° , p^2	12278	1168
Area de vidrio, azimuth 60° , p^2	4256	999
Area de paredes exteriores, azimuth 150° , p^2	5657	501
Area de vidrio, azimuth 150° , p^2	2303	-
Area total de paredes exteriores, p^2	32960	4421
Area total de vidrio, p^2	10053	1597
Area de paredes interiores, p^2	34674	4809
Area de piso, p^2	53304	11928
Coefficiente U de pared, Btu/hr. p^2 .F	0.46	0.45
Coefficiente U de vidrio, Btu/hr. p^2 .F	1.13	1.13

TABLA II (continuación)

DATO	OFICINAS	ALMACENES
Coeficiente de sombreado	0.66	0.66
Iluminación, W/p^2	1.14	2.26
Densidad de personas, personas/ p^2	0.01	0.02
Horario de ocupación, horas	8-17	8-19
Factor sensible personas, Btu/hr.persona	255	255
Factor latente personas, Btu/hr.persona	255	255
Ventilación, CFM/persona	15	7
Temperatura exterior de diseño, F	92	92
Temperatura de bulbo húmedo exterior de diseño, F	80	80
Temperatura interior de diseño, F	78	78
Humedad relativa interior de diseño, %	50	60

Todos estos parámetros serán analizados en el capítulo siguiente para demostrar como fueron conseguidos.

CAPITULO III

REDISEÑO COMPUTARIZADO DE LA CLIMATIZACION DEL EDIFICIO

3.1 BALANCE ENERGETICO

3.1.1 INTRODUCCION : METODO DE CALCULO DE CARGA

Realizar un cálculo de carga de aire acondicionado involucra hacer el estudio de numerosas variables que están estrechamente relacionadas entre sí y que son frecuentemente difíciles de predecir en una forma precisa, pues muchos componentes de la carga de enfriamiento varían en un amplio rango dentro de ciclos de 24 horas , siendo por lo tanto necesario un análisis para conocer la máxima carga para una zona o edificio.

Para el efecto, es preciso primeramente diferenciar cuatro tasas de flujo de calor, distintas pero relacionadas entre sí, las cuales son parte intrínseca del análisis del proceso de transferencia de calor para un edificio; estas son:

- 1) Ganancia de calor al espacio o lugar
- 2) Carga de Enfriamiento del espacio
- 3) Razón de extracción de calor del espacio
- 4) Carga del serpentín de enfriamiento

Definiré a continuación estos cuatro procesos :

GANANCIA DE CALOR AL ESPACIO, o razón instantánea de ganancia de calor, es la razón a la que el calor entra y/o se genera dentro del lugar en un instante dado. Esta ganancia se clasifica en base a dos criterios: la manera en que entra al espacio; y si es sensible o latente.

La primera clasificación es necesaria para poder calcular los diferentes modos de transferencia de energía, los cuales ocurren por :

- Radiación solar a través de superficies transparentes.
- Conducción de calor a través de paredes exteriores y techos.
- Conducción de calor a través de paredes interiores, tumbados y pisos.
- Calor generado dentro del espacio por ocupantes, luces y equipos.
- Transferencia de energía debido a ventilación e infiltración de aire externo, y
- Ganancias de calor varias.

La clasificación es sensible y latente se hace necesaria para la adecuada selección del equipo. Una ganancia de calor es sensible cuando existe una adición directa de calor al espacio acondicionado mediante cualquiera de las tres formas

de transferencia de calor, como son : conducción, convección y radiación.

Una ganancia de calor es latente cuando se añade humedad al espacio. El equipo debe condensar vapor de agua del espacio a la misma velocidad con que éste es introducido para mantener una relación constante de humedad dentro del espacio. Por este motivo, la ganancia de calor latente iguala esencialmente al producto de la razón de condensación por el calor latente de condensación.

LA CARGA DE ENFRIAMIENTO DEL ESPACIO, es la razón a la cual debe removerse calor del espacio para mantener la temperatura de éste a un valor constante predeterminado. Es importante observar que la suma de todas las ganancias de calor instantáneas del cuarto en cierto instante dado no necesariamente igualan la carga de enfriamiento del espacio en ese mismo instante.

Esto se debe a lo que se conoce como "efecto de almacenamiento" de calor en el espacio. Ocurre que la ganancia de calor por radiación al cuarto es parcialmente absorbida primero por las superficies que encierran o rodean a éste, y por el material que hay en él. A medida que estas

superficies se vuelven más calientes que el aire, algo de este calor absorbido será transferido al cuarto por convección. Por lo tanto la capacidad de almacenamiento del cuarto gobierna la relación entre la porción radiante de ganancia de calor y la parte correspondiente de carga de enfriamiento.

RAZON DE EXTRACCION DE CALOR DEL ESPACIO, es la razón a la cual el calor es removido del espacio, e iguala a la carga de enfriamiento sólo cuando la temperatura del cuarto se mantiene constante. Generalmente, el sistema de control de temperatura causará un desfase de la temperatura del cuarto.

CARGA DEL SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO, es la razón a la cual se remueve energía en el serpentín de enfriamiento que sirve a uno o más espacios acondicionados en cualquier sistema de acondicionamiento de aire. Es igual a la suma instantánea de la carga de enfriamiento de espacio más cualquier carga adicional impuesta sobre el sistema, tales como ganancias de calor en el sistema de distribución de aire, o por aire caliente y húmedo introducido al sistema de distribución a través del equipo de enfriamiento.

En esta tesis se procederá a analizar todas las posibles fuentes de calor en el edificio, y a calcular luego las ganancias de calor y las cargas de enfriamiento con el método que se describibe más abajo.

METODOS DE CALCULO DE CARGA DE ENFRIAMIENTO

Hasta el presente, la Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado, presenta dos métodos de cálculo de carga de enfriamiento :

- 1) Diferencial de Temperatura Equivalente
- 2) Funciones de Transferencia

El método de Diferencial de Temperatura Equivalente consiste en transformar la razón total de ganancia de calor al cuarto en carga de enfriamiento mediante el uso de los llamados Factores de Balance o Peso.

El método de Funciones de Transferencia, aunque similar en principio al primero, utiliza Factores de Balance completamente diferentes, llamados Coeficientes de Funciones de Transferencia del Cuarto.

En esta parte, es importante conocer primero , el procedimiento "exacto" de cálculo de carga de enfriamiento para saber como son obtenidos

los Coeficientes de Transferencia.

El laborioso proceso de cálculo de carga de enfriamiento requiere encontrar soluciones a las ecuaciones de balance de energía que involucran el aire del espacio, las paredes que lo rodean, ventanas, aire externo, y fuentes internas de calor.

Si consideramos un cuarto ficticio limitado por cuatro paredes, tumbado, piso, con fuentes de energía interna e introducción de aire exterior el intercambio de energía en cada superficie en un instante dado está gobernado por seis ecuaciones que son :

$$q_{i,t} = [h_{ci}(t_{a,t} - t_{i,t}) + \sum_{j=1}^m g_{ij} (t_{j,t} - t_{i,t})] \times A_i$$

$$+ RS_{i,t} + RL_{i,t} + RE_{i,t} \quad \text{para } i = 1 \text{ a } 6$$

donde:

m : número de superficies en el cuarto

$q_{i,t}$: razón de calor introducido a la superficie i al tiempo t .

A_i : área de la superficie i

h_{ci} : coeficiente de transferencia de calor por convección a la superficie i .

g_{ij} : factor de transferencia de calor por radiación entre las superficies interiores i, j

$t_{a,t}$: temperatura del aire interior al tiempo t

$t_{i,t}$: temperatura promedio de la superficie i al tiempo t .

$t_{j,t}$: temperatura promedio de la superficie j al tiempo t .

$RS_{i,t}$: razón de energía solar que entra a través de las ventanas y absorbida por la superficie i al tiempo t .

$RL_{i,t}$: razón de calor irradiado por luces y absorbida por la superficie i al tiempo t .

$RE_{i,t}$: razón de calor irradiado desde el equipo y ocupantes y absorbido por la superficie i al tiempo t .

Este grupo de seis ecuaciones debe resolverse simultáneamente con las ecuaciones que gobiernan la conducción de calor en las seis fronteras del cuarto, ya que los intercambios de energía que ocurren dentro del cuarto afectan las condiciones de las superficies interiores.

Entonces, la carga de enfriamiento $Q_{l,t}$ al tiempo de interés t , viene dada por :

$$Q_{l,t} = h_{ci}(t_{i,t} - t_{a,t}) A_i + dCV_{l,t}(t_{o,t} - t_{a,t}) \\ + dCV_{v,t}(t_{v,t} - t_{a,t}) + RS_{a,t} + RL_{a,t} + RE_{a,t}$$

donde:

d : densidad del aire

C : calor específico del aire

$V_{l,t}$: flujo volumétrico del aire infiltrado al cuar-

to en el tiempo t .

$t_{o,t}$: temperatura del aire exterior en el tiempo t

$V_{v,t}$: flujo volumétrico de aire de ventilación al tiempo t .

$t_{v,t}$: temperatura del aire de ventilación al tiempo t

$RS_{a,t}$: razón de calor solar que llega a través de las ventanas e introducido al cuarto por convección, al tiempo t .

$RI_{a,t}$: razón de calor de luces introducido al cuarto por convección, al tiempo t .

$RE_{a,t}$: razón de calor de equipos y ocupantes introducido al cuarto por convección, al tiempo t .

Esta técnica de solución exacta es extremadamente rigurosa, además de consumir demasiado tiempo, aún a las velocidades empleadas por las computadoras actuales.

Debido a esto, ASHRAE ha aceptado una simplificación al procedimiento de cálculo. Dicha simplificación usa los llamados Factores de Respuesta térmica del Cuarto, concepto introducido por G.P. Mitalas. En este procedimiento, se calcularon primero las temperaturas de la superficie del cuarto y la carga de enfriamiento del cuarto mediante el procedimiento riguroso mencionado arriba, para tipos de construcción ligera, mediana y pesada.

Las ganancias de calor fueron simuladas matemáticamente mediante pulsos de fuerza unitaria . Las funciones de transferencia se calcularon entonces como constantes numéricas que representan la carga de enfriamiento correspondiente a los pulsos de excitación unitaria.

Una vez determinados estos coeficientes para algunos tipos de construcción, se asumieron independientes de los pulsos de entrada.

El cálculo de carga se reduce entonces a la multiplicación de estas funciones de transferencia por una representación en series de las ganancias de calor, y la suma posterior de estos productos, operación que ahora es posible realizarla en una computadora pequeña.

El concepto de funciones de transferencia puede ser aplicado al cálculo de las ganancias de calor también, y este método será el que desarrollaré en esta tesis cuando sea aplicable.

SELECCION DEL METODO DE CALCULO DE CARGA DE ENFRIAMIENTO.

He escogido el método de cálculo de carga mediante funciones de transferencia debido principalmente a las siguientes causas :

- La necesidad de la simulación de carga de enfriamiento de la manera más precisa posible , con el fin de poder establecer una comparación real y confiable entre los consumos energéticos que son objeto de análisis en esta tesis. El método de funciones de transferencia es hasta la fecha el método más preciso de cálculo, que no ha sido posible aplicarlo antes por la laboriosidad del cálculo, que sería imposible realizarlo manualmente. Ahora es factible gracias al uso generalizado de computadoras.
- Este método no ha sido desarrollado para nuestro medio, por lo que espero que esta tesis sirva para introducirlo, para lo cual he elaborado los respectivos programas computacionales para elaborar tablas con los resultados obtenidos. Estas tablas presentan la carga de enfriamiento para diversos componentes en una base hora por hora para las 24 horas del día.
- Con respecto al método de Diferencial de Temperatura Equivalente, el método de funciones de transferencia presenta algunas ventajas, como son :
 - Las cargas de enfriamiento en el método de

funciones de transferencia son calculadas cada hora en ciclos de 24 horas, mientras que en el método de Temperatura Equivalente sólo se determinan cargas pico.

- La aproximación por funciones de transferencia se usa para calcular componentes de ganancias de calor, y no para calcular diferenciales de temperatura.
- El método toma en cuenta el efecto de almacenamiento de calor del cuarto y no promedia simplemente estos valores.
- El método permite la determinación de la temperatura del aire en el cuarto y la razón de extracción de calor para una determinada unidad de aire acondicionado y ajuste de termostato.

La Fig. 3.1 presenta una explicación gráfica a la diferencia entre estos dos métodos.

PROCEDIMIENTO DE CALCULO DE CARGA USANDO LAS FUNCIONES DE TRANSFERENCIA

En el método de funciones de transferencia, es menester primero expresar la ganancia de calor instantánea para un componente dado, hora por hora en ciclos de 24 horas. Esto puede hacerse

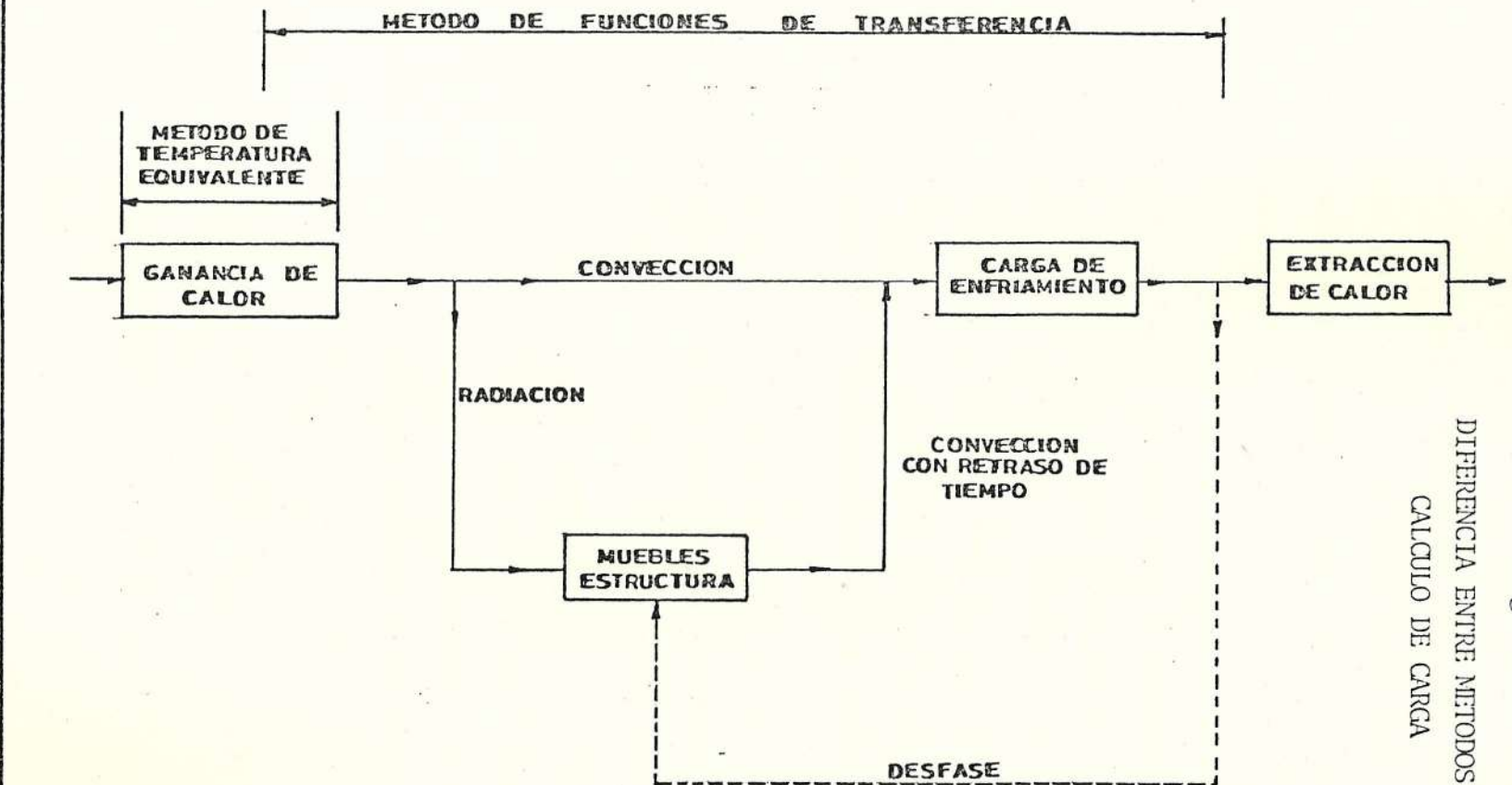


Fig. 3.1
DIFERENCIA ENTRE METODOS DE
CALCULO DE CARGA

empleando el mismo principio de las funciones de transferencia en ciertos casos, o mediante el método tradicional del cálculo; el procedimiento para este paso será analizado para cada componente de ganancia de calor en su sección respectiva.

Seguidamente se relaciona la ganancia de calor por cada componente con su respectiva carga de enfriamiento mediante el uso de las funciones de transferencia, las cuales dependen de la naturaleza de la ganancia de calor y las características de almacenamiento del cuarto o espacio.

Para esto, si la ganancia de calor q se expresa en la forma de series matemáticas en el tiempo, esto es, valores de ganancias de calor en puntos igualmente espaciados en el tiempo, la correspondiente carga de enfriamiento Q puede ser relacionada al valor presente de q y a los valores precedentes de q i Q mediante la ecuación :

$$Q_t = (V_0 q_t + V_1 q_{t-\Delta} + V_2 q_{t-2\Delta} + \dots) - W_1 Q_{t-\Delta} - W_2 Q_{t-2\Delta} - W_3 Q_{t-3\Delta} - \dots \quad (3.1)$$

donde:

Δ : intervalo de tiempo, generalmente una hora.

Los términos $V_0, V_1, V_2, \dots, W_1, W_2, \dots$, son los coeficientes de función de transferencia que relacionan la transformación de las partes correspondientes de carga de enfriamiento y ganancia de calor. Los coeficientes de transferencia dependen de :

- 1) el tamaño del intervalo de tiempo
- 2) la naturaleza de la ganancia de calor
- 3) la capacidad de almacenamiento del cuarto

Las Tablas A.11 y A.12 muestran los valores de los coeficientes de transferencia mostrados por ASHRAE para el cálculo de carga de enfriamiento. Seleccionados estos valores, aplicamos la ecuación 3.1 para los cálculos.

Para empezar el cálculo, como no se conocen valores precedentes de la carga de enfriamiento, éstos se asumen cero. Los valores precedentes de las ganancias de calor son tomados del ciclo de 24 horas. Los cálculos continúan iterativamente en ciclos de 24 horas hasta generalmente un tiempo $t=96$. Hacia este tiempo, el efecto de haber asumido cero la carga de enfriamiento inicial ha desaparecido, y el último ciclo de

24 horas ($t=73$ a $t=96$) se toma como la carga de enfriamiento, hora por hora, para ese componente.

3.1.2 VARIABLES IMPLICADAS

Para realizar el cálculo de carga de un espacio es necesario reunir la siguiente información:

- 1) Características físicas del edificio tales como :
 - Materiales de construcción
 - Color de las superficies
 - Formas y tamaños
 - Orientaciones
- 2) Condiciones climáticas
- 3) Condiciones interiores de diseño, tales como:
 - Temperatura de bulbo seco
 - Humedad relativa
 - Tasas de ventilación
- 4) Horarios de ocupación, iluminación, equipo y procesos que contribuyan a la carga.
- 5) Selección del día y hora de diseño

La información requerida por los puntos (1) a (4) fue descrita en el capítulo anterior, y está basada en los cambios determinados por el

Stándard 90-75.

El día y hora y de diseño está dictado por el instante en que la carga de enfriamiento debido principalmente a las ganancias de calor por paredes exteriores y ventanas por las cuatro fachadas (en nuestro caso) simultáneamente sea máxima.

Para esto, se calculará la carga hora a hora , mes por mes, en ciclos de 24 horas, a través de las 4 fachadas, sumándose estas cargas hora por hora instantáneas.

Esto nos dará una hora y una fecha del año en que la carga de enfriamiento por la envuelta exterior del edificio es máxima. Para esto he elaborado programas de computadora en lenguaje BASIC; los resultados son presentados mes a mes para la carga máxima en condiciones de diseño.

Ahora nos toca conocer las diversas componentes de ganancia de calor que serán analizadas :

Estas se clasifican en :

1) CARGAS EXTERNAS :

- Techo
 - Paredes
 - Fenestración
- conducción
solar

- Particiones, tumbados, pisos
- Ventilación e infiltración $\begin{cases} \text{sensible} \\ \text{latente} \end{cases}$

2) CARGAS INTERNAS

- Luces
- Personas $\begin{cases} \text{sensible} \\ \text{latente} \end{cases}$
- Equipos $\begin{cases} \text{sensible} \\ \text{latente} \end{cases}$

Cada una de las cargas será analizada en la sec
ción respectiva.

Como se habrá visto en el resumen de datos de carga al final del capítulo II, para el cálculo he seccionado el edificio en dos zonas térmicas: oficinas y almacenes, ya que cada zona tiene distintas características de ocupación, ilumina
ción, ventilación, etc. que hacen necesaria la división de la carga.

3.2 CARGAS INTERNAS

3.2.1 PERSONAS

El ser humano es una máquina térmica que realiza intercambio de calor y humedad con su medio ambiente, como producto principalmente de su metabolismo.

Estos intercambios pueden expresarse como :

$$q_m = q_c + q_r + q_e + q_s$$

donde:

q_m : velocidad de producción de calor del cuerpo

q_c : velocidad de intercambio de calor por convección con el aire circundante.

q_e : velocidad de pérdida de calor por evaporación

q_r : velocidad de intercambio de calor por radiación con las superficies circundantes.

q_s : velocidad de intercambio de calor almacenado en el cuerpo.

estando todos los términos en Btu/hr.

El término q_c puede expresarse como :

$$q_c = hc \times A_b \times (t_b - t_a) \quad (3.2)$$

siendo:

hc : coeficiente de transferencia de calor por convección.

A_b : área del cuerpo.

t_b : temperatura del cuerpo

t_a : temperatura del aire exterior.

El término q_r puede así mismo expresarse como:

$$q_r = hr \times A'b \times (t_b - t_s) \quad (3.3)$$

siendo:

hr : coeficiente de transferencia de calor por

radiación.

$A'b$: área del cuerpo que ve las superficies circundantes.

t_s : temperatura de las superficies circundantes

Los procesos de intercambio de calor definidos por 3.2 y por 3.3 son considerados procesos de intercambio sensible, que pueden ser unidos en uno solo definiendo una temperatura operativa t_o que define como la temperatura radiante y del aire exterior, dividida para sus respectivos coeficientes de transferencia de calor. De este modo :

$$t_o = (h_r \times t_s + h_c \times t_a) / (h_r + h_c)$$

luego por unidad de área :

$$q_c + q_r = h \times (t_b - t_o)$$

donde h es el coeficiente convectivo efectivo para el cuerpo,

$$h = h_c + h_r$$

Un buen estimativo para la temperatura del cuerpo t_b para un cuerpo vestido es :

$$t_b = 78.4 + 0.156 \times t_o$$

donde t_o y t_b están en grados Fahrenheit.

La velocidad de pérdida de calor por evaporación q_e puede expresarse como :

$$q_e = h_o \times A_b \times (W_{s,b} - W) \times h_{fg,b}$$

siendo:

h_o : coeficiente de transferencia de masa por convección

$W_{s,b}$: relación de humedad del aire saturado a la temperatura t_b .

W : relación de humedad del aire circundante

$h_{fg,b}$: calor latente de vaporización del agua a la temperatura t_b .

Estos procesos de intercambio de calor con el medio ambiente conllevan a una ganancia de calor sensible y latente debido a las personas , Estas ganancias de calor han sido cuantificadas y tabuladas para distintas actividades y para la vestimenta común para esta actividad. Para el caso que nos ocupa tomaré los siguientes valores :

Ganancia de calor sensible = 255 Btu/hr por persona

Ganancia de calor latente = 255 Btu/hr por persona

Para efectos de cálculo de carga de enfriamiento por personas, la ganancia de calor latente puede ser considerada como carga de enfriamiento instantánea, esto es, para un instante t ,

Carga de enfriamiento latente por personas = ganancia de calor latente por personas.

Esto se debe a que la ganancia de calor aparece como carga de enfriamiento en el cuarto sin retraso alguno de tiempo. En cambio, la ganancia de calor sensible por personas no aparece instantáneamente como carga de enfriamiento y no puede convertirse directamente a ésta, debido a que la porción radiante de la ganancia de calor sensible es absorbida primero por los alrededores, y luego transmitida al cuarto por convección en un tiempo posterior, dependiendo de las características térmicas del cuarto.

Para el caso de ganancia de calor sensible por personas, su respectiva carga de enfriamiento podrá calcularse igualmente con el método de funciones de transferencia.

He seleccionado para esto, los siguientes coeficientes de función de transferencia :

$$V_0 = 0.197, V_1 = -0.167, V_2 = 0.0, W_1 = -0.97$$

Los resultados son mostrados en las Tablas B.15 a Tablas B.18, tomando en consideración los valores de ganancias de calor por personas establecidos anteriormente, para las horas que las personas ocupan el edificio, y como cero dichos valores cuando el edificio está desocupado.

3.2.2 EQUIPOS

La ganancia de calor por equipos o aparatos productores de calor es un rubro que merece especial consideración, especialmente en áreas donde se realizan procesos eléctricos o mecánicos que involucran generación de calor.

En aplicaciones de aire acondicionado, los aparatos productores de calor más comúnmente encontrados son aquellos usados en la preparación de comidas en establecimientos industriales y comerciales. Podemos estimar el valor máximo del calor liberado a la cocina por un equipo como siendo el 32% de la entrada horaria de potencia nominal de placa o de catálogo.

Por lo tanto, se ha introducido la siguiente ecuación para computar la máxima ganancia horaria por equipos eléctricos o de vapor :

$$q = q_i Fr$$

donde:

q_i : entrada de potencia verdadera para mantener las temperaturas de las superficies del equipo.

Fr : fracción de energía de entrada liberada por radiación para equipos de campana = 0.32.

Si no se conoce el valor de q_i , se puede usar la siguiente expresión :

$$q = q_r \times F_u \times F_r = 0.16 q_r$$

donde:

q_r : energía de entrada de placa del equipo con campana.

F_u : factor de uso = 0.50

Ya que los equipos que usan combustible directo muestran unos valores de ganancias de calor un 60% más que los anteriores, se han introducido las siguientes ecuaciones :

$$q = q_i \times F_r / F_{fl} = 0.19 q_i$$

$$q = q_r \times F_u \times F_r / F_{fl} = 0.10 q_r$$

donde F_{fl} es el factor de pérdida de flujo.

Todas ecuaciones son válidas cuando los equipos están debidamente cubiertos con una campana.

Cuando no es este el caso, pueden usarse las mismas ecuaciones anteriores sin el factor F_r , tomando como promedio, que 34% de la ganancia de calor es latente y el restante 66% es sensible.

Sabemos que en comparación con laboratorios y áreas de computación, la ganancia de calor por equipos es en oficinas y almacenes extremadamente baja, ya que los únicos artefactos generadores de calor son calculadoras, máquinas de es-

cribir, teletipos, etc, siendo el promedio de 3 a 4 Btu/hr por p^2 de área de piso.

Por esta razón he despreciado la carga de enfriamiento por equipos en el edificio, ya que no existen mayores fuentes de generación de calor por esta componente.

Como referencia, anotaré que cuando existen equipos de cualquier clase operados por motores eléctricos, dentro de un espacio acondicionado, la ecuación general para calcular la ganancia de calor por esta operación es :

$$q = \frac{\text{Potencia de entrada nominal en HP} \times \text{Factor de carga} \times 2545}{\% \text{ de eficiencia del motor}/100}$$

3.2.3 ILUMINACION

En esta parte del capítulo trataré no sólo de los cálculos de ganancias de calor y carga de enfriamiento por luces, sino que explicaré además cómo, según el Stándard 90-75, puede reducirse el consumo energético por iluminación, que no sólo atañe a la climatización, sino al consumo energético total de un edificio, del cual la iluminación es un rubro importante.

Entraré a analizar con más detalle el rubro de iluminación tal como está concebido en el Stán-

dard. Para comenzar, el propósito del Stándard es el proveer un método para determinar un presupuesto de energía de iluminación, el cual se define como el límite máximo de poder disponible para proporcionar la iluminación necesaria, todo con el fin de definir un valor limitante de diseño, que debe conducir a un edificio energéticamente eficiente.

El procedimiento descrito en el Stándard no es en sí un método de diseño de iluminación, sino que es, repito un procedimiento para determinar un límite de poder aplicable a iluminación. Una vez determinado ese límite, es necesario aplicar los procedimientos reconocidos de cálculo y diseño, teniendo en cuenta siempre que debe llegarse a un ambiente visual efectivo y placentero, pero sin exceder el límite hallado.

En el proceso de diseño de iluminación, se usa como parámetro básico de cálculo lo que se conoce como Nivel de Iluminación. Basada en exhaustiva investigación, la Sociedad de Ingenieros de Iluminación (americana), ha elaborado tablas donde se exponen los niveles de iluminación general que se recomiendan según tareas industriales y actividades visuales específicas. Estos niveles vienen dados en lux, siendo un lux i-

un tercio del promedio de niveles de iluminación para esas tareas.

- 3) ILUMINACION NO CRITICA : Esta se refiere a la iluminación de lugares tales como áreas de circulación o de espera, donde no se desarrolla ninguna tarea visual. En estos casos, el nivel de iluminación será un tercio del nivel general de las áreas de tarea adyacentes y nunca menor de 108 lux.

La determinación de áreas de trabajo se hace en base a las llamadas Localizaciones de Trabajo. Una localización de trabajo (o tarea), es el área contigua a aquella en que un trabajador desarrolla una tarea visual. Por ejemplo, en una oficina, esta área puede involucrar un escritorio, su silla, etc, pero para propósitos del Stándard ésta se toma como de 50 p². Si la verdadera área de tarea excede esta cifra, deberá tomarse la verdadera.

Si esta área total de tarea excede el 50% del área total del espacio, el área de tarea para cada localización de trabajo deberá reducirse proporcionalmente hasta limitar el área total de tarea al 50% del área total del espacio.

Para el área total de tarea, el límite de poder

de iluminación en vatios es :

$$W = \frac{A \times E}{CU \times LE \times 0.70} \quad (3.4)$$

donde:

A : área total de tarea

E : nivel de iluminación tomado de las tablas

CU : coeficiente de utilización tomado de la
Tabla A.14.

LE : eficacia de lámpara tomado de la Tabla A.15

Para utilizar la Tabla A.14 es necesario conocer el concepto de Relación de Cavidad del Cuarto. Este es un término utilizado en iluminación definido por :

$$RCC = \frac{5 \times \text{Altura de Cavidad} \times (\text{longitud} + \text{anchura})}{\text{Longitud} + \text{anchura}}$$

para un local dado.

La altura de cavidad es la distancia desde la luminaria hasta la altura del plano de trabajo (generalmente 2.5 pies desde el piso).

La determinación de áreas de iluminación general y de iluminación no crítica se hace como sigue :

Toda el área que no sea de tarea, se considera área de no-tarea. Si el área de no-tarea es mayor que el área total de tarea, el área general

será igual al área total de tarea, y el resto , será área no crítica. Si el área de no-tarea es igual al área total de tarea, toda el área de no-tarea será considerada como área general. En estos casos, el poder de iluminación se determina con la misma fórmula 3.4 pero el nivel de iluminación será reducido según se trate de áreas de iluminación general o de áreas de iluminación no crítica.

Podemos entonces hallar el límite de poder para iluminación si el edificio fuera calculado según el Stándard. Recordemos que para el caso de iluminación existen dos zonas en el edificio: oficinas y almacenes.

Tomando para oficinas $E=400$ lux y para almacenes $E=800$ lux, he asumido la condición más crítica, esto es, que el área total de tarea es igual al 50% del área total de los espacios (si es mayor, el Stándard obliga a reducirla hasta ser 50%), con lo cual el restante 50% será área de no-tarea, y por consiguiente área de iluminación general.

El área total de tarea para oficinas será entonces $0.5 \times 53304 = 26652 \text{ p}^2$.

El área total de tarea para almacenes será :

$$0.5 \times 11928 = 5964 \text{ p}^2$$

De los planos del edificio, la relación promedio de cavidad de los locales es de 2.12 para oficinas y 1.02 para almacenes.

Aplicando la ecuación 3.4 y las Tablas A.14 y Tabla A.15, se escogen los valores de $CU = 0.5628$ para oficinas y $CU = 0.5688$ para almacenes mediante interpolación. De este modo, resultan los siguientes valores de poder en vatios para iluminación :

Oficinas :

Area de tarea : 45726
 Area general : 15242
 Total : 60968
 Promedio : 1.14 W/p²

Almacenes:

Area de tarea : 20249
 Area general : 6750
 Total : 26999
 Promedio : 2.26 W/p²

Calculando el poder de iluminación de la manera tradicional, la ecuación usada es :

$$W = \frac{A \times E}{CU \times LE \times FS}$$

donde W, A, E, CU, LE tienen el mismo significado anterior, y FS es el factor de pérdidas o mantenimiento, calculado con los procedimientos normales.

Los valores CU, LE y FS dependen de varios parámetros usados en iluminación que no me detendré a analizar. Entre éstos, reflectancias efectivas de cavidad, de paredes y techo, rendimientos de reactancia, factor de tensión, temperatura, etc.

Un buen valor de CU para el tipo de locales descritos es :

CU = 0.55 (oficinas)

CU = 0.53 (almacenes)

La eficacia de lámpara LE para lámparas fluorescentes, tipo blanca fría normal de 40 vatios del tipo usado en el edificio, es de 61 lúmenes/vatio incluyendo la energía introducida a la reactancia.

Un buen valor del FS es 0.68.

Entonces,

W (oficinas) = 86857

W (almacenes) = 40340

Resultando un promedio de 1.63 y 3.38 vatios/p²

para oficinas y almacenes respectivamente.

Los valores promedio de vatios/ p^2 toman en cuenta el poder que se introduce a la reactancia, por lo que estos son los valores de energía total introducida por luces.

Observamos que se ha conseguido una reducción del 30% y del 33% en iluminación. Los valores de 1.14 y 2.26 W/ p^2 son entonces los valores de poder de iluminación hacia los cuales el diseñador debe aproximarse, usando cualquier medio a su alcance para lograrlo.

Si diseñamos la iluminación del edificio con los valores que el Stándard enseña a determinar, y logramos una reducción en el poder suministrado a iluminación, las correspondientes ganancias de calor y cargas de enfriamiento se verán también reducidas.

GANANCIAS DE CALOR Y CARGA DE ENFRIAMIENTO POR LUCES

El cálculo de la carga impuesta por la iluminación es esencial en el diseño de aire acondicionado, siendo ésta generalmente la segunda mayor fuente de ganancia de calor, después de la fenestracion. Este cálculo no es directo, ya que la velocidad de ganancia de calor al aire causa

do por luces puede ser muy diferente al poder suministrado a éstas.

Sabemos que una parte de la energía que emana de las luces está en forma de radiación, la cual sólo afecta al aire después de haber sido absorbida por paredes, pisos, muebles, etc, y de haberlos calentado a una temperatura mayor que la del aire.

Esta energía almacenada por la estructura del cuarto aparece como carga de enfriamiento después de un retraso de tiempo y está presente aún después de apagarse las luces. Este efecto de retraso de tiempo origina que la verdadera carga de enfriamiento sea menor que la ganancia de calor instantánea.

Podemos calcular la ganancia de calor por luces como :

$$q = \text{vatios totales} \times \text{Factor de uso} \times \text{Factor de tolerancia} \\ \times 3.413$$

estando q en Btu/hr.

Los vatios totales no necesitan explicación.

El factor de uso es la relación entre los vatios en uso para las condiciones de diseño sobre los ^{VATIOS} vatios totales instalados. El factor de tolerancia toma en cuenta las pérdidas por reactancia

en las lámparas fluorescentes, siendo generalmente tomado como 1.25; en nuestro caso, si usa mos los valores de vatios hallados anteriormente este factor de tolerancia se convierte en la u- nidad, ya que aquellos valores ya toman en cuen ta las pérdidas por reactancia.

La carga de enfriamiento es calculada con el procedimiento de 3.1.1, una vez conocida la ga- nancia de calor instantánea. Nótese que ésta es cero en las horas en que las luces están apa gadas.

Para el efecto, he tomado los siguientes valo- res de coeficientes de función de transferencia:
 $V_0 = 0.0$, $V_1 = 0.65$, $V_2 = -0.62$, $W_1 = -0.97$

Cargas de enfriamiento y ganancias de calor son mostradas en las Tablas B.15 a Tablas B.18 para las zonas consideradas.

3.3 CARGAS EXTERNAS

3.3.1 TECHOS

La ganancia de calor por techos se debe exclusi vamente a radiación solar. Para poder transfor mar la ganancia de calor por techos a carga de enfriamiento, es necesario poder expresar esta ganancia en series de tiempo, en ciclos diarios

de 24 horas en intervalos de 1 hora en este caso.

Esto es posible utilizando el principio de las funciones de transferencia; asumiendo constante la temperatura interior del cuarto y constantes los coeficientes de transferencia de calor exterior e interior, la ganancia de calor, utilizando funciones de transferencia está dada por :

$$q_{e,t} = A \left[\sum_{n=0} b_n (t_{e,t-n\Delta}) - \sum_{n=1} d_n (q_{e,t-n\Delta}) / A - t_{rc} \sum_{n=0} c_n \right] \quad (3.5)$$

donde:

$q_{e,t}$: ganancia de calor del espacio a través de las superficies interiores de techo al tiempo t .

A : área de la superficie interior del techo

t : tiempo, horas

Δ : intervalo de tiempo, 1 hora en nuestro caso

n : índice de la suma

$t_{e,t-n}$: temperatura sol aire al tiempo $t-n$

t_{rc} : temperatura interior del cuarto (constante)

b_n, d_n, c_n : coeficientes de función de transferencia

La ecuación 3.5 contiene algunos conceptos nuevos que aclararé enseguida. Los coeficientes b_n, d_n, c_n , llamados coeficientes de función de transferencia están calculados de la misma mane

ra que los coeficientes de función de transferencia usados para carga de enfriamiento explicados en la sección 3.1.1.

El valor de estos coeficientes han sido tabulados por ASHRAE para 26 tipos comunes de techos y se encuentran en el Manual de Fundamentos de ASHRAE.

El concepto de $t_{e,t-n\Delta}$, temperatura sol-aire al tiempo $t-n\Delta$, requiere un análisis más detallado. La temperatura sol-aire es aquella temperatura del aire exterior a la cual, en ausencia de intercambios de radiación habría la misma razón de flujo de calor entrando a la superficie en mención que la que existiría con la verdadera combinación de radiación solar incidente, intercambio de energía radiante con el cielo y otras superficies circundantes, e intercambio de calor por convección con el aire exterior.

Esto se explica mejor si hacemos el siguiente balance de energía en una superficie cualquiera. El flujo de calor en este caso está dado por :

$$q/A = \alpha I t + h_o (t_o - t_s) - E \Delta R \quad (3.6)$$

donde:

q/A ; flujo de calor por unidad de área hacia la superficie.

α : absorción de la superficie a la radiación solar.

- It : radiación solar total incidente sobre la superficie.
- ho : coeficiente de transferencia de calor por convección y por radiación de onda larga en la superficie exterior.
- to : temperatura del aire exterior
- ts : temperatura de la superficie
- E : emitancia hemisférica de la superficie
- ΔR : diferencia entre la radiación de onda larga incidente en la superficie proveniente del cielo y superficies circundantes y la radiación emitida por un cuerpo negro a la temperatura del aire exterior.

Asumiendo que la razón de flujo de calor puede expresarse en términos de la temperatura sol-aire tenemos :

$$q/A = h_o (t_e - t_s) \quad (3.7)$$

Igualando los miembros del lado derecho de 3.6 y 3.7 :

$$t_e = t_o + \alpha I_t / h_o - E \Delta R / h_o$$

Para superficies horizontales, (techos por ejemplo), que reciben radiación de onda larga desde el cielo solamente, se toman como valores apropiados de R, E y ho son 20,1 y 3 respectivamente; así, el término $E \Delta R / h_o$ es aproximado a 7 F.

Para superficies verticales es práctica común asumir $\Delta R = 0$ debido a que la radiación de onda

larga de las superficies circundantes compensa aproximadamente a la baja emitancia del cielo. Se toma como valor apropiado de $\alpha/h_o = 0.15$ para superficies claras, y 0.30 para superficies oscuras.

El parámetro I_t que representa la radiación solar total incidente, será explicado en detalle en la sección 3.3.4, en el análisis correspondiente a Fenestración. La temperatura exterior t_o puede ser expresada como función de la temperatura de diseño como :

$$t_o = t_d - RD.X \quad (3.8)$$

donde;

t_d : temperatura exterior de diseño

RD : rango diario

X : porcentaje de rango diario

Todos estos valores son especificados en la sección 1.2.

Una vez explicados los parámetros más importantes de la ecuación pasaré a explicar la metodología para cálculo de ganancia de calor, partiendo de la misma.

Suponiendo que conocemos o hemos calculado los valores de la temperatura sol-aire t_e para cada una de las 24 horas de un día en particular, así como los valores de b_n, d_n, c_n , la ecuación

3.5 puede ser expresada como :

$$q_{e,t} = \begin{bmatrix} b_0 (t_{e,t}) \\ + \\ b_1 (t_{e,t-1}) \\ + \\ b_2 (t_{e,t-2}) \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} d_1 (q_{e,t-1})/A \\ + \\ d_2 (q_{e,t-2})/A \\ + \\ d_3 (q_{e,t-3})/A \end{bmatrix} - \left[t_{rc} \sum_{n=0} c_n \right]$$

Así, la ganancia de calor es la suma de tres partes; la primera es la sumatoria de los productos de los coeficientes b por los valores de las temperaturas sol-aire. El valor actual tiempo t de esta temperatura es multiplicado por el coeficiente b_0 , el valor de la temperatura sol-aire al tiempo $t-1$ se multiplica por el coeficiente b_1 , etc. La segunda parte es la sumatoria de los productos de los coeficientes d por los valores previos de ganancia de calor.

El tercer término, ya que la temperatura del cuarto t_{rc} y el término c_n son constantes, es una constante.

Inicialmente, para comenzar los cálculos, la ganancia de calor de los tiempos previos se asumen cero. Luego se calcula la ganancia de calor hora por hora, usando el ciclo de 24 horas de temperatura sol-aire, para cuatro ciclos.

Al cuarto ciclo, esto es, $t=73$ a $t=96$, los valores de la ganancia de calor han convergido a va

lores de estado estable que pueden ser tomados como los verdaderos valores de ese día en particular.

Así disponemos de 24 valores, uno por cada hora del día, de ganancia de calor por techos. Estos valores son tomados para empezar los cálculos de carga de enfriamiento para ese día en particular. Siguiendo el procedimiento delineado en la sección 3.1.1, la carga de enfriamiento está expresada por la ecuación 3.1.

La zona climatizada del Edificio Induauto no posee componente de ganancia de calor por techo, ya que las oficinas no llegan hasta el último piso, el cual se halla ocupado por Pent-house, que no está acondicionado.

Sin embargo, el método de cálculo de carga mediante funciones de transferencia se desarrolla para el caso de techos, de la misma manera que para paredes, por lo que la siguiente sección servirá para demostrar este método.

Los valores de b_n , d_n , c_n , son tomados de las tablas pertinentes del Manual de Fundamentos de ASHRAE. Los valores de V_o , V_1 , V_2 , son tomados de la Tabla A.12 para cuartos cuya envuelta exterior corresponden a construcción media, piso

de 12 pulgadas de concreto y circulación media de aire.

3.3.2 PAREDES

La ganancia de calor para paredes exteriores es hallada de manera exactamente igual a la delineada en la sección anterior para techos, ecuación 3.1, siendo calculada la carga de enfriamiento con el procedimiento de la sección 3.1.1.

Para el cálculo de ganancias de calor y cargas de enfriamiento por paredes exteriores, he dividido el edificio en dos zonas térmicas :

- Oficinas que incluyen los pisos 4 a 21.
- Almacenes, que comprende a planta baja y mezzanine.

Esta separación de carga nos servirá después para la evaluación del consumo anual de energía. Luego, estas cargas por paredes exteriores son superpuestas a las cargas por fenestración a través de toda la envuelta exterior del edificio, con el fin de obtener el "perfil" del edificio.

El cálculo se ha realizado para el día 21 de los 12 meses del año, para las 4 fachadas simultáneamente y para las 24 horas del día, calculando radiación solar, temperaturas sol-aire, ga-

nancias de calor y cargas de enfriamiento. Luego, para cada mes se ha escogido la hora en que la carga de enfriamiento debido a la ganancia de calor por la envuelta exterior es máxima; esta carga es presentada para cada zona en las Tablas B.1 y Tabla B.2.

En estas tablas se presenta para el día 21 de cada mes, la carga por paredes y fenestración a través de las cuatro fachadas, a la hora de carga máxima.

En las Tablas B.3 a Tablas B.8 se presentan las cargas para las 24 horas del día en que se presenta la máxima carga.

En las Tablas B.9 a Tablas B.14 se presentan las ganancias de calor por paredes, por conducción a través del vidrio y por radiación solar, que sirvieron para el cálculo de las cargas, para las zonas consideradas, igualmente para el mes y día de máxima carga. Escogeremos el mes, día y hora en que la carga por envuelta exterior sea máxima como los de diseño.

Todos los valores de diseño están estipulados al final del capítulo II, y se han usado los coeficientes de función de transferencia para la pared especificada en la sección 1.3.3.

Los cálculos se han hecho para paredes de color oscuro, ya que la experiencia ha demostrado que estos valores son los más adecuados para el diseño, además de que las paredes claras siempre tienden al color oscuro con el tiempo.

En todo caso, una relación de 1.55 a 1 puede ser usada o aplicada a los valores de carga hallados para paredes oscuras para determinar los valores de carga para paredes claras sin perder demasiada precisión.

Como paredes también he considerado las particiones interiores, las cuales comprenden tumbados, pisos y paredes interiores. En este caso, la ganancia de calor puede ser expresada de manera similar a la expresada para paredes exteriores y techos; de este modo :

$$q_{p,t} = A \left[\sum_{n=0} b_n (t_{b,t-n\Delta}) - \sum_{n=1} d_n (q_{p,t-n})/A - t_{rc} \sum_{n=0} c_n \right]$$

donde:

$q_{p,t}$: ganancia de calor a través de particiones interiores.

$t_{b,t-n\Delta}$: temperatura en el espacio adyacente en el tiempo $t-n$

t_{rc} : temperatura del diseño del cuarto

b_n, d_n, c_n : coeficientes de función de transferencia

Cuando t_b es constante o sus variaciones son pequeñas comparadas con la diferencia $(t_b - t_{rc})$, la ganancia de calor por particiones está dada por la expresión simple de estado estable,

$$q_{p,t} = U.A.(t_b - t_{rc})$$

donde:

U= coeficiente global de transferencia de calor.

Cuando no se conocen las temperaturas del espacio adyacente, pero se sabe que dicho espacio es de construcción convencional y no contiene fuentes de calor, la temperatura t_b se puede considerar :

$$t_b = t_o - 5 \quad (F)$$

donde t_o es la temperatura del aire exterior en F.

Las cargas de enfriamiento se han calculado con el mismo procedimiento ya explicado:

Las cargas por paredes interiores, junto con el resto de cargas que no comprenden la envuelta exterior, se presenta en las Tablas B.15 y Tabla B.16 para las zonas consideradas, para las horas de ocupación del edificio.

En las Tablas B.17 y Tablas B.18 se dan las ganancias de calor correspondientes a dichas car-

TABLA III

COEFICIENTES DE FUNCION DE TRANSFERENCIA PARA PAREDES Y TUMBADO

COEFICIENTE	PAREDES EXTERIORES	PAREDES INTERIORES	TUMBADO
b_0	0.0015	0.0048	0.0729
b_1	0.0330	0.0514	0.1526
b_2	0.0381	0.0339	0.0159
b_3	0.0044	0.0018	0.00
d_1	-1.0401	-0.8456	-0.3986
d_2	0.2114	0.1397	0.0208
d_3	-0.0040	-0.0015	0.00
$\sum c_n$	0.0770	0.0919	0.2414
V_0	0.681	0.681	0.681
V_1	-0.651	-0.651	-0.651
V_2	0.00	0.00	0.00
W_1	-0.97	-0.97	-0.97

gas.

Los coeficientes de función de transferencia que he considerado para el cálculo de ganancias de calor y carga de enfriamiento se dan en la Tabla III.

3.3.3 VENTILACION E INFILTRACION

La ventilación de un espacio, acondicionado o no, es necesaria por algunas razones, entre las cuales :

- Remoción de calor y humedad producida por los ocupantes del espacio.
- Remoción de humos, polvos, vapores, etc.
- Remoción de bacterias
- Remoción de olores

En aire acondicionado, el objetivo principal de la ventilación es el confort de las personas que ocupan el espacio, para lo cual es necesario reemplazar el oxígeno consumido por los ocupantes, remover posibles contaminantes orgánicos provenientes de éstos, y remover olores desagradables.

El Standard ASHRAE 62-73 presenta requerimientos de aire exterior de ventilación mínimos y recomendados según el lugar climatizado. Para el caso de almacenes, el valor mínimo es de 7 CFM

por persona, y el recomendado es de 10 a 15 CFM por persona, tomando una densidad de 20 personas por cada 1000 p² de área de piso.

Para el caso de oficinas, el valor mínimo es de 15 CFM por persona, y el recomendado es de 15 a 25 CFM por persona, tomando una densidad de 10 personas por cada 1000 p² de área de piso.

Ya que el Standard 90-75 obliga a emplear sólo los valores mínimos, éstos serán los valores que se usarán.

La infiltración, en cambio, es la fuga de aire a través de hendidias e intersticios, alrededor de ventanas y puertas, a través de pisos y paredes en un edificio, que no puede ser controlada efectivamente por los ocupantes. Calcular el volumen de aire de infiltración es un proceso empírico que no ha sido efectivamente cuantificado.

El método más viejo para cálculo de aire de infiltración está expresado por la ecuación :

$$Q = C. (\Delta p)^n$$

donde:

Q : volumen de aire de infiltración, CFM

C : razón de volumen de aire por unidad de longitud de hendidia y por unidad de diferencia de

presión.

ΔP : diferencia de presión entre la parte exterior e interior de la hendidia.

n : exponente de flujo, generalmente 0.65 para hendidias.

La precisión y aplicabilidad de este método está limitada por la dificultad de cuantificar la diferencia de presiones entre las partes exterior e interior de la hendidia.

Otro método de cálculo de aire de infiltración es el que no involucra diferencias de presión y está expresado por la fórmula :

$$Q = C S \left[0.52 K P \frac{(T_o - T_i)}{T_o T_i} \right]^n \cdot \frac{(BH)^{n+1}}{n+1}$$

donde:

Q : infiltración total, CFM

C : coeficiente de flujo, CFM/ p^2 .pulg.aguaⁿ

S : perímetro del edificio, p.

K : coeficiente de arrastre térmico

P : presión atmosférica (psia)

T_o : temperatura absoluta exterior, R

T_i : temperatura absoluta interior, R

H : altura del edificio, p

n : exponente de flujo

B : relación entre la altura del nivel neutral del edificio a la altura del edificio.

Normas han determinado una máxima fuga de 0.06 CFM/ p^2 a un diferencial de presión de 0.3 pulg. de agua. El coeficiente C aplicable es 0.13 , asumiendo un coeficiente de flujo de 0.65.

De este modo, los valores de los parámetros de la ecuación quedan :

$$S = 330 \text{ p.}$$

$$C = 0.13 \text{ CFM}/p^2 \cdot \text{pulg. agua}$$

$$P = 14.7 \text{ psia}$$

$$T_i = 538 \text{ R}$$

$$T_o = 552 \text{ R}$$

$$n = 0.65$$

$$B = 0.5$$

$$H = 279 \text{ p}$$

Entonces :

$$Q = 520 \text{ CFM en total}$$

Este valor de caudal de aire es tan pequeño que lo he asumido despreciable en comparación con el caudal de aire de ventilación. Esta asunción está basada además en que es práctica común omitir la carga por infiltración en nuestro medio, debido que siempre que sea económicamente posible, es deseable introducir aire externo a través del equipo en cantidad suficiente para mantener un constante escape de aire, eliminando así la componente de infiltración en los cálculos.

los de ganancia de calor.

La ganancia de calor por ventilación es entonces función de la cantidad de aire externo que entra al espacio. Una vez determinada esta cantidad, vamos a separar las componentes sensible y latente de la carga por ventilación.

La ganancia de calor sensible se deriva de la diferencia de temperatura entre el aire exterior y el aire interior y está expresado por :

$$q_s = \text{CFM} (60) (0.075) (0.24 + 0.45 W) \Delta t$$

donde:

CFM : caudal de aire

60 : minutos/hora

0.075: densidad del aire estándar, lbs aire seco/p³

0.24 : calor específico del aire seco, Btu/lb.F

0.45 : calor específico del vapor de agua, Btu/lb.F

W : relación de humedad, lbs agua/lbs aire seco

Estando los valores específicos en el rango de -100 a 200 F. El valor de (60) (0.075) (0.24 +0.45 W) varía con W.

En cálculos de aire acondicionado el valor de $W = 0.01$ es un valor que aproxima la gran mayoría de las situaciones encontradas; entonces podemos decir que si $W = 0.01$,

$$q_s = 1.1 \text{ CFM } \Delta t \quad (\text{Btu/hr}) \quad (3.9)$$

donde Δt está en F.

La componente latente de la ganancia de calor por ventilación está dada en función de la diferencia en relación de humedad (ΔW) entre las dos corrientes de aire y se expresa como :

$$q_l = \text{CFM} (60) (0.075) (1076) \Delta W$$

los valores CFM, 60, 0.075 tienen el mismo significado que en la ecuación de calor sensible.

El valor 1076 es el contenido aproximado de energía de vapor de agua a 50% de humedad relativa a 75F, menos el contenido de energía de agua a 50 F. La condición de 50% de humedad relativa a 75 F es una condición común de diseño y 50 F es la temperatura normal del condensado en serpentines de enfriamiento y deshumidificación. Entonces podemos expresar :

$$q_l = 4840 \text{ CFM } \Delta W \quad (3.10)$$

La ganancia de calor total por ventilación está dada por la diferencia en entalpía entre las dos corrientes de aire, expresada como :

$$q_t = \text{CFM} (60) (0.075) \Delta h$$

de donde

$$q_t = 4.5 (\text{CFM}) \Delta h$$

La carga de enfriamiento para el caso de ventilación e infiltración es idéntica a las respec-

tivas ganancias de calor sensible y latente debido a que la ganancia es "sentida" por el espacio inmediatamente, es decir, la carga aparece como tal en el espacio sin retraso o efecto de almacenamiento. Por lo tanto,

$$Q_s = q_s \quad \text{y} \quad Q_l = q_l$$

para ventilación e infiltración.

Las ecuaciones de arriba son válidas cuando el aire externo es introducido directamente al espacio. Cuando el aire de ventilación es introducido a través del sistema de aire acondicionado, impone una carga directamente sobre el serpentín de enfriamiento, y debe manejarse como carga del serpentín mediante el manejo de procesos psicrométricos.

Las Tablas B.15 a Tablas B.18 muestran las cargas por ventilación en las zonas consideradas utilizando las ecuaciones 3.9 y 3.10, y las condiciones descritas de diseño. Se ha considerado que la ventilación se introduce al espacio a la par que las personas ocupan éste, por lo que la carga por ventilación es cero cuando no hay personas ocupando el edificio.

3.3.4 FENESTRACION

El cálculo de fenestración reviste mucha impor-

tancia en el cálculo de aire acondicionado, pues ésta es la fuente de mayor ganancia de calor a un espacio en la generalidad de los casos.

El término fenestración define cualquier apertura transmisora de luz y por lo tanto, de radiación solar, en las paredes o techo de un edificio. Existen muchas variables implicadas en el cálculo de fenestración, las cuales explicaré más adelante. Comenzaré explicando que para vidro, principal material de fenestración, la razón instantánea de ganancia de calor puede obtenerse haciendo un balance energético entre el material y el medio circundante:

$$\begin{array}{llll} \text{Transmisión} & \text{Flujo de calor} & \text{Radiación} & \text{Flujo hacia} \\ \text{total de} & \text{debido a la di} & \text{transmitida} & \text{adentro de} \\ \text{calor a} & = \text{ferencia de} & + \text{a través del} & + \text{la radia-} \\ \text{través del} & \text{temperatura ex} & \text{vidrio} & \text{ción solar} \\ \text{vidrio} & \text{terior-interior} & & \text{absorbida} \end{array}$$

(3.11)

El flujo de calor debido a la diferencia de temperatura exterior-interior ocurre cuando exista radiación solar o no, y representa el flujo de calor a través de la fenestración por conducción térmica. Los otros dos términos de la derecha de 3.11 sólo están presentes cuando existe radiación solar y representan la ganancia por radiación solar. Por lo tanto, la ecuación 3.11 pue

de acomodarse a otra :

$$\begin{array}{lcl} \text{Transmisión} & & \\ \text{total de calor} & = & \text{Ganancia de calor} + \text{Ganancia de} \\ \text{a través del} & & \text{por conducción} \quad \text{calor solar} \\ \text{vidrio (GTF)} & & (q) \quad (SHG) \end{array}$$

(3.12)

Aunque estos dos flujos de calor son interdependientes, se ha demostrado que se calculan separadamente; resultará la ganancia de calor combinada correcta.

GANANCIA DE CALOR POR CONDUCCION

Exista o no radiación solar, el calor fluye por conducción a través del área de fenestración expresándose como :

$$q/A = U (t_o - t_i) \quad (3.13)$$

donde:

q/A : razón instantánea de transferencia de calor por conducción por unidad de área.

U : coeficiente global de transferencia de calor

t_o : temperatura exterior

t_i : temperatura interior

La ecuación 3.13 dice que el flujo de calor puede ser en uno u otro sentido dependiendo de la diferencia de temperaturas.

El coeficiente U toma en consideración los pro-

cesos de transferencia de calor mediante :

- Convección e intercambio de radiación de onda larga entre el interior y el exterior del espacio acondicionado.
- Conducción a través del material de fenestación.

Consecuentemente, expresando la temperatura exterior variable mediante la ecuación 3.8 podemos conocer la ganancia de calor por conducción las 24 horas del día.

Para convertir la ganancia de calor a carga de enfriamiento se ha empleado el mismo procedimiento delineado en la sección 3.1.1.

Los valores de los coeficientes de función de transferencia son hallados de la Tabla A.12 para el caso apropiado.

GANANCIA DE CALOR SOLAR

ASHRAE ha desarrollado un método para calcular la ganancia de calor solar por fenestación para cualquier condición existente, basado en un material de referencia para fenestación: el vidrio de doble resistencia de 1/8".

De este modo, la ganancia de calor solar estará dada por :

$$SHG = SC \times SHGF \times A \quad (3.13a)$$

donde:

SHG : ganancia de calor solar por fenestración,
Btu/hr

SC : coeficiente de sombra de la fenestración

SHGF : factor de ganancia solar, Btu/hr.p²

A : área de la fenestración, p

El factor de ganancia solar SHGF es la ganancia de calor solar a través del material de referencia.

El coeficiente de sombra SC se define como:

$$SC = \frac{\text{Ganancia de calor solar a través del material considerado}}{\text{Ganancia de calor solar a través del material de referencia}}$$

Valor de SC son tabulados por ASHRAE en el Manual de Fundamentos.

CALCULO DEL FACTOR DE GANANCIA SOLAR SHGF

El cálculo de SHGF involucra multitud de parámetros que describiré más adelante.

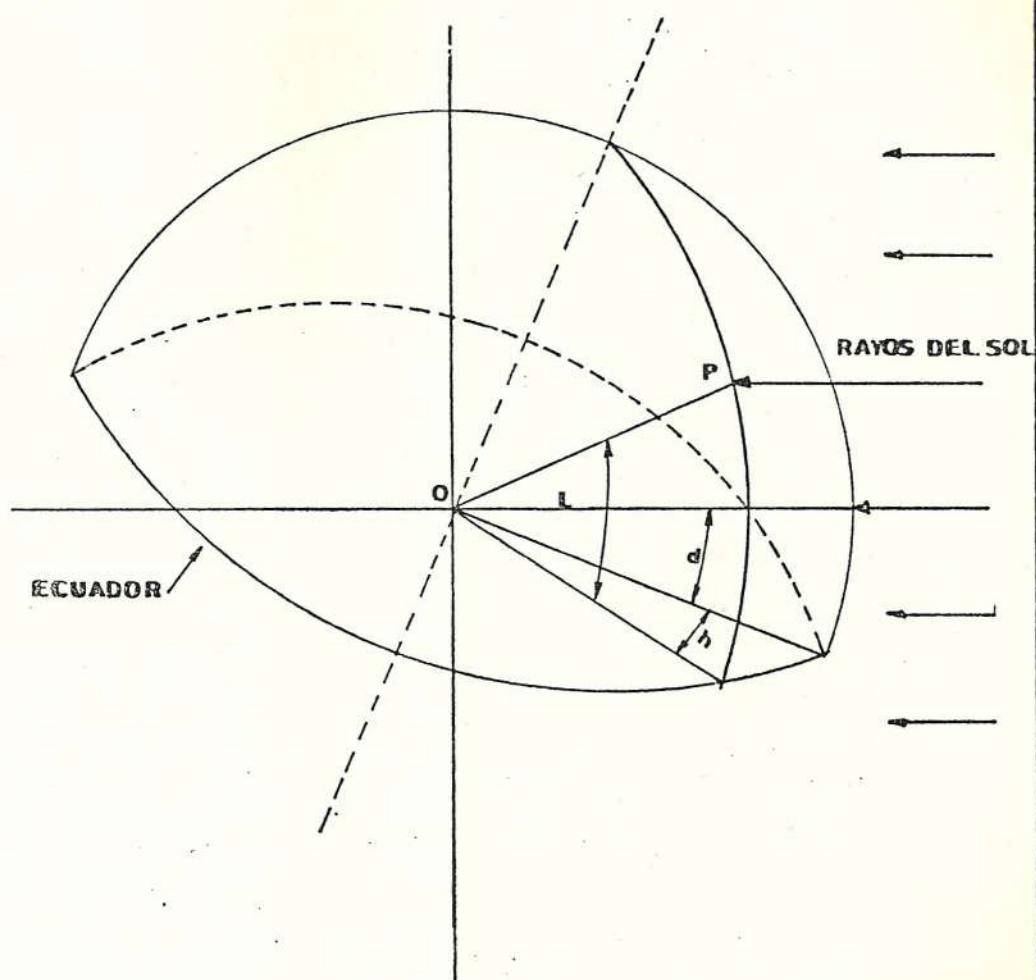
En la Fig. 3.2, se puede observar los tres ángulos principales que determinan la posición de un punto P sobre la tierra.

Se pueden definir tres ángulos principales que ubican este punto :

- Latitud (1) es la distancia angular de un pun

Fig. 3.2

ANGULOS SOLARES FUNDAMENTALES



to P al ecuador, medida como el ángulo entre la línea OP y la proyección de ésta sobre el plano ecuatorial.

- Declinación (d) del sol es el ángulo entre una línea trazada desde el centro del sol al centro de la tierra y la proyección de ésta sobre el plano ecuatorial de la tierra.
- El ángulo horario (H) es el ángulo entre la proyección OP y la proyección de la línea que une el centro del sol con el centro de la tierra, medido sobre el plano ecuatorial. Este ángulo expresa el tiempo del día referido al mediodía solar, de aquí que una hora es igual a 15° de ángulo horario ($360/24$).

Los ángulos secundarios tomados en cuenta para el cálculo del factor de ganancia solar si tomamos en cuenta una orientación particular, son :

- Altitud β
- Azimuth solar ϕ
- Azimuth de la pared ψ
- Azimuth sol-pared γ
- Angulo de incidencia θ

El ángulo de altitud β es definido como el ángulo en un plano vertical entre los rayos solares

y la proyección de éstos sobre el plano horizontal.

El ángulo de azimuth solar ϕ es el ángulo en el plano horizontal medido entre el sur y la proyección horizontal de los rayos del sol.

El azimuth de la pared ψ es el ángulo en el plano horizontal medido entre el sur y la normal a dicha pared.

El ángulo azimuth sol-pared γ es el ángulo medido en el plano horizontal entre la normal a la superficie vertical y la proyección horizontal a los rayos del sol.

El ángulo de incidencia θ es el ángulo entre los rayos del sol y las normas a la superficie inclinada.

Las expresiones trigonométricas para calcular estos ángulos a partir de los ángulos principales son :

$$H = 180 - 15 \text{ (hora del día - am ó pm)} \quad (3.14)$$

$$\text{Sen } \beta = \cos(1)\cos(d)\cos(H) + \text{sen}(1)\text{sen}(d) \quad (3.15)$$

$$\text{Cos } \phi = \text{sen } (\beta) \text{sen}(1) - \text{sen}(d) / (\cos(\beta)\cos(1)) \quad (3.16)$$

$$\gamma = \phi - \psi \quad (3.17)$$

$$\text{Cos } \theta = \cos(\beta) \cos(\gamma) \text{ para superficies verticales} \quad (3.18)$$

$$\text{Cos } \theta = \text{sen } \beta \text{ para superficies horizontales} \quad (3.19)$$

De este modo, conociendo nuestra latitud, declinación, hora del día y posición de una pared en particular, es posible ubicar exactamente el sol con respecto a esa pared, con el uso de las ecuaciones 3.14 a 3.19.

Continuando con el cálculo del factor de ganancia solar, necesitaremos además conocer los parámetros tales como Constante Aparente Solar A , Coeficiente de Extinción Atmosférica B, Factor Difuso Solar C, Reflectancia del Suelo R, Claridad Atmosférica CN.

Los valores de A,B,C,d, se dan en la Tabla A.16 para nuestro hemisferio (sur) para los días 21 de cada mes. He considerado una reflectancia del suelo de 0.20, y la claridad atmosférica de CN = 1.02.

Habiendo definido los parámetros anteriores, pasaré a describir el método recomendado por ASHRAE para calcular el factor de ganancia solar. He desarrollado dicho método, el cual consta en el Manual de Fundamentos de ASHRAE 1981, en el capítulo Fenestración, bajo la sección "Ecuaciones para cálculo computarizado de Factor de Ganancia Solar", aplicando las condiciones de nuestro ambiente.

Pasaré ahora al cálculo de la radiación solar. Sabemos que la radiación total de onda corta que alcanza una superficie terrestre, I_t , es la suma de la radiación solar directa, ID , más las radiaciones difusas provenientes del cielo, Ids , y de las superficies circundantes, Idr ; de este modo :

$$I_t = ID + (Ids + Idr)$$

$$\text{haciendo } Id = Ids + Idr :$$

$$I_t = ID + Id$$

La intensidad de la componente directa ID es el producto de la radiación normal directa, IDN , por el coseno del ángulo de incidencia .

$$ID = IDN \times \cos(\theta) \quad \cos(\theta) > 0$$

$$ID = 0 \quad \cos(\theta) \leq 0$$

$$\text{Siendo } IDN = A \times \exp \{-B/\sin(\beta)\}$$

La relación de difusión del cielo en una superficie vertical sobre la difusión del cielo en una superficie horizontal, Y , es :

$$Y = 0.55 + 0.437 \cos(\theta) + 0.313 \cos^2(\theta), \quad \cos(\theta) > -0.2$$

$$Y = 0.45 \quad \cos(\theta) \leq -0.2$$

La radiación difusa total sobre una superficie vertical es :

$$Id = (CY + 0.5 R\{C + \sin(\beta)\}) IDN$$

La componente transmitida de la ganancia solar es :

$$GTR = ID \sum_{j=0}^5 t_j \cos^j(\theta) + 2(ID) \sum_{j=0}^5 t_j / (j+2) \quad (3.20)$$

La componente absorbida de la ganancia solar es:

$$GAB = ID \sum_{j=0}^5 a_j \cos^j(\theta) + 2(ID) \sum_{j=0}^5 a_j / (j+2) \quad (3.21)$$

donde t_j y a_j son los coeficientes de transmisividad y absortividad para el vidrio de referencia.

El factor de ganancia solar SHGF está dado entonces por :

$$SHGF = GTR + N_i.GAB \quad (3.22)$$

donde N_i es la fracción de flujo hacia adentro definida en la sección 1.3.4.

Reemplazando en la ecuación 3.13a, la ganancia de calor es :

$$SHG = SC \times (GTR + N_i.GAB) \quad (3.23)$$

si reemplazamos en la ecuación 3.13 y en la ecuación 3.13a obtendremos la ganancia total de calor por fenestración :

$$GTF = U (t_o - t_i) + SC \times SHGF \quad (3.24)$$

En donde ahora conocemos todos y cada uno de los términos.

Si observamos la ecuación 3.20 y la comparamos con los dos últimos términos del miembro de la derecha de la ecuación 3.11, comprenderemos me-

jor el significado de la ganancia solar transmitida y absorbida.

ELEMENTOS SOMBREADORES

El uso de dispositivos sombreadores en las ventanas afectan la ganancia solar en un alto grado. Estos pueden ser exteriores, tales como volados, o interiores, como cortinas o persianas.

Observando en la Figura 3.3, que representa una ventana de un edificio con elementos de sombra exterior, llamaremos "X" a la sombra horizontal y "Y" a la sombra vertical.

Siendo

$$X = b \tan \alpha$$

$$Y = b \tan \alpha / \cos \beta$$

La parte no sombreada recibirá radiación difusa; en este caso,

$$GTF = A_{\text{sombreada}} \cdot U \cdot (t_o - t_i) + SC \times SHGF'$$

donde

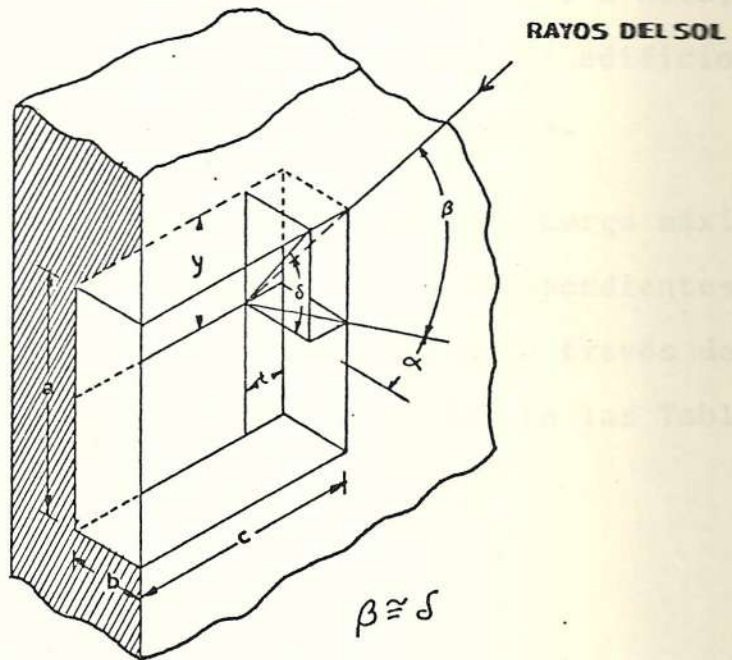
$$SHGF' = 2(Id) \sum_{j=0}^5 t_j / (j+2) + N_i \cdot 2 \cdot Id \sum_{j=0}^5 a_j / (j+2)$$

donde se ha hecho cero las componentes directas de la radiación solar en las ecuaciones 3.20 y 3.21.

Calculada la ganancia de calor por fenestración

Fig. 3.3

SOMBREADO DE UNA VENTANA POR EL PLANO DE UN EDIFICIO



es simple calcular la carga de enfriamiento correspondiente utilizando la metodología descrita en 3.1.1. Los coeficientes de función de transferencia son, en este caso,
 $V_0=0.197$, $V_1=-0.167$, $V_2=0.0$, $W_1=-0.97$

Usando los datos expuestos al final del Capítulo II, se han calculado las cargas de enfriamiento y ganancias de calor, hora a hora, mes a mes para las cuatro fachadas del edificio y para las cuatro zonas consideradas.

Se presentan los resultados de carga máxima para cada mes y las cargas correspondientes al mes en que ocurre la carga máxima a través de la envuelta exterior del edificio, en las Tablas B.1 a Tablas B.14.

3.4 EQUIPO DE CLIMATIZACION

3.4.1 CONSIDERACIONES PARA LA SELECCION

Hasta aquí hemos analizado todas las posibles fuentes de ganancia de calor para el edificio, junto con su respectiva carga de enfriamiento. Nos toca ahora seleccionar la carga de diseño y los equipos para los dos sistemas de climatización considerados.

Para el sistema electrohidrónico, el cual sirve a los pisos de oficinas (excepto pisos 4 y 5) y

a mezzanine, se tomará la carga de diseño siguiendo un procedimiento común en aire acondicionado. Recordemos que las cargas han sido calculadas para dos zonas de igual comportamiento térmico, pero los sistemas instalados no abastecen a esas mismas zonas exactamente, por lo que la carga de enfriamiento será repartida proporcionalmente a las áreas por cada sistema.

De esta manera,

Q diseño sistema

electrohidrónico = Q diseño pisos (6-21) + Q diseño mezzanine

$$= \frac{\text{Area pisos (6-21)} \times \text{Q diseño total oficinas}}{\text{Area total oficinas}} + \frac{\text{Area mezzanine} \times \text{Q diseño almacenes}}{\text{Area almacenes}}$$

Q diseño sistema

expansión directa = Q diseño pisos (4-5) + Q diseño planta baja

$$= \frac{\text{Area pisos (4-5)} \times \text{Q diseño total oficinas}}{\text{Area total oficinas}} + \frac{\text{Area planta baja} \times \text{Q diseño almacenes}}{\text{Area almacenes}}$$

La carga Q de diseño total de oficinas la obtenemos sumando dos cargas :

- 1) La máxima carga por envuelta exterior para oficinas, Tabla B.1.

- 2) La carga por el resto de fuentes tomadas a la hora de máxima carga por envuelta exterior Tabla B.15.

Haciendo un resumen de las cargas obtenidas de las tablas mencionadas, tenemos para oficinas:

CARGAS EXTERNAS :	MBH
Paredes exteriores :	548.78
Fenestración :	554.29
Ventilación (sensible) :	123.13
Ventilación (latente) :	356.70
TOTAL CARGAS EXTERNAS :	1582.90
CARGAS INTERNAS :	MBH
Paredes interiores :	71.63
Tumbado :	314.63
Luces :	185.93
Personas (sensible) :	50.38
Personas (Latente) :	135.93
TOTAL CARGAS INTERNAS :	758.50
TOTAL CARGAS :	2341.40

FECHA DE DISEÑO : Enero 21 a las 16h00 solares.

Luego, la carga Q de diseño para oficinas será 2341.40 MBH.

La carga Q de diseño para almacenes siguiendo el mismo procedimiento tomando los valores de la Tabla B.2 para cargas por envuelta exterior,

y de la Tabla B.15 para el resto de cargas.

Haciendo un resumen de las cargas obtenidas; para almacenes :

CARGAS EXTERNAS	MBH
Paredes exteriores :	70.22
Fenestración :	100.71
Ventilación (sensible) :	25.72
Ventilación (Latente) :	<u>74.50</u>
TOTAL CARGAS EXTERNAS :	271.15

CARGAS INTERNAS	MBH
Paredes interiores :	9.94
Tumbado :	70.41
Luces :	82.48
Personas (sensible) :	22.55
Personas (latente) :	<u>60.83</u>
TOTAL CARGAS INTERNAS :	246.21
TOTAL CARGAS :	517.36

FECHA DE DISEÑO : Enero 21 a las 16h00 solares

Luego, la carga Q de diseño para almacenes será 517.36 MBH.

Las áreas de las zonas consideradas se detallan a continuación :

ZONA	AREA (p ²)
Pisos 4 y 5	6420
Pisos 6 a 21	46884
Area total oficinas	53304
Mezzanine	7362
Planta Baja	4566
Area total almacenes	11928

Realizando las operaciones, las cargas resultantes para cada sistema resultan :

SISTEMA ELECTROHIDRONICO	MBH
Q diseño pisos 6 a 21 :	2059.40
Q diseño mezzanine :	319.32
+ 10% Factor de seguridad	<u>237.90</u>
CARGA REAL	2616.62

Expresando la carga en Toneladas de Refrigeración, que es la unidad usada comercialmente, la cual equivale a :

$$1 \text{ Tonelada de Refrigeración} = 12.00 \text{ MBH}$$

La carga real del Sistema Electrohidrónico será:

$$\text{Carga Real de Enfriamiento} = 218.05 \text{ T.R.}$$

SISTEMA EXPANSION DIRECTA	MBH
Q diseño pisos 4 y 5 :	282.00
Q diseño Planta Baja :	198.04
+ 10% Factor de Seguridad	<u>48.00</u>
CARGA REAL	528.04

Luego, la carga real del Sistema de Expansión Directa será :

Carga Real de Enfriamiento = 44.00 T.R.

El segundo paso luego de obtener la carga real de enfriamiento es la selección del equipo de climatización, ya que los sistemas serán mantenidos y abasteciendo a las mismas zonas, con el fin de poder hacer una comparación confiable de gasto energético. La selección del equipo de climatización se hará a continuación.:

EQUIPO DE CLIMATIZACION - SISTEMA ELECTROHIDRONICO.

Como hemos visto anteriormente, los principales equipos que componen este sistema son :

- 1) Unidades Terminales (Bombas de calor en modo de Enfriamiento)
- 2) Enfriador Evaporativo de Circuito Cerrado
- 3) Bombas de circulación de agua

En la Figura 1.2 se puede observar un esquema del arreglo general de estos equipos en el sistema electrohidrónico aplicado a un edificio. En nuestro caso específico, el esquema es prácticamente el mismo, excepto que la distribución de agua a las unidades terminales se realiza a

través de cinco ramales de suministro y retorno.

El esquema de la distribución actual se puede observar en la Figura 3.4, con los caudales de agua respectivos que circulan por cada ramal.

Haremos a continuación un análisis de los crite
rios de selección para los equipos componentes del sistema electrohidrónico.

BOMBAS DE CALOR

Una bomba de calor es un aparato en el cual e-
quipo de refrigeración toma calor desde una fuen
te de calor, lo da al espacio acondicionado cuan
do se requiere calefacción, y remueve calor des
de el espacio y lo descarga a un sumidero de calor cuando se requiere enfriamiento.

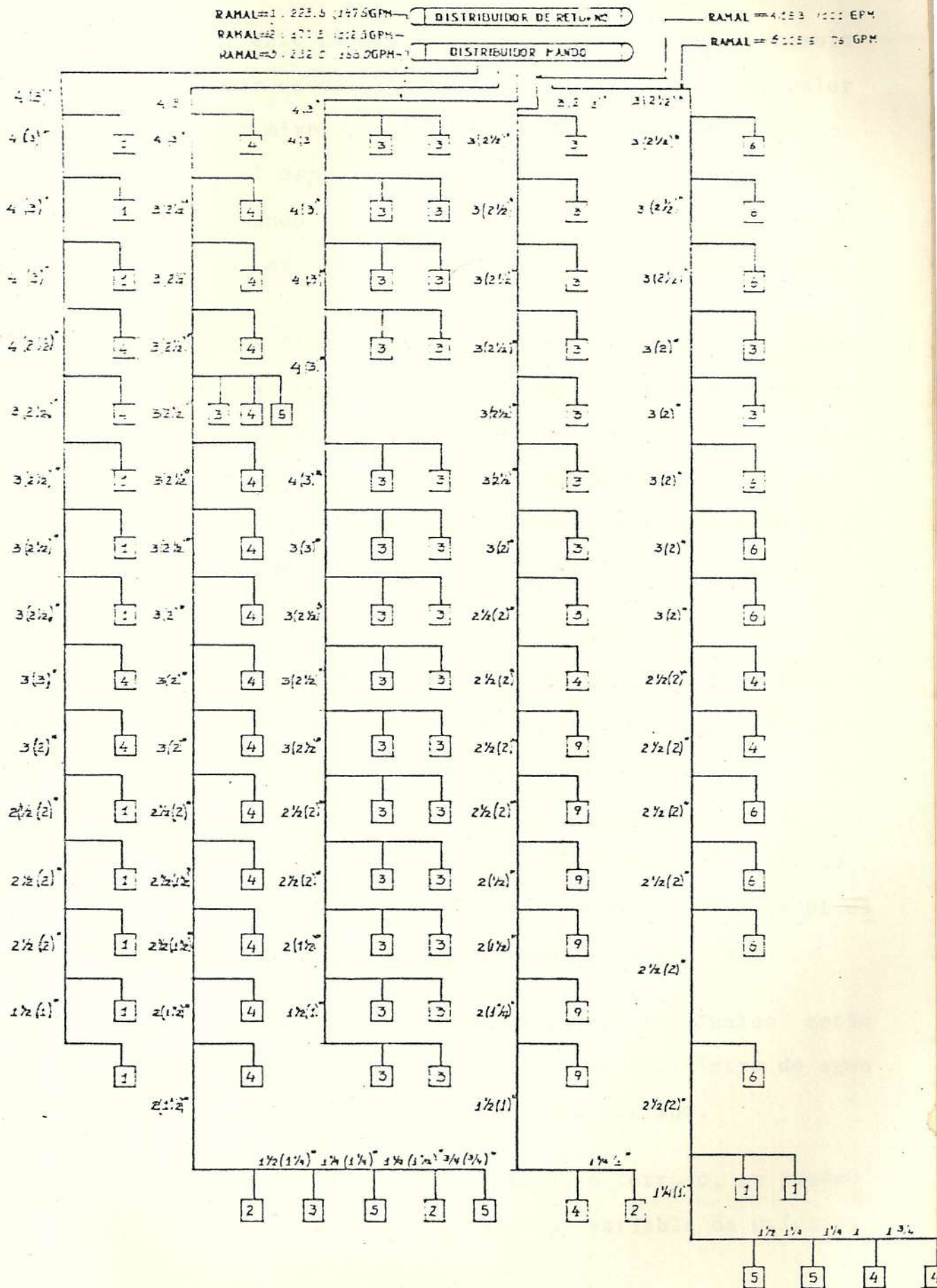
El ciclo térmico es idéntico al ciclo ordinario de refrigeración, pero su aplicación se relacio
na tanto con el efecto de calefacció producido en el condensador, como con el efecto de enfria
miento producido en el evaporador.

Los dos tipos de uso general de bombas de calor son los de aire a aire, y las de agua a aire.

Las bombas de calor de aire a aire es el tipo más común por la disponibilidad universal de la

Fig. 3.4

DISTRIBUCION DE AGUA SISTEMA ELECTROHIDRONICO



fuente de calor. En este tipo, un intercambiador de calor aire a refrigerante rechaza calor al aire exterior cuando enfría el aire dentro del espacio, y extrae calor del aire exterior cuando calienta el aire del espacio. Un esquema del funcionamiento se muestra en la Fig. 3.5.

Las bombas de calor agua a aire usan agua como la fuente de calor cuando están en el modo de calefacción y como el sumidero de calor cuando están en modo de enfriamiento. El suministro de agua puede ser a través de un circuito cerrado de agua, un lago, o una fuente.

El rango de suministro de agua debe estar en alrededor de 3 GPM por cada tonelada de refrigeración. En este tipo, un intercambiador de calor agua-refrigerante se usa como sumidero de calor del refrigerante cuando se enfría el aire del espacio acondicionado y se usa como fuente de calor del refrigerante cuando se calienta el espacio. Se ve un esquema en la Fig. 3.6.

En nuestro caso, las unidades terminales están en modo de enfriamiento y el suministro de agua es a través de un circuito cerrado.

En los sistemas de circuito cerrado, se pueden conectar una cantidad muy variable de unidades

Fig. 3.5
ESQUIMA DE BOMBA DE CALOR AIRE-AIRE

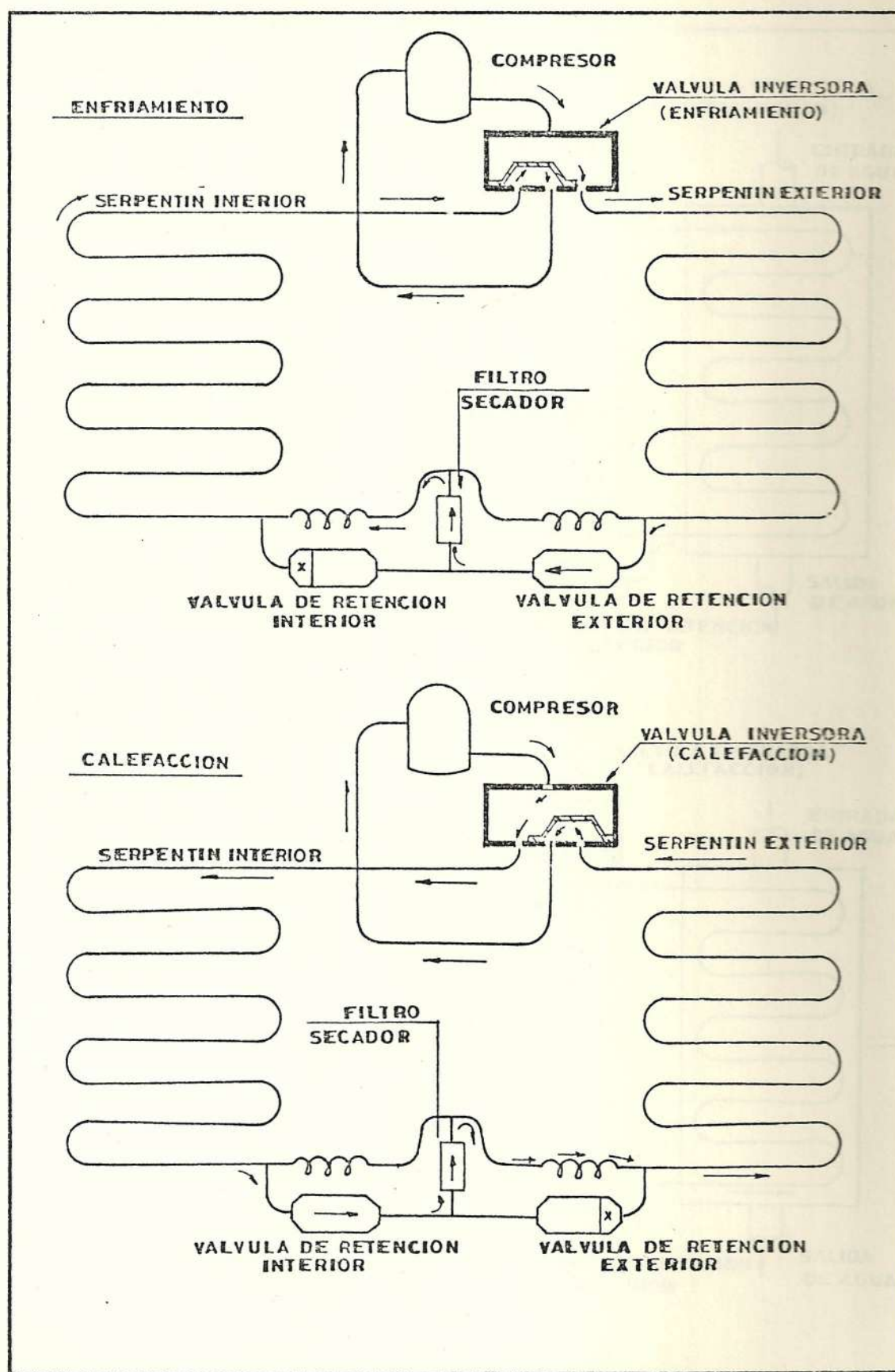
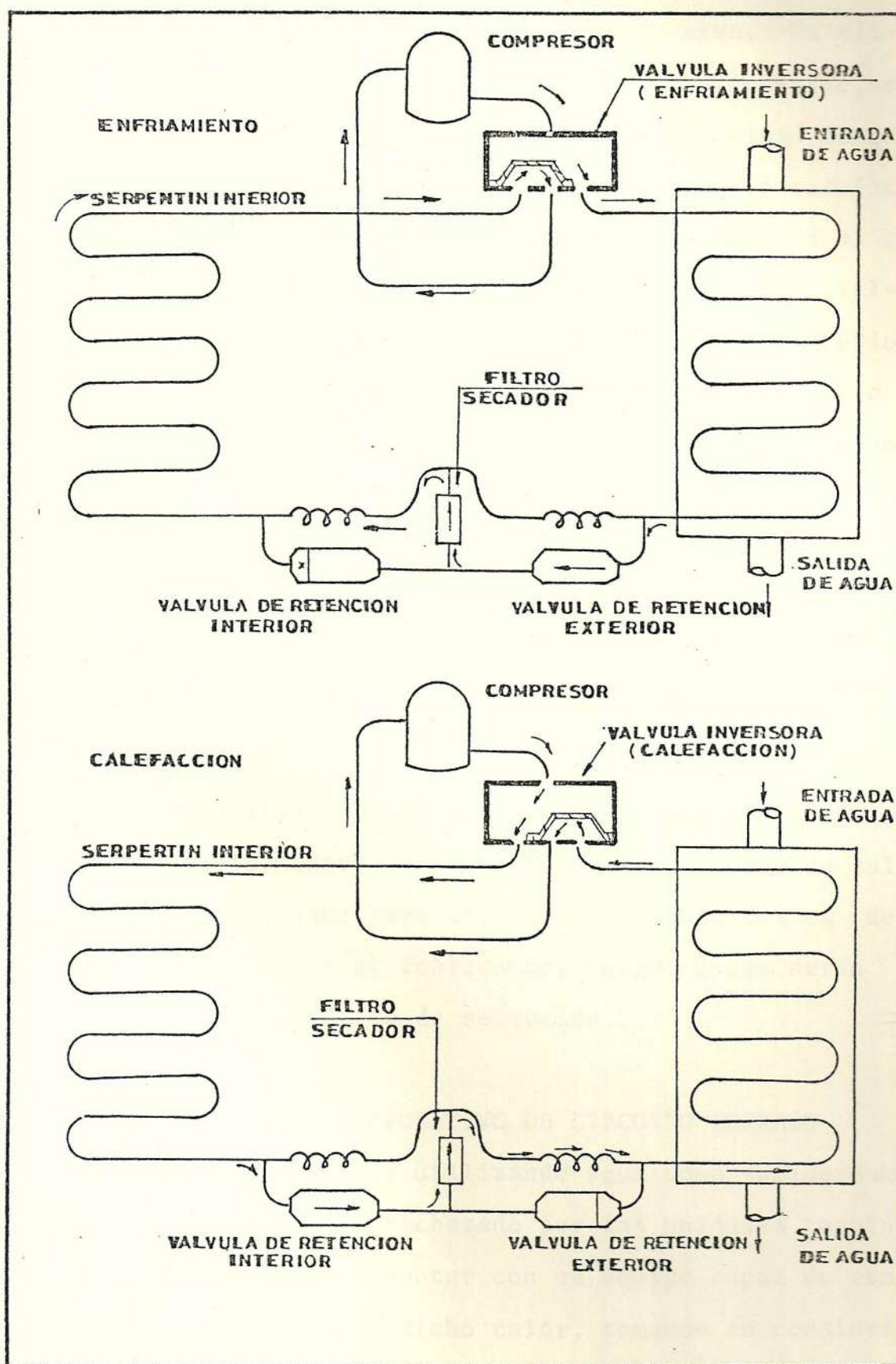


Fig. 3.6
ESQUEMA DE BOMBA DE CALOR AIRE-AGUA



terminales al circuito común de agua. En climas variables como los del hemisferio norte, es este tipo de sistema ofrece la posibilidad de que algunas unidades operen en el ciclo de calefacción, mientras que otras pueden operar en el ciclo de enfriamiento simultáneamente, especialmente en edificios de apreciable área interior. El aislamiento de tubería se hace innecesario ya que el rango de temperaturas del agua generalmente se mantiene dentro de 70 F a 100 F.

Cuando las unidades operan sólo en modo de enfriamiento, los parámetros básicos de selección son la carga de enfriamiento y la temperatura de salida del agua.

La carga de enfriamiento ya ha sido definida anteriormente; la temperatura recomendada de salida del agua para esta clase de unidades es de 95 F según el fabricante; luego, éstos serán los parámetros de selección.

ENFRIADOR EVAPORATIVO DE CIRCUITO CERRADO

Ya que estamos utilizando agua como sumidero del calor que es rechazado por las unidades terminales, debemos contar con un equipo capaz de remover y disipar dicho calor, tomando en consideración que debido a las características de nuestro

problema no disponemos de una fuente contínua de suministro de agua y que los rangos de temperatura del agua a la entrada y salida de dicho equipo deben garantizar los requerimientos del sistema de refrigeración.

Los intercambiadores de calor enfriados por ai-re pueden usarse para enfriar el agua rechazando el calor directamente a la atmósfera, pero sus costos iniciales y el consumo de los venti-ladores es demasiado alto, y económicamente son capaces de enfriar el agua dentro de unos 20 F de la temperatura ambiente del bulbo seco, el cual es un rango demasiado alto para los reque-rimientos de la mayoría de los sistemas de refrigeración.

Estos problemas se solucionan con una torre de enfriamiento, el cual es el equipo más comúnmente usado para disipar calor en procesos de re-frigeración y aire acondicionado. Estas pueden enfriar el agua dentro de un rango de 5 a 10 F de la temperatura ambiente de bulbo húmedo, con un consumo de agua de un 5% que requeriría un sistema de un solo paso sin recirculación, con un desperdicio de agua muy pequeño.

El principio de operación de una torre de enfria

miento se basa en una combinación de transferencia de calor y masa para enfriar el agua. El agua que se va a enfriar se distribuye en la torre mediante toberas, barras rociadoras, chorros, etc, que aseguren un área muy grande de exposición del agua al aire atmosférico.

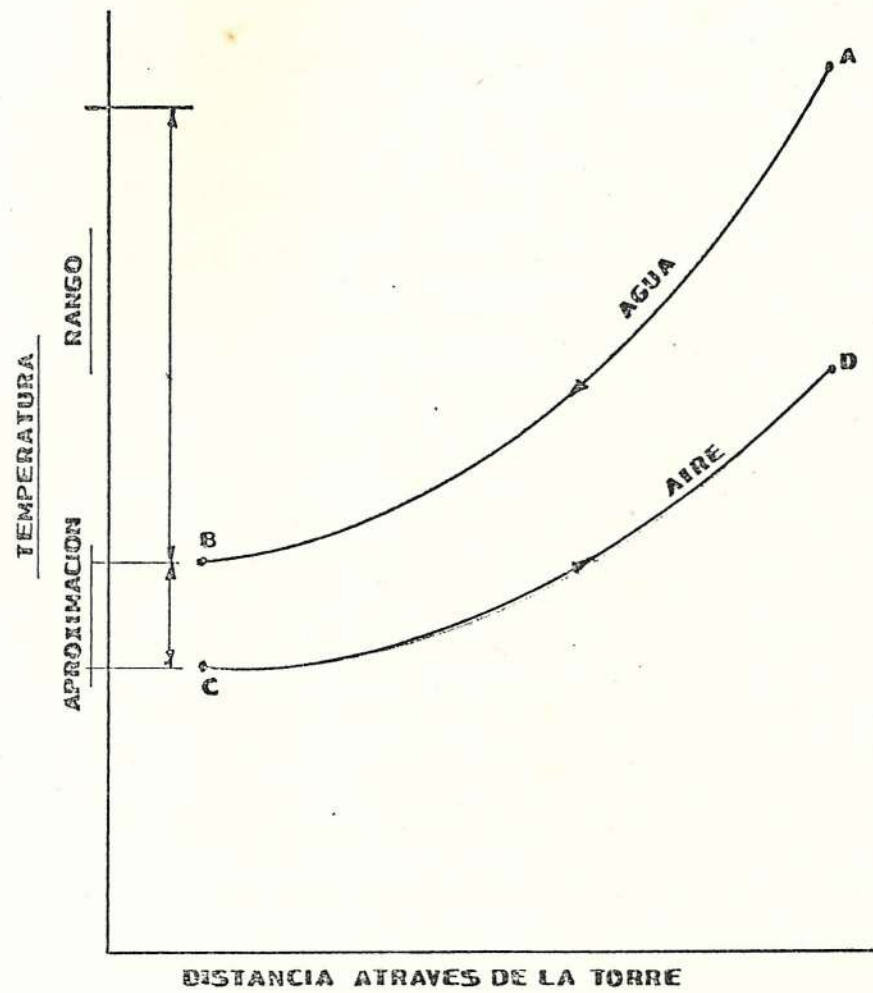
Para circular el aire atmosférico se utilizan ventiladores, corrientes convectivas, corrientes naturales de viento, etc.

Los niveles relativos de calor del agua y el aire causan que se evapore una porción del agua . Ya que el agua debe absorber calor para cambiar de estado de líquido a vapor a presión constante, este calor es tomado de la porción de agua restante que está en estado líquido. De este modo, el calor de vaporización a presión atmosférica es removido del agua circulante y transferido a la corriente de aire.

En una torre de enfriamiento a contraflujo, la relación de temperaturas entre el agua y el aire se muestran en la Figura 3.7. Las curvas indican la caída de la temperatura del agua (puntos A a B) y el aumento en la temperatura del bulbo húmedo del aire (puntos C a D) al pasar a través de la torre. La diferencia de temperatu

Fig. 3.7

RELACION DE TEMPERATURAS ENTRE AIRE Y AGUA EN UNA TORRE
DE ENFRIAMIENTO A CONTRAFIJO



ra entre el agua que entra y el agua que sale de la torre se conoce como Rango, y está determinado por la carga de calor y el flujo de agua y no por el tamaño o capacidad de la torre.

La diferencia entre la temperatura del agua que sale de la torre y la temperatura de bulbo húmedo del aire que entra (B-C en la Figura 3.7) se conoce como la Aproximación al Bulbo Húmedo, o más simplemente, Aproximación. La aproximación es función de la capacidad de la torre, por lo que una torre más grande dará una aproximación más cercana a la temperatura de bulbo húmedo del aire entrante para una carga de calor y flujo de agua dados, con lo que resultará una temperatura más fría del agua de salida.

De esta manera, la cantidad de calor transferida a la atmósfera por la torre siempre es igual a la carga de calor impuesta sobre la misma, mientras que el nivel de temperatura al cual se transfiere el calor está determinado por la capacidad térmica de aquella.

El comportamiento térmico de una torre de enfriamiento está afectado por la temperatura de bulbo húmedo del aire que entra; la temperatura de bulbo seco y la humedad relativa tienen poco e-

fecto sobre el comportamiento, pero afectan la tasa de evaporación de agua.

Observando la Figura 3.8, podemos comprender el proceso de transferencia de calor dentro de una torre. Esta figura representa un diagrama psicrométrico del aire que pasa a través de la torre.

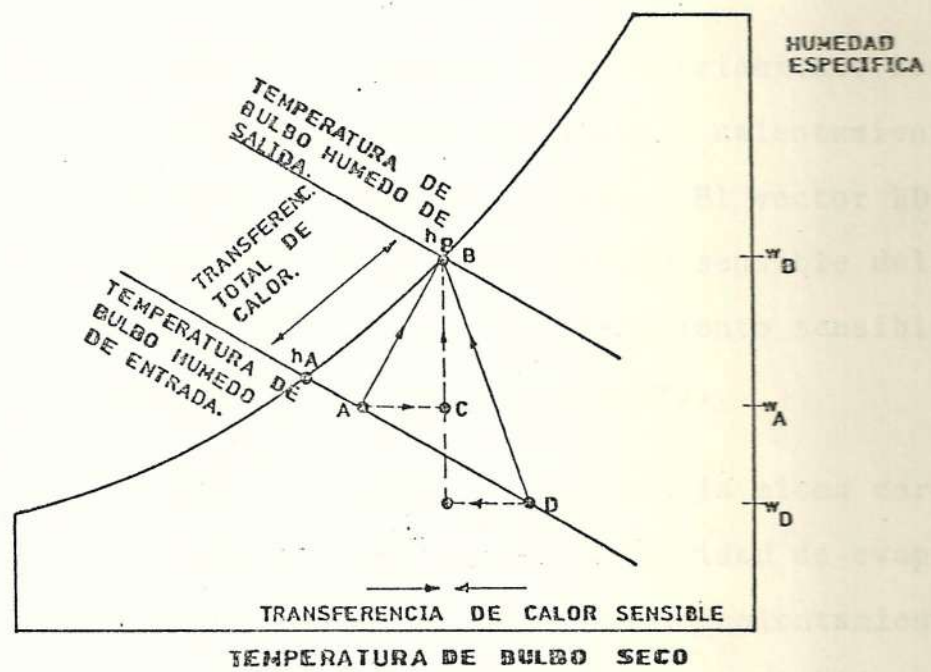
El aire entra a la temperatura ambiente A, absorbe calor y humedad del agua y sale saturado a una condición B. La cantidad de calor que se transfiere del agua al aire es proporcional a la diferencia de entalpías entre el aire que entra y que sale, $(h_b - h_a)$.

El cambio de entalpía del aire puede considerarse para propósitos prácticos únicamente como el cambio en la temperatura de bulbo húmedo del mismo, ya que las líneas de entalpía constante corresponden casi exactamente a las de temperatura constante de bulbo húmedo en el diagrama psicrométrico.

La línea o vector AB en la Figura 3.8, se puede separar en dos componentes; la componente AC representa el calentamiento sensible del aire que corresponde al enfriamiento sensible del agua, y la componente CB, que el calentamiento laten-

Fig. 3.8

ANALISIS PSICROMETRICO DEL AIRE QUE PASA A TRAVES DE
UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO



te del agua.

Observemos que si la condición de entrada del aire es cambiada al punto D que está a la misma temperatura de bulbo húmedo pero a distinta temperatura de bulbo seco, la transferencia total de calor permanece igual, pero las componentes sensible y latente han cambiado.

El vector AB representa el enfriamiento sensible del agua por evaporación y calentamiento sensible y latente del aire. El vector BD representa también enfriamiento sensible del agua por evaporación, pero enfriamiento sensible del aire con calentamiento latente.

De esto se desprende que para la misma carga de enfriamiento del agua, la cantidad de evaporación depende de la cantidad de calentamiento o enfriamiento sensible del aire. También se desprende que la tasa de evaporación del agua está afectada por la temperatura de bulbo seco del aire de entrada, ya que ésta afecta la relación de calor sensible a calor latente.

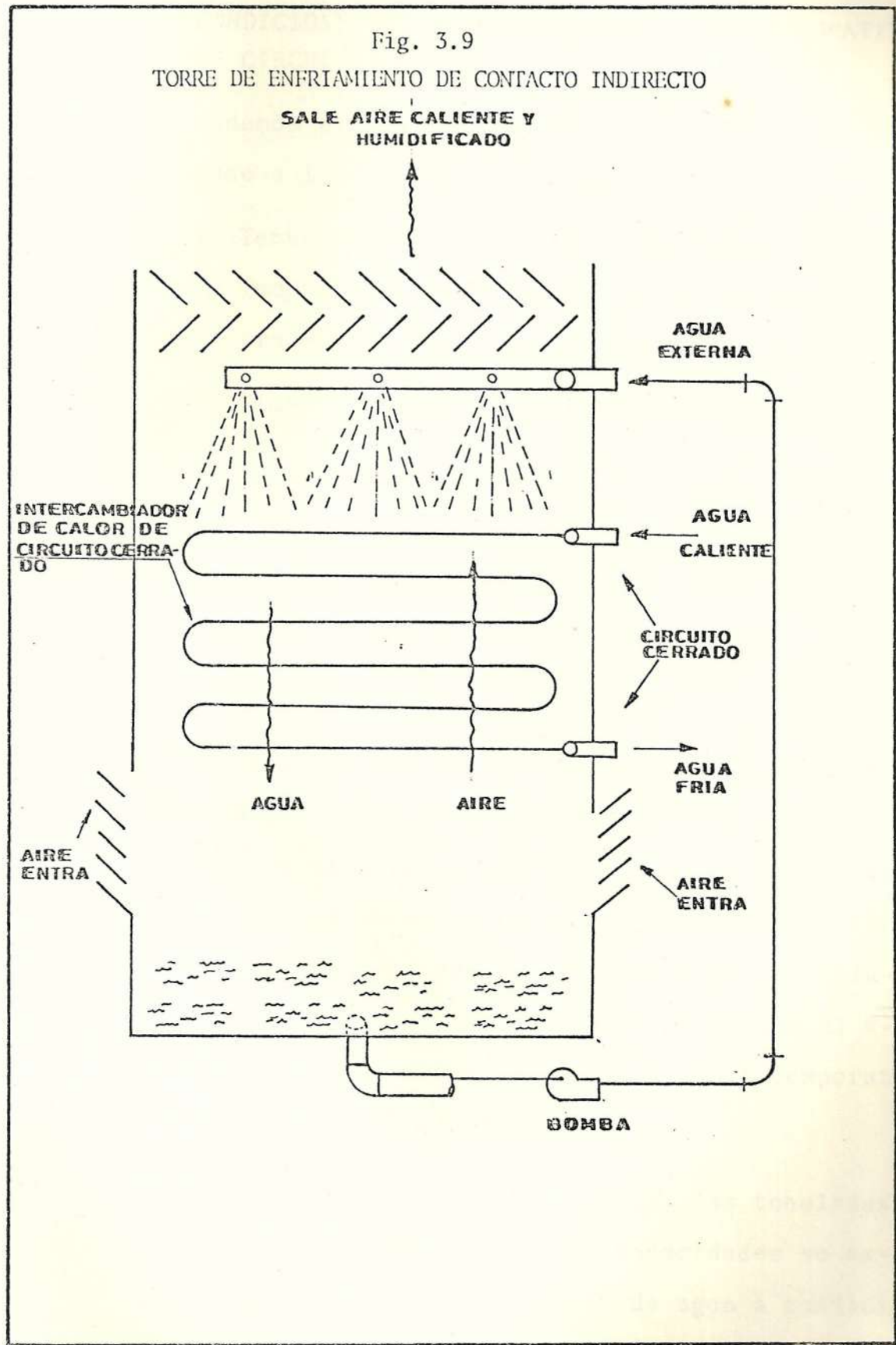
TIPOS DE TORRES DE ENFRIAMIENTO

Existen dos tipos básicos de torres de enfriamiento; el primer tipo involucra un contacto directo del agua calentada y la atmósfera, y es

el que más se asocia con el nombre de torre de enfriamiento. En este tipo, el agua se expone directamente a la atmósfera enfriante, por lo que transfiere calor directamente al aire.

El segundo tipo, involucra contacto indirecto entre el fluido caliente y la atmósfera, y son llamados Enfriadores Evaporativos de Circuito Cerrado, el cual corresponde al tipo de equipo instalado actualmente en el edificio.

Los enfriadores de circuito cerrado contienen dos circuitos separados de fluido: un circuito externo en el cual el agua se expone a la atmósfera mientras que cae en cascada sobre los tubos de un serpentín; y un circuito interno en el cual el fluido a ser enfriado circula dentro de los tubos del serpentín. Durante la operación, el calor fluye desde el circuito interno, a través de las paredes de los tubos del serpentín, al circuito externo en el que el agua se enfría evaporativamente. Dado que el fluido del circuito interno nunca hace contacto con la atmósfera, se puede usar esta unidad para enfriar fluidos que no sean agua y/o para prevenir contaminación del circuito primario de agua con impurezas o polvo. Podemos observar el diagrama de una torre de este tipo en la Figura 3.9.



CONDICIONES DE DISEÑO DEL ENFRIADOR EVAPORATIVO DE CIRCUITO CERRADO.

Podemos definir la capacidad del enfriador en base a los siguientes parámetros :

- 1) Temperaturas de entrada y salida del agua
- 2) Temperatura de bulbo húmedo del aire de entrada.
- 3) Flujo de agua

Las temperaturas de entrada y salida del agua nos definen el rango. La diferencia entre la temperatura de salida del agua y la temperatura de bulbo húmedo del aire entrante definen la aproximación.

En aplicaciones de aire acondicionado, las capacidades de los enfriadores evaporativos se identifican en términos de las toneladas nominales, las cuales se basan en una disipación de calor de 15000 Btu/hr por tonelada, con una circulación de agua de 3GPM por tonelada cuando el agua se enfría desde 95 F a 85 F a una temperatura de bulbo húmedo de 78 F.

Para las aplicaciones prácticas, las toneladas nominales no se usan, y las capacidades se expresan en términos del flujo de agua a condiciones específicas de operación, esto es, a condi-

ciones específicas de temperatura de entrada y salida del agua y temperaturas de entrada de bulbo húmedo del aire. Para esto, los fabricantes elaboran curvas o tablas del comportamiento de sus equipos a diversas condiciones.

En estas cartas, se relacionan la temperatura de bulbo húmedo del aire, rango y aproximación contra un cuarto parámetro conocido como "Factor de Capacidad". Este factor es usado para determinar cuál es la verdadera carga que el enfriador maneja a las condiciones investigadas.

De este modo, la carga manejada por el enfriador evaporativo en condiciones de diseño se calcula por :

$$Q_{ee} = m \times C_p \times T \times FC$$

donde:

m : flujo másico de agua

C_p : calor específico del agua

T : diferencial de temperatura entre entrada y salida del agua = rango

FC : factor de capacidad del enfriador evaporativo tomado de las cartas a las condiciones de diseño.

Utilizando factores de conversión, y asumiendo un calor específico medio del agua de 1.00 Btu/lb.F tenemos :

$$Q_{ee} = 500 \times \text{GPM} \times \text{Rango} \times \text{FC (Btu/hr)}$$

Tenemos además como parámetro usado, la diversidad, la cual se define como la no ocurrencia de parte de la carga de enfriamiento. Comprenderemos mejor este concepto si reconocemos que es extremadamente pequeña la probabilidad de tener toda la gente presente en el edificio, todas las luces encendidas, y todos los equipos productores de calor operando en el preciso instante de la carga de diseño. Generalmente, se admite un valor de diversidad del 80%, el cual equivale al efecto del 89% de las unidades terminales funcionando el 89% del tiempo a las condiciones de diseño.

En la Tabla A.17, se muestran valores recomendados de temperatura de salida del agua en el enfriador, rango a un 80% de diversidad, y aproximación para diversas temperaturas de bulbo húmedo de diseño.

Haciendo un resumen de los parámetros de selección del enfriador evaporativo de circuito cerrado, tenemos :

Temperatura de bulbo húmedo del aire de entrada	= 80 F
Diversidad	= 80%
Rango	= 10 F
Aproximación	= 12.5 F
Flujo de agua	= 2.7740 GPM/T.R.

El flujo de agua lo obtenemos de las cartas del fabricante para el tipo de unidades instaladas actualmente; rango y aproximación son obtenidos de la Tabla A.17, para una temperatura de bulbo húmedo de diseño de 80 F.

BOMBAS DE CIRCULACIÓN DE AGUA

La función de las bombas de circulación de agua es la de hacer fluir ésta a través del circuito cerrado de distribución a las unidades terminales. Como se puede deducir, la selección de la bomba está estrechamente ligada a la selección y cálculo del circuito de distribución de agua en el edificio, ya que la capacidad de aquella dependerá de la pérdida de presión que haya en la tubería.

No nos detendremos a analizar los criterios de diseño del circuito de tubería tal como está instalado actualmente, pero sí analizaré los criterios para el dimensionamiento de la tubería para el caso que estamos tratando, en el que la carga de enfriamiento ha sido disminuída, y por lo tanto, el flujo de agua circulante también.

La pérdida de presión existente en la tubería es función de :

- 1) Velocidad del fluido
- 2) Diámetro del tubo
- 3) Longitud del tubo
- 4) Rugosidad de la superficie interior del tubo

Conociendo el caudal de agua circulante, que depende como se ha visto de la carga de enfriamiento, y la velocidad, podemos establecer pérdidas de carga y diámetros de tubería; de igual manera, conociendo caudales y pérdidas se establecen velocidades y diámetros.

Para evaluar la pérdida de presión en la tubería hacemos uso de la Tabla D.1, en la que se muestran pérdidas por rozamiento en los sistemas de circulación cerrada, junto con las velocidades, caudales y diámetros de tubería.

La experiencia ha demostrado que para circuitos cerrados de distribución para sistemas electrohidráulicos, por debajo de los 400 GPM, es preferible y económicamente recomendable seleccionar una pérdida de carga de 8 pies de agua por cada 100 pies de tubería; esta pérdida nos asegura mantener las velocidades dentro del circuito tan altas como sea posible sin afectar adversamente el flujo con problemas de erosión o cavitación.

Por encima de los 400 GPM, este problema no de

be ser desestimado y la experiencia demuestra que en este caso se debe mantener la velocidad por debajo de los 10 FPM.

El uso de estos factores evitarán entonces problemas de erosión, altos niveles de ruido por el aire arrastrado y agua en movimiento, y choque producido por erosión, lo que ocasionará deterioro de las paredes del tubo o la destrucción del mismo.

Haciendo uso de la Figura 3.4, en la que se muestra la distribución de caudal por ramales tal como está instalado actualmente, asumiremos que el flujo de agua, ya que depende de la carga de enfriamiento, será reducido proporcionalmente a la reducción de carga de enfriamiento lograda en este capítulo; de este modo, se muestran paréntesis los caudales nuevos distribuidos en cada ramal.

En este punto recordemos que la reducción de carga lograda es del 34%. La pérdida de presión será calculada para el ramal que maneja mayor caudal; la experiencia dice que generalmente es éste el ramal que experimenta mayor pérdida siempre que no hayan otros ramales de longitud inusitada, que no es nuestro caso.

Usando la Tabla D.1 y los criterios establecidos más arriba, se ha dimensionado la tubería para los nuevos caudales, este dimensionamiento se muestra en parentesis en la Fig. 3.4. Además, haremos uso de las Tablas D.2 y Tabla D.3 para calcular la longitud equivalente de accesorios. Habiendo dimensionado la tubería para las nuevas condiciones, nos toca ahora calcular las pérdidas de presión.

La pérdida de presión es calculada en el ramal que ofrece mayor resistencia a la circulación; recordemos que la pérdida de presión es proporcional a la longitud del ramal multiplicada por el caudal manejado en ese ramal.

Un análisis del circuito de distribución de agua nos sugiere que el ramal #3, que es el que maneja mayor caudal, es el que presenta mayor resistencia a la circulación.

Por lo tanto realizaré los cálculos de pérdida para dicho ramal.

Las pérdidas por cada elemento se detallan en la siguiente tabla :

TABLA IV

PERDIDAS POR TUBERIA Y ACCESORIOS

TUBERIA O ACCESORIOS	PERDIDAS EN PIES DE AGUA
- Tubo de 5", 20 pies	1.2
- Tubo de 3", 210 pies	16.8
- Tubo de 2 1/2", 76 pies	6.08
- Tubo de 2", 52 pies	4.16
- Tubo de 1 1/2", 49 pies	3.92
- Tubo de 1", 45 pies	3.60
- 12 tes de 3"	4.80
- 2 reducciones de 3" x 2 1/2"	1.12
- 6 tes de 2 1/2"	1.97
- 2 reducciones de 2 1/2" x 2"	0.90
- 4 tes de 2"	1.06
- 2 reducciones de 2" x 1 1/2"	0.75
- 4 tes de 1 1/2"	0.83
- 2 reducciones de 1 1/2" x 1"	0.59
- 6 codos de 5"	1.25
- 2 válvulas de compuerta 3/4"	1.44
- 2 válvulas de globo 3/4"	3.52
- 1 válvula de compuerta 5"	0.48
- 1 válvula de retención horizontal 5"	4.00
PERDIDA EN TUBERIA Y ACCESORIOS	<u>58.47</u>

Estando la potencia expresada en HP.

Sobre las bombas, deberé expresar además que es práctica normal especificar dos bombas de idéntica capacidad colocadas en paralelo, siendo una de ellas la "principal" mientras que la otra es de reserva, con válvulas de retención a la descarga de cada una.

EQUIPO DE CLIMATIZACION -SISTEMA DE EXPANSION DIRECTA

El sistema de expansión directa es el sistema más elemental para acondicionamiento de aire, y es uno de los más comúnmente utilizados para acondicionamiento de establecimientos comerciales o grupos de oficinas que constituyan zonas individuales.

El equipo utilizado actualmente en el edificio se agrupa dentro de la clasificación de acondicionadores de aire unitarios. ASHRAE define a los acondicionadores de aire unitarios como la unión de uno o más artefactos que incluyan normalmente un evaporador o serpentín de enfriamiento, un aparato para mover aire, una combinación condensador-compresor y artefacto de calefacción opcional.

ASHRAE clasifica los equipos de acondicionamien

to de aire unitarios en varias clases :

- Unidades tipo "paquete"
- Unidades "paquete-todo clima"
- Unidades de condensador remoto
- Unidades de condensador remoto "todo clima"
- Unidades "condensador - serpentín solo"
- Unidades "condensador - serpentín/soplador"
- Unidades "condensador - serpentín/soplador - todo clima"

De éstas, las más conocidas en nuestro medio , son las unidades de tipo "paquete" y las unidades "condensador - serpentín/soplador", enfriadas por aire, conocidas como "unidades partidas", las cuales son las instaladas.

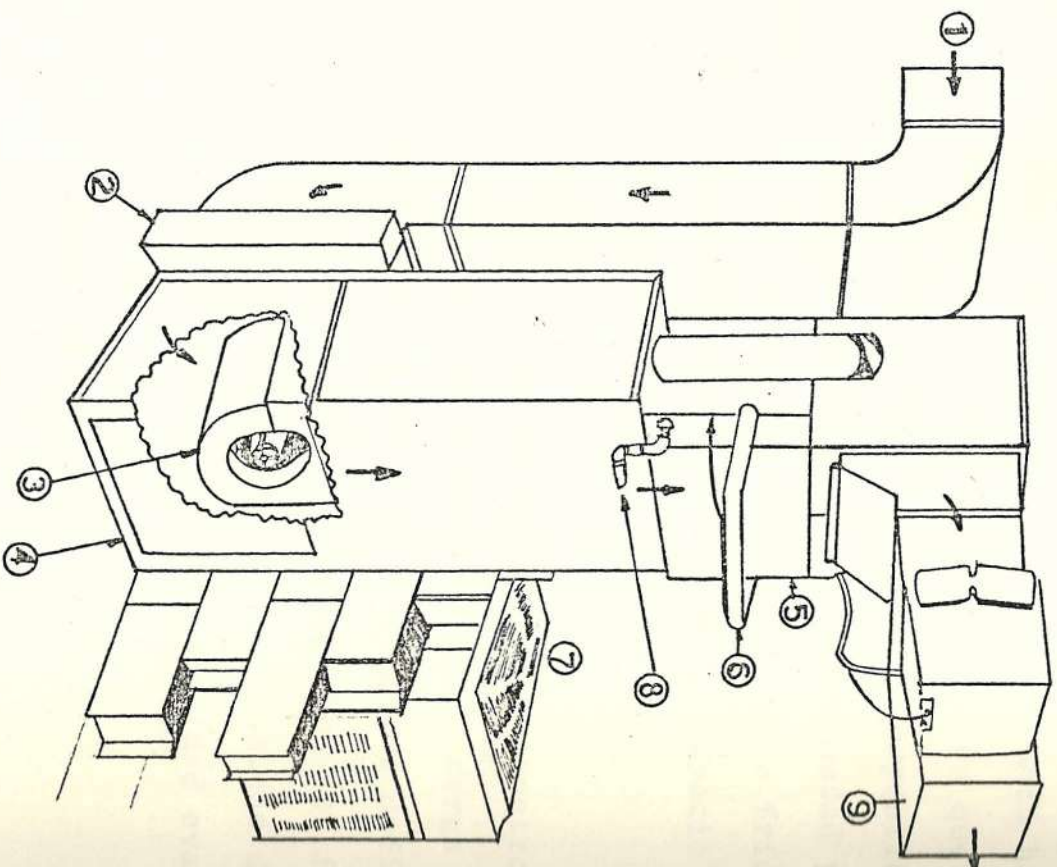
Este tipo de unidades, son diseñadas generalmente con capacidad de ventilador para vencer las pérdidas en ductos, lo que no hacen las unidades "de ventana".

El funcionamiento general de los equipos "partidos" se puede explicar haciendo referencia a la Figura 3.10.

El aire caliente y húmedo proveniente del espacio acondicionado, 1, se hace pasar a través de un filtro, 2, por medio de un ventilador, 3, situado en un gabinete, 4. El aire entonces se

Fig. 3.10

INSTALACION DE UN EQUIPO "PARTIDO" RESIDENCIAL



hace pasar a través de un serpentín de enfriamiento, 5, el cual absorbe el calor. El calor absorbido es conducido en la tubería de refrigerante, 6, hasta una unidad condensadora exterior, 7, donde el calor se rechaza hacia el aire exterior. Al mismo tiempo en que el calor es removido del espacio, el serpentín de enfriamiento remueve el exceso de humedad y lo drena a través de tubería, 8. El aire frío y deshumidificado, 9, es circulado al espacio a través del sistema de ductos.

En esta clase de equipos el parámetro principal de selección es simplemente la carga de enfriamiento de diseño, la cual deberá definir la capacidad del equipo. Para esto, los fabricantes proporcionan los datos de capacidad de la combinación unidad condensadora/unidad evaporadora.

3.4.2 DESCRIPCION

En la sección anterior se ha analizado los diferentes parámetros de selección necesarios para el dimensionamiento de los diferentes equipos. Se pasará a describir entonces las principales características que deberán tener los equipos seleccionados.

SISTEMA ELECTROHIDRONICO

Unidades Terminales

Capacidad total de las unidades : 2616.62 MBH
 Temperatura de salida del agua : 95 F
 Volumen de aire total manejado
 (tomado de las especificaciones de los equipos) : 78280.00 CFM

Enfriador Evaporativo

Rango = 10 F

Aproximación = 12.5 F

Temperatura de bulbo húmedo del aire = 80 F

Temperatura de salida del agua = Temperatura del bulbo húmedo del aire + aproximación = 80 F + 12.5 F = 92.5 F

Temperatura de entrada del agua = Temperatura de salida del agua + rango = 92.5 F + 10 F = 102.5 F

Flujo de agua = 2.774 GPM/T.R. = 2.774 x 218.05 = 605 GPM

El factor de capacidad se toma de las especificaciones del fabricante para las condiciones anotadas de bulbo húmedo, rango y aproximación y resulta ser FC = 0.56. Por lo tanto :

Carga manejada Q_{ee} = 500 x GPM x Rango x FC
 = 500 x 605 x 10 x 0.56
 = 1.694 000 Btu/hr
 = 1694 MBH

Así mismo, de las especificaciones del fabricante del enfriador evaporativo instalado actualmente seleccionamos una unidad con 2 ventiladores de 15 HP cada uno, y 2 bombas de $1\frac{1}{2}$ HP cada una.

Las pérdidas de carga en el enfriador y en el serpentín de la unidad terminal más alejada corresponden a los asumidos anteriormente.

BOMBAS DE CIRCULACION DE AGUA

Cabezal = 83.46 pies de agua

Caudal = 605 GPM

$$\text{Potencia} = \frac{\text{GPM} \times \text{Cabezal}}{3960 \times \text{Eficiencia}} = \frac{605 \times 83.46}{3960 \times 0.70} = 18.2 \text{ HP}$$

Esta potencia la redondeamos a la potencia comercial más próxima, esto es,

Potencia = 20 HP

SISTEMA DE EXPANSION DIRECTA

Especificaremos como capacidad de los equipos la carga de enfriamiento hallada.

Capacidad de los equipos = 524 MBH

= 44.00 T.R.

3.5 DISTRIBUCION DE AIRE

3.5.1 SELECCION

Habiendo conservado los dos sistemas de climatización originales, conservaré así mismo el mismo sistema de distribución de aire a los locales, esto es, el aire deberá ser distribuido mediante ductos de acero galvanizado diseñados según el método de fricción constante.

Se selecciona este modo debido a la simplicidad de configuración de los locales servidos por las unidades terminales, lo cual determina que la distribución de aire en ductos sea de poco recorrido y baja velocidad, lo cual no hace justificable el empleo de métodos de diseño más sofisticados.

3.5.2 DISEÑO

El diseño detallado del sistema de distribución de aire cae fuera de los alcances de esta tesis, sin embargo, se delinearán las condiciones generales de diseño que deberán seguirse.

Para el diseño se seguirá entonces el método de fricción constante delineado en la sección 1.4.3 para ductos de baja presión, con una velocidad

inicial de salida asumida en 1200 FPM y utilizando las ecuaciones descritas en dicha sección. En base a dichas ecuaciones se ha construido la Tabla D.4, la cual es válida para sistemas que transportan aire entre 30 F y 120 F para altitudes de hasta 2000 pies.

En esta Tabla, a semejanza de la Tabla D.1, se expresan diámetros y velocidades como función de la pérdida por fricción cada 100 pies de ducto y del volumen de aire a manejar. Conociendo cualesquiera dos de estos parámetros, es posible encontrar los demás.

Para cumplir con las regulaciones del Standard 90-75, los ductos deberán ser fabricados e instalados según las normas de SMACNA, con láminas o planchas de buena calidad asegurando una superficie interior plana y lisa. Las juntas longitudinales utilizarán la junta o costura conocida como "Pittsburgh".

Las velocidades dentro de los ductos principales no deberán exceder los 1600 FPM y las velocidades en los ramales no deberán ser mayores de 1300 FPM.

Los espesores de las planchas de acero serán

los especificados por la Tabla A.18 para las distintas dimensiones.

El aislamiento térmico deberá tener una resistencia térmica de no menos de 2.47 hr.p .F/Btu, para cumplir las regulaciones del Standard 90-75. Las juntas deberán ser herméticas y construídas de forma que las salientes interiores estén en sentido de la corriente de aire.

Se deberán instalar deflectores manuales de balanceamiento en las derivaciones, por último.

3.6 CONTROLES

3.6.1 DESCRIPCION DE OPERACION

De acuerdo con el Standard 90-75, los principales parámetros a controlarse para el ahorro de energía son la temperatura y humedad; esta última requiere control solamente si existen medios de añadir agua al espacio, el cual no es nuestro caso.

Para cumplir con las regulaciones del Standard, será necesario solamente colocar un termostato para regulación de temperatura en cada zona servida por una unidad terminal por lo menos, lo cual es normal en esta clase de equipo. Este termostato deberá ser capaz de fijarse en un

rango de 70 a 85 F, deberá cortar el suministro de energía a la unidad terminal durante los períodos de no operación.

En general, el sistema de control más recomendable para esta clase de equipos debe realizar las siguientes operaciones :

- 1) Apagar las unidades desde un punto central
- 2) Reencender las mismas después de una parada general, desde el mismo punto central, en una secuencia al azar, para mantener al mínimo la demanda de corriente.

Además del control de las unidades terminales, válido para los sistemas de expansión directa y electrohídronico, este último requiere el control del enfriador evaporativo y de las bombas de circulación; además del control de la temperatura del agua en la red de circulación.

Para esto, el rechazo de calor en el enfriador evaporativo debe comenzar a los 85 F y estar a total capacidad al llegar la temperatura del agua a los 94 F.

El control de las bombas de agua debe seguir la siguiente operación :

Al apagarse las bombas durante la noche, debe existir un bloqueo para impedir la operación du

rante este período.

Debe existir un secuenciador automático para ac
cionar la bomba de reserva al fallar la bomba
principal o cuando el flujo de agua cae por de-
bajo de un nivel seguro de operación.

CAPITULO IV

ANALISIS DEL AHORRO ENERGETICO

4.1 ENERGIA UTILIZADA ACTUALMENTE : FUENTE, CANTIDAD

La estimación del consumo de energía utilizada por un edificio para su climatización ha sido muy pasada por alto en nuestro medio, a pesar que la fuente principal de energía usada, la electricidad, no es un recurso barato, y la fuente primaria principal, petróleo y sus derivados, aumentan constantemente de precio. Aun entrando a funcionar las centrales hidroeléctricas, debe ser mandatorio un análisis de la predicción del consumo anual energético del edificio desde la etapa de diseño.

Este capítulo está orientado a proveer un método de estimación de consumo anual de energía en la climatización de edificios, adaptado a nuestro medio, y basado en métodos recomendados por ASHRAE. Una vez conseguido este método, es posible hacer la comparación de los consumos anuales del mismo edificio diseñado según el Standard 90-75 en un caso, y del método tradicional en el otro.

La estimación de los requerimientos energéticos de un edificio puede ser mucho más difícil de calcular que la carga de enfriamiento o que la capacidad del sistema, ya que involucra muchos factores que varían grande

mente con el tiempo. El intentar predecir realmente la manera como todos estos factores se comportarán durante el período de cálculo, es casi imposible, ya que todos estos factores están muy involucrados entre sí.

La fuente más confiable para predecir requerimientos energéticos en un edificio está dada por los registros de operación en el pasado para ese edificio en particular. Desgraciadamente, estos registros nunca o casi nunca están disponibles, menos aún en nuestro medio, y es imposible que existan en el caso de edificios nuevos.

Por esto se han desarrollado métodos alternativos de predicción de consumo de energía. Estos métodos tienen en común tres pasos :

- 1) Cálculo de la carga del espacio
- 2) Cálculo de la carga del equipo secundario
- 3) Cálculo de la carga del equipo primario

Por equipo secundario entendemos el equipo distribuidor del medio de enfriamiento o ventilación a los espacios climatizados; el equipo primario es aquel equipo o planta central que transforma el combustible o energía eléctrica en efecto de enfriamiento.

La carga de enfriamiento en este caso es simplemente la cantidad de energía que debe ser añadida o removida del espacio para mantener el confort térmico; en el

cálculo de la carga del equipo secundario, se traslada la carga del espacio a carga en el equipo secundario.

El tercer paso calcula la energía requerida por el equipo primario para alcanzar estas cargas.

METODOS DISPONIBLES

Los métodos disponibles de estimación se clasifican según el grado de sofisticación que alcanzan, el cual depende del número de variables ambientales y del número de incrementos de tiempo usados en los cálculos.

Los métodos más simples son los llamados de una medición, los cuales utilizan un solo parámetro en sus cálculos, y es aplicado solamente en sistemas y aplicaciones simples.

Otros métodos utilizan más parámetros, y son llamados de medición múltiple, que emplean información tal como el número de horas anticipadas bajo condiciones particulares de operación, con los cuales se puede obtener mayor exactitud.

Los métodos más sofisticados son los de simulación detallada, los cuales desarrollan cálculos de balance energético cada hora sobre un período de simulación, el cual es generalmente un año; requiriendo datos horarios de clima, y de cargas internas como ocupación e iluminación.

En la actualidad quienes desarrollan estos métodos lo hacen utilizando la computadora como una importante herramienta de trabajo, especialmente al desarrollar los dos últimos métodos mencionados más arriba.

METODO USADO

Los métodos de una medición son seriamente cuestionados por su inexactitud al predecir el consumo de edificios cuando las condiciones básicas difieren de aquellas en las cuales estos métodos fueron desarrollados.

Los métodos de simulación detallada son costosos y requieren necesariamente el uso de computadoras, además de una compleja entrada de datos. Por esta razón, los métodos de medición múltiple han sido desarrollados, siendo el método BIN el más conocido, el cual será el método que usaré para aplicarlo a nuestro caso.

EXPLICACION DEL METODO BIN

El método BIN se basa en hacer cálculos instantáneos de balance de energía a diferentes temperaturas exteriores de bulbo seco, y balancear cada resultado contra el número de horas anuales en que esa temperatura ocurre.

Para esto se necesitan datos de frecuencias de temperatura (bins), en intervalos generalmente de 5 F, junto con los datos de temperatura de bulbo húmedo media

coincidente con esas temperaturas, con lo que se expresan algunas cargas en función de la temperatura exterior.

Aún más, se permite la incorporación de los efectos de los equipos secundario y primario dentro de los cálculos energéticos. En cálculos más refinados, la aproximación por este método permite una predicción más exacta de efectos tales como recalentamiento y recuperación de calor, que sólo podrían asumirse en el caso de métodos de una sola medición.

En este trabajo usaré lo que se conoce como método BIN modificado, el cual a diferencia del método original, tiene la ventaja de permitir cálculos en condiciones distintas a las de diseño mediante el uso de valores diversificados de carga en lugar de valores pico o máximos de carga como acontece con el método original.

El desarrollo del método consiste en obtener de ganancia solar promedio, de ganancias promedio por equipo, y perfiles de uso de iluminación, junto con los diferenciales de temperatura de carga de enfriamiento, esto último para simular los efectos transientes de la masa térmica del edificio.

En nuestro trabajo, usaré los valores promedio de carga de enfriamiento directamente, y no los valores de

diferenciales de temperatura, ya que el método de Funciones de Transferencia usado en esta tesis asegura la simulación de los efectos transientes de la masa térmica del espacio; aún más, se usarán los valores promedio anuales, estos es, los valores promediados a lo largo del año de cálculo, con el fin de tener los valores más precisos posibles de obtener.

La carga de enfriamiento debida a radiación solar en fenestraciones, se recomienda expresarla como función de la temperatura exterior promedio de diseño, estableciendo una relación lineal entre las dos. Esto es factible en localidades que tengan dos temperaturas de diseño a lo largo de un año; en climas como el de Guayaquil, difícilmente puede establecerse una relación de este tipo, ya que la temperatura exterior de diseño es una sola a lo largo del año, por lo que asumiré la carga solar por radiación como independiente de la temperatura exterior para efectos de este método.

Cuando la temperatura exterior es mayor que la temperatura del espacio, se incluye el efecto de la transferencia de calor a través de paredes exteriores y techos mediante el uso de los valores promedio de carga de enfriamiento obtenidos en el Capítulo III. La carga solar sobre superficies opacas se desprecia cuando la temperatura del ambiente exterior está por debajo de la temperatura del espacio.

Una vez obtenido un perfil de la carga total, en el que los componentes son expresados como función de la temperatura exterior o no, según sea el caso, se simula el comportamiento del equipo de climatización mediante el cálculo de las cargas en los serpentines del equipo.

Luego se determina el consumo anual de energía mediante el uso de datos de frecuencias de temperatura ambiental. Finalmente, se computa el consumo energético anual de planta o de equipo primario usando relaciones de carga parcial, lo que se definirá más adelante.

Hasta aquí hemos establecido los delineamientos generales del método que se usará en este trabajo. Nos toca ahora describir el proceso de cálculo detalladamente.

Para esto, resumiré los datos de entrada necesarios para los cálculos; estos datos difieren de los resumidos anteriormente en este trabajo, en los que se dividió el edificio en dos zonas, ya que éstas eran zonas de comportamiento térmico similar; ahora, las zonas a analizarse corresponderán exactamente a las zonas abastecidas por cada sistema de climatización, ya que los cálculos de consumo energético anual se harán por sistema y no por zona; esto se debe a que se necesita simular el comportamiento de los equipos, lo que no se podría realizar si mezclamos dos sistemas con equipos

distintos.

Relacionaremos los datos de cálculo individuales para cada zona térmica (oficinas y almacenes) con la porción de área de estas zonas a las que cada sistema abastece, y obtendremos los resultados que están detallados en las siguientes Tablas V y Tabla VI.

FORMULAS

Empezamos el desarrollo del método expresando la carga solar promedio a través del vidrio durante el período de funcionamiento del equipo de aire acondicionado por unidad de área de piso.

Este valor lo llamaremos QSOL y está representado por:

$$QSOL = \sum_{m=1}^{12} \left[\sum_{i=1}^n \left(\sum_{j=1}^{24} Q_{ij} / N \times AF \right) \right] / 12$$

donde:

i : orientación de la pared

j : hora del día

m : mes del día

N : número de horas de operación del equipo

Q_{ij}: carga de enfriamiento de la pared i a la hora j.

AF : área de piso climatizado

Los valores de $\sum Q_{ij} / N \times AF$ se encuentran tabulados para oficinas y almacenes, para cada fachada, en las Tablas C.1 y Tabla C.2 como "prom. solar".

TABLA V

SISTEMA ELECTROHIDRONICO - DATOS PARA CALCULAR CONSUMO DE ENERGIA

Diseño : Pre - Standard 90-75

Carga de enfriamiento	= 3956.8 MBH (329.73 T.R.)
Temperatura exterior de diseño	= 92 F
Temperatura de bulbo hpumedo exterior de diseño	= 80 F
Temperatura interior de diseño	= 75 F
Humedad relativa interior de diseño	= 50%
Area de piso climatizado	= 54246 p
Area de paredes exteriores, azimuth 240°	= 6257 p
Area de vidrio, azimuth 240°	= 3340 p
Area de paredes exteriores, azimuth 330°	= 4692 p
Area de vidrio, azimuth 330°	= 3563 p
Area de paredes exteriores, azimuth 60°	= 9003
Area de vidrio, azimuth 60°	= 7038 p
Area de paredes exteriores, azimuth 150°	= 4052 p
Area de vidrio, azimuth 150°	= 3415 p
Coeficiente U de paredes exteriores	= 0.46 Btu/hr.p .F
Coeficiente U de vidrio	= 1.13 Btu/hr.p .F
Coeficiente de sombreado	= 0.78

TABLA V (continuación)

Iluminación	= 2.43 W/p
Factor sensible personas	= 255 Btu/hr.persona
Factor latente personas	= 255 Btu/hr.persona
Horario de ocupación	= 8h00 - 19h00
Ventilación	= 18.075 CFM/persona
Densidad de personas	= 0.0114 personas/p
Suministro total de aire	= 118370 CFM
Capacidad de diseño del enfriador evaporativo	= 2560.9 MBH (213.4 T.R.)
Potencia del enfriador	= 44 HP
Potencia de las bombas de agua	= 40 HP

TÁBLA VI

SISTEMA DE EXPANSION DIRECTA - DATOS PARA CALCULAR CONSUMO DE ENERGIA

Diseño : Pre-Standard 90-75

Carga de enfriamiento	= 744 MBH (62 T.R.)
Temperatura exterior de diseño	= 92 F
Temperatura de bulbo húmedo exterior de diseño	= 80 F
Temperatura interior de diseño	= 75 F
Humedad relativa interior de diseño	= 50%
Area de piso	= 10986 p ²
Area de paredes exteriores, azimuth 240°	= 2127 p ²
Area de vidrio, azimuth 240°	= 446 p ²
Area de paredes exteriores, azimuth 330°	= 539 p ²
Area de vidrio, azimuth 330°	= 905 p ²
Area de paredes exteriores, azimuth 60°	= 1042 p ²
Area de vidrio, azimuth 60°	= 1618 p ²
Area de paredes exteriores, azimuth 150°	= 539 p ²
Area de vidrio, azimuth 150°	= 455 p ²
Coeficiente U de paredes exteriores	= 0.46 Btu/hr.p ² .F
Coeficiente U de vidrio	= 1.13 Btu/hr.p ² .F
Coeficiente de sombreado	= 0.78
Iluminación	= 2.95 W/p ²
Factor sensible personas	= 255 Btu/hr.persona
Factor latente personas	= 255 Btu/hr.persona
Horario de ocupación	= 8h00 - 19h00
Ventilación	= 15.3 CFM/persona
Densidad de personas	= 0.142 personas/p ²
Suministro total de aire	= 24800 CFM

El valor de QSOL para cada zona (oficinas y almacenes) se encuentra al final de dichas tablas, con el nombre de "anual solar".

Damos a continuación estos valores :

$$\text{QSOL oficinas} = 24.58 \text{ Btu/hr.p}^2$$

$$\text{QSOL almacenes} = 7.49 \text{ Btu/hr.p}^2$$

Observemos que estos valores están dados por unidad de área de piso. Para separar el valor de QSOL para cada sistema, lo relacionaremos con la porción de área de piso de estas zonas a las cuales cada sistema abastece, esto es :

QSOL Electrohidrónico =

$$\frac{\text{QSOL oficinas} \times \text{Area pisos (6-21)} + \text{QSOL almacenes} \times \text{Area mezzanine}}{\text{Area pisos (6-21)} + \text{Area mezzanine.}}$$

$$= 22.26 \text{ Btu/hr.p}^2$$

QSOL expansión directa =

$$\frac{\text{QSOL oficinas} \times \text{área pisos (4-5)} + \text{QSOL almacenes} \times \text{area planta baja}}{\text{Area pisos (4-5)} + \text{Area planta baja}}$$

$$= 17.48 \text{ Btu/hr.p}^2$$

Nos toca calcular ahora la carga promedio solar u por transmisión a través de paredes y expresarla como función de la temperatura exterior. Este valor lo llamaremos QTS , y está dado por :

$$QTS = \sum_{m=1}^{12} \left[\sum_{i=1}^n \left(\sum_{j=1}^{24} Q_{ij}/24 \times AF \right) \right] / 12$$

donde:

m : mes del año

i : orientación de la fachada

Q_{ij} : carga por paredes exteriores de la fachada i al tiempo j.

AF : área de piso

Para expresar QTS como función de la temperatura exterior, recordemos que Q_{ij} ha sido calculado en el Capítulo III, tomando ciertos porcentajes de rango diario que se listan en la Tabla A.2. Estas dan la temperatura exterior para cada hora del día, para condiciones de diseño.

Podemos hallar la temperatura exterior promedio de diseño :

Temperatura exterior	Temperatura exterior	
promedio de diseño (T _O)	= de diseño	- Rango diario/2
	= 92 F	- 20 F/2
	= 82 F	

La temperatura de 82 F es la temperatura promedio de diseño a la cual se ha hecho los cálculos de carga por paredes exteriores. Para expresar estas cargas a las temperaturas exteriores reales, se añade un factor de corrección :

$$QTS = \sum_{m=1}^{12} \left[\sum_{i=1}^n \left(\sum_{j=1}^{24} Q_{ij}/24 \times AF + (\overline{TO} - TO) A_i U_i / AF \right) \right] / 12$$

donde:

A_i : área de pared exterior de la orientación i

U_i : coeficiente de transferencia de calor para la fachada i

TO : temperatura exterior real

Sabiendo que $\overline{TO}$ es 82 F, entonces :

$$QTS = \sum_{m=1}^{12} \left[\sum_{i=1}^n \left(\sum_{j=1}^{24} Q_{ij}/24 \times AF + (TO - 82) A_i U_i / AF \right) \right] / 12$$

El valor de $\sum_{j=1}^{24} Q_{ij}/24 \times AF$ se encuentra tabulado en la Tabla

C.1 y Tabla C.2, con el nombre de "prom. pared" para oficinas y almacenes para cada mes.

El valor de $\sum_{m=1}^{12} \left(\sum_{j=1}^{24} Q_{ij}/24 \times AF \right) / 12$ se encuentra en también tabulado en dichas tablas para cada fachada, como "anual paredes", al final de las mismas.

Realizando la misma operación realizada para el caso de QSOL, separamos los valores de promedio anual por paredes para cada sistema, relacionándolo con las porciones de área a que cada sistema sirve; esta operación nos resulta :

SISTEMA	FACHADA			
	1	2	3	4
Electronhadrónico	1.142	0.617	1.416	0.563
Expansión directa	1.290	0.550	1.242	0.488

Estando los factores en Btu/hr.p

Determinando la transmisión a través del vidrio, la llamaremos QT y se expresa como :

$$QT = (TO - TR) \frac{AGi \times UGi}{AF}$$

donde:

i : orientación

TO : temperatura exterior real

TR : temperatura del cuarto

AGi: área de vidrio de la orientación i

UGi: coeficiente de transmisión de calor de vidrio de la orientación i.

AF : área de piso

Cuando la temperatura exterior es mayor que la temperatura del cuarto, la carga total combinada por paredes y vidrios será :

$$QTC = QTS + QT$$

Cuando la temperatura exterior es menor que la temperatura del cuarto, la carga solar sobre las paredes o superficies opacas se desprecia, y la carga total combinada será solamente la carga por transmisión a través de la envuelta exterior. En este caso,

$$QTC = (TO - TR) \frac{AWi \times UWi}{AF} + QT$$

donde AWi, UWi, son las áreas de pared exterior y coe-

ficiente de transmisión para la fachada i.

Se determinan ahora las demás cargas :

Cargas por paredes interiores : $\sum_{i=1}^{24} Q \text{ PAREDES INTERIORES}/24 \times AF$

Carga por tumbado : $\sum_{i=1}^{24} QTUMBADO/24 \times AF$

Carga por luces : vatios $\times$ Factor de uso $\times$ Factor de Tolerancia/AF

Carga sensible por personas : Número $\times$ Factor Sensible/AF

Carga latente por personas : Número $\times$ Factor Latente/AF

Carga sensible ventilación : $1.1 \times CFM \times \Delta T/AF$

Carga latente ventilación : $4.8 \times CFM \times \Delta W/AF$

La carga total será :

$QTOTAL = QSOL + QTC + \text{demás cargas}$

Como podemos ver,

Para obtener todos los parámetros hasta aquí mencionados, ha sido necesario realizar un cálculo de carga de enfriamiento idéntico al realizado en el Capítulo III, pero esta vez para el caso del diseño Pre-Standard 90-75. Cargas de enfriamiento, ganancias de calor y valores de parámetros utilizados en este capítulo se encuentran tabuladas en la Tabla C.1 a Tabla C.18.

Hasta aquí se ha hallado la carga del edificio en que algunos de los componentes están expresados como función de la temperatura exterior.

El segundo paso consiste en simular el comportamiento

de las unidades terminales, las cuales constituyen el equipo secundario, hallando capacidades de enfriamiento y potencias consumidas reales para éstas. Para esto necesitamos disponer de información detallada del fabricante, donde se dá, para estipo de unidades, valores de las capacidades a diferentes condiciones, así como la potencia consumida.

Para el sistema electrohídrico, los catálogos de fabricante de los equipos instalados en el edificio dan la capacidad nominal de éstos a 67 F de temperatura de bulbo húmedo del aire entrando al serpentín de las unidades.

Se ha diseñado para mantener 75 F de bulbo seco y 50% de humedad relativa en los locales, por lo que asumiré que es ésta la condición del aire que retorna a las unidades. Esta condición corresponde a 62.5 F de temperatura de bulbo húmedo, utilizando relaciones psicrométricas.

Tomando los datos del fabricante, la capacidad real de las unidades a esta temperatura corresponde al 96.6% de la capacidad nominal. Entonces :

$$\text{Capacidad real} = 0.966 \times \text{Capacidad nominal}$$

Observemos que la capacidad de las unidades terminales del sistema electrohídrico es completamente indepen-

diente de la temperatura exterior, debido a que el sumidero de calor es el agua de circulación en este caso y no el aire exterior.

El consumo de energía es aproximadamente proporcional a la capacidad de enfriamiento; del mismo modo, el consumo nominal de potencia está dado a 67 F de temperatura de bulbo húmedo de entrada. Asumiré una relación lineal consumo de potencia/capacidad; de este modo, a las condiciones del cuarto, los datos de fabricante establecen un consumo promedio de :

Consumo de potencia = 0.11 w/Btu/hr.

Consistiendo el sistema de expansión directa de solamente las unidades evaporadora-condensadora, en este punto haré un análisis global del consumo de las dos.

Los elementos consumidores de energía en el sistema de expansión directa son compresor, ventilador de la unidad condensadora, y ventilador de la unidad evaporadora.

Para este trabajo se han tomado las cartas de fabricante de las unidades donde se detalla la capacidad real de enfriamiento y consumo de potencia por el compresor como función de la temperatura de bulbo húmedo de entrada al serpentín del evaporador y de la temperatura de bulbo seco del aire exterior. Una muestra de estas

cartas se detalla en la Tabla A.20. La Tabla A.21 muestra los valores de capacidades de enfriamiento y consumo de energía que he tomado para los cálculos, para las diferentes temperaturas de bulbo húmedo interior y de bulbo seco del aire exterior.

He asumido una temperatura de bulbo húmedo de 62.5 F y la temperatura exterior será variable según las condiciones reales; de este modo he simulado en computadora el consumo de compresor. Los mismos fabricantes, dan el consumo del ventilador de la unidad condensadora ; he tomado dichos datos para la simulación.

Para establecer el gasto del ventilador de la unidad evaporadora, éste depende de la presión estática que el ventilador tenga que vencer; esta potencia consumida puede ser establecida con la siguiente relación :

$$HP = \frac{CFM \times SP}{6350 \times E}$$

donde:

HP : potencia consumida en HP

CFM : volumen de aire en CFM

SP : presión estática en pulgadas de agua

E : eficiencia mecánica del motor

De acuerdo a mi experiencia, un buen valor de la presión estática promedio para los equipos instalados en el edificio y para el sistema de ductos instalado, es

de alrededor de 0.4 pulgadas de agua; la eficiencia mecánica para el tipo de ventiladores usados la asumiré en 60% que es válido para ventiladores centrífugos. De esta manera, y utilizando factores de conversión :

$$\text{Potencia} = \text{CFM}/9525 \text{ (HP)} = 0.07832 \times \text{CFM (w)}$$

Esta será la relación que se ha usado para la simulación. El sistema de expansión directa no tiene más elementos que consuman energía; los resultados de los cálculos se mostrarán más adelante.

Continuando con el análisis, ya se ha delineado cuál es la capacidad de enfriamiento de las unidades terminales a las condiciones dadas. Toca ahora conocer cual es la potencia real consumida por los equipos.

Para esto se define un parámetro conocido como Fracción de Carga y que está establecido por :

$$\text{Fracción de carga} = \text{QTOTAL}/\text{Capacidad real}$$

El valor de QTOTAL y Capacidad real ya ha sido establecido en párrafos anteriores; podemos decir que la fracción de carga expresa la porción de capacidad real que está siendo utilizada por el equipo, en otras palabras, simula el tiempo que el equipo funciona a su total capacidad real.

La potencia consumida por la unidad terminal, o energía de entrada será :

Energía de entrada = Fracción de carga x Consumo de Potencia

De las relaciones anteriores vemos que la energía de entrada depende de parámetros que en su mayoría están relacionados con la temperatura exterior, de este modo vamos estableciendo una relación temperatura exterior-consumo de energía.

Necesitamos ahora saber cuáles son las temperaturas exteriores reales en Guayaquil para simular el comportamiento del equipo primario. Esta es la función de la tabla BIN de temperaturas. En la tabla BIN se tabulan las temperaturas del aire exterior para una cierta localidad, generalmente en intervalos de 5 F; así mismo, se tabulan el número de horas anuales en que ocurrió dicho intervalo de temperaturas, junto con la porción del día en que ocurrieron.

Por ejemplo, el rango de temperaturas de 90 a 94 F (que corresponde a una temperatura media de 92 F) ocurrió para Guayaquil 227 horas en un año, de las cuales 201 horas ocurrieron entre las 9 y las 16 horas del día, 26 horas entre las 17 y las 24 horas del día, y 0 horas para el resto.

Junto con esto, se dan los valores de temperatura de bulbo húmedo media coincidente con ese intervalo de temperaturas; por ejemplo, para el mismo intervalo anotado, dicha temperatura es 71.2 F.

Para Guayaquil, datos presentados en la forma usada por la tabla BIN no están disponibles, por lo cual he elaborado una tabla BIN basado en los valores para un año normal, tomando los datos en gráficas suministrados desinteresadamente por el Laboratorio de Energía Solar de la Facultad de Ingeniería Mecánica de nuestra escuela.

He tabulado datos expresados en gráfica, de los valores de temperatura de bulbo seco exterior y de humedad relativa para 8760 horas, es decir, 17520 datos para un año típico en Guayaquil.

Los resultados están presentados en la Tabla A.19 "Tabla BIN de Temperaturas para Guayaquil". En la tabla veremos por ejemplo que del intervalo de 80/84 F, han ocurrido 4 horas anuales entre las 1 las 8 horas del día, 860 horas entre las 9 y las 16 horas, y 333 horas anuales entre las 17 y las 24 horas del día, existiendo una humedad relativa y temperaturas de bulbo húmedo medios coincidentes de 54.7% y 69.7 F respectivamente.

Estos datos servirán para determinar la carga total Q_{TOTAL} y la energía de entrada, pues si hemos calculado Q_{TOTAL} para cierta temperatura exterior, y sabemos cuál es la energía de entrada, multiplicando ésta por el número de horas en que el equipo estuvo funcionando a esa temperatura tendremos la potencia total consumida en el año correspondiente a esa temperatura exte-

rior.

De esto se desprende que la potencia total consumida por el equipo de expansión directa será :

Energía total = energía de entrada x horas de funcionamiento

Recordemos que ya hemos analizado todos los elementos consumidores de energía para este sistema.

Para hallar el número de horas de funcionamiento del equipo dentro de un cierto intervalo de temperaturas de la tabla BIN, realizaremos la siguiente operación:

Horas de funcionamiento = $\left[\begin{aligned} &\text{número de horas que el equipo trabaja} \\ &\text{dentro del rango 01-08 horas del día x número de horas anuales} \\ &\text{de la tabla/8 +} \\ &+ \text{número de horas que el equipo trabaja dentro del rango 09-016} \\ &\text{horas del día x número de horas anuales de la tabla /8} \\ &+ \text{número de horas que el equipo trabaja dentro del rango 17-24} \\ &\text{horas del día x número de horas anuales de la tabla/8} \end{aligned} \right] \times 5/7$

El factor 5/7 se debe a que el equipo trabaja 5 de los 7 días de la semana.

Los cálculos se han hecho mediante programas de computadora que he elaborado para este fin; los resultados de la energía total consumida anualmente por el sistema de expansión directa se presentan en la Tabla E.1; la energía total consumida será la suma de las ener-

gías de entrada para cada temperatura exterior, multiplicadas por las horas de operación.

En la Tabla E.1, se presentan los valores de humedad relativa, temperatura de bulbo húmedo, y relación de humedad correspondientes a cada temperatura exterior; los datos de volumen de aire externo y total son tomados de las especificaciones de diseño y de los equipos. La carga total, capacidad equipo, fracción de carga, potencia de entrada y energía de entrada son calculados con el procedimiento descrito más arriba.

Para el sistema de expansión directa, la energía anual consumida resulta ser :

Energía total consumida : 148419.1 KWH anuales

El sistema electrohidrónico requiere un análisis del resto de los equipos. Para el enfriador evaporativo, se define otro parámetro, conocido como razón de carga parcial, definido por:

$$\begin{aligned} \text{Razón de carga parcial} &= \frac{\text{Carga manejada en condiciones reales}}{\text{Carga manejada en condiciones de diseño}} \\ &= Q_{ee}' / Q_{ee} \end{aligned}$$

Q_{ee}' puede ser estimada siguiendo el procedimiento delineado en la sección 3.4.1, por el cual :

$$Q_{ee}' = 500 \times \text{GPM} \times \text{Rango} \times \text{FC}$$

En este caso, las condiciones de bulbo húmedo del aire

exterior no serán las mismas que las de diseño; hallaremos los valores recomendados de rango y aproximación de la Tabla A.17 para dichas condiciones. El factor de capacidad es tomado de las cartas del fabricante a las condiciones de rango, aproximación y bulbo húmedo descritas por la Tabla A.17.

Al igual que la razón de carga para el caso de las unidades terminales la razón de carga parcial nos simula la porción de capacidad de diseño que es utilizada realmente por el enfriador evaporativo.

Expresando la energía consumida por éste en vatios, tenemos :

Energía real consumida por el enfriador evaporativo = Potencia nominal en HP x Razón de carga parcial x 746

La energía consumida por las bombas de circulación se considerará como que es su potencia nominal :

Energía de las bombas de circulación = Potencia nominal en HP x 746 (W)

La energía total de planta será la suma de las energías consumidas por cada elemento consumidor, esto es, para el sistema electrohídrico, y para cada temperatura de la tabla BIN,

Energía total anual consumida = (Energía de entrada a las unidades terminales + Energía real consumida en el enfriador + Energía de las bombas de circulación) x horas de funcionamiento.

Los resultados de la energía total consumida anualmente por el sistema electrohidrónico se presentan en la Tabla E.2. En esta tabla se presentan los mismos parámetros descritos por la Tabla E.1, más la razón de carga parcial para el enfriador evaporativo, la energía real consumida por éste (Cond. Evap. en la tabla) y la energía consumida por las bombas.

Para el sistema electrohidrónico, la energía anual consumida resulta ser :

Energía total consumida = 1'041.946.0 KWH anuales

La energía total consumida por el edificio será la suma de la energía consumida individualmente por cada sistema. Esta suma nos da un total anual de :

Energía total anual consumida por el edificio según diseño Pre-Standard = 1'190,365.1 KWH anuales

4.2 PROYECCION DEL GASTO ENERGETICO ANUAL DEL EDIFICIO DESPUES DEL REDISEÑO.

La sección 4.1, trató de la forma aplicada a nuestro medio de predecir los consumos energéticos anuales para los dos sistemas instalados en el edificio.

La proyección del consumo anual de energía después del rediseño según el Standard 90-75, se realiza de la misma manera, ya que hemos mantenido los mismos sistemas, variando solamente los parámetros de cálculo. Para el efecto, haremos un resumen de los datos de cálculo para consumo de energía según el diseño Standard 90-75 :

TABLA VII

SISTEMA ELECTROHIDRONICO - DATOS PARA CALCULAR CONSUMO DE ENERGIA

Diseño : Standard 90-75

Carga de Enfriamiento	= 2616.62 MBH (218.05 T.R.)
Temperatura exterior de diseño	= 92 F
Temperatura de bulbo húmedo exterior de diseño	= 80 F
Temperatura interior de diseño	= 78 F
Humedad relativa interior de diseño	= 50%
Area de piso	= 54246 p ²
Area de paredes exteriores, azimuth 240°	= 8447 p ²
Area de vidrio, azimuth 240°	= 1217 p ²
Area de paredes exteriores, azimuth 330°	= 6241 p ²
Area de vidrio, azimuth 330°	= 2014 p ²
Area de paredes exteriores, azimuth 60°	= 12002 p ²
Area de vidrio, azimuth 60°	= 4037 p ²
Area de paredes exteriores, azimuth 150°	= 5493 p ²
Area de vidrio, azimuth 150°	= 2031 p ²
Coeficiente U de paredes exteriores	= 0.46 Btu/hr.p ² .F
Coeficiente U de vidrio	= 1.13 Btu/hr.p ² .F
Coeficiente de sombreado	= 0.66
Iluminación	= 1.615 W/p ²
Factor sensible personas	= 255 Btu/hr.persona
Factor latente personas	= 255 Btu/hr.persona
Horario de ocupación	= 8h00 - 19h00
Ventilación	= 13.08 CFM/persona
Densidad de personas	= 0.0114 personas/p ²
Suministro total de aire	= 78280 CFM
Capacidad de diseño del enfriador evaporativo	= 1694 MBH
Potencia del enfriador evaporativo	= 33 HP
Potencia de las bombas de agua	= 20 HP

TABLA VIII

SISTEMA DE EXPANSION DIRECTA - DATOS PARA CALCULAR CONSUMO DE ENERGIA

Diseño : Standard 90-75

Carga de enfriamiento	= 528.04 MBH (44.00 T.R.)
Temperatura exterior de diseño	= 92 F
Temperatura de bulbo húmedo exterior de diseño	= 80 F
Temperatura interior de diseño	= 78 F
Humedad relativa interior de diseño	= 50%
Area de piso	= 10986 p ²
Area de paredes exteriores, azimuth 240°	= 2344 p ²
Area de vidrio, azimuth 240°	= 162 p ²
Area de paredes exteriores, azimuth 330°	= 745 p ²
Area de vidrio, azimuth 330°	= 669 p ²
Area de paredes exteriores, azimuth 60°	= 1444 p ²
Area de vidrio, azimuth 60°	= 1218 p ²
Area de paredes exteriores, azimuth 150°	= 665 p ²
Area de vidrio, azimuth 150°	= 271 p ²
Coeficiente U de paredes exteriores	= 0.46 Btu/hr.p ² .F
Coeficiente U de vidrio	= 1.13 Btu/hr.p ² .F
Coeficiente de sombreado	= 0.66
Iluminación	= 2.01 W/p ²
Factor sensible personas	= 255 Btu/hr.persona
Factor latente personas	= 255 Btu/hr.persona
Horario de ocupación	= 8h00 - 19h00
Ventilación	= 10.3 CFM/persona
Densidad de personas	= 0.0142 personas/p ²
Suministro total de aire	= 17600 CFM

Los valores de cargas promedio por fenestración y por paredes han sido determinados y se hallan en la Tabla B.1 y Tabla B.2.

El valor de QSOL hallado para cada zona es :

$$\text{QSOL oficinas} = 10.79 \text{ Btu/hr.p}^2$$

$$\text{QSOL almacenes} = 6.31 \text{ Btu/hr.p}^2$$

Repartiendo estos valores para cada sistema :

$$\text{QSOL electrohidrónico} = 10.18 \text{ Btu/hr.p}^2$$

$$\text{QSOL expansión directa} = 8.93 \text{ Btu/hr.p}^2$$

El valor de $\sum_{m=1}^{12} \left(\sum_{j=1}^{24} Q_{ij}/24 \times AF \right) / 12$ se presenta a continuación, para cada fachada :

SISTEMA	FACHADA			
	1	2	3	4
Electrohidrónico	1.18	0.686	1.623	0.624
Expansión directa	1.241	0.574	1.340	0.509

Estando los valores en Btu/h.p²

El procedimiento seguido para calcular el consumo energético anual para los sistemas después del rediseño según el standard 90-75, es el mismo que el delineado en la sección 4.1.

Se ha seguido el mismo procedimiento de simulación en computadora y los resultados obtenidos se encuentran en la Tabla E.3 y Tabla E.4, para los sistemas de ex-

pansión directa y eletrohídronico, respectivamente.

Los resultados obtenidos son :

Para el sistema de expansión directa :

Energía total anual consumida = 94234.7 KWH anuales

Para el sistema electrohídronico :

Energía total anual consumida : 658855.7 KWH anuales

La energía total consumida por el edificio será :

Energía total anual consumida por el edificio según diseño Standard 90-75 = 753090.4 KWH anuales

4.3 COMPARACION DE GASTOS ENERGETICOS

Se ha realizado el cálculo de los consumos energéticos anuales según los diseños pre-Standard y Standard 90-75. En estos cálculos, se ha tratado de simular de la manera más precisa posible hasta ahora la interrelación de todos los parámetros que afectan el consumo energético trabajando incluso, con las temperaturas exteriores reales existentes en Guayaquil, y simulando así mismo el comportamiento de los diferentes equipos componentes de los sistemas de climatización en base a las mismas cartas de los fabricantes, para el modelo específico de unidades consideradas. Es por esto que considero que los resultados obtenidos deben estar dentro de un rango muy cercano al valor exacto.

Los resultados nos muestran un ahorro global del consu

mo de energía anual del orden del 36.7% con respecto al consumo que se genera actualmente; esto representa más de una tercera parte del consumo original ahorrado y es un porcentaje que no puede considerarse irrisorio; ésta es energía que podría utilizarse para otros fines. Se estima que en localidades como la nuestra, y para edificios de oficinas, el consumo de energía para climatización constituye un 80% aproximadamente del consumo energético global del edificio; si reducimos este consumo a las dos terceras partes, el consumo global se verá reducido en buena parte.

Una comparación de los consumos de las Tabla E.1 a Tabla E.4, nos lleva a los siguientes resultados :

Consumo total diseño pre-Standard 90-75 = 1'190.364.1 KWH

Consumo total según diseño Standard 90-75 = 753 090.4 KWH

La energía total consumida por área de piso será :

Diseño pre-Standard : 18.25 KWH/p²

Diseño Standard : 11.54 KWH/p²

Los sistemas consumen individualmente :

Sistema de expansión directa, diseño pre-Standard: 13.5 KWH/p .año

Sistema electrohidrónico, diseño pre-Standard : 19.2 KWH/p².año

Sistema de expansión directa, diseño Standard : 8.58 KWH/p².año

Sistema electrohidrónico, diseño Standard : 12.15 KWH/p².año

Podemos realizar una comparación de los consumo de ca-

da sistema de climatización sobre la base de la carga de enfriamiento impuesta al equipo; haciendo uso de las columnas de "carga total", "energía de entrada", "horas" y "energía total", en las Tablas E.1 a Tabla E.4 tenemos los siguientes valores de consumo eléctrico por unidad de carga :

Sistema de expansión directa, diseño pre-Standard :

Máximo : 1.39 KW/T.R.

Mínimo : 0.90 KW/T.R.

Promedio : 1.14 KW/T.R.

Sistema electrohidrónico, diseño pre-Standard :

Máximo : 1.655 KW/T.R.

Mínimo : 1.57 KW/T.R.

Promedio : 1.60 KW/T.R.

Sistema de expansión directa, diseño Standard :

Máximo : 1.31 KW/T.R.

Mínimo : 0.87 KW/T.R.

Promedio : 1.09 KW/T.R.

Sistema electrodinámico, diseño Standard :

Máximo : 1.71 KW/T.R.

Mínimo : 1.60 KW/T.R.

Promedio : 1.63 KW/T.R.

El consumo anual de energía por unidad de carga de enfriamiento de diseño resulta ser :

Sistema expansión directa, diseño pre-standard: 2393.8 KWH/T.R.año

Sistema electrohidrónico, diseño pre-standard: 3160.0 KWH/T.R.año

Sistema expansión directa, diseño pre-standard: 2141.7 KWH/T.R.año

Sistema electrohidrónico, diseño pre-standard: 3021.6 KWH/T.R.año

Todos estos valores bien podrían ser tomados de estimación de consumos energéticos anuales debido a los dos sistema en edificios.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Este trabajo ha sido realizado teniendo en consideración los siguientes objetivos principales :

- Demostrar que es posible, mediante la aplicación de ciertas normas, conseguir un ahorro considerable de energía en la climatización de edificios en nuestro medio. Estas normas son sencillas y fáciles de implementar cuando un edificio está en la fase de proyecto o diseño.
- Introducir ciertos valores límite en la transferencia de calor por envuelta externa de edificios, de iluminación y ventilación, etc., que conduzcan a un mínimo desperdicio energético sin afectar el bienestar de las personas que ocupan el espacio.
- Introducir a los cálculos de carga de enfriamiento el método de Funciones de Transferencia, para lograr valores de carga lo más exactos posible de obtener hasta la fecha con el fin de poder realizar comparaciones energéticas dignas de crédito.
- Introducir un método de predicción de consumos energéticos anuales a nuestro medio, con lo que se demuestra que su aplicabilidad es factible, además de que en nuestro medio no está normalizado el consumo de energía que un edificio debe tener, por lo que este trabajo puede ser aprovechado para realizar dichas predicciones, cuando llegue

el momento en que los análisis energéticos sean mandatorios en nuestro país.

A través del presente trabajo se ha tratado de hacer conciencia sobre este último punto: en ciudades como la nuestra, demasiada energía es desperdiciada en aras de beneficiar el aspecto arquitectónico de un edificio, sin tomar en cuenta su comportamiento térmico.

Con respecto al método de Funciones de Transferencia, sus ventajas ya han sido descritas más atrás en esta Tesis, y sólo debo añadir la sugerencia de que este método sea desarrollado mediante la elaboración de tablas que, presenten las cargas de enfriamiento por unidad de área para los diversos componentes de ganancia de calor a un espacio, en una tesis posterior.

Como recomendaciones puedo sugerir la implementación de programas de conservación de energía orientados al equipo diseñador de edificios, con actividades que comprendan la concientización, persuasión, establecimiento de normas y regulaciones como la analizada en este trabajo, y mediante la incentivación económica mediante rebaja de impuestos o intereses, etc.

Como recomendación adicional puedo sugerir que la Escuela apoye, además del programa de conservación energética, la implementación de ordenanzas municipales sobre el equipamien-

to mecánico de edificios, sean éstos de oficinas, comerciales o industriales; estas ordenanzas deberían regular todo lo concerniente al equipo de climatización, sea éste aire acondicionado, ventilación, calefacción, así como sistemas contra incendio, equipo generador de vapor. (hospitales por ejemplo), etc., cuya observancia debería ser supervisada por personal calificado como lo es el ingeniero mecánico.

A P E N D I C E S

TABLA A.1
VARIACIONES DE LA TEMPERATURA EXTERIOR EN GUAYAQUIL

HORA	BULBO SECO	BULBO HUMEDO
5 a.m.	74.0	71.8
6 a.m.	74.4	72.4
7 a.m.	75.0	72.7
8 a.m.	76.0	73.5
9 a.m.	78.0	74.8
10 a.m.	80.5	76.4
11 a.m.	84.0	77.8
12 m.	87.0	78.7
1 p.m.	90.0	79.4
2 p.m.	91.5	79.8
3 p.m.	92.0	80.0
4 p.m.	91.5	79.8
5 p.m.	90.0	79.4
6 p.m.	88.3	79.1
7 p.m.	86.3	78.5
8 p.m.	84.5	78.0
9 p.m.	83.0	77.5

Ref.: Compañía "Delta Delfini"

TABLA A.2
PORCENTAJE DE RANGO DIARIO UTILIZADOS

HORA	PORCENTAJE
1	87
2	92
3	96
4	99
5	100
6	98
7	93
8	84
9	71
10	56
11	39
12	23
13	11
14	3
15	0
16	3
17	10
18	21
19	34
20	47
21	58
22	68
23	76
24	82

TABLA A.3

CARACTERISTICAS UNIDADES TERMINALES SISTEMA ELECTROHIDRONICO
UTILIZADAS EN EL EDIFICIO "INDUAUTO"

UNIDAD	CANTIDAD	VOLUMEN DE AIRE (CFM)	CAPACIDAD NOMINAL (MBH)	FLUJO DE AGUA (GPM)
1	13	2000	68.0	17.6
2	3	1600	52.0	12.0
3	47	1200	40.0	9.0
4	25	1000	33.0	7.5
5	4	800	26.0	3.5
6	11	270	9.8	2.3
TOTAL		118379	3956.8	914.6

TABLA A.4

CARACTERISTICAS ENFRIADOR EVAPORATIVO DE CIRCUITO CERRADO
UTILIZADO EN EL EDIFICIO "INDUAUTO"

CARGA MANEJADA (MBH)	FLUJO DE AGUA (GPM)	TEMP. ENTRADA AGUA (F)	TEMP. SALIDA AGUA (F)	POTENCIA VENTILADORES (HP)	POTENCIA BOMBAS (HP)
2560.9	914.6	102.5	92.5	2 x 20	2 x 2

TABLA A.5

CARACTERISTICAS DE LAS BOMBAS DE CIRCULACION DE AGUA

UTILIZADAS EN EL EDIFICIO "INDUAUTO"

CANTIDAD	CABEZAL (PIES DE AGUA)	CAUDAL (GPM)	POTENCIA (BHP)
2	120	914.6	40

TABLA A.6

CARACTERISTICAS UNIDADES SISTEMA DE EXPANSION DIRECTA
UTILIZADAS EN EL EDIFICIO "INDUAUTO"

UNIDAD #	CAPACIDAD TOTAL NOMINAL (MBH)	POTENCIA TOTAL (HP)	POTENCIA NOMINAL VENTILADOR CONDENSADOR (HP)	POTENCIA NOMINAL VENTILADOR EVAPORADOR (HP)	CANTIDAD
1	92.0	14.2	3/4	1 1/2	6
2	192.0	28.2	2 x 1	2	1

TOTAL ; 744.0 MBH

TABLA A.7

COEFICIENTES DE PERFORMANCE (COP) O (TASAS DE EFICIENCIA ENERGETICA) (EER) MINIMAS PARA EQUIPOS DE SISTEMAS HVAC OPERADOS ELECTRICAMENTE

CONDICIONES STANDARD DE EVALUACION			
MENOS DE 65 MBH		65 MBH O MAS	
Enfriados por aire	Enfriados por agua o evaporativos	Enfriados por aire	Enfriados por agua o evaporativos
2.28 (7.8)	2.58 (8.8)	2.4 (8.2)	2.69 (9.2)

TABLA A.8

TEMPERATURAS STANDARD DE EVALUACION PARA EQUIPOS DE SISTEMAS HVAC OPERADOS ELECTRICAMENTE
(F)

ARTICULO	ENFRIADOS POR AIRE		ENFRIADOS POR AGUA	
	BULBO SECO	BULBO HUMEDO	ENTRADA	SALIDA
Aire del cuarto <i>ambiente</i>	80	67	-	-
Ambiente (del condensador)	95	75	-	-
Intercambiador aire-agua	-	-	85	95

TABLA A.9

COEFICIENTES DE PERFORMANCE (TASAS DE EFICIENCIA ENERGETICA) MINIMAS PARA COMPONENTES
DE SISTEMAS HVAC OPERADOS ELECTRICAMENTE

TIPO	PAQUETES ENFRIADORES DE AGUA				BOMBAS DE CALOR HIDRONICAS	
	CONDENSADOR INCLUIDO		SIN CONDENSADOR		FUENTE DE AGUA	
	AIRE	AGUA	AIRE	AGUA	Menos de 65 MBH	65 MBH o más
C	2.34 (8.0)	4.04 (13.8)	-	-	2.64 (9.0)	2.75 (9.4)
R	2.46 (8.4)	3.51 (12.0)	2.9 (9.9)	3.51 (12.0)	-	-

C = Centrífugo
R = Reciprocante

TABLA A.10

COEFICIENTES DE PERFORMANCE (TASAS DE EFICIENCIA ENERGETICA) MINIMAS PARA UNIDADES
CONDENSADORAS HVAC PARA 65 MBH Y MAYORES

DESPLAZAMIENTO POSITIVO			
M EDIO DE CONDENSACION	AIRE	EVAPORATIVO	AGUA
	2.78 (9.5)	3.66 (12.5)	3.66 (12.5)

TABLA A.11

VALORES DE W1 PARA DIFERENTES TASAS DE CIRCULACION DE AIRE EN EL CUARTO Y CONSTRUCCION DE ENVUELTA EXTERIOR

CONSTRUCCION DEL CUARTO	PISO DE MADERA 2"	PISO DE CONCRETO 2"	PISO DE CONCRETO 3"	PISO DE CONCRETO 6"	PISO DE CONCRETO 8"	CIRCULACION DE AIRE
Masa específica (Lb/p ²) de área de piso	10	40	75	120	160	
	-0.88	-0.92	-0.95	-0.97	-0.98	Baja
	-0.84	-0.90	-0.94	-0.96	-0.97	Media
	-0.81	-0.88	-0.93	-0.93	-0.97	Alta
	-0.77	-0.85	-0.92	-0.95	-0.97	Muy alta
	-0.73	-0.83	-0.91	-0.94	-0.96	

NOTA:

Baja = tasa de ventilación baja-mínima requerida para vencer la carga de enfriamiento por luces y personas. Suministro a través de pisos, paredes o difusor de techo. Tumbado no ventilado.

Media = tasa de ventilación media, suministro por piso, paredes o difusor de techo. Tumbado no ventilado.

Alta = Circulación de aire inducida por aire primario de unidades de inducción o unidades ventilador-serpentin.

Muy alta = Circulación de aire alta usada para minimizar gradientes de temperatura en un cuarto.

TABLA A.12
COEFICIENTES DE FUNCION DE TRANSFERENCIA

COMPONENTES DE GANANCIA DE CALOR	CONSTRUCCION DEL CUARTO	Vo	V1	V2
Ganancia de calor sólo a través de vidrio sin sombreado interior y calor generado por equipos y personas disipado por radiación	Ligera	0.224	1+W1-Vo	0.0
	Media	0.197	1+W1-Vo	0.0
	Pesada	0.187	1+W1-Vo	0.0
Ganancia de calor por conducción a través de paredes exteriores, techos, particiones y puertas, ventanas con cortinas o persianas	Ligera	0.703	1+W1-Vo	0.0
	Media	0.681	1+W1-Vo	0.0
	Pesada	0.676	1+W1-Vo	0.0
Calor generado por luces	Ligera	0.0	"a"	1+W1-V1
	Media	0.0	"a"	1+W1-V1
	Pesada	0.0	"a"	1+W1-V1
Calor generado por equipos y personas disipado por convección y ganancia de energía por ventilación e infiltración	Ligera	1.0	0.0	0.0
	Media	1.0	0.0	0.0
	Pesada	1.0	0.0	0.0

Nota : "a" es el valor dado en la Tabla A.13

TABLA A.13
VALORES DE DISEÑO DEL COEFICIENTE "a"

a	AMOBILAMIENTO	SUMINISTRO Y RETORNO DE AIRE	TIPO DE LAMPARAS
0.45	Pesado, simple sin alfombra	Baja, suministro o retorno por debajo del tumbado.	Empotrada, no ventilada
0.55	Muebles ordina <u>r</u> ios, no alfom <u>b</u> ra.	Tasa media a alta, suministro y retorno a través de rejilla de tumbado.	Empotrada, no ventilada
0.65	Muebles ordina <u>r</u> ios, con o sin alfombra.	Tasa media a alta, unidades terminales ventilador-serpentin o de inducción, suministro a través de rejilla o difusor, retorno alrededor de lámparas o a través del tumbado.	Ventilada
0.75	Cualquier tipo de muebles	Retorno a través de ductos	Ventilada o colgantes en la corriente de aire con retornos por ducto.

TABLA A.14

COEFICIENTES DE UTILIZACION

TAREA	RAZON DE CAVIDAD DEL LOCAL										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Para espacios con tareas sujetas a reflexiones sombreadoras y donde el confort visual es importante.	.55	.55	.50	.45	.40	.36	.32	.29	.26	.26	.26
Para espacios sin tareas, o con tareas no sujetas a reflexiones sombreadoras, pero donde el confort visual es importante.	.63	.63	.57	.51	.46	.41	.37	.33	.30	.30	.30
Para espacios sin tareas y donde el nivel de iluminación es 215 lux o menos.	.70	.70	.63	.57	.51	.46	.41	.37	.33	.33	.33

TABLA A.15

EFICACIAS DE LAMPARA

APLICACION	EFICACIA (lúmenes por vatio)
Distinción moderada de color y para todos los espacios exteriores.	55
Distinción buena de color	40
Distinción alta de color, espacio total es menos de 50 p ² .	25

TABLA A.16

TABLA DE RADIACION SOLAR EXTRATERRESTRE PARA HEMISFERIO SUR

FECHA	DECLINACION	ECUACION DEL DEL TIEMPO	A Btu/p ²	B	C
Ene.21	-20	-.19	390	.207	.136
Feb.21	-10.8	-.23	385	.201	.122
Mar.21	.1	-.123	360	.177	.092
Abr.21	11.6	.02	360	.16	.073
May.21	20	.06	350	.149	.063
Jun.21	23.45	-.025	345	.142	.057
Jul.21	20.6	-.103	344	.142	.058
Ago.21	12.3	-.051	351	.144	.06
Sep.21	.1	.113	365	.156	.071
Oct.21	-10.5	.255	378	.18	.097
Nov.21	-19.8	.235	387	.196	.121
Dic.21	-23.45	.033	391	.205	.134

TABLA A.18

ESPESORES RECOMENDADOS PARA DUCTOS RECTANGULARES DE ACERO EN HOJA METALICA

DIMENSION	MEDIDA DEL MATERIAL	
	DUCTO	COSTURA
Hasta 24	24	24
24 a 30	24	24
31 a 60	22	22
61 a 72	20	20
73 a 90	20	20
91 y más	18	20

TABLA A.19

TABLA BIN DE TEMPERATURAS PARA GUAYAQUIL

TEMPERATURA EXTERIOR (F)	HORA DEL DIA			HUMEDAD RELATIVA MEDIA (%)	TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO (F)
	01-08	09-16	17-24		
95/99	-	82	-	24.3	69.3
90/94	-	201	26	36.3	71.2
85/89	-	708	67	44.9	70.5
80/84	4	860	333	54.7	69.7
75/79	177	716	913	76.7	71.4
70/74	1279	284	1002	93.5	70.5
65/69	1283	63	542	98.1	66.5
60/64	177	6	37	99.4	61.8

TABLA A.20

EJEMPLO DE CARTA DE CAPACIDADES PARA EQUIPOS DE SISTEMA DE EXPANSION DIRECTA

TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO ENTRADA (F)	VOLUMEN TOTAL DE AIRE (CFM)	TEMPERATURA DEL AIRE EXTERIOR (F)					
		85		95		105	
		CAPACIDAD TOTAL (BTUH)	ENTRADA DE POTENCIA (W)	CAPACIDAD TOTAL (BTUH)	ENTRADA DE POTENCIA (W)	CAPACIDAD TOTAL (BTUH)	ENTRADA DE POTENCIA (W)
63	1600	58600	5670	56000	6010	53400	6340
	1900	60700	5780	58000	6120	55200	6450
	2200	62600	5870	59700	6220	56900	6550
67	1600	64000	5940	61100	6290	58200	6630
	1900	66000	6040	62900	6390	59900	6730
	2200	67700	6120	64500	6470	61300	6810
71	1600	69600	6200	66400	6570	63200	6930
	1900	71600	6300	68200	6660	64900	7020
	2200	73300	6370	69800	6740	66300	7100

TABLA A.21

CAPACIDADES DE ENFRIAMIENTO Y CONSUMOS DE ENERGIA DE LOS EQUIPOS DE EXPANSION DIRECTA

TEMPERATURA EXTERIOR (F)	TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO DE ENTRADA (F)			
	62.5		65	
	CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO (PORCENTAJE DE LA CAPACI DAD NOMINAL) (%)	CONSUMO DE POTENCIA A LA CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO (W/MBH)	CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO (PORCENTAJE DE LA CAPACI DAD NOMINAL) (%)	CONSUMO DE POTENCIA A LA CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO (W/MBH)
97	93.5	102.27	97.6	100.23
92	96.0	96.95	100.2	94.99
87	98.2	92.02	103.9	88.94
82	90.7	82.55	94.1	81.03
77	76.0	66.83	77.9	65.75
72	71.0	55.99	72.3	57.20
67	72.4	52.71	73.9	52.16
62	73.8	49.21	75.4	48.71

TABLA B.1

CARGAS DE ENFRIAMIENTO
 POR ENVUELTA EXTERIOR (MBH)
 EDIFICIO: INDUAUTO
 ZONA: OFICINAS

AZIMUTH DE LA PARED

	240	330	60	150
MES: ENERO				
PAREDES:	118.80	129.23	240.83	59.92
FENEST.:	81.73	161.30	234.76	76.51
PROM. PARED:	1.40	1.39	2.74	0.63
PROM. SOLAR:	1.85	4.05	8.61	1.95
MAXIMA MENSUAL:		1103.07 MBH A LAS	16	HORAS
MES: FEBRERO				
PAREDES:	125.61	97.18	165.44	49.70
FENEST.:	68.52	100.66	163.00	55.41
PROM. PARED:	1.19	0.89	2.02	0.53
PROM. SOLAR:	1.53	2.38	6.07	1.46
MAXIMA MENSUAL:		825.54 MBH A LAS	17	HORAS
MES: MARZO				
PAREDES:	138.16	72.21	144.79	57.89
FENEST.:	76.98	77.55	145.32	64.17
PROM. PARED:	1.29	0.68	1.77	0.66
PROM. SOLAR:	1.73	1.63	5.17	1.98
MAXIMA MENSUAL:		777.06 MBH A LAS	17	HORAS
MES: ABRIL				
PAREDES:	147.51	50.53	122.82	69.59
FENEST.:	81.43	53.74	123.21	75.68
PROM. PARED:	1.36	0.49	1.47	0.80
PROM. SOLAR:	1.86	0.99	4.02	2.64
MAXIMA MENSUAL:		724.52 MBH A LAS	17	HORAS
MES: MAYO				
PAREDES:	151.29	40.13	106.42	80.78
FENEST.:	82.55	41.30	107.35	85.16
PROM. PARED:	1.39	0.38	1.24	0.92
PROM. SOLAR:	1.91	0.72	3.19	3.16
MAXIMA MENSUAL:		694.99 MBH A LAS	17	HORAS
MES: JUNIO				
PAREDES:	151.85	37.51	99.48	86.10
FENEST.:	82.53	37.87	100.69	88.98
PROM. PARED:	1.39	0.35	1.14	0.97
PROM. SOLAR:	1.92	0.64	2.84	3.36
MAXIMA MENSUAL:		685.00 MBH A LAS	17	HORAS

TABLA B.1 (continuación)

MES: JULIO				
PAREDES:	149.77	38.91	103.98	80.65
FENEST.:	82.33	40.20	105.25	85.04
PROM. PARED:	1.37	0.37	1.21	0.92
PROM. SOLAR:	1.89	0.68	3.09	3.16
MAXIMA MENSUAL:	686.12 MBH A LAS 17 HORAS			
MES: AGOSTO				
PAREDES:	145.23	48.00	118.82	68.88
FENEST.:	81.68	51.67	119.84	75.13
PROM. PARED:	1.35	0.46	1.42	0.80
PROM. SOLAR:	1.84	0.92	3.87	2.63
MAXIMA MENSUAL:	709.26 MBH A LAS 17 HORAS			
MES: SEPTIEMBRE				
PAREDES:	128.93	75.59	143.68	52.51
FENEST.:	74.70	81.08	145.48	58.50
PROM. PARED:	1.22	0.70	1.77	0.59
PROM. SOLAR:	1.61	1.72	5.23	1.70
MAXIMA MENSUAL:	760.47 MBH A LAS 17 HORAS			
MES: OCTUBRE				
PAREDES:	122.46	93.70	160.29	47.75
FENEST.:	68.58	99.34	159.10	53.53
PROM. PARED:	1.16	0.86	1.97	0.51
PROM. SOLAR:	1.49	2.28	5.91	1.38
MAXIMA MENSUAL:	804.75 MBH A LAS 17 HORAS			
MES: NOVIEMBRE				
PAREDES:	87.04	100.19	187.10	41.25
FENEST.:	64.96	130.50	184.26	54.54
PROM. PARED:	1.05	1.08	2.15	0.43
PROM. SOLAR:	1.29	3.01	6.57	1.12
MAXIMA MENSUAL:	849.84 MBH A LAS 16 HORAS			
MES: DICIEMBRE				
PAREDES:	83.27	109.70	193.29	40.06
FENEST.:	61.25	139.49	188.97	54.24
PROM. PARED:	1.00	1.17	2.21	0.41
PROM. SOLAR:	1.21	3.32	6.78	1.09
MAXIMA MENSUAL:	870.27 MBH A LAS 16 HORAS			
ANUAL PAREDES:	1.15	0.74	1.76	0.68
ANUAL SOLAR:	10.79			
MAXIMA ANUAL:	1103.07 MBH			
OCURRE A LAS 16 HORAS DE ENERO 21				

TABLA B.2

CARGAS DE ENFRIAMIENTO
 POR ENVUELTA EXTERIOR (MBH)
 EDIFICIO: INDUAUTO
 ZONA: ALMACENES

AZIMUTH DE LA PARED

	240	330	60	150
MES:ENERO				
PAREDES:	28.72	13.28	22.91	5.31
FENEST.:	0.00	45.61	55.10	0.00
PROM. PARED:	1.51	0.64	1.16	0.25
PROM. SOLAR:	0.00	4.18	7.39	0.00
MAXIMA MENSUAL:		170.93 MBH A LAS	16	HORAS
MES:FEBRERO				
PAREDES:	30.37	9.99	15.74	4.40
FENEST.:	0.00	28.46	38.26	0.00
PROM. PARED:	1.28	0.41	0.86	0.21
PROM. SOLAR:	0.00	2.46	5.21	0.00
MAXIMA MENSUAL:		127.22 MBH A LAS	17	HORAS
MES:MARZO				
PAREDES:	33.40	7.42	13.77	5.13
FENEST.:	0.00	21.93	34.11	0.00
PROM. PARED:	1.40	0.31	0.75	0.26
PROM. SOLAR:	0.00	1.68	4.44	0.00
MAXIMA MENSUAL:		115.76 MBH A LAS	17	HORAS
MES:ABRIL				
PAREDES:	35.66	5.19	11.68	6.16
FENEST.:	0.00	15.20	28.92	0.00
PROM. PARED:	1.47	0.22	0.62	0.32
PROM. SOLAR:	0.00	1.03	3.45	0.00
MAXIMA MENSUAL:		102.82 MBH A LAS	17	HORAS
MES:MAYO				
PAREDES:	36.58	4.12	10.12	7.15
FENEST.:	0.00	11.68	25.20	0.00
PROM. PARED:	1.50	0.18	0.53	0.36
PROM. SOLAR:	0.00	0.74	2.74	0.00
MAXIMA MENSUAL:		94.86 MBH A LAS	17	HORAS
MES:JUNIO				
PAREDES:	36.71	3.85	9.46	7.62
FENEST.:	0.00	10.71	23.64	0.00
PROM. PARED:	1.50	0.16	0.49	0.38
PROM. SOLAR:	0.00	0.66	2.44	0.00
MAXIMA MENSUAL:		92.00 MBH A LAS	17	HORAS

TABLA B.2 (continuación)

MES: JULIO				
PAREDES:	36.21	4.00	9.89	7.14
FENEST.:	0.00	11.37	24.71	0.00
PROM. PARED:	1.49	0.17	0.51	0.36
PROM. SOLAR:	0.00	0.71	2.65	0.00
MAXIMA MENSUAL:	93.31 MBH A LAS 17 HORAS			

MES: AGOSTO				
PAREDES:	35.11	4.93	11.30	6.10
FENEST.:	0.00	14.61	28.13	0.00
PROM. PARED:	1.46	0.21	0.61	0.32
PROM. SOLAR:	0.00	0.95	3.32	0.00
MAXIMA MENSUAL:	100.19 MBH A LAS 17 HORAS			

MES: SEPTIEMBRE				
PAREDES:	31.17	7.77	13.67	4.65
FENEST.:	0.00	22.93	34.15	0.00
PROM. PARED:	1.32	0.32	0.75	0.23
PROM. SOLAR:	0.00	1.78	4.48	0.00
MAXIMA MENSUAL:	114.33 MBH A LAS 17 HORAS			

MES: OCTUBRE				
PAREDES:	29.61	9.63	15.25	4.23
FENEST.:	0.00	28.09	37.35	0.00
PROM. PARED:	1.25	0.40	0.84	0.20
PROM. SOLAR:	0.00	2.36	5.07	0.00
MAXIMA MENSUAL:	124.15 MBH A LAS 17 HORAS			

MES: NOVIEMBRE				
PAREDES:	26.54	12.08	16.72	3.86
FENEST.:	0.00	33.76	40.43	0.00
PROM. PARED:	1.13	0.49	0.91	0.17
PROM. SOLAR:	0.00	3.11	5.64	0.00
MAXIMA MENSUAL:	133.39 MBH A LAS 17 HORAS			

MES: DICIEMBRE				
PAREDES:	20.13	11.27	18.39	3.55
FENEST.:	0.00	39.44	44.36	0.00
PROM. PARED:	1.08	0.54	0.94	0.16
PROM. SOLAR:	0.00	3.43	5.82	0.00
MAXIMA MENSUAL:	137.14 MBH A LAS 16 HORAS			

ANUAL PAREDES:	1.37	0.34	0.75	0.27
ANUAL SOLAR:	6.31			
MAXIMA ANUAL:	170.93 MBH			
OCURRE A LAS 16 HORAS DE ENERO 21				

TABLA B.3

CARGAS DE ENFRIAMIENTO
 POR PAREDES EXTERIORES (MBH)
 EDIFICIO: INDUAUTO
 ZONA: OFICINAS

HORA	AZIMUTH DE LA PARED			
SOLAR	240	330	60	150
1	62.214	58.643	84.183	24.877
2	52.030	49.555	72.514	20.639
3	43.311	41.872	62.245	16.848
4	35.797	35.328	53.158	13.448
5	29.319	29.744	45.136	10.417
6	23.803	25.019	38.166	7.776
7	19.386	21.222	33.299	5.732
8	18.183	19.954	50.429	7.130
9	22.012	22.624	100.950	13.677
10	29.689	28.415	162.843	22.299
11	39.684	36.766	216.275	30.312
12	50.943	48.567	251.896	37.370
13	62.947	64.720	267.289	43.985
14	76.530	84.658	265.204	50.156
15	94.796	106.880	253.866	55.628
16	118.802	129.228	240.832	59.917
17	144.164	148.632	227.693	62.439
18	162.532	159.973	212.926	62.483
19	162.049	155.110	194.074	59.207
20	144.898	136.897	172.374	53.482
21	124.670	116.969	151.519	47.256
22	106.050	99.157	132.585	41.225
23	89.806	83.945	115.632	35.569
24	75.808	71.076	100.516	30.342

FECHA: ENERO 21

TEMPERATURA INTERIOR : 78 F

LATITUD : 2.19 GRADOS SUR

RANGO DIARIO: 20 F

TABLA B.4

CARGAS DE ENFRIAMIENTO
 POR CONDUCCION EN VIDRIO (MBH)
 EDIFICIO: INDUAUTO
 ZONA: OFICINAS

HORA	AZIMUTH DE LA PARED			
SOLAR	240	330	60	150
1	-2.124	-3.258	-6.556	-3.547
2	-3.280	-5.031	-10.125	-5.479
3	-4.237	-6.498	-13.076	-7.076
4	-4.989	-7.652	-15.399	-8.333
5	-5.323	-8.164	-16.429	-8.890
6	-5.019	-7.698	-15.491	-8.383
7	-4.069	-6.241	-12.560	-6.796
8	-2.252	-3.454	-6.951	-3.761
9	0.443	0.680	1.369	0.741
10	3.604	5.528	11.124	6.019
11	7.235	11.097	22.330	12.083
12	10.704	16.416	33.035	17.876
13	13.369	20.504	41.260	22.327
14	15.217	23.339	46.965	25.414
15	16.024	24.576	49.455	26.761
16	15.561	23.866	48.026	25.988
17	14.235	21.832	43.933	23.773
18	12.034	18.457	37.141	20.098
19	9.372	14.374	28.926	15.652
20	6.669	10.228	20.581	11.137
21	4.349	6.670	13.422	7.263
22	2.208	3.387	6.816	3.688
23	0.463	0.710	1.429	0.773
24	-0.880	-1.350	-2.717	-1.470

FECHA: ENERO 21

TEMPERATURA INTERIOR : 78 F

LATITUD : 2.19 GRADOS SUR

RANGO DIARIO: 20 F

TABLA B.5

CARGAS DE ENFRIAMIENTO
 POR RADIACION SOLAR (MBH)
 EDIFICIO: INDUAUTO
 ZONA: OFICINAS

HORA	AZIMUTH DE LA PARED			
SOLAR	240	330	60	150
1	28.547	62.557	118.889	28.274
2	27.690	60.680	115.323	27.426
3	26.860	58.860	111.863	26.603
4	26.054	57.094	108.507	25.805
5	25.272	55.381	105.252	25.031
6	24.514	53.720	102.094	24.280
7	28.834	60.305	215.757	38.009
8	31.910	65.057	269.196	44.647
9	34.099	68.709	282.965	46.813
10	35.852	72.340	274.841	49.000
11	37.225	79.908	249.394	50.969
12	38.771	92.516	216.974	52.026
13	41.050	107.744	203.555	53.199
14	50.056	122.321	198.044	53.472
15	60.510	133.403	193.627	52.692
16	66.167	137.434	186.731	50.523
17	60.981	125.118	175.209	45.804
18	37.632	82.466	156.726	37.273
19	36.503	79.992	152.024	36.155
20	35.408	77.592	147.464	35.070
21	34.346	75.264	143.040	34.018
22	33.315	73.006	138.749	32.997
23	32.316	70.816	134.586	32.007
24	31.346	68.692	130.549	31.047

FECHA: ENERO 21

TEMPERATURA INTERIOR : 78 F

LATITUD : 2.19 GRADOS SUR

RANGO DIARIO: 20 F

TABLA B.6

CARGAS DE ENFRIAMIENTO
 POR PAREDES EXTERIORES (MBH)
 EDIFICIO: INDUAUTO
 ZONA: ALMACENES

HORA	AZIMUTH DE LA PARED			
SOLAR	240	330	60	150
1	15.042	6.026	8.008	2.203
2	12.579	5.092	6.898	1.828
3	10.471	4.303	5.921	1.492
4	8.655	3.630	5.057	1.191
5	7.089	3.057	4.294	0.923
6	5.755	2.571	3.631	0.689
7	4.687	2.181	3.168	0.508
8	4.396	2.051	4.797	0.631
9	5.322	2.325	9.603	1.211
10	7.178	2.920	15.491	1.975
11	9.594	3.778	20.574	2.685
12	12.317	4.991	23.963	3.310
13	15.219	6.651	25.427	3.895
14	18.503	8.700	25.229	4.442
15	22.919	10.983	24.150	4.927
16	28.723	13.280	22.910	5.306
17	34.855	15.274	21.660	5.530
18	39.296	16.439	20.256	5.534
19	39.179	15.939	18.462	5.244
20	35.032	14.068	16.398	4.736
21	30.142	12.020	14.414	4.185
22	25.640	10.190	12.613	3.651
23	21.713	8.626	11.000	3.150
24	18.328	7.304	9.562	2.687

FECHA: ENERO 21

TEMPERATURA INTERIOR : 78 F

LATITUD : 2.19 GRADOS SUR

RANGO DIARIO: 20 F

TABLA B.7

CARGAS DE ENFRIAMIENTO
 POR CONDUCCION EN VIDRIO (MBH)
 EDIFICIO: INDUAUTO
 ZONA: ALMACENES

HORA	AZIMUTH DE LA PARED			
SOLAR	240	330	60	150
1	0.000	-0.921	-1.539	0.000
2	0.000	-1.423	-2.377	0.000
3	0.000	-1.837	-3.069	0.000
4	0.000	-2.164	-3.615	0.000
5	0.000	-2.308	-3.856	0.000
6	0.000	-2.177	-3.636	0.000
7	0.000	-1.765	-2.948	0.000
8	0.000	-0.977	-1.632	0.000
9	0.000	0.192	0.321	0.000
10	0.000	1.563	2.611	0.000
11	0.000	3.137	5.241	0.000
12	0.000	4.642	7.754	0.000
13	0.000	5.797	9.685	0.000
14	0.000	6.599	11.024	0.000
15	0.000	6.949	11.608	0.000
16	0.000	6.748	11.273	0.000
17	0.000	6.173	10.312	0.000
18	0.000	5.219	8.718	0.000
19	0.000	4.064	6.790	0.000
20	0.000	2.892	4.831	0.000
21	0.000	1.886	3.151	0.000
22	0.000	0.958	1.600	0.000
23	0.000	0.201	0.335	0.000
24	0.000	-0.382	-0.638	0.000

FECHA: ENERO 21

TEMPERATURA INTERIOR : 78 F

LATITUD : 2.19 GRADOS SUR

RANGO DIARIO: 20 F

TABLA B.8

CARGAS DE ENFRIAMIENTO
 POR RADIACION SOLAR (MBH)
 EDIFICIO: INDUAUTO
 ZONA: ALMACENES

HORA	AZIMUTH DE LA PARED			
SOLAR	240	330	60	150
1	0.000	17.687	27.907	0.000
2	0.000	17.157	27.069	0.000
3	0.000	16.642	26.257	0.000
4	0.000	16.143	25.470	0.000
5	0.000	15.659	24.705	0.000
6	0.000	15.189	23.964	0.000
7	0.000	17.051	50.644	0.000
8	0.000	18.394	63.188	0.000
9	0.000	19.427	66.420	0.000
10	0.000	20.453	64.513	0.000
11	0.000	22.593	58.540	0.000
12	0.000	26.158	50.930	0.000
13	0.000	30.464	47.780	0.000
14	0.000	34.585	46.486	0.000
15	0.000	37.719	45.450	0.000
16	0.000	38.858	43.831	0.000
17	0.000	35.376	41.126	0.000
18	0.000	23.317	36.788	0.000
19	0.000	22.617	35.684	0.000
20	0.000	21.939	34.614	0.000
21	0.000	21.280	33.575	0.000
22	0.000	20.642	32.568	0.000
23	0.000	20.023	31.591	0.000
24	0.000	19.422	30.643	0.000

FECHA: ENERO 21
 TEMPERATURA INTERIOR : 78 F
 LATITUD : 2.19 GRADOS SUR
 RANGO DIARIO: 20 F

TABLA B.9

GANANCIAS DE CALOR
 POR PAREDES EXTERIORES (MBH)
 EDIFICIO: INDUAUTO
 ZONA: OFICINAS

HORA	AZIMUTH DE LA PARED			
SOLAR	240	330	60	150
1	55.183	50.410	56.963	20.439
2	40.538	37.428	41.027	14.412
3	28.241	26.680	27.333	9.120
4	17.871	17.740	15.528	4.468
5	9.148	10.314	5.406	0.413
6	1.938	4.231	-3.079	-0.026
7	-3.586	-0.428	-8.408	-5.552
8	-4.340	-1.336	18.583	-3.001
9	2.275	3.522	94.173	7.059
10	14.417	12.868	185.357	20.011
11	29.766	25.815	262.826	31.879
12	46.736	43.627	313.082	42.173
13	64.549	67.564	332.990	51.676
14	84.424	96.716	327.035	60.399
15	110.898	128.816	307.661	67.982
16	145.441	160.666	286.152	73.736
17	181.509	187.774	264.862	76.831
18	206.836	202.703	241.540	76.262
19	204.175	193.681	212.597	70.845
20	177.134	165.237	179.916	61.924
21	146.011	134.726	148.959	52.411
22	117.728	107.788	121.269	43.327
23	93.361	85.070	96.873	34.929
24	72.649	66.124	75.504	27.281

FECHA: ENERO 21
 TEMPERATURA INTERIOR : 78 F
 LATITUD : 2.19 GRADOS SUR
 RANGO DIARIO: 20 F

TABLA B.10

GANANCIAS DE CALOR
 POR CONDUCCION EN VIDRIO (MBH)
 EDIFICIO: INDUAUTO
 ZONA: OFICINAS

HORA SOLAR	AZIMUTH DE LA PARED			
	240	330	60	150
1	-5.298	-8.126	-16.352	-8.848
2	-6.856	-10.516	-21.161	-11.451
3	-8.103	-12.428	-25.008	-13.532
4	-9.038	-13.862	-27.894	-15.094
5	-9.350	-14.340	-28.856	-15.614
6	-8.726	-13.384	-26.932	-14.573
7	-7.168	-10.994	-22.123	-11.971
8	-4.363	-6.692	-13.466	-7.287
9	-0.312	-0.478	-0.962	-0.520
10	4.363	6.692	13.466	7.287
11	9.661	14.818	29.818	16.135
12	14.648	22.466	45.207	24.462
13	18.388	28.201	56.750	30.708
14	20.881	32.025	64.444	34.872
15	21.816	33.459	67.330	36.433
16	20.881	32.025	64.444	34.872
17	18.699	28.679	57.711	31.229
18	15.271	23.422	47.131	25.503
19	11.220	17.208	34.627	18.737
20	7.168	10.994	22.123	11.971
21	3.740	5.736	11.542	6.246
22	0.623	0.956	1.924	1.041
23	-1.870	-2.868	-5.771	-3.123
24	-3.740	-5.736	-11.542	-6.246

FECHA: ENERO 21

TEMPERATURA INTERIOR : 78 F

LATITUD : 2.19 GRADOS SUR

RANGO DIARIO: 20 F

TABLA B.11

GANANCIAS DE CALOR
 POR RADIACION SOLAR (MBH)
 EDIFICIO: INDUAUTO
 ZONA: OFICINAS

HORA	AZIMUTH DE LA PARED			
SOLAR	240	330	60	150
1	0.000	0.000	0.000	0.000
2	0.000	0.000	0.000	0.000
3	0.000	0.000	0.000	0.000
4	0.000	0.000	0.000	0.000
5	0.000	0.000	0.000	0.000
6	0.000	0.000	0.000	0.000
7	25.661	41.609	592.514	73.389
8	41.757	68.577	806.406	101.697
9	51.369	86.580	794.492	104.002
10	57.639	102.288	675.353	106.397
11	61.294	136.146	485.189	107.651
12	65.475	191.580	284.713	104.382
13	72.975	253.793	206.279	102.364
14	113.831	305.550	177.892	96.261
15	157.185	333.897	158.540	85.789
16	171.180	323.829	128.874	69.736
17	128.863	232.927	79.198	42.855
18	0.000	0.000	0.000	0.000
19	0.000	0.000	0.000	0.000
20	0.000	0.000	0.000	0.000
21	0.000	0.000	0.000	0.000
22	0.000	0.000	0.000	0.000
23	0.000	0.000	0.000	0.000
24	0.000	0.000	0.000	0.000

FECHA: ENERO 21

TEMPERATURA INTERIOR : 78 F

LATITUD : 2.19 GRADOS SUR

RANGO DIARIO: 20 F

TABLA B.12

GANANCIAS DE CALOR
 POR PAREDES EXTERIORES (MBH)
 EDIFICIO: INDUAUTO
 ZONA: ALMACENES

HORA	AZIMUTH DE LA PARED			
SOLAR	240	330	60	150
1	13.342	5.180	5.419	1.810
2	9.801	3.846	3.903	1.276
3	6.828	2.742	2.600	0.808
4	4.321	1.823	1.477	0.396
5	2.212	1.060	0.514	0.037
6	0.468	0.435	-0.293	-0.268
7	-0.867	-0.044	-0.800	-0.492
8	-1.049	-0.137	1.768	-0.266
9	0.550	0.362	8.959	0.625
10	3.486	1.322	17.633	1.772
11	7.197	2.653	25.002	2.823
12	11.299	4.483	29.783	3.735
13	15.606	6.943	31.677	4.577
14	20.411	9.939	31.111	5.349
15	26.812	13.237	29.268	6.021
16	35.164	16.510	27.221	6.530
17	43.884	19.296	25.196	6.804
18	50.007	20.830	22.978	6.754
19	49.364	19.903	20.224	6.274
20	42.826	16.980	17.115	5.484
21	35.301	13.845	14.170	4.642
22	28.463	11.077	11.536	3.837
23	22.572	8.742	9.215	3.093
24	17.565	6.795	7.183	2.416

FECHA: ENERO 21

TEMPERATURA INTERIOR : 78 F

LATITUD : 2.19 GRADOS SUR

RANGO DIARIO: 20 F

TABLA B.13

GANANCIAS DE CALOR
 POR CONDUCCION EN VIDRIO (MBH)
 EDIFICIO: INDUAUTO
 ZONA: ALMACENES

HORA	AZIMUTH DE LA PARED			
SOLAR	240	330	60	150
1	0.000	-2.298	-3.838	0.000
2	0.000	-2.773	-4.967	0.000
3	0.000	-3.514	-5.870	0.000
4	0.000	-3.919	-6.547	0.000
5	0.000	-4.054	-6.773	0.000
6	0.000	-3.784	-6.322	0.000
7	0.000	-3.108	-5.193	0.000
8	0.000	-1.892	-3.161	0.000
9	0.000	-0.135	-0.226	0.000
10	0.000	1.892	3.161	0.000
11	0.000	4.190	6.799	0.000
12	0.000	6.352	10.611	0.000
13	0.000	7.974	13.321	0.000
14	0.000	9.055	15.127	0.000
15	0.000	9.460	15.804	0.000
16	0.000	9.055	15.127	0.000
17	0.000	8.109	13.546	0.000
18	0.000	6.622	11.063	0.000
19	0.000	4.865	8.128	0.000
20	0.000	3.108	5.193	0.000
21	0.000	1.622	2.709	0.000
22	0.000	0.270	0.452	0.000
23	0.000	-0.811	-1.355	0.000
24	0.000	-1.622	-2.709	0.000

FECHA: ENERO 21

TEMPERATURA INTERIOR : 78 F

LATITUD : 2.19 GRADOS SUR

RANGO DIARIO: 20 F

TABLA B.14

GANANCIAS DE CALOR
POR RADIACION SOLAR (MBH)
EDIFICIO: INDUAUTO
ZONA: ALMACENES

HORA SOLAR	AZIMUTH DE LA PARED			
	240	330	60	150
1	0.000	0.000	0.000	0.000
2	0.000	0.000	0.000	0.000
3	0.000	0.000	0.000	0.000
4	0.000	0.000	0.000	0.000
5	0.000	0.000	0.000	0.000
6	0.000	0.000	0.000	0.000
7	0.000	11.765	139.079	0.000
8	0.000	17.390	189.286	0.000
9	0.000	24.480	186.489	0.000
10	0.000	28.921	158.524	0.000
11	0.000	38.494	113.887	0.000
12	0.000	54.168	66.830	0.000
13	0.000	71.758	48.419	0.000
14	0.000	86.392	41.756	0.000
15	0.000	94.407	37.214	0.000
16	0.000	91.560	30.250	0.000
17	0.000	65.858	18.590	0.000
18	0.000	0.000	0.000	0.000
19	0.000	0.000	0.000	0.000
20	0.000	0.000	0.000	0.000
21	0.000	0.000	0.000	0.000
22	0.000	0.000	0.000	0.000
23	0.000	0.000	0.000	0.000
24	0.000	0.000	0.000	0.000

FECHA: ENERO 21
TEMPERATURA INTERIOR : 78 F
LATITUD : 2.19 GRADOS SUR
RANGO DIARIO: 20 F

TABLA B.15

CARGAS DE ENFRIAMIENTO
 POR FUENTES INTERNAS
 Y PARTICIONES (MBH)
 EDIFICIO: INDUAUTO
 ZONA: OFICINAS

FUENTE DE CARGA				
HORA	PAREDES	TECHO	TUMBADO	LUCES
8	66.629	0.000	292.654	0.000
9	67.323	0.000	295.703	168.509
10	67.997	0.000	298.660	171.232
11	68.650	0.000	301.529	173.872
12	69.283	0.000	304.311	176.433
13	69.898	0.000	307.010	178.918
14	70.494	0.000	309.628	181.327
15	71.072	0.000	312.168	183.665
16	71.633	0.000	314.631	185.932
17	72.177	0.000	317.020	188.132
PROMEDIO:				
BTU/HR.F2	1.297	0.000	5.697	

FUENTE DE CARGA				
HORA	PER.SEN.	PER.LAT.	VENT.SEN.	VENT.LAT.
8	26.777	135.925	-40.458	281.235
9	30.052	135.925	-24.626	310.356
10	33.228	135.925	-1.759	335.088
11	36.309	135.925	24.626	347.994
12	39.297	135.925	54.530	351.794
13	42.196	135.925	82.675	356.121
14	45.008	135.925	103.783	356.698
15	47.736	135.925	117.855	376.438
16	50.381	135.925	123.132	356.698
17	52.948	135.925	117.855	354.294

TABLA B.16

CARGAS DE ENFRIAMIENTO
 POR FUENTES INTERNAS
 Y PARTICIONES (MBH)
 EDIFICIO: INDUAUTO
 ZONA: ALMACENES

FUENTE DE CARGA				
HORA	PAREDES	TECHO	TUMBADO	LUCES
8	9.241	0.000	65.488	0.000
9	9.337	0.000	66.170	74.754
10	9.431	0.000	66.832	75.962
11	9.521	0.000	67.474	77.133
12	9.609	0.000	68.097	78.269
13	9.694	0.000	68.701	79.371
14	9.777	0.000	69.286	80.440
15	9.857	0.000	69.855	81.477
16	9.935	0.000	70.406	82.483
17	10.010	0.000	70.941	83.459
18	10.083	0.000	71.459	84.405
19	10.154	0.000	71.962	85.323
PROMEDIO:				
BTU/HR.P2	0.804	0.000	5.697	

FUENTE DE CARGA				
HORA	PER.SEN.	PER.LAT.	VENT.SEN.	VENT.LAT.
8	11.984	60.833	-8.450	58.737
9	13.450	60.833	-5.143	64.819
10	14.871	60.833	-0.367	69.985
11	16.250	60.833	5.143	72.680
12	17.587	60.833	11.389	73.474
13	18.885	60.833	17.267	74.378
14	20.143	60.833	21.676	74.498
15	21.364	60.833	24.615	78.621
16	22.548	60.833	25.717	74.498
17	23.696	60.833	24.615	73.996
18	24.811	60.833	22.043	75.814
19	25.891	60.833	18.002	76.131

TABLA B.17

GANANCIAS DE CALOR
POR FUENTES INTERNAS
Y PARTICIONES (MBH)
EDIFICIO: INDUAUTO
ZONA: OFICINAS

FUENTE DE GANANCIA				
HORA	PAREDES	TECHO	TUMBADO	LUCES
8	89.766	0.000	394.278	259.245
9	89.766	0.000	394.278	259.245
10	89.766	0.000	394.278	259.245
11	89.766	0.000	394.278	259.245
12	89.766	0.000	394.278	259.245
13	89.766	0.000	394.278	259.245
14	89.766	0.000	394.278	259.245
15	89.766	0.000	394.278	259.245
16	89.766	0.000	394.278	259.245
17	89.766	0.000	394.278	259.245
PROMEDIO:				
BTU/HR.P2	1.297	0.000	5.697	

FUENTE DE GANANCIA				
HORA	PER.SEN.	PER.LAT.	VENT.SEN.	VENT.LAT.
8	135.925	135.925	-40.458	281.235
9	135.925	135.925	-24.626	310.356
10	135.925	135.925	-1.759	335.088
11	135.925	135.925	24.626	347.994
12	135.925	135.925	54.530	351.794
13	135.925	135.925	82.675	356.121
14	135.925	135.925	103.783	356.698
15	135.925	135.925	117.855	376.438
16	135.925	135.925	123.132	356.698
17	135.925	135.925	117.855	354.294

TABLA B.18

GANANCIAS DE CALOR
POR FUENTES INTERNAS
Y PARTICIONES (MBH)
EDIFICIO: INDUAUTO
ZONA: ALMACENES

FUENTE DE GANANCIA				
HORA	PAREDES	TECHO	TUMBADO	LUCES
8	12.450	0.000	88.229	115.007
9	12.450	0.000	88.229	115.007
10	12.450	0.000	88.229	115.007
11	12.450	0.000	88.229	115.007
12	12.450	0.000	88.229	115.007
13	12.450	0.000	88.229	115.007
14	12.450	0.000	88.229	115.007
15	12.450	0.000	88.229	115.007
16	12.450	0.000	88.229	115.007
17	12.450	0.000	88.229	115.007
18	12.450	0.000	88.229	115.007
19	12.450	0.000	88.229	115.007
PROMEDIO:				
BTU/HR.F2	0.804	0.000	5.697	

FUENTE DE GANANCIA				
HORA	PER.SEN.	PER.LAT.	VENT.SEN.	VENT.LAT.
8	60.833	60.833	-8.450	58.737
9	60.833	60.833	-5.143	64.819
10	60.833	60.833	-0.367	69.985
11	60.833	60.833	5.143	72.680
12	60.833	60.833	11.389	73.474
13	60.833	60.833	17.267	74.378
14	60.833	60.833	21.676	74.498
15	60.833	60.833	24.615	78.621
16	60.833	60.833	25.717	74.498
17	60.833	60.833	24.615	73.996
18	60.833	60.833	22.043	75.814
19	60.833	60.833	18.002	76.131

TABLA C.1

CARGAS DE ENFRIAMIENTO
 POR ENVUELTA EXTERIOR (MBH)
 EDIFICIO: INDUAUTO
 ZONA: OFICINAS

AZIMUTH DE LA PARED

	240	330	60	150
MES: ENERO				
PAREDES:	94.38	99.61	186.10	48.84
FENEST.:	269.76	353.69	508.81	156.83
PROM. PARED:	1.17	1.12	2.21	0.56
PROM. SOLAR:	5.99	8.75	18.31	3.86
MAXIMA MENSUAL:		1718.21 MBH A LAS	16	HORAS
MES: FEBRERO				
PAREDES:	80.41	64.78	138.09	40.57
FENEST.:	246.57	242.70	381.51	125.69
PROM. PARED:	1.02	0.76	1.68	0.49
PROM. SOLAR:	4.97	5.15	12.90	2.90
MAXIMA MENSUAL:		1320.31 MBH A LAS	16	HORAS
MES: MARZO				
PAREDES:	87.09	48.86	120.92	48.09
FENEST.:	273.77	184.28	341.90	143.19
PROM. PARED:	1.09	0.61	1.50	0.58
PROM. SOLAR:	5.62	3.52	10.99	3.94
MAXIMA MENSUAL:		1248.09 MBH A LAS	16	HORAS
MES: ABRIL				
PAREDES:	93.14	36.64	102.73	58.62
FENEST.:	289.13	127.23	292.64	166.35
PROM. PARED:	1.15	0.47	1.29	0.68
PROM. SOLAR:	6.03	2.15	8.55	5.24
MAXIMA MENSUAL:		1166.49 MBH A LAS	16	HORAS
MES: MAYO				
PAREDES:	95.91	31.82	89.12	68.14
FENEST.:	294.12	99.94	257.34	185.65
PROM. PARED:	1.16	0.39	1.12	0.77
PROM. SOLAR:	6.20	1.55	6.78	6.27
MAXIMA MENSUAL:		1122.05 MBH A LAS	16	HORAS
MES: JUNIO				
PAREDES:	96.52	30.58	83.42	72.13
FENEST.:	294.09	93.40	242.42	193.33
PROM. PARED:	1.16	0.37	1.05	0.80
PROM. SOLAR:	6.22	1.39	6.04	6.68
MAXIMA MENSUAL:		1105.89 MBH A LAS	16	HORAS

TABLA C.1 (continuación)

MES: JULIO				
PAREDES:	94.95	31.14	87.20	68.10
FENEST.:	292.01	97.47	252.47	185.26
PROM. PARED:	1.15	0.38	1.10	0.77
PROM. SOLAR:	6.14	1.48	6.56	6.27
MAXIMA MENSUAL:	1108.60 MBH A LAS 16 HORAS			

MES: AGOSTO				
PAREDES:	91.56	35.08	99.69	58.21
FENEST.:	286.83	121.58	284.73	164.97
PROM. PARED:	1.13	0.45	1.25	0.68
PROM. SOLAR:	5.96	1.99	8.22	5.22
MAXIMA MENSUAL:	1142.64 MBH A LAS 16 HORAS			

MES: SEPTIEMBRE				
PAREDES:	81.11	50.72	120.64	43.72
FENEST.:	260.69	192.71	341.46	131.19
PROM. PARED:	1.04	0.62	1.51	0.53
PROM. SOLAR:	5.21	3.71	11.11	3.37
MAXIMA MENSUAL:	1222.23 MBH A LAS 16 HORAS			

MES: OCTUBRE				
PAREDES:	78.05	62.28	134.30	39.20
FENEST.:	243.53	236.74	372.07	121.38
PROM. PARED:	1.00	0.74	1.65	0.47
PROM. SOLAR:	4.84	4.93	12.56	2.75
MAXIMA MENSUAL:	1287.55 MBH A LAS 16 HORAS			

MES: NOVIEMBRE				
PAREDES:	71.41	78.61	147.26	35.34
FENEST.:	215.54	287.09	401.45	113.20
PROM. PARED:	0.92	0.89	1.78	0.42
PROM. SOLAR:	4.19	6.52	13.96	2.23
MAXIMA MENSUAL:	1349.89 MBH A LAS 16 HORAS			

MES: DICIEMBRE				
PAREDES:	68.68	85.49	151.73	34.48
FENEST.:	203.51	306.54	411.45	112.60
PROM. PARED:	0.88	0.96	1.82	0.40
PROM. SOLAR:	3.93	7.18	14.42	2.16
MAXIMA MENSUAL:	1374.48 MBH A LAS 16 HORAS			

ANUAL PAREDES:	1.07	0.65	1.50	0.60
ANUAL SOLAR:	24.58			
MAXIMA ANUAL:	1718.21 MBH			
OCURRE A LAS 16 HORAS DE ENERO 21				

TABLA C.2

CARGAS DE ENFRIAMIENTO
 POR ENVUELTA EXTERIOR (MBH)
 EDIFICIO: INDUAUTO
 ZONA: ALMACENES

AZIMUTH DE LA PARED

	240	330	60	150
MES: ENERO				
PAREDES:	31.56	14.16	24.49	5.98
FENEST.:	0.00	54.65	66.38	0.00
PROM. PARED:	1.75	0.71	1.30	0.31
PROM. SOLAR:	0.00	4.94	8.73	0.00
MAXIMA MENSUAL:		197.22 MBH A LAS	16	HORAS
MES: FEBRERO				
PAREDES:	33.21	10.87	17.32	5.08
FENEST.:	0.00	34.50	46.66	0.00
PROM. PARED:	1.52	0.48	0.99	0.27
PROM. SOLAR:	0.00	2.91	6.15	0.00
MAXIMA MENSUAL:		147.62 MBH A LAS	17	HORAS
MES: MARZO				
PAREDES:	36.24	8.30	15.35	5.80
FENEST.:	0.00	26.77	41.75	0.00
PROM. PARED:	1.63	0.39	0.88	0.32
PROM. SOLAR:	0.00	1.99	5.24	0.00
MAXIMA MENSUAL:		134.22 MBH A LAS	17	HORAS
MES: ABRIL				
PAREDES:	38.50	6.07	13.26	6.84
FENEST.:	0.00	18.82	35.62	0.00
PROM. PARED:	1.71	0.30	0.76	0.37
PROM. SOLAR:	0.00	1.21	4.08	0.00
MAXIMA MENSUAL:		119.11 MBH A LAS	17	HORAS
MES: MAYO				
PAREDES:	39.41	5.00	11.70	7.83
FENEST.:	0.00	14.66	31.22	0.00
PROM. PARED:	1.74	0.25	0.66	0.42
PROM. SOLAR:	0.00	0.88	3.23	0.00
MAXIMA MENSUAL:		109.83 MBH A LAS	17	HORAS
MES: JUNIO				
PAREDES:	39.55	4.73	11.04	8.30
FENEST.:	0.00	13.51	29.37	0.00
PROM. PARED:	1.74	0.23	0.62	0.44
PROM. SOLAR:	0.00	0.78	2.88	0.00
MAXIMA MENSUAL:		106.51 MBH A LAS	17	HORAS

TABLA C.2 (continuación)

MES: JULIO				
PAREDES:	39.05	4.88	11.47	7.82
FENEST.:	0.00	14.29	30.64	0.00
PROM. PARED:	1.72	0.24	0.65	0.42
PROM. SOLAR:	0.00	0.84	3.13	0.00
MAXIMA MENSUAL:	108.14 MBH A LAS 17 HORAS			
MES: AGOSTO				
PAREDES:	37.95	5.81	12.88	6.78
FENEST.:	0.00	18.13	34.68	0.00
PROM. PARED:	1.69	0.29	0.74	0.37
PROM. SOLAR:	0.00	1.12	3.92	0.00
MAXIMA MENSUAL:	116.23 MBH A LAS 17 HORAS			
MES: SEPTIEMBRE				
PAREDES:	34.01	8.65	15.25	5.33
FENEST.:	0.00	27.95	41.79	0.00
PROM. PARED:	1.56	0.40	0.89	0.29
PROM. SOLAR:	0.00	2.10	5.30	0.00
MAXIMA MENSUAL:	132.98 MBH A LAS 17 HORAS			
MES: OCTUBRE				
PAREDES:	32.44	10.51	16.83	4.91
FENEST.:	0.00	34.06	45.57	0.00
PROM. PARED:	1.49	0.47	0.97	0.26
PROM. SOLAR:	0.00	2.79	5.99	0.00
MAXIMA MENSUAL:	144.31 MBH A LAS 17 HORAS			
MES: NOVIEMBRE				
PAREDES:	23.88	11.17	19.38	4.33
FENEST.:	0.00	44.36	52.38	0.00
PROM. PARED:	1.37	0.57	1.05	0.23
PROM. SOLAR:	0.00	3.68	6.66	0.00
MAXIMA MENSUAL:	155.50 MBH A LAS 16 HORAS			
MES: DICIEMBRE				
PAREDES:	22.97	12.15	19.96	4.22
FENEST.:	0.00	47.37	53.68	0.00
PROM. PARED:	1.32	0.61	1.07	0.22
PROM. SOLAR:	0.00	4.06	6.88	0.00
MAXIMA MENSUAL:	160.35 MBH A LAS 16 HORAS			
ANUAL PAREDES:	1.60	0.41	0.88	0.33
ANUAL SOLAR:	7.49			
MAXIMA ANUAL:	197.22 MBH			
OCURRE A LAS 16 HORAS DE ENERO 21				

TABLA C.3

CARGAS DE ENFRIAMIENTO
 POR PAREDES EXTERIORES (MBH)
 EDIFICIO: INDUAUTO
 ZONA: OFICINAS

HORA	AZIMUTH DE LA PARED			
SOLAR	240	330	60	150
1	53.348	48.496	72.685	23.432
2	45.994	41.933	64.262	20.374
3	39.700	36.384	56.849	17.640
4	34.275	31.660	50.292	15.187
5	29.600	27.628	44.504	13.001
6	25.620	24.218	39.476	11.096
7	22.434	21.479	35.969	9.624
8	21.573	20.568	48.365	10.640
9	24.348	22.504	84.902	15.378
10	29.906	26.696	129.661	21.616
11	37.139	32.738	168.302	27.415
12	45.287	41.275	194.066	32.522
13	53.973	52.958	205.205	37.309
14	63.800	67.377	203.706	41.775
15	77.012	83.448	195.517	45.735
16	94.376	99.609	186.102	48.840
17	112.718	113.641	176.612	50.667
18	126.004	121.845	165.943	50.703
19	125.661	118.333	152.321	48.338
20	113.266	105.170	136.639	44.202
21	98.646	90.766	121.568	39.704
22	85.188	77.893	107.886	35.347
23	73.448	66.898	95.636	31.261
24	63.332	57.598	84.714	27.484

FECHA: ENERO 21

TEMPERATURA INTERIOR : 75 F

LATITUD : 2.19 GRADOS SUR

RANGO DIARIO: 20 F

TABLA C.4

CARGAS DE ENFRIAMIENTO
 POR CONDUCCION EN VIDRIO (MBH)
 EDIFICIO: INDUAUTO
 ZONA: OFICINAS

HORA	AZIMUTH DE LA PARED			
	SOLAR	240	330	60 150
1		6.546	6.691	13.239 6.691
2		3.385	3.460	6.846 3.460
3		0.773	0.790	1.563 0.790
4		-1.281	-1.309	-2.590 -1.309
5		-2.184	-2.233	-4.418 -2.233
6		-1.338	-1.368	-2.707 -1.368
7		1.281	1.310	2.592 1.310
8		6.282	6.421	12.705 6.421
9		13.694	13.998	27.696 13.998
10		22.383	22.880	45.268 22.880
11		32.362	33.080	65.450 33.080
12		41.894	42.824	84.730 42.824
13		49.221	50.313	99.548 50.313
14		54.306	55.511	109.831 55.511
15		56.529	57.784	114.328 57.784
16		55.267	56.494	111.776 56.494
17		51.635	52.781	104.430 52.781
18		45.602	46.614	92.228 46.614
19		38.302	39.152	77.464 39.152
20		30.887	31.572	62.467 31.572
21		24.526	25.070	49.603 25.070
22		18.657	19.071	37.732 19.071
23		13.872	14.180	28.055 14.180
24		10.190	10.417	20.610 10.417

FECHA: ENERO 21

TEMPERATURA INTERIOR : 75 F

LATITUD : 2.19 GRADOS SUR

RANGO DIARIO: 20 F

TABLA C.5

CARGAS DE ENFRIAMIENTO
 POR RADIACION SOLAR (MBH)
 EDIFICIO: INDUAUTO
 ZONA: OFICINAS

HORA	AZIMUTH DE LA PARED			
SOLAR	240	330	60	150
1	92.624	135.277	252.784	56.151
2	89.845	131.219	245.201	54.467
3	87.150	127.283	237.845	52.833
4	84.535	123.464	230.709	51.248
5	81.999	119.760	223.788	49.710
6	79.539	116.167	217.075	48.219
7	93.556	130.408	458.745	75.484
8	103.535	140.684	572.370	88.667
9	110.638	148.582	601.646	92.968
10	116.327	156.433	584.371	97.312
11	120.783	172.799	530.266	101.222
12	125.799	200.063	461.334	103.321
13	133.192	232.993	432.801	105.650
14	162.414	264.517	421.085	106.192
15	196.334	288.480	411.693	104.644
16	214.690	297.197	397.030	100.336
17	197.863	270.565	372.531	90.964
18	122.102	178.330	333.234	74.022
19	118.439	172.980	323.237	71.801
20	114.886	167.791	313.540	69.647
21	111.439	162.757	304.134	67.558
22	108.096	157.874	295.010	65.531
23	104.853	153.138	286.159	63.565
24	101.707	148.544	277.575	61.658

FECHA: ENERO 21

TEMPERATURA INTERIOR : 75 F

LATITUD : 2.19 GRADOS SUR

RANGO DIARIO: 20 F

TABLA C.6

CARGAS DE ENFRIAMIENTO
 POR PAREDES EXTERIORES (MBH)
 EDIFICIO: INDUAUTO
 ZONA: ALMACENES

HORA	AZIMUTH DE LA PARED			
SOLAR	240	330	60	150
1	17.839	6.893	9.564	2.870
2	15.380	5.960	8.455	2.496
3	13.275	5.172	7.480	2.161
4	11.462	4.500	6.617	1.860
5	9.898	3.927	5.856	1.593
6	8.567	3.442	5.194	1.359
7	7.502	3.053	4.733	1.179
8	7.214	2.924	6.364	1.303
9	8.142	3.199	11.171	1.884
10	10.000	3.795	17.060	2.648
11	12.419	4.653	22.145	3.358
12	15.144	5.867	25.534	3.984
13	18.048	7.527	27.000	4.570
14	21.334	9.577	26.803	5.117
15	25.753	11.861	25.725	5.602
16	31.559	14.158	24.487	5.983
17	37.692	16.153	23.238	6.206
18	42.135	17.319	21.834	6.211
19	42.020	16.820	20.042	5.921
20	37.875	14.949	17.978	5.414
21	32.987	12.901	15.995	4.864
22	28.486	11.072	14.195	4.330
23	24.561	9.509	12.583	3.829
24	21.178	8.187	11.146	3.367

FECHA: ENERO 21

TEMPERATURA INTERIOR : 75 F

LATITUD : 2.19 GRADOS SUR

RANGO DIARIO: 20 F

TABLA C.7

CARGAS DE ENFRIAMIENTO
 POR CONDUCCION EN VIDRIO (MBH)
 EDIFICIO: INDUAUTO
 ZONA: ALMACENES

HORA	AZIMUTH DE LA PARED			
SOLAR	240	330	60	150
1	0.000	1.034	1.727	0.000
2	0.000	0.535	0.893	0.000
3	0.000	0.122	0.204	0.000
4	0.000	-0.202	-0.338	0.000
5	0.000	-0.345	-0.576	0.000
6	0.000	-0.211	-0.353	0.000
7	0.000	0.202	0.338	0.000
8	0.000	0.992	1.658	0.000
9	0.000	2.163	3.613	0.000
10	0.000	3.535	5.906	0.000
11	0.000	5.112	8.539	0.000
12	0.000	6.617	11.055	0.000
13	0.000	7.775	12.988	0.000
14	0.000	8.578	14.329	0.000
15	0.000	8.929	14.916	0.000
16	0.000	8.730	14.583	0.000
17	0.000	8.156	13.625	0.000
18	0.000	7.203	12.033	0.000
19	0.000	6.050	10.107	0.000
20	0.000	4.879	8.150	0.000
21	0.000	3.874	6.472	0.000
22	0.000	2.947	4.923	0.000
23	0.000	2.191	3.660	0.000
24	0.000	1.610	2.689	0.000

FECHA: ENERO 21

TEMPERATURA INTERIOR : 75 F

LATITUD : 2.19 GRADOS SUR

RANGO DIARIO: 20 F

TABLA C.8

CARGAS DE ENFRIAMIENTO
 POR RADIACION SOLAR (MBH)
 EDIFICIO: INDUAUTO
 ZONA: ALMACENES

HORA	AZIMUTH DE LA PARED			
SOLAR	240	330	60	150
1	0.000	20.903	32.980	0.000
2	0.000	20.276	31.991	0.000
3	0.000	19.668	31.031	0.000
4	0.000	19.078	30.100	0.000
5	0.000	18.506	29.197	0.000
6	0.000	17.950	28.321	0.000
7	0.000	20.151	59.852	0.000
8	0.000	21.739	74.676	0.000
9	0.000	22.959	78.496	0.000
10	0.000	24.172	76.242	0.000
11	0.000	26.701	69.183	0.000
12	0.000	30.914	60.190	0.000
13	0.000	36.003	56.467	0.000
14	0.000	40.874	54.938	0.000
15	0.000	44.576	53.713	0.000
16	0.000	45.924	51.800	0.000
17	0.000	41.808	48.604	0.000
18	0.000	27.556	43.477	0.000
19	0.000	26.729	42.172	0.000
20	0.000	25.927	40.907	0.000
21	0.000	25.150	39.680	0.000
22	0.000	24.395	38.490	0.000
23	0.000	23.663	37.335	0.000
24	0.000	22.953	36.215	0.000

FECHA: ENERO 21

TEMPERATURA INTERIOR : 75 F

LATITUD : 2.19 GRADOS SUR

RANGO DIARIO: 20 F

TABLA C.9

GANANCIAS DE CALOR
 POR PAREDES EXTERIORES (MBH)
 EDIFICIO: INDUAUTO
 ZONA: OFICINAS

HORA	AZIMUTH DE LA PARED			
	SOLAR	240	330	60 150
1		48.573	42.769	53.441 20.425
2		37.985	33.383	41.919 16.067
3		29.094	25.612	32.019 12.241
4		21.596	19.149	23.484 8.878
5		15.290	13.780	16.166 5.946
6		10.076	9.383	10.031 3.460
7		6.083	6.014	6.178 1.634
8		5.538	5.358	25.693 3.478
9		10.320	8.870	80.344 10.751
10		19.099	15.627	146.270 20.115
11		30.197	24.987	202.280 28.696
12		42.466	37.865	238.616 36.139
13		55.345	55.170	253.009 43.009
14		69.715	76.246	248.703 49.316
15		88.856	99.454	234.696 54.798
16		113.831	122.480	219.145 58.959
17		139.909	142.079	203.753 61.196
18		158.221	152.872	186.891 60.784
19		156.297	146.349	165.965 56.868
20		136.746	125.785	142.336 50.418
21		114.243	103.726	119.955 43.540
22		93.795	84.251	99.935 36.973
23		76.176	67.827	82.296 30.901
24		61.202	54.129	66.846 25.372

FECHA: ENERO 21

TEMPERATURA INTERIOR : 75 F

LATITUD : 2.19 GRADOS SUR

RANGO DIARIO: 20 F

TABLA C.10

GANANCIAS DE CALOR
 POR CONDUCCION EN VIDRIO (MBH)
 EDIFICIO: INDUAUTO
 ZONA: OFICINAS

HORA	AZIMUTH DE LA PARED			
	SOLAR	240	330	60 150
1		-1.711	-1.749	-3.461 -1.749
2		-5.989	-6.122	-12.113 -6.122
3		-9.412	-9.621	-19.035 -9.621
4		-11.979	-12.245	-24.227 -12.245
5		-12.835	-13.119	-25.957 -13.119
6		-11.123	-11.370	-22.496 -11.370
7		-6.845	-6.997	-13.844 -6.997
8		0.856	0.875	1.730 0.875
9		11.979	12.245	24.227 12.245
10		24.813	25.364	50.184 25.364
11		39.359	40.233	79.602 40.233
12		53.049	54.226	107.290 54.226
13		63.317	64.722	128.056 64.722
14		70.162	71.719	141.900 71.719
15		72.729	74.343	147.091 74.343
16		70.162	71.719	141.900 71.719
17		64.173	65.596	129.786 65.596
18		54.761	55.976	110.751 55.976
19		43.637	44.606	88.255 44.606
20		32.514	33.236	65.758 33.236
21		23.102	23.615	46.723 23.615
22		14.546	14.869	29.418 14.869
23		7.701	7.872	15.574 7.872
24		2.567	2.624	5.191 2.624

FECHA: ENERO 21

TEMPERATURA INTERIOR : 75 F

LATITUD : 2.19 GRADOS SUR

RANGO DIARIO: 20 F

TABLA C.11

GANANCIAS DE CALOR
 POR RADIACION SOLAR (MBH)
 EDIFICIO: INDUAUTO
 ZONA: OFICINAS

HORA	AZIMUTH DE LA PARED			
	SOLAR	240	330	60 150
1	0.000	0.000	0.000	0.000
2	0.000	0.000	0.000	0.000
3	0.000	0.000	0.000	0.000
4	0.000	0.000	0.000	0.000
5	0.000	0.000	0.000	0.000
6	0.000	0.000	0.000	0.000
7	83.261	89.979	1259.813	145.746
8	135.487	148.296	1714.595	201.965
9	166.674	187.227	1689.263	206.542
10	187.019	221.195	1435.947	211.299
11	198.876	294.412	1031.618	213.788
12	212.443	414.287	605.362	207.297
13	236.777	548.820	438.594	203.289
14	369.340	660.745	378.237	191.169
15	510.009	722.044	337.090	170.372
16	555.419	700.272	274.015	138.493
17	418.115	503.700	168.392	85.109
18	0.000	0.000	0.000	0.000
19	0.000	0.000	0.000	0.000
20	0.000	0.000	0.000	0.000
21	0.000	0.000	0.000	0.000
22	0.000	0.000	0.000	0.000
23	0.000	0.000	0.000	0.000
24	0.000	0.000	0.000	0.000

FECHA: ENERO 21

TEMPERATURA INTERIOR : 75 F

LATITUD : 2.19 GRADOS SUR

RANGO DIARIO: 20 F

TABLA C.12

GANANCIAS DE CALOR
 POR PAREDES EXTERIORES (MBH)
 EDIFICIO: INDUAUTO
 ZONA: ALMACENES

HORA	AZIMUTH DE LA PARED			
	SOLAR	240	330	60 150
1		16.243	6.079	7.032 2.502
2		12.702	4.745	5.516 1.968
3		9.729	3.641	4.213 1.499
4		7.222	2.722	3.090 1.087
5		5.113	1.959	2.127 0.728
6		3.369	1.334	1.320 0.424
7		2.034	0.855	0.813 0.200
8		1.852	0.762	3.381 0.426
9		3.451	1.261	10.571 1.317
10		6.387	2.221	19.246 2.464
11		10.098	3.552	26.615 3.515
12		14.200	5.382	31.396 4.427
13		18.507	7.842	33.290 5.268
14		23.312	10.838	32.723 6.041
15		29.713	14.136	30.880 6.712
16		38.065	17.409	28.834 7.222
17		46.785	20.195	26.809 7.496
18		52.908	21.729	24.590 7.446
19		52.265	20.802	21.837 6.966
20		45.727	17.879	18.728 6.176
21		38.202	14.744	15.783 5.333
22		31.364	11.975	13.149 4.529
23		25.473	9.641	10.828 3.785
24		20.466	7.694	8.795 3.108

FECHA: ENERO 21
 TEMPERATURA INTERIOR : 75 F
 LATITUD : 2.19 GRADOS SUR
 RANGO DIARIO: 20 F

TABLA C.13

GANANCIAS DE CALOR
 POR CONDUCCION EN VIDRIO (MBH)
 EDIFICIO: INDUAUTO
 ZONA: ALMACENES

HORA	AZIMUTH DE LA PARED			
SOLAR	240	330	60	150
1	0.000	-0.270	-0.452	0.000
2	0.000	-0.946	-1.580	0.000
3	0.000	-1.487	-2.484	0.000
4	0.000	-1.892	-3.161	0.000
5	0.000	-2.027	-3.387	0.000
6	0.000	-1.757	-2.935	0.000
7	0.000	-1.081	-1.806	0.000
8	0.000	0.135	0.226	0.000
9	0.000	1.892	3.161	0.000
10	0.000	3.919	6.547	0.000
11	0.000	6.217	10.386	0.000
12	0.000	8.379	13.998	0.000
13	0.000	10.001	16.707	0.000
14	0.000	11.082	18.513	0.000
15	0.000	11.488	19.191	0.000
16	0.000	11.082	18.513	0.000
17	0.000	10.136	16.933	0.000
18	0.000	8.649	14.450	0.000
19	0.000	6.893	11.514	0.000
20	0.000	5.136	8.579	0.000
21	0.000	3.649	6.096	0.000
22	0.000	2.298	3.838	0.000
23	0.000	1.216	2.032	0.000
24	0.000	0.405	0.677	0.000

FECHA: ENERO 21

TEMPERATURA INTERIOR : 75 F

LATITUD : 2.19 GRADOS SUR

RANGO DIARIO: 20 F

TABLA C.14

GANANCIAS DE CALOR
 POR RADIACION SOLAR (MBH)
 EDIFICIO: INDUAUTO
 ZONA: ALMACENES

HORA	AZIMUTH DE LA PARED			
SOLAR	240	330	60	150
1	0.000	0.000	0.000	0.000
2	0.000	0.000	0.000	0.000
3	0.000	0.000	0.000	0.000
4	0.000	0.000	0.000	0.000
5	0.000	0.000	0.000	0.000
6	0.000	0.000	0.000	0.000
7	0.000	13.904	164.366	0.000
8	0.000	22.915	223.701	0.000
9	0.000	28.931	220.396	0.000
10	0.000	34.180	187.346	0.000
11	0.000	45.493	134.594	0.000
12	0.000	64.016	78.981	0.000
13	0.000	84.805	57.223	0.000
14	0.000	102.100	49.348	0.000
15	0.000	111.572	43.980	0.000
16	0.000	108.207	35.750	0.000
17	0.000	77.833	21.970	0.000
18	0.000	0.000	0.000	0.000
19	0.000	0.000	0.000	0.000
20	0.000	0.000	0.000	0.000
21	0.000	0.000	0.000	0.000
22	0.000	0.000	0.000	0.000
23	0.000	0.000	0.000	0.000
24	0.000	0.000	0.000	0.000

FECHA: ENERO 21

TEMPERATURA INTERIOR : 75 F

LATITUD : 2.19 GRADOS SUR

RANGO DIARIO: 20 F

TABLA C.15

CARGAS DE ENFRIAMIENTO
 POR FUENTES INTERNAS
 Y PARTICIONES (MBH)
 EDIFICIO: INDUAUTO
 ZONA: OFICINAS

FUENTE DE CARGA				
HORA	PAREDES	TECHO	TUMBADO	LUCES
8	90.880	0.000	294.004	0.000
9	91.826	0.000	297.067	240.052
10	92.745	0.000	300.037	243.930
11	93.635	0.000	302.919	247.691
12	94.499	0.000	305.715	251.340
13	95.338	0.000	308.426	254.879
14	96.151	0.000	311.056	258.312
15	96.939	0.000	313.607	261.642
16	97.704	0.000	316.082	264.872
17	98.446	0.000	318.482	268.005

PROMEDIO:

BTU/HR.P2

1.769

0.000

5.724

FUENTE DE CARGA				
HORA	PER.SEN.	PER.LAT.	VENT.SEN.	VENT.LAT.
8	26.777	135.925	-18.763	425.651
9	30.052	135.925	2.345	464.478
10	33.228	135.925	32.835	497.454
11	36.309	135.925	68.016	514.663
12	39.297	135.925	107.887	519.730
13	42.196	135.925	145.413	525.499
14	45.008	135.925	173.558	526.267
15	47.736	135.925	192.321	552.588
16	50.381	135.925	199.357	526.267
17	52.948	135.925	192.321	523.063

TABLA C.16

CARGAS DE ENFRIAMIENTO
 POR FUENTES INTERNAS
 Y PARTICIONES (MBH)
 EDIFICIO: INDUAUTO
 ZONA: ALMACENES

FUENTE DE CARGA				
HORA	PAREDES	TECHO	TUMBADO	LUCES
8	12.604	0.000	65.790	0.000
9	12.736	0.000	66.476	111.933
10	12.863	0.000	67.140	113.741
11	12.986	0.000	67.785	115.495
12	13.106	0.000	68.411	117.196
13	13.223	0.000	69.017	118.846
14	13.335	0.000	69.606	120.447
15	13.445	0.000	70.177	122.000
16	13.551	0.000	70.731	123.506
17	13.654	0.000	71.268	124.967
18	13.753	0.000	71.789	126.384
19	13.850	0.000	72.294	127.759
PROMEDIO:				
BTU/HR.P2	1.097	0.000	5.724	

FUENTE DE CARGA				
HORA	PER.SEN.	PER.LAT.	VENT.SEN.	VENT.LAT.
8	11.984	60.833	-5.038	114.299
9	13.450	60.833	0.630	124.725
10	14.871	60.833	8.817	133.580
11	16.250	60.833	18.264	138.201
12	17.587	60.833	28.971	139.562
13	18.885	60.833	39.048	141.111
14	20.143	60.833	46.605	141.317
15	21.364	60.833	51.643	148.385
16	22.548	60.833	53.533	141.317
17	23.696	60.833	51.643	140.457
18	24.811	60.833	47.235	143.573
19	25.891	60.833	40.307	144.116

TABLA C.17

GANANCIAS DE CALOR
POR FUENTES INTERNAS
Y PARTICIONES (MBH)
EDIFICIO: INDUAUTO
ZONA: OFICINAS

FUENTE DE GANANCIA				
HORA	PAREDES	TECHO	TUMBADO	LUCES
8	122.437	0.000	396.096	369.311
9	122.437	0.000	396.096	369.311
10	122.437	0.000	396.096	369.311
11	122.437	0.000	396.096	369.311
12	122.437	0.000	396.096	369.311
13	122.437	0.000	396.096	369.311
14	122.437	0.000	396.096	369.311
15	122.437	0.000	396.096	369.311
16	122.437	0.000	396.096	369.311
17	122.437	0.000	396.096	369.311
PROMEDIO:				
BTU/HR.P2	1.769	0.000	5.724	

FUENTE DE GANANCIA				
HORA	PER.SEN.	PER.LAT.	VENT.SEN.	VENT.LAT.
8	135.925	135.925	-18.763	425.651
9	135.925	135.925	2.345	464.478
10	135.925	135.925	32.835	497.454
11	135.925	135.925	68.016	514.663
12	135.925	135.925	107.887	519.730
13	135.925	135.925	145.413	525.499
14	135.925	135.925	173.558	526.267
15	135.925	135.925	192.321	552.588
16	135.925	135.925	199.357	526.267
17	135.925	135.925	192.321	523.063

TABLA C.18

GANANCIAS DE CALOR
POR FUENTES INTERNAS
Y PARTICIONES (MBH)
EDIFICIO: INDIAUTO
ZONA: ALMACENES

FUENTE DE GANANCIA				
HORA	PAREDES	TECHO	TUBADO	LUCE
8	16.981	0.000	88.636	172.204
9	16.981	0.000	88.636	172.204
10	16.981	0.000	88.636	172.204
11	16.981	0.000	88.636	172.204
12	16.981	0.000	88.636	172.204
13	16.981	0.000	88.636	172.204
14	16.981	0.000	88.636	172.204
15	16.981	0.000	88.636	172.204
16	16.981	0.000	88.636	172.204
17	16.981	0.000	88.636	172.204
18	16.981	0.000	88.636	172.204
19	16.981	0.000	88.636	172.204
PROMEDIO:				
BTU/HR.F2	1.097	0.000	5.724	

FUENTE DE GANANCIA				
HORA	PER. SEN.	PER. LAT.	VENT. SEN.	VENT. LAT.
8	60.833	60.833	5.038	114.299
9	60.833	60.833	6.630	124.725
10	60.833	60.833	8.817	133.560
11	60.833	60.833	18.264	138.201
12	60.833	60.833	28.971	139.567
13	60.833	60.833	39.048	141.111
14	60.833	60.833	46.605	141.317
15	60.833	60.833	51.643	140.385
16	60.833	60.833	53.533	141.317
17	60.833	60.833	51.643	140.457
18	60.833	60.833	47.235	143.573
19	60.833	60.833	40.307	144.116

TABLA D.1

PERDIDAS FRICCIONALES EN SISTEMAS CERRADOS DE TUBERIA

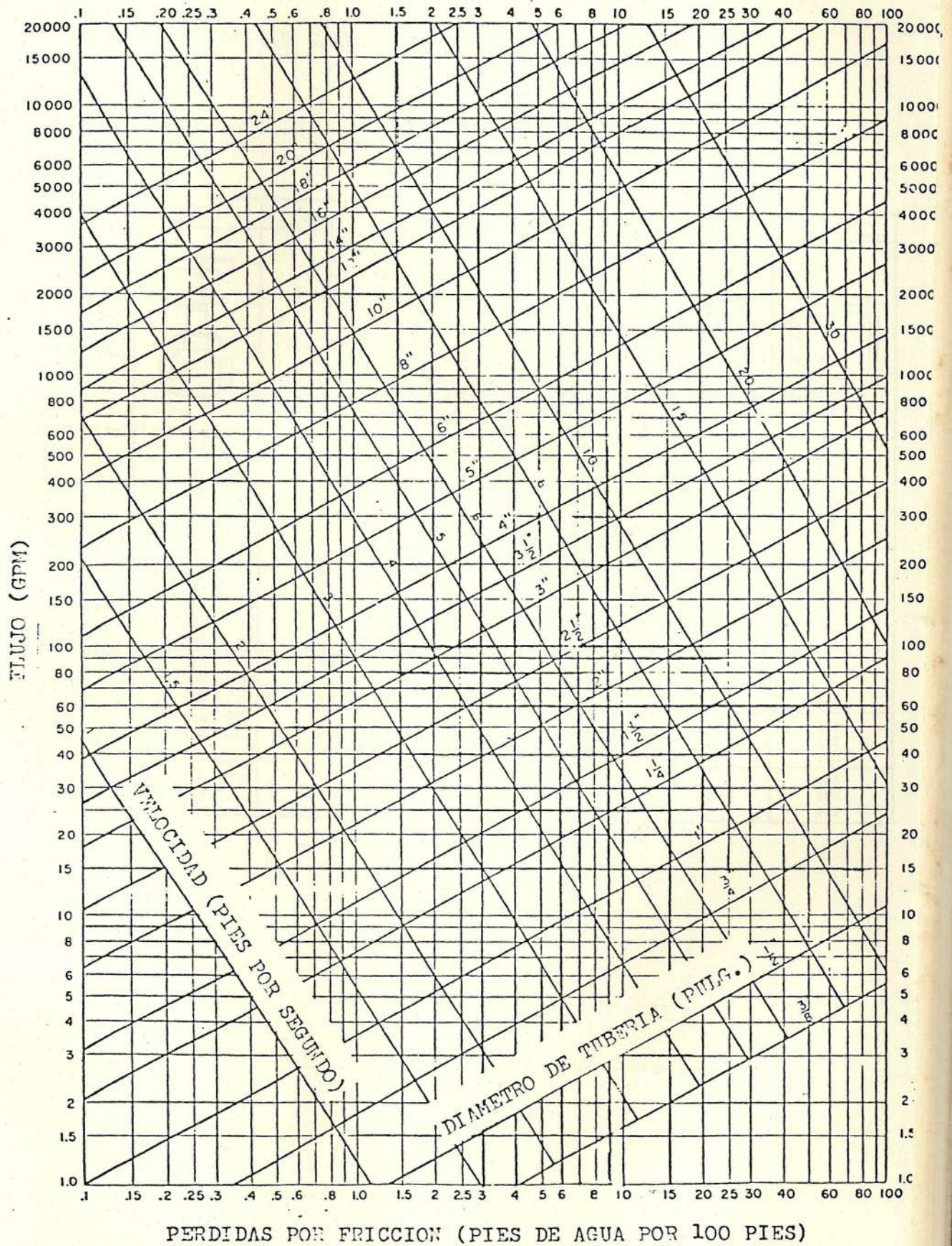


TABLA D.2

PERDIDAS POR VALVULAS EN LONGITUD EQUIVALENTE

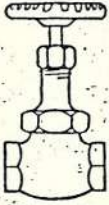
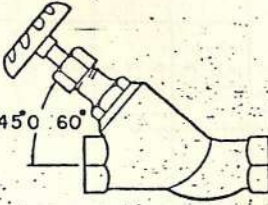
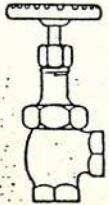
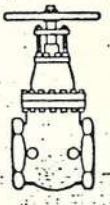
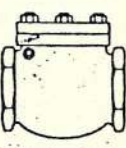
DIAM. NOMI- NAL (PULG.)	GLOBO	60°-Y	45°-Y	ANGULO	COMPUERTA	RETENC.
						
3/4	17	8	6	6	0.6	5
1/2	18	9	7	7	0.7	6
3/4	22	11	9	9	0.9	8
1	29	15	12	12	1.0	10
1 1/4	38	20	15	15	1.5	14
1 1/2	43	24	18	18	1.8	16
2	55	30	24	24	2.3	20
2 1/2	69	35	29	29	2.8	25
3	84	43	35	35	3.2	30
3 1/2	100	50	41	41	4.0	35
4	120	58	47	47	4.5	40
5	140	71	58	58	6	50
6	170	88	70	70	7	60
8	220	115	85	85	9	80
10	280	145	105	105	12	100
12	320	165	130	130	13	120
14	360	185	155	155	15	135
16	410	210	180	180	17	150
18	460	240	200	200	19	165
20	520	275	235	235	22	200
24	610	320	265	265	25	240

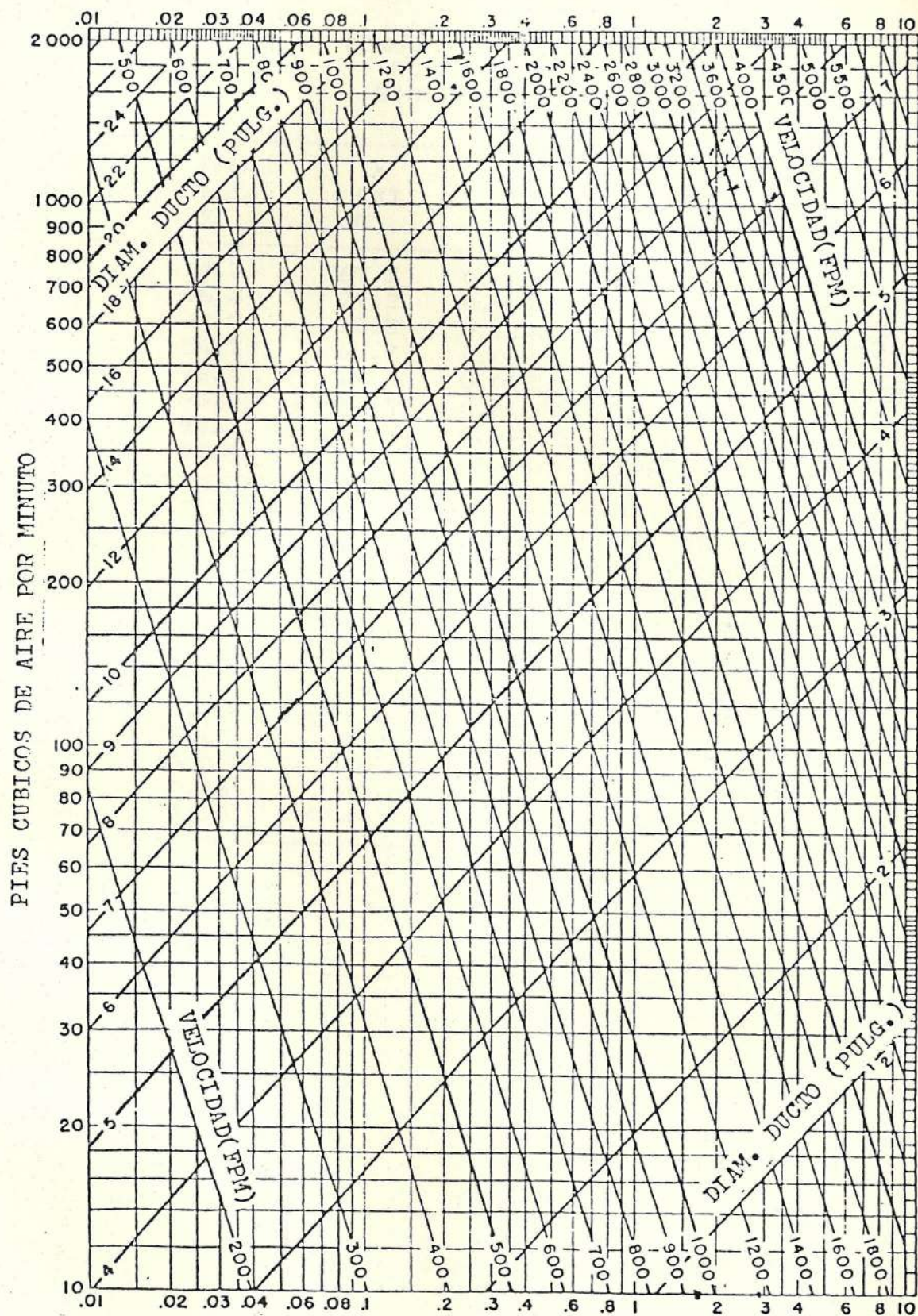
TABLA D.3

PERDIDAS POR ACCESORIOS EN LONGITUD EQUIVALENTE

DIAM. NOMINAL (PULG)	CODOS DE CURVATURA SUAVE						FLUJO A RAMAL	TES		
	CODOS COMU- NES 90°	CODOS RADIO LARGO 90°	CODOS MACHO HEMBRA 90°	CODOS COMU- NES 45°	CODOS MACHO HEMBRA 45°	CODOS COMU- NES 180°		FLUJO RECTO		
								NO REDU- CIDO	REDU- CIDO 1/4	REDU- CIDO 1/2
3/4	1.4	0.9	2.3	0.7	1.1	2.3	2.7	0.9	1.2	1.4
1/2	1.6	1.0	2.5	0.8	1.3	2.5	3.0	1.0	1.4	1.6
1/4	2.0	1.4	3.2	0.9	1.6	3.2	4.0	1.4	1.9	2.0
1	2.6	1.7	4.1	1.3	2.1	4.1	5.0	1.7	2.3	2.6
1 1/4	3.3	2.3	5.6	1.7	3.0	5.6	7.0	2.3	3.1	3.3
1 1/2	4.0	2.6	6.3	2.1	3.4	6.3	8.0	2.6	3.7	4.0
2	5.0	3.3	8.2	2.6	4.5	8.2	10	3.3	4.7	5.0
2 1/2	6.0	4.1	10	3.2	5.2	10	12	4.1	5.6	6.0
3	7.5	5.0	12	4.0	6.4	12	15	5.0	7.0	7.5
3 1/2	9.0	5.9	15	4.7	7.3	15	18	5.9	8.0	9.0
4	10	6.7	17	5.2	8.5	17	21	6.7	9.0	10
5	13	8.2	21	6.5	11	21	25	8.2	12	13
6	16	10	25	7.9	13	25	30	10	14	16
8	20	13	—	10	—	33	40	13	18	20
10	25	16	—	13	—	42	50	16	23	25
12	30	19	—	16	—	50	60	19	26	30
14	34	23	—	18	—	55	68	23	30	34
16	38	26	—	20	—	62	78	26	35	38
18	42	29	—	23	—	70	85	29	40	42
20	50	33	—	26	—	81	100	33	44	50
24	60	40	—	30	—	94	115	40	50	60

TABLA D.4

FRICCIÓN DEL AIRE EN DUCTOS RECTOS



PERDIDAS POR FRICCIÓN EN PULGADAS DE AGUA POR CADA 100 PIES

TABLA E.1

CONSUMO ENERGETICO ANUAL
EDIFICIO: INDUAUTO
SISTEMA: EXP. DIRECTA

TEMP. EXT. F	HUM. REL. %	T* EXT. F	W EXT.	AIRE EXTERNO CFM/P2	AIRE TOTAL CFM/P2
97	24.3	69.3	0.00905	0.2173	2.2574
92	36.3	71.2	0.01163	0.2173	2.2574
87	44.9	70.5	0.01231	0.2173	2.2574
82	54.7	69.7	0.01278	0.2173	2.2574
77	76.7	71.4	0.01527	0.2173	2.2574
72	93.5	70.5	0.01576	0.2173	2.2574
67	98.1	66.5	0.01390	0.2173	2.2574
62	99.4	61.8	0.01179	0.2173	2.2574

TEMP EXT F	CARGA TOTAL BTUH/P2	CAPAC. EQUIPO BTUH/P2	FRACCION CARGA	POT. ENTRADA W/P2	ENERGIA ENTRADA W/P2
97	57.48	63.32	0.908	7.35	6.669
92	56.36	65.01	0.867	6.99	6.056
87	53.22	66.50	0.800	6.65	5.324
82	49.88	61.42	0.812	6.01	4.881
77	48.65	51.47	0.945	4.95	4.676
72	46.57	48.08	0.968	4.21	4.079
67	40.76	49.03	0.831	3.99	3.317
62	34.70	49.98	0.694	3.75	2.605

TEM. EXT. F	HORAS	ENERGIA TOTAL KWH/P2
97	59.0	0.393
92	149.0	0.902
87	518.0	2.758
82	674.0	3.290
77	690.0	3.226
72	496.0	2.023
67	256.0	0.849
62	26.0	0.068

ENERGIA TOTAL CONSUMIDA: 148419.1 KWH ANUALES

TABLA E.2

CONSUMO ENERGETICO ANUAL
EDIFICIO: INDUAUTO
SISTEMA: E. HIDRONICO

TEMP. EXT. F	HUM. REL. %	T* EXT. F	W EXT.	AIRE EXTERNO CFM/P2	AIRE TOTAL CFM/P2
97	24.3	69.3	0.00905	0.2061	2.1821
92	36.3	71.2	0.01163	0.2061	2.1821
87	44.9	70.5	0.01231	0.2061	2.1821
82	54.7	69.7	0.01278	0.2061	2.1821
77	76.7	71.4	0.01527	0.2061	2.1821
72	93.5	70.5	0.01576	0.2061	2.1821
67	98.1	66.5	0.01390	0.2061	2.1821
62	99.4	61.8	0.01179	0.2061	2.1821
TEMP EXT F	CARGA TOTAL BTUH/P2	CAPAC. EQUIPO BTUH/P2	FRACCION CARGA	POT. ENTRADA W/P2	ENERGIA ENTRADA W/P2
97	59.27	70.46	0.841	8.02	6.749
92	57.89	70.46	0.822	8.02	6.592
87	54.61	70.46	0.775	8.02	6.218
82	51.12	70.46	0.726	8.02	5.821
77	49.65	70.46	0.705	8.02	5.654
72	47.60	70.46	0.676	8.02	5.420
67	41.78	70.46	0.593	8.02	4.758
62	35.72	70.46	0.507	8.02	4.067
TEMP EXT. F	RAZON CARGA	COND. EVAP. W/P2	POT. BOMBAS W/P2	HORAS	ENERGIA TOTAL KWH/P2
97	0.784	0.47	0.55	59.0	0.459
92	0.808	0.49	0.55	149.0	1.137
87	0.738	0.45	0.55	518.0	3.737
82	0.676	0.41	0.55	674.0	4.570
77	0.707	0.43	0.55	690.0	4.576
72	0.629	0.38	0.55	496.0	3.150
67	0.589	0.36	0.55	256.0	1.450
62	0.535	0.32	0.55	26.0	0.128

ENERGIA TOTAL CONSUMIDA: 1041946 KWH ANUALES

TABLA E.3

CONSUMO ENERGETICO ANUAL
EDIFICIO: INDUAUTO
SISTEMA: EXP. DIRECTA

TEMP. EXT. F	HUM. REL. %	T* EXT. F	W EXT.	AIRE EXTERNO CFM/P2	AIRE TOTAL CFM/P2
97	24.3	69.3	0.00905	0.1463	1.6020
92	36.3	71.2	0.01163	0.1463	1.6020
87	44.9	70.5	0.01231	0.1463	1.6020
82	54.7	69.7	0.01278	0.1463	1.6020
77	76.7	71.4	0.01527	0.1463	1.6020
72	93.5	70.5	0.01576	0.1463	1.6020
67	98.1	66.5	0.01390	0.1463	1.6020
62	99.4	61.8	0.01179	0.1463	1.6020
TEMP EXT F	CARGA TOTAL BTUH/P2	CAPAC. EQUIPO BTUH/P2	FRACCION CARGA	POT. ENTRADA W/P2	ENERGIA ENTRADA W/P2
97	39.91	46.91	0.851	5.12	4.352
92	38.64	48.16	0.802	4.86	3.902
87	36.02	49.94	0.721	4.57	3.298
82	33.25	45.23	0.735	4.19	3.083
77	32.78	37.44	0.876	3.46	3.028
72	30.03	34.75	0.864	3.05	2.634
67	25.61	35.52	0.721	2.81	2.023
62	21.01	36.24	0.580	2.64	1.530
TEM. EXT. F	HORAS			ENERGIA TOTAL KWH/P2	
97	59.0			0.257	
92	149.0			0.581	
87	518.0			1.709	
82	674.0			2.078	
77	690.0			2.090	
72	496.0			1.306	
67	256.0			0.518	
62	26.0			0.040	

ENERGIA TOTAL CONSUMIDA: 94234.72 KWH ANUALES

TABLA E.4

CONSUMO ENERGETICO ANUAL
EDIFICIO: INDUAUTO
SISTEMA: E. HIDRONICO

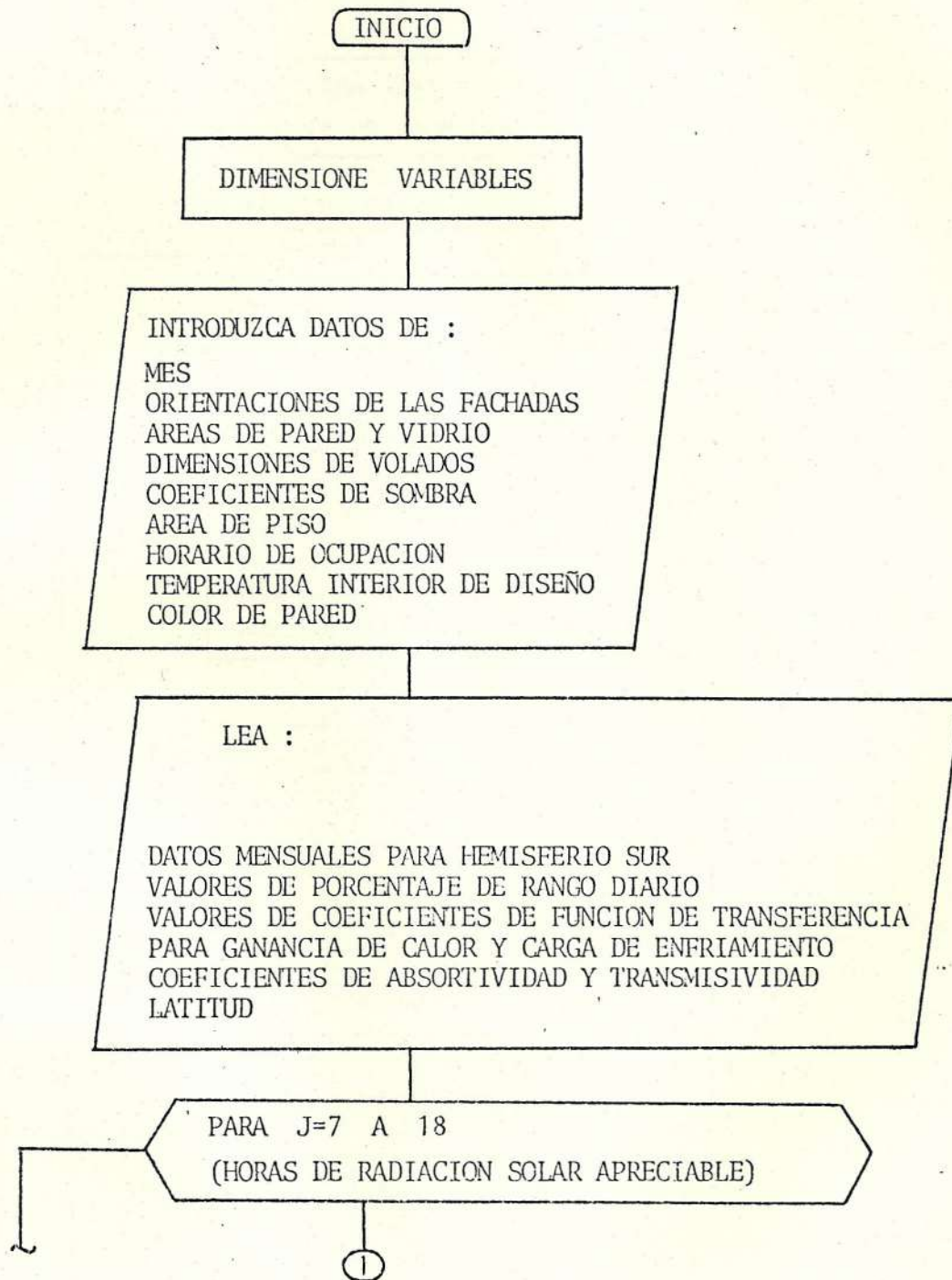
TEMP. EXT. F	HUM. REL. %	T* EXT. F	W EXT.	AIRE EXTERNO CFM/P2	AIRE TOTAL CFM/P2
97	24.3	69.3	0.00905	0.1491	1.4431
92	36.3	71.2	0.01163	0.1491	1.4431
87	44.9	70.5	0.01231	0.1491	1.4431
82	54.7	69.7	0.01278	0.1491	1.4431
77	76.7	71.4	0.01527	0.1491	1.4431
72	93.5	70.5	0.01576	0.1491	1.4431
67	98.1	66.5	0.01390	0.1491	1.4431
62	99.4	61.8	0.01179	0.1491	1.4431
TEMP EXT F	CARGA TOTAL BTUH/P2	CAPAC. EQUIPO BTUH/P2	FRACCION CARGA	POT. ENTRADA W/P2	ENERGIA ENTRADA W/P2
97	38.48	45.25	0.851	5.31	4.513
92	37.20	45.25	0.822	5.31	4.362
87	34.53	45.25	0.763	5.31	4.049
82	31.72	45.25	0.701	5.31	3.720
77	31.46	45.25	0.695	5.31	3.689
72	28.65	45.25	0.633	5.31	3.360
67	24.16	45.25	0.534	5.31	2.833
62	19.48	45.25	0.431	5.31	2.284
TEMP EXT. F	RAZON CARGA	COND. EVAP. W/P2	POT. BOMBAS W/P2	HORAS	ENERGIA TOTAL KWH/P2
97	0.769	0.35	0.28	59.0	0.303
92	0.785	0.36	0.28	149.0	0.744
87	0.705	0.32	0.28	518.0	2.406
82	0.634	0.29	0.28	674.0	2.886
77	0.678	0.31	0.28	690.0	2.947
72	0.573	0.26	0.28	496.0	1.932
67	0.515	0.23	0.28	256.0	0.855
62	0.441	0.20	0.28	26.0	0.072

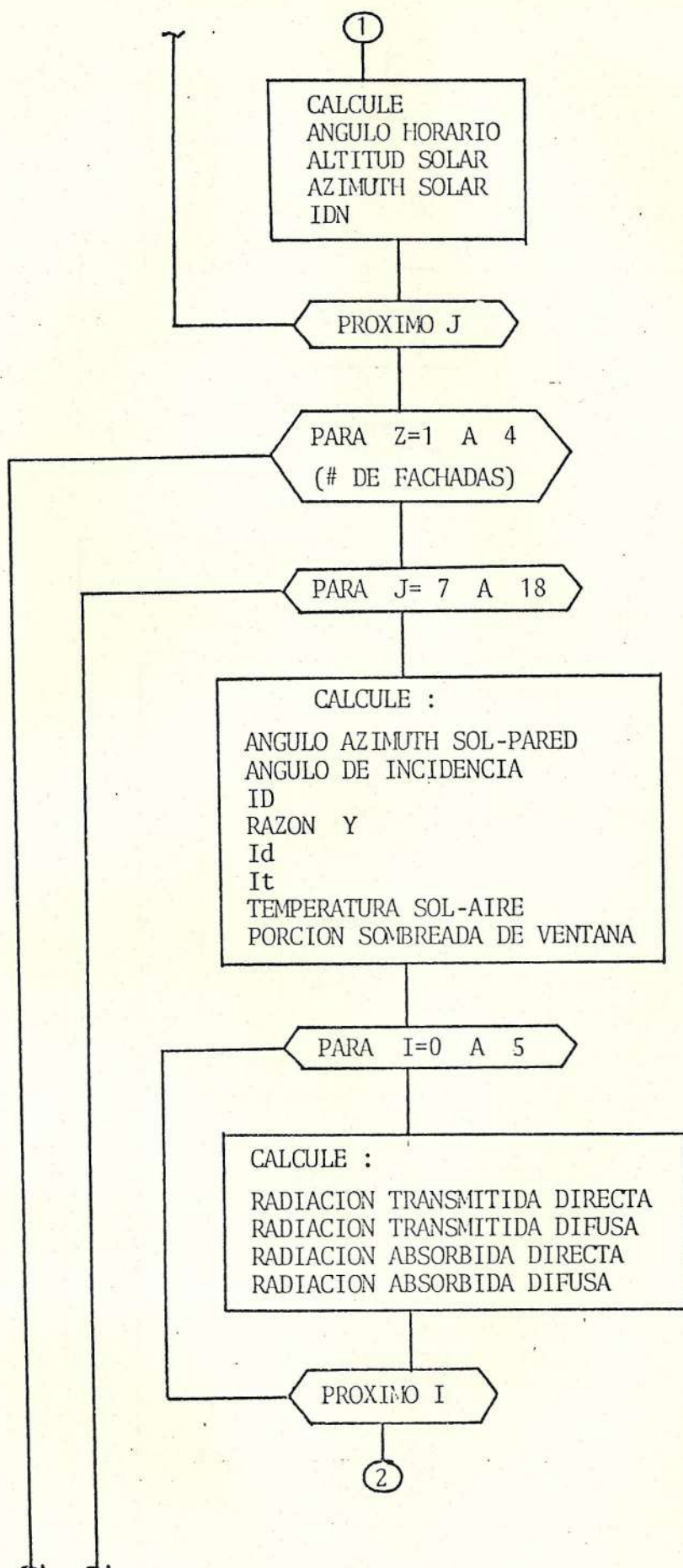
ENERGIA TOTAL CONSUMIDA: 658855.7 KWH ANUALES

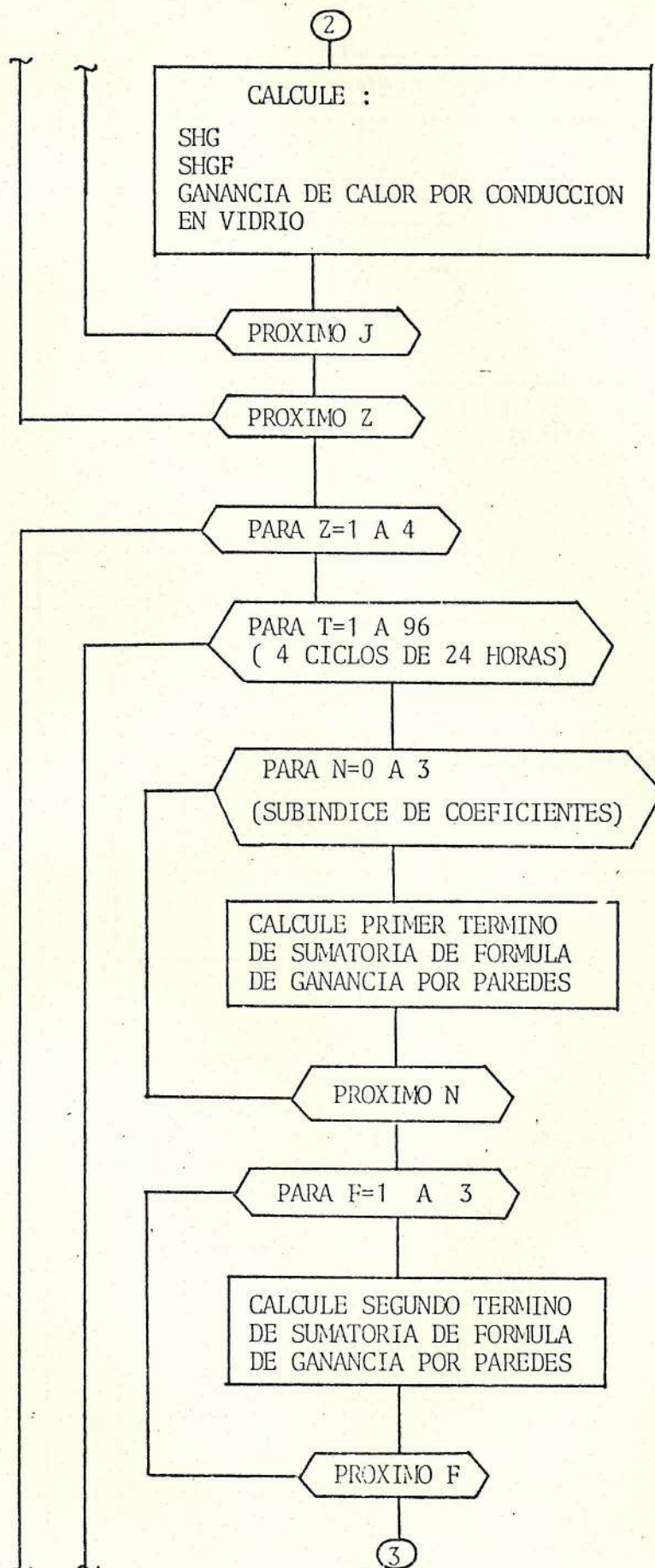
TABLA F.1

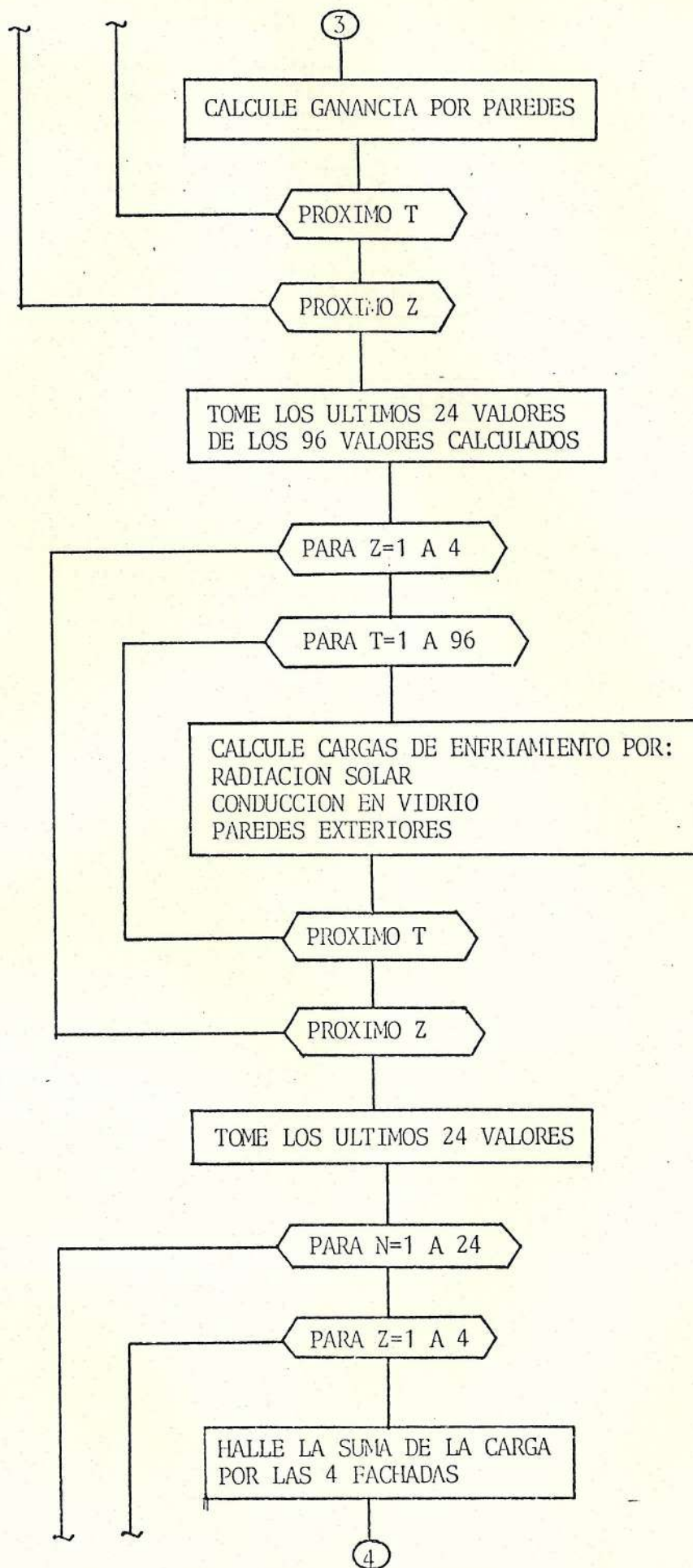
DIAGRAMA DE FLUJO

PROGRAMA CALCULO DE CARGA









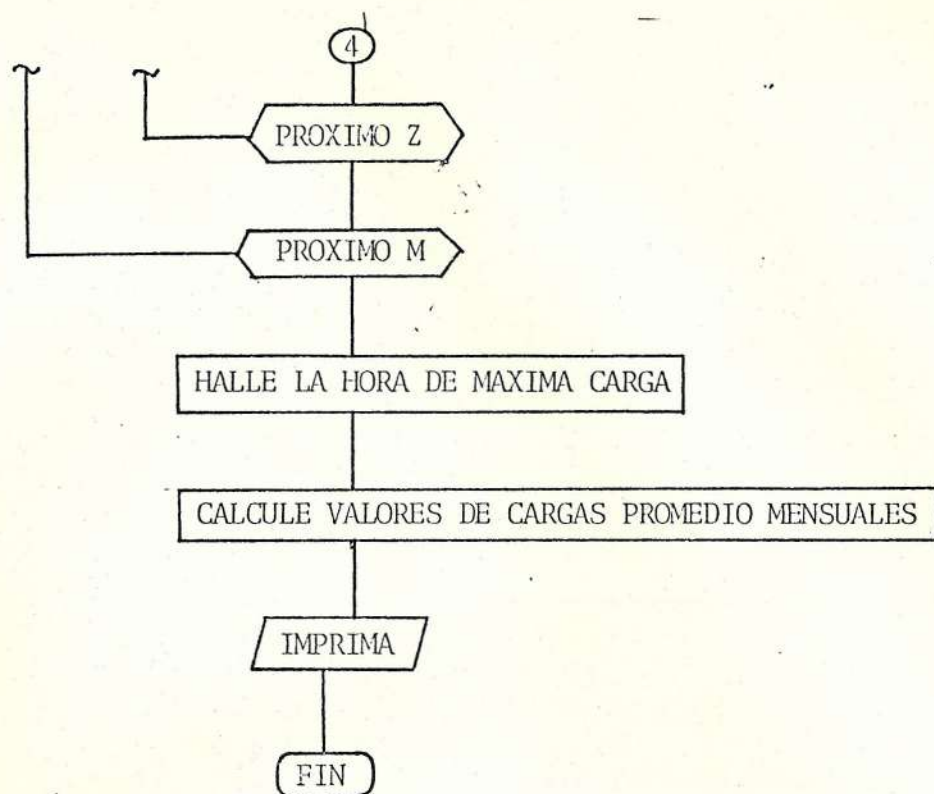
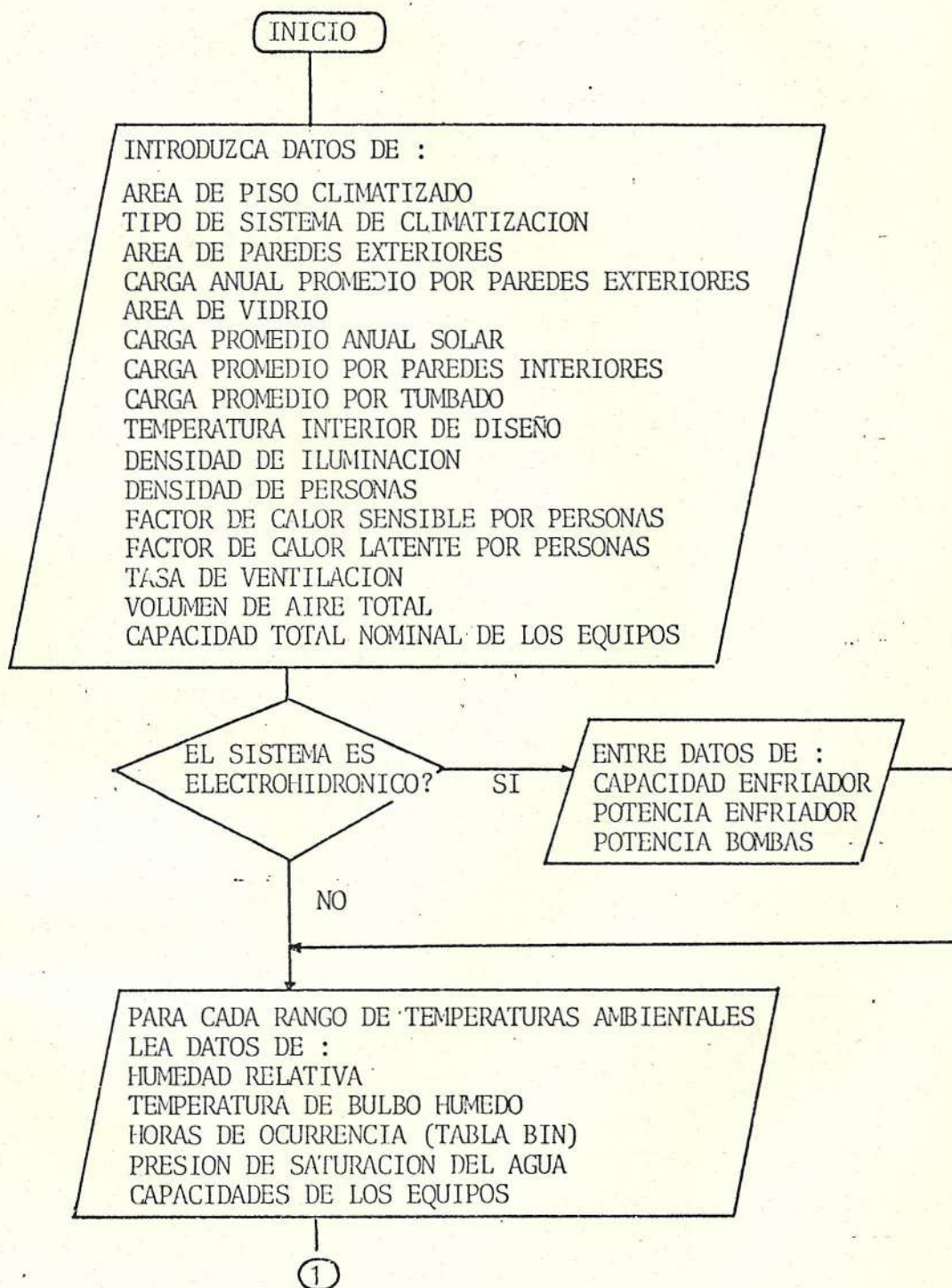
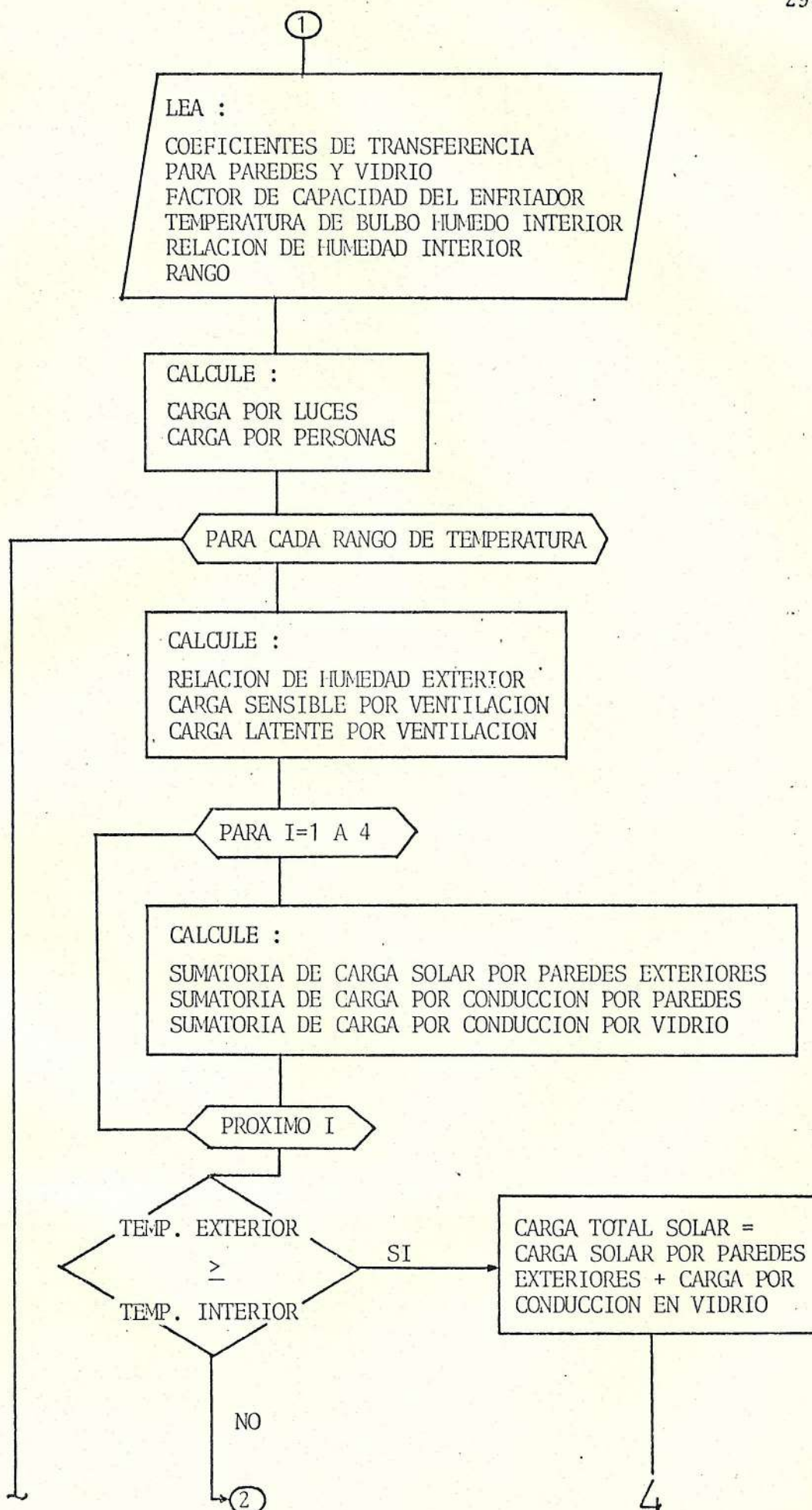


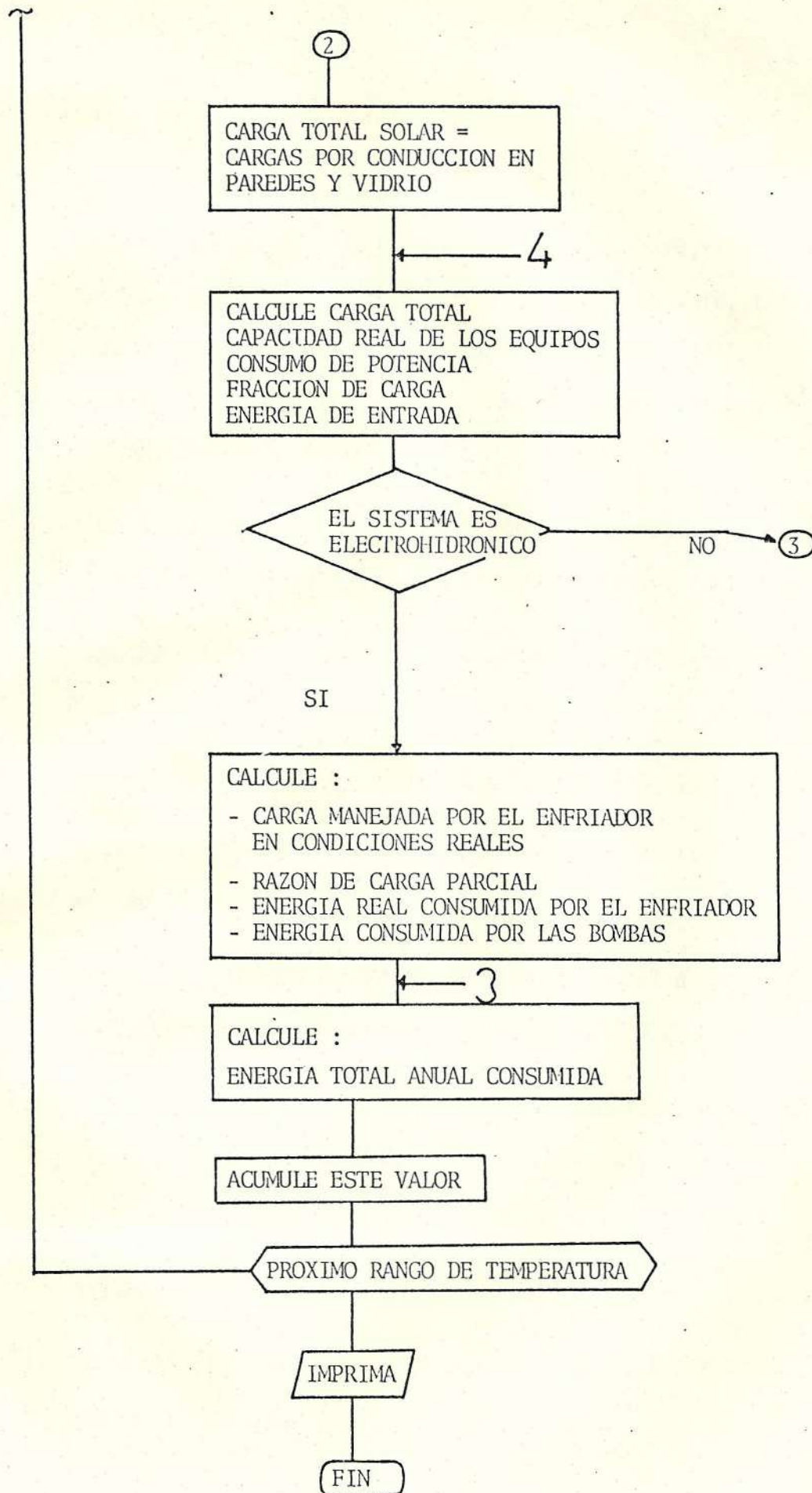
TABLA F.2

DIAGRAMA DE FLUJO

PROGRAMA CONSUMO ENERGETICO ANUAL







BIBLIOGRAFIA

1. ASHRAE. Handbook of Equipment, ASHRAE, New York, 1983.
2. ASHRAE. Handbook of fundamentals, ASHRAE, New York, 1981.
3. ASHRAE. Handbook of systems, ASHRAE, New York, 1973.
4. ASHRAE. Standard: Energy conservation in new building design, ASHRAE, New York, 1980.
5. BUILDING CODE CONGRESS INTERNATIONAL. Mechanical code, Georgia State Department of Community Affairs, Atlanta, 1980.
6. CARRIER. Handbook of air conditioning system design, McGraw-Hill, New York, 1972.
7. CROCKER, S. Piping handbook, McGraw-Hill, New York, 1970.
8. KREITH, F. Principios de transferencia de calor, Herrero Hermanos, México, D.F., 1970.
9. KUSUDA, T. Use of computers for environmental engineering related to buildings, U.S. Department of Commerce, 1972.
10. ROOSE, R. Handbook of energy conservation for mechanical systems in buildings, Van Nostrand Reinhold, Chicago, 1982.
11. SINGER. Electro hydronic systems design manual. The Singer Company, New York, 1980.
12. THRELKED, J. Ingeniería del ámbito térmico, Prentice-Hall International, Madrid, 1973.