



D-9169



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería Mecánica



**"GENERACION DE UN MODELO DE CONSUMO
DE ENERGIA EN EDIFICIOS"**

TESIS DE GRADO
Para la obtención del Título de:
INGENIERO MECANICO

Presentada por:
Patricia de Lourdes Ortega Salazar

Guayaquil - Ecuador
1.988

621.312
044
C.2

AGRADECIMIENTO

Deseo expresar mis sentimientos de gratitud a DIOS por su guía divina en cada uno de los instantes de mi vida y por todas las oportunidades que me ha proporcionado.

!GRACIAS! Ing. Donoso por ese gran espíritu que posee y por depositar en mi los conocimientos necesarios que me han servido para la realización de este trabajo.

A mi familia que siempre estuvo a mi lado para darme aliento en los momentos más difíciles, por darme su apoyo económico y por haberme incentivado en mis estudios.

A muchas personas cuyos nombres no se encuentran aquí, expreso mis más profundo aprecio por la ayuda, sugerencias y estímulos brindados.

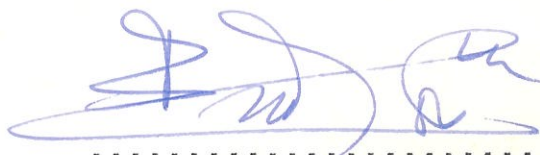
DEDICATORIA

Dedico este trabajo de una manera especial para todas las generaciones futuras de mi familia, que les sirva de pauta o guía cuando la necesiten, que sea un incentivo para continuar con las metas que se propongan.

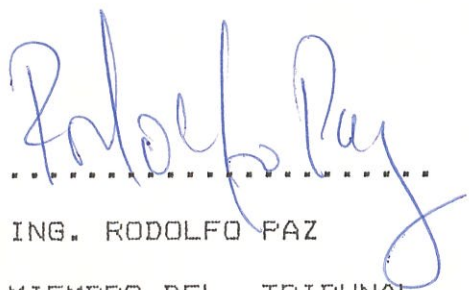
Y a esa Juventud de mi Patria que son la esperanza del futuro. Luchen por lograr sus ideales, "Nunca se den por vencidos", porque estamos aquí para que el mundo sea mejor.



ING. EDUARDO ORCES
DECANO DE LA FACULTAD DE
INGENIERIA MECANICA



ING. EDUARDO DONOSO
DIRECTOR DE TESIS



ING. RODOLFO PAZ
MIEMBRO DEL TRIBUNAL

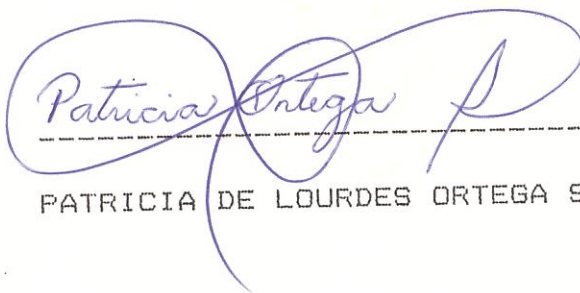


ING. FRANCISCO ANDRADE
MIEMBRO DEL TRIBUNAL

DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestas 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).



PATRICIA DE LOURDES ORTEGA SALAZAR

RESUMEN

El trabajo realizado en esta tesis, trata de la generación de un modelo de consumo de energía por medio de un programa de computadora para determinar el consumo de energía que se produce en un día de cualquier mes del año, variando la temperatura exterior para las diferentes horas, teniendo aplicación para una larga clase de edificios comerciales.

Este modelo de programa se lo ha hecho considerando el sistema de volumen constante con recalentamiento final, si el caso lo requiere, es decir, que puede ser utilizado cuando se necesite climatizar locales de edificio que tienen condiciones interiores diferentes a otros. El sistema de refrigeración es un enfriador de agua helada utilizando una torre de enfriamiento, para poder enfriar el condensador de este enfriador.

En si el programa consta de tres partes, teniendo como datos de entrada condiciones exteriores e interiores del local, así como el calor obtenido por radiación solar, paredes y techos. En la primera parte se obtiene el cálculo de carga para una determinada zona a climatizar, con estos datos se evalúa la carga de enfriamiento necesaria para compensar las cargas de la zona.

Finalmente la tercera parte consiste de los equipos que se requieren para convertir las cargas de enfriamiento en consumo de energía y termina con las conclusiones y recomendaciones a las que se ha llegado, está incluido los Apendices de todas las tablas, datos y resultados que han permitido el desarrollo de la misma así como de la bibliografía donde se ha tomado la información utilizada.

INDICE GENERAL

	PAG.
RESUMEN	VI
INDICE GENERAL	VIII
INDICE DE FIGURAS	XIII
INDICE DE TABLAS	XVIII
INDICE DE ABREVIATURAS	XXI
INTRODUCCION	24
CAPITULO I	
1.1 CARACTERISTICA DE LA ESTRUCTURA Y CONS- TITUCION DEL EDIFICIO	27
1.2 DESARROLLO DEL SITIO	31
1.2.1 RECURSOS NATURALES	32
1.2.2 PAISAJES	34
CAPITULO II	
CONFIGURACION Y ORIENTACION	
2.1 DETERMINACION DE LA LOCALIZACION Y ORIEN- TACION DEL EDIFICIO	37
2.1.1 INFLUENCIA DEL SITIO	44
2.1.2 CONSTRUCCIONES ALTAS	45
2.1.3 ALTURAS DE PISO A PISO, DE PISO A TECHO, TOTAL DE TECHO	46

	PAG.
2.2 TECHOS	51
2.3 PISOS EXPUESTOS	53
2.4 FORMAS DE EDIFICIOS	54
2.4.1 PAREDES	54
2.4.2 RADIACION SOLAR	57
2.4.3 LUZ NATURAL	63
2.4.4 ILUMINACION	65
2.4.5 VIENTO	67
 CAPITULO III	
SELECCION DE CONDICIONES INTERIORES Y EXTE- RIORES	
3.1 PROYECTO DE CONSTRUCCION	70
3.1.1 DISEÑO DE OFICINAS DE PROYECCION ABIERTA	70
3.1.2 ESPACIOS AGRUPADOS - CUARTOS ESPE- CIALES	71
3.2 CLIMAS	74
 CAPITULO IV	
ESTRUCTURA DEL EDIFICIO	
4.1 CONSERVACION DE MATERIALES	78
4.1.1 SISTEMA DE INTEGRACION	80

	PAG.
4.1.2 PERDIDA DE CALOR A TRAVES DE ES-	
TRUCTURA	80
4.2 TECHOS	82
4.2.1 TRANSMISION DE CALOR	86
4.2.2 CONTROL SOLAR	92
4.2.3 TRAGALUCES	99
 CAPITULO V	
ELEMENTOS SOMBREADORES	
5.1 PAREDES OPACAS	100
5.1.1 FUNCION DE PARED	104
5.1.2 MASA DE PARED	105
5.1.3 VALOR DEL COEFICIENTE DE TRANS-	
MISION "U" DE PARED	106
5.1.4 PARED DE PELICULA DE AIRE	109
5.1.5 AISLAMIENTO TERMICO	112
5.1.6 BARRERAS DE VAPOR	113
5.1.7 COLOR DE PARED	114
5.2 PERDIDA DE ENERGIA A TRAVES DE PAREDES DE	
VIDRIO	115
5.2.1 TRANSMISION DE CALOR A TRAVES DE	
VIDRIO	118
5.2.2 CONTROL DE RADIACION SOLAR	128
5.3 INFILTRACION	141
5.4 VENTANAS OPERABLES Y VENTILACION NATURAL	144

	PAG.
5.4.1 LUZ DEL DIA	148
5.4.2 CANTIDAD Y TAMAÑO DE VENTANAS	152
5.5 PISOS	153
CAPITULO VI	
GENERACION DEL MODELO	
6.1 DEFINICION DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO USANDO EL CONCEPTO DE RED (NETWORK).....	156
6.2 REPRESENTACION DE LA RED	165
6.3 BALANCE DE ENERGIA DEL EDIFICIO	169
6.4 IMPLEMENTACION EN EL COMPUTADOR	190
6.5 SALIDA DE RESULTADOS	196
CAPITULO VII	
7.1 CONSIDERACIONES DE CONFIGURACION Y ORIENTACION	198
7.2 CONSIDERACIONES DE CONDICIONES INTERIORES Y EXTERIORES	199
7.3 CONSIDERACIONES ESTRUCTURAL	201
7.4 CONSIDERACIONES DE ELEMENTOS SOMBREADORES	
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	203
APENDICE A	218

	PAG.
APENDICE B	235
BIBLIOGRAFIA	246

INDICE DE FIGURAS

No.	PAG.
1.1 FORMAS DE REDUCIR EL CONSUMO DE ENERGIA	36
2.1 ANGULO DE AZIMUTH DE UNA SUPER- FICIE	41
2.2 ALTURA DE TECHOS REDUCIDOS	50
2.3 TECHOS DE EDIFICIOS ALTOS	52
2.4 EDIFICIOS CON PISOS EXPUESTOS	53
2.5 CONFIGURACION DE PARED EN ZIG-ZAG	58
2.6 LATITUD, ANGULO HORARIO Y DECLINA- CION DEL SOL	59
3.1 DISEÑO DE OFICINAS DE PROYECCION ABIERTA	76
3.2 CORREDORES Y CUARTOS DE SERVICIO	77
4.1 CURSOS TEMPORALES DE LA TEMPERATURA DEL AIRE DE UN LOCAL DEL EDIFICIO	79
4.2 TRANSFERENCIA DE CALOR A TRAVES DE UN TECHO TIPICO	84
4.3 CAPACIDAD ACUMULADORA DE CALOR EN 4 PAREDES DE COMPARACION CON DIFERENTES POSICION DE	

No.	PAG.
LA CAPA AISLANTE	88
4.4 CUARTOS DE EQUIPOS LOCALIZADOS EN EL TECHO ...	91
4.5 DEFINICION DEL CENITH SOLAR Y DE LOS ANGULOS DE ALTITUD Y AZIMUTH	96
5.1 REFLEXION, ABSORCION Y TRANSMISION DE LA RADIACION	101
5.2a PARED DE CONCRETO DE 6 PULG. DE ESPESOR	108
5.2b PARED DE CONCRETO DE 18 PULG. DE ESPESOR	109
5.3 PARED DE PELICULA DE AIRE	111
5.4 ALETAS QUE PREVIENEN LA DISIPACION DE VIENTOS DE FRAZADAS CALUROSAS DE AIRE LA CUAL CUBRE LAS VENTANAS EXTERIORES.....	111
5.5a RELACION DE CALOR SOLAR(R), VIDRIO ORDINARIO, ANGULO DE INCIDENCIA 30°F	124
5.5b RELACION DE CALOR SOLAR(R), VIDRIO ORDINARIO, ANGULO DE INCIDENCIA 80°F	125
5.5c RELACION DE CALOR SOLAR(R), 52% DE CALOR ABSORBIDO POR EL VIDRIO, ANGULO DE INCI- DENCIA 30°F	126
5.5d RELACION DE CALOR SOLAR(R), PLACA DE VI- DRIO DE 1/4 PULG, CELOSIAS DE VENECIANA BLANCA, ANGULO DE INCIDENCIA 30°F	127
5.6 FORMA PARA MINIMIZAR EL IMPACTO SOLAR	129

No.	PAG.
5.7a LA SOMBRA DE EDIFICIOS EXISTENTES REDUCE LA GANANCIA SOLAR	130
5.7b LA REFLEXION DE EDIFICIOS ADYACENTES PUEDE INCREMENTAR LA GANANCIA SOLAR Y CAMBIA SU ANGULO DE IMPACTO	131
5.8 ACRISTALAMIENTO DOBLE Y PERSIANAS EXTER- RIORES	133
5.9 PERSIANA INTERIOR	135
5.10 CRISTAL DOBLE REFLECTANTE CON PERSIANA INTERIOR	138
5.11 CARGA DE ENFRIAMIENTO QUE SE HACE EFECTIVA EN EL LOCAL CON DISTINTAS CONSTRUCCIONES DE VENTANA	140
5.12 PUERTAS GIRATORIAS O SALON DE ENTRADA CON DOS PUERTAS SEGURAS REDUCE LA INFILTRACION ...	144
5.13 LA VENTILACION NATURAL REQUIERE AIRE LIMPIO, LIBRE DE CONTAMINACION	149
5.14 BARRERAS TERMICAS TAL COMO CORTINAS ABIER- TAS, CUANDO LA LUZ DEL DIA ES DE BENEFICIO. CERRANDOSE POR LA NOCHE CUANDO ESTA LUZ NO ES DE BENEFICIO	151
5.15 TAMAÑO DE VENTANAS QUE DEN EL MEJOR ARRE- GLO ENTRE LA CONSERVACION DE LA ENERGIA Y LAS NECESIDADES VISUALES	155

No.	PAG.
6.1 SISTEMA DE VOLUMEN CONSTANTE Y TEMPERATURA VARIABLE	159
6.2 SISTEMA DE VOLUMEN VARIABLE Y TEMPERATURA CONSTANTE	159
6.3 ARREGLO TIPICO DE MAQUINAS CON SISTEMA DOBLE DUCTO	161
6.4 ESQUEMA DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO	164
6.5 REPRESENTACION DE LA RED (NETWORK) DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO	166
6.6 ARREGLO BASICO DEL SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO	167
6.7a ESQUEMA DEL SISTEMA DE VOLUMEN CONSTANTE CON RECALENTAMIENTO FINAL	170
6.7b REPRESENTACION DE LA RED (NETWORK) DEL SISTEMA DE VOLUMEN CONSTANTE CON RECALENTAMIENTO FINAL	170
6.8 PROCESO PSICROMETRICO DEL SISTEMA DE RECALENTAMIENTO	172
6.9 PARAMETROS NECESARIOS EN LA SELECCION DE LA TORRE	182
6.10 ESQUEMA DEL CIRCUITO DE AGUA HELADA Y DE AGUA DE ENFRIAMIENTO	189
6.11 ESQUEMA SIMPLIFICADO QUE MUESTRA EL TIPO	

No.	PAG.
DE INFORMACION NECESARIA PARA DETERMINAR EL CONSUMO DE ENERGIA	192
8.1 CARGAS DE ENFRIAMIENTO ZONA No. 1	214
8.2 CARGAS DE ENFRIAMIENTO ZONA No. 2	214
8.3 CARGAS DE ENFRIAMIENTO ZONA No. 3	214
8.4 CARGAS DE ENFRIAMIENTO ZONA No. 4	214
8.5 CARGAS DE ENFRIAMIENTO ZONA No. 5	215
8.6 CARGAS DE ENFRIAMIENTO ZONA No. 6	215
8.7 CARGAS DE ENFRIAMIENTO ZONA No. 7	215
8.8 CARGAS DE ENFRIAMIENTO ZONA No. 8	215
8.9 CARGAS DE ENFRIAMIENTO ZONA No. 9	216
8.10 CONSUMO DE ENERGIA DEL EDIFICIO	216

INDICE DE TABLAS

No.		PAG.
2.1	PORCENTAJES APROXIMADOS DE RADIACION SOLAR	63
5.1	EMISIVIDADES DE VARIAS SUPERFICIES	103
5.2	PERMEABILIDAD DE LOS DISPOSITIVOS DE PROTECCION SOLAR	132
5.3	PERMEABILIDAD DE PERSIANAS INTERIO- RES Y CORTINAS CON RADIACION SOLAR	136
A.1	VARIACIONES DE LA TEMPERATURA EXTE- RIOR EN GUAYAQUIL	219
A.2	BALANCED DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO	220
A.3	RADIACION SOLAR PARA EL HEMISFERIO SUR	221
A.4	RESISTENCIAS TERMICAS	222
A.5	ANGULO DE ALTITUD (AL) Y AZIMUTH (AZ) DEL SOL	223
A.6	ANGULOS DE ALTITUD (AL) Y AZIMUTH (AZ) DEL SOL (CONTINUACION)	224
A.7	FACTOR DE CORRECCION PARA RADIACION DIFUSA	225

No.	PAG.
A.8	COEFICIENTE DE SOMBRA PARA VENTANAS 226
A.9	COEFICIENTE U PARA VIDRIOS 227
A.10	CAUDALES DE AIRE EXTERIOR 228
A.11	PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL AIRE HUMEDO (PRESION ATMOSFERICA 29.921 PULG. Hg)..... 229
A.12	FACTORES DE CALOR SENSIBLE EFECTIVO Y DE LA TEMPERATURA DE PUNTO DE RO- CIO 230
A.13	CARACTERISTICAS DE PERFORMANCIA USADA PARA LA SELECCION DE LA TORRE DE EN- FRIAMIENTO 231
A.14	VALORES DE LAS DIFERENTES CAPACIDA- DES DE TONELADAS DE REFRIGERACION CON SUS RESPECTIVOS CONSUMO (KW,EER)..... 232
A.15	VALORES DE LOS COEFICIENTES DEL ENFRIA- DOR DE AGUA OBTENIDOS DE FABRICACION 233
A.16	TABLA DE DATOS DE VALORES DE ENTRADA UTILIZADOS EN EL PROGRAMA 234
B.1	CARGA MAXIMA DE ZONA 1 236
B.2	CARGA MAXIMA DE ZONA 2 236
B.3	CARGA MAXIMA DE ZONA 3 237
B.4	CARGA MAXIMA DE ZONA 4 237

No.	PAG.
B.5 CARGA MAXIMA DE ZONA 5	238
B.6 CARGA MAXIMA DE ZONA 6	238
B.7 CARGA MAXIMA DE ZONA 7	239
B.8 CARGA MAXIMA DE ZONA 8	239
B.9 CARGA MAXIMA DE ZONA 9	240
B.10 CARGA DE ENFRIAMIENTO ZONA 9	240
B.11 CARGA DE ENFRIAMIENTO ZONA 1	241
B.12 CARGA DE ENFRIAMIENTO ZONA 2	241
B.13 CARGA DE ENFRIAMIENTO ZONA 3	242
B.14 CARGA DE ENFRIAMIENTO ZONA 4	242
B.15 CARGA DE ENFRIAMIENTO ZONA 5	243
B.16 CARGA DE ENFRIAMIENTO ZONA 6	243
B.17 CARGA DE ENFRIAMIENTO ZONA 7	244
B.18 CARGA DE ENFRIAMIENTO ZONA 8	244
B.19 CONSUMO DE ENERGIA DEL EDIFICIO	245

INDICE DE ABREVIATURAS

Tma	TEMPERATURA DE MEZCLA DE AIRE
Tad	TEMPERATURA DE ROCIO DEL AIRE
Tccea	TEMPERATURA DE ENTRADA DEL SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO.
Tccla	TEMPERATURA DE SALIDA DEL SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO.
Tzsa	TEMPERATURA DE SUMINISTRO DE AIRE DE LA ZONA
Wma	RELACION DE HUMEDAD DE LA MEZCLA DE AIRE
Wccea	RELACION DE HUMEDAD DEL AIRE A LA ENTRADA DEL SERPENTIN.
Wccla	RELACION DE HUMEDAD DEL AIRE A LA SALIDA DEL SERPENTIN.
Xoa	FRACCION DE VOLUMEN DE AIRE EXTERIOR
CFMz	VOLUMEN DE AIRE DE LA ZONA
CFMtd	VOLUMEN DE AIRE TOTAL
ZSH	CALOR SENSIBLE DEL CUARTO
ZLH	CALOR LATENTE DEL CUARTO
RHC	SERPENTIN DE RECALENTAMIENTO
CCSH	CARGA SENSIBLE DEL SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO
CCLH	CARGA LATENTE DEL SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO.
CCTH	CARGA TOTAL DEL SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO
FTP	PRESION TOTAL DEL VENTILADOR
FNPLR	RELACION DE CARGA DEL VENTILADOR

ESHF	FACTOR DEL CALOR SENSIBLE EFECTIVO
WRSH	CALOR SENSIBLE POR VENTANAS
Mw	RELACION DE CALOR CONVECTIVO Y RADIANTE DE VENTANA CON RESPECTO A LA DIFERENCIA DE TEMPERATURA (EXTERIOR E INTERIOR).
Qcv	CALOR CONVECTIVO POR VENTANAS
Qrv	CALOR RADIANTE POR VENTANAS
WTSH	CALOR SENSIBLE POR PAREDES Y TECHOS
Mwt	RELACION DE CALOR CONVECTIVO Y RADIANTE DE PAREDES Y TECHOS CON RESPECTO A LA DIFERENCIA DE TEMPERATURA (EXTERIOR E INTERIOR).
Qcpt	CALOR CONVECTIVO POR PAREDES Y TECHOS
Qrpt	CALOR RADIANTE POR PAREDES Y TECHOS
C	CARGA
VSH	GANANCIAS SENSIBLES VARIAS
LSH	CALOR SENSIBLE POR ALUMBRADO
D	ANGULO DE DECLINACION DEL SOL, GRADOS
A	CONSTANTE SOLAR APARENTE
B	COEFICIENTE DE EXTINCION ATMOSFERICO, (MASA DE AIRE).
IDN	INTENSIDAD DE RADIACION
C	FACTOR DIFUSO DEL CIELO, ADIMENSIONAL
I	TEJIDO ABIERTO
II	TEJIDO MEDIO
III	TEJIDO CERRADO
Ton	TONELADAS DE REFRIGERACION

XXIII

MBTU/H	MILES DE BTU POR HORA
HP	CABALLOS DE FUERZA
KWe	CONSUMO DE ENERGIA POR EQUIPO
KW	KILOVATIOS
GPM	GALONES POR MINUTOS
CTENER	CONSUMO DE ENERGIA DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO
CHENER	CONSUMO DE ENERGIA DEL ENFRIADOR DE AGUA HELADA
PCTENER	CONSUMO DE ENERGIA DE LA BOMBA DE LA TORRE
PCHENER	CONSUMO DE ENERGIA DE LA BOMBA DE AGUA HELADA
FENER	CONSUMO DE ENERGIA DE LOS VENTILADORES DE LAS UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE.
RHEN	ENERGIA DE LOS SERPENTINES DE RECALENTAMIENTO.
ENER.	CONSUMO DE ENERGIA DEL EDIFICIO

SUBINDICES

D	OSCURO
M	MEDIO
L	CLARO

INTRODUCCION

En la búsqueda de alternativas a los combustibles fósiles, la energía solar ha emergido como el rival más prometedor, particularmente debido a su posible aplicación directa en edificios, pero también es necesario reducir el consumo de energía para climatizar edificios, es deseable entonces estimar el efecto de energía de los sistemas seleccionados durante los procesos de diseño.

Viendo esta necesidad y tratando de obtener elasticidad con el presupuesto de energía, ahora como parte del código de algunos edificios, ha sido desarrollado este programa de computador. Este modelo como dijimos anteriormente puede ser utilizado para edificios comerciales en general, además permite al usuario definir la distribución del aire acondicionado, en una manera totalmente general.

Este programa requiere datos de las condiciones exteriores e interiores, de los ocupantes, de los calores por paredes (incluyendo techos), por radiación solar, etc., además equipos aconsejables han sido considerado. El ahorro de energía debido a la reducción de pérdidas o ganancias de calor del edificio son obtenidas por la diferencia de temperatura entre el exterior e interior del mismo. Para

lo cual se proporciona un conocimiento detallado de la construcción y de los materiales empleados en ellos.

Se ha hecho un análisis de los factores que provocan las variaciones de consumo de energía, de los efectos que deben considerar los proyectistas en la fase de construcción de algunos tipos de edificios, la manera en que se puede obtener conservación de energía mediante la selección de un sitio adecuado, así como la influencia que puede tener en relación a estructuras adyacentes y características naturales como cerros y paisajes existentes.

Se indica la importancia de tener una referencia en cuanto a la localización y orientación del edificio, ya que esto determina la cantidad de energía usada, también se indican consideraciones que deben tomar en cuenta los proyectistas en lo que respecta a la localización de áreas vidriadas de acuerdo a la fachada, la manera como influye la radiación solar sobre la cubierta del edificio, y consideraciones concernientes a la iluminación natural y artificial.

Se describe también la manera en que los beneficios de energía pueden acrecentarse debido a las condiciones exteriores e interiores, como la importancia de las

separaciones de áreas de diferentes usos (como áreas para fumar), que nos proporcionen menos consumo de energía.

Se analiza también en cuanto a lo que respecta a la función de paredes, el uso del tipo de aislamiento que puede optimizar la resistencia térmica a través de paredes y techos. Y los beneficios de utilizar dispositivos de sombreados. Y finalmente se presenta conclusiones y recomendaciones que se han adquirido en el transcurso del presente trabajo, incluyéndose los Apendices y Bibliografía que son necesarias para determinar el consumo de energía del edificio a climatizar.

CAPITULO I

1.1 CARACTERISTICAS DE LA ESTRUCTURA Y CONSTITUCION DEL EDIFICIO

La energía solar ha emergido como el rival más prometedor que los combustibles fósiles debido a su posible aplicación directa en edificios y servicios correspondientes. Pero el consumo de energía varía grandemente de un edificio a otro y de un año a otro, variaciones que son el resultado de diferencias en las condiciones climáticas, usos de los edificios y procesos de operación de los sistemas utilizados en dichos lugares. También este consumo está determinado por las variaciones e interacciones de componentes como: clima, sitio, influencia de la vegetación, forma de estos edificios, etc., que los iremos analizando más adelante en forma detallada.

El calor que entra por la conducción a través de paredes y techos no es absorbido inmediatamente por el ambiente. Según el tipo de material de construcción usado, el efecto del calor solar conducido puede ser no percibido hasta transcurridas varias horas.

Algunas veces el calor puede no alcanzar la zona

interior hasta después de haberse puesto el sol, la cantidad de calor que penetra, a través de la estructura depende del tipo de material usado y se mide con un factor K, el cual es un valor que determina la cantidad de calor que pasa por 1 Ft² de superficie de pared. La conducción del calor se efectúa en los materiales de construcción como resultado de la diferencia entre las temperaturas exterior e interior. Cuanto mayor es esta diferencia, mayor es el flujo de calor.

La cantidad de calor conducido como consecuencia de esas diferencias de temperatura depende de la superficie de las paredes o techos, así como de la resistencia que al paso de calor oponga el material utilizado.

Para realizar el cálculo del calor conducido a través de la superficie de la pared tenemos que multiplicar:

$$Q = KA \Delta T \quad (\text{Ec. 1.1})$$

donde K = Conductividad térmica Btu/ft².h.OF.

A = Area en Ft²

ΔT = Diferencia de temperatura entre el aire exterior e interior.

Q = Flujo total de calor medido en Btu/h.

Los materiales usados en la construcción de un edificio influyen en su carga térmica, puesto que ésta, sea de enfriamiento o calentamiento varía de acuerdo con los tipos de materiales usados (vidrio, estructura de madera o cemento ligero o pesado).

Las construcciones de alta calidad requieren menos enfriamiento o calentamiento que las de baja, definición ésta que se aplica especialmente a los batientes de puertas y ventanas. Como es natural el empleo de aislamientos influirá sobre las cargas de enfriamiento y calentamiento.

La radiación solar afecta a estas estructuras penetrando por las, ventanas, claraboyas, siendo absorbida por las superficies interiores del edificio y provocando así un efecto de calefacción. Pero también es absorbida por las superficies externas (paredes), causando una penetración de calor en la obra, que será emitida parcialmente hacia el exterior en su mayor parte por convección, pero parcialmente

conducida a través de las paredes y seguidamente emitida hacia el interior.

Pero, ambos efectos pueden ser determinado por el proyectista teniendo en cuenta que algunos tipos de edificios tienen mayor intensidad de energía en la fase de construcción que otros, las residencias familiares sencillas son relativamente de baja intensidad, porque ellas utilizan mucha madera en sus construcciones y la madera es un material de baja energía.

Hasta hace poco, la selección de materiales en las construcciones era raramente influenciada por la cantidad de energía invertida en estos materiales. Ahora que tal información está llegando a ser más disponible en forma amplia, el contenido de energía puede ser incluida con otros factores como estética, durabilidad, resistencia al fuego, costo de instalaciones que un diseñador considera en la selección de materiales para el edificio o construcción.

Muchos de los materiales usados comunmente como madera, acero, concreto han sido modificado en forma y uso para encontrar cambios necesarios.

El diseñador de edificios puede tomar en consideración la orientación propia del edificio con respecto al sol, los dispositivos de sombreado exterior como persianas y árboles pueden ser usados para controlar la radiación solar. Espacio de aire y materiales de aislación en construcciones de pared pueden controlar la ganancia de calor y pérdidas de transferencia de conductividad.

1.2 DESARROLLO DEL SITIO

La selección de un sitio que nos permite la conservación de la energía puede ser llevada a cabo considerando algunas de las siguientes alternativas.

- a) Escogiendo un sitio el cual tenga temperatura ambiental durante todo el año de bulbo húmedo y bulbo seco cerca o algo más bajo que lo deseado dentro de espacios ocupados.
- b) Lugares que tengan una elevada calidad del aire, libre de contaminación para aumentar la ventilación natural, ya que esto proporciona aire fresco al interior para llenar del oxígeno usado por la gente y ayudar a sacar los productos como dióxido de carbono y olores corporales.

- c) Sitios que permitan una configuración y orientación óptima para minimizar el consumo anual de energía.
- d) Sitios cuyas características topográficas y estructuras adyacentes nos proporcionen el sombreado deseado y provea protección contra el viento.
- e) Lugares que permitan ocupantes a usar sistemas de transportación pública.

1.2.1 RECURSOS NATURALES

El sitio puede influenciar la cantidad y duración de la luz disponible por la luz del día. En climas donde la luz del día puede proveer ganancia neta en conservación de energía, la localización de el edificio en el sitio en relación a las estructuras adyacentes y características naturales (cerros y paisajes existentes) puede ser optimizada.

Para lograr la conservación de la energía podemos tener presente lo siguiente:

1. Se puede utilizar sitios inclinados, particularmente edificios ocultos para reducir radiación solar.
2. Usando estanque y fuentes de agua se reduce la temperatura de aire exterior alrededor del edificio.
3. Colectando agua de lluvia para usar en el edificio y por el cuidado del paisaje.
4. Se puede ubicar el edificio en un sitio que induzca flujo de aire por ventilación natural y enfriamiento. El enfriamiento renueva el aire interior caliente con aire interior frío. Además el enfriamiento por brisas es una estación oportuna, limitada a tiempos, cuando la temperatura del aire exterior es más baja que la temperatura interior deseada. El enfriamiento puede requerir grandes cantidades de aire que ventilación y esta influye sobre el sitio del edificio, tamaño de las ventanas y la colocación es importante.
5. Localizar el edificio de tal manera que se

pueda minimizar los efectos de vientos opuestos sobre la superficie exterior.

1.2.2 PAISAJES

Los tipos de árboles, arbustos y plantas pequeñas que pueden ser desarrolladas en una área es dependiente con el clima, sinembargo el número y tipos de plantas pueden ser desarrolladas en algún clima para proveer sombra o protección contra el viento. Los tipos de plantas que pueden ser sembradas, adyacentes a un edificio dependen primeramente de la situación actual seleccionada y particularmente del subsuelo y las condiciones de agua.

Las plantas emiten vapor de agua en el medio ambiente y pueden localmente modificar la humedad del interior.

Las ventajas y desventajas relativas de las plantas en términos de conservación de energía puede ser probado en relación a la cubierta y orientación del edificio. Sinembargo, el diseño no depende enteramente de la presencia

de árboles, hasta pueden ser destruidos por daño o accidente y esto toma algunos años para su crecimiento.

Podemos considerar lo siguiente para reducir el consumo de energía:

1. Usar árboles caducos para el sombreado de verano y protección contra vientos para construcciones altas hasta 3 pisos. Ver Fig. No. 1.1
2. Usar árboles cóniferos para el sombreado y protección contra el viento durante el año.
3. Las paredes exteriores o techos con plantación reducen la transmisión de calor y ganancia solar.
4. Las paredes sombreadas y áreas pavimentadas adyacentes al edificio reduce la diferencia de temperatura interior y exterior.
5. Areas pavimentadas adyacentes y el uso de hierbas u otras vegetación reduce la temperatura exterior desarrollada.

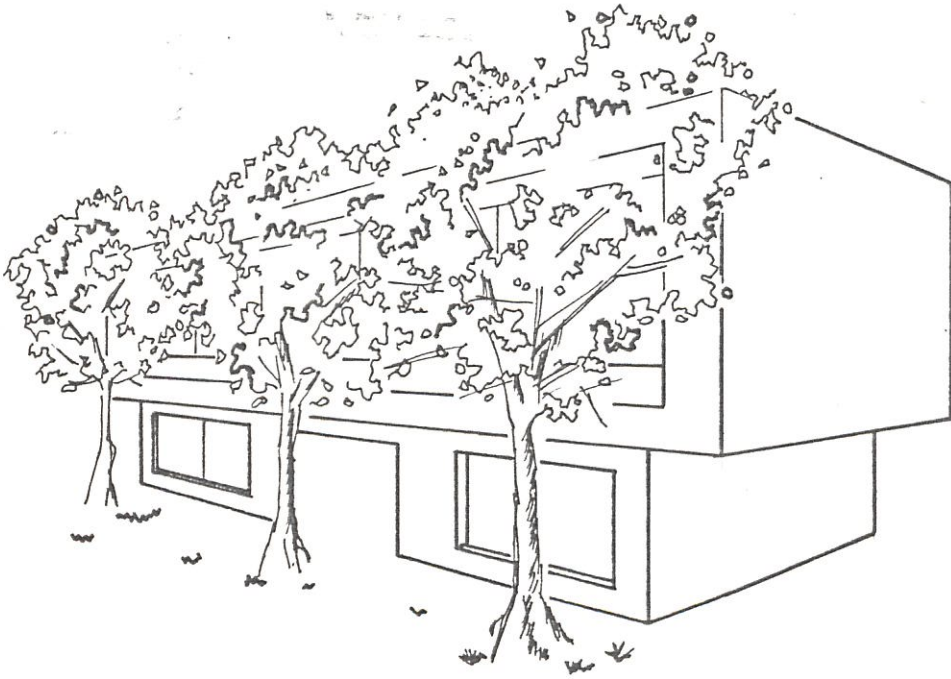


FIG. No. 1.1

FORMAS DE REDUCIR EL CONSUMO DE ENERGIA

CAPITULO II

CONFIGURACION Y ORIENTACION

2.1 DETERMINACION DE LA LOCALIZACION Y ORIENTACION DEL EDIFICIO

La localización de un edificio así como la orientación y cubierta determina la cantidad de energía usada. A diferencia de edificios en las casas económicas deben extremarse los estudios sobre el soleamiento, porque en ellas no se puede utilizar sistemas de gran rendimiento pero muy costosos, como el aire acondicionado, la calefacción por losas radiantes etc., y ciertos materiales aislantes muy efectivos. No es posible determinar una orientación sin una referencia inmediata de la configuración y cubierta del edificio, hasta el consumo de energía modificará el efecto de la orientación.

Como sabemos el sol sale por el Este, la carga solar de los vidrios situados en las paredes de esta orientación es mayor durante la mañana. En proyectos que se vaya a ejecutar podrán tenerse en cuenta cualquiera de las condiciones siguiente (especialmente hemisferio sur):

1. El sol puede no incidir en cualquier parte del recinto que se va a acondicionar, por estar rodeada por otros edificios, en este caso no se debe considerar carga solar alguna.
2. El sol puede incidir en la pared Este o Norte etc., la carga solar se considera en esta pared.
3. El sol puede proyectarse en la pared Este por la mañana y en el Oeste por la tarde, en este caso se considera sólo un lado, que será el que presente mayor superficie de vidrio en las ventanas.
4. El sol puede proyectarse también en las paredes Norte y Este por la mañana y en la Norte y Oeste por la tarde, como en el caso anterior, se considerará sólo la combinación que presente mayor superficie vidriada.
5. El sol incidirá siempre en los tejados, según sea la altura de los edificios adyacentes. En todos los casos que el tejado se encuentre directamente encima del recinto en que se ha de instalar el aire acondicionado, habrá que calcular la carga solar.

La orientación del edificio está directamente relacionada con la carga solar. Las normas de cálculo en cuanto a la orientación, habrá que fijarlo con el sol, los vientos y los edificios que lo rodean. Habrá que conocer la dirección de las fachadas y, en casos de nuevas construcciones la que habrá que tomar en cuenta, así como que partes estarán expuestas al sol y en que horas del día.

El ambiente externo de un lugar es el resultado de las influencias combinadas de la radiación solar y los efectos meteorológicos. El sol es la fuente de mayor energía sobre la tierra y es el factor primario determinante del medio ambiente térmico de un lugar.

Es importante para cualquier ingeniero tener un conocimiento útil de las relaciones entre la tierra y el sol. Para los cálculos de radiación solar, deberá tomarse en cuenta la orientación del edificio; de aquí que es muy importante saber ésta.

Entre las diversas formas empleadas para localizar la posición de una superficie, con respecto a un plano horizontal de ejes de coordenadas Norte, Sur, Este y Oeste; se emplea el ángulo de Azimuth Pared (AZP).

para conocer la orientación de una superficie; ángulo que es medido desde el Sur, en dirección contraria a la de las manecillas del reloj, hasta una línea perpendicular a la superficie en análisis.

En la Fig. No. 2.1 se representará el ángulo de azimuth de una superficie.

La orientación del edificio respecto a otros adyacentes tiene un efecto considerable sobre la carga térmica debida al sol y a la infiltración. Si esta rodeada parcialmente por edificios de mayor altura la carga solar quedará atenuada apreciablemente, a causa del efecto de sombra de aquellas. Además, el efecto de carga debido a la infiltración quedará reducido también por la misma causa.

Con objeto de poder realizar nuestros estudios hemos tomado la tabla A-2 de la referencia No. 12, y aquí vemos las variaciones de la temperatura exterior de Guayaquil y se ha incluido en el apéndice tabla A.1, para este material de trabajo. Los cálculos correspondientes han sido realizados a la hora de diseño 3:00 p.m., porque en la tabla podemos observar que se producen las peores condiciones. Sabemos que para

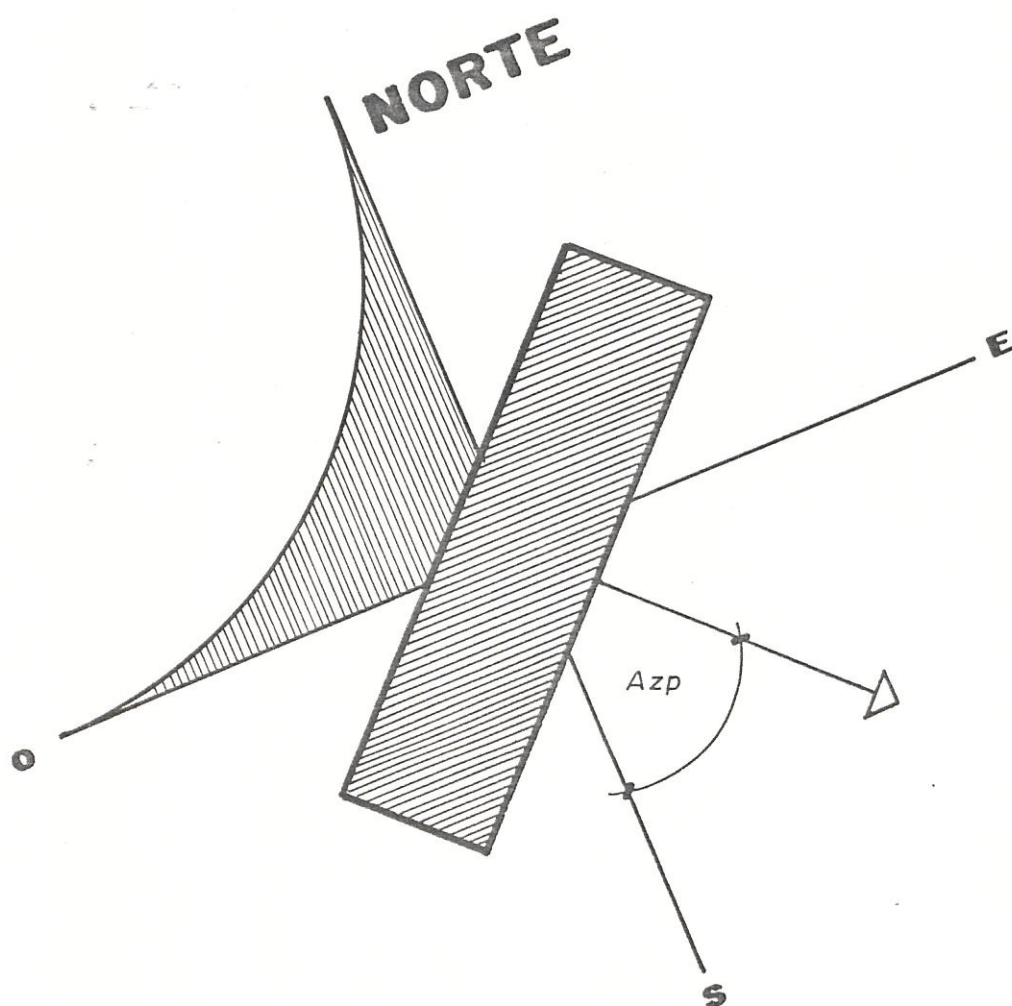


FIG. 2.1 ANGULO DE AZIMUTH DE UNA SUPERFICIE

poder determinar la hora del día en que se producirá la máxima ganancia de calor, es necesario realizar un análisis donde todos los elementos que influyen sobre la carga de enfriamiento estén al máximo como:

1. Transmisión por paredes exteriores, paredes interiores, techos y tumbados.
2. Radiación solar por ventanas exteriores.
3. Personas
4. Alumbrado
5. Aire exterior por renovación
6. Máquinas y equipos

Todos estos factores serán analizados más adelante, pero unas de las variables más importantes es el aire exterior para la renovación. Estos elementos que influyen sobre la ganancia instantánea de calor, gran parte no constituyen una carga instantánea para el equipo, porque antes de convertirse en carga del equipo, debe incidir primero sobre la superficie de un sólido y ser absorbido por ella. La descomposi-

ción de las distintas ganancias instantáneas de calor, en calor radiante y calor de convección están tabuladas en la tabla A.2 del apéndice.

En esta tabla se considera el calor por convección, como el producido por la ganancia instantánea máxima a la hora de diseño, y; como calor radiante para edificios de construcción pesada, la ganancia de calor en un promedio de seis horas, es decir, la hora de diseño y cinco horas antes de ella.

Las ganancias internas consisten en el calor radiado que es parcialmente almacenado, reduciendo con esto la carga de la central de enfriamiento. La ganancia de calor por personas, la obtenemos de la siguiente manera:

$$PSH = Q_{sp} \cdot \text{No. de Personas.} \quad \text{Ec. 2.2a}$$

$$PLH = Q_{lp} \cdot \text{No. de Personas.} \quad \text{Ec. 2.2b}$$

donde:

PSH = Ganancia sensible de calor (MBTU) .

Q_{sp} = Calor sensible por persona (MBTU/Persona)

PLH = Ganancia latente de calor (MBTU)

Q_{lp} = Calor latente por persona (MBTU/Persona)

No es posible determinar con exactitud todos los factores que intervienen para poder obtener las cargas reales de enfriamiento, pero podemos citar como ganancias varias la utilización de máquinas de escribir, instrumentos de equipos en general, etc. Se estima que aproximadamente un 25% de la carga de alumbrado es la ganancia varia.

$$VHS = 0.25 * LSH \quad \text{Ec. 2.2c}$$

2.1.1 INFLUENCIA DEL SITIO

La forma de el sitio, si este afecta en la localización de el edificio, puede afectar la magnitud de el consumo de energía.

Además al minimizar los beneficios de energía de un sitio particular, este puede ser deseable para permitir cambios en la configuración de el edificio por aumento o disminución de altura.

Una configuración que resiste las pérdidas o ganancia de calor no deseado resulta en una conservación de energía del edificio, las excepciones son edificios largos los cuales

están localizados en áreas donde el clima interior es generalmente confortable todo el año y las cargas de calentamiento y aire acondicionado no son primordialmente responsable por las necesidades de energía anualmente del edificio.

2.1.2 CONSTRUCCIONES ALTAS

Un edificio alto tiene un techo proporcionalmente pequeño y es menos afectado por ganancia solar sobre esa superficie. De tal manera que los edificios altos generalmente están sujetos a grandes velocidades de viento los cuales incrementa la pérdida de calor por infiltración.

Ya que esta última, se efectúa a través de las juntas que rodean puertas y ventanas, por las paredes y pisos, revestimientos y por toda clase de aberturas, dependiendo, dentro de ciertos límites del tipo de construcción.

El elemento responsable de la infiltración es la diferencia de presión entre el exterior y el interior del ambiente acondicionado,

causado por el viento y la diferencia de temperatura.

Los edificios altos son menos probable a ser sombreado o protegido de vientos por edificios cercanos y árboles. Ellos requieren más sistemas de soporte mecánico. Los ductos de retorno de aire en edificios altos aumentan la infiltración, además se requiere medidas especiales para reducir su influencia en las pérdidas o ganancias de calor.

2.1.3 ALTURA DE PISO A PISO, DE PISO A TECHO, TOTAL DE TECHO

El plenúm de techo, el espesor del piso y la altura de piso a techo, juntos constituyen la altura de piso a piso. El espesor del piso es usualmente determinado por construcción y consideraciones estructurales. La dimensión piso a piso afecta más directamente la conservación de energía y esto afecta el área de la capa exterior del edificio expuesto al clima.

Esto también incrementa la cantidad de

materiales en bruto (y además energía consumida), la cual va en la construcción del edificio, especialmente en capa. Donde la altura del piso del edificio es incrementada, más energía es usada para elevar materiales, gente y servicios a grandes alturas durante la construcción y ocupancia.

El efecto de añadir capas de áreas reduce el consumo de energía, mientras que el valor de la capa U aumenta y el clima llega a ser más templado.

Altura de tumbados grandes mejora las condiciones ambientales en tiempos de verano porque permite el aumento de aire caliente. Sin embargo grandes alturas de tumbados aumenta áreas de perímetro, además aumenta la transmisión de calor a través de las paredes.

Altura de techos pequeños reduce el área de superficies de pared exterior expuesta y el volumen encerrado. Una altura de techo reducido puede también incrementar la iluminación efectiva. Ver Fig. No. 2.2

La altura de piso a techo es determinada por

confort fisiológico, así como la altura de fijación de luz para distribución propia de luz, altura de ventanas necesaria para una buena iluminación natural.

En general, aumentos en altura de tumbados necesita aumento solo en la superficie de pared expuesta (no superficies de ventanas). El efecto de altura grande en el consumo de energía puede ser además pequeño, dependiendo de las características técnicas de la pared.

Con una altura de piso a piso constante, una disminución de la altura de piso a tumbado proveerá un plenúm de tumbado grande, resultando en posible ahorro en el sistema de distribución de aire mecánico.

La profundidad de tumbados vacíos permite el uso de ductos de tamaño largos con caída de presiones bajas y reduciendo las necesidades de manejadoras de aire y ventiladores.

La dimensión de un plenúm de tumbado puede grandemente afectar la eficiencia de los equipos mecánicos. Por ejemplo, alturas de

piso a piso son típicamente 12 a 12.5 ft (3.65 a 3.8 mts). Si este fuera incrementado a 13 ft (3.96 mt a través de un incremento en el tamaño de un plenum del tumbado), allí podría ser significativo el ahorro resultado de un re-diseño del sistema mecánico.

Los ductos pueden ser largos, permitiendo grandes volúmenes de aire a ser movidos con pequeñas caídas de presión permitiendo reducir el caballo de fuerza del ventilador.

Relaciones de aspectos de ductos pueden también ser reducido a aproximarse a secciones cuadradas o redondas, resultando en un ahorro significativo en planchas de metal y aislamiento en construcción, y seguidamente reduce la fricción y reduce las pérdidas de transmisión de calor a través del ducto. Plenum de tumbados largos pueden también permitir el uso de más sistemas de conservación de energía efectiva, tal como volumen variable y calor de luz.

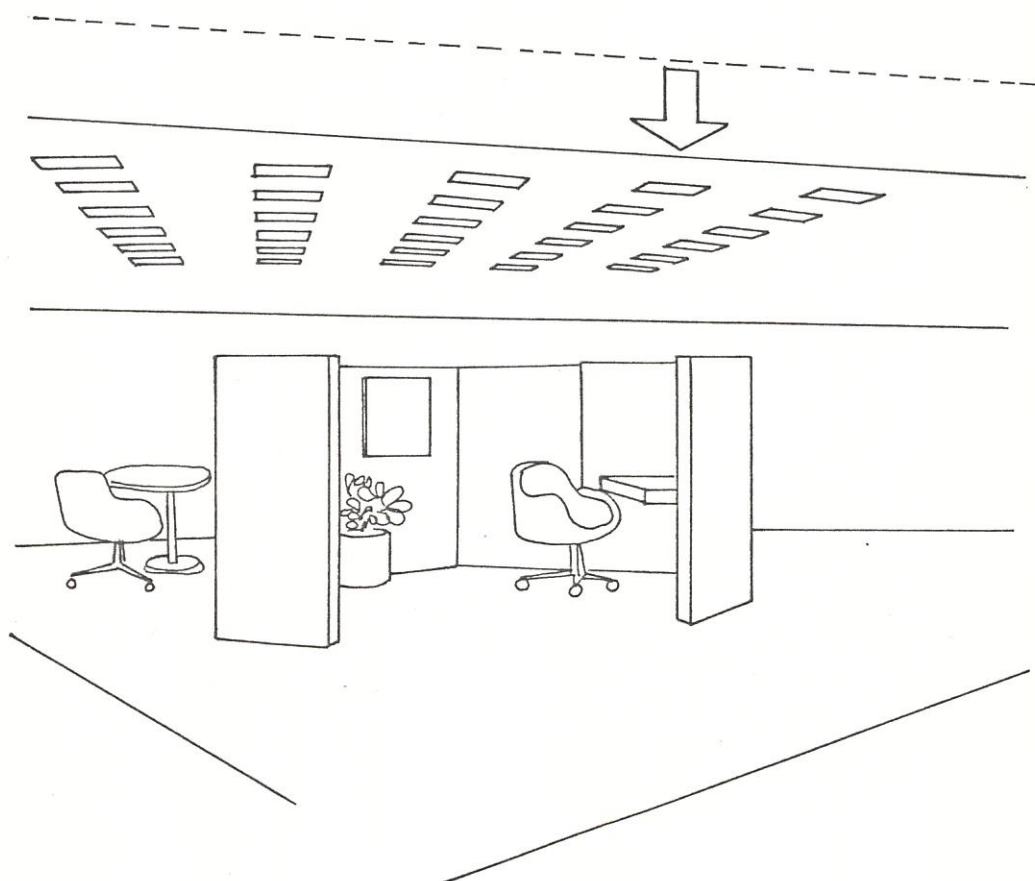


FIG. 2.2

ALTURAS DE TECHOS REDUCIDOS

2.2 TECHOS

Edificios muy bajos pueden tener áreas de techos más grandes en proporción al área de paredes, y las cargas de calentamiento y enfriamiento las cuales ellas generan, pueden influir en la selección de los sistemas mecánicos. En este caso, especial atención puede ser dada a los techos de características térmicas.

En edificios altos, el techo influye menos pérdidas o ganancia del calor total, y raramente influye en la selección de los sistemas de calentamiento o enfriamiento total. Ver Fig. No. 2.3

Para minimizar la transmisión de calor para un volumen cerrado, un edificio puede ser construido con mínima área de superficie expuesta. Un edificio esférico o redondo tiene menor superficie, de allí, que menor pérdida o ganancia de calor que alguna otra forma por una cantidad igual del total de la extensión del piso. Un edificio cuadrado tiene menos superficie que uno rectangular de igual área por piso, y así experimenta menos pérdidas de transmisión térmica o de ganancia de calor. Sin embargo el número

de piso modifica esta relación para el edificio como un todo.

Mostramos edificios altos

Area transversal de piso = 100.000 pie cuadrados

Volumen = 1.000,00 pie cúbico

EDIFICIOS	PISO	DIMENSIONES DEL PISO	AREA DE SUPERFICIE
A	5	100FT x 200FT	50.000 FT ² CUADRADO
B	10	100FT x 100FT	50.000 FT ² CUADRADO
C	20	75FT x 66.6FT	61.667 FT ² CUADRADO

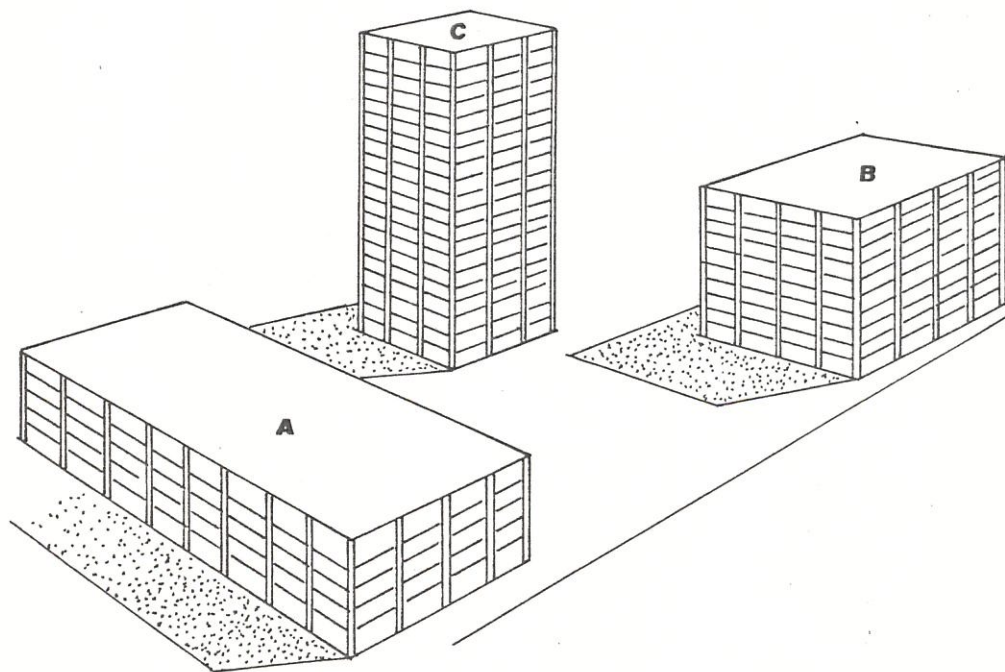


FIG. No. 2.3

TECHOS DE EDIFICIOS ALTOS

2.3 PISOS EXPUESTOS

Edificios que están elevados sobre columnas o con áreas de piso primero pequeños y pisos superiores largos colgando incrementa las pérdidas o ganancias de calor absorbido a las superficies de pisos expuestos. Mientras que esto puede ser una ligera desventaja todo el año en regiones del sur, o en cualquier parte en tiempos de verano, esto presenta una serie de incremento de las pérdidas de calor en climas fríos.

Sitios de garaje de estacionamiento en niveles intermedios similarmente aumenta el consumo de energía debido a superficies adicional expuesta. Ver Fig. No. 2.4.



FIG. No. 2.4

EDIFICIOS CON PISOS EXPUESTOS

2.4 FORMAS DE EDIFICIOS

También habrá que tener en cuenta ésta, ya que afecta a la distribución del sistema de conductos, así como para determinar la localización de equipos de aire acondicionado. Es evidente que el sistema de conductos dependerá de la forma del edificio en cuanto al proyecto y su costo correspondiente.

Los techos en forma de cúpula pueden permitir aire caliente, estos suben y se colectan en la cima, dejando las áreas de pisos más frías. Configuraciones de paredes exteriores en forma de zig-zag, pirámides edificios en forma de romboidee, y otras formas pueden todas ser usadas para controlar la influencia de consumo en climas.

2.4.1 PAREDES

Los rayos del sol, al incidir en la superficie de paredes y techo de una estructura la atraviesa en parte, mientras que otra parte queda reflejada hacia la atmósfera. Como este proceso es continuo, el calor del sol penetra cada vez más profundamente en los materiales

del edificio hasta llegar a la superficie interior. Si se altera la posición del sol, brillando con la misma intensidad, se necesitarán unas 7 horas para que el calor llegue a la cara interna de una pared de ladrillo de 11.8 Ft (30 cm.) de espesor.

La ganancia de calor por las paredes exteriores se calcula a la hora de máximo flujo térmico, y se debe, no solo a la diferencia entre las temperaturas de aire que baña sus caras exteriores e interiores, sino también el calor absorbido por las exteriores. La diferencia de la temperatura exterior y la interior son variables en el transcurso del día, por lo que la intensidad del flujo a través de la estructura exterior es inestable. Por lo tanto, se ha recurrido al concepto empírico de diferencia equivalente de temperatura, definida como la diferencia entre las temperaturas del aire interior y exterior que resulta del flujo calorífico total a través de la estructura, originado por la radiación solar variable y la temperatura exterior. Esta diferencia equivalente de temperatura a través de la estructura debe tener en cuenta

diferentes tipos de construcciones y orientaciones, situación del edificio (latitud) y las condiciones del proyecto.

La ganancia de calor a través de la construcción (paredes y tejado) esta dada por la ecuación 1.1

Donde K indica la cantidad de calor intercambiada en una hora a través de una pared por ft^2 . de superficie y por diferencia entre las temperaturas del aire que baña sus caras interior y exterior. La inversa de K ($\text{Btu}/\text{ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F.h.}$) expresa la resistencia global ofrecida al paso del calor y es igual a la suma de las resistencias parciales ofrecidas por los distintos materiales que componen la pared, aumentadas en las resistencias superficiales.

Ahora configuraciones en zig-zag de paredes Este Y Oeste proporciona su propio sombreado reduciendo las cargas solares en verano, proporcionando protección contra el viento natural, y puede permitir rayos bajos que penetren en el edificio en invierno para

completar el sistema de calentamiento, si las ventanas en zig-zag están en la fachada Sur.

Por la fachada Norte de las ventanas en zig-zag la ganancia de calor es reducida todo el año; pero, tanto en verano e invierno la luz natural y los panoramas visuales pueden ser aconsejable en ambas fachadas Este y Oeste sin el problema de incrementar la ganancia de calor en verano. Sinembargo, los requisitos de energía debido a la superficie de pared adicional para formas zig-zag puede ser comparado con otros beneficios de energía. La configuración en zig-zag es solo un ejemplo de forma de alteración para llevar a cabo el máximo beneficio de energía. Ver Fig. No. 2.5

2.4.2 RADIACION SOLAR

Para determinar la posición de un punto P sobre la superficie de la tierra en cualquier instante con respecto a los rayos del sol, se necesita conocer la latitud L , el ángulo horario H del punto y la declinación del sol D . Estos ángulos se ilustran en la Fig. No. 2.6

La latitud L es la distancia angular del punto P (Norte o Sur) al Ecuador. Es el ángulo entre la línea OP y la proyección de OP sobre

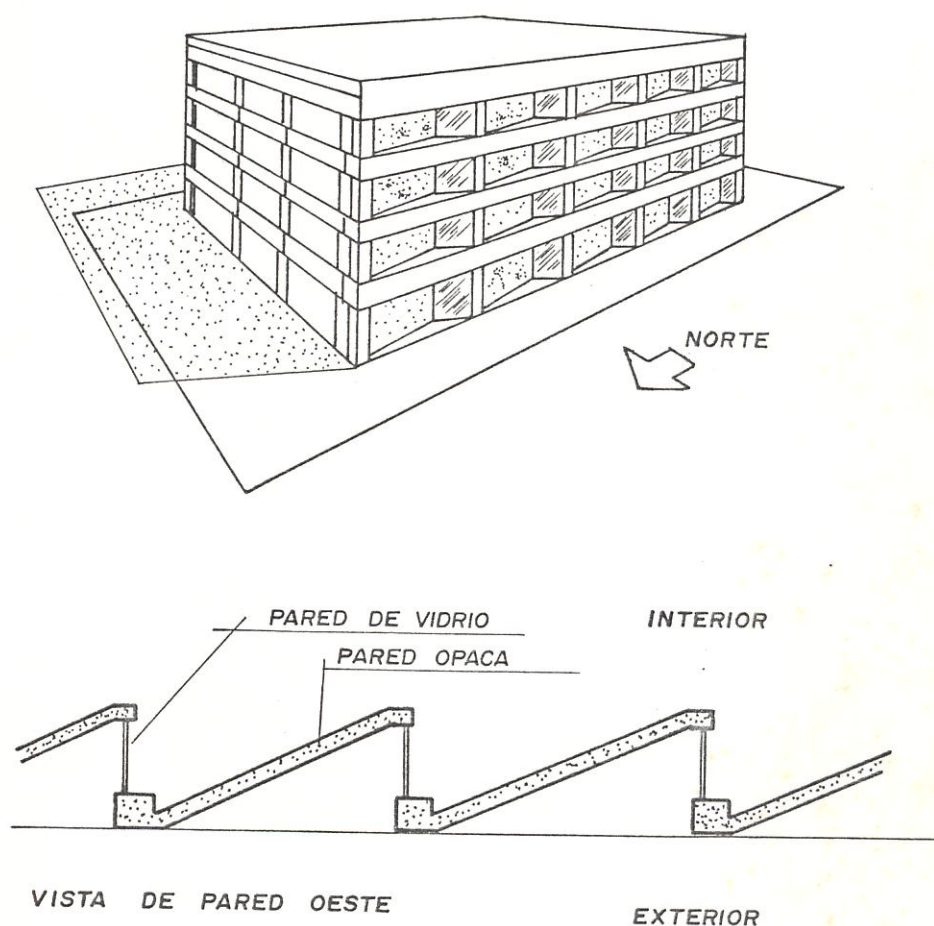


FIG. No. 2.5

CONFIGURACION DE PAREDES EN ZIG-ZAG

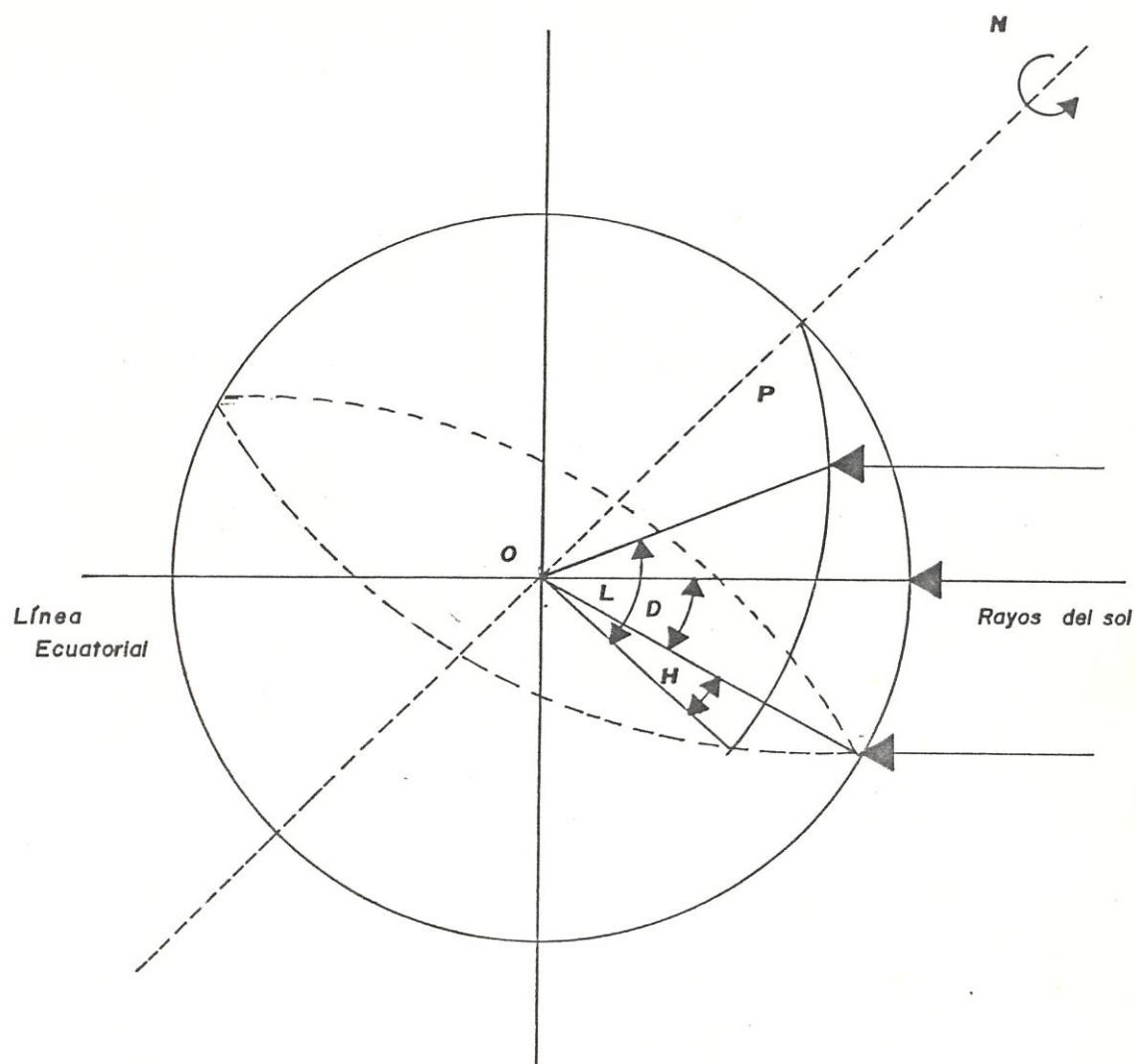


FIG. No. 2.6

LATITUD, ANGULO, HORARIO Y DECLINACION DEL SOL

el plano ecuatorial. El punto O representa el centro de la tierra, el ángulo horario H, es el ángulo medido sobre el plano ecuatorial de la tierra entre la proyección OP y la proyección de la línea que une el centro del sol con el centro de la tierra. En el medio día solar, el ángulo horario es cero. El ángulo horario expresa el tiempo del día con respecto al medio día solar. Una hora de tiempo esta representada por $360/24=15$ grados de ángulo horario. La declinación D del sol es la distancia angular de los rayos del sol (Norte o Sur) al Ecuador. Es el ángulo entre una línea trazada desde el centro del sol al centro de la tierra y la proyección de esta línea sobre el plano ecuatorial de la tierra. Tomada de la referencia No.12 se ha producido la tabla A.3, incluida en el Apéndice.

Ahora cuando el sol incide directamente sobre una superficie, esta se calienta. Si esta superficie es parte de un edificio, un porcentaje del calor solar es reflejado y otro es transmitido al interior del mismo. Dado que el calor es muy intenso el valor de esta transmisión por radiación solar suele llegar

al 50% de las ganancias totales de calor. De allí la importancia de la selección de materiales y de la forma de exponer las superficies de radiación.

Cuando los rayos del sol inciden sobre la superficie depende básicamente de dos factores.

1. Grado de capacidad, color y rugosidad de la misma.
2. Angulo de incidencia.

Una superficie de color oscuro absorberá más calor radiante que una superficie similar de color claro; en igual forma una mayor rugosidad favorece la absorción de calor. La tabla 2.1 muestra los porcentajes aproximados de radiación solar absorbidos por superficies de diferentes color.

Cuando los rayos del sol inciden perpendicularmente sobre una superficie opaca tienen menos posibilidad de ser reflejados, que si chocan contra la superficie contra otro ángulo. Esta energía no reflejada aumenta la

temperatura superficial y por lo tanto la transmisión de calor al interior del edificio. El ángulo de incidencia depende de la latitud, de la época del año y de la hora del día. En cambio la transmisión solar a través de vidrios comunes es prácticamente instantánea.

La mayor ganancia se produce por ventanas, por lo que debe procurarse protegerse las mismas con cortinas exteriores tipo veneciano, parasoles, etc. La ganancia de calor solar a través de los vidrios puede ser reducida usando vidrios antitèrmicos.

Estos vidrios no están destinados a absorber calor, sino a reflejar la mayor parte de él. En general estos vidrios especiales pueden reducir las ganancias de calor solar en aproximadamente un 40%; al mismo tiempo puede reducir la ganancia de calor por conducción o el factor K del material vidrio en aproximadamente 20%.

En cambio los vidrios dobles (con cámara de aire intermedia) no reduce apreciablemente el calor por radiación, pero tienen un gran poder

reductor de la transmisión (factor K). Se debe tener en cuenta además la influencia de sombras protectoras de edificios adyacentes, árboles, montañas, etc.

TABLA NO. 2.1

PORCENTAJA APROXIMADO DE RADIACION SOLAR

COLOR DE LA SUPERFICIE PINTADA	CALOR RADIANTE ABSORBIDO
Blanco o Aluminio *	28%
Rojo, Marrón, Verde claro **	63%
Negro o Verde oscuro ***	94%

* Color Claro

** Color Mediano

*** Color Oscuro

Los valores arriba mencionados se refieren a superficies lisas.

2.4.3 LUZ NATURAL

La orientación puede afectar la energía necesaria para sistemas de iluminación, pero esto afecta la luz obtenidas del exterior o luz natural.

En algunos casos, la energía puede ser ahorrada usando luz natural si el perímetro del edificio puede ser incrementado y su espacio interior proporcionalmente disminuye. Esto resulta en edificios de formas diferentes, tal como patios múltiples, atriums, pozos de luz, edificios largos, edificios bajos con claraboyas etc. Sin embargo, si más energía es conservada por el uso reducido de áreas de ventanas con sistema de luz artificial, entonces una reducción de el perímetro expuesto puede ser considerado.

El uso de superficies reflectivas tal como un techo de plano inclinado blanco puede aumentar el efecto de luz natural e incrementar el ahorro de energía anualmente.

Ventanas proyectadas para hacer uso beneficioso de la luz del sol en invierno puede ser colocadas para permitir ocupantes y oportunamente evitar la radiación directa del sol por motor o usando dispositivos de sombreado.

La iluminación natural desde las ventanas varía desde un día completamente nublado hasta

un día con iluminación directa solar. La iluminación natural depende directamente con la ganancia de calor por ventanas, por esto es que se debe combinar los efectos de iluminación natural con la ganancia de calor por ventanas, esto es, si se pone vidrios especiales o cortinas para disminuir la ganancia de calor por ventanas perderemos la iluminación natural, así hay una tendencia de darle la única función a la ventana, y esta es mantener en contacto a los ocupantes del cuarto con el ambiente exterior, y no de proveer al cuarto de luz natural. Así que se asume en todo espacio acondicionado existe iluminación artificial proveniente de fuentes incandescentes, y que esta cantidad de energía es mantenida constante.

2.4.4 ILUMINACION

Las luces generan calor sensible por conversión de la potencia de entrada eléctrica a luz y calor. El calor es disipado por radiación a las superficies circunvecina, por conducción a los materiales adyacentes y por convección alrededor del aire. La porción de radiación

de la carga de luz es parcialmente acumulada.

Las luces incandescentes convierten aproximadamente el 10% de la potencia de entrada en luz y el resto es generado en forma de calor.

Las lámparas incandescentes o fluorescentes también ceden calor al ambiente donde se hallan. Pero estas ceden solamente en forma de calor sensible.

En general, si la iluminación sobre el nivel de la cabeza es usada, y si la luz es una parte integral del tumbado, la altura del tumbado puede ser disminuida para ser posible el ahorro de vatiaje de luz, consiguiendo la fijación cercana al trabajo.

Menos vatiaje de luz puede ser necesario si el tumbado es más bajo (tal vez independiente de la fijación de luz colgante o suspendida). Si la iluminación de trabajo más bien que la iluminación común sobre la cabeza es usada. Esta llega a tener una ventaja posible de la luz reflejada a gran distancia de la superficie del tumbado.

En ambientes de nuestro medio podemos considerar 1.5 watts/pie² de piso, como buen nivel de alumbrado. Así, podemos evaluar la ganancia total de calor, y esta cantidad producida por las luces es función de los Kw, y mediante la ecuación 2.3, podemos determinar esta ganancia de calor. Además consideramos que la iluminación es del tipo fluorescente.

$$Q_e = (1.25) (3412) Kw. \quad \text{EC. 2.3}$$

donde:

Q_e = Calor generado por la luces (Btu/hr)

3412 = Factor de conversión Btu/(hr:Kw)

1.25 = Factor de aumento, debido a la potencia consumida por el balastro, en el caso de las luces incandescentes este factor es la unidad.

2.5 VIENTO

Las velocidades de viento son grandes en climas fríos sobre fachadas Norte y Oeste de un edificio de tal

manera que cada superficie está sujeta a diferentes influencias ambientales, de la misma manera para dos edificios localizados en la misma latitud. En zonas de climas donde las condiciones de aire exterior son determinadas por las condiciones interiores deseadas para una mayor proporción de el año, considere lo siguiente:

- a. Acomodar la orientación del edificio y configuración para obtener ventajas de corrientes de vientos.
- b. Usar ventanas operables para controlar la entrada y salida del aire a través del edificio.
- c. Adaptar la configuración de el edificio para permitir ventilación natural a través de espacios ocupados.
- d. Utilice efecto acumulador en pozos verticales, pozos de escaleras, etc.; para proporcionar flujo de aire natural a través del edificio.

La orientación tiene un efecto pequeño en los sistemas de cargas de ventilación. Sin embargo, esta

puede influir en la localización de aberturas o salida de escape.

CAPITULO III

SELECCION DE CONDICIONES INTERIORES Y EXTERIORES

3.1 PROYECTOS DE CONSTRUCCION

El proyecto de un edificio puede responder a un programa funcional, pero una revisión crítica del programa funcional, del cual la energía es una parte, frecuentemente da oportunidades a cambiar el proyecto de tal manera que los beneficios de conservación de energía puedan acrecentarse.

El proyecto interior del edificio es, por supuesto, influenciado por la configuración del edificio, pero actualmente, la configuración y proyecto interactúa con cada otra y con el sitio específico.

La incrementada densidad de ocupantes (área de piso menos grande por persona) puede reducir el tamaño total y el consumo de energía anualmente por persona.

3.1.1 DISEÑO DE OFICINAS DE PROYECCION ABIERTA

El diseño de oficinas de proyección abierta

permite exceso de calor de espacios interiores a ser transferido a espacios de perímetros para compensar las pérdidas de calor. Sin embargo, al llevar a cabo esto, medios mecánicos tal como ventiladores, pueden ser empleado porque la convección natural no es suficiente Fig. 3.1

Proyecciones abiertas permiten también el uso más efectivo de la fijación de luz. El área de paredes reducidas disminuyen la absorción de luz y menos lámparas de lumina son requeridas para el mismo nivel de iluminación.

También, el incremento o aumento del porcentaje de área usable a través de áreas grande puede resultar en edificios pequeños con un correspondiente conservación de energía.

3.1.2 ESPACIOS AGRUPADOS - CUARTOS ESPECIALES

Espacios agrupados que tienen similar control ambiental necesitan poder reducir la extensión y complejidad de los sistemas mecánicos y permitir calentamiento, enfriamiento, ventilación e iluminación a ser concentradas en áreas

que tienen máximas necesidades. Además no es necesario proveer el mismo grado de confort ambiental a lo largo de áreas de pisos enteros.

Cuartos de inodoro agrupados en un piso y por encima el uno al otro en pisos múltiples simplifica el sistema de extracción y el sistema de ductos, y generalmente requiere menos energía por el sistema de distribución. El agrupamiento también permite un flujo de aire de áreas limpias a través de cuartos de inodoro por extracción, con eso se reduce la cantidad total de aire requerido por ventilación.

La agrupación simplifica la instalación de dispositivos de recuperación de calor o dispositivos de purificación de aire, tal como filtros de carbón para recirculación hacia el interior del edificio.

Donde las cocinas y cafeterías son instaladas, la ubicación de ellas en el mismo nivel y adyacente mutuamente permite el uso de extractor de aire de cafetería a ser transferido

rído directamente y eficientemente a la campana de extracción de la cocina para compesar el aire, reduciendo la necesidad de energía requerida para este propósito.

Si en la formulación de planes se permite la separación de áreas para fumar, entonces el sistema de ventilación puede ser más pequeño y menos manejadoras de aire con menos consumo de energía.

Algunas veces muchos cuartos pueden ser agrupados en una manera tal que la misma ventilación de aire puede ser usada más de una vez, por operación de cascada a través de espacios con orden de disminución o prioridad; por ejemplo, de oficina a corredor a inodoro. Ver Fig. No. 3.2

Espacios de funciones relativas localizados adyacentes entre si en el mismo piso puede reducir el uso de elevadores. También, oficinas frecuentadas por el público general puede ser agrupado en la planta baja para reducir el uso de elevadores.

Procesos que tienen condiciones de temperatura y humedad diferente de las condiciones fisiológicas normal necesita ser agrupadas juntas y atendidos por un sistema común.

Consideraciones de cuidado de fuentes de calor y el diseño de paredes, pisos y tumbados de cuartos de computador permitirá una reducción en las necesidades de energía. En muchos casos, las condiciones para tumbados altos pueden ser iluminados, teniendo en cuenta consideraciones que pueden ser dadas a agrupamiento y ubicación de equipos de computador de calor sensible en un cuarto separado o dividido para reducir el área necesaria de enfriamiento irregular. El abastecimiento de aire enfriado directamente en la cabina de los componentes de computador de calor sensible, antes que el abastecimiento de enfriamiento irregular en el cuarto entero puede ser también considerado.

3.2 CLIMAS

Las decisiones tempranas de un diseñador en el

sitio proyectado influirá en las selecciones más tarde de los equipos eléctricos y mecánicos del edificio y el consumo total de energía. Si el sitio tiene una condición favorable de medios como sol, agua, viento, plantas etc., y también nosotros contribuimos como una parte del ambiente, entonces el edificio que se diseñe puede aprovechar suficiente suministro de energía, con limitaciones disponibles de recursos de energía del local para edificios adyacentes. El uso de medios en el sitio no solo puede reducir la cantidad de energía necesaria para mantener el clima interior. Pero esto también puede producir espacios exteriores que llegan a ser especialmente agradables para ser usados. Tales espacios pueden orientar el sol de invierno a una pared de vidrio mientras bloque el viento, o dirige las brisas de verano aunque sombrea a una ventana abierta. El sitio proyectado es grandemente influenciado por consideraciones económicas, regulaciones de zonas, y desarrollo adyacentes, todos los cuales interfiere con el diseño de un sitio a utilizar el sol, el viento, etc.

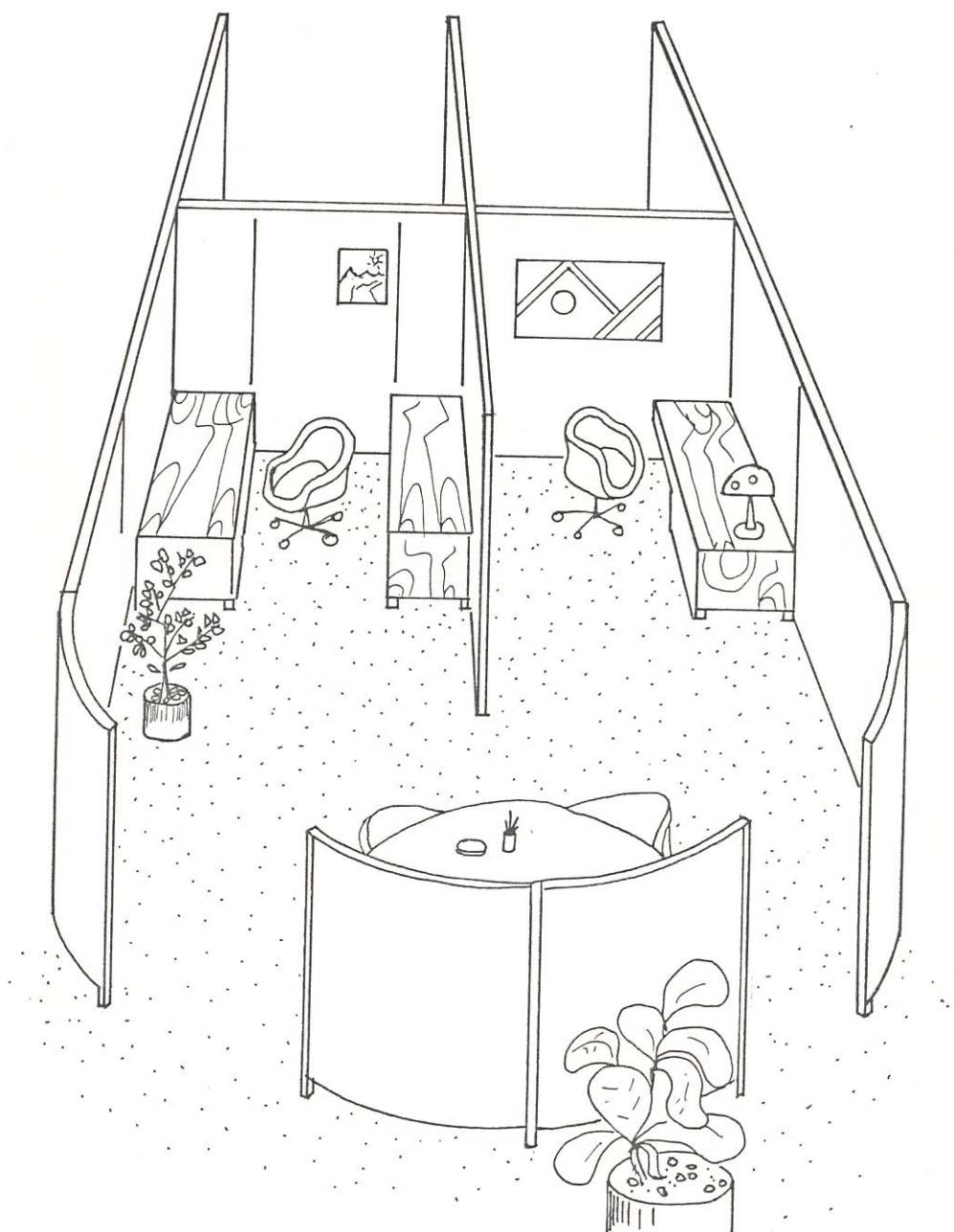


FIG. No. 3.1

DISEÑO DE OFICINAS DE PROYECCION ABIERTA

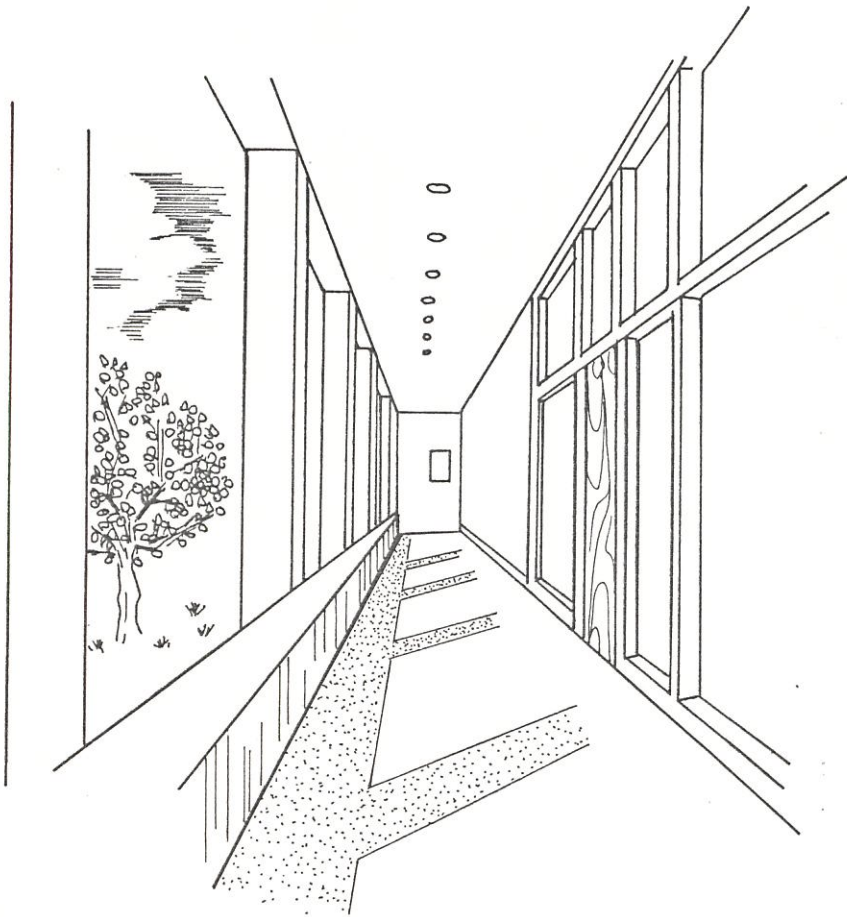


FIG. No. 3.2

CORREDORES Y CUARTOS DE SERVICIO

CAPITULO IV

ESTRUCTURA DEL EDIFICIO

4.1 CONSERVACION DE MATERIALES

Oportunidades para conservación de energía en el sistema estructural son principalmente función de el tipo y cantidad de materiales usado y la energía requerida para su producción, transporte y construcción.

La ejecución de paredes interiores y los techos influye en la elevación de la temperatura del aire del local. Así las fluctuaciones de temperatura del aire del local son influidas, debido a influencias exteriores, por la capacidad acumuladora del calor de la masa interior.

La Fig. No. 4.1 muestra la variación de temperatura del aire del local en función de la hora del día para un caso muy determinado. Si se estudia los dos materiales de construcción, hormigón ligero y hormigón pesado, que indican la mayor y menor influencia respectivamente a la elevación de temperatura, debido a su capacidad extrema de acumulación

del calor. Resulta ya una diferencia notable que puede llegar hasta 27°F .

Esto significa que un aumento de la masa de construcción de los elementos interiores mediante materiales de alto peso específico pueden reducir la carga enfriamiento en una instalación a climatizar.

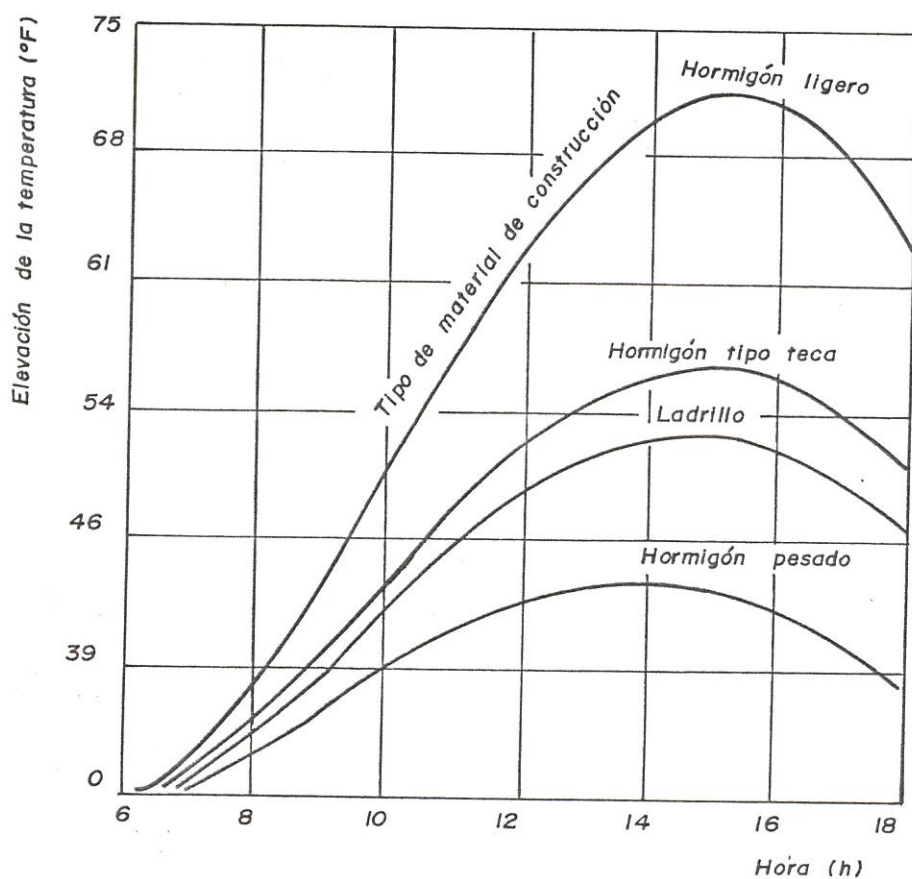


FIG. No. 4.1

CURSOS TEMPORALES DE LA TEMPERATURA DEL
AIRE DE UN LOCAL EN UN EDIFICIO

4.1.1 SISTEMA DE INTEGRACION

El uso de armadura, alma de viga, vigas dobles, y otros miembros estructural los cuales responden a los esfuerzos requeridos, mientras que las técnicas de fabricación simple, pueden resultar en conservación de energía en el diseño estructural. Es sin embargo, importante considerar el diseño estructural, sistema mecánico y eléctricos juntos; el ahorro en materiales en un sistema frecuentemente requiere exceso de materiales en el segundo. La reducción neta en materiales puede ser tomada en consideración. Por ejemplo, la estructura puede efectuar el tipo, complejidad y uso de energía en los sistemas de distribución los cuales requieren energía para el aire y el flujo de fluido son afectados y, a menor extensión, la localización de los equipos de estación central es influenciada.

4.1.2 PERDIDAS DE CALOR A TRAVES DE ESTRUCTURAS

Las pérdidas de calor depende de la diferencia de temperatura entre el local acondicionado y

el exterior o los locales contiguos, así como de la construcción en sí del edificio y se deben a la transmisión del calor a través de paredes, suelos, techos, puertas y ventanas.

Columnas estructurales y vigas enjutas son frecuentemente incluida como elementos de la pared exterior. En esta situación, ellas pueden actuar como el calor transferido entre espacios interiores y el exterior.

Para el cálculo de las pérdidas o ganancias de calor por transmisión a través de paredes, techos, etc. Requiere el conocimiento detallado del sistema de construcción y de los materiales empleados en el edificio.

El hormigón es un mal aislante térmico y las paredes tienen que revestirse con capa de aislante térmico exterior o interiormente. La duración e impermeabilidad son excelentes y se emplea, pues, en construcciones que exigen gran impermeabilidad. Las partes expuestas al aire exterior y los locales fríos necesitan cierto grado de aislamiento térmico.

El aislamiento se consigue normalmente mediante varias capas aislantes en paredes, suelos y techos. Hay placas aislantes del calor de las más variadas formas y materiales, para que no las dañe la humedad, se colocan en el interior de las paredes. La acción de la mayoría de los aislantes se basa en aislar el aire encerrado.

Ahora, la pérdida de calor a través de construcciones exteriores (paredes y techos) es normalmente calculada al tiempo de flujo de calor más grande.

Esto ocurre temprano en la mañana después de pocas horas en que la temperatura exterior es muy baja. Y se aproxima a las condiciones de flujo de calor de estado estable, y para todos los propósitos prácticos puede ser asumido como tal.

4.2 TECHOS

Todas las estructuras pueden absorber y retener calor. Como ya se ha dicho, el calor puede tardar un

cierto tiempo en llegar a la cara interna de las paredes o techo del espacio acondicionado.

Las condiciones de clima exterior y el sol produce una carga de enfriamiento o calentamiento a través de la cubierta del edificio, la carga depende:

- a) De las características térmicas de las paredes, techos, fenestración, piso y del interior del edificio, así como de la construcción.
- b) El manejo de fuerzas, las cuales son el resultado de diferencia entre las condiciones exteriores (incluyendo solar) y las condiciones interiores. Por ejemplo, el calor transferido a través del techo se muestra en la Fig. No. 4.2 es determinado por temperatura de la superficie de encima del techo y la superficie interior de el tumbado suspendido.

La temperatura de la superficie exterior depende de la radiación solar absorbida por la superficie, ya sea que el calor sea conducido por convección a (0) de el aire interior, de la cantidad de radiación de la superficie al cielo y alrededores y de la cantidad de calor conducido en la cons-

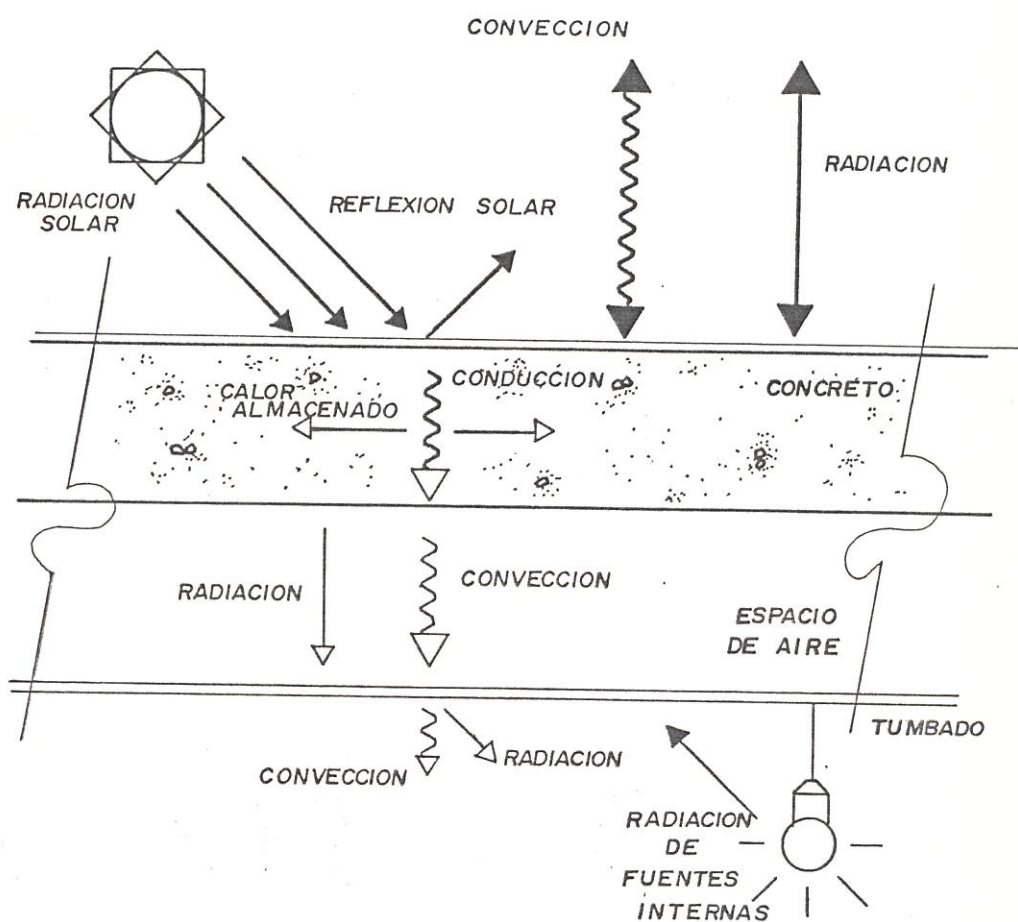


FIG. 4.2 TRANSFERENCIA DE CALOR A TRAVES DE UN TECHO TIPICO.

trucción del techo. Un análisis similar de la superficie interior muestra que la temperatura de la superficie depende de la cantidad de calor que fluye por conducción o convección de la construcción techo/tumbado, de la cantidad de calor convectivo interior, la radiación de la superficie al interior, la radiación de la superficie al interior cerrado y amueblado, y la cantidad de radiación de fuentes internas como luces.

El flujo de calor a través de la construcción del techo usualmente no será constante puesto que las condiciones exteriores, y frecuentemente del itinerario de las condiciones interiores, varía con el tiempo del día y día de la semana y año.

Por ejemplo con un incremento de la radiación solar y/o un incremento de la temperatura de aire exterior, la temperatura de superficie exterior incrementa. Después que la primera capa es calentada o enfriada, la próxima capa siente el efecto de el cambio de temperatura, y a través de pared o techo completo. La proporción a la cual el calor fluye a través de la estructura y el tiempo de retraso ante un cambio en el exterior afecta la superficie interior, y son funciones de las caracte-

rísticas térmicas de cada capa.

La resistencia al flujo de calor por unidad de área es proporcional al espesor de la capa dividida por la conductividad térmica. El calor acumulado por unidad de área es proporcional a la densidad y al espesor.

En la ciudad de Guayaquil se estima que la velocidad del viento es de alrededor de 6 millas/hr., para efectos de cálculo se asume 7.5 millas/hr. Se asume también para efectos de cálculo en estado de reposo el aire comprendido en el tumbado falso, ya que su velocidad es prácticamente nula. En el apéndice, tabla A.4 se muestran las resistencias térmicas y los valores de temperatura para techos expuestos al sol estos datos fueron obtenidos de la referencia 12.

4.2.1 TRANSMISION DE CALOR

La transmisión del calor entre el aire de ambos lados de una pared se verifica en tres formas distintas: Por convección, por conducción y por radiación.

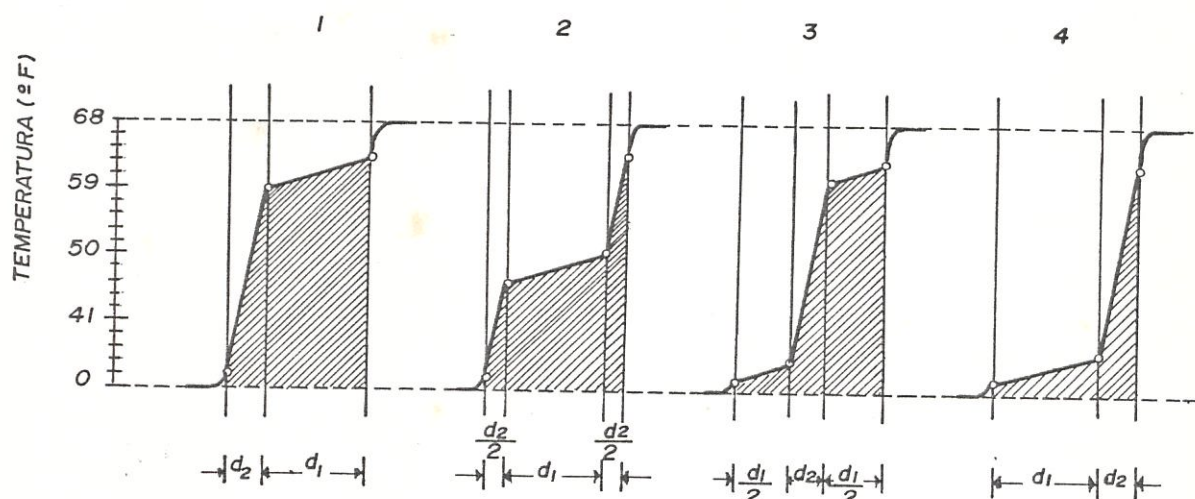
En el caso de una pared compuesta por dos

capas de material homogéneo separado de un espacio de aire, el calor será recibido por la superficie de mayor temperatura por radiación, convección y conducción, transmitirá luego por conducción a través de la primera etapa de material homogéneo; desde la superficie opuesta transmitirá por radiación, convección y conducción a través de la capa de aire; nuevamente por conducción dentro de la segunda capa de material homogéneo hasta alcanzar la superficie exterior de la pared compuesta, de la cual es cedida al aire por radiación y convección.

Una construcción con baja capacidad de acumulación de calor puede llevar, por ejemplo, a una alta carga de enfriamiento y ésta, a su vez, a alto número de renovaciones de aire. Las consecuencias de ello son gran demanda de espacio, así como elevados gastos de servicios para toda la instalación.

En la protección de calor de un edificio su aislamiento térmico juega un papel importante al considerar la capacidad acumulada de calor. Según sea la posición de la capa aislante, con

fluctuaciones de temperatura exterior puede llegar a obtener más o menos rápido la temperatura de la superficie interior de la pared. Eso significa que según se coloque el aislante térmico puede elevarse o disminuirse la masa acumulada de calor. Fig. No. 4.3



Capacidad acumuladora de calor Q

FIG. No. 4.3

CAPACIDAD ACUMULADORA DE CALOR EN 4

paredes de comparación con diferente posición de la capa aislante.

La figura muestra el transcurso de temperatura en cuatro paredes de comparación con distinta posición de la capa aislante y con la misma resistencia de transmisión de calor. En el caso 2, la capa aislante (plancha de construcción ligera) está montada por partes iguales a ambos lados de la capa acumuladora de calor (hormigón pesado). En los casos 1,3 y 4 esta capa aislante está colocada en la parte exterior, en el centro de la pared y en la parte interior. La pared que presenta mayor capacidad interior de acumulación de calor, resulta ser la pared (1) con la colocación de la capa aislante por fuera, la más baja, la pared (4) que tiene montada la capa aislante en su parte interior. Cuando más hacia dentro se monte la capa aislante, tanto menor será la capacidad de acumulación de calor.

Una instalación de climatización es, respecto a su carga de enfriamiento máxima, tanto más favorable, cuanto mayor sea la capacidad acumuladora de calor, de una pared exterior o

bien de una construcción de tejado. En este caso, las paredes exteriores por ejemplo son capaces de envolver el edificio a climatizar en un acumulador de frío correspondiente, cargado según las temperaturas del aire interior. Al subir fuertemente la temperatura del aire exterior, se obtiene una amortización de la incidencia de calor y con ello una reducción de la máxima de carga enfriamiento.

La transmisión de calor a través del techo puede ser reducida por una o más de los siguientes puntos:

- A) Aislamiento
- B) Superficie Reflectivas
- C) Techos Cubiertos
- D) Estanque de Techos
- E) Césped y Plantación
- F) Equipos y cuartos de equipos localizados en el techo ver Fig. No. 4.4.

G) Techos con ventilación entre espacio

Cuartos de equipos localizados en el techo reduce la ganancia de calor no deseada y las pérdidas de calor a través de la superficie del techo. Ellos también pueden permitir ductos y tuberías que pasen del primero a segundo piso del edificio, y además reduce la potencia requerida.

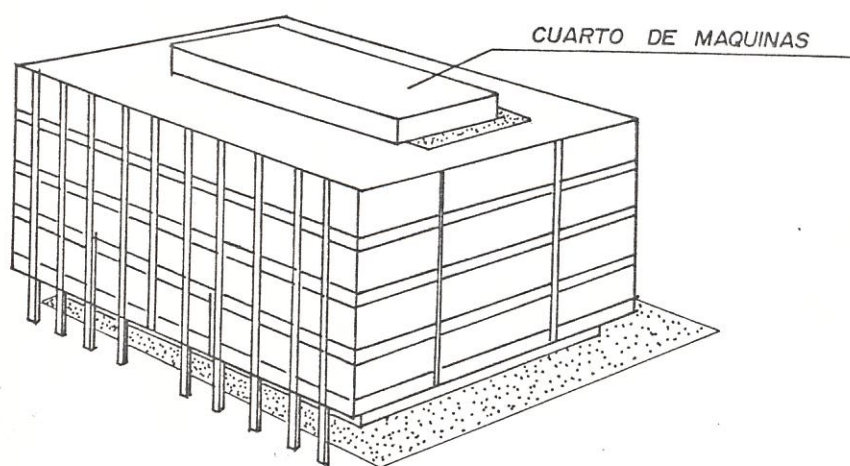


FIG. No. 4.4

CUARTOS DE EQUIPOS DEN EL TECHO

4.2.2 CONTROL SOLAR

Además de los tres ángulos básicos mencionados en el capítulo No. 2, como ángulos latitud, ángulo horario y declinación del sol, tienen utilidad otros ángulos en cálculos de radiación solar. Estos ángulos son ángulos del cenit, el ángulo de altitud y el ángulo de AZS. Para una superficie de una orientación particular, se puede definir el ángulo de incidencia, y el ángulo de azimuth sol-pared. Todos estos ángulos adicionales pueden ser expresados en función de los tres básicos.

Para un observador sobre la tierra, el sol parece moverse a través del cielo, siguiendo la trayectoria de un arco circular de horizonte a horizonte. La Fig. No. 4.5 ilustra esquemáticamente una trayectoria solar aparente y define los ángulos cenit al del sol, altitud y azimuth. La intensidad de la radiación solar sobre una superficie normal a los rayos del sol en el límite exterior de la atmósfera, y cuando la tierra está a su distancia media al sol, se conoce como Constante Solar (I_0).

La intensidad de radiación solar I_0 normal a los rayos del sol en el límite exterior de la atmósfera varía con la distancia tierra-sol. En el apéndice, tabla A.3 se indica la variación experimental de este factor representado por la letra A (constante solar aparente). Estudios científicos realizados han comprobado que una superficie sobre la tierra recibe energía solar en dos formas: Radiación directa y radiación difusa. La intensidad de la radiación directa IDN recibida por una superficie sobre la tierra es:

$$IDN = (CN) AC$$

Donde:

CN = Número de claridad, adimensional

A = Constante solar aparente, (Btu/hr.ft²)

B = Coeficiente de extinción atmosférico,
(masa de aire).

θ = Angulo de altitud del sol, grados.

El número de claridad es una índice que indica cuan despejado está el cielo. Un número de claridad igual a la unidad, indica que a una altitud del mar, existe un cielo claro con un contenido de polvo similar al de un sector rural. En sectores industriales, donde la atmósfera es muy enrarecida el número de claridad puede ser un 15% más bajo que la unidad. En este caso CN será igual 1.02.

El coeficiente de extinción es el inverso de la masa de aire relativa. La masa de aire relativa se la define como la razón de la longitud de la trayectoria de los rayos del sol a través de la atmósfera a la longitud más corta posible, es decir cuando el sol está en el cenit. En la tabla A.3 se ha producido de la referencia No. 12 donde se indica la variación experimental del coeficiente de extinción.

En el apéndice se han producido las tablas A.5 y A.6 tomadas de la referencia anterior, donde se hallan tabuladas las variaciones de la intensidad de radiación directa normal IDN para cada hora del día 21 de cada mes.

Por lo general, las superficies receptoras en la tierra nunca se encontrarán en una posición normal a los rayos del sol, se requiere por lo tanto, determinar la componente de la radiación directa normal que será perpendicular a la superficie dada.

Conociendo el ángulo de incidencia (i), tenemos que la radiación directa ID que recibirá la superficie, será:

$$ID = IDN \cos (i) \text{ Ec. 4.1}$$

El control solar más eficaz lo permiten los dispositivos de apantallamiento externo. Estos pueden ser diseñados si se conoce la posición del sol en relación a la cara del edificio, es decir, si se determina la geometría solar.

Los dispositivos de apantallamiento fijos son controles puramente negativos, es decir, excluyen el sol. Es posible utilizar dispositivos ajustables (celosías, parasoles), pero resultan más bien caros. No obstante, incluso los dispositivos fijos pueden ser diseñados de

forma que su rendimiento sea selectivo, es decir, que admitan sol cuando sea deseable y lo excluyan cuando pueda provocar un sobrecalentamiento.

También pueden utilizarse cristales especiales para el control solar. Los cristales termabsorbentes poseen propiedades de absorción selectiva, mientras que los cristales termorepelentes poseen una refractancia selectiva.

Estos cristales especiales reducirán la transmisión de calor radiante, pero una vez instalados actuarán de controles durante todo el tiempo, y no distinguen entre verano e invierno. Más adelante se hablará en forma detallada de los dispositivos de control solar.

También debemos tener presente:

- a) Donde techos inclinados son usados, la fachada de ellos al sur para grandes ganancias de calor beneficia en tiempos de invierno, para áreas con una estación de calentamiento largos.

- b) Para incrementar la ganancia de calor solar debido a la radiación solar en techos y paredes, el uso de acabados de color oscuro tienen una alta absorptividad y evita sombras.
- c) Para minimizar la ganancia de calor en verano debido a la radiación para áreas con una estación de enfriamiento largo, acabados de techo con superficie de color claro tienen una alta reflexión.

Entonces el comportamiento del edificio quedará determinado por los factores anteriormente comentados:

- Tamaño y dirección de las ventanas.
- Tipo de cristales y cualquier dispositivo de apantallamiento.
- El aislamiento térmico de los elementos envolventes.
- Capacidad térmica de la obra del edificio.

- Ventilación y su variabilidad.
- La posición relativa de aislamiento y capacidad.

Todos estos factores deben ser considerados en relación con el uso del edificio, el calor generado por la iluminación, las personas, etc.

4.2.3 TRAGALUCES

Si tragaluces son usados para iluminación natural, ellos pueden ser de vidrio doble o triple en áreas donde las pérdidas de calor es un factor significativo.

CAPITULO V

ELEMENTOS SOMBREADORES

5.1 PAREDES OPACAS

Las paredes opacas son todas las áreas expuestas de la cubierta de un edificio, la cual contiene espacios acondicionados, excepto aberturas por ventana, tragaluces, puertas y sistemas de servicios en edificios.

En la Fig. No. 5.1 vemos como la radiación incide sobre un cuerpo, la relación entre la energía absorbida, la energía reflejada y la energía transmitida es:

$$\mathcal{L} + \mathcal{J} + \tau = 1 \text{ Ec. 5.1}$$

donde \mathcal{L} = absorbencia o sea fracción de la radiación incidente absorbida por el cuerpo.

\mathcal{J} = reflexibilidad o sea la fracción de la radiación incidente reflejada por la superficie del cuerpo.

τ = transmisividad o sea la fracción de radia-

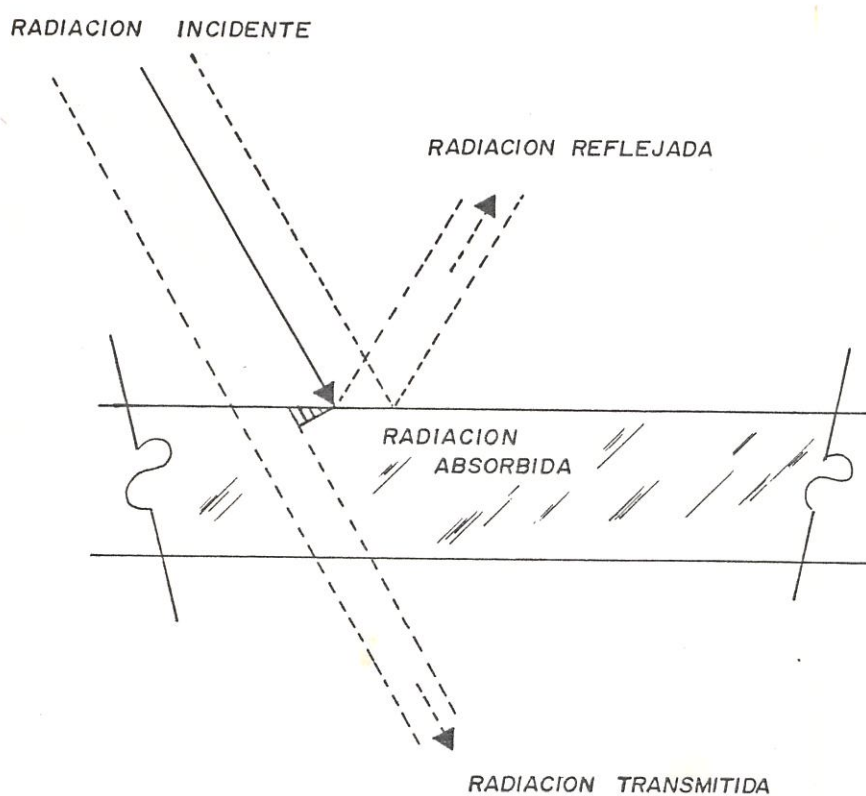


FIG. 5.1 REFLEXION, ABSORCION Y TRANSMISION DE LA RADIACION

ción incidente transmitida a través del cuerpo.

Las superficies que no transmiten radiación se las conoce como superficies opacas, la ecuación se reduce

$$\mathcal{L} + \rho = 1$$

El vidrio y otros cristales inorgánicos son ejemplos de excepciones entre los sólidos, porque a menos que sean muy gruesos, tienen un cierto grado de transparencia a la radiación de ciertas longitudes de onda.

La reflexión de la radiación puede ser regular o difusa. Si una superficie esta altamente pulida y lisa, la reflexión de la radiación será semejante a la de un haz de luz, es decir, el ángulo de incidencia será igual al ángulo de reflexión. A esta se le llama reflexión regular. Los materiales rugosos, debido a que sus superficies tienen asperezas, la reflexión de la radiación ocurre practicamente en todas las direcciones y a esta se la conoce como reflexión difusa. Una superficie de reflexión difusa puede definirse como aquella que refleja con la misma distribución de energía que cuerpos que absorben toda la radiación.

TABLA 5.1

EMISIVIDADES DE VARIAS SUPERFICIES

MATERIAL	LONGITUD DE ONDA Y TEMPERATURA PROMEDIO				
	9.3 μ 100°F	5.4 μ 500°F	3.6 μ 1000 °F	1.8 μ 2500 °F	.6 μ SOLAR
LADRILLO					
ROJO.....	.937
REFRACTARIO.....	.97	.75	
DE SILICE.....	.975	.084	
REFRACTARIO DE MAGNESITA	.94	
ESMALTE. BLANCO.....	.9				
MARMOL. BLANCO.....	.959347
PAPEL. BLANCO.....	.9582	.25	.28
YESO.....	.91				
TECHO DE TEJAMANIL.....	.93				
ACERO ESMALTADO. BLANCO..67	.66
PINTURAS					
LACA ALUMINADA.....	.65	.65			
PINTURAS LECHOSAS.....	.95	.88	.7	.42	.35
LACA. NEGRA.....	.96	.98			
PINTURA DE NEGRO DE HUMO	.96	.9797	.97
PINTURA ROJA.....	.9674
PINTURA AMARILLA.....	.9553
PINTURAS DE ACEITE.....	.94	.9			
OXIDO DE ZINC. BLANCO..	.959118
OTROS					
HIELO.....	.97				
AGUA.....	.96				
CARBON					
T-C..0.9% CENIZAS.....	.82	.8	.79		
FILAMENTO.....	.7253	
MADERA.....	.93				
VIDRIO.....	.9	BAJO

Las magnitudes relativas de \mathcal{L} , ρ , y τ dependen no únicamente del material, de su espesor y del acabado de su superficie, sino también de la longitud de onda de la radiación. Y para diferentes materiales podemos ver la tabla 5.1

5.1.1 FUNCION DE PARED

Generalmente, la función de las paredes son:

- a. Retardar el flujo que entra y sale.
- b. Controlar el paso del aire que entra y sale.
- c. Admite las diferencias térmicas con mínimo daño o deterioración.
- d. Protege la estructura y otros elementos del edificio de elementos externos y transfiere cargas de vientos dentro de la estructura.
- e. Permite escape de variaciones de presión de aire internas (interior de la pared mismo) debido a cambios de temperatura y cambios

de presión de aire atmosférico sin perjuicio.

- f. Controlar la condensación de la humedad dentro de la pared o sobre su superficie.

5.1.2 MASA DE PARED

Masas grandes de una alta inercia térmica la cual modifica el efecto del valor "U" en la transmisión de calor por aumento de la escala de tiempo. Por ejemplo, una pared de inercia térmica alta, sometida a radiación solar por una hora, absorberá el calor en la superficie exterior, pero transferido al interior a través de un período de tiempo como de 6 horas. A la inversa, una pared teniendo el mismo valor "U" pero inercia térmica baja, transferirá el calor más rápidamente, tal vez en dos horas.

El valor de regulación del período de tiempo de retraso puede tomar en cuenta todos los factores, incluyendo las condiciones climáticas general, modos de ocupancia, etc.

En áreas sometidas a largos inviernos fríos o largos veranos calurosos, con temperaturas pico extrema y larga inercia térmica tienen una prioridad elevada para conservación de energía. Construcciones pesadas (arriba de 100 lbs/ft²) pueden ser muy efectiva en la reducción de consumo de energía. La prioridad puede ser baja en áreas sometidas a inviernos ligeros y veranos con pequeños balances diarios.

Donde las variaciones del día son grades (páramos, climas nortefños), masas grandes es más importante.

5.1.3 VALOR DEL COEFICIENTE DE TRANSMISION "U" DE PARED

Generalmente los valores del coeficiente de transmisión "U" más bajo (pequeño numericamente, los cuales indican una elevada resistencia a la transferencia de calor) son más eficiente en la reducción de consumo de energía. Además, la selección del aislamiento da un valor al coeficiente de transmisión "U" para paredes opacas de 0.06, cuando la temperatura

de diseño exterior son menores que 10°F , A 0.15 cuando las condiciones de diseño exterior están arriba de los 40°F .

En el apéndice tabla A.4 se muestran las resistencias térmicas, en base de la cual se calcula el coeficiente.

Paredes gruesas ofrecen más resistencias al flujo de calor que las delgadas, ellas son aconsejables para mantener diferencias de temperatura grande entre sus lados. Si la pared de concreto, ver Fig. No. 5.2a fuere de espesor como de la Fig. No. 5.2b, su valor U puede ser 0.35 en lugar de 0.54. La diferencia entre las dos caras puede entonces ser 8.6 grados en lugar de 5.2 grados.

La temperatura de la superficie del yeso de la pared de concreto de 18 pulgadas es 3.2 grados más alto que el aire del cuarto. La transferencia de calor a través de la película de aire de esta pared es menor a través de la película de 6 pulgadas de la pared de concreto. Esto es porque la cara del yeso de la

pared de 6 pulgadas es 4.9 más alto que la temperatura del aire del cuarto.

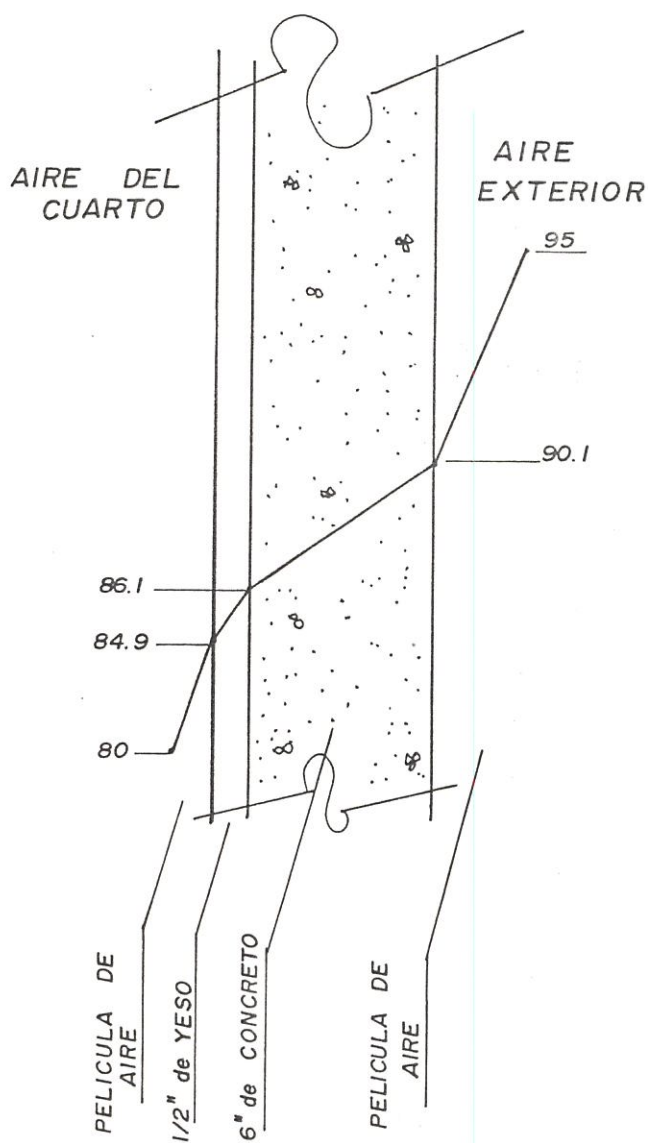


FIG. No. 5.2a

PARED DE CONCRETO DE 6" DE ESPESOR

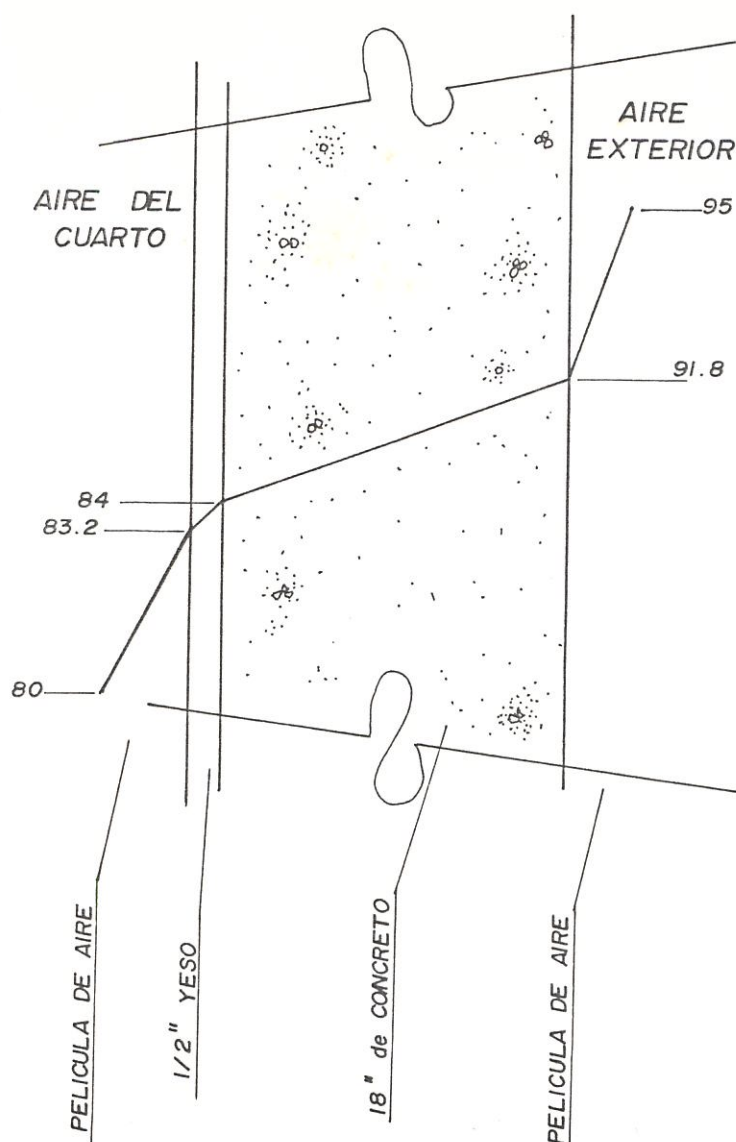


FIG. No. 5.2b

PARED DE CONCRETO DE 18" DE ESPESOR

5.1.4 PARED DE PELICULA DE AIRE

La textura de paredes o endiduras pueden sombrear y mantener una película de aire tranquilo en la superficie del edificio reduciendo las pérdidas o ganancia.

En la Fig. No.5.3 vemos que cada lado de la pared compuesta hay un fluido, en el lado caliente de la pared, el fluido esta más caliente que la superficie a cierta temperatura $t_1 > t_a$. En el lado frío, el fluido está más frío que la superficie $t_2 < t_d$. Por lo tanto, a través de las películas delgadas de los fluidos adyacentes a las superficies, hay caídas de temperatura $t_1 - t_a$ y $t_d - t_2$. El gasto o flujo unitario de calor a través de estas películas se llama coeficiente de película y se representa por h , cuyas unidades son $\text{BTU/hr.ft}^2.\text{°F}$. De la definición de h , vemos que el calor que pasa a través de las películas de la Fig. 5.3 es:

$$Q = h_1.A (t_1 - t_a) \text{ Ec. 5.2 } \quad y$$

$$Q = h_2.A (t_d - t_2) \text{ Ec. 5.3}$$

La protección contra el viento puede ser provehida por el uso de aletas o cavidades sobre superficies expuestas teniendo un valor "U" más grande que 0.50. Ver Fig. No. 5.4

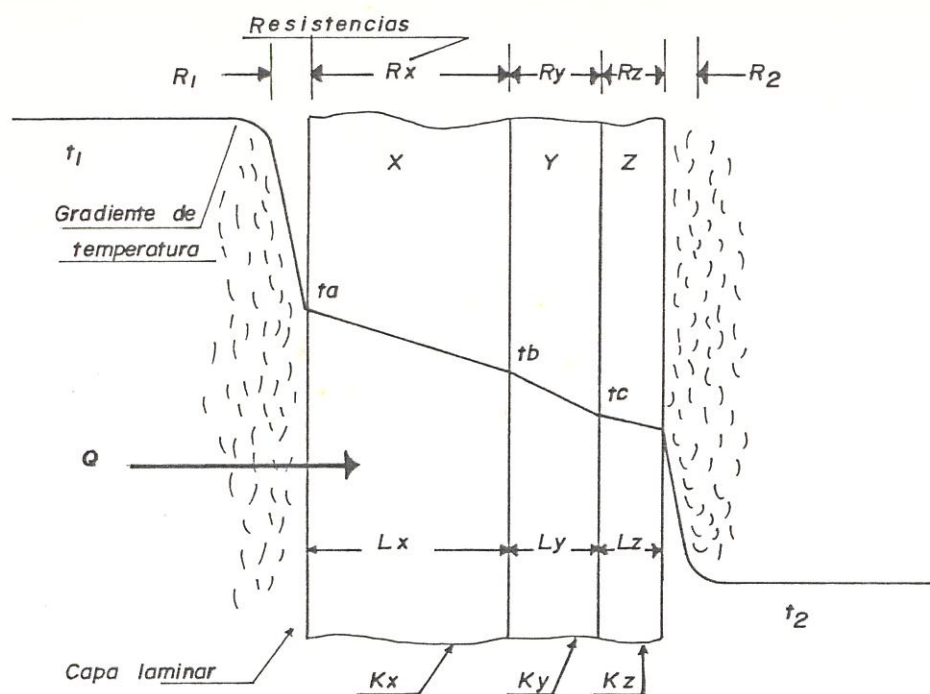


FIG. No. 5.3

PARED DE PELICULA DE AIRE

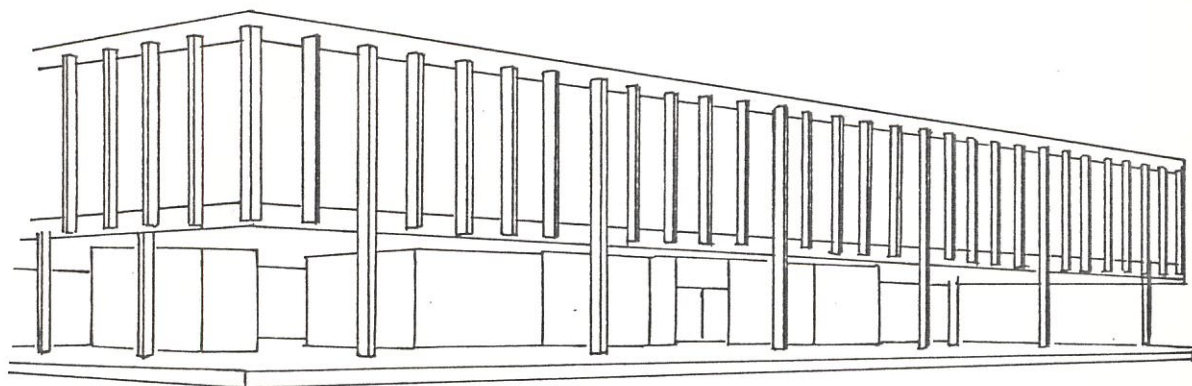


FIG. No. 5.4

ALETAS QUE PREVIENEN LA DISIPACION DE
VIENTOS DE FRAZADAS CALUROSAS DE AIRE
LA CUAL CUBRE LAS VENTANAS

5.1.5 AISLAMIENTO TERMICO

La localización de el aislamiento en una sección de la pared puede afectar el consumo de energía, pero no usualmente el alcance de el valor tèrmico de el aislamiento. Estudios muestran que la mejor localización es del lado exterior de la masa de el edificio, haciendo posible para las masa de el edificio, actuar como dispositivo tèrmico y además humedece los efectos de las variaciones del clima diario y ciclos de temperatura interior ocupado o desocupado.

La localización del aislamiento en la pared exterior es más importante en construcciones pesadas (arriba de las 100 lbs/ft² o más), que para paredes de cortina de masas baja (25 lbs/ft² o menos). Ver Fig. No. 4.3.

Si es posible, el aislamiento puede ser localizado en el exterior de la estructura misma reduciendo el escape de aire a través de construcciones en las juntas y reduce las pérdidas de calor por eliminación del efecto

de puntales térmicos a través de las paredes de concreto o acero.

El aislamiento puede ser protegido de la humedad de ambos lados exterior e interior. Este valor del aislamiento disminuye grandemente cuando está húmedo o está fresco.

Hay que considerar el uso del tipo de aislamiento cual puede ser más eficiente aplicado a optimizar la resistencia térmica de la pared o techo; por ejemplo, algunos tipos de aislamiento son difíciles instalar sin vacío o reducción.

El aislamiento y el doble vidrio pueden hacer importantes contribuciones en la conservación de energía en el consumo de energía para sistemas de calentamiento y aire acondicionado.

5.1.6 BARRERAS DE VAPOR

La barrera de vapor es una capa impermeable que se utiliza para prevenir que la humedad

viaje a un punto donde pueda condensarse debido a la baja temperatura.

Es recomendable que una barrera de vapor sea fijada en la superficie interior de la pared exterior de suficiente impermeabilidad para prevenir de esa manera la condensación.

Estos elementos son indispensables en toda instalación donde se utilice aislamiento térmico pues, el propósito de esto es impedir la penetración de humedad en el aislamiento y evitar que así disminuya su eficiencia.

Los materiales usados como barreras de vapor han sido las emulsiones bituminosas, como el asfalto y la brèa.

Actualmente se siguen usando emulsiones acuosas de bitumen al frío, o emulsiones de asfaltos, complejos de aluminio-polietileno y complejos de aluminio-bitumen.

5.1.7 COLOR DE PARED

La cantidad y duración de la radiación solar

puede afectar el uso de color para paredes exteriores.

En superficies de pared exterior, colores claro disminuyen y colores oscuros incrementan la ganancia de calor solar. En la mayoría de los casos, paredes norte de color oscuro y una pared este y oeste de color claro será de mayor conservación de energía. En climas calurosos todas las paredes (y techos) de color claro y alta reflectividad son mejor. El color de la pared tiene un efecto relativamente pequeño en el consumo de energía cuando es usado en la pared exterior o bajos valores de "U" y elevada masa térmica.

En si, las pinturas claras reflejan los rayos solares.

5.2 PERDIDA DE ENERGIA A TRAVES DE PAREDES DE VIDRIO, VENTANAS Y PUERTAS

Ventanas, puertas y otras aberturas tienen un mayor efecto sobre la energía del edificio usada debido a la transmisión de calor, ganancia de radiación solar e infiltración de aire.

La transmisión de calor es mucho más grande a través del vidrio que a través de la mayoría de paredes opacas. El valor de "U" para paredes puede ser reducido a 0.06 o menos, pero vidrios sencillos tienen un valor "U" de alrededor 1.13, vidrios dobles de 0.58 a 0.69, y vidrios triples de 0.36 a 0.47.

Para reducir las pérdidas de calor de vidrios, paredes y ventanas, podemos considerar uno o más de los siguientes puntos:

- a) Usar mínima relación de área de vidrio, paredes y ventanas sobre áreas de paredes opacas.
- b) Usar vidriado doble o triple.
- c) Usar mínimo porcentaje de vidriado en paredes Sur.
- d) Alternar paredes este y oeste como paredes de vidrio y ventanas de fachada Norte.
- e) Permitir radiación del sol directa en ventanas de Marzo hasta Septiembre.
- f) Evitar ventanas de madera que forma un puente de transmisión térmica entre el interior y exterior.

- g) Usar persianas térmicas operable las cuales pueden disminuir el valor "U" a 0.1.

Para reducir la ganancia de calor a través de paredes de vidrios y ventanas, consideraremos los siguientes puntos:

- A) Use mínima relación de área de pared-ventana y pared de vidrio sobre área de pared opaca.
- B) Use vidriado doble o triple.
- C) Use vidriado doble con superficie reflectiva
- D) Use mínimo porcentaje de vidriado expuesto sobre la pared Norte.
- E) Ventanas sombreadas de sol directo de abril hasta octubre.

Vidrios reflecticos y de absorción de calor impide elevarse a 80% de la energía radiante, la cual es muy beneficioso para el enfriamiento en verano, pero resulta en una pérdida de calor beneficioso en invierno. La luz natural será pérdida también. Otra vez, los efectos del consumo de energía anual puede

ser considerado antes de una selección, esto es hecho para usar vidrios especiales.

5.2.1 TRANSMISION DE CALOR A TRAVES DE VIDRIO

La ganancia solar a través del vidrio puede ser expresada como sigue:

$$HG = (FD + fd + f') IDN(SF) + U (T_e - T_i) \text{ Ec. } 5.4$$

donde:

HG = Ganancia total por pie cuadrado de ventana BTU/hr.ft².

FD = Factor de radiación directa, en función del ángulo de altitud del sol y del ángulo de azimuth sol-pared; valores que se encuentran en la tabla A.3 del Apéndice.

fd = Correspondiente al factor de radiación difusa en función del ángulo de altitud del sol y del ángulo de azimuth sol-pa-

red, cuyos valores se encuentran en la tabla A.5 y A.6 del Apéndice.

f' = Factor de corrección para los días 21 de cada mes, cuyos valores se encuentran en la tabla A.7 del Apéndice.

IDN = Radiación directa incidente sobre la ventana, $\text{BTU}(\text{hr} \cdot ^\circ\text{F} \cdot \text{ft}^2)$.

SF = Factor sombreado de la ventana adimensional. En la tabla A.8 se encuentran tabulados los valores correspondientes al coeficiente de sombra e una ventana con sombreado interior por cortinas de diferentes clases, y sin sombreado interior.

U = Coeficiente global de transferencia de calor para el vidrio, $\text{BTU}/(\text{hr} \cdot ^\circ\text{F} \cdot \text{ft}^2)$. Ver tabla A.9.

T_e = Temperatura del ambiente exterior, $^\circ\text{F}$, ver tabla A.1.

T_i = Temperatura del interior del lugar acondicionado, $^\circ\text{F}$.

La ecuación 5.4 ha sido tomada de la referencia n.12, pero se tomarón las siguientes consideraciones.

1. Se asume que el 60% del calor que absorbe el vidrio es transmitido al cuarto y, que el 40% es transmitido al exterior.
2. Se desprecia la radiación de las superficies exteriores adyacentes a la ventana.
3. La radiación difusa también es reflejada, absorbida y transmitida por el vidrio; se asumirá que toda la radiación difusa incidente sobre la ventana es transmitida al interior del local acondicionado, contrarrestando de esta manera la radiación de las superficies exteriores adyacentes, que es despreciada.

Ahora el calor solar directo sobre la superficie de los vidrios puede reducirse utilizando tipos diferentes de vidrio o de construcciones de vidrio.

El vidrio ordinario está especificado como

vidrio de cristal de espesor sencillo. La ganancia de calor a través del vidrio ordinario depende de su localización sobre la superficie de la tierra (latitud), tiempo del día, tiempo el año, y la dirección de la fachada de la ventana.

La componente de radiación directa resulta en una ganancia de calor en el espacio acondicionado solo cuando la ventana está en dirección de los rayos del sol, mientras que la componente de radiación difusa resulta en ganancia de calor igual cuando la ventana no esta en la fachada que da al sol.

El vidrio ordinario absorbe una pequeña porción de el calor (5% a 6%) y refleja o transmite el resto. La cantidad reflejada o transmitida depende del ángulo de incidencia. El ángulo de incidencia es el ángulo entre la perpendicular a la superficie de la ventana y los rayos del sol, un ángulo bajo de incidencia, cerca 85% o 87% es transmitido y 8% o 9% es reflejado, como lo muestra la Fig. No. 5.5a.

Cómo el ángulo de incidencia incrementa, más

ganancia solar es reflejada y menos es transmitida como lo muestra la Fig. No. 5.5b. El total de la ganancia de calor al espacio acondicionar consiste en el calor transmitido más el 40% del calor que es absorbido en el vidrio.

Los vidrios, y vidrios menos ordinarios, absorben más calor solar y puede ser:

1. Por el espesor, ó
2. Porque puede ser tratados para absorber calor solar.

Estos tipos de vidrios especiales reducen el calor solar transmitido pero incrementa la cantidad de calor solar absorbido fluyendo en el espacio. Normalmente ellos reflejan ligeramente menos que los vidrios ordinarios porque parte de la reflexión tiene lugar en la superficie interior. Una porción del calor reflejado de la superficie interior es absorbido en el paso de regreso a través del vidrio, el efecto total, sin embargo, es reducir la ganancia de calor solar al espacio

acondicionado como lo muestra la Fig. No. 5.5c.

El factor de ganancia solar aunque 52% del calor absorbido por el vidrio comparado con el vidrio ordinario es $0.64R/0.88R = 0.728 = 0.73$. Este multiplicador es usado para determinar la ganancia de calor solar a través del 52% y de calor absorbido por el vidrio.

La efectividad de un dispositivo depende de su habilidad para mantener el calor solar del espacio acondicionado. Todos los dispositivos reflejan y absorben una mayor porción de ganancia solar, dejando una pequeña porción a ser transmitida. Los dispositivos exteriores excluyen todo el calor absorbido, al exterior. Los dispositivos interiores necesariamente disipan su calor absorbido dentro del espacio acondicionado y puede reflejar el calor solar a través del vidrio. Ver Fig. No.5.5d.

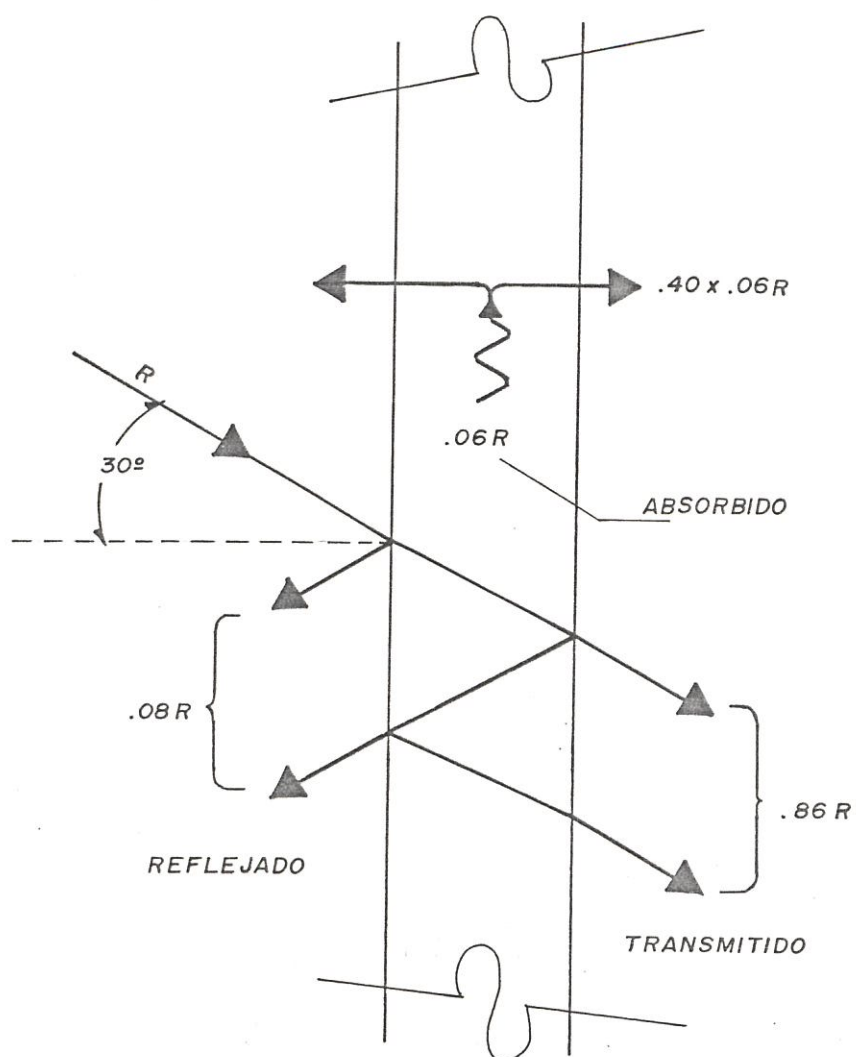


FIG. No. 5.5a

REACCION DEL CALOR SOLAR (R), VIDRIO
ORDINARIO, ANGULO DE INCIDENCIA 30°

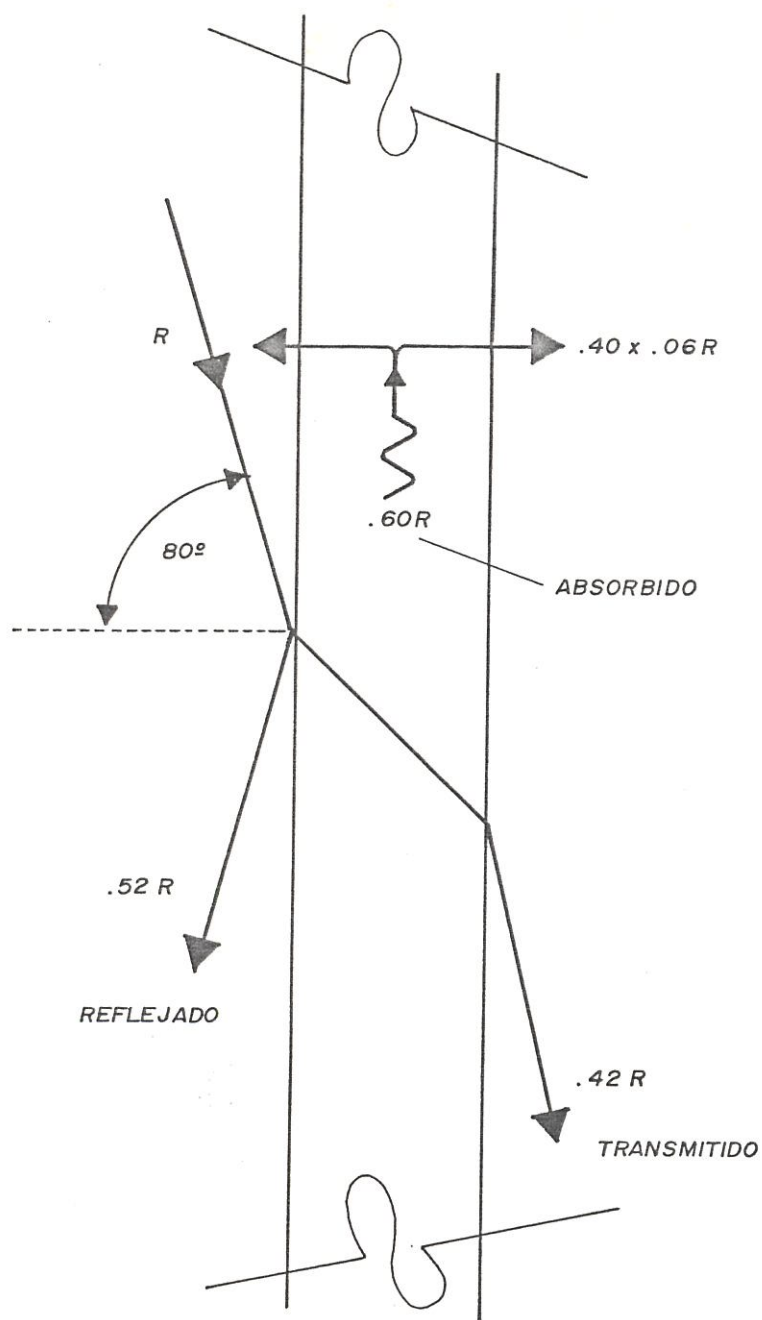


FIG. No. 5.5b

REACCION DEL CALOR SOLAR (R), VIDRIO
ORDINARIO, ANGULO DE INCIDENCIA 80°

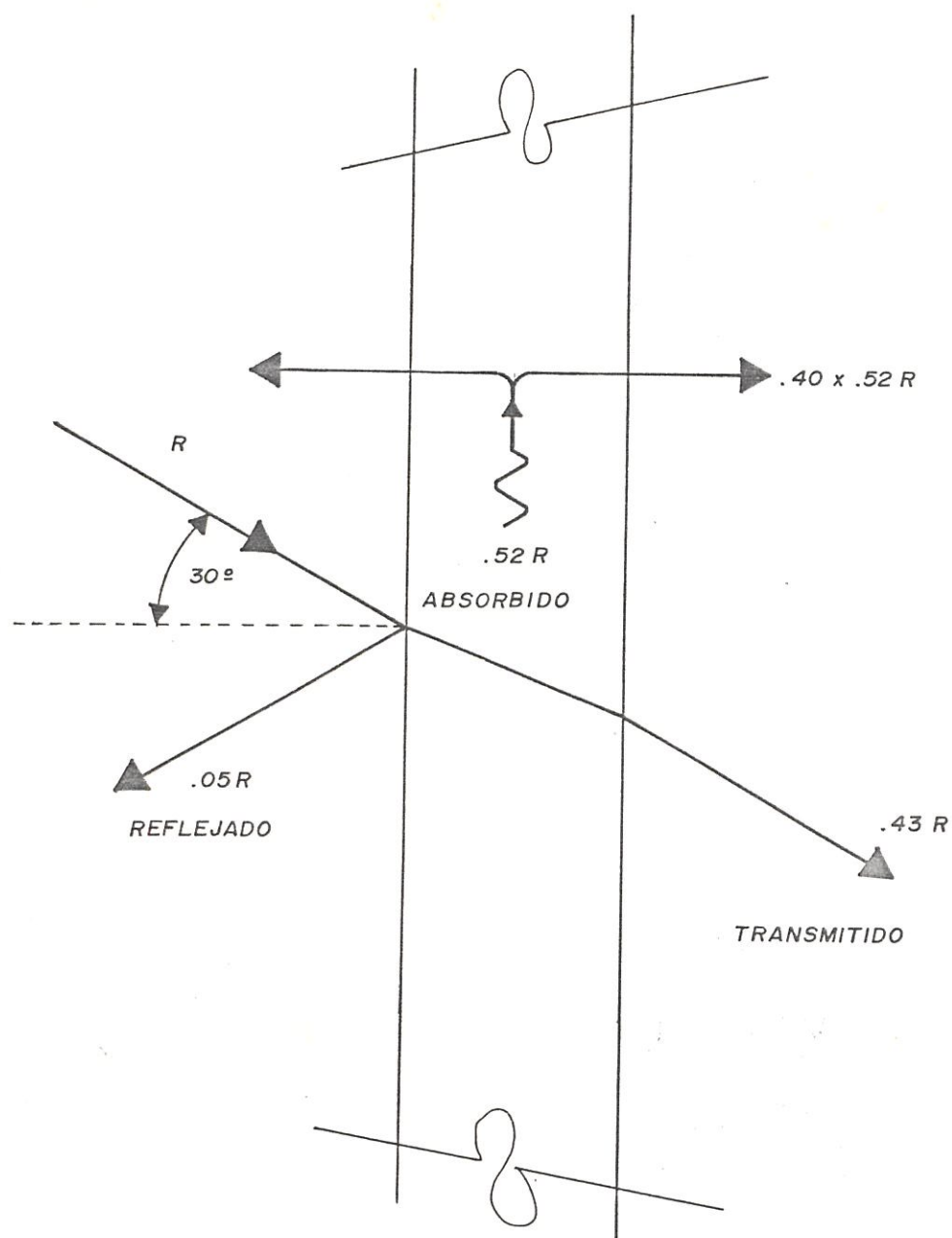


FIG. No. 5.5C

REACCION DEL CALOR SOLAR (R), 52% DE
 CALOR ABSORBIDO POR EL VIDRIO,
 ANGULO DE INCIDENCIA 30°

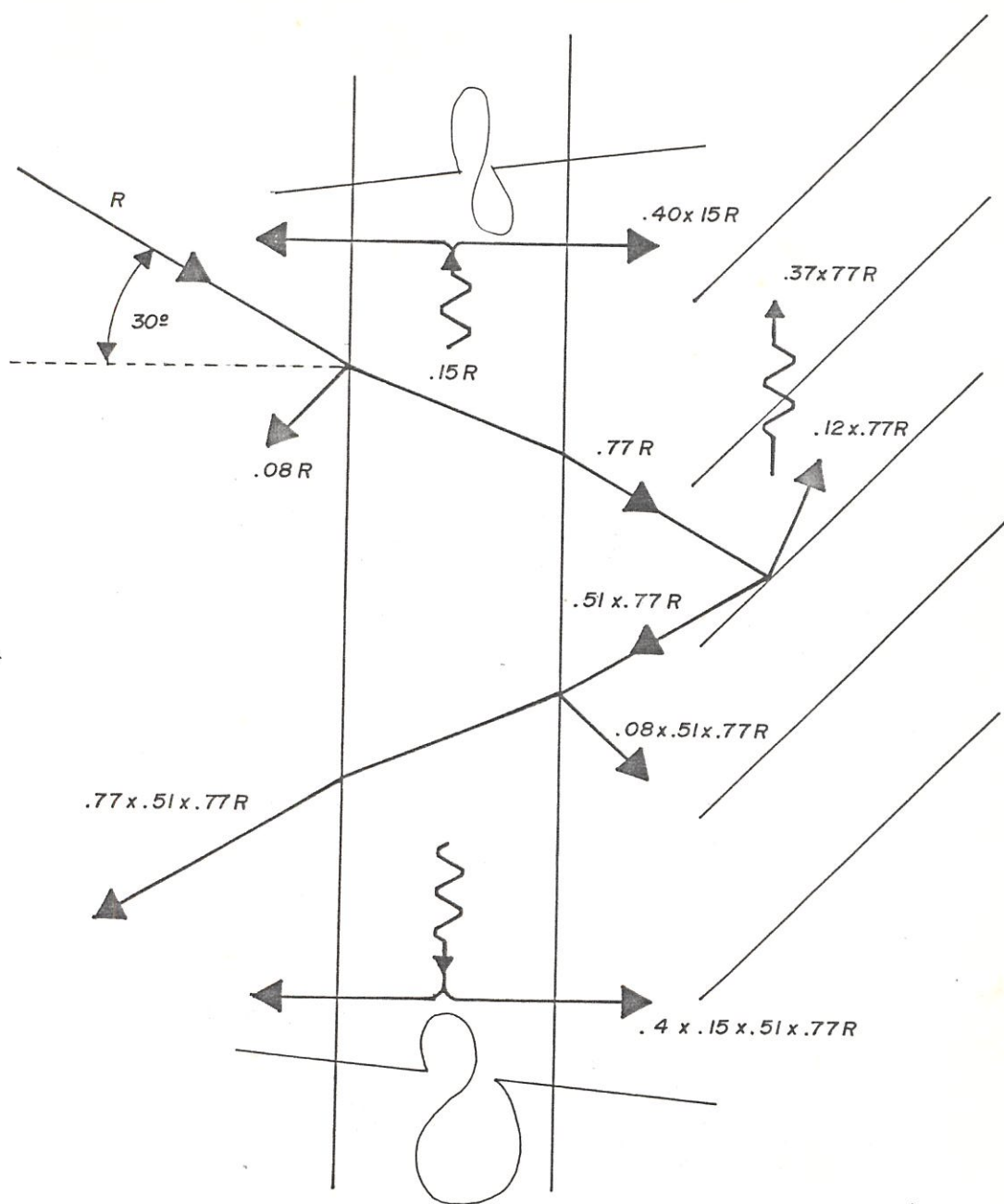


FIG. No. 5.5d

REACCION DEL CALOR SOLAR, PLACA DE
VIDRIO DE 1/4", CELOSIA DE VENECIANA
BLANCA, ANGULO DE INCIDENCIA 30°

5.2.2 CONTROL DE RADIACION SOLAR

Control solar, tal como dispositivos de sombreado interno o externo para áreas vidriada, pueden dirigir la radiación solar para llevar a cabo la máxima ventaja para conservación de energía. El alcance y tipo de control solar es dependiente de la intensidad y duración de la luz solar. La ganancia de calor debido a la transmisión y radiación puede variar entre dos edificios localizados en la misma latitud modificando grandemente las necesidades para calentamiento y enfriamiento.

El uso de dispositivos de sombreado solar reduce la ganancia de calor en el verano y más eficiente cuando está localizado en el exterior del edificio, y particularmente efectivos cuando son movibles.

El control solar es más efectivo cuando son diseñados específicamente para cada fachada, hasta el tiempo y duración de la radiación solar varía con la altitud y azimuth del sol. Sombreado horizontal es más efectivo en

exposiciones situadas al Norte, pero si la extensión no es más allá de lo suficiente de los filos de las ventanas, está permitirá impacto solar en ciertos tiempos del día. Ver Fig. No. 5.6

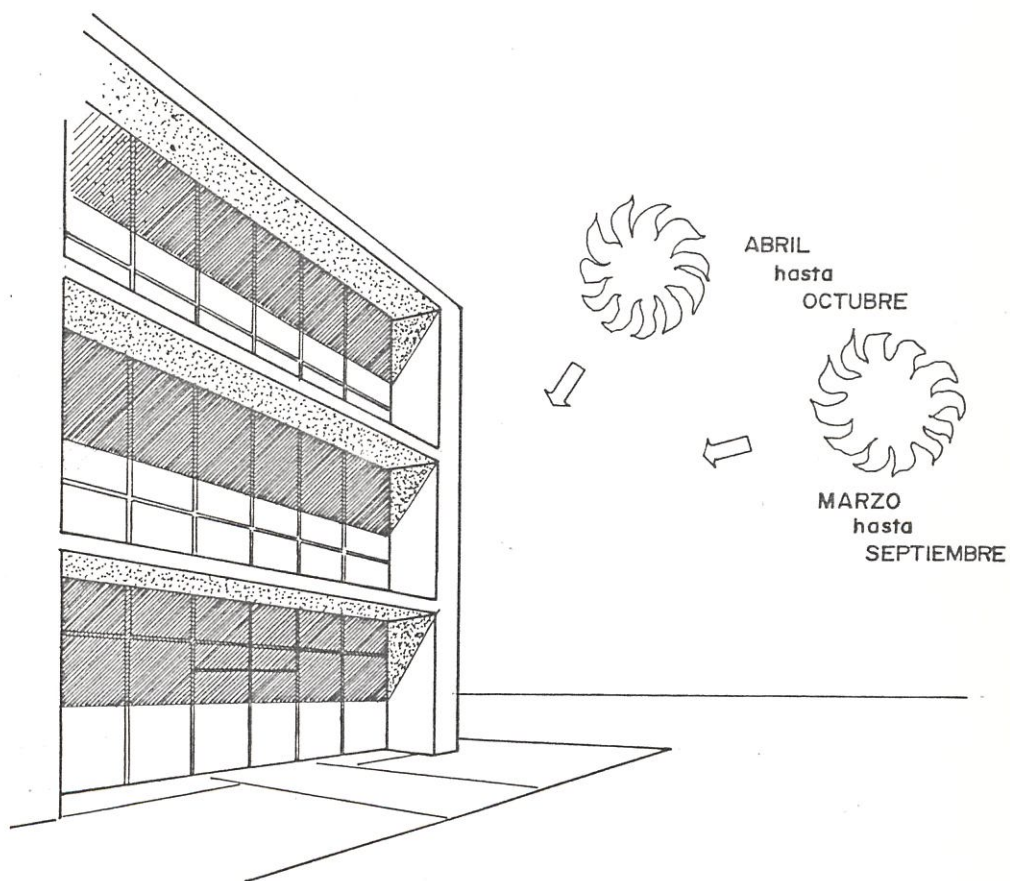


FIG. No. 5.6

FORMAS PARA MINIMIZAR EL IMPACTO SOLAR

En climas calurosos, los vidrios en la fachada Norte con salientes operables horizontales para control de verano es una manera efectiva para reducir la ganancia solar. En paredes Este y Oeste, una combinación de desviadores solar vertical y horizontal es requerido.

La configuración del edificio mismo puede ser ajustado para dar una buena protección solar. Ver Fig. No. 5.7a y 5.7b. Este puede, al mismo tiempo, proporcionar una mejor oportunidad para aumentar la forma del edificio que sin dispositivos empotrados o no empotrados son usados.

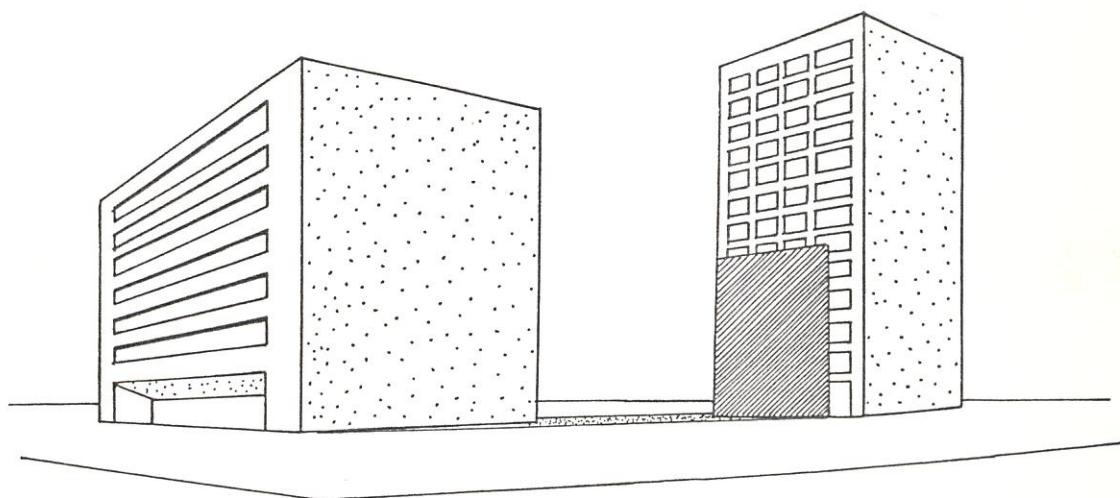


FIG. No. 5.7a

LA SOMBRA DE EDIFICIOS EXISTENTES

REDUCE LA GANANCIA SOLAR

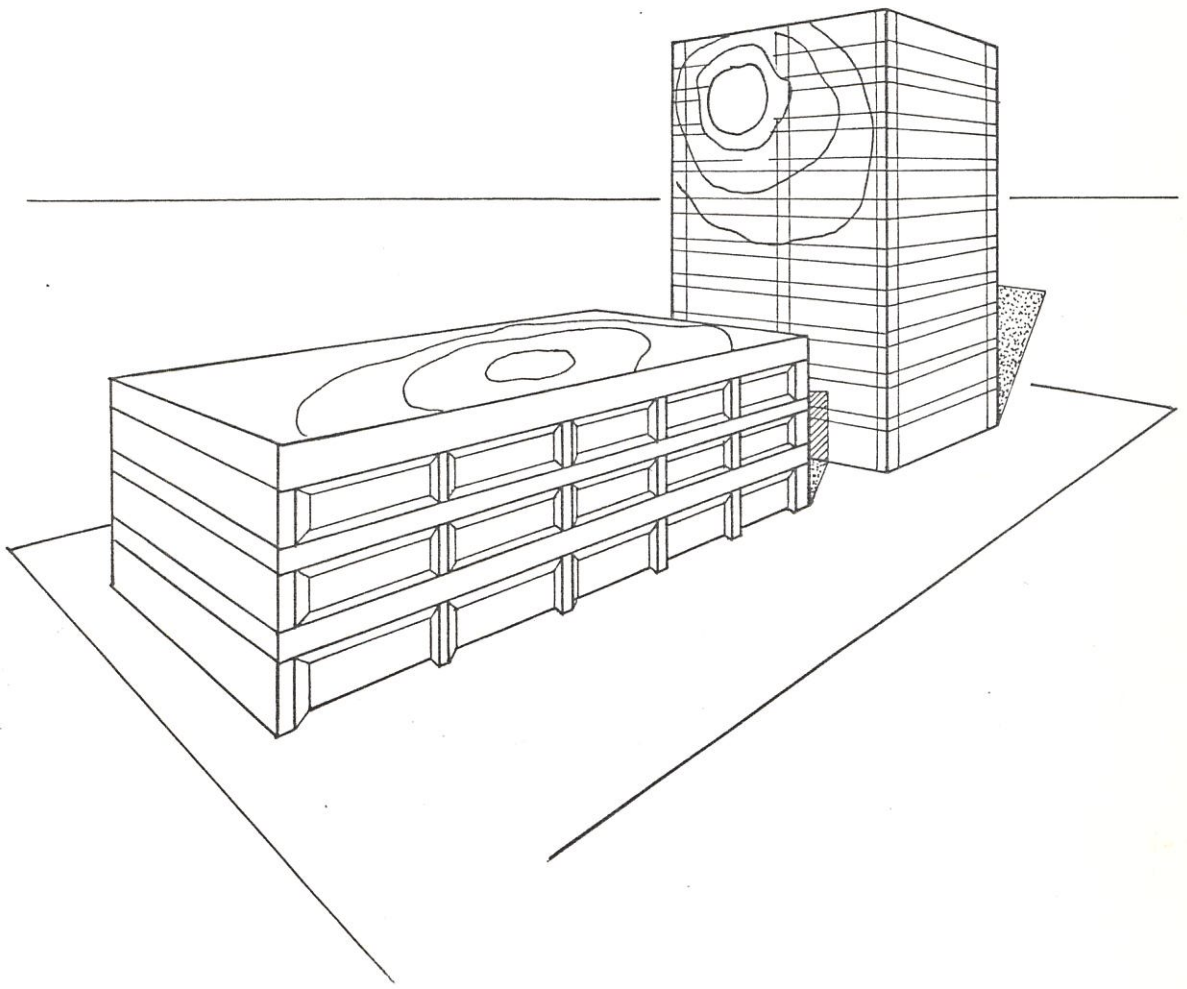


FIG. No. 5.7b

LA REFLEXION DE EDIFICIOS ADYACENTES
PUEDE INCREMENTAR LA GANANCIA SOLAR Y
CAMBIA SU ANGULO DE IMPACTO

Para poder escoger el tipo óptimo de protección solar debe conocerse siempre bien la ejecución de la ventana, ya que entran en escena acciones recíprocas entre el cristal y la protección solar. Usando por ejemplo persianas interiores, sería conveniente no emplear cristal de absorción, sino cristal normal, al objeto de no disminuir la permeabilidad a la luz de los cristales y con ello facilitar una reflexión plenamente eficaz de las persianas hacia afuera. Las persianas exteriores y pantallas regulables dan resultados excelentes con respecto a la baja permeabilidad de radiación solar, tal como lo indica la tabla No. 5.2

TABLA No. 5.2
PERMEABILIDAD DE LOS DISPOSITIVOS DE
PROTECCION SOLAR

Dispositivos de Protección solar	Permeabilidad de Radiación solar (%)
Persianas metálicas (clara):	
Completamente cerrada	10%
Cerrada a medias	14%
Completamente abierta	45%
Visera metálica 45	12*

* Referido a un acristalamiento doble. Ver
Fig. No. 5.8.

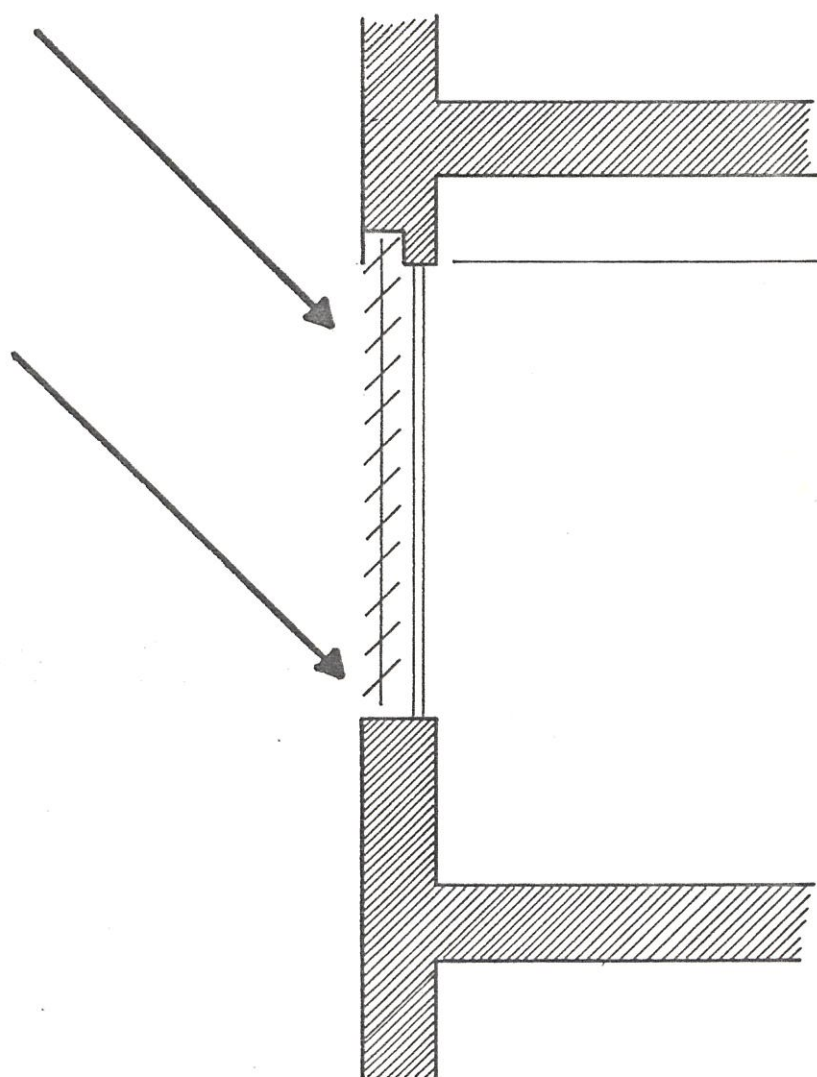


FIG. No. 5.8

ACRISTALAMIENTO DOBLE Y PERSIANAS
EXTERIORES

Su eficacia depende sin embargo fuertemente del ángulo de abertura de las lamas.

Para poder obtener también una suficiente iluminación de luz diurna en el local, el ángulo de abertura no debería elegirse mayor de 45° , es decir, la persiana podría abrirse máximo hasta la mitad.

Las persianas exteriores y las pantallas regulables son capaces de eliminar considerablemente, de un local, tanto la radiación solar directa como la difusa. Por otra parte tienen la ventaja de dejar en sombra las ventanas, manteniéndose con ello baja temperatura de su superficie. El calor absorbido puede descargarse directamente al ambiente.

La protección solar interior se considera en aquellos casos donde no es posible aplicar debidamente la protección solar exterior. Como por ejemplo debido a instalaciones de limpieza de cristales, molestias por el ruido debido a fuertes vientos, peligro de fuerte ensuciamiento y corrosión, etc. Ver Fig. No. 5.9.

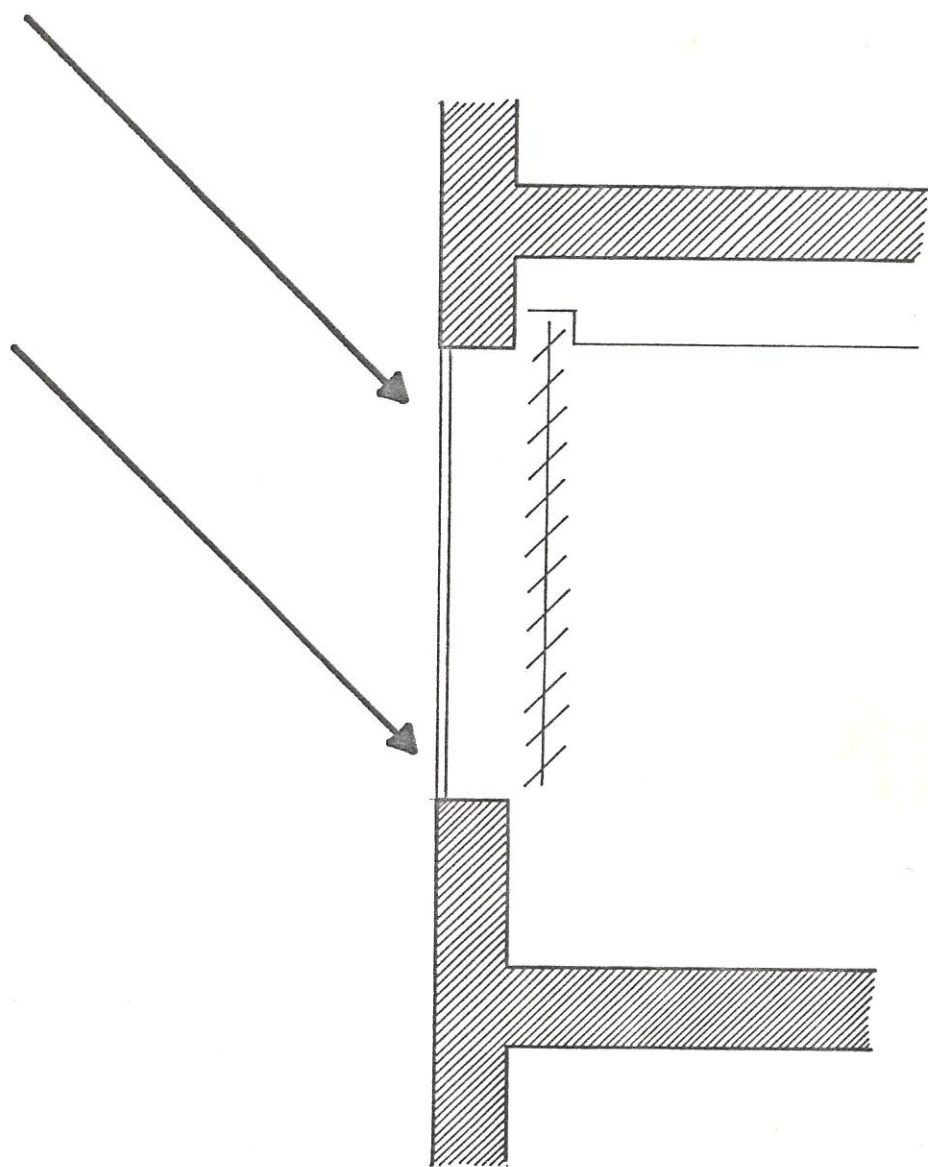


FIG. No. 5.9

PERSIANA INTERIOR

TABLA No. 5.3
PERMEABILIDAD DE PERSIANAS INTERIORES
Y CORTINAS CON RADIACION SOLAR

DISPOSITIVOS DE PROTECCION SOLAR		PERMEABILIDAD DE RADIACION SOLAR (%)
Persiana metálica (clara)	Completamente cerrada.	50
	Abierta a medias	62
	Completamente abierta.	78
Cortina	Tejido de ortiga (color natural):	
	Sin ventilación	46
	Con ventilación	32
	Tejido de poliester:	
	Claro	45
	Oscuro	52
Cortina	Laminilla de polivinil cloruro (PVC):	
	Claro	61

* Entre cortina y cristal.

La protección solar interior más usual es la persiana y las cortinas. Una comparación entre las tablas 5.2 y 5.3, muestran que la protección solar interior no es tan eficaz como la exterior. La transmisión de radiación solar resulta, por ejemplo con una persiana interior media abierta, del 62%, este valor resulta, bajo las mismas condiciones, con persianas exteriores, sólo del 14%.

La combinación de persiana interior en unión de cristales dobles reflectantes, dan una solución muy aceptable y actualmente se suele poner con bastante frecuencia. Ver Fig. No. 5.10.

A menudo no puede realizarse debido a razones económicas.

Debido a que tanto la radiación solar directa como la difusa retienen considerablemente, las cargas térmicas resultan bastante inferiores. La combinación más frecuente actualmente es la persiana interior en unión de cristales dobles.

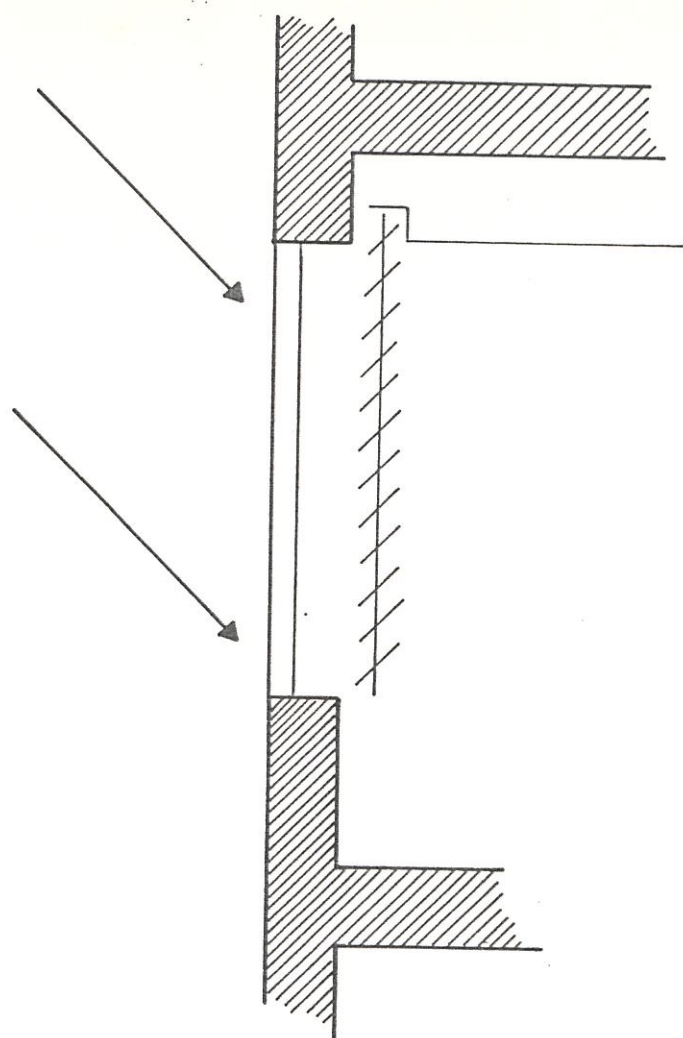


FIG. No. 5.10

CRISTAL DOBLE REFLECTANTE CON
PERSIANA INTERIOR

La comparación de la tabla 5.3 muestra, que con simples cortinas se obtienen mejores resultados que con persianas. Una cortina de fibra de ortiga en su color natural tiene un factor de transmisión del 46%, mientras que una persiana metálica completamente cerrada transmite ya el 50% de la radiación solar.

Por otra parte se puede comprobar que las cortinas de tejido tienen una transmisión sustancialmente más baja que las cortinas fabricadas con láminas sintéticas.

Los estudios demuestran, como los distintos sistemas de protección solar pueden tener influencia en la carga de enfriamiento que se presenten en el edificio. Teniendo en cuenta la ejecución de las ventanas. Ver Fig. No. 5.11.

Aquí en la figura puede comprobarse que bajo el punto de vista de eficacia, resultan para los sistemas de protección solar estudiados, las siguientes graduaciones cualitativas respecto a las instalaciones de ventilación.

1. Cristal doble y persiana exterior.
2. Cristal doble completamente en sombra debido a una protección solar fija.
3. Cristal doble reflectante y persiana interior.
4. Cristal doble y cortina de material sintético.

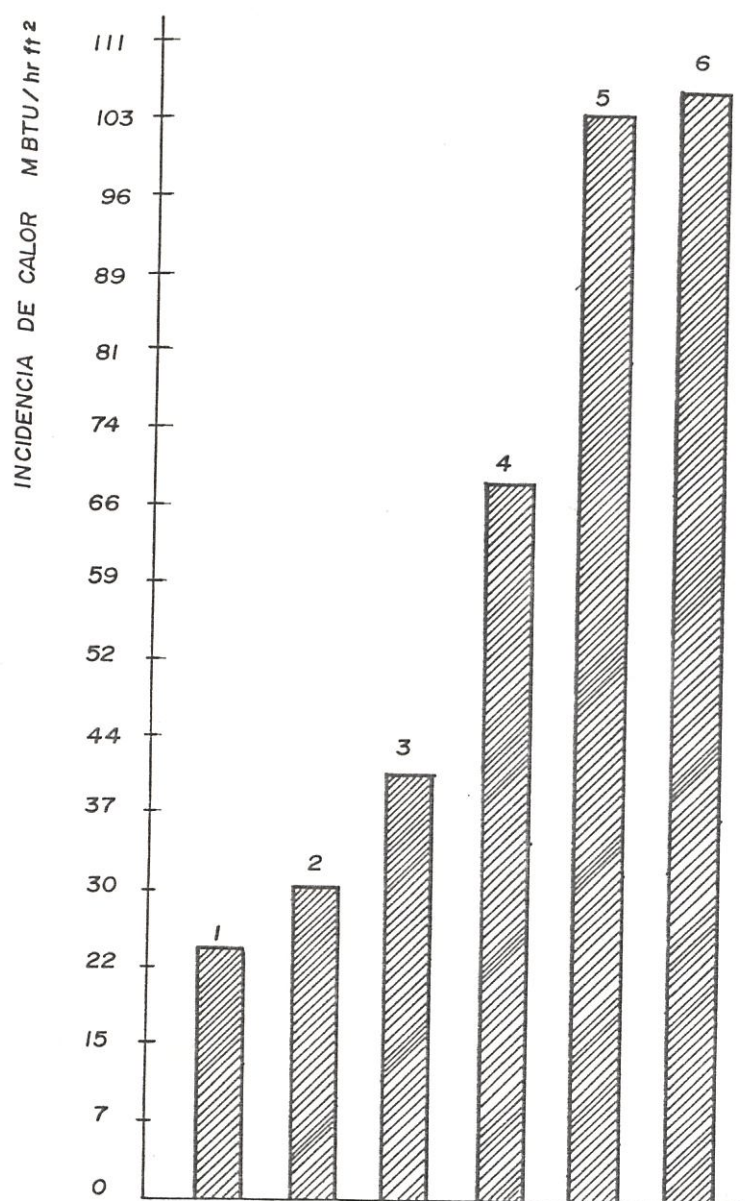


FIG. No. 5.11

CARGA DE ENFRIAMIENTO QUE SE HACE EFECTIVA
EN EL LOCAL CON DISTINTAS CONSTRUCCIONES DE VENTANA

5. Cristal doble de absorción térmica y

persiana interior.

6. Cristal doble y persiana interior.

Vidrios inclinados en un ángulo para afectar la cantidad de transmisión a través del vidrio puede también reducir las cargas de radiación solar.

El vidrio deja pasar en su mayor parte la radiación solar, el aire interior al cabo de 10 horas de radiación solar sobre las paredes exteriores, se calientan en un 1% de la energía recibida. Las cubiertas de gran vuelo, las marquesinas y las persianas exteriores constituyen las mejores protecciones contra el sol.

Con una temperatura de 77°F en el aire ambiente, la radiación solar puede hacer subir la temperatura superficial de paredes y cubiertas hasta 158° F, lo que ocasiona considerables tensiones de dilatación.

5.3 INFILTRACION

La infiltración es el paso de aire a través de

grietas, uniones, poros y aberturas en construcción de edificios. La cantidad de aire filtrado depende de la intensidad de la velocidad del viento y temperaturas, características de grietas, y la relación entre hendidura de lado expuesta al viento y la no expuesta al viento, etc. La infiltración puede estimarse por una parte sustancial de cargas de aire acondicionado y calefacción en un edificio. Para reducir la infiltración, se debe evitar grietas y uniones en la construcción del edificio.

Las ventanas permanentemente selladas, también reducen la infiltración la cual es importante en zonas de climas extrema.

En resumen, se reduce cantidades de infiltración por una o más de las siguientes medidas:

- a. Reducir la altura (piso a piso)
- b. Usar materiales de superficie exterior impermeable.
- c. Reducir la cantidad de grietas alrededor de puertas, ventanas, etc. a minimizar.
- d. Proporcionar a todas las puertas exteriores de

burletes.

- e. Donde ventanas operables son requeridas, proporcionales con sellos de juntas y picaportes.
- f. Localizar las entradas del edificio del lado del viento y proveer guarda brisas.
- g. Proporcionar todas las entradas con vestíbulos o puertas giratorias. Ver Fig. No. 5.12
- h. Sellar todos los pozos verticales.
- i. Ubicar los louvers de ventilación en el lado del viento del edificio y proporcionarle guarda brisa.
- j. Proveer acodado en puntos intermedios de pozos de elevadores y pozos de escaleras para edificios altos.

El agente responsable de la infiltración es la diferencia de presión entre el exterior y el interior acondicionado, causada por el viento y por la diferencia de temperatura o efecto de chimenea.



FIG. No. 5.12

PUERTAS GIRATORIAS O SALON DE ENTRADA CON
DOS PUERTAS SEGURAS REDUCE LA INFILTRACION

5.4 VENTANAS OPERABLES Y VENTILACION NATURAL

Las ventanas operables permiten el uso de la ventilación natural, pero a menos que estén equipadas apropiadamente con burlete, uniones y dispositivos de cerraduras ajustadas, puede aumentar las cargas de infiltración. La ventilación natural puede ser encantador cuando las condiciones exteriores son tal que el aire sea suficientemente limpio, suficientemente puro y suficientemente seco en época de verano a ser usado. Sinembargo la ventilación natural no puede penetrar profundamente a un edificio, además la configuración y plan puede estar sujeto al uso a seguir.

El número de horas en un año por el cual la ventilación natural puede ser efectivamente usada, puede ser analizada con respecto al posible aumento de infiltración, pérdida de calor y ganancia de calor por las horas que la ventilación natural no es útil. Ver Fig. No. 5.13

Hay que tener en cuenta que la ventilación incluye tres funciones diferentes:

a) Suministro de aire fresco.

b) Eliminación de calor a partir de un espacio por

intercambio de aire.

c) Refrigeración fisiológica.

La última de estas será importante en zonas tropicales, donde la refrigeración convectiva es insignificante, dado que el aire está casi a la misma temperatura que la piel. El movimiento del aire por la superficie del cuerpo acelerará la evaporación y así tendrá un efecto suficiente de refrigeración incluso si la temperatura del aire es algo más elevada que la temperatura de la piel. Con humedades medias, una velocidad del aire de 3.28 ft/s podría compensar aproximadamente 43°F de exceso de temperatura. Aquí las exigencias pueden especificarse en términos de velocidad de aire sobre la superficie del cuerpo, en lugar de un término volumétrico.

La primera de las funciones arriba expuestas se especifica en términos volumétricos y las exigencias son relativamente reducidas. Para eliminar CO₂ y otros contaminantes y suministrar oxígeno, las exigencias de cambio de aire pueden especificarse en términos de ft.cub/hr por persona. Si el número de ocupantes es desconocido, las exigencias se establecen en número de cambios de aire por hora. Esto

varía entre 1 y 3 en habitaciones normales, pero llega hasta 20 en el caso de cocinas comerciales.

En algunas ocasiones es necesario proveer aire para la supresión de olores, gases anastésicos u otras fuentes. La renovación de aire se realiza de acuerdo al número de personas, altura de tumbado, concentración de gases. En la tabla A.10 del Apéndice se dan los caudales necesarios para ventilación, dependiendo del tipo de aplicación.

Para el cálculo de calor que se introduce al sistema con el aire exterior de ventilación, se puede considerar la ecuación:

$$Q_{ae} = \{60 \text{ (CFM)} \cdot (H_1 - H_2)\} V_1 \quad \text{Ec. 5.5}$$

Donde:

60 = Factor de conversión de unidades min/hr.

CFM = Caudal de aire exterior de ventilación.

H1 = Entalpía del aire a las condiciones exteriores
BTU/lb.

H2 = Entalpía del aire a las condiciones interiores

Btu.lb.

V1 = Volúmen específico del aire a las condiciones exteriores. Ft cub./lb.

A las 3:00 p.m las condiciones del aire exterior son de 92°F del bulbo húmedo. Para encontrar la entalpía a estas condiciones se emplea las siguientes fórmulas:

$$W1 = WS * Hfg* - 0.240 (t1 - t*) / (Hg - Hf) \quad \text{Ec. 5.6}$$

$$U1 = W1 / Ws1 \quad \text{Ec. 5.7}$$

$$H1 = Ha1 + .Has1 \quad \text{Ec. 5.8}$$

$$V1 = Va1 + .Vas1 \quad \text{Ec. 5.9}$$

De la tabla A.11 de Apèndice se pueden evaluar las propiedades termodinámicas del aire húmedo.

5.4.1 LUZ DEL DIA

Una relación importante existe entre la luz natural y tamaño de la ventana. Ventanas largas proporcionan más iluminación natural

pero pierden calor tan pronto como la temperatura es más baja exteriormente.

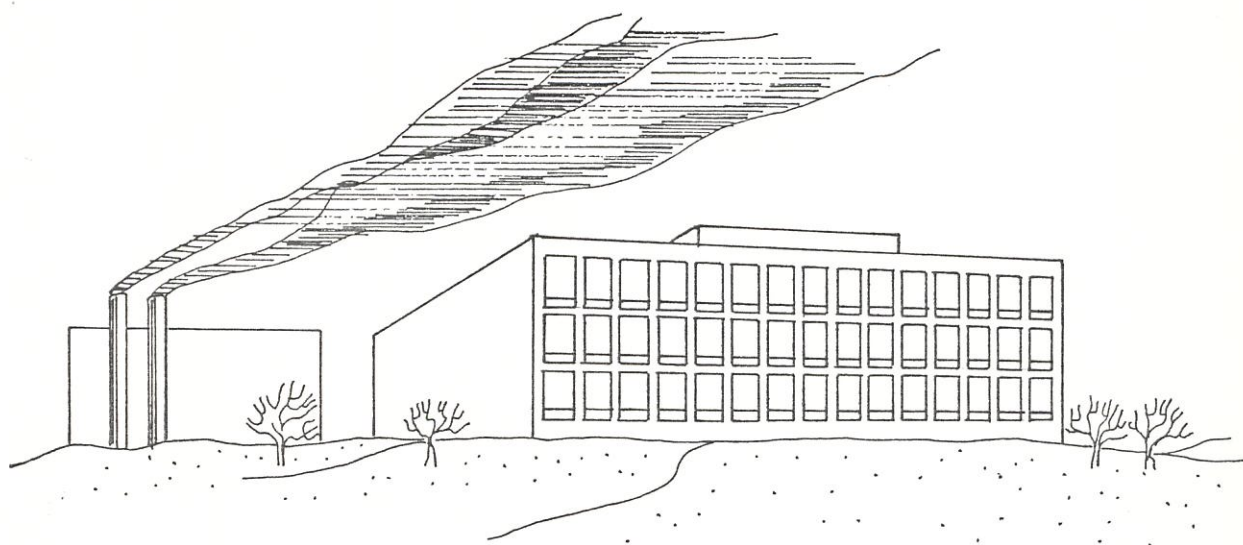


FIG. No. 5.13

LA VENTILACION NATURAL REQUIERE AIRE
LIMPIO, AIRE LIBRE DE CONTAMINACION

Si se usan ventanas para luz natural, la luz

es más efectiva si la ventana es sobresalida en altura en la pared. Si la altura de piso a techo es aumentada para, llevar a cabo esto, entonces la ganancia en luz natural puede ser probada con la disminución de vatiage por luces artificial y el incremento de energía requerido por el incremento en capas exterior del edificio.

Una barrera tèrmica instalada por encima de las ventanas en la noche y fin de semana reduce las pèrdidas o ganancias de calor cuando el edificio está desocupado. Considerablemente reducirá las necesidades mecánicas de enfriamiento y calentamiento anual, resultando en el funcionamiento de equipos de calentamiento y enfriamiento para períodos de tiempos cortos. Ver Fig. No. 5.14

En el hemisferio Norte, lejos del Sur un edificio situado en esta localidad, el más grande ahorro de energía potencial está en la utilización de la luz natural, mientras que la penetración directa de la luz del sol es controlada. El uso de barreras tèrmicas ampliará esta limitaciones geográficas.

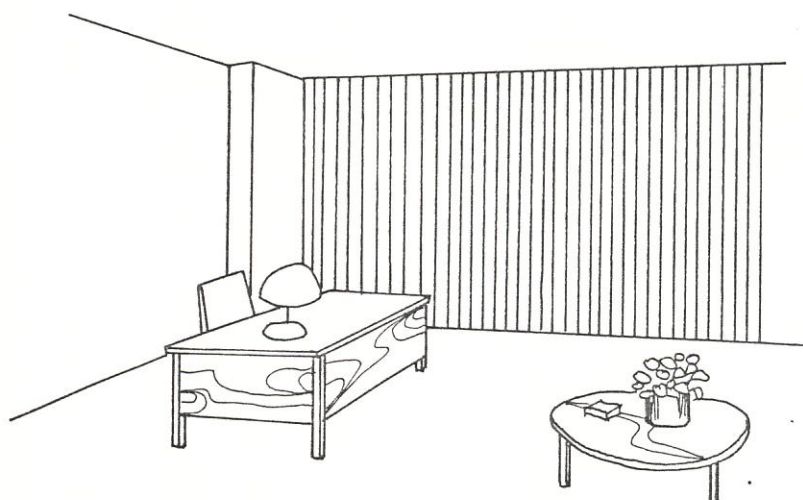
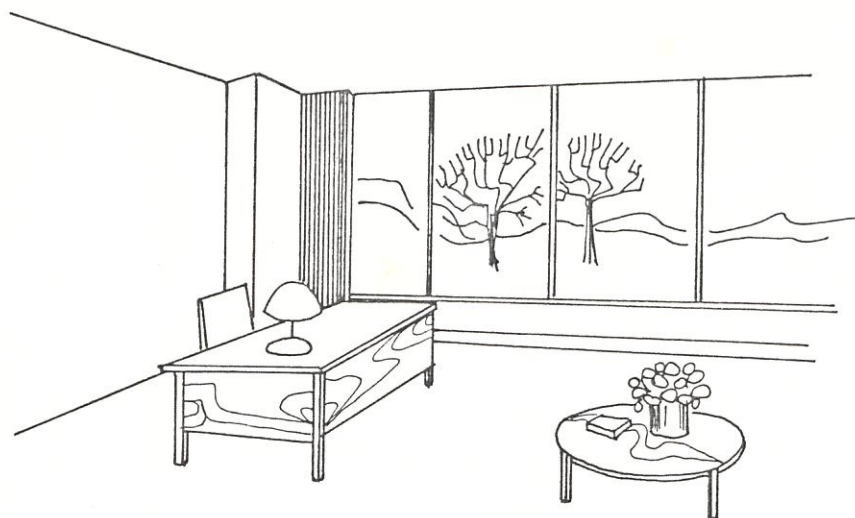


FIG. No. 5.14

BARRERAS TERMICAS TAL COMO CORTINAS
ABIERTAS CUANDO LA LUZ DEL DIA ES DE USO
BENEFICIOSO. CERRANDOSE POR LA NOCHE
CUANDO ESTA LUZ NO ES DE BENEFICIO

5.4.2 CANTIDAD Y TAMAÑO DE VENTANAS

Las ventanas están frecuentemente suministradas en excesos de alguna necesidad para luz natural, ventilación o vista de paisaje. Áreas de vidrios pueden causar incomodidad para personas quienes tienen que estar cerca de ellos, debido a la radiación de calor del sol.

La eliminación de todas las ventanas pueden excluir la luz natural y vista del paisaje, y pueden crear en cierto modo incompletamente comprendido como problemas fisiológicos. Menos ventanas en el edificio pueden, sin embargo, reducir los problemas de ganancia de calor solar en el verano, infiltración de aire y pérdidas de transmisión de calor. El porcentaje de vidrio en paredes opacas puede ser reducido si la forma de la ventana, localización en la pared, tipo de vidriado, y uso de dispositivos de sombra están diseñado con precaución y consideraciones del impacto combinado en uso de energía y uso necesario. Ver Fig. No.5.15.

La forma de una ventana puede ser importante. Y aún donde el área de la ventana es mantenida constante.

Reduciendo el área de una ventana nos reducirá la cantidad de luz natural que ésta permite, la forma y localización de ventanas depende del clima, localización geográfica y reflectividad del ambiente.

En algunas zonas climáticas, edificios con largas ganancias internas de calor causada por la función del edificio puede tener áreas largas de ventanas (menos aislamiento en paredes opacas) permiten disipación de calor al exterior. Sin embargo puede ser balanceado en comparación del consumo de energía anual debido a grandes pérdidas y ganancias de calor.

5.5 PISOS

El ahorro pequeño de energía es aparente en el aislamiento de la losa de un piso, excepto en climas frescos y fríos donde ASHRAE recomienda perímetros de

aislamiento debajo de la losa y adyacentes al grado de vigas.

Así como las paredes y techos, el área de superficie del piso, con menos lados expuestos al exterior, tienen un efecto en las cargas de calentamiento y enfriamiento del espacio cerrado. Las áreas de pisos grandes en proporción al perímetro de la capa exterior, tiene efecto más grande. Sinembargo, el efecto no es usualmente más grande que el techo, mientras no este expuesto al sol.

Donde el piso esta sobre un espacio sin calentamiento, tal como un paraje de estacionamiento, la temperatura del piso fluctúa con y puede aproximarse más a la temperatura exterior.

Para mantener el confort, el aislamiento usado con pisos sobre parajes de estacionamiento sin calentamiento están frecuentemente localizados en la superficie interior. Sinembargo, mientras en otras cubiertas exteriores, el aislamiento en la superficie exterior para conservación de energía es más efectivo.

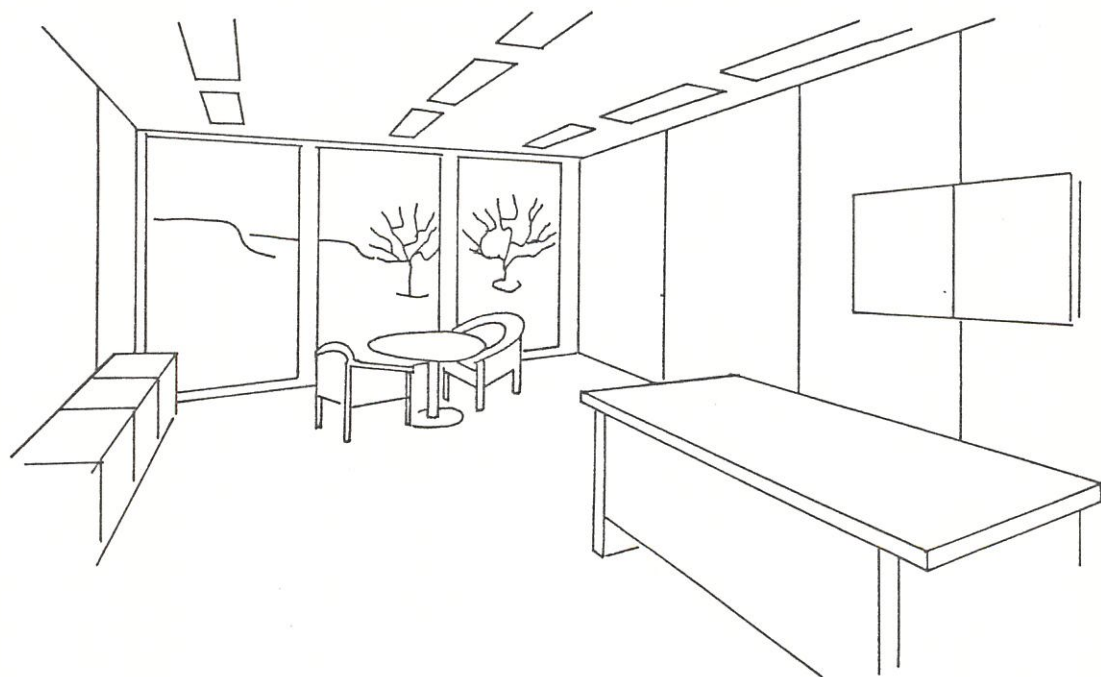
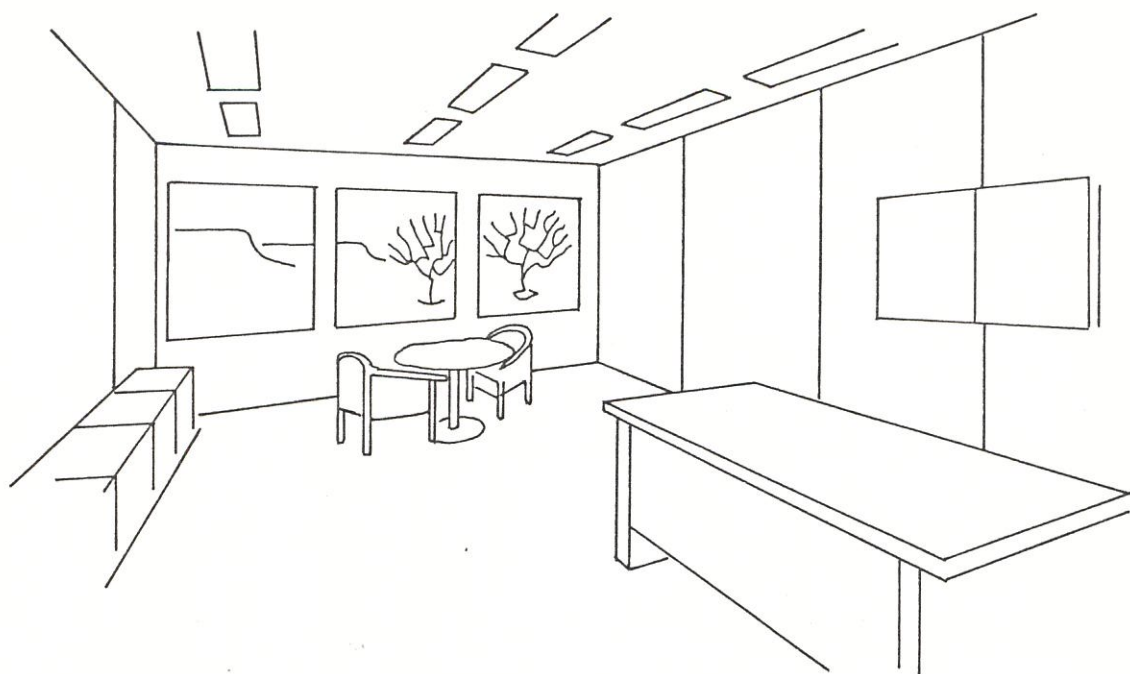


FIG. 5.15 TAMAÑO DE VENTANAS QUE DEN EL MEJOR ARREGLO ENTRE LA CONSERVACION DE LA ENERGIA Y LAS NECESIDADES VISUALES .

CAPITULO VI

GENERACION DEL MODELO

6.1 DEFINICION DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO USANDO EL CONCEPTO DE RED (NETWORK)

Para poder determinar el funcionamiento de los sistemas de aire acondicionado es necesario conocer cuales son los componentes usados en estos sistemas, los cuales son serpentín de calentamiento, serpentín de enfriamiento, ventiladores, cajas de mezcla, etc.

Estos componentes son conectados en varios arreglos para obtener tipos de sistemas de forma genérica controlados para modificar las propiedades de las corrientes del aire. Pero todo sistema de acondicionamiento de aire consta de los siguientes componentes.

- a) Equipo de refrigeración
- b) Equipo de disipación de calor a la atmósfera
- c) Equipo de manejo de aire
- d) Equipos de suministro y distribución de aire (ductos, rejillas, etc.)

Existe un criterio de selección basado en la clasifi-

cación general que se presenta, estos son los más comunes.

1. **Sistemas Individuales:** Consiste en una unidad autónoma situada en el espacio acondicionado o próximo a él, con todos los elementos necesarios para producir el enfriamiento del aire, es un sistema refrigerante directo o de expansión directa (DX). A este grupo pertenecen los sistemas individuales compactos, que se caracterizan por reunir todos los elementos en una sola unidad ventana o gabinete.

2. **Sistemas Centrales:** Estos se caracterizan por tener el equipo de refrigeración centralizado y común a varios ambientes. El aire o agua es procesado centralmente y luego es enviado a los locales por acondicionar. Estos sistemas comprenden:

a. Sistema todo aire

b. Sistema todo agua

c. Sistema aire-agua

El primer sistema sirve a varios ambientes mediante ductos que suministran aire y lo retornan a un equipo de manejo en donde es acondicionado. Este sistema se clasifica en dos categorías básicas.

1. Sistema de ducto único: Estos generalmente poseen un solo ducto de transmisión de aire con salida standard de distribución y control directo de las condiciones del local. Y a su vez estos sistemas convencionales se clasifican en dos categorías principales. La primera son los de volumen constante y temperatura variable la Fig. No. 6.1 presenta las partes fundamentales necesarias para el acondicionamiento del aire, tomas de aire exterior y de retorno, filtro, ventilador, motor, conductos para suministro de aire y salida, etc. Componentes adicionales pueden proveer el precalentamiento del aire exterior y calentamiento del espacio cuando se requiera.

La segunda clasificación es la de Volumen Variable y Temperatura Constante, este sistema es muy adecuado para muchas aplicaciones, entre estas tenemos aquellas que existe una carga de refrigeración relativamente constante durante todo el año o también variables. Ver Fig. No. 6.2

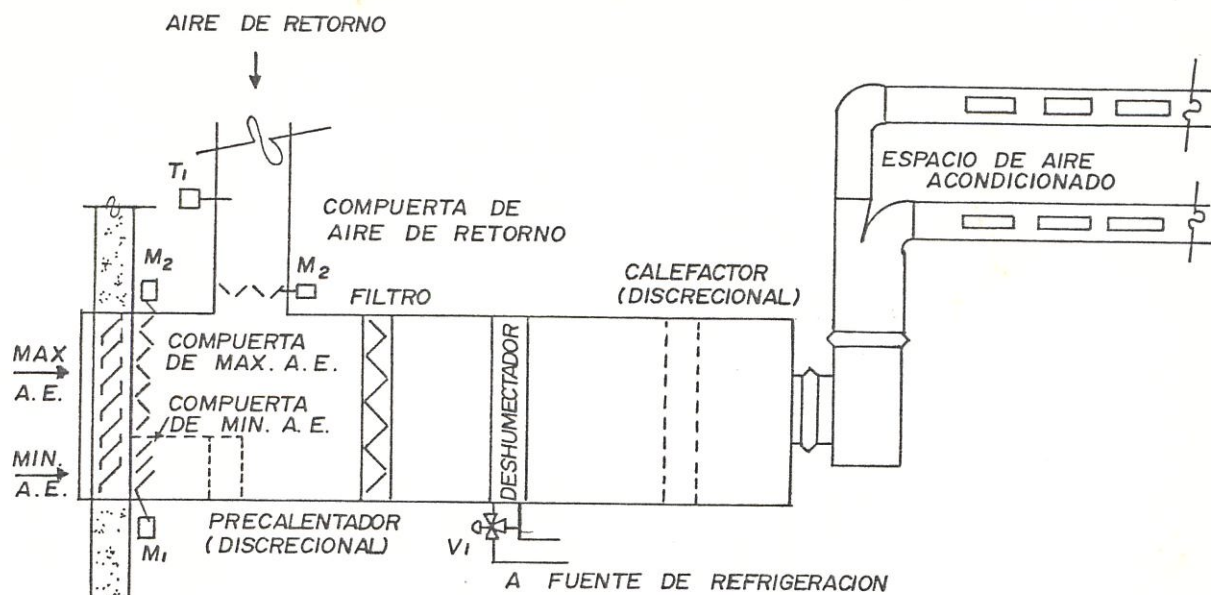


FIG. 6.1 SISTEMA DE VOLUMEN CONSTANTE Y TEMPERATURA VARIABLE

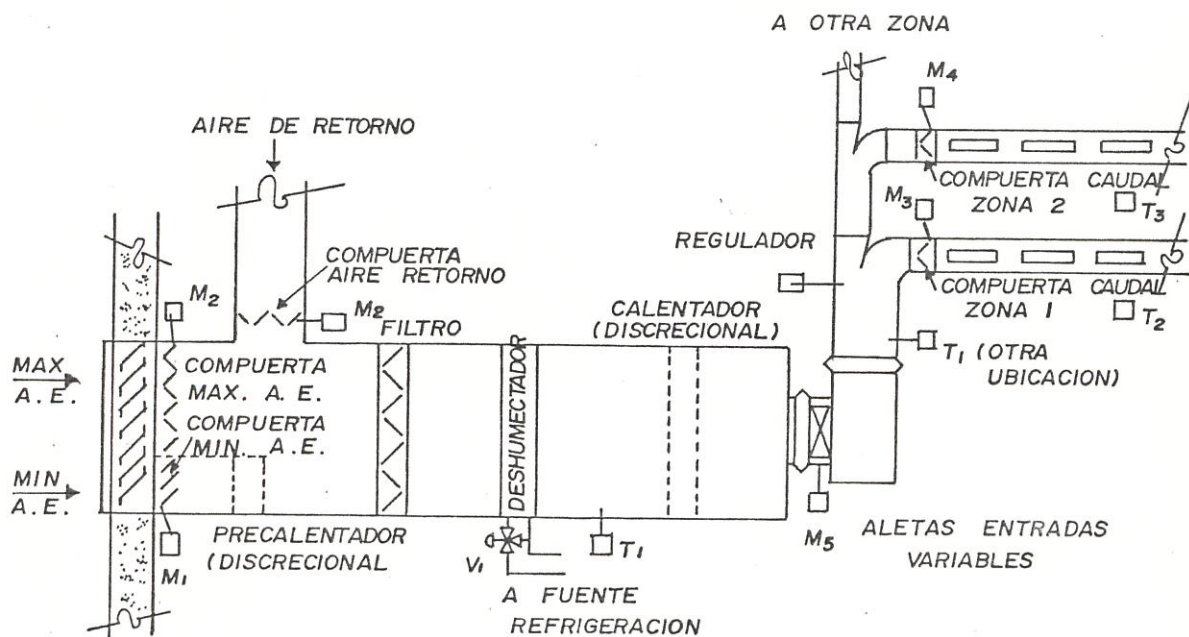


FIG. 6.2 SISTEMA DE VOLUMEN VARIABLE Y TEMPERATURA CONSTANTE

El sistema de control se realiza en la máquina de manejo de aire y puede ser por velocidad alta, requiriéndose utilizar una válvula reductora de presión y un atenuador de ruido. Otra forma es con velocidad parcialmente alta con caja de volumen variable. Aquí el aire fluye con altas velocidades por ductos principales verticales u horizontales. Se produce una caída de presión en las cajas, se reduce el ruido y luego se produce la distribución del aire a bajas velocidades.

2. Sistema de doble ducto: La circulación de una corriente de aire frío y otra de aire caliente permiten controlar las condiciones de cada ambiente mediante mezclas de proporciones adecuadas de aire a distintas temperaturas y humedades. Las proporciones de esta mezcla se controlan automáticamente mediante la acción de termostatos y humidistatos en cada ambiente o zona, este sistema puede ser diseñado para altas o bajas velocidades. Ver Fig. No. 6.3

La presión en el sistema de doble ducto de alta velocidad tiene un límite superior de 10 pulgadas de agua. Las dos corrientes de aire van a las cajas de mezcla de tal forma que el aire resultan-

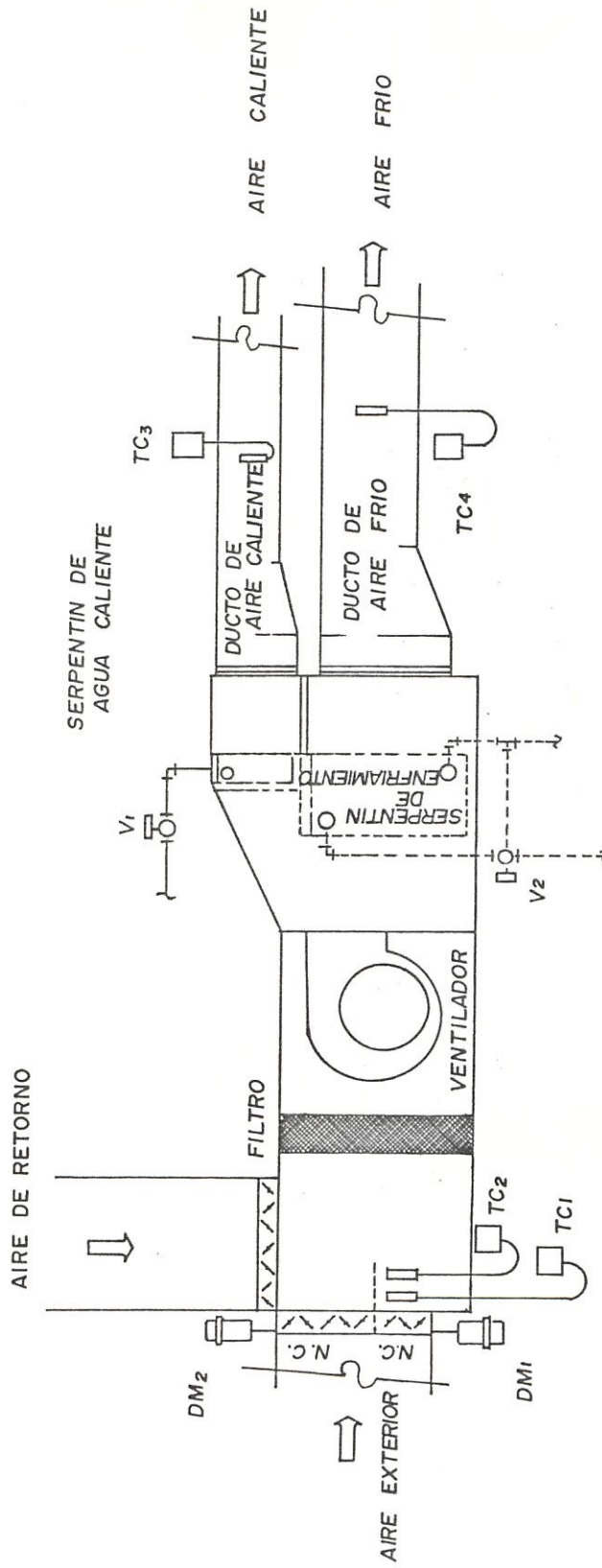


FIG. 6.3 ARREGLO TIPICO DE UNA PLANTA DE MANEJO DE AIRE (SISTEMA DE DOBLE DUCTO)

te cumpla con los requisitos deseados de temperatura, humedad y presión.

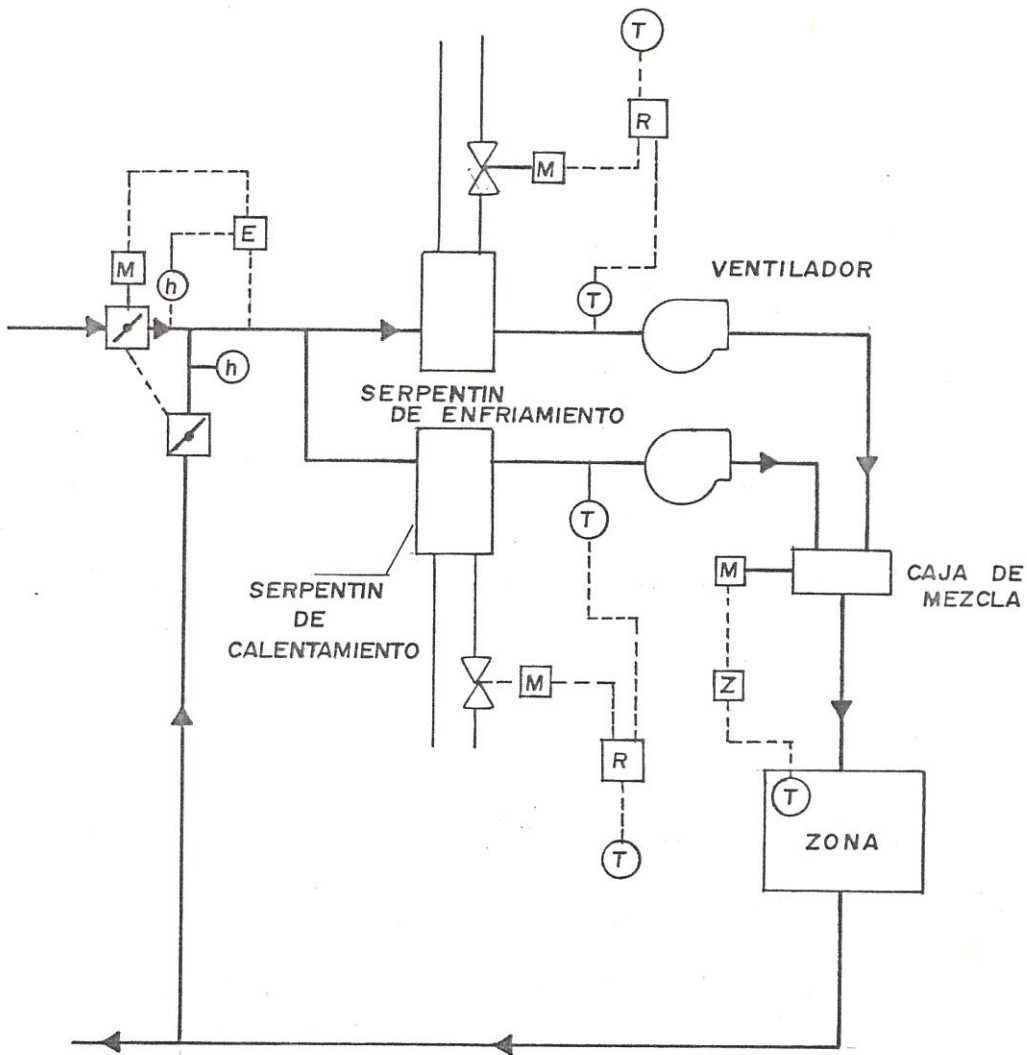
3. Sistema todo agua: Los sistemas de agua sirven a varios ambientes mediante un circuito de tuberías que transportan el agua fría desde un equipo centralizado de refrigeración hasta pequeñas unidades ventilador-serpentin instaladas en los locales particulares. El aire de estos locales circula mediante ventiladores alrededor de los serpentines cediendo calor al agua fría, la cual retorna al equipo de refrigeración para repetir el ciclo. Este sistema central permite una gran individualidad a los ambientes acondicionados, ya que puede suprimirse o proveerse de acondicionamiento independiente en cada uno de ellos y el control de temperatura responde a las condiciones en particular y no a las de un conjunto más o menos grande.

4. Sistema aire-agua: Este sistema es una combinación de las dos clases de sistemas antes descriptos. Se recircula agua helada a través de unidades situadas en la zona por acondicionar de manera similar a la utilizada en los sistemas de agua. Las unidades reciben a altas velocidades una

cantidad mínima de aire preacondicionado, generalmente aire fresco, en una máquina de manejo centralizado. Ese chorro de aire provoca a través de las unidades una recirculación del aire del ambiente mediante un efecto similar al del sifón.

Las unidades consisten sólo de un serpentín, accesorios de entrada y salida de aire y accesorios para producir el efecto sifón que permite la recirculación. Todas sus partes son inmóviles con lo que el mantenimiento se hace relativamente bajo y su operación muy silenciosa, la aplicación de estos sistemas se hace recomendable en zonas periféricas de edificios de oficinas, hoteles, hospitales, etc.

El diseño de los sistemas de aire acondicionado son frecuentemente descritos por cualquiera de los diagramas gráficos, que se verá más adelante. Dentro de estos esquemas tal como lo muestra la Fig. No. 6.4 varias de las piezas del equipo como ventiladores, serpentines, etc. están conectados por líneas que representan caminos de flujo de aire.



- | | | | |
|-----|--------------------|-----|-----------------------|
| [Z] | TERMOSTATO DE ZONA | [R] | RECIBIDOR-CONTROLADOR |
| [M] | DAMPER REGULADOR | (T) | SENSOR DE TEMPERATURA |
| [E] | ECONOMIZADOR | (h) | SENSOR DE ENTALPIA |

FIG. No. 6.4

ESQUEMA DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO

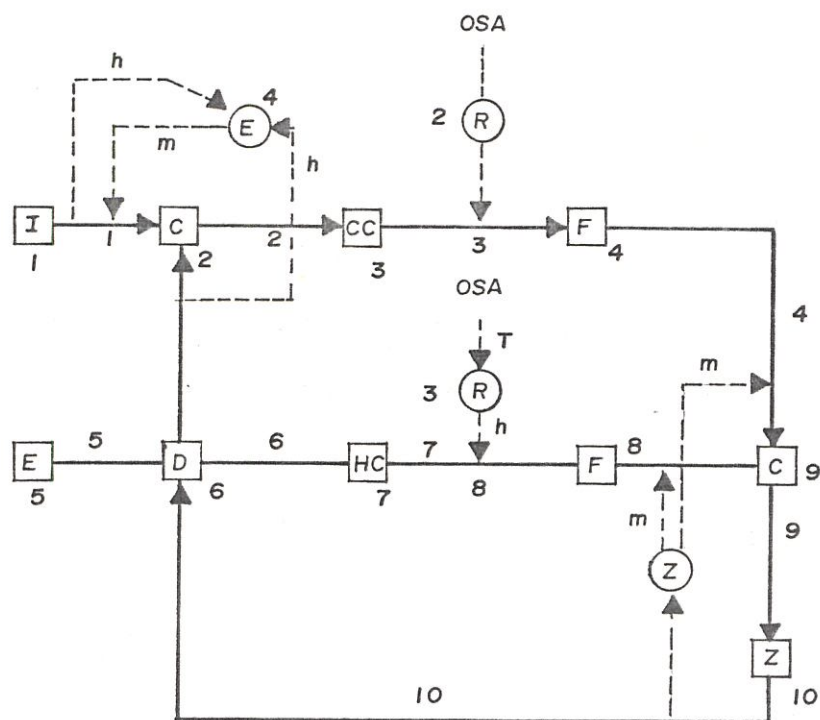
En el paso de un diagrama gráfico a una representación de red, como vemos en la Fig. No. 6.5, los artículos de los equipos son llamados NODOS. Cada arco es llamado como un vector transportando información, incluyendo proporciones de flujo de aire fresco.

Adicionalmente, cada arco implica cierta conservación y ecuaciones que pueden ser satisfechas. Cuando las ecuaciones de red son resueltas, el estado del aire es conocido en todos los arcos, los cuales permiten un cálculo directo de la energía usada por serpentines y ventiladores. El último cálculo es directamente una vez que las ecuaciones de la red han sido resueltas.

6.2 REPRESENTACION DE LA RED

El sistema que se utilizó para poder generar el programa y determinar el consumo de energía es el sistema de volumen constante con recalentamiento final, cuando se necesita ya que muchas veces puede darse el caso en que un edificio hallan cuartos en donde se requiere un control de temperatura ó humedad, diferentes que en otros, y en este caso los

serpentines de recalentamiento hacen posible que el aire llegue a las condiciones que se desean.



NODOS

CONTROLES

[I]	TOMA DE AIRE	(E)	ECONOMIZADOR DE ENTALPIA.
[C]	COLECTOR	(Z)	TERMOSTATO DE ZONA
[F]	VENTILADOR	(R)	RECIBIDOR CONTROLADOR
[CC]	SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO		
[HC]	SERPENTIN DE CALENTAMIENTO		
[Z]	ZONA		
[D]	DISTRIBUIDOR		
[E]	EXTRACCION		

FIG. No. 6.5

REPRESENTACION DE LA RED (NETWORK) DE UN
SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO

Este sistema es una trayectoria individual que consiste de una unidad central manejadora de aire con un ventilador, serpentín de enfriamiento, caja de mezcla. El aire saliendo del serpentín de enfriamiento puede ser controlado por un punto establecido, y un controlador, un sensor a la salida del serpentín son usado para mantener un punto de control estable del aire a la salida.

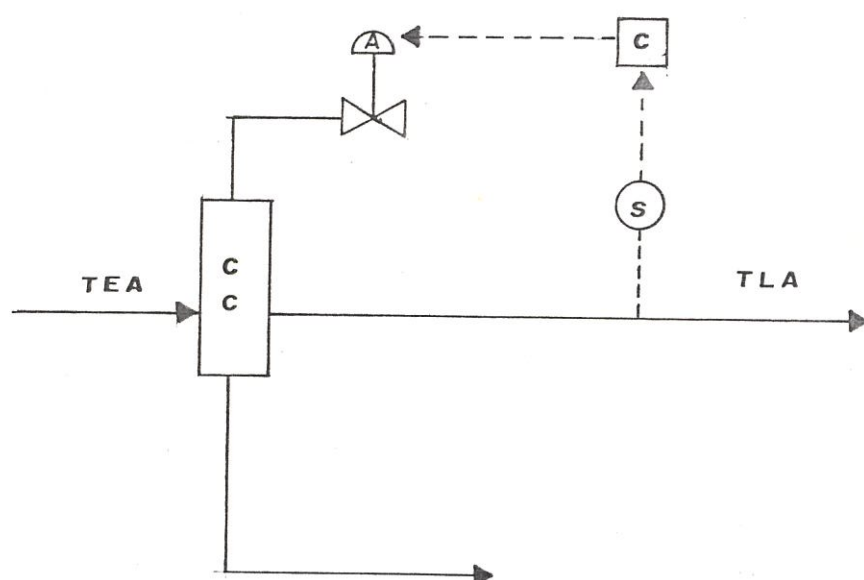


FIG. No. 6.6
ARREGLO BASICO DEL SERPENTIN DE
ENFRIAMIENTO

Donde:

TEA = Temperatura de entrada del aire.

TLA = Temperatura de salida del aire.

CC = Serpentin de enfriamiento

A = Actuador

C = Controlador

S = Sensor

El punto de control se desviará del punto deseado dependiendo del rango de regulación del controlador y de la carga del serpentín. La Fig. No. 6.6 muestra un arreglo básico del serpentín de enfriamiento.

La relación de la temperatura de salida del aire del serpentín con la carga, punto establecido y rango de regulación es:

$$TLA = (SP - 1/2 \cdot TR) + (1 - Q_c) \cdot Tr \quad \text{Ec. 6.1}$$

donde:

SP = Punto establecido (°F). Valor deseado de la variable controlada.

TR = Rango de regulación ($^{\circ}\text{F}$). El cambio en la variable controlada produce el máximo rango de capacidad o posición del actuador.

Qc = Relación de carga de enfriamiento, con respecto a la capacidad del serpentín.

Ahora el aire saliendo de la unidad es entregado a los serpentines de recalentamiento a una temperatura individual. El serpentín de recalentamiento bajo el control de termostato de la zona, calienta el aire de suministro a la temperatura necesaria al conocer la carga de la zona. Ver Fig. 6.7a y 6.7b. El aire exterior puede ser regulado a una cantidad fija o un economizador puede ser usado para incrementar la cantidad de aire exterior para reducir la carga de enfriamiento del serpentín, en este estudio se consideró el primer caso.

Se tiene que utilizar serpentín de precalentamiento, cuando la temperatura de mezcla del aire es más baja que la temperatura deseada a la salida del serpentín de enfriamiento, este caso lo tenemos en climas fríos.

6.3 BALANCE DE ENERGIA

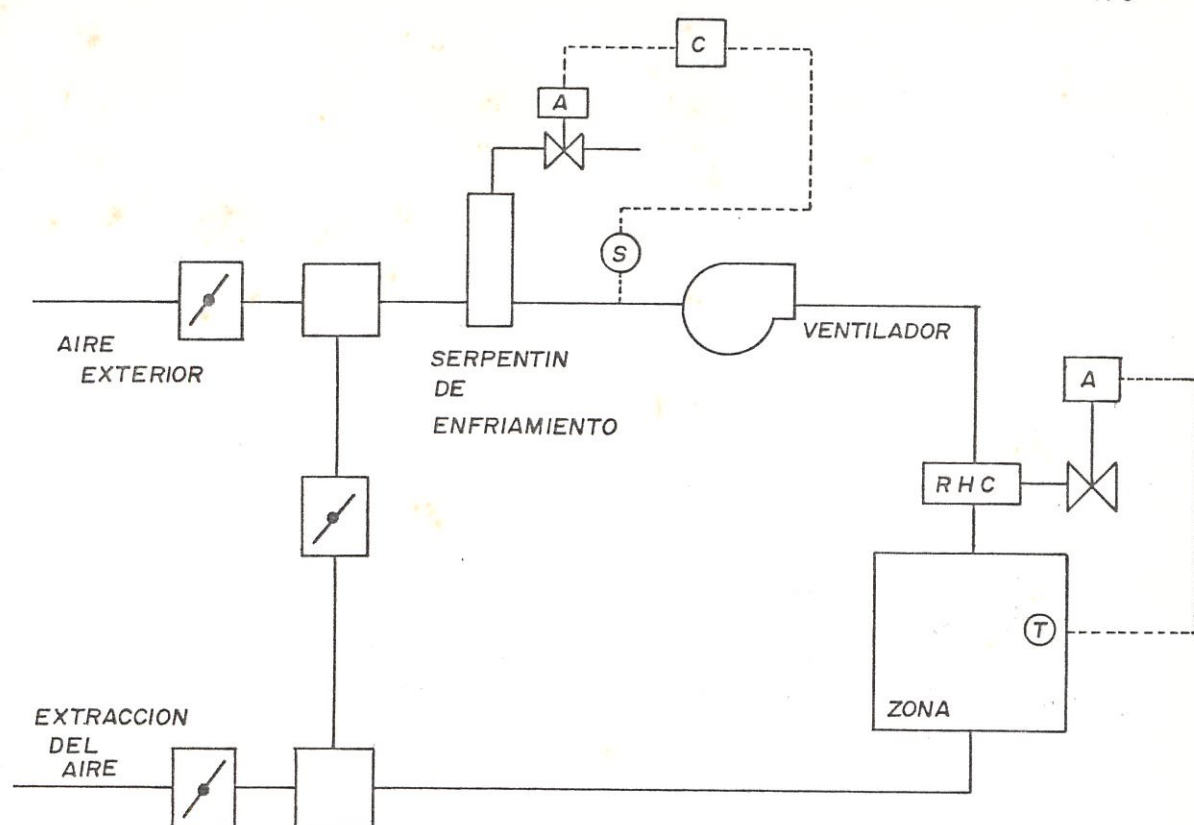


FIG. 6.7a ESQUEMA DEL SISTEMA DE VOLUMEN CONSTANTE CON RECALENTAMIENTO FINAL

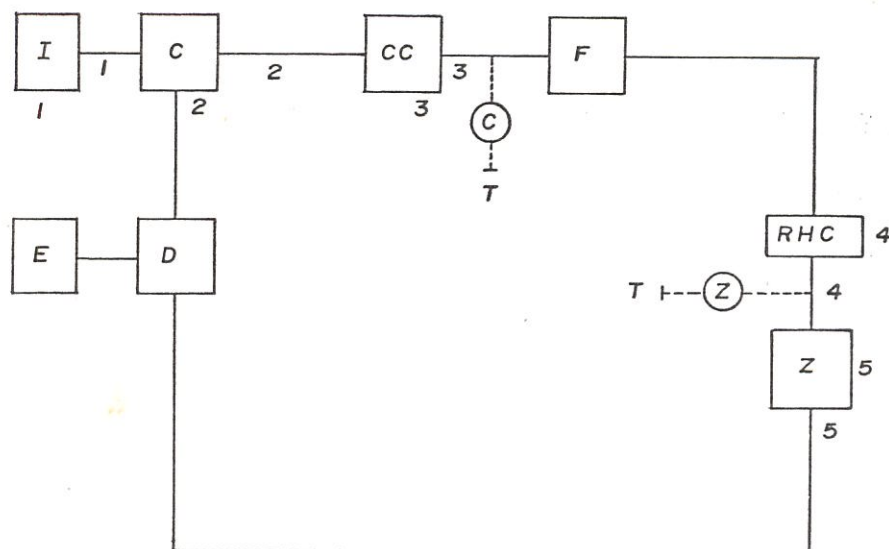


FIG. 6.7b REPRESENTACION DE LA RED (NETWORK) DEL SISTEMA DE VOLUMEN CONSTANTE CON RECALENTAMIENTO FINAL.

La solución de los sistemas de aire acondicionado es primeramente un balance de energía de la húmeda del aire. Relaciones psicrométricas también son utilizadas aquí, ver Fig. No. 6.8.

Las propiedades térmicas del aire se puede clasificar en las dependientes de calor latente y del calor sensible. El ESHF es el factor de calor sensible efectivo y se lo define como la relación entre las ganancias sensibles y latentes del local y la suma de las ganancias sensibles y latentes efectivas del mismo. Estas ganancias efectivas son iguales a la suma de la ganancia del local propiamente dicho aumentadas en las cantidades de calor sensible y latente correspondientes al caudal de aire que pasa por el serpentín sin que su estado se modifique, y cuyo porcentaje viene dado por el factor de bypass. Por lo tanto.

$$CFM_{oa} = X_{oa} * F \quad \text{Ec. 6.2}$$

$$QASH = 1.08 CFM_{oa} (T_{ext} - T_{int}) \quad \text{Ec. 6.2a}$$

$$QALH = 4.84 CFM_{oa} (W_{oa} - W_{int}) \quad \text{Ec. 6.2b}$$

$$ERSH = ZSH + BF (QASH) \quad \text{Ec. 6.2c}$$

$$ERLH = ZLH + BF (QALH) \quad \text{Ec. 6.2d}$$

$$ESHF = ERS / (ERS + ERLH) \quad \text{Ec. 6.2e}$$

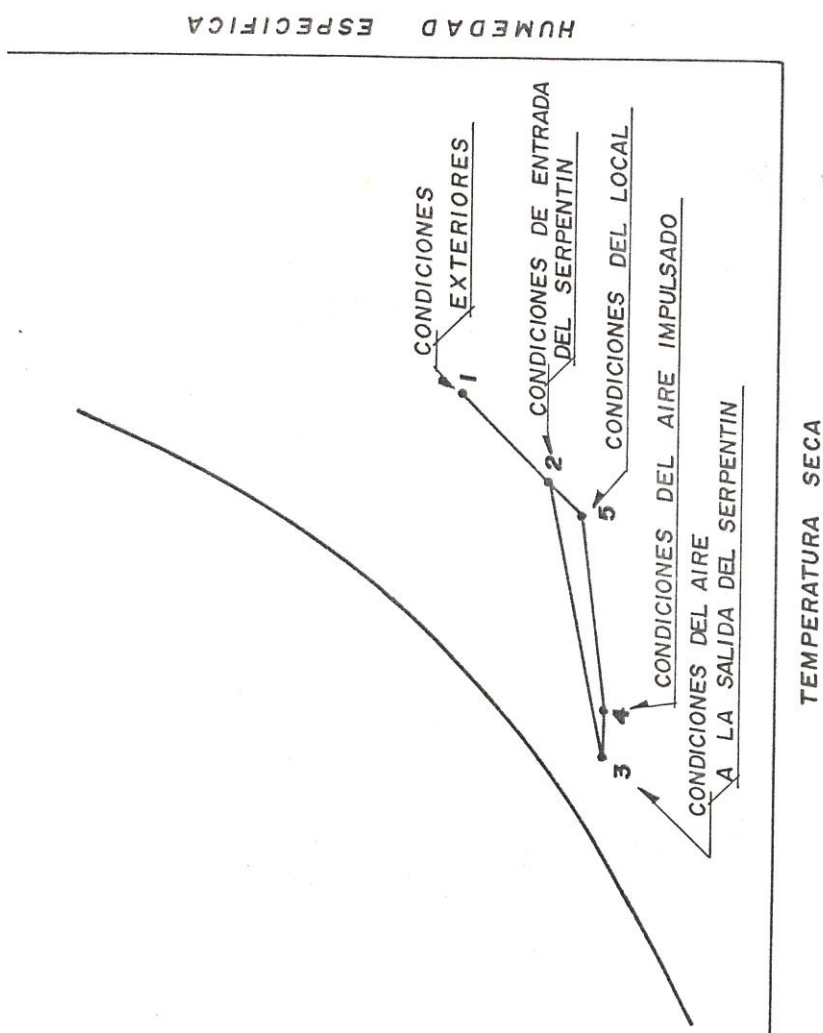


FIG. 6.8 PROCESO PSICOMETRICO DEL SISTEMA DE RECALENTAMIENTO

Donde:

CFMoa = Flujo de aire exterior (ft.cub./min)

QASH = Calor sensible del aire exterior (Mbtu)

DALH = Calor latente del aire exterior (Mbtu)

ERSH = Calor sensible efectivo del cuarto (Mbtu)

BF = Factor Bypass

Text = Temperatura exterior del aire (°F)

Tint = Temperatura interior del cuarto (°F)

Woa = Relación de humedad del aire exterior
(lbw/lba).

Wint = Relación de humedad del aire interior
(lbw/lba).

El factor de bypass se lo considera que representa el porcentaje de aire que pasa a través del serpentín sin sufrir ningún cambio. Depende de las características del serpentín y de sus condiciones de funciona-

miento. Este factor es un dato de entrada en el programa a realizarse, así también la temperatura del aire exterior y la relación de humedad exterior son datos que varían de acuerdo a los valores de la tabla A.1 del Apéndice.

En general un sistema de análisis sigue estos pasos:

1. Obtención de las cargas de las zonas.
2. Cálculo de temperatura de suministro de aire del local a climatarse.
3. Determinar los CFM de suministro de aire.
4. Determinar las condiciones de entrada y salida del serpentín de enfriamiento. Esto incluye cálculo de cambios en la temperatura de bulbo seco, relaciones de humedad, y ganancias de calor a través de las trayectorias del aire.
5. Cálculo de las cargas del serpentín tanto sensible como latente.

Por medio del factor ESHF podemos determinar la temperatura de punto de rocío. Ver tabla A.12 del Apéndice, cuando esta temperatura es bastante baja, nos indica que las cargas latentes se encuentran en un porcentaje elevado a las ganancias totales. Se puede prever un recalentamiento después de la

deshumectación y ese recalentamiento lo calculamos de la siguiente manera:

$$R1 = [ESHF(ERSH + ERLH) - ERS1]/(1 - ESHF) \text{ Ec. 6.3a.}$$

El caudal que compensará las ganancias sensibles y latentes totales será.

$$CFMsa = (ERSH + R1) / [1.08 (1 - BF) (Tint - Tdp)] \text{ Ec. 6.3b}$$

Luego la temperatura de mezcla del aire es:

$$Tma = Tint + (CFMoa / CFMsa) (Text - Tint) \text{ Ec. 6.3c}$$

La temperatura de salida del serpentín de enfriamiento es:

$$Tccla = Tdp + BF (Tma - Tdp) \text{ Ec. 6.3d}$$

Cuando el aire sale del serpentín, pasa a través del ventilador, la elevación de temperatura es aproximadamente 1 °F, pero para efectos de cálculo se lo ha considerado despreciable. La temperatura de suministro de la zona la obtenemos:

$$Tzsa = Tint - ZSH * 1000 / (1.08 * CFM) \text{ Ec. 6.3e}$$

Siendo esta temperatura diferente a la temperatura de salida del serpentín de enfriamiento cuando es necesario mantener las condiciones del cuarto con calefacción, es decir cuando se utiliza serpentín de recalentamiento. Siendo por el contrario iguales cuando no se requiere introducir esta carga de calefacción.

De esta manera podemos determinar la carga sensible y latente del serpentín.

$$CCSH = 1.08 \text{ CFMsa } (T_{ccea} - T_{ccla}) / 1000 \quad \text{Ec. 6.3h}$$

$$CCLH = 4.84 \text{ CFMsa } (W_{ccea} - W_{ccla}) \quad \text{Ec. 6.3ii}$$

Donde el porcentaje de humedad de la mezcla de aire es:

$$W_{ma} = W_{int} + (CFM_{oa} / CFM_{sa}) / (W_{oa} - W_{int}) \quad \text{Ec. 6.3j}$$

Podemos determinar la carga de enfriamiento total

$$CCTH = CCSH + CCLH \quad \text{Ec. 6.3k}$$

En el numeral 6.4 se indican todas las fórmulas utilizadas en el balance de energía, luego de aquello

es necesario determinar el consumo de energía es decir la energía de los equipos necesarios para convertir la carga de enfriamiento de los equipos en consumo de energía. Entre los componentes que utilizaremos tenemos:

BOMBAS: Son usadas en los sistemas *HVAC para muchas aplicaciones como para circulación de agua helada, agua de condensado, etc. En general las bombas están operando a volumen constante o flujo variable, para propósitos de cálculo de energía, los tamaños de las bombas son conocidos y la potencia de la bomba puede ser calculada usando las siguientes ecuaciones.

$$\text{Potencia} = \text{Potenc. Consum.} (a * b.PLR * c.PLR^2) \quad \text{Ec. 6.4}$$

Donde:

$PLR = \text{Carga de enfriamiento} / \text{Capacidad nominal}$

* HVAC = Aire acondicionado, ventilación y calefacción.

En este estudio las bombas trabajan a volumen constante, por lo tanto $a = 1$, $b = 0$ y $c = 0$

$$\text{Potenc. Cons.} = (HP * 747 / \%E) \quad \text{Ec. 6.4a}$$

Donde %E = Eficiencia de la bomba, se considera que se encuentra entre 70-85%

$$HP = GPM * SP / 3168 \quad \text{Ec. 6.4b}$$

Siendo GPM = Caudal de agua que circula por la bomba

SP = Cabezal de la bomba (pulg. de agua)

VENTILADORES: Sabemos que estos también tienen muchas aplicaciones, ya que por medio de ellos se produce el movimiento del aire a través de los sistemas HVAC. Pueden ser aplicados tanto para suministro, retorno o extracción del aire.

La ganancia de calor generado por los motores de ventiladores dependerá del caballaje de cada uno. Para realizar los cálculos se ha tomado como factor 1.7CFM/pie², valor obtenido de la referencia No. 12 para poder determinar la cantidad de caudal que debe manejar cada una de las unidades terminales.

El caballaje de freno de las unidades ventilador-serpentin lo obtenemos de la siguiente forma:

$$W = 1.7 \text{ (CFM/pie}^2\text{)} * A_p \quad \text{Ec. 6.5a}$$

Donde:

W = Flujo de aire (FT cub./min)

A_p = Area de piso (FT²)

En el consumo de energía también se debe considerar la potencia consumida por los ventiladores, la siguiente fórmula nos permite determinar su cálculo.

$$K_{we} = H_p * 747 / N_{vm} \quad \text{Ec. 6.5b}$$

$$BHP = 0.000157 * h_t / N_v \quad \text{Ec. 6.5c}$$

$$ESH = K_{we} * 3.412 \quad \text{Ec. 6.5d}$$

Donde:

h_t = Presión total en pulgadas de agua

N_v = Eficiencia del ventilador

N_{vm} = Eficiencia del motor del ventilador

BHP = Potencia al freno (hp)

ESH = Ganancia de calor sensible debido a equipos

Estudios realizados han determinado que para el tipo de ventiladores centrífugo con aletas hacia adelante la eficiencia del ventilador está entre 45-70%, para efectos de cálculo hemos tomado $N_v = 0.55$ o sea 55%, y la eficiencia del motor del ventilador aproximadamente 70%.

TORRE DE ENFRIAMIENTO: El propósito de una torre de enfriamiento es calcular la temperatura de salida del agua de la torre para ser usada en el enfriador de agua, y calcular el consumo eléctrico de los ventiladores de la torre. La performance de la torre depende de la temperatura de bulbo húmedo, temperatura de la caída de agua fluyendo a través de la torre (rango) y de la aproximación, que es la diferencia entre la temperatura de bulbo húmedo del aire y la temperatura de salida del aire.

$$TLW = EWB + \text{Aproximación} \quad \text{Ec. 6.6}$$

Donde:

TLW = Temperatura de salida del agua de la torre (°F)

EWB = Temperatura de bulbo húmedo de entrada del aire
(°F)

Aproximación = Diferencia entre TLW y EWB

Para efectos de cálculo EWB = 80°F, TLW = 92.5 °F.

En el cálculo se ha tomado en consideración para determinar la torre de enfriamiento el calor de reacción requerido por el sistema.

El enfriador de agua ha sido seleccionado para un 80% de diversidad, porcentaje que indica que no todas las unidades del edificio están trabajando al mismo tiempo. Afectando esta diversidad el rango de la torre, ver tabla A.13 del Apéndice. Como hemos dicho anteriormente el rango es:

$$\text{Rango} = \text{TEW} - \text{TLW}$$

Mediante la Fig. No. 6.9 podemos tener una mejor comprensión, siendo TEW = 102.5 °F y mediante la ecuación siguiente podemos determinar la carga nominal.

$$Q = \text{GPM} \cdot \text{Rango} \cdot 5000 \quad \text{Ec. 6.7a}$$

Donde:

$$\text{GPM} = \text{Ton} \cdot 29.6 / \Delta T \quad \text{Ec. 6.7b}$$

Donde los GPM es el caudal necesario para enfriar los condensadores del enfriador de agua, luego de esto es necesario determinar el factor de corrección que se obtiene mediante el rango y la aproximación, también para efectos de cálculo este factor dado por la tabla es 0.56

$$Q_{\text{corregido}} = Q * \text{factor de corrección}$$

Ec. 6.7c

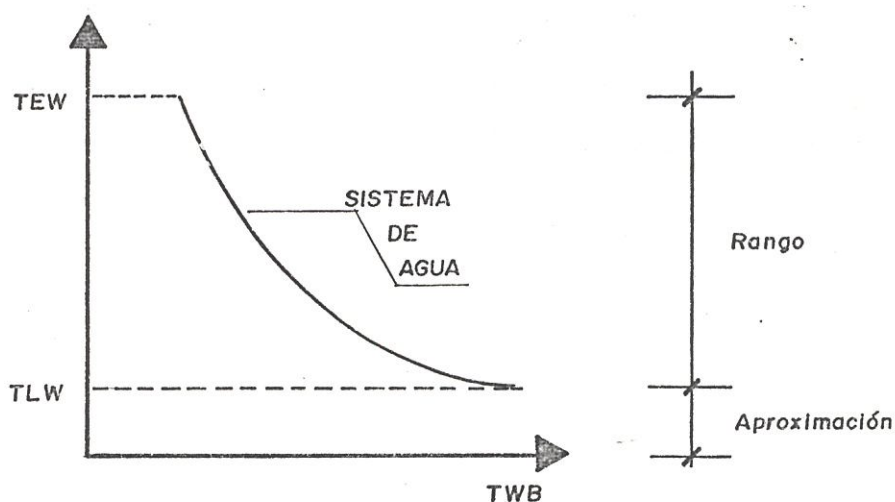


FIG. No. 6.9

PARAMETROS NECESARIOS EN LA SELECCION DE LA TORRE

La potencia de consumo del ventilador de la torre puede ser expresada como una función de la carga de la torre.

Pot. de la torre = Pot. nominal $(a+b*PLR+c*PLR^2)$

Ec. 6.8a.

Donde:

PLR = Calor rechazado de la torre/Capacidad nominal de la torre.

Datos de fabricación dados, se tiene que $a = 0$,
 $b = 1$, $c = 0$ entonces:

Pot. de la torre (CTPWR) = Pot. Nominal*PLR Ec. 6.8b

ENFRIADORES DE AGUA: El tipo de enfriador utilizado en los cálculos es el de compresores tipo recíprocante y los factores considerados son los siguientes:
 La temperatura de salida del agua del enfriador a 44 °F y la diferencia de temperatura de salida y de entrada de agua al enfriador es 10°F. La tabla A.14 del Apéndice se encuentran indicadas las diferentes capacidades de toneladas de refrigeración con sus respectivos consumos a las condiciones indicadas anteriormente.

Para poder determinar la performance del enfriador de agua helada los siguientes pasos hay que considerar.

1. El cálculo de la capacidad actual o instantánea es una función de la temperatura de entrada del agua de condensado y la temperatura de salida del agua helada. Cuando la diferencia entre estas dos temperaturas incrementa, la capacidad aconsejable disminuye. De igual manera cuando la diferencia entre las dos temperaturas disminuye, la capacidad aconsejable aumenta. La relación de la capacidad de corrección puede ser expresada como una función de dos temperaturas.

$$Q = F (TCH, TCD)$$

Donde:

Q = Capacidad de enfriamiento (Btu/h)

TCH = Temperatura de salida del agua helada ($^{\circ}F$)

TCD = Temperatura de entrada del agua de condensado ($^{\circ}F$)

Esta función puede ser expresada como una relación entre la capacidad instantánea a la capacidad nominal (ANCR) y la diferencia de temperatura equivalente (DT) esta dada:

$$DT = (TCD - TCD_{\text{diseño}}) / (SCTTR - (TCH - TCH_{\text{diseño}}))$$

Ec. 6.9

Donde:

$TCD_{\text{diseño}}$ = Temperatura del agua condensada de diseño ($^{\circ}F$)

$TCH_{\text{diseño}}$ = Temperatura del agua helada de diseño ($^{\circ}F$)

$SCTTR$ = Desviación del TCD de $TCD_{\text{diseño}}$ por grado de desviación del TCH de $TCH_{\text{diseño}}$ mientras mantiene la capacidad nominal.

$SCTTR$ puede ser obtenido de datos de fabricación, por interpolación de la temperatura de diseño de TCD' y TCH' , donde el enfriador de agua helada todavía opera a capacidad nominal. Además

$$SCTTR = (TCD' - TCD_{\text{diseño}}) / (TCH' - TCH_{\text{diseño}})$$

Ec. 6.9a

ANCR esta dada por:

$ANCR$ = Capacidad instantánea/Capacidad nominal

$$ANCR = RCAV1 + RCAV2*DT + RCAV3*DT^2 \quad \text{Ec. 6.9b}$$

Donde RCAV son coeficientes obtenidos de datos de fabricación.

2. El cálculo de la relación de potencia de carga máxima es una función de la temperatura de entrada del agua de condensado, de la temperatura de salida del agua helada y de la capacidad instantánea desarrollada.

$$FLPR = F(TCH, TCD, \text{Capacidad instantánea})$$

Esta función puede ser expresada como una relación entre la potencia de carga máxima y la potencia de carga nominal.

$$FLPR/NFLPR = ADJE1 + ADJ2*ANCR + ADJ3*ANCR^2$$

$$\text{Ec. 6.9c}$$

Donde NFLPR = Relación de potencia nominal, y ADJE son coeficiente de curva.

3. La potencia de consumo es una función de la relación de carga (PLR), capacidad de carga máxima

instantánea y la relación de potencia de carga nominal.

$$\text{Potencia} = F (\text{PLR}, \text{Capac. instan.}, \text{FLPR})$$

Finalmente la potencia de consumo es calculada:

$$\text{Potencia} = \text{FLPR} * \text{Capac. instan} * \text{FFLP} \quad \text{Ec. 6.9d}$$

FFLP = Fracción de potencia de carga máxima

$$\text{FFLP} = \text{RPWR1} + \text{RPWR2} * \text{PLR} + \text{RPWR3} * \text{PLR}^2 \quad \text{Ec. 6.9e}$$

$$\text{PLR} = \text{Carga instantánea} / \text{Carga nominal}$$

Ahora cuando el enfriador de agua helada es operado con una temperatura de salida fija, es decir mediante válvulas que controlen la temperatura de salida del agua helada y también del agua de condensado. Entonces las siguientes simplificaciones pueden facilitar los cálculos.

$$\text{Pot.} = (\text{RPWR1} + \text{RPWR2} * \text{PLR} + \text{RPWR3} * \text{PLR}^2) * \text{FLPR} * \text{CAP. NOM}$$

Los coeficientes RPWR1, RPWR2 y RPWR3 son obtenidos de datos de fabricación.

El sistema seleccionado para poder realizar los cálculos es el de circulación de agua fría, enfriado con agua proveniente de una torre de enfriamiento. Las diferentes partes de que se compone este sistema se puede observar en el esquema de la Fig. 6.10. Como vemos aquí el agua helada que sale de la central de enfriamiento llega a todos los serpentines, localizados en las diferentes áreas del edificio que se acondiciona. Igual cosa sucede con el agua helada que llega a la central de enfriamiento.

El libro de la ASHRAE (Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado), recomienda que las temperaturas del agua helada para procesos de acondicionamiento de aire sea:

T_{salida} varíe entre 40°F y 48°F

$T_{entrada}$ varíe entre 52°F y 56°F

En nuestro caso hemos asumidos las temperaturas

$T_{salida} = 44^{\circ}\text{F}$

$T_{entrada} = 54^{\circ}\text{F}$.

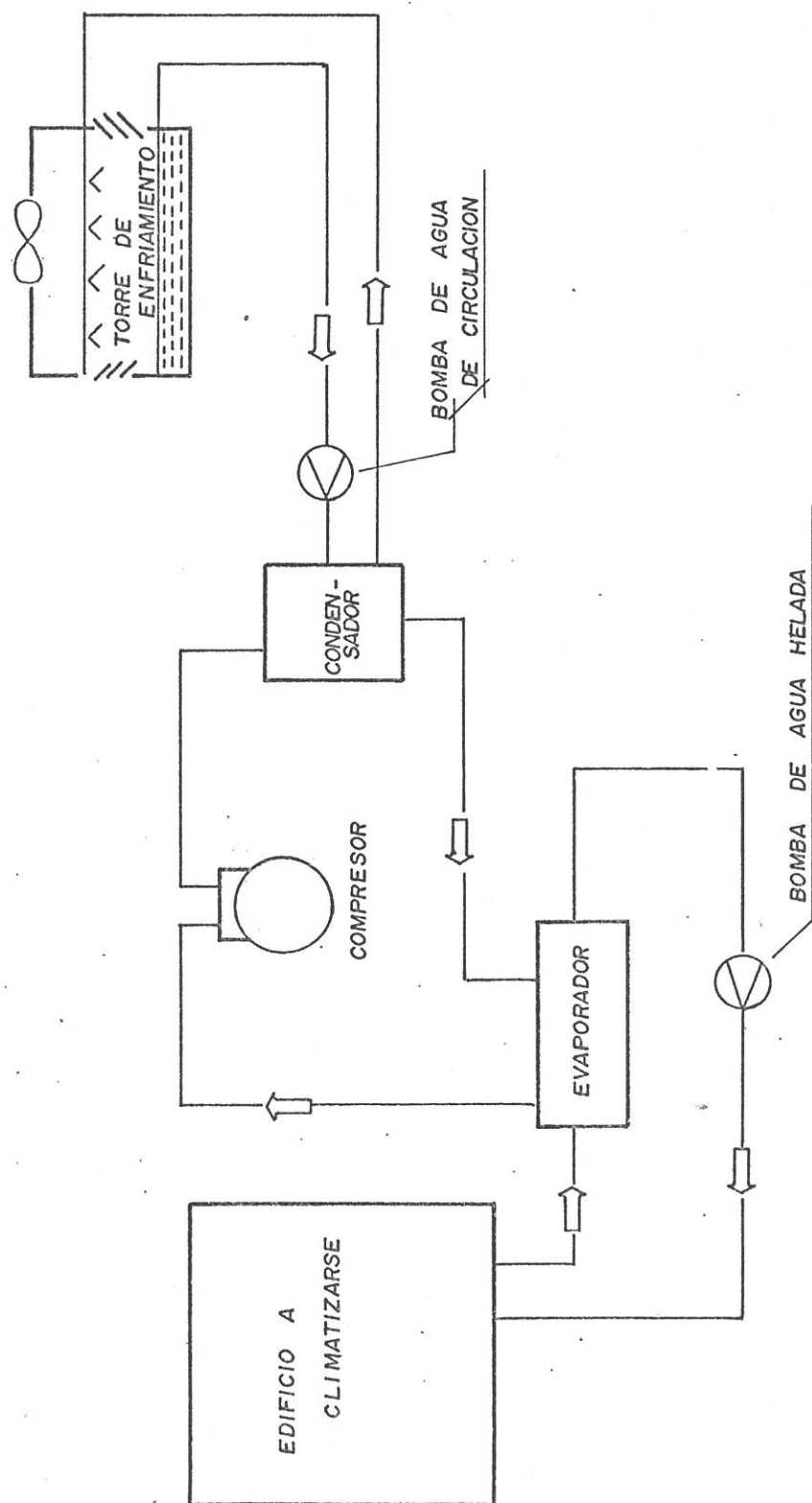


FIG. 6.10 ESQUEMA DEL CIRCUITO DE AGUA HELADA Y DE AGUA DE ENFRIAMIENTO

6.4 IMPLEMENTACION EN EL COMPUTADOR

El programa como dijimos anteriormente consta de tres partes, el tipo de información necesaria para estimar el uso de energía de los sistemas de HVAC y equipos en un edificio incluye:

1. Datos del Edificio:

Esta incluye información en la localización la localización, detalles estructurales del edificio, orientación, dimensiones físicas, materiales de construcción, condiciones circundantes, ventanas, puertas, etc.

2. Datos de Clima:

El proceso de estimación de energía requiere diferentes tipos de datos de clima, para lo cual se ha usado como entrada al programa los valores de la temperatura del aire exterior para diferentes horas, ver tabla A.1 del Apéndice. También valores de la humedad, velocidad del viento, radiación solar, etc.

3. Datos de cargas Internas:

Las cargas internas tienen un efecto significativo sobre las cargas térmicas del edificio, y entre

estas hemos considerado luces, gente, equipos, motores, etc.

La cantidad y tipo de información usada para estimar la energía consumida en el edificio varia con el proceso de estimación empleado. Los pasos que se incluyen en la estimación de energía están brevemente descripto en la Fig. 6.11.

Las fórmulas que se utilizó fueron las siguientes:

En la primera parte, para el cálculo de carga de la zona:

$$WRSH = M_w (T_i - T_{int}) + Q_{rv}$$

$$M_w = (Q_{cv} - Q_{rv}) / (T_{ext} - T_{int})$$

$$WTSH = M_{wt} (T_i - T_{int}) + Q_{rpt}$$

$$M_{wt} = (Q_{cpt} - Q_{rpt}) / (T_{ext} - T_{int})$$

Cabe señalar que estas ecuaciones han sido tomadas de la referencia No. 1, adaptadas a nuestras condiciones y para objeto de este cálculo.

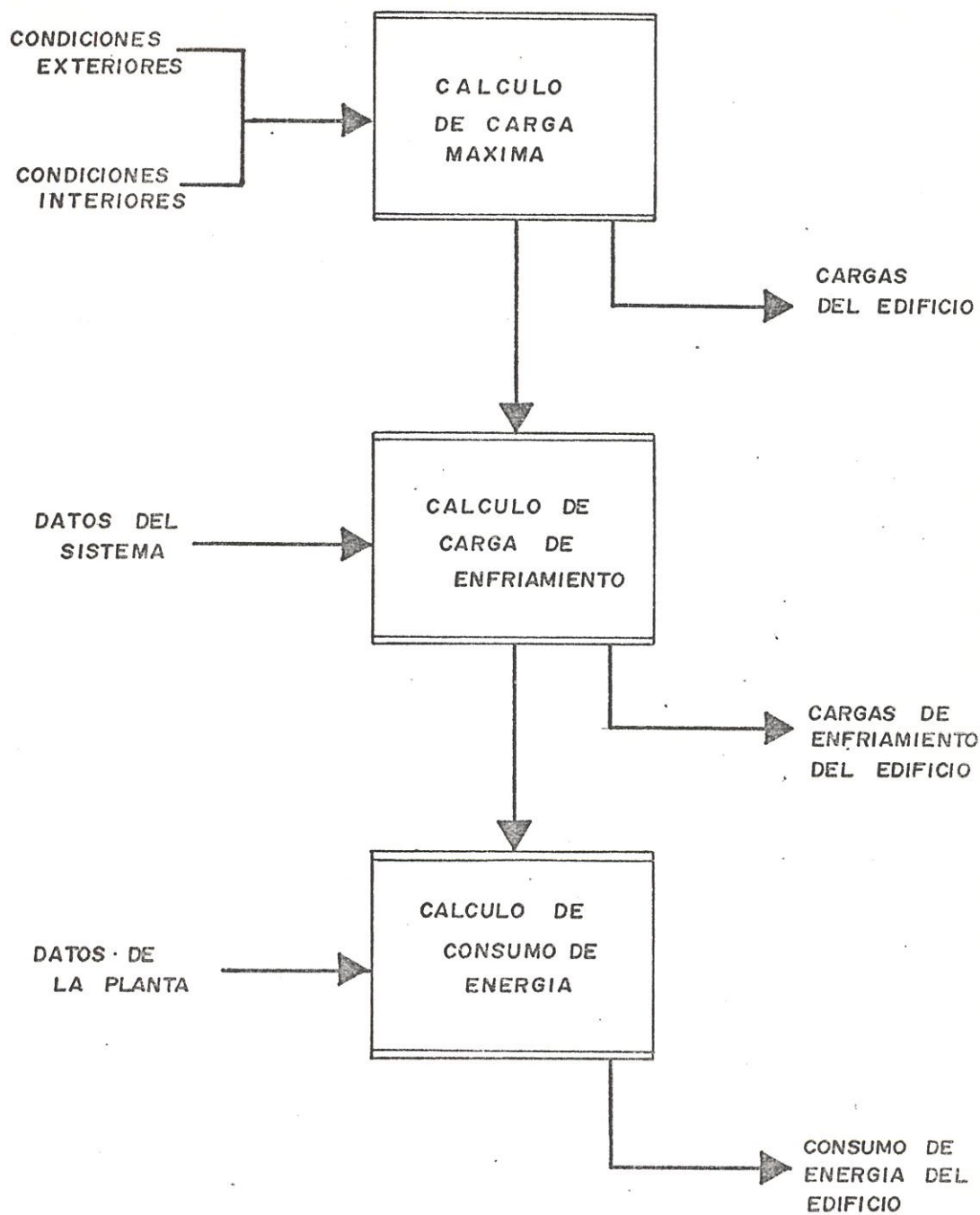


FIG. No. 6.11

ESQUEMA SIMPLIFICADO QUE MUESTRA EL TIPO DE
INFORMACION NECESARIA PARA DETERMINAR
EL CONSUMO DE ENERGIA

$$PSH = Qsp * No. \text{ Personas}$$

$$PLH = Qlp * No. \text{ Personas}$$

$$ESH = Kwe * 3.412$$

$$Kwe = BHP * 1.065$$

$$BHP = 0.000314 (1.7 * Ap) * ht$$

$$LSH = 4.26 * Kw$$

$$Kw = 0.0015 Ap$$

$$VSH = 0.25 * LSH$$

$$ZSH = WRSB + WTSH + PSH + ESH + LSH + VSH$$

$$ZLH = PLH$$

$$ZTH = ZSH + ZLH$$

$$CFMoa = Xoa * F$$

En la segunda parte se utilizaron las siguientes fórmulas:

$$QASH = 1.08 \text{ CFMoa } (T_i - T_{int})$$

$$ERSH = ZHS + BF (QASH)$$

$$QALH = 4.84 * CFMoa (Woa - W_{int})$$

$$ERLH = ZLH + BF (QALH)$$

$$ESHF = ERS / (ERSH + ERLH)$$

$$R1 = ESHF (ERSH + ERLH) - ERS / (1 - ESHF)$$

$$CFM = (ERSH + R1) / 1.08 (1 - BF) (T_i - T_{adp})$$

$$T_{ma} = T_{int} + (CFMoa / CFM) (T_i - T_{int})$$

$$T_{ccla} = T_{adp} + BF (T_{ma} - T_{adp})$$

$$T_{zsa} = T_{int} - ZSH / (1.08 * CFM)$$

Consideramos las siguientes condiciones:

Si $T_{zsa} > T_{ccla}$ entonces:

$$RHC = R1$$

Si $T_{zsa} = T_{ccla}$ entonces:

$$RCH = 0$$

$$CCSH = 1.08 * CFM (T_{ccea} - T_{ccla})$$

$$W_{ma} = W_{int} + (CFM_{oa}/CFM) (W_{oa} - W_{int})$$

$$CCLH = 4.84 * CFM (W_{ccea} - W_{ccla})$$

$$CCTH = CCSH + CCLH$$

La tercera parte corresponde al cálculo de consumo de energía y las ecuaciones utilizadas son:

$$TON = CCTH/12000$$

$$CFMT = CFM$$

$$GPMC = TON * 3$$

$$CHENER = (RPWR1 + RPWR2 * PLR + RPWR3 * PLR^2) * NFLPR * CAP.NOM.$$

$$Q = GPMC * RANGO * 500$$

$$Q_{cor} = CARGA * 0.56$$

$$GPM_T = TON * 2.96$$

$$PLRT = Q_{rechazado} / Q_{cor}$$

$$CTENER = POT. \text{ NOM.} * PLR * .747 / \%E$$

$$PCTEN = HP * .747 / \%E$$

$$HP = GPM_{ct} * SP / 3168$$

$$PCHENER = (GPM_{ch} * SP_c / 3168) * (.747) / \%E$$

$$FENER = HP_f * .747 / N_{vm}$$

$$HP_f = 0.000157 * HT / N_v$$

$$RHEN = RHC * 3.41$$

$$ENER. \text{ TOTAL} = CHENER + CTENER + PCTEN + PCHENER + FENER + RHEN.$$

6.5 SALIDA DE RESULTADOS

El programa da como datos de salida lo siguiente:

Con respecto a la primera parte, la ganancia de calor tanto sensible, latente, total y el caudal de aire exterior.

Con respecto a la segunda parte da, el caudal de aire de la zona, la temperatura de mezcla del aire, la temperatura de salida del aire del serpentín de enfriamiento, la temperatura de suministro de la zona, el calor del serpentín de recalentamiento, la carga sensible del serpentín de enfriamiento, la carga latente del serpentín de enfriamiento y también la carga total.

Con respecto a la tercera parte tenemos, consumo de energía del enfriador de agua helada, de la torre de enfriamiento, de la bomba de agua de condensado, de la bomba de agua helada, de los ventiladores de las unidades de manejo de aire, de los serpentines de recalentamiento, y finalmente la energía total del sistema.

CAPITULO VII

ANALISIS DE RESULTADOS

7.1 CONSIDERACIONES DE CONFIGURACION Y ORIENTACION

En si el consumo de energia en los edificios difiere uno de otro y las decisiones tomadas con anticipación por el calculista o proyectista, influirá más tarde en la selección de equipos eléctricos y mecánicos.

Una de las partes más importantes que se debe de tomar en consideración es la orientación propia del edificio con respecto al sol, ya que está relacionada directamente con la carga solar, mediante estudios ya realizados se ha comprobado que mayor ganancia solar se obtiene cuando se tiene superficies vidriadas en las fachadas Este, dirección en que sale el sol y fachada Oeste, dirección en la que se oculta.

Mediante estudios de investigación que se han realizado se ha comprobado que mayor ganancia solar se obtiene cuando hay zona vidriada en el Norte que en el Sur, aunque en los meses de noviembre a enero mayor es la carga solar en el Sur, pero la diferencia con respecto a la fachada Norte no es tan acentuada

como la diferencia entre los 9 meses restantes, donde es bien acentuada. Si el edificio está rodeado por otros adyacentes esta carga solar quedará atenuada apreciablemente, debido a las sombras de aquellos.

Tenemos que considerar también, la selección del lugar que permita minimizar el consumo anual de energía. Es decir sitios cuyas características topográficas y estructurales adyacentes proporcionen el sombreado deseado y provea protección contra el viento.

7.2 CONSIDERACIONES DE CONDICIONES INTERIORES Y EXTERIORES

La ganancia de calor por paredes exteriores (muros, techos) se debe no solo a la diferencia entre las temperaturas de aire entre sus caras exteriores e interiores, sino también al calor absorbido por las exteriores.

La insolación y la diferencia de la temperatura exterior son variables en el transcurso del día, por lo que intensidad de flujo a través de la estructura exterior es inestable, por esta razón es necesario tener en cuenta los diferentes tipos de construcción

y de allí la importancia también en la selección de materiales. Yá que un aumento de la masa de construcción de los elementos interiores mediante materiales de alto peso específico puede reducir la carga de enfriamiento en la instalación o sea que la construcción de paredes interiores, exteriores y techos influye en la elevación de la temperatura del aire del local a acondicionar.

También debemos tener en consideración que las luces generan carga sensible y los ocupantes generan tanto calor sensible como humedad al edificio, entonces un exceso especialmente de luces en las áreas a climatizar incrementa las cargas de enfriamiento, aumentando el tamaño de los equipos, causando de esta manera incremento en el consumo de energía.

7.3 CONSIDERACIONES ESTRUCTURALES

El flujo de calor a través de la construcción (paredes, techos) que es función principalmente de las diferencias de temperaturas del aire que baña sus caras exteriores e interiores y de la cantidad de calor intercambiado en una hora a través de la pared por pie sea superficie, no será constante puesto que las condiciones exteriores frecuentemente varía con el tiempo del día, semana, año.

Pero también podemos tener presente que el aislamiento juega un papel muy importante al considerar la capacidad acumuladora de calor, eso significa que según se coloque el aislamiento térmico puede elevarse o disminuirse la masa acumuladora de calor.

Estructuras con grandes masa dan una alta inercia, la cual modifica el efecto del valor "U", en la transmisión de calor por aumento de la escala de tiempo, generalmente los valores del coeficiente de transmisión "U" más bajo o sea pequeño numéricamente los cuales indican una elevada resistencia a la transferencia de calor, y son más eficientes en la reducción de consumo de energía.

7.4 CONSIDERACIONES DE ELEMENTOS SOMBREADORES

La transmisión de calor es mucho más grande a través del vidrio que a través de la mayoría de las paredes opacas. Para poder reducir la ganancia de calor a través de paredes de vidrios y ventanas es necesario usar vidriado doble con superficies reflectivas cuando tenemos el caso en que no se puede evitar la colocación de grandes ventanales, ya que los vidrios reflectivos y de absorción de calor impide elevarse a

80% de la energía radiante, la cual es muy beneficiosa para enfriamiento en verano, pero resulta en una pérdida de calor beneficioso en invierno.

La ganancia solar a través del vidrio con los dispositivos que actúan como controles puede ser diseñados de forma que su rendimiento sea selectivo, es decir, que admitan sol cuando sea deseable y lo excluyan cuando provoque un sobrecalentamiento, también se puede utilizar los cristales especiales de tal manera que reduzcan la transmisión de calor radiante, de esta manera puede llevarse a cabo la máxima ventaja para conservación de energía.

El alcance y tipo de control solar es independiente de la intensidad y duración de la luz solar. Estos dispositivos son más efectivos cuando son diseñados especialmente para cada fachada, hasta el tiempo y duración de la radiación solar varia con la latitud el azimuth del sol.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Este programa de computadora en Lenguaje Basic de consumo de energía que tiene como finalidad poder ser de aplicación y utilidad en los diferentes edificios comerciales que se encuentran en la ciudad de Guayaquil, presenta tanto las cargas de zonas, de enfriamiento y el consumo de energía para las diferentes horas, mediante la variación de la temperatura exterior. De tal manera que los propietarios de los edificios tengan una idea de cual es el consumo aproximado diario que deben considerar por el uso del sistema del aire acondicionado utilizado.

Los estudios realizados en este presente trabajo, evalúan como se dijo anteriormente tanto las cargas de la zona como la carga de enfriamiento del lugar a climatizar, determinando sus cargas sensibles y latentes así como la cantidad de aire exterior utilizado en el sistema. Con los parámetros como, caudal y capacidad total de enfriamiento que se obtiene en la segunda parte del programa, permitirá a los diseñadores o calculistas seleccionar el tamaño de las máquinas a utilizarse y poder realizar la distribución de aire en dichas zonas. Comunmente se presenta los casos de climatizar locales con las mismas condiciones interiores, pero surge problema cuando con la misma máquina se desea climatizar locales con diferentes

condiciones interiores, el programa considera este caso, o sea zonas de volúmen constante con recalentamiento final y zonas que no requieren recalentamiento final.

En la tercera parte de este trabajo, se seleccionó los equipos necesarios para convertir las cargas requeridas en la segunda parte en consumo de energía. Y esta selección fué como central de enfriamiento, la de compresores reciprocantes enfriados por agua, ya que consume menos energía por cada tonelada de refrigeración producida, que la recíprocante enfriada por aire, con su respectiva torre de enfriamiento y bombas tanto de circulación de agua fría como de agua helada.

No obstante, debo decir que muy poco de lo escrito en este trabajo es contribución propia, yo solamente por medio de investigación lo he reunido. Mi única excusa posible es que en este nuevo campo estamos explorando cada vez más nuevas tierras, un día, en un futuro no muy distante se convertirá en una verdadera disciplina, hoy todavía en nuestro país podemos gozar de libertad de ser pioneros.

Un edificio bien proyectado es ya de por sí un dispositivo que acumula o pierde calor de acuerdo a lo que se requiera, las diversas instalaciones (en nuestro caso aire acondicionado) únicamente mejoran su rendimiento y

garantiza una mayor flexibilidad entre equipos y accesorios utilizados.

En edificios existentes no podemos hacer casi nada para cambiar su arquitectura y su estructura, sólo resta adaptarse a este tipo de construcción. Pero podemos tomar en consideración tanto para edificios en proyectos como para los ya construidos las sugerencias dadas en cada uno de los capítulos.

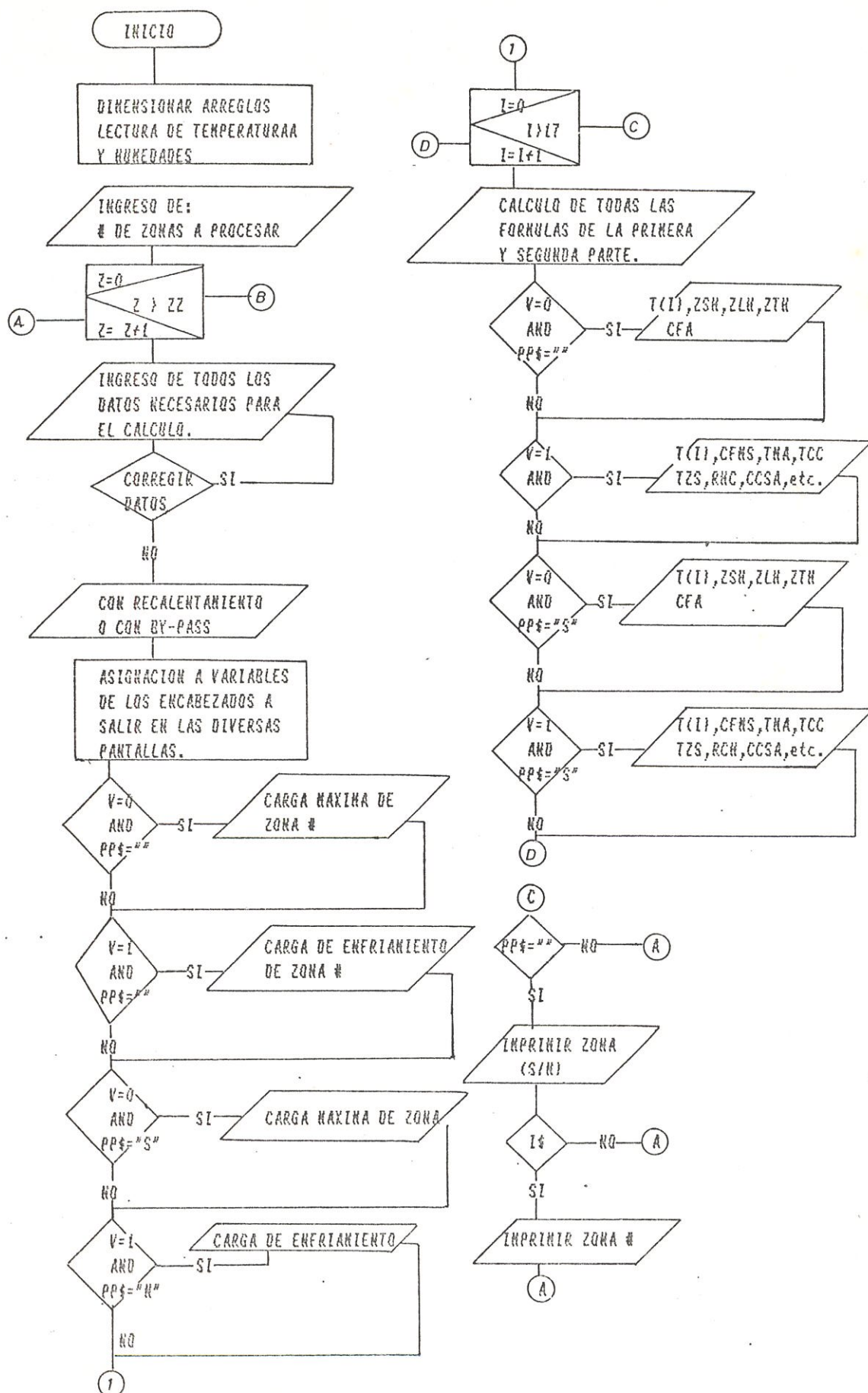
Para poder determinar la eficacia de este programa, se ha utilizado como datos de entrada los obtenidos en la referencia No. 12, que se hallan en la tabla A.13 del Apéndice, donde el cálculo de carga de enfriamiento hecho en la referencia mencionada anteriormente ha sido realizado a la temperatura de diseño, o sea cuando la temperatura exterior es de 92°F.

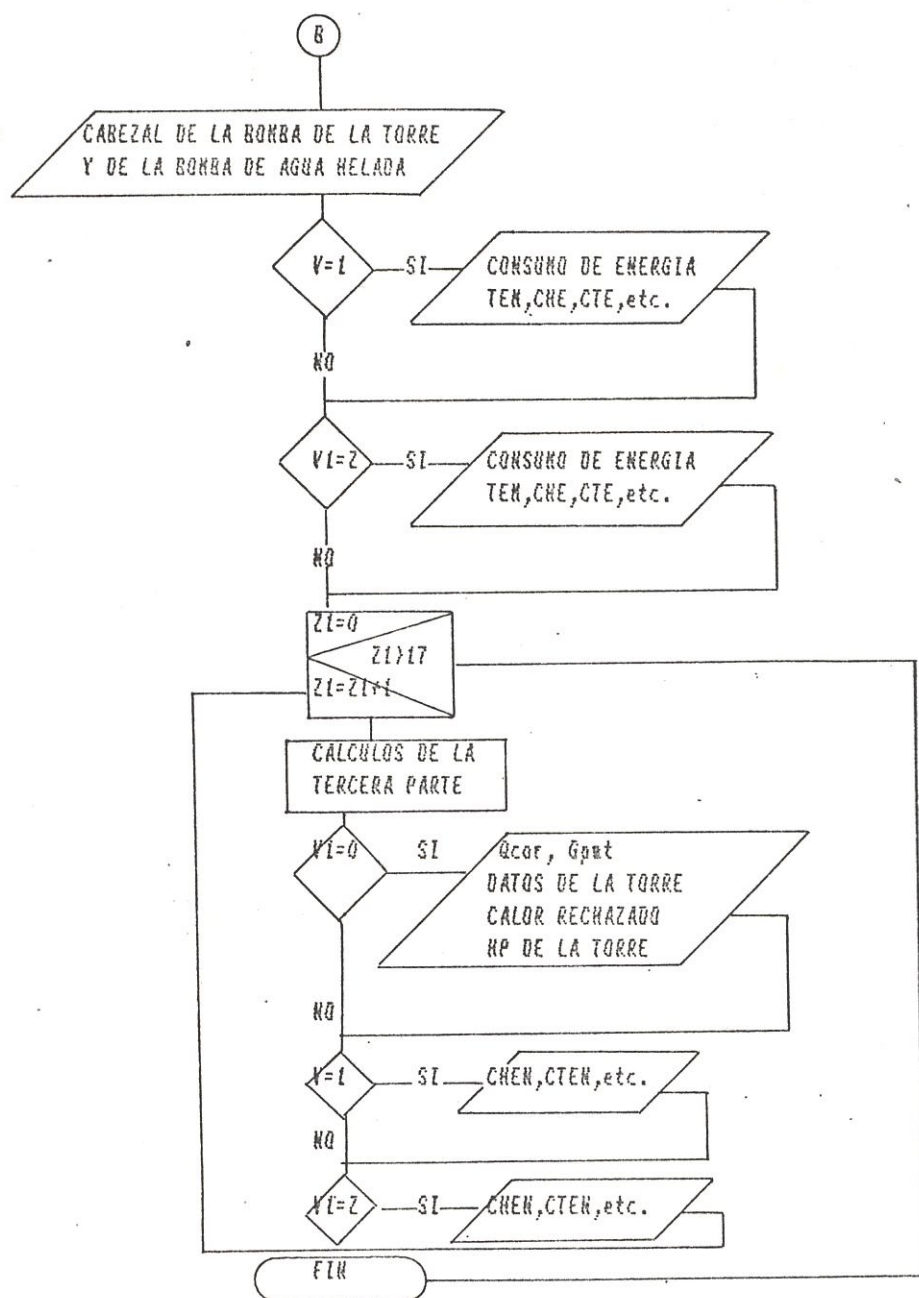
Se tomó esta referencia No. 12, por facilitar datos de zonas, además utiliza serpentín de recalentamiento en una de dichas zonas. Permitiendo de esta manera realizar los cálculos necesarios para la simulación de este modelo de consumo.

Las tablas de resultados obtenidos, utilizando este

programa se encuentran en el Apéndice B. En estas tablas contienen el cálculo de carga máxima, cargas de enfriamiento obtenidos para las 9 zonas a climatizar de acuerdo a la referencia No. 12, también el consumo de energía de dicho edificio. Cabe mencionar que estos datos obtenidos han sido previamente comprobado y se han obtenidos resultados muy buenos.

En esta parte de las conclusiones y recomendaciones se incluye programa y su diagrama de flujo, además gráficos de estas cargas de enfriamiento y consumo de energía del edificio de la referencia No. 12, para poder visualizar las variaciones de los resultados con respecto a las horas que corresponden a cada temperatura exterior. Teniendo en cuenta que la tabla A.1, la cual ha sido utilizada en este estudio, no es para un día específico sino para un día de cualquier mes del año.





```

10 DIM T(20) , W(20) , S1(17), S2(17), S3(17), QRT(17), HPT(17)
20 REM *****
30 REM *S1 GUARDA LA SUMATORIA DE CFMT*
40 REM *S2 GUARDA LA SUMATORIA DE COTH*
45 REM *S3 GUARDA LA SUMATORIA DE RHC*
50 REM *****
60 REM
70 REM *****
80 REM * LECTURA DE LAS TEMPERATURAS Y HUMEDADES RESPECTIVAS *
90 REM *****
100 FOR A = 1 TO 17: READ T(A) :NEXT A
110 FOR B = 1 TO 17 : READ W(B) :NEXT B
120 CLS :KEY OFF
130 INPUT "QUE CANTIDAD DE ZONAS DESEA PROCESAR":ZZ:CLS
140 FOR Z = 1 TO ZZ
150 PRINT"ZONA A":Z
160 REM *****
170 REM * INGRESO DE DATOS POR ZONA A PROCESAR *
180 REM *****
190 INPUT "AREA DEL PISO FT).....":AP
200 INPUT "TEMPERATURA EXTERIOR BULBO SECO (x°F).....":TE
210 INPUT "TEMPERATURA INTERIOR BULBO SECO (x°F).....":TI
220 INPUT "CALOR CONVECTIVO POR VENTANA (QCV) (MBTU).....":QCV
230 INPUT "CALOR RADIANTE POR VENTANA (QRV) (MBTU).....":QRV
240 INPUT "CALOR CONVECTIVO POR PAREDES Y TECHOS (QCP,T) (MBTU)":QCP
250 INPUT "CALOR RADIANTE POR PAREDES Y TECHOS (QRP,T) (MBTU).." :QRP
260 INPUT "CALOR SENSIBLE POR PERSONAS (QSP) (MBTU).....":QSP
270 INPUT "CALOR LATENTE POR PERSONAS (QLP) (MBTU).....":QLP
280 INPUT "NUMERO DE PERSONAS.....":NP
290 INPUT "CONSIDERA GANANCIAS POR EQUIPO (S/N).....":GE$
300 IF GE$ <> "S" AND GE$ <> "N" THEN 290
310 INPUT "CONSIDERA GANANCIAS VARIAS.....":GV$
320 IF GV$ <> "S" AND GV$ <> "N" THEN 310
330 INPUT "LA UNIDAD TIENE SISTEMA DE DUCTO.....":SD$
340 IF SD$ <> "S" AND SD$ <> "N" THEN 330
350 INPUT "CAUDAL POR AREA DE PISO (CFM/FT).....":CFM
360 INPUT "RELACION DE AIRE EXTERIOR -XDA-.....":XDA
370 INPUT "FACTOR BY PASS -BF-.....":BF
380 INPUT "          DESEA CORREGIR ALGUN DATO (S/N)":CO$
390 IF CO$="S" THEN CLS:GOTO 150
400 IF CO$="N" THEN 420
410 GOTO 380
420 PRINT"1.- CON RECALENTAMIENTO"
430 PRINT"2.- CON BY-PASS"
440 INPUT "SU SELECCION -->":EL
450 IF EL<>1 AND EL <>2 THEN 440
460 REM *****
470 REM * ENCABEZADOS A SALIR EN PANTALLA E IMPRESORA*
480 REM *****
490 M1$="      T      ZSH      ZLH      ZTH      CFMDA"
500 M2$="      xF      (MBTU)      (MBTU)      (MBTU)      (FT3/MN)"
510 M3$="      T      CFMSA      TMA      TCCLA      TISA      RHC      CASH      CCLH      COTH
"
520 M4$="      xF      (FT3/MN) (x°F)      (x°F)      (x°F)      (MBTU)      (MBTU)      (MBTU)      (MBTU)
"
530 REM

```



```

540 REM *****
550 REM * LA VARIABLE V ES USADA PARA SELECCIONAR QUE ENCABEZADO *
560 REM * QUE SALDRA EN LA PANTALLA. POR EJEMPLO: *
570 REM * CUANDO V=0 ENTONCES SE IMPRIMIRA EL ENCABEZADO Y LAS *
580 REM * UNIDADES DE LA PRIMERA PARTE DEL CALCULO. *
590 REM * LA VARIABLE PP$ INDICA SI SE DESEA QUE SE IMPRIMA EN LA *
600 REM * IMPRESORA O MD. POR EJEMPLO: *
610 REM * SI PP$="S" Y V=0 ENTONCES SE IMPRIMIRA EN LA IMPRESORA *
620 REM * EL PRIMER ENCABEZADO Y LAS PRIMERAS UNIDADES *
630 REM *****
640 REM
650 IF V=0 AND PP$="" THEN CLS:PRINT TAB(28)"CARGA MAXIMA DE ZONA A ":Z:PRINT:P
RINT TAB(10) M1$:PRINT TAB(10) M2$:PRINT:PRINT
660 IF V=1 AND PP$="" THEN CLS:PRINT TAB(26)"CARGA DE ENFRIAMIENTO DE ZONA A ":Z
:PRINT:PRINT M3$:PRINT M4$:PRINT:PRINT
670 IF V=0 AND PP$="S" THEN CLS:LPRINT TAB(28)"CARGA MAXIMA DE ZONA A ":Z:LPRIN
T:LPRINT TAB(10) M1$:LPRINT TAB(10) M2$:LPRINT:LPRINT
680 IF V=1 AND PP$="S" THEN CLS:LPRINT TAB(26)"CARGA DE ENFRIAMIENTO DE ZONA A "
:Z:LPRINT:LPRINT M3$:LPRINT M4$:LPRINT:LPRINT
690 FOR I=1 TO 17
700 REM
710 REM *****
720 REM * CALCULOS DE LA PRIMERA PARTE *
730 REM *****
740 REM
750 MM=(QCV-QRV)/(TE-TI)
760 WR=MM*(T(1)-TI)+QRV
770 MW=(QCP-QRP)/(TE-TI)
780 WT=MW*(T(1)-TI)+QRP
790 PS=QSP*NP
800 PL=QLP*NP
810 KW=.0015*AP
820 LSH=4.24*KW
830 IF SD$="S" THEN HT=1.03
840 IF SD$="N" THEN HT=2.14
850 IF GE$="S" THEN W=1.7*AP:BHP=.000314*W*HT:KWE=BHP*1.065:ESH=KWE*3.412
860 IF GE$="N" THEN ESH=0
870 IF GV$="S" THEN VSH=.25*LSH
880 IF GV$="N" THEN VSH=0
890 ZSH=WR+WT+PS+LSH+ESH+VSH
900 ZLH=PL:ZTH=ZSH+ZLH
910 REM
920 REM *****
930 REM *CALCULOS DE LA SEGUNDA PARTE *
940 REM *****
950 REM
960 F=CFM*AP:CFA=XOA*F:DAS=(1.08*CFA*(T(1)-TI))/1000
970 ERS=ZSH+BF*DAS
980 IF TI = 72 THEN WIN=.0084
990 IF TI = 74 OR TI=75 THEN WIN=.00928
1000 DAL=4.84*CFA*(W(1)-WIN)
1010 ERH=ZLH+BF*DAL
1020 ESHF=ERS/(ERS+ERH)
1030 IF (TI=74 OR TI=75) AND ESHF=1 THEN TAB=55.2 :DI=1
1040 IF (TI=74 OR TI=75) AND ESHF>=.92 AND ESHF<1 THEN TAB=55.2 :DI=1
1050 IF (TI=74 OR TI=75) AND ESHF>=.84 AND ESHF<.92 THEN TAB=54 :DI=.92

```



```

1060 IF (TI=74 OR TI=75) AND ESHF>= .78 AND ESHF< .84 THEN TAD=52 :DI=.84
1070 IF (TI=74 OR TI=75) AND ESHF>= .74 AND ESHF< .78 THEN TAD=50 :DI=.78
1080 IF (TI=74 OR TI=75) AND ESHF>= .71 AND ESHF< .74 THEN TAD=48 :DI=.74
1090 IF (TI=74 OR TI=75) AND ESHF>= .69 AND ESHF< .71 THEN TAD=46 :DI=.71
1100 IF (TI=74 OR TI=75) AND ESHF>= .66 AND ESHF< .69 THEN TAD=44 :DI=.69
1110 IF (TI=74 OR TI=75) AND ESHF>= .64 AND ESHF< .66 THEN TAD=40 :DI=.66
1120 IF (TI=74 OR TI=75) AND ESHF= .64 THEN TAD=34 :DI=.64
1130 IF TI=72 AND ESHF=1 THEN TAD=52.4 :DI=1
1140 IF TI=72 AND ESHF>=.92 AND ESHF<1 THEN TAD=52.4 :DI=1
1150 IF TI=72 AND ESHF>=.88 AND ESHF<.92 THEN TAD=51 :DI=.92
1160 IF TI=72 AND ESHF>=.81 AND ESHF<.88 THEN TAD=50 :DI=.88
1170 IF TI=72 AND ESHF>=.77 AND ESHF<.81 THEN TAD=48 :DI=.81
1180 IF TI=72 AND ESHF>=.73 AND ESHF<.77 THEN TAD=46 :DI=.77
1190 IF TI=72 AND ESHF>=.7 AND ESHF<.73 THEN TAD=43 :DI=.73
1200 IF TI=72 AND ESHF>=.68 AND ESHF<.7 THEN TAD=40 :DI=.7
1210 IF TI=72 AND ESHF>.66 AND ESHF<.68 THEN TAD=37 :DI=.68
1220 IF TI=72 AND ESHF=.66 THEN TAD=30 :DI=.66
1230 IF DI=1 THEN R1=0:GOTO 1250
1240 IF EL=1 THEN R1=(DI*(ERS+ERH)-ERS)/(1-DI)
1250 CFMS=(ERS+R1)*1000/(1.08*(1-BF)*(TI-TAD))
1260 IF EL=2 AND ABS(ESHF-DI) < .01 THEN R1=0
1270 TMA=TI+CFA/CFMS*(TI-TI)
1280 TCC=TAD+BF*(TMA-TAD):TCCL=VAL (STR$(TCC)) :TCCL=INT(TCCL*100)/100
1290 TZS=TI-ZSH*1000/(1.08*CFMS):TZSA=VAL (STR$(TZS)):TZSA=INT(TZSA*100)/100
1300 IF TZSA > TCCL THEN RHC=R1
1310 IF TZSA=TCCL THEN RHC=0
1330 IF TMA > TCCL THEN TCCE=TMA
1340 CESH=(1.08*CFMS*(TCCE-TCC))/1000
1350 WMA=NIN+CFA/CFMS*(N(I)-WIN)
1360 IF TCCL>=48 AND TCCL<49.9 THEN WCC=.0065
1370 IF TCCL>49.9 AND TCCL<53.9 THEN WCC=.0077
1380 IF TCCL>53.9 AND TCCL<57.9 THEN WCC=8.000001E-03
1390 IF TCCL>57.9 AND TCCL<59 THEN WCC=8.999999E-03
1400 IF WMA>WCC THEN WCC=WMA
1420 CCL=4.84*CFMS*(WCC-WCC)
1430 CCT=CESH+CCL
1440 IF V=0 AND PP$="" THEN S1(I)=S1(I)+CFMS:S2(I)=S2(I)+CCT:S3(I)=S3(I)+RHC
1450 REM
1460 REM *****
1470 REM *AQUI SE INPRIMEN LOS DATOS DE LA PRIMERA PARTE POR PANTALLA*
1480 REM *****
1490 REM
1500 IF V=0 AND PP$="" THEN PRINT USING"          hhhh.hh  hhhh.hh  hhhh.hh
      hhhh.hh  hhhh.hh":T(I):ZSH:ZLH:ZTH:CFA
1510 REM
1520 REM *****
1530 REM *AQUI SE INPRIMEN LOS DATOS DE LA SEGUNDA PARTE POR PANTALLA*
1540 REM *****
1550 REM
1560 IF V=1 AND PP$="" THEN PRINT USING" hh.hh  hhhh.hh  hhh.hh  hhh.hh  hhh.hh  hh
      hh.hh  hhhh.hh  hhhh.hh  hhhh.hh":T(I):CFMS:TMA:TCC:TZS:RHC:CESH:CCL:CCT
1570 REM
1580 REM *****

```

```

1590 REM *AQUI SE IMPRIMEN LOS DATOS DE LA PRIMERA PARTE POR IMPRESORA*
1600 REM *****
1610 REM
1620 IF V=0 AND PP$="S" THEN LPRINT USING"          hh.hh  hh.hh  hh.hh.
hh  hh.hh.hh  hh.hh.hh":T(I):ZSH:ZLH:ZTH:CFA
1630 REM
1640 REM *****
1650 REM *AQUI SE IMPRIMEN LOS DATOS DE LA SEGUNDA PARTE POR IMPRESORA*
1660 REM *****
1670 REM
1680 IF V=1 AND PP$="S" THEN LPRINT USING" hh.hh  hh.hh.hh  hh.hh  hh.hh  hh.hh
hh.hh.hh  hh.hh.hh  hh.hh.hh  hh.hh.hh":T(I):CFMS:TMA:TCC:TZS:RHC:CCSH:CCL:CCT
1690 NEXT I:V=V+1
1700 IF PP$="" THEN INPUT"PRESIONE <<RETURN>> PARA CONTINUAR ":X$
1710 IF PP$="S" AND V<2 THEN INPUT" CAMBIE LA HOJA POR FAVOR Y PRESIONE <<RETURN
>>":X$
1720 IF V=1 THEN G50
1730 IF V=2 THEN V=0
1740 IF PP$="S" THEN 1790
1750 IF PP$="" THEN INPUT"DESEA IMPRIMIR ESTA ZONA EN LA IMPRESORA <S/N>":PP$.
1760 IF PP$="S" THEN G50
1770 IF PP$="N" THEN PP$="":GOTO 1790
1780 GOTO 1750
1790 CLS:NEXT Z
1800 INPUT "CABEZAL DE LA BOMBA DE LA TORRE (PULG de Agua)":CBT
1810 INPUT "CABEZAL DE LA BOMBA DE AGUA HELADA (PULG de Agua)":CBAH
1820 IF V1=1 THEN PRINT TAB(25)"CONSUMO DE ENERGIA DEL EDIFICIO":PRINT
1830 IF V1=1 THEN PRINT          TEMP      CHENER      CTENER      PCTENER  PCHENER  FEN
ER RCENER      ENER TOTAL"
1840 IF V1=1 THEN PRINT          xF      (KW/H)      (KW/H)      (KW/H)      (KW/H)  (KW
/H)  (KW/H)      (KW/H)":PRINT
1850 IF V1=2 THEN LPRINT TAB(25)"CONSUMO DE ENERGIA DEL EDIFICIO":LPRINT
1860 IF V1=2 THEN LPRINT          TEMP      CHENER      CTENER      PCTENER  PCHENER  FE
NER RCENER      ENER TOTAL"
1870 IF V1=2 THEN LPRINT          xF      (KW/H)      (KW/H)      (KW/H)      (KW/H)  (K
W/H)  (KW/H)      (KW/H)":LPRINT
1880 FOR Z1=1 TO 17
1890 TONI = S2(Z1) /12
1900 IF TONI= 42.7 THEN TONT=42.7: KWT=32.8: EER=15.6
1910 IF TONI>= 42.7 AND TONI <=49.8 THEN TONT=49.8: KWT=37.7: EER=15.8
1920 IF TONI> 49.8 AND TONI <=61.4 THEN TONT=61.4: KWT=52.3: EER=14.1
1930 IF TONI> 61.4 AND TONI <=71.4 THEN TONT=71.4: KWT=58.2: EER=14.7
1940 IF TONI> 71.4 AND TONI <=83.2 THEN TONT=83.2: KWT=69.5: EER=14.4
1950 IF TONI> 83.2 AND TONI <=94.6 THEN TONT=94.6: KWT=79 : EER=14.4
1960 IF TONI> 94.6 AND TONI <=102.5 THEN TONT=102.5: KWT=91 : EER=13.5
1970 IF TONI> 102.5 AND TONI <=110.8 THEN TONT=110.8: KWT=101.8: EER=13.1
1980 IF TONI> 110.8 AND TONI <=117.2 THEN TONT=117.2: KWT=97.7: EER=14.4
1990 IF TONI> 117.2 AND TONI <=128.4 THEN TONT=128.4: KWT=107.5: EER=14.3
2000 IF TONI> 128.4 AND TONI <=136.4 THEN TONT=136.4: KWT=118.1: EER=13.9
2010 IF TONI> 136.4 AND TONI <=147.9 THEN TONT=147.9: KWT=123.6: EER=14.4
2020 IF TONI> 147.9 AND TONI <=157.5 THEN TONT=157.5: KWT=131.2: EER=14.4
2030 IF TONI> 157.5 AND TONI <=166.5 THEN TONT=166.5: KWT=144.6: EER=13.8
2040 BPMC=TONT * 3
2050 PLR=TONT / TONI
2060 NPLP=EER*.083
2070 CHEN=(.1494+.9568*PLR+(-.1209)*PLR^2)*NPLP*TONI

```



```

2080 Q1= GPMD*5
2090 QCOR=Q1*.56
2100 GPMT=QONT*2.96
2110 IF V1=0 THEN PRINT USING"   AAA.AA   AAA.AA":QCOR:GPMT
2120 IF V1=0 THEN PRINT TAB(21)"DATOS DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO"
2130 IF V1=0 THEN INPUT "CALOR RECHAZADO (MBTU)":QRT(Z1)
2140 IF V1=0 THEN INPUT "HP DE LA TORRE": HPT(Z1)
2150 PLRT=QRT(Z1)/QCOR
2155 POTC=HPT(Z1)*PLRT
2160 CTEN=POTC*.995
2170 HPBT=GPMT*CBT/3168
2180 PCTE= HPBT*.9325
2190 HPCH=GPMD*CBRH/3168
2200 HPF=S1(Z1)*.00061
2210 FENE= HPF*1.065
2215 RCEN=S3(Z1)/3.41
2220 ENTO=CHEN+CTEN+PCTE+HPCH+FENE+RCEN
2230 IF V1=1 THEN PRINT USING"   AA.AA   AAAA.AA   AAAA.AA   AAAA.AA   AAAA.AA
   AAAA.AA   AAAA.AA   AAAA.AA":T(Z1): CHEN:CTEN:PCTE:HPCH:FENE:RCEN:ENTO
2240 IF V1=2 THEN LPRINT USING"   AA.AA   AAAA.AA   AAAA.AA   AAAA.AA   AAAA.AA
   AAAA.AA   AAAA.AA   AAAA.AA":T(Z1): CHEN:CTEN:PCTE:HPCH:FENE:RCEN:ENTO
2250 NEXT Z1:V1=V1+1:IF V1=1 THEN CLS:GOTO 1820
2260 IF V1=2 THEN INPUT" DESEA IMPRIMIR ESTA TABLA EN LA IMPRESORA (S/N)":I#
2270 IF I#="S" AND V1=2 THEN 1820
2280 IF I#="N" AND V1=2 THEN 2300
2290 IF V1=2 THEN 2260
2300 REM
2310 REM *****
2320 REM * DATOS A SER LEIDOS. CORRESPONDIENTES A LAS 17 TEMPERATURAS*
2330 REM *****
2340 REM
2350 DATA 74.74.4.75.76.78.80.5.84.87.90.91.5.92.91.5.90.88.3
2360 DATA 86.3.84.5.83
2370 REM
2380 REM *****
2390 REM * DATOS A SER LEIDOS. CORRESPONDIENTES A LAS 17 HUMEDADES*
2400 REM *****
2410 REM
2430 DATA 0.0164.0.0169.0.0170.0.0174.0.018.0.0187.0.0193.0.0195.0.0196
2440 DATA 0.01962.0.01964.0.01962.0.0196.0.01954.0.01945.0.01935.0.01925

```

FIG. 8.1 CARGAS DE ENFRIAMIENTO

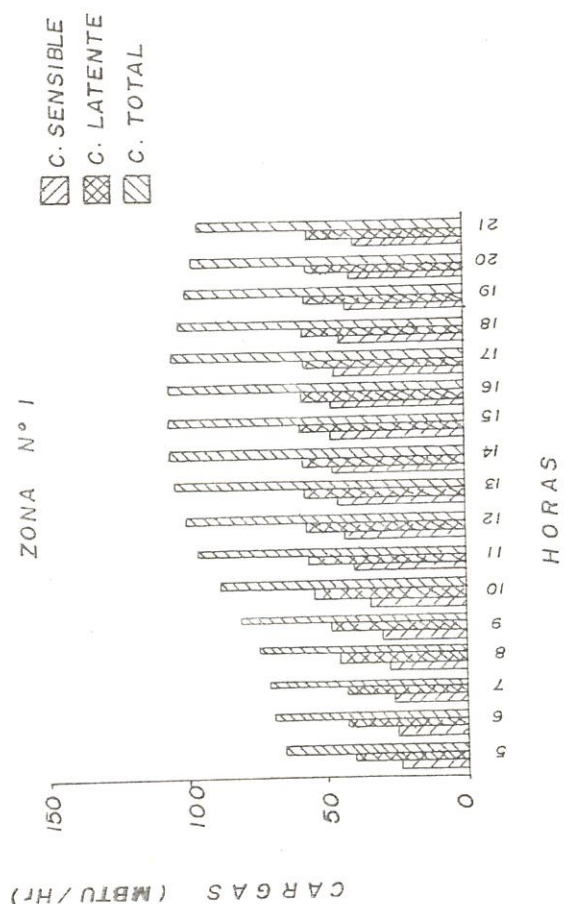


FIG. 8.2 CARGAS DE ENFRIAMIENTO

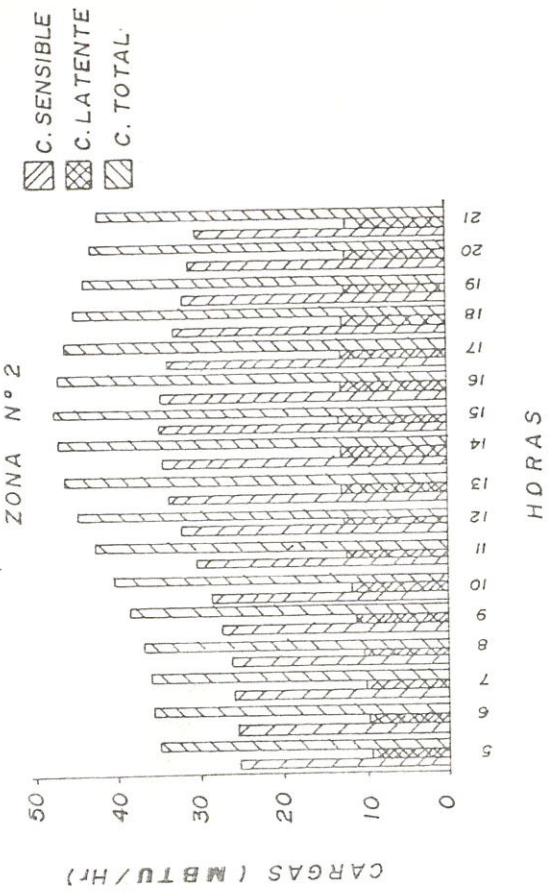


FIG. 8.3 CARGAS DE ENFRIAMIENTO

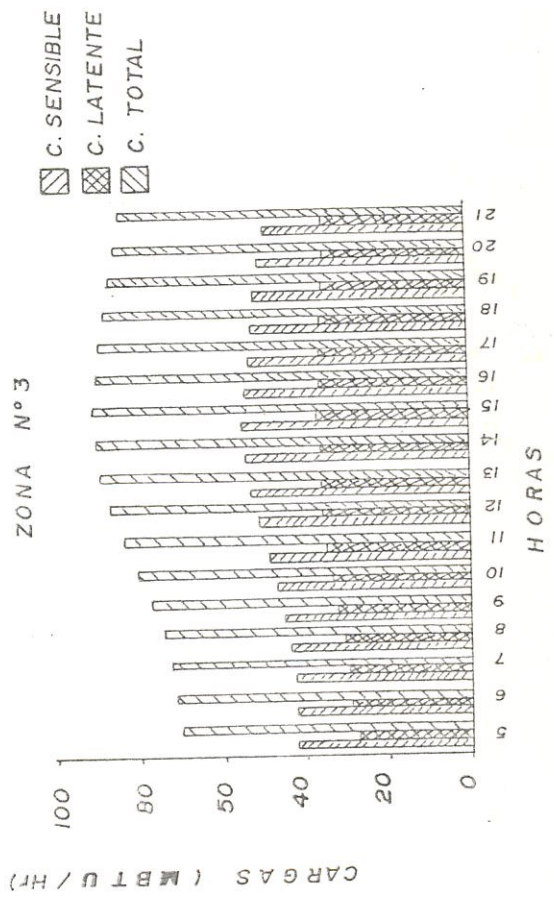


FIG. 8.4 CARGAS DE ENFRIAMIENTO

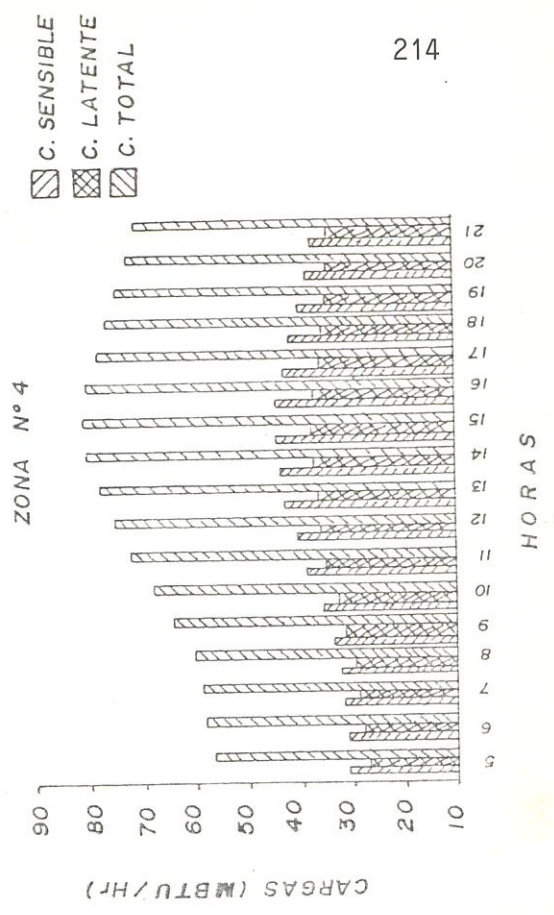


FIG. 8.5 CARGAS DE ENFRIAMIENTO

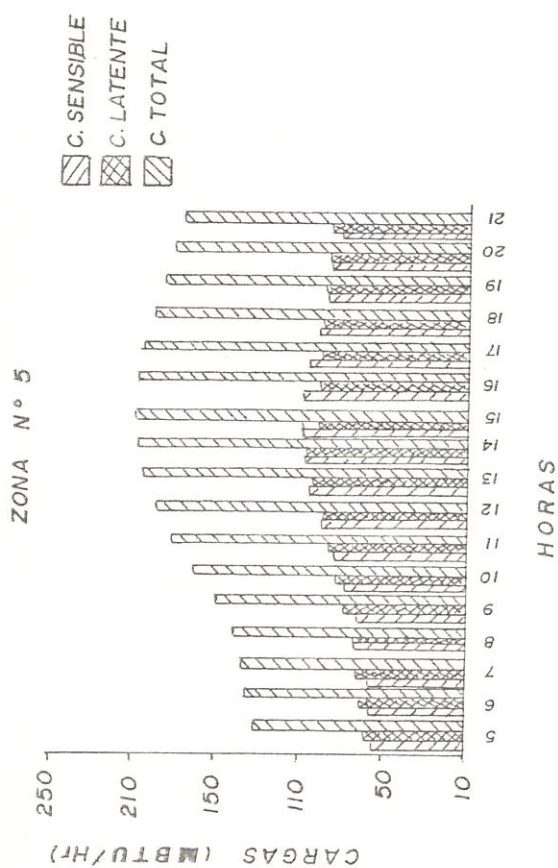


FIG. 8.6 CARGAS DE ENFRIAMIENTO

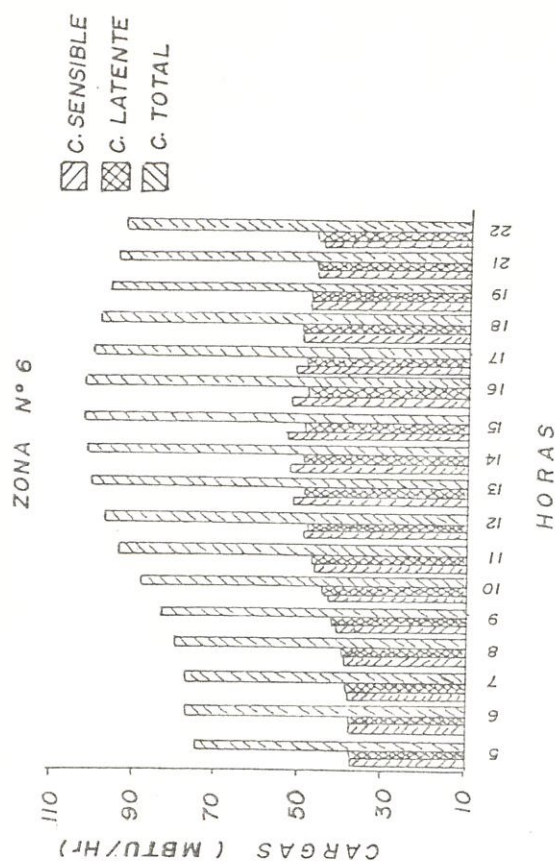


FIG. 8.7 CARGAS DE ENFRIAMIENTO

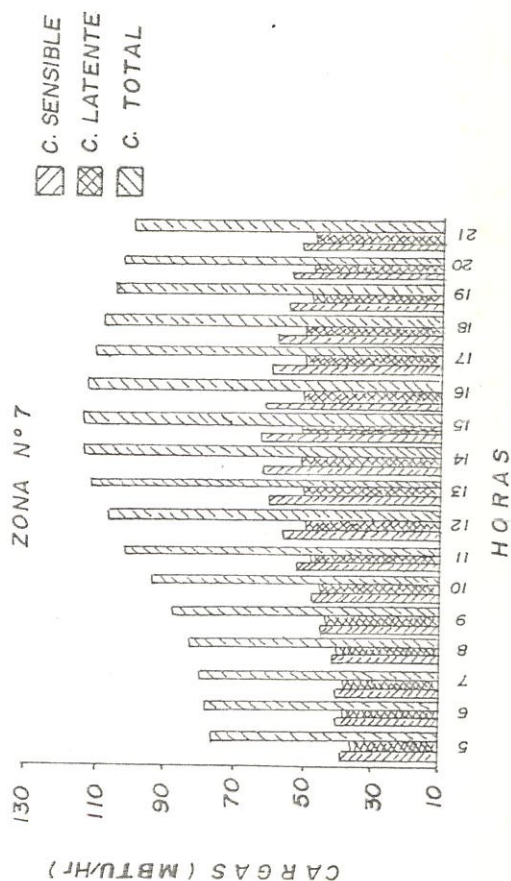


FIG. 8.8 CARGAS DE ENFRIAMIENTO

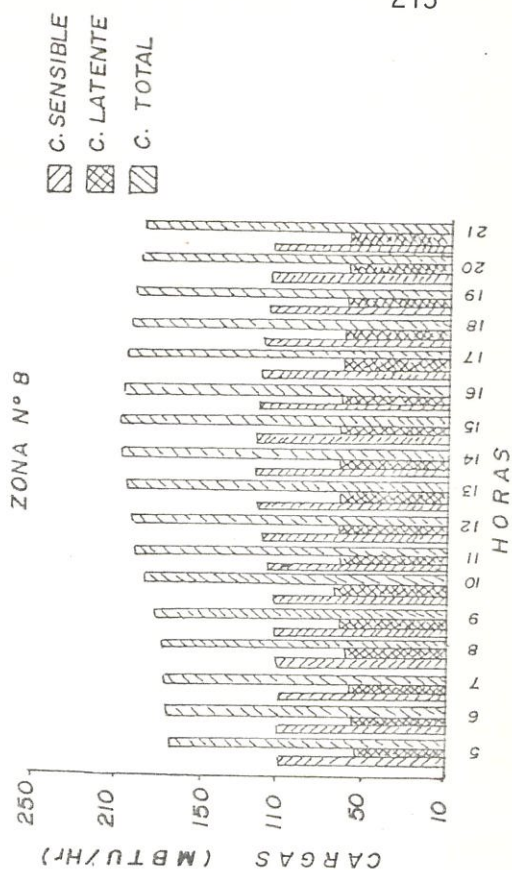


FIG. 8.9 CARGAS DE ENFRIAMIENTO

Zona N° 9

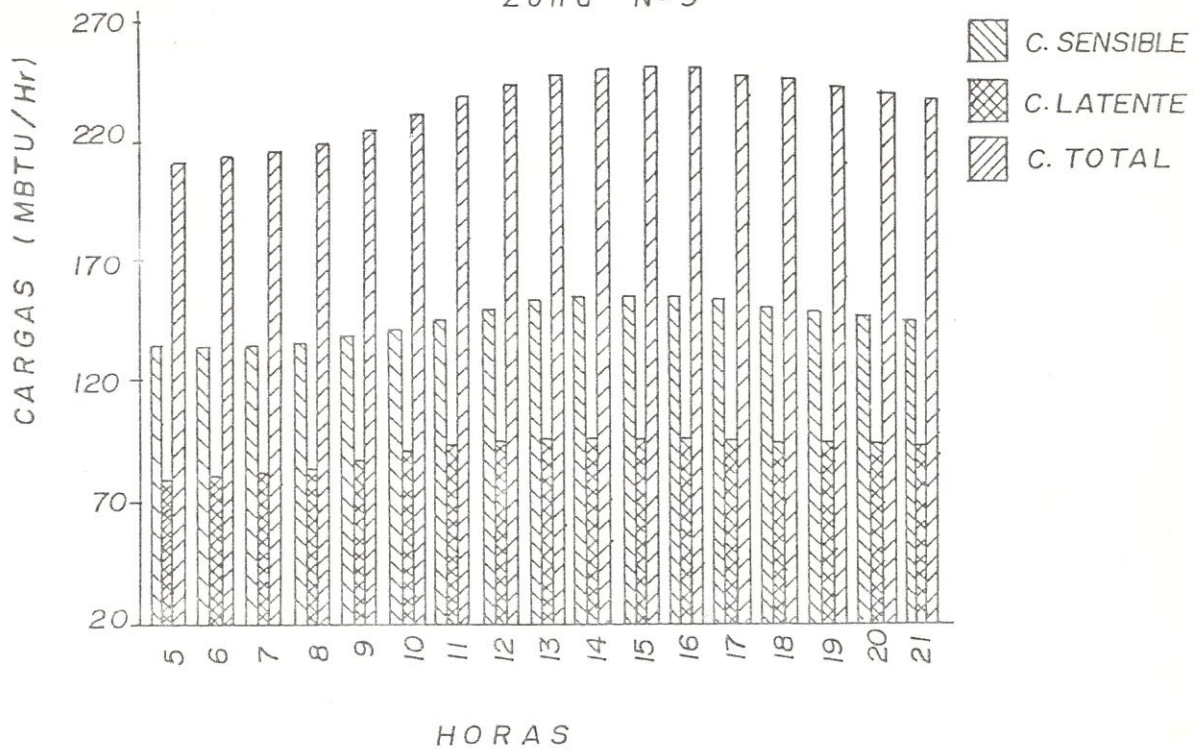
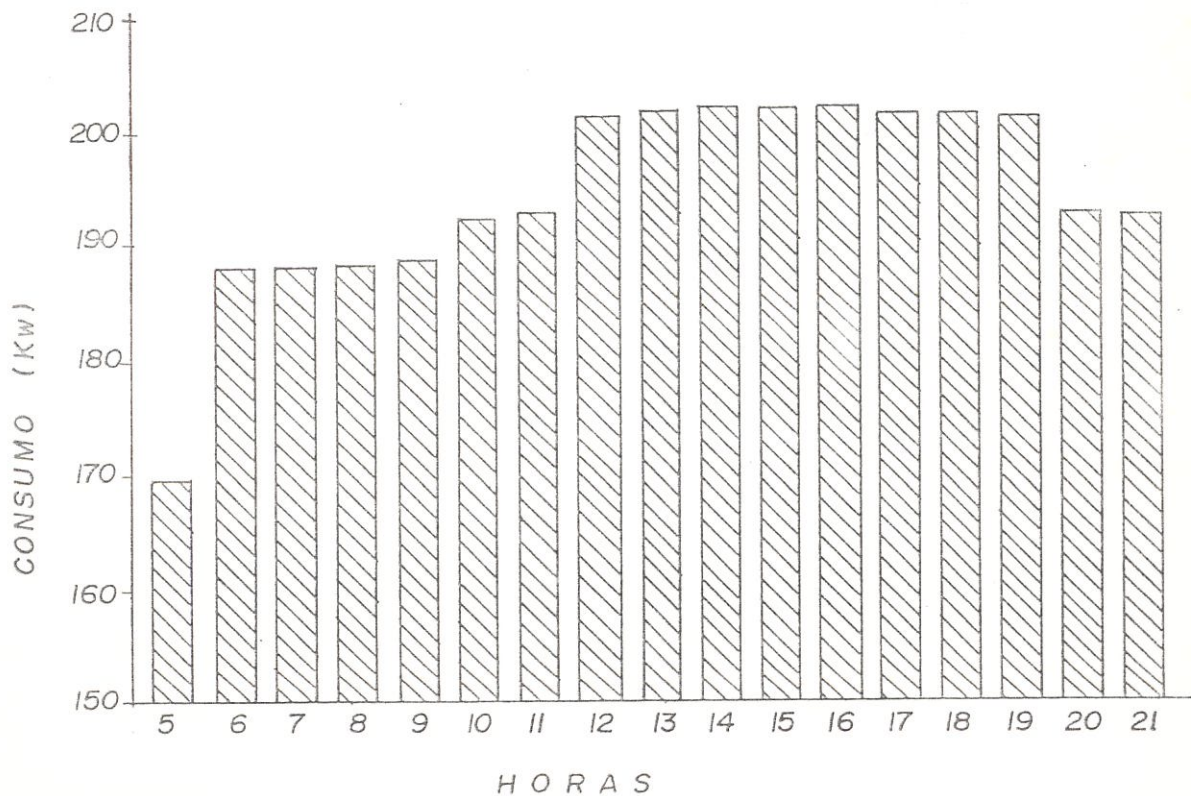


FIG. 10 CONSUMO DE POTENCIA DEL EDIFICIO



APENDICES

APENDICES "A"

TABLA A.1

=====

VARIACIONES DE LA TEMPERATURA Y HUMEDAD

=====

EXTERIOR EN GUAYAQUIL

=====

HORA	TEMPERATURAS EXTERIORES (°F)		RELACION DE HUMEDAD (Lbw/Lba)
	Bulbo Seco	Bulbo Humedo	
5 a.m.	74.00	71.80	.164
6 a.m.	74.40	72.40	.0169
7 a.m.	75.00	72.70	.017
8 a.m.	76.00	73.50	.0174
9 a.m.	78.00	74.80	.018
10 a.m.	80.50	76.40	.0187
11 a.m.	84.00	77.80	.0193
12 a.m.	87.00	78.70	.0195
1 p.m.	90.00	79.40	.0196
2 p.m.	91.50	79.80	.01962
3 p.m.	92.00	80.00	.01964
4 p.m.	91.50	79.80	.01962
5 p.m.	90.00	79.40	.0196
6 p.m.	88.30	79.10	.01954
7 p.m.	86.30	78.50	.01945
8 p.m.	84.50	78.00	.01935
9 p.m.	83.00	77.50	.01925

FUENTE: Tesis de Grado del Ing. Germán Sánchez

TABLA A.2

=====

BALANCEO DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO

=====

FUENTE DE GANANCIA DE CALOR	CALOR DE RADIACION %	CALOR DE CONVECCION %
Solar, sin persianas interiores	100	
Solar, con persianas interiores	58	42
Lamparas fluorescentes	50	50
Lamparas de incandescencia	80	20
Personas	40	60
Transmision	60	40
Infiltracion y ventilacion		100
Maquinaria y utensilios	20 a 80	80 a 20

FUENTE: CARRIER AIR CONDITIONING CO. "Manual de Aire Acondicionado"
Pag. 1-20, 1978.

TABLE
=====

RADIACION SOLAR

DISFERIO SUR

=====

=====

FECHA	A	B
ENERO 21	390	.207
FEBRERO 21	385	.201
MARZO 21	376	.177
ABRIL 21	360	.16
MAYO 21	350	.149
JUNIO 21	345	.142
JULIO 21	344	.142
AGOSTO 21	351	.06
SEPT. 21	365	.071
OCTUBRE 21	378	.097
NOV. 21	387	.121
DICIEN. 21	391	.134

FUENTE: ASHRAE "Handbook of
cooling and heating
requirements"

Algorithms for heating and
cooling Building Energy
1975.

TABLA A.4

=====

RESISTENCIAS TERMICAS ($^{\circ}\text{F.Hr.Pie}^2$)/BTU

=====

MATERIAL	DESCRIPCION	ESPESOR (Pulg)	RESISTENCIA (1/C)
=====			
Elementos de albanileria	- Ladrillo ordinario	4	.80
	- Ladrillo hueco:		
	1 alveolo	3	.80
	2 alveolos	6	1.52
	3 alveolos	12	2.50
	- Bloques de concreto, piedra y arena	3	.40
		4	.71
		6	.91
		8	1.11
		10	1.14
		12	1.28
=====			
Enlucidos	Cemento y arena	1/2	.10
		3/4	.15
		1	.20
	Yeso ligero	1/2	.32
=====			
AIRE			
=====			
CONVECCION	POSICION	FLUJO DE CALOR	
Aire en reposo	Horizontal	Ascendente	.61
	45°		.62
	Vertical	Horizontal	.68
	45°	Descendente	.76
	Horizontal		.92
=====			
VIENTO	Cualquier	Cualquier	
15.0 min/hr	Posicion	Direccion	.17
7.5 Millas/Hr.	Posicion	Direccion	.25
=====			

FUENTE: CARRIER AIR CONDITIONING CO. "Handbook of Air Conditioning Sytem Design", Pag. 1-71-73, 1978.

TABLA A.5

=====

ANGULOS DE ALTITUD (AL) Y AZIMUTH (AZ) DEL SOL

LATITUD DE GUAYAQUIL = 2.19 GRADOS SUR

HORA	Dic. 21		Ene. 21		Feb. 21		Mar. 21		Abr. 21		May. 21		Jun. 21	
	AL	AZ	AL	AZ	AL	AZ	AL	AZ	AL	AZ	AL	AZ	AL	AZ
7 a.m.	15...66		15...70		15...80		15...91		14...103		13...111		13...115	
IDN	183		184		190		193		191		188		188	
8 a.m.	28...64		19...69		30...79		30...91		29...105		27...114		26...118	
IDN	263		265		268		268		264		259		257	
9 a.m.	42...60		43...65		45...77		45...92		43...108		41...119		39...123	
IDN	296		298		299		297		291		286		283	
10 a.m.	54...51		56...57		59...73		60...94		57...116		43...129		51...133	
IDN	313		314		314		311		304		298		295	
11 a.m.	64...33		67...39		73...60		75...98		70...133		63...147		60...151	
IDN	321		322		321		317		311		304		300	
12 n.	69...0		72...0		81...0		88...180		76...180		68...180		64...180	
IDN	323		324		323		319		312		306		302	
1 p.m.	64...327		67...321		73...300		75...262		70...227		63...213		60...209	
IDN	321		322		321		317		311		304		300	
2 p.m.	54...309		56...303		59...287		60...266		57...244		53...231		51...227	
IDN	313		314		314		311		304		298		295	
3 p.m.	42...300		43...295		45...283		45...208		43...252		41...241		39...237	
IDN	296		298		299		297		291		286		283	
4 p.m.	28...296		29...291		30...281		30...269		29...255		27...246		26...242	
IDN	263		265		268		208		264		259		257	
5 p.m.	15...294		15...290		15...280		15...269		14...257		13...249		13...245	
IDN	183		184		190		193		191		188		188	

FUENTE: Tesis de grado del Ing. Germán Sánchez

TABLA A.6

=====

ANGULOS DE ALTITUD (AL) Y AZIMUTH (AZ) DEL SOL

LATITUD DE GUAYAQUIL = 2.19 GRADOS SUR

HORA	Jul. 21		Agos. 21		Sep. 21		Oct. 21		Nov. 21	
	AL	AZ	AL	AZ	AL	AZ	AL	AZ	AL	AZ
7 a.m.	13..112		14..103		15...91		15...79		15...70	
IDN	151		197		199		195		188	
8 a.m.	27..115		29..105		30...92		30...79		29...69	
IDN	259		264		268		269		266	
9 a.m.	40..120		43..109		45...93		45...77		43...65	
IDN	285		290		295		298		295	
10 a.m.	53..129		57..117		60...95		59...72		56...57	
IDN	296		301		308		311		313	
11 a.m.	63..148		69..135		75..101		73...59		67...39	
IDN	302		307		313		318		320	
12 m.	67..180		75..180		82..180		81....0		72....0	
IDN	303		309		315		320		322	
1 p.m.	63..212		69..225		75..259		73..301		67..321	
IDN	302		307		313		318		320	
2 p.m.	53..231		57..243		60..265		59..288		56..303	
IDN	296		301		308		311		313	
3 p.m.	40..240		43..251		45..267		45..283		43..295	
IDN	285		290		295		298		297	
4 p.m.	27..245		29..255		30..268		30..281		29..291	
IDN	259		264		268		269		266	
5 p.m.	13..248		14..257		15..269		15..281		15..290	
IDN	191		197		199		195		188	

FUENTE: Tesis de grado del Ing. Germán Sánchez

TABLA A.7
=====

FACTOR CORRECCION PARA RADIACION DIFUSA

DIA Y MES	CORRECCION
21 ENERO	+ .0074
21 FEBRERO	+ .0000
21 MARZO	- .0158
21 ABRIL	- .0258
21 MAYO	- .031
21 JUNIO	- .0342
21 JULIO	- .0337
21 AGOSTO	- .0326
21 SEPTIEMBRE	- .0268
21 OCTUBRE	- .0132
21 NOVIEMBRE	- .0005
21 DICIEMBRE	- .0063

FUENTE: Tesis del Ing. Germán Sánchez.

TABLA A.8

=====

COEFICIENTES DE SOMBRA PARA VENTANAS

=====

(Numeros Adimensionales)

VENTANAS	Sin Sombra Interior	ID	IM	IL
VIDRIO SIMPLE:				
1/4" Regular	1.00	.75	.70	.65
1/2" Regular	.88	.70	.66	.61
1/4" Termoabsorbente	.67	.54	.52	.49
3/8" Termoabsorbente	.57	.49	.47	.45
1/2" Termoabsorbente	.50	.42	.40	.39
VIDRIO COMPUESTO:				
Doble Hoja Regular Separadas 1/2"	.83	.62	.58	.56
Termoabsorbente en el exterior y regu- lar en el interior	.56	.47	.45	.43
	IIM	IIL	IIIM	IIIL
VIDRIO SIMPLE:				
1/4" Regular	.60	.55	.50	.45
1/2" Regular	.56	.52	.48	.43
1/4" Termoabsorbente	.46	.44	.41	.38
3/8" Termoabsorbente	.43	.41	.38	.36
1/2" Termoabsorbente	.38	.36	.34	.33
VIDRIO COMPUESTO:				
Doble Hoja Regular Separadas 1/2"	.52	.48	.45	.42
Termoabsorbente en el exterior y regu- lar en el interior	.41	.39	.37	.35

FUENTE: ASHRAE, "Handbook of fundamentals", pag, 405, 1972

NOTA: Los indices ID, IM, IL, IIM, IIL, IIIM, IIIL se refieren a las distintas clases de cortinas interiores indicadas en el Handbook of Fundamentals de ASHRAE.

TABLA A.9

=====

COEFICIENTES U PARA VIDRIOS BTU/(Hr.°F.Pie²)

=====

TIPO	VIDRIO	MARCO SIMPLE	MARCO DOBLE
VERTICAL	SENCILLO	1.13	.54
	DOBLE:		
	1/4	.61	
	1/2	.55	
	3/4-4	.53	
	TRIPLE:		
	1/4	.41	
	1/2	.36	
	3/4-4	.34	
HORIZONTAL	SENCILLO:		
	INVIERNO	.86	.43
	VERANO	1.40	.64
	DOBLE (1/4"):		
	INVIERNO	.50	
	VERANO	.70	

FUENTE: CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY, "Handbook of Air Conditioning System Design", pag.1-76, 1978.

TABLA A.10

=====

CAUDALES DE AIRE EXTERIOR

=====

APLICACION	NUMERO DE FUMADORES	CFM/PERSONA RECOMENDABLE MINIMO		CFM/Pie ² DE PISO MINIMO
APARTAMENTO: Normal	PEQUEÑO	20	15	
Lujo	MUY PEQUEÑO	30	25	.33
HALL DE BANCO	PEQUEÑO	10	7 1/2	
BARNERIA	GRANDE	15	10	
SALON DE BELLEZA	MUY PEQUEÑO	10	7 1/2	
BAR	GRANDE	30	25	
CORREDORES				.25
GRANDES ALMACENES	PEQUEÑO	7 1/2	5	.05
SALA DE SESIONES	MUY GRANDE	50	30	
FARMACIA	GRANDE	10	7 1/2	
FABRICA		10	7 1/2	.10
GARAJES				1.00
HOSPITALES: Quirofanos	NINGUNO			2.00
Habit. Privada	NINGUNO	30	25	.33
Sala Común	NINGUNO	20	15	
HABIT. DE HOTEL	GRANDE	30	25	.33
COCINA: Restaurante				4.00
Privada				2.00
LABORATORIO	PEQUEÑO	20	15	
DESPACHO: Común	PEQUEÑO	15	10	
Privado	NINGUNO	25	15	.25
Privado	GRANDE	30	25	.25
RESTAURANTE: Cafeteria	GRANDE	12	10	
Comedor	GRANDE	15	12	
CUARTO DE ASEO				2.00

PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL AIRE HUMEDO
PRESION ATMOSFERICA (29.921 Pulg. Hg)

229

T (°F)	Ws X 10 ³	VOLUMEN (Ft ³ /Lb.a.s.)			ENTALPIA BTU/(F.Lb.a.s.)			ENTROPIA BTU/(F.Lb.a.s.)			AGUA CONDENSADA		IN P.
		Va	Vas	Vs	Ha	Has	Hs	Sa	Sas	Ss	BTU/Lb Hm	BTU/°F.Lb Sw	
46	6.578	12.74	.134	12.8	11.049	7.11	18.16	.022	.014	.037	14.1	.028	.31
47	6.835	12.76	.14	12.9	11.289	7.39	18.68	.023	.015	.038	15.11	.03	.32
48	7.1	12.79	.146	12.9	11.53	7.68	19.21	.023	.015	.039	16.11	.032	.33
49	7.374	12.81	.151	12.9	11.77	7.98	19.75	.024	.016	.04	17.11	.034	.34
50	7.658	12.84	.158	13	12.01	8.29	20.3	.024	.017	.041	18.11	.036	.35
51	7.952	12.86	.164	13.03	12.25	8.61	20.86	.025	.017	.043	19.11	.038	.37
52	8.256	12.89	.17	13.06	12.49	8.94	21.43	.025	.018	.044	20.11	.04	.38
53	8.569	12.91	.178	13.09	12.73	9.28	22.02	.026	.019	.045	21.12	.042	.40
54	8.894	12.94	.185	13.12	12.97	9.64	22.61	.026	.019	.046	22.12	.043	.41
55	9.229	12.97	.192	13.16	13.21	10.01	23.22	.027	.02	.047	23.12	.045	.42
56	9.575	12.99	.2	13.19	13.45	10.39	23.84	.027	.021	.048	24.12	.047	.43
57	9.934	13.02	.208	13.22	13.69	10.79	24.48	.028	.021	.05	25.12	.049	.45
58	10.3	13.04	.216	13.26	13.93	11.19	25.12	.028	.022	.051	26.12	.051	.46
59	10.69	13.07	.224	13.29	14.17	11.61	25.78	.029	.023	.052	27.12	.053	.50
60	11.08	13.09	.233	13.32	14.41	12.05	26.46	.029	.024	.053	28.12	.055	.51
61	11.49	13.12	.242	13.36	14.65	12.5	27.15	.029	.025	.055	29.12	.057	.52
62	11.91	13.14	.251	13.39	14.89	12.96	27.85	.03	.026	.056	30.12	.059	.53
63	12.35	13.17	.261	13.43	15.13	13.44	28.57	.03	.027	.057	31.12	.061	.54
64	12.8	13.19	.271	13.46	15.37	13.94	29.31	.031	.028	.059	32.12	.063	.55
65	13.26	13.22	.282	13.5	15.61	14.45	30.06	.031	.029	.06	33.11	.065	.56
66	13.74	13.24	.292	13.53	15.85	14.98	30.88	.032	.03	.062	34.11	.067	.57
67	14.24	13.27	.303	13.57	16.09	15.53	31.62	.032	.031	.063	35.11	.068	.58
68	14.74	13.29	.315	13.61	16.33	16.09	32.42	.033	.032	.065	36.11	.07	.59
69	15.28	13.32	.327	13.65	16.57	16.67	33.25	.033	.033	.066	37.11	.072	.60
70	1.58	13.34	.33	13.68	16.81	17.27	34.09	.034	.034	.068	38.11	.074	.61
71	1.639	13.37	.35	13.72	17.05	17.89	34.95	.034	.035	.07	39.11	.076	.62
72	1.89	13.39	.36	13.76	17.29	17.53	35.83	.034	.036	.071	40.11	.078	.63
73	1.75	13.42	.37	13.8	17.53	19.2	36.74	.035	.038	.073	41.11	.08	.64
74	1.81	13.44	.39	13.84	17.77	19.88	37.66	.035	.039	.075	42.1	.082	.65
75	1.88	13.47	.4	13.88	18.01	20.59	38.61	.036	.04	.076	43.1	.084	.66
76	1.94	13.49	.42	13.92	18.25	21.31	39.57	.036	.041	.078	44.1	.085	.67
77	2.01	13.52	.43	13.96	18.49	22.07	40.57	.037	.043	.08	45.1	.087	.68
78	2.08	13.55	.45	14	18.74	22.84	41.58	.037	.044	.082	46.1	.089	.69
79	2.15	13.57	.47	14.04	18.98	23.64	42.62	.038	.046	.084	47.1	.091	.70
80	2.23	13.6	.48	14.08	19.22	24.47	43.69	.038	.047	.086	48.1	.093	1.01
81	2.31	13.62	.5	14.13	19.46	25.32	44.78	.038	.049	.088	49.09	.095	1.02
82	2.38	13.65	.52	14.17	19.71	26.2	45.9	.039	.051	.09	50.09	.097	1.11
83	2.47	13.67	.54	14.21	19.94	27.1	47.04	.039	.052	.092	51.09	.098	1.12
84	2.55	13.7	.56	14.26	20.18	28.04	48.22	.04	.054	.094	52.09	.1	1.13
85	2.64	13.72	.58	14.3	20.42	29.01	49.43	.04	.056	.096	53.09	.102	1.2
86	2.73	13.75	.6	14.35	20.66	30	50.66	.041	.058	.099	54.08	.104	1.21
87	2.82	13.77	.62	14.4	20.9	31.03	51.93	.041	.059	.101	55.08	.106	1.22
88	2.91	13.8	.64	14.44	21.14	32.09	53.23	.042	.061	.103	56.08	.108	1.23
89	3.01	13.82	.66	14.49	21.38	33.18	54.56	.042	.063	.106	57.08	.109	1.3
90	3.11	13.85	.69	14.54	21.62	34.31	55.93	.042	.065	.108	58.08	.111	1.4
91	3.22	13.8	.71	14.54	21.86	35.47	57.33	.043	.068	.111	59.07	.113	1.41
92	3.33	13.9	.74	14.59	22.1	36.67	58.78	.043	.07	.114	60.07	.115	1.42
93	3.44	13.92	.76	14.64	22.34	37.9	60.25	.044	.072	.116	61.07	.117	1.5
94	3.55	13.95	.79	14.69	22.58	39.18	61.77	.044	.074	.119	62.07	.118	1.51
95	3.67	13.98	.82	14.8	22.82	40.49	63.32	.045	.077	.122	63.07	.12	1.52
96	3.79	14	.85	14.85	23.06	41.85	64.92	.045	.079	.125	64.06	.122	1.53
97	3.92	14.03	.88	14.9	23.3	43.24	66.55	.046	.082	.128	65.06	.124	1.54
98	4.04	14.05	.91	14.9	23.54	44.58	68.23	.046	.084	.131	66.06	.126	1.55
99	4.18	14.08	.94	15	23.78	46.17	69.96	.046	.084	.134	67.06	.127	1.56
100	4.31	14.1	.97	15.08	24.02	47.7	71.73	.047	.09	.137	68.06	.129	1.57

TABLA A.12

=====

FACTORES DE CALOR SENSIBLE EFECTIVO Y LA TEMPERATURA DE ROCÍO

=====

CONDICIONES INTERIORES

=====

				ADP Y ESHF									
(°F)	(°C)	(°F)	(Gr/Lb)										
75	20	53.20	25.70	ESHF	1.00	.98	.96	.94	.92	.90	.89		
				ADP	31.50	30.00	28.00	26.00	24.00	22.00	20.00		
	25	54.80	32.10	ESHF	1.00	.95	.92	.90	.88	.88	.84		
				ADP	36.90	34.00	32.00	30.00	28.00	25.00	21.00		
	30	56.50	38.50	ESHF	1.00	.97	.93	.90	.87	.85	.82	.80	.77
				ADP	41.40	40.00	38.00	36.00	34.00	32.00	28.00	24.00	20.00
	35	58.10	45.20	ESHF	1.00	.96	.91	.87	.84	.80	.73	.76	.75
				ADP	45.50	44.00	42.00	40.00	38.00	34.00	31.00	27.00	22.00
	40	59.60	51.80	ESHF	1.00	.96	.89	.84	.81	.79	.76	.73	.71
				ADP	49.10	48.00	46.00	44.00	42.00	40.00	37.00	32.00	24.00
	45	61.10	58.20	ESHF	1.00	.94	.87	.81	.77	.75	.72	.69	.67
				ADP	52.20	51.00	49.00	47.00	45.00	43.00	40.00	35.00	21.00
72	50	62.60	65.00	ESHF	1.00	.92	.84	.78	.74	.71	.69	.66	.64
				ADP	55.20	54.00	52.00	50.00	48.00	46.00	44.00	40.00	34.00
	55	64.00	71.50	ESHF	1.00	.94	.87	.73	.72	.69	.65	.63	.61
				ADP	57.80	57.00	56.00	54.00	52.00	50.00	47.00	44.00	39.00
	60	65.30	77.90	ESHF	1.00	.90	.77	.71	.66	.63	.61	.59	.58
				ADP	60.10	59.00	57.00	55.00	53.00	51.00	49.00	46.00	43.00
	65	66.70	84.80	ESHF	1.00	.84	.72	.65	.61	.59	.57	.55	.54
				ADP	62.40	61.00	59.00	57.00	55.00	53.00	51.00	48.00	44.00
	70	68.00	91.20	ESHF	1.00	.80	.73	.68	.61	.57	.54	.52	.51
				ADP	64.50	63.00	62.00	61.00	59.00	57.00	55.00	52.00	49.00
	35	55.90	40.80	ESHF	1.00	.98	.93	.89	.86	.83	.81	.79	.77
				ADP	42.80	42.00	40.00	38.00	36.00	34.00	31.00	28.00	22.00
72	40	57.30	46.70	ESHF	1.00	.95	.92	.87	.84	.81	.77	.75	.73
				ADP	46.30	45.00	44.00	42.00	40.00	38.00	34.00	30.00	23.00
	45	58.70	52.70	ESHF	1.00	.94	.87	.82	.79	.76	.74	.71	.69
				ADP	49.50	48.00	46.00	44.00	42.00	40.00	38.00	32.00	22.00
	50	60.10	58.80	ESHF	1.00	.92	.88	.81	.77	.73	.70	.68	.66
				ADP	52.40	51.00	50.00	48.00	46.00	43.00	40.00	37.00	30.00
	55	61.40	64.40	ESHF	1.00	.93	.83	.77	.72	.68	.66	.64	.63
				ADP	54.90	54.00	52.00	50.00	48.00	45.00	42.00	39.00	36.00
	60	62.70	70.20	ESHF	1.00	.89	.79	.72	.68	.65	.63	.61	.60
				ADP	57.30	56.00	54.00	52.00	50.00	48.00	46.00	42.00	39.00

TABLA A.13

=====

CARACTERISTICAS DE PERFORMANCIA USADA PARA LA SELECCION

=====

DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO

=====

TENPERATURA DE BULBO HUMEDO EXTERIOR (°F)	TENPERATURA DE SALIDA DEL AGUA HELADA (°F)	GPH/TON.	DIVERSIDAD DE RANGO 80 %	APROXIMACION
65	90.00	2.40	12.00	25.00
66	90.00	2.40	12.00	24.00
67	90.00	2.40	12.00	23.00
68	90.00	2.40	12.00	22.00
69	90.00	2.40	12.00	21.00
70	90.00	2.40	12.00	20.00
71	90.00	2.40	12.00	19.00
72	90.00	2.40	12.00	18.00
73	90.00	2.40	12.00	17.00
74	90.00	2.40	12.00	16.00
75	90.00	2.40	12.00	15.00
76	90.50	2.48	11.60	14.50
77	91.00	2.57	11.20	14.00
78	91.50	2.67	10.80	13.50
79	92.00	2.77	10.40	13.00
80	92.50	2.88	10.00	12.50
81	93.00	3.00	9.60	12.00

FUENTE: SINGER ELECTRO HYDRONIC SYSTEMS DESIGN MANUAL, 1980.

TABLA A.14
=====

VALORES DE LAS DIFERENTES CAPACIDADES DE TONELADAS DE REFRIGERACION
=====

TEMPERATURA DE SALIDA DEL AGUA	TEMPERATURA DE ENTRADA DEL AGUA DE CONDENSADO 85 °F		
(°F)	TONELADAS	KW	EER
44	42.7	32.80	15.6
44	49.8	37.70	15.8
44	61.4	52.30	14.1
44	71.4	58.20	14.7
44	83.2	69.50	14.4
44	94.6	79.00	14.4
44	102.5	91.00	13.5
44	110.8	101.80	13.1
44	117.2	97.70	14.4
44	128.4	107.50	14.3
44	136.4	118.10	13.9
44	147.9	123.60	14.4
44	157.5	131.20	14.4
44	166.5	144.60	13.8

FUENTE: MCQUAY; SEASONPAK PACKAGED WATER CHILLERS;
CATALOG 903-8; MCQUAY; USA; 1984.

TABLA A.15

=====

VALORES DE LOS COEFICIENTES DEL ENFRIADOR DE AGUA
=====

OBTENIDOS DE FABRICACION
=====

COEFICIENTES	* TIPO 1	* TIPO 2	* TIPO 3
RCAV1	1.006	1.006	1.006
RCAV2	-.019	.019	.019
RCAV3	.00022	.00022	.00022
ADJE1	3.158	3.158	3.158
ADJE2	-3.313	-3.313	-3.313
ADJE3	1.154	1.154	1.154
RPWR1	.1601	.239	.1494
RPWR2	.3164	-.0405	.9568
RPWR3	.5189	.7955	-.1118

* TIPO 1 = COMPRESOR HERMETICO

* TIPO 2 = CENTRIFUGO ABIERTO

* TIPO 3 = RECIPROCANTE

TABLA A.16

=====

VALORES DE ENTRADA UTILIZADOS EN EL PROGRAMA

=====

DATOS DE INGRESO	ZONA # 1	ZONA # 2	ZONA # 3	ZONA # 4	ZONA # 5
AREA DEL PISO (FT ²)	974.3	860	1644.1	2023	5773.1
T. EXTERIOR DE BULBO SECO (°F)	92	92	92	92	92
T. INTERIOR DE BULBO SECO (°F)	72	72	74	74	74
C. CO. POR VENT.(QCV) (HBTU)	.875	8.539	11.74	5.17	15.64
C. RAD. POR VENTANA (QRV) (HBTU)	.895	5.66	12.45	5.3	10.45
C. CO. POR P.Y T.(QCP.T) (HBTU)	6.301	10.14	16.27	11.37	28.1
C. RAD. POR P.Y T.(QRP.T) (HBTU)	4.35	5.96	12.34	7.06	17.95
C. SEN.POR PERSONAS (QSP) (HBTU)	.245	.245	.245	.245	.245
C. LAT.POR PERSONA (QLP) (HBTU)	.205	.205	.205	.205	.205
NUMERO DE PERSONAS	6	8	30	20	10
GANANCIAS POR EQUIPOS	S	S	N	N	N
GANANCIAS VARIAS	S	S	N	N	N
SISTEMA DE DUCTOS	S	N	S	S	S
CAUDAL POR AREA DE PISO (CFM/FT ²)	2	.32	.25	.25	.25
RELACION DE AIRE EXTERIOR -XOA-	.5	.5	1	1	1
FACTOR BY-PASS	.05	.05	.1	.1	.1

DATOS DE INGRESO	ZONA # 6	ZONA # 7	ZONA # 8	ZONA # 9
AREA DEL PISO (FT ²)	2931.12	2771.82	4996.03	6082.56
T. EXTERIOR DE BULBO SECO (°F)	92	92	92	92
T. INTERIOR DE BULBO SECO (°F)	74	74	74	74
C. CO. POR VENT.(QCV) (HBTU)	10.24	8.44	36.91	69.71
C. RAD. POR VENTANA (QRV) (HBTU)	10.11	6.145	36.08	69.48
C. CO. POR P.Y T.(QCP.T) (HBTU)	4.77	22.46	39.7	20.43
C. RAD. POR P.Y T.(QRP.T) (HBTU)	2.95	15.2	37.67	17.6
C. SEN.POR PERSONAS (QSP) (HBTU)	.245	.245	.245	.245
C. LAT.POR PERSONA (QLP) (HBTU)	.205	.205	.205	.205
NUMERO DE PERSONAS	25	6	30	30
GANANCIAS POR EQUIPOS	N	N	N	N
GANANCIAS VARIAS	N	N	N	N
SISTEMA DE DUCTOS	S	S	S	S
CAUDAL POR AREA DE PISO (CFM/FT ²)	.25	.25	.32	.32
RELACION DE AIRE EXTERIOR -XOA-	1	1	.5	.5
FACTOR BY-PASS	.05	.1	.1	.1

FUENTE: Tesis de grado del Ing. Germán Sánchez.

APENDICES "B"

TABLA B1 CARGA MAXIMA DE ZONA A 1

T °F	ZSH (MBTU)	ZLH (MBTU)	ZTH (MBTU)	CFMDA (FT3/MH)
74.00	16.64	1.23	17.87	974.30
74.40	16.68	1.23	17.91	974.30
75.00	16.73	1.23	17.96	974.30
76.00	16.83	1.23	18.06	974.30
78.00	17.02	1.23	18.25	974.30
80.50	17.26	1.23	18.49	974.30
84.00	17.60	1.23	18.83	974.30
87.00	17.89	1.23	19.12	974.30
90.00	18.18	1.23	19.41	974.30
91.50	18.33	1.23	19.56	974.30
92.00	18.37	1.23	19.60	974.30
91.50	18.33	1.23	19.56	974.30
90.00	18.18	1.23	19.41	974.30
88.30	18.02	1.23	19.25	974.30
86.30	17.82	1.23	19.05	974.30
84.50	17.65	1.23	18.88	974.30
83.00	17.51	1.23	18.74	974.30

TABLA B2 CARGA MAXIMA DE ZONA A 2

T °F	ZSH (MBTU)	ZLH (MBTU)	ZTH (MBTU)	CFMDA (FT3/MH)
74.00	24.72	1.64	26.36	137.60
74.40	24.87	1.64	26.51	137.60
75.00	25.08	1.64	26.72	137.60
76.00	25.43	1.64	27.07	137.60
78.00	26.14	1.64	27.78	137.60
80.50	27.02	1.64	28.66	137.60
84.00	28.25	1.64	29.89	137.60
87.00	29.31	1.64	30.95	137.60
90.00	30.37	1.64	32.01	137.60
91.50	30.90	1.64	32.54	137.60
92.00	31.08	1.64	32.72	137.60
91.50	30.90	1.64	32.54	137.60
90.00	30.37	1.64	32.01	137.60
88.30	29.77	1.64	31.41	137.60
86.30	29.07	1.64	30.71	137.60
84.50	28.43	1.64	30.07	137.60
83.00	27.90	1.64	29.54	137.60

TABLA B3 CARGA MAXIMA DE ZONA A 3

T °F	ZSH (MBTU)	ZLH (MBTU)	ZTH (MBTU)	CFMDA (FT3/MN)
74.00	42.65	6.15	48.80	411.03
74.40	42.72	6.15	48.87	411.03
75.00	42.82	6.15	48.97	411.03
76.00	43.00	6.15	49.15	411.03
78.00	43.36	6.15	49.51	411.03
80.50	43.81	6.15	49.96	411.03
84.00	44.43	6.15	50.58	411.03
87.00	44.97	6.15	51.12	411.03
90.00	45.51	6.15	51.66	411.03
91.50	45.78	6.15	51.93	411.03
92.00	45.87	6.15	52.02	411.03
91.50	45.78	6.15	51.93	411.03
90.00	45.51	6.15	51.66	411.03
88.30	45.20	6.15	51.35	411.03
86.30	44.85	6.15	51.00	411.03
84.50	44.52	6.15	50.67	411.03
83.00	44.26	6.15	50.41	411.03

TABLA B4 CARGA MAXIMA DE ZONA A 4

T °F	ZSH (MBTU)	ZLH (MBTU)	ZTH (MBTU)	CFMDA (FT3/MN)
74.00	30.19	4.10	34.29	505.75
74.40	30.28	4.10	34.38	505.75
75.00	30.42	4.10	34.52	505.75
76.00	30.65	4.10	34.75	505.75
78.00	31.12	4.10	35.22	505.75
80.50	31.70	4.10	35.80	505.75
84.00	32.51	4.10	36.61	505.75
87.00	33.21	4.10	37.31	505.75
90.00	33.90	4.10	38.00	505.75
91.50	34.25	4.10	38.35	505.75
92.00	34.37	4.10	38.47	505.75
91.50	34.25	4.10	38.35	505.75
90.00	33.90	4.10	38.00	505.75
88.30	33.51	4.10	37.61	505.75
86.30	33.04	4.10	37.14	505.75
84.50	32.63	4.10	36.73	505.75
83.00	32.28	4.10	36.38	505.75

TABLA B5 CARGA MAXIMA DE ZONA A 5

T °F	ZSH (MBTU)	ZLH (MBTU)	ZTH (MBTU)	CFMDA (FT3/MN)
74.00	67.74	2.05	69.79	1443.28
74.40	68.08	2.05	70.13	1443.28
75.00	68.59	2.05	70.64	1443.28
76.00	69.44	2.05	71.49	1443.28
78.00	71.15	2.05	73.20	1443.28
80.50	73.28	2.05	75.33	1443.28
84.00	76.26	2.05	78.31	1443.28
87.00	78.82	2.05	80.87	1443.28
90.00	81.38	2.05	83.43	1443.28
91.50	82.65	2.05	84.70	1443.28
92.00	83.08	2.05	85.13	1443.28
91.50	82.65	2.05	84.70	1443.28
90.00	81.38	2.05	83.43	1443.28
88.30	79.93	2.05	81.98	1443.28
86.30	78.22	2.05	80.27	1443.28
84.50	76.69	2.05	78.74	1443.28
83.00	75.41	2.05	77.46	1443.28

TABLA B6 CARGA MAXIMA DE ZONA A 6

T °F	ZSH (MBTU)	ZLH (MBTU)	ZTH (MBTU)	CFMDA (FT3/MN)
74.00	37.91	5.13	43.04	732.78
74.40	37.96	5.13	43.08	732.78
75.00	38.02	5.13	43.15	732.78
76.00	38.13	5.13	43.26	732.78
78.00	38.35	5.13	43.47	732.78
80.50	38.62	5.13	43.74	732.78
84.00	39.00	5.13	44.12	732.78
87.00	39.32	5.13	44.45	732.78
90.00	39.65	5.13	44.77	732.78
91.50	39.81	5.13	44.94	732.78
92.00	39.86	5.13	44.99	732.78
91.50	39.81	5.13	44.94	732.78
90.00	39.65	5.13	44.77	732.78
88.30	39.46	5.13	44.59	732.78
86.30	39.25	5.13	44.37	732.78
84.50	39.05	5.13	44.18	732.78
83.00	38.89	5.13	44.01	732.78

TABLA B7 CARGA MAXIMA DE ZONA A 7

T °F	ZSH (MBTU)	ZLH (MBTU)	ZTH (MBTU)	CFMDA (FT3/MN)
74.00	40.53	1.23	41.76	692.96
74.40	40.74	1.23	41.97	692.96
75.00	41.06	1.23	42.29	692.96
76.00	41.59	1.23	42.82	692.96
78.00	42.65	1.23	43.88	692.96
80.50	43.98	1.23	45.21	692.96
84.00	45.84	1.23	47.07	692.96
87.00	47.43	1.23	48.66	692.96
90.00	49.02	1.23	50.25	692.96
91.50	49.82	1.23	51.05	692.96
92.00	50.08	1.23	51.31	692.96
91.50	49.82	1.23	51.05	692.96
90.00	49.02	1.23	50.25	692.96
88.30	48.12	1.23	49.35	692.96
86.30	47.06	1.23	48.29	692.96
84.50	46.10	1.23	47.33	692.96
83.00	45.30	1.23	46.53	692.96

TABLA B8 CARGA MAXIMA DE ZONA A 8

T °F	ZSH (MBTU)	ZLH (MBTU)	ZTH (MBTU)	CFMDA (FT3/MN)
74.00	113.02	6.15	119.17	799.36
74.40	113.09	6.15	119.24	799.36
75.00	113.18	6.15	119.33	799.36
76.00	113.34	6.15	119.49	799.36
78.00	113.66	6.15	119.81	799.36
80.50	114.06	6.15	120.21	799.36
84.00	114.61	6.15	120.76	799.36
87.00	115.09	6.15	121.24	799.36
90.00	115.57	6.15	121.72	799.36
91.50	115.81	6.15	121.96	799.36
92.00	115.88	6.15	122.03	799.36
91.50	115.81	6.15	121.96	799.36
90.00	115.57	6.15	121.72	799.36
88.30	115.30	6.15	121.45	799.36
86.30	114.98	6.15	121.13	799.36
84.50	114.69	6.15	120.84	799.36
83.00	114.45	6.15	120.60	799.36

TABLA B 9 CARGA MAXIMA DE ZONA A 9

T °F	ZSH (MBTU)	ZLH (MBTU)	ZTH (MBTU)	CFMBA (FT3/MN)
74.00	133.30	6.15	139.45	973.21
74.40	133.37	6.15	139.52	973.21
75.00	133.47	6.15	139.62	973.21
76.00	133.64	6.15	139.79	973.21
78.00	133.98	6.15	140.13	973.21
80.50	134.40	6.15	140.55	973.21
84.00	135.00	6.15	141.15	973.21
87.00	135.51	6.15	141.66	973.21
90.00	136.02	6.15	142.17	973.21
91.50	136.27	6.15	142.42	973.21
92.00	136.36	6.15	142.51	973.21
91.50	136.27	6.15	142.42	973.21
90.00	136.02	6.15	142.17	973.21
88.30	135.73	6.15	141.88	973.21
86.30	135.39	6.15	141.54	973.21
84.50	135.08	6.15	141.23	973.21
83.00	134.83	6.15	140.98	973.21

TABLA B 10 CARGA DE ENFRIAMIENTO DE ZONA A 9

T °F	CFMBA (FT3/MN)	TMA (°F)	TCCLA (°F)	TZSA (°F)	RHC (MBTU)	CESH (MBTU)	COLH (MBTU)	CCTH (MBTU)
74.00	7294.54	74.00	57.08	57.08	0.00	133.30	78.73	212.03
74.40	7300.56	74.05	57.09	57.09	0.00	133.79	81.12	214.91
75.00	7309.60	74.13	57.09	57.09	0.00	134.52	81.65	216.17
76.00	7324.65	74.27	57.11	57.11	0.00	135.74	83.63	219.37
78.00	7354.76	74.53	57.13	57.13	0.00	138.18	86.64	224.82
80.50	7392.40	74.86	57.17	57.17	0.00	141.23	90.17	231.40
84.00	7445.09	75.31	57.21	57.21	0.00	145.51	93.32	238.83
87.00	7490.26	75.69	57.25	57.25	0.00	149.17	94.54	243.71
90.00	7535.42	76.07	57.29	57.29	0.00	152.83	95.29	248.13
91.50	7558.00	76.25	57.31	57.31	0.00	154.67	95.53	250.19
92.00	7565.53	76.32	57.31	57.31	0.00	155.28	95.67	250.95
91.50	7558.00	76.25	57.31	57.31	0.00	154.67	95.53	250.19
90.00	7535.42	76.07	57.29	57.29	0.00	152.83	95.29	248.13
88.30	7509.83	75.85	57.27	57.27	0.00	150.76	94.85	245.61
86.30	7479.72	75.60	57.24	57.24	0.00	148.32	94.24	242.56
84.50	7452.62	75.37	57.22	57.22	0.00	146.12	93.60	239.72
83.00	7430.04	75.18	57.20	57.20	0.00	144.29	92.99	237.28

TABLA B11 CARGA DE ENFRIAMIENTO DE ZONA A 1

T °F	CFMSA (FT3/MM)	TMA (°F)	TCCLA (°F)	TZSA (°F)	RHC (MBTU)	CCSH (MBTU)	COLH (MBTU)	CCTH (MBTU)
74.00	1012.43	73.92	51.20	56.78	6.11	24.85	41.15	66.01
74.40	1050.73	74.23	51.21	57.31	6.92	26.12	43.64	69.76
75.00	1058.39	74.76	51.24	57.36	7.00	26.89	44.14	71.03
76.00	1089.03	75.58	51.28	57.69	7.54	28.58	46.13	74.71
78.00	1134.99	77.15	51.36	58.11	8.28	31.62	49.12	80.73
80.50	1188.61	78.97	51.45	58.55	9.12	35.33	52.60	87.92
84.00	1234.57	81.47	51.57	58.80	9.63	39.86	55.58	95.45
87.00	1249.89	83.69	51.68	58.75	9.53	43.21	56.58	99.78
90.00	1257.55	85.95	51.80	58.61	9.26	46.38	57.08	103.45
91.50	1259.08	87.09	51.85	58.52	9.07	47.91	57.17	105.09
92.00	1260.62	87.46	51.87	58.50	9.03	48.45	57.27	105.72
91.50	1259.08	87.09	51.85	58.52	9.07	47.91	57.17	105.09
90.00	1257.55	85.95	51.80	58.61	9.26	46.38	57.08	103.45
88.30	1252.96	84.67	51.73	58.69	9.41	44.58	56.78	101.35
86.30	1246.06	83.18	51.66	58.75	9.55	42.42	56.33	98.75
84.50	1239.40	81.83	51.59	58.80	9.64	40.45	55.83	96.28
83.00	1230.74	80.71	51.54	58.83	9.70	38.78	55.33	94.11

TABLA B12 CARGA DE ENFRIAMIENTO DE ZONA A 2

T °F	CFMSA (FT3/MM)	TMA (°F)	TCCLA (°F)	TZSA (°F)	RHC (MBTU)	CCSH (MBTU)	COLH (MBTU)	CCTH (MBTU)
74.00	1230.25	72.22	53.39	53.39	0.00	25.02	9.50	34.52
74.40	1237.42	72.27	53.39	53.39	0.00	25.22	9.85	35.08
75.00	1248.17	72.33	53.40	53.40	0.00	25.52	9.96	35.48
76.00	1266.09	72.43	53.40	53.40	0.00	26.03	10.28	36.31
78.00	1301.93	72.63	53.41	53.41	0.00	27.03	10.80	37.83
80.50	1346.74	72.87	53.42	53.42	0.00	28.28	11.42	39.70
84.00	1409.46	73.17	53.44	53.44	0.00	30.04	12.03	42.07
87.00	1463.22	73.41	53.45	53.45	0.00	31.54	12.35	43.89
90.00	1516.98	73.63	53.46	53.46	0.00	33.05	12.60	45.65
91.50	1543.87	73.74	53.47	53.47	0.00	33.80	12.70	46.50
92.00	1552.83	73.77	53.47	53.47	0.00	34.05	12.75	46.80
91.50	1543.87	73.74	53.47	53.47	0.00	33.80	12.70	46.50
90.00	1516.98	73.63	53.46	53.46	0.00	33.05	12.60	45.65
88.30	1486.52	73.51	53.46	53.46	0.00	32.19	12.46	44.65
86.30	1450.68	73.36	53.45	53.45	0.00	31.19	12.27	43.47
84.50	1418.42	73.21	53.44	53.44	0.00	30.29	12.10	42.39
83.00	1391.54	73.09	53.43	53.43	0.00	29.54	11.94	41.48

TABLA B13

CARGA DE ENFRIAMIENTO DE ZONA A 3

T °F	CFMSA (FT3/MIN)	TMA (°F)	TCCLA (°F)	TZSA (°F)	RHC (MBTU)	CCSH (MBTU)	CCLH (MBTU)	CCTH (MBTU)
74.00	2193.71	74.00	56.00	56.00	0.00	42.65	27.75	70.40
74.40	2198.31	74.07	56.01	56.01	0.00	42.89	28.78	71.67
75.00	2205.20	74.19	56.02	56.02	0.00	43.27	29.02	72.29
76.00	2216.69	74.37	56.04	56.04	0.00	43.89	29.89	73.78
78.00	2239.66	74.73	56.07	56.07	0.00	45.14	31.22	76.36
80.50	2268.37	75.18	56.12	56.12	0.00	46.69	32.79	79.49
84.00	2308.57	75.78	56.18	56.18	0.00	48.67	34.24	83.11
87.00	2343.03	76.28	56.23	56.23	0.00	50.74	34.85	85.59
90.00	2377.48	76.77	56.28	56.28	0.00	52.61	35.26	87.87
91.50	2394.71	77.00	56.30	56.30	0.00	53.54	35.41	88.95
92.00	2400.45	77.08	56.31	56.31	0.00	53.86	35.48	89.34
91.50	2394.71	77.00	56.30	56.30	0.00	53.54	35.41	88.95
90.00	2377.48	76.77	56.28	56.28	0.00	52.61	35.26	87.87
88.30	2357.96	76.49	56.25	56.25	0.00	51.55	35.02	86.57
86.30	2334.99	76.17	56.22	56.22	0.00	50.31	34.70	85.00
84.50	2314.31	75.86	56.19	56.19	0.00	49.19	34.37	83.56
83.00	2297.08	75.61	56.16	56.16	0.00	48.25	34.06	82.32

TABLA B14

CARGA DE ENFRIAMIENTO DE ZONA A 4

T °F	CFMSA (FT3/MIN)	TMA (°F)	TCCLA (°F)	TZSA (°F)	RHC (MBTU)	CCSH (MBTU)	CCLH (MBTU)	CCTH (MBTU)
74.00	1411.66	74.00	54.20	54.20	0.00	30.19	26.17	56.36
74.40	1417.03	74.14	54.21	54.21	0.00	30.50	27.43	57.93
75.00	1425.08	74.35	54.24	54.24	0.00	30.97	27.73	58.69
76.00	1438.49	74.70	54.27	54.27	0.00	31.74	28.79	60.53
78.00	1465.32	75.38	54.34	54.34	0.00	33.30	30.42	63.72
80.50	1498.85	76.19	54.42	54.42	0.00	35.25	32.34	67.59
84.00	1545.80	77.27	54.53	54.53	0.00	37.97	34.10	72.08
87.00	1586.04	78.15	54.61	54.61	0.00	40.31	34.84	75.15
90.00	1626.28	78.98	54.70	54.70	0.00	42.64	35.34	77.98
91.50	1811.05	78.89	56.49	56.49	0.00	43.81	36.53	80.34
92.00	1818.42	79.01	56.50	56.50	0.00	44.20	36.63	80.82
91.50	1811.05	78.89	56.49	56.49	0.00	43.81	36.53	80.34
90.00	1626.28	78.98	54.70	54.70	0.00	42.64	35.34	77.98
88.30	1603.48	78.51	54.65	54.65	0.00	41.32	35.05	76.37
86.30	1576.65	77.95	54.59	54.59	0.00	39.76	34.66	74.42
84.50	1552.51	77.42	54.54	54.54	0.00	38.36	34.27	72.63
83.00	1532.39	76.97	54.50	54.50	0.00	37.19	33.90	71.09

TABLA B 15 CARGA DE ENFRIAMIENTO DE ZONA A 5

T °F	CFMSA (FT3/MIN)	TMA (°F)	TCCLA (°F)	TZSA (°F)	RHC (MBTU)	CCSH (MBTU)	CCLH (MBTU)	CCTH (MBTU)
74.00	3484.57	74.00	56.00	56.00	0.00	67.74	71.32	139.06
74.40	3505.32	74.16	56.02	56.02	0.00	68.70	74.95	143.65
75.00	3536.43	74.41	56.04	56.04	0.00	70.15	75.84	145.99
76.00	3588.29	74.80	56.08	56.08	0.00	72.56	78.95	151.51
78.00	3692.00	75.56	56.16	56.16	0.00	77.38	83.79	161.17
80.50	3821.64	76.45	56.25	56.25	0.00	83.41	89.48	172.89
84.00	4003.14	77.61	56.36	56.36	0.00	91.85	94.79	186.64
87.00	4158.71	78.51	56.45	56.45	0.00	99.08	97.16	196.24
90.00	4314.28	79.35	56.54	56.54	0.00	106.32	98.82	205.13
91.50	4392.07	79.75	56.58	56.58	0.00	109.93	99.44	209.37
92.00	4418.00	79.88	56.59	56.59	0.00	111.14	99.74	210.88
91.50	4392.07	79.75	56.58	56.58	0.00	109.93	99.44	209.37
90.00	4314.28	79.35	56.54	56.54	0.00	106.32	98.82	205.13
88.30	4226.13	78.88	56.49	56.49	0.00	102.22	97.85	200.07
86.30	4122.41	78.31	56.43	56.43	0.00	97.39	96.58	193.98
84.50	4029.07	77.76	56.38	56.38	0.00	93.06	95.30	188.36
83.00	3951.28	77.29	56.33	56.33	0.00	89.44	94.12	183.56

TABLA B 16 CARGA DE ENFRIAMIENTO DE ZONA A 6

T °F	CFMSA (FT3/MIN)	TMA (°F)	TCCLA (°F)	TZSA (°F)	RHC (MBTU)	CCSH (MBTU)	CCLH (MBTU)	CCTH (MBTU)
74.00	1847.70	74.00	55.00	55.00	0.00	37.91	36.70	74.61
74.40	1850.59	74.16	55.01	55.01	0.00	38.27	38.49	76.77
75.00	1854.91	74.40	55.02	55.02	0.00	38.81	38.87	77.69
76.00	1862.12	74.79	55.04	55.04	0.00	39.71	40.34	80.05
78.00	1876.53	75.56	55.08	55.08	0.00	41.51	42.55	84.07
80.50	1894.55	76.51	55.13	55.13	0.00	43.76	45.15	88.91
84.00	1919.78	77.82	55.19	55.19	0.00	46.91	47.43	94.34
87.00	1941.40	78.91	55.25	55.25	0.00	49.61	48.27	97.89
90.00	1963.03	79.97	55.30	55.30	0.00	52.31	48.76	101.07
91.50	1973.84	80.50	55.32	55.32	0.00	53.66	48.90	102.56
92.00	1977.44	80.67	55.33	55.33	0.00	54.11	48.99	103.10
91.50	1973.84	80.50	55.32	55.32	0.00	53.66	48.90	102.56
90.00	1963.03	79.97	55.30	55.30	0.00	52.31	48.76	101.07
88.30	1950.77	79.37	55.27	55.27	0.00	50.78	48.47	99.26
86.30	1936.36	78.65	55.23	55.23	0.00	48.98	48.07	97.05
84.50	1923.38	78.00	55.20	55.20	0.00	47.36	47.63	94.99
83.00	1912.57	77.45	55.17	55.17	0.00	46.01	47.21	93.22

TABLA B17 CARGA DE ENFRIAMIENTO DE ZONA A 7

T °F	CFMSA (FT3/MIN)	THA (°F)	TCCLA (°F)	TZSA (°F)	RHC (MBTU)	CCSH (MBTU)	CC LH (MBTU)	CC TH (MBTU)
74.00	2084.72	74.00	56.00	56.00	0.00	40.53	36.80	77.32
74.40	2097.18	74.13	56.01	56.01	0.00	41.04	38.55	79.59
75.00	2115.87	74.33	56.03	56.03	0.00	41.81	39.00	80.81
76.00	2147.03	74.65	56.06	56.06	0.00	43.09	40.53	83.62
78.00	2209.34	75.25	56.13	56.13	0.00	45.64	42.93	88.58
80.50	2287.23	75.97	56.20	56.20	0.00	48.84	45.76	94.61
84.00	2396.28	76.89	56.29	56.29	0.00	53.32	48.45	101.77
87.00	2489.75	77.62	56.36	56.36	0.00	57.16	49.70	106.86
90.00	2583.21	78.29	56.43	56.43	0.00	60.99	50.62	111.61
91.50	2629.95	78.61	56.46	56.46	0.00	62.91	50.97	113.89
92.00	2645.53	78.71	56.47	56.47	0.00	63.55	51.14	114.69
91.50	2629.95	78.61	56.46	56.46	0.00	62.91	50.97	113.89
90.00	2583.21	78.29	56.43	56.43	0.00	60.99	50.62	111.61
88.30	2530.25	77.92	56.39	56.39	0.00	58.82	50.09	108.91
86.30	2467.94	77.45	56.35	56.35	0.00	56.26	49.40	105.66
84.50	2411.86	77.02	56.30	56.30	0.00	53.96	48.72	102.67
83.00	2365.12	76.64	56.26	56.26	0.00	52.04	48.09	100.13

TABLA B18 CARGA DE ENFRIAMIENTO DE ZONA A 8

T °F	CFMSA (FT3/MIN)	THA (°F)	TCCLA (°F)	TZSA (°F)	RHC (MBTU)	CCSH (MBTU)	CC LH (MBTU)	CC TH (MBTU)
74.00	6185.13	74.00	57.08	57.08	0.00	113.02	65.86	178.89
74.40	6190.50	74.05	57.09	57.09	0.00	113.43	67.83	181.27
75.00	6198.55	74.13	57.09	57.09	0.00	114.05	68.27	182.32
76.00	6211.97	74.26	57.11	57.11	0.00	115.07	69.90	184.97
78.00	6238.81	74.51	57.13	57.13	0.00	117.11	72.39	189.50
80.50	6272.36	74.83	57.16	57.16	0.00	119.67	75.30	194.97
84.00	6319.33	75.26	57.21	57.21	0.00	123.25	77.92	201.16
87.00	6359.58	75.63	57.24	57.24	0.00	126.31	78.94	205.25
90.00	6399.84	76.00	57.28	57.28	0.00	129.38	79.58	208.96
91.50	6419.97	76.18	57.30	57.30	0.00	130.91	79.78	210.69
92.00	6426.68	76.24	57.30	57.30	0.00	131.42	79.90	211.32
91.50	6419.97	76.18	57.30	57.30	0.00	130.91	79.78	210.69
90.00	6399.84	76.00	57.28	57.28	0.00	129.38	79.58	208.96
88.30	6377.03	75.79	57.26	57.26	0.00	127.64	79.20	206.84
86.30	6350.19	75.55	57.23	57.23	0.00	125.60	78.69	204.29
84.50	6326.04	75.33	57.21	57.21	0.00	123.76	78.15	201.91
83.00	6305.91	75.14	57.19	57.19	0.00	122.22	77.64	199.86

TABLA B19

CONSUMO DE ENERGIA DEL EDIFICIO

TEMP	CHENER	CTENER	PCTENER	PCENER	FENER	RCENER	ENER TOTAL
qF	(KW/H)	(KW/H)	(KW/H)	(KW/H)	(KW/H)	(KW/H)	(KW/H)
74.00	95.47	16.40	5.80	7.88	17.37	1.79	144.72
74.40	96.09	16.40	5.80	7.88	17.44	2.03	145.64
75.00	96.38	16.40	5.80	7.88	17.51	2.05	146.02
76.00	97.06	16.40	5.80	7.88	17.63	2.21	146.99
78.00	107.75	16.63	6.59	8.96	17.87	2.43	160.23
80.50	109.24	16.63	6.59	8.96	18.17	2.67	162.27
84.00	110.87	16.63	6.59	8.96	18.57	2.82	164.44
87.00	111.20	17.54	7.14	9.71	18.89	2.80	167.28
90.00	112.13	17.54	7.14	9.71	19.21	2.71	168.46
91.50	112.59	17.54	7.14	9.71	19.48	2.66	169.12
92.00	112.75	17.54	7.14	9.71	19.53	2.65	169.32
91.50	112.59	17.54	7.14	9.71	19.48	2.66	169.12
90.00	112.13	17.54	7.14	9.71	19.21	2.71	168.46
88.30	111.60	17.54	7.14	9.71	19.03	2.76	167.79
86.30	110.95	17.54	7.14	9.71	18.82	2.80	166.96
84.50	111.06	16.63	6.59	8.96	18.62	2.83	164.69
83.00	110.53	16.63	6.59	8.96	18.46	2.84	164.01

BIBLIOGRAFIA

1. ASHRAE; Handbook Fundamentals; Tullie Circle; Atlanta; Copyright, 1985.
2. ASHRAE; Simplified Energy Analysis Using the Modified Bin Method; Ashrae; USA; 1983.
3. Handbook of Air Conditioning System Design, Carrier, 1978.
4. R.W. Rose, Handbook of Energy Conservation for Mechanical Systems in Building, Illinois: Robert Welburne, 1978.
5. Kreith F, Principios de Transferencia de Calor, Herrero Hermanos, Sucesores, 1970, 1a. Edición.
6. S.V. Szpakolay, Energy Solar y Edificación, Barcelona; Editorial Blume, 1978, 2da. Edición.
7. M. Meckler, Energy Conservation in Buildings and Industrial Plants, Mc-Graw - Hill, 1981.
8. T. Kusuda, Use of Computers for Environmental Engineering Related to Buildings, October, 1971.
9. Orlando Hyatt, Thermal Performance of The Exterior Envelopes of Buildings, December, 1979.
10. Frederick S. Merritt, Buildings Engineering and Systems Design, Van Nostrand Reinhold Company, Copyright 1979.
11. Schweitzer, Basic Air Conditioning, Hayden Book

Company, INC, Copyright 1971.

12. Tesis de Grado, por el Ing. Germán Sánchez,
1984
13. ASHRAE, Cooling and Heating Load Calculation
Manual; ASHRAE; USA; 1979