



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería Mecánica



**"ANALISIS DE LA VARIACION ANUAL DE CONSUMO
DE ENERGIA ELECTRICA DE UNA CENTRAL DE AIRE
ACONDICIONADO DE UN EDIFICIO PUBLICO DE
ACUERDO A LOS DIFERENTES SISTEMAS"**

TESIS DE GRADO

Para la obtención del Título de:

INGENIERO MECANICO

Presentada por:

Mercedes del Rocío Hidalgo Cuesta

Guayaquil - Ecuador

1.987

AGRADECIMIENTO

QUE ALEGRIA PODER DECIR, MUCHAS GRACIAS ING. EDUARDO DONOSO F., DIRECTOR DE TESIS, POR HABERME BRINDADO SU CATEDRA MAS QUERIDA CUAL ES LA ENTREGA DE SU CIENCIA Y DEDICACION.

GRACIAS TAMBIEN A UD. ING. GUSTAVO ACOSTA H., POR SU INVALIDORABLE APOYO Y ORIENTACION EN LA ELABORACION DE ESTA TESIS.

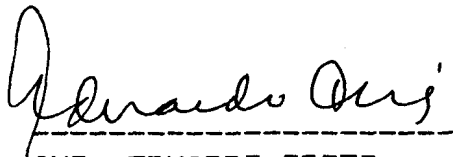
DEDICATORIA

A MIS PADRES A QUIENES AMO ENTRANABLEMENTE,
POR HABER ALENTADO DIA A DIA MIS DESEOS DE
SUPERACION Y EN QUIENES TUVE Y TENDRE SU
APOYO MAS QUERIDO.

A MIS HERMANOS QUE HAN SIDO LUZ EN LOS
MOMENTOS DE TRISTEZA Y DESALIENTO, Y QUE
DULCEMENTE SON PARTE INTEGRANTE EN MI
CAMINO.

A UDS. FAMILIARES QUE OS HE AMADO DESDE
NINA, DE UDS. DEPENDE TAMBIEN, EL QUE HOY
PUEDA HACER MUCHAS COSAS GRANDES.

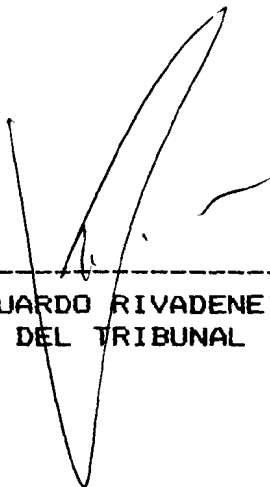
SI POR TODO, UDS., YO !BENDIGO A LA VIDA,
QUE ME HA DADO TANTO!



ING. EDUARDO ORCES
DECANO DE LA FACULTAD
DE INGENIERIA MECANICA



ING. EDUARDO DONOSO
DIRECTOR DE TESIS



ING. EDUARDO RIVADENEIRA
MIEMBRO DEL TRIBUNAL



ING. VLADIMIR BERMUDEZ
MIEMBRO DEL TRIBUNAL



DECLARACION EXPRESA

"LA RESPONSABILIDAD POR LOS HECHOS, IDEAS Y DOCTRINAS
EXPUESTOS EN ESTA TESIS, ME CORRESPONDEN EXCLUSIVAMENTE;
Y, EL PATRIMONIO DE LA MISMA, A LA ESCUELA SUPERIOR
POLITECNICA DEL LITORAL"

(REGLAMENTO DE EXAMENES Y TITULOS PROFESIONALES DE LA
ESPOL).

Mercedes Hidalgo Cuesta

MERCEDES DEL ROCIO HIDALGO CUESTA

RESUMEN

El análisis del consumo de energía debe ser en el campo de la ingeniería una investigación constante.

En nuestro país los estudios sobre la energía deben ser apoyados cada vez más por el Estado o por instituciones privadas.

Esta tesis está orientada al análisis del consumo anual de energía en un edificio público. En el estudio de la climatización de un edificio, el primer paso que se debe efectuar, es el de analizar sus condiciones arquitectónicas: orientación, paredes exteriores e internas, muros, techos, etc.

Es por esta razón que en el Capítulo I de esta tesis se encuentra destinado a realizar este análisis.

Una vez estudiadas las condiciones arquitectónicas se puede calcular el calor que se está generando en las diferentes zonas que deseamos climatizar.

En el Capítulo II se efectúan los cálculos de carga de calor y el de carga de enfriamiento para todas las épocas

VII

del año, por medio de las funciones de transferencia. Se presenta además cuadros comparativos que ayudarán a observar los meses del año más críticos para este edificio.

Solamente teniendo el calor que es necesario extraer de las distintas zonas, se puede seleccionar el sistema de aire acondicionado.

En el Capítulo III se muestran los diferentes sistemas de aire acondicionado, presentando las ventajas y desventajas de utilizarlos; seleccionando los más convenientes de acuerdo al servicio destinado, condiciones arquitectónicas, tipos de control, etc.

En el Capítulo IV se lo ha destinado para realizar el estudio del consumo de energía eléctrica de los diferentes sistemas de aire acondicionado seleccionados en el Capítulo III.

Se efectuará una comparación entre ellos y se obtendrá el sistema que consume menos energía.

Posteriormente se analizará los factores externos, internos y del sistema que influyen sobre este consumo.

VIII

Finalmente se los variará para estimar los valores anuales del consumo de energía eléctrica obteniendo como resultado los factores de mayor influencia.

En las Conclusiones y Recomendaciones se dará normas que se deben tomar en cuenta para el diseño de los edificios orientados al ahorro de energía.

Todos los cálculos se han hecho a base de programas desarrollados en lenguaje basic.

INDICE DE ABREVIATURAS

A	AREA
Amp	AMPERAJE
BH	BULBO HUMEDO
BS	BULBO SECO
BTU	UNIDAD TERMICA BRITANICA
BHP	CABALLOS DE FUERZA AL FRENO
cfm	PIES CUBICOS POR MINUTO
CN	COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA
°C	GRADOS CENTIGRADOS
dp	DENSIDAD POR PERSONAS
dL	DENSIDAD POR LUCES
EER	RELACION DE EFICIENCIA DE ENERGIA
E	EFICIENCIA
°F	GRADOS FARENHEIT
Frec	FRECUENCIA
Fc	FACTOR DE CORRECCION
Fig	FIGURA
FPM	PIES POR MINUTO
GPM	GALONES POR MINUTO
Hr	HORA
Hp	CABALLO DE FUERZA
Hz	HERZT (FRECUENCIA)

Kw	KILOVATIOS
KVA	KILOVATIOS AMPERIOS
Min	MINUTO
MHB	MILES DE BTU
N	NIVEL
P. Est.	PRESION ESTATICA
q	GANANCIA DE CALOR
RPM	REVOLUCIONES POR MINUTOS
T	TEMPERATURA
Te	TEMPERATURA DE ENTRADA
Ts	TEMPERATURA DE SALIDA
Ton	TONELADA DE REFRIGERACION
Vol	VOLTAJE
ΔT	DIFERENCIA DE TEMPERATURA
\approx	APROXIMADAMENTE IGUAL
Δ	INCREMENTO O DIFERENCIAL

INDICE GENERAL

	<u>PAG.</u>
TITULO	I
AGRADECIMIENTO	II
DEDICATORIA	III
RESPONSABILIDAD DEL DIRECTOR DE TESIS	IV
DECLARACION EXPRESA	V
RESUMEN	VI
INDICE DE ABREVIATURAS	IX
INDICE GENERAL	XI
INDICE DE FIGURAS	XIV
INDICE DE TABLAS	XVIII
INTRODUCCION	XXVI
CAPITULO 1:	
DEFINICION DEL PROYECTO	29
1.1 Localización geográfica del edificio	29
1.2 Condiciones arquitectónicas del edificio	31
1.3 Estructura de las paredes exteriores	39
1.4 Tipo de vidrio de las ventanas	40
1.5 Número de pisos	42
CAPITULO 2:	
CALCULO DE CARGA DE ENFRIAMIENTO POR ZONAS Y EPOCAS DEL AÑO	46
2.1 Análisis de cargas externas	47

2.1.1	Ganancias de calor a través de las paredes y techos exteriores	47
2.1.2	Ganancias de calor a través de las ventanas	57
2.1.3	Cantidad de aire exterior tomado	60
2.2	Análisis de cargas internas	63
2.2.1	Calor generado humanamente	65
2.2.2	Calor generado por luces	67
2.2.3	Calor generado por equipos	69
2.3	Cuadro comparativo resumiendo la carga de enfriamiento por zonas y épocas del año	70
CAPITULO 3:		
	CLASES DE SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE ...	86
3.1	Selección de los sistemas de aire acondicionado a utilizarse en el edificio	88
3.2	Soporte de la selección	95
3.3	Selección de los equipos de acuerdo a los sistemas seleccionados según las alternativas escogidas	107
CAPITULO 4:		
	ANALISIS DE LA ELECTRICIDAD CONSUMIDA	125
4.1	VARIABLES Y FACTORES PARA ESTE CÁLCULO	127
4.2	CÁLCULOS	135

4.3	Resultados	152
4.4	Estimación de valores anuales	163
	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	
	APENDICES	
	BIBLIOGRAFIA	

INDICE DE FIGURAS

<u>No.</u>		<u>PAGS.</u>
1.1	IMPLANTACION DEL EDIFICIO	30
1.2.	VOLUMETRIA DEL EDIFICIO	32
1.3	SIMETRIA AGRADABLE	33
1.4	ESTRUCTURA DE PARED INTERIOR	36
1.5	CONSTRUCCION DE TECHO EXTERIOR	38
1.6	ESTRUCTURA DE PARED EXTERIOR	40
2.1	TRANSFERENCIA DE CALOR A TRAVES DE TECHOS	49
2.2	VARIACION DE LA CARGA DE ENFRIA- MIENTO POR PARTICIONES EXTERNAS CON RESPECTO AL TIEMPO	61
2.3	CARGA DE ENFRIAMIENTO DEBIDO AL AIRE EXTERIOR CON RESPECTO AL TIEMPO	64
2.4	CARGA DE ENFRIAMIENTO DEL PRIMER SEMESTRE DEL AÑO PARA LA ZONA 1	76
2.5	CARGA DE ENFRIAMIENTO DEL SEGUNDO AÑO PARA LA ZONA 1	77
2.6	CARGA DE ENFRIAMIENTO DEL PRIMER SEMESTRE DEL AÑO PARA LA ZONA 2	78
2.7	CARGA DE ENFRIAMIENTO DEL SEGUNDO SEMESTRE DEL AÑO PARA LA ZONA 2	79

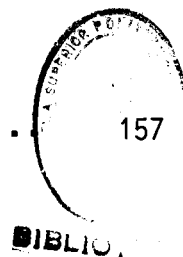
<u>No.</u>		<u>PAGS.</u>
2.8	CARGA DE ENFRIAMIENTO DEL PRIMER SEMESTRE DEL AÑO PARA LA ZONA 3	80
2.9	CARGA DE ENFRIAMIENTO DEL SEGUNDO SEMESTRE DEL AÑO PARA LA ZONA 3	81
2.10	CARGA DE ENFRIAMIENTO DEL PRIMER SEMESTRE DEL AÑO PARA LA ZONA 4	82
2.11	CARGA DE ENFRIAMIENTO DEL SEGUNDO SEMESTRE DEL AÑO PARA LA ZONA 4	83
2.12	CARGA DE ENFRIAMIENTO DEL PRIMER SEMESTRE DEL AÑO PARA LA ZONA 5	84
2.13	CARGA DE ENFRIAMIENTO DEL SEGUNDO SEMESTRE DEL AÑO PARA LA ZONA 5	85
3.1	SISTEMA TODO AIRE	93
3.2	SISTEMA DE EXPANSION DIRECTA	97
3.3	UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE	101
3.4	DIAGRAMA EMPLEANDO UN CONDENSADOR ENFRIADO POR AIRE	104
3.5	CAMBIOS ESQUEMATICOS DE TEMPERATU- RA EN UN CONDENSADOR EVAPORATIVO	113
4.1	EFFECTOS DE VIDRIO SOBRE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO	132

<u>No.</u>		<u>PAGS.</u>
4.11	CONSUMO DE ENERGIA ELECTRICA DEBIDO A LA VARIACION DE LA DENSIDAD DE PERSONAS	177
5.1	VARIACION DE LA CARGA CON RESPECTO AL TIEMPO PARA EL MES DE MAYO, PARA UNA PARED CON $Az_p=190^\circ$	190
5.2	TRAYECTORIA SOLAR PARA UNA LATITUD DE $34^\circ N$	191
5.3	TRAYECTORIA SOLAR PARA UNA LATITUD DE $34^\circ S$	193

INDICE DE TABLAS

<u>TABLA</u>		<u>PAGS</u>
2.1	COEFICIENTES DE FUNCIONES DE TRANSFERENCIA PARA PAREDES Y TECHOS EXTERIORES	56
2.2	COEFICIENTES DE FUNCIONES DE TRANSFERENCIA (INTERVALO DE TIEMPO 1 HORA)	58
2.3	CARGA DE ENFRIAMIENTO ANUAL EN MBTU DE LA ZONA 1	71
2.4	CARGA DE ENFRIAMIENTO ANUAL EN MBTU DE LA ZONA 2	72
2.5	CARGA DE ENFRIAMIENTO ANUAL EN MBTU DE LA ZONA 3	73
2.6	CARGA DE ENFRIAMIENTO ANUAL EN MBTU DE LA ZONA 4	74
2.7	CARGA DE ENFRIAMIENTO ANUAL EN MBTU DE LA ZONA 5	75
3.1	CARACTERISTICAS ELECTRICAS DE LAS UNIDADES DE EXPANSION DI- RECTA	109
3.2	CARACTERISTICAS ELECTRICAS DE LAS UNIDADES PAQUETES ENFRIA- DOS POR AGUA	111

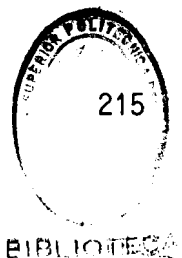
<u>TABLA</u>	<u>PAG.</u>
3.3	CARACTERISTICAS ELECTRICAS DEL CONDENSADOR EVAPORATIVO 116
3.4	CARACTERISTICAS ELECTRICAS DE LA BOMBA DE AGUA HELADA 118
3.5	CARACTERISTICAS ELECTRICAS DE LAS UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE 120
3.6	CARACTERISTICAS ELECTRICAS DEL ENFRIADOR DE AGUA 123
3.7	CARACTERISTICAS ELECTRICAS DE LA BOMBA DE AGUA DE ENFRIAMIENTO 124
4.1	COEFICIENTES DE PERFORMANCIA PARA CALCULAR EL CONSUMO DE ENERGIA DE UN ENFRIADOR DE AGUA 140
4.2	COEFICIENTES DE PERFORMANCIA PARA CALCULAR EL CONSUMO DE ENERGIA DE UNA UNIDAD CONDENSADORA 145
4.3	EFICIENCIA DE UN MOTOR DE TRES FASES 149
4.4	CONSUMO DE ENERGIA ANUAL EN KW DEL EDIFICIO DEBIDO AL SISTEMA DE AGUA HELADA 156
4.5	CONSUMO DE ENERGIA ANUAL EN KW DEL EDIFICIO DEBIDO AL SISTEMA DE PAQUETES ENFRIADOS POR AGUA 157



<u>TABLA</u>	<u>PAG.</u>	
4.6	CONSUMO DE ENERGIA ANUAL EN KW DEBIDO AL SISTEMA DE EXPANSION DIRECTA PARA LA ZONA 1	158
4.7	CONSUMO DE ENERGIA ANUAL EN KW DEBIDO AL SISTEMA DE EXPANSION DIRECTA PARA LA ZONA 2	159
4.8	CONSUMO DE ENERGIA ANUAL EN KW DEBIDO AL SISTEMA DE EXPANSION DIRECTA PARA LA ZONA 3	160
4.9	CONSUMO DE ENERGIA ANUAL EN KW DEBIDO AL SISTEMA DE EXPANSION DIRECTA PARA LA ZONA 4	161
4.10	CONSUMO DE ENERGIA ANUAL EN KW DEBIDO AL SISTEMA DE EXPANSION DIRECTA PARA LA ZONA 5	162
4.11	CONSUMO DE ENERGIA ANUAL EN KW DEL EDIFICIO DEBIDO A LA VARIA- CION DE LAS PAREDES EXTERIORES A BLOQUES DE CONCRETO (CN=0.1463)	178
4.12	CONSUMO DE ENERGIA ANUAL EN KW DEL EDIFICIO DEBIDO A LA VARIA- CION DE LAS PAREDES EXTERIORES A BLOQUES DE CONCRETO CON ES- PACIO DE AIRE INTERMEDIO (CN=0.056).....	170

<u>TABLA</u>	<u>PAG.</u>	
4.13	CONSUMO DE ENERGIA ANUAL EN KW DEL EDIFICIO DEBIDO A LA VARIA- CION DE LA ORIENTACION ACTUAL A LA ORIENTACION 1	180
4.14	CONSUMO DE ENERGIA ANUAL EN KW DEL EDIFICIO DEBIDO A LA VARIA- CION DE LA ORIENTACION ACTUAL A LA ORIENTACION 2	181
4.15	CONSUMO DE ENERGIA ELECTRICA ANUAL EN KW DEBIDO A LA VARIA- CION DEL VIDRIO DE LAS VENTA- NAS EXTERIORES A VIDRIO SENCI- LLO	182
4.16	CONSUMO DE ENERGIA ELECTRICA ANUAL EN KW DEBIDO A LA VARIA- CION DEL VIDRIO DE LAS VENTA- NAS EXTERIORES A VIDRIO DOBLE- MENTE AISLADO	183
4.17	CONSUMO DE ENERGIA ELECTRICA ANUAL EN KW DEBIDO A LA VARIA- CION DE LA DENSIDAD DE LUCES A 10 BTU/hrxpie ²	184
4.18	CONSUMO DE ENERGIA ELECTRICA ANUAL EN KW DEBIDO A LA VARIA-	

<u>TABLA</u>	<u>PAG.</u>
	CION DE LA DENSIDAD DE LUCES
	A 15 BTU/hrxpie ² 185
4.19	CONSUMO DE ENERGIA ELECTRICA
	ELECTRICA ANUAL EN KW DEBIDO
	A LA VARIACION DE LA DENSIDAD
	DE PERSONAS A 0.012 BTU/hrxpie ² 186
4.20	CONSUMO DE ENERGIA ELECTRICA
	ANUAL EN KW DEBIDO A LA VARIA-
	CION DE LA DENSIDAD DE PERSO-
	NAS A 0.020 BTU/hrxpie ² 187
5.1	DISPOSITIVOS DE PROTECCION
	SOLAR EXTERNOS 198
5.2	DISPOSITIVOS DE PROTECCION
	SOLAR INTERNOS 199
A-1	TEMPERATURA EXTERIOR DE DISEÑO 211
A-2	POSICION SOLAR, INTENSIDAD Y
	FACTOR DE GANANCIA SOLAR PARA
	2.19° GRADOS LATITUD SUR 212
A-3	ANGULO ALTITUD (AL) Y AZIMUTH
	(AZ) DEL SOL LATITUD DE GUAYA-
	QUIL 2.19° GRADOS SUR 215



<u>TABLA</u>	<u>PAG.</u>
A-4	TABLA DE RADIACION SOLAR EXTRA TERRESTRE PARA HEMISFERIO SUR 216
A-5	VALORES DE w_1 PARA DIFERENTES TASAS DE CIRCULACION DE AIRE EN EL CUARTO Y CONSTRUCCION DE ENVUELTA EXTERIOR 217
A-6	COEFICIENTES DE FUNCIONES DE TRANSFERENCIA V_0, V_1, V_2 218
A-7	COEFICIENTES POLINOMICOS DE TRANSMITANCIA Y ABSORTANCIA DEL VIDRIO 219
A-8	PORCENTAJE DE RANGO DIARIO UTILIZADOS 220
A-9	VALORES DE DISEÑO DEL COEFI- CIENTE "a" 221
A-10	GANANCIA DE COLOR POR PERSONAS 222
A-11	TABLA DE ILUMINACION RECOMENDADA. 223
A-12	PERFORMANCIA CARACTERISTICAS DEL CONDENSADOR EVAPORATIVO 226
A-13	COEFICIENTES DE FUNCIONES DE TRANSFERENCIA PARA PAREDES EXTERIORES (INTERVALO DE TIEM- PO 1 HORA) 227



<u>TABLA</u>	<u>PAG.</u>
B-1	GANANCIA SOLAR A TRAVES DE UN VIDRIO ORDINARIO PARA LA ORIEN- TACION NORTE (MBTU/hrxpie ²) (LATITUD 2.19° GRADOS SUR) 228
B-2	GANANCIA SOLAR A TRAVES DE UN VIDRIO ORDINARIO PARA LA ORIEN- TACION SUR (MBTU/hrxpie ²) (LATITUD 2.19° GRADOS SUR) 229
B-3	GANANCIA SOLAR A TRAVES DE UN VIDRIO ORDINARIO PARA LA ORIEN- TACION ESTE (MBTU/hrxpie ²) (LATITUD 2.19° GRADOS SUR) 230
B-4	GANANCIA SOLAR A TRAVES DE UN VIDRIO ORDINARIO PARA LA ORIEN- TACION OESTE (MBTU/hrxpie ²) (LATITUD 2.19° GRADOS SUR) 231
B-5	GANANCIA SOLAR A TRAVES DE UN VIDRIO ORDINARIO PARA LA ORIEN- TACION SUR-OESTE (MBTU/hrxpie ²) (LATITUD 2.19° GRADOS SUR) 232
B-6	GANANCIA SOLAR A TRAVES DE UN VIDRIO ORDINARIO PARA LA ORIEN- TACION NOR-ESTE (MBTU/hrxpie ²) (LATITUD 2.19° GRADOS SUR) 233

TABLAPAG.

B-7	GANANCIA SOLAR A TRAVES DE UN VIDRIO ORDINARIO PARA LA ORIEN- TACION NOR-OESTE (MBTU/hrxpie ²) (LATITUD 2.19° GRADOS SUR)	234
B-8	GANANCIA SOLAR A TRAVES DE UN VIDRIO ORDINARIO PARA LA ORIEN- TACION SUR-ESTE (MBTU/hrxpie ²) (LATITUD 2.19° GRADOS SUR)	235

INTRODUCCION

Generalmente en nuestro país, el tema de la conservación de la energía ha sido considerado de poca importancia.

Se han construido los edificios y se los ha climatizado tomando en consideración solamente los costos iniciales de inversión, pero no se ha tratado de tener una visión de futuro.

Es hora ya, que en el Ecuador se cambie esa mentalidad.

El objeto de estudio de esta tesis puedo considerarlo en función de los tres elementos siguientes:

1. Obtener el sistema de enfriamiento que constituya el de menor consumo de energía eléctrica para el edificio de la Sub-Dirección de Aviación Civil y dar bases que sirvan para realizar un estudio similar para un edificio que se desee climatizar.
2. Poder observar como la variación de elementos como: construcción de paredes, selección de tipo de vidrio, orientación, tipo de alumbrado, etc; pueden originar que el consumo de energía eléctrica se eleve o se disminuya.

3. Dar normas que ayuden a lograr que edificios o viviendas sean mas confortables para su habitabilidad.

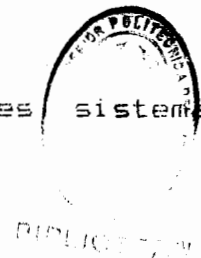
En cuanto al primer punto tenemos que:

En el Ecuador los sistemas de aire acondicionado, ventilación y calefacción han sido seleccionados en función de los más económicos, tal vez porque en esos pasados los costos de energía fueron relativamente bajos y tuvieron poco impacto para las decisiones finales.

En nuestro país como en todos los países del mundo los costos de energía irán aumentando exponencialmente. Aquello origina que los costos de operación de los sistemas de climatización sean considerados como uno de los más importantes criterios en la selección final del sistema.

El factor clave en cualquier estudio de energía es "devolución". Es difícil prejuzgar los periodos de devolución de energía de un edificio por su área total de piso.

Sin embargo edificios que poseen grandes sistemas de



de enfriamiento ofrecen los mejores prospectos para una devolución corta y media.

Todo esto ocasiona que los estudios que se realicen para la conservación de energía en los edificios sean importantes.

Analizando el segundo elemento tenemos que:

En el diseño de los edificios los arquitectos a más de considerar factores tales como: estética, funcionalidad, etc, deben tomar ciertas pautas que susciten ahorros de energía.

La orientación de los edificios, la selección del tipo de vidrio para la ventanas externas, son factores fundamentales en el consumo de energía así es que, se debe tener mucha prudencia en su elección. En esta tesis se analizará como influye en la tasa del consumo de energía eléctrica la variación de los factores que mencioné anteriormente.

Finalmente se indicará elementos que deben ser considerados para la construcción de edificios en nuestra ciudad, que originen ahorros de energía.

CAPITULO I

DEFINICION DEL PROYECTO

1.1. LOCALIZACION GEOGRAFICA

El presente estudio se desarrollará en el edificio de la Sub-Dirección de Aviación Civil; el cual se lo ha destinado para uso principalmente de oficinas. Consta de cinco plantas altas y una planta baja. Su fachada principal se encuentra orientada a la Av. de las Américas.

Se encuentra localizado en la ciudad de Guayaquil, la cual está ubicada geográficamente así:

LATITUD : 2.19 Grados Sur

LONGITUD: 79.53 Grados Oeste

En la figura No. 1.1 se muestra la implantación del edificio y se indica el ángulo de azimuth-pared de cada una de las fachadas.

Se puede definir el ángulo azimuth-pared, como el ángulo medido en el plano horizontal entre la normal

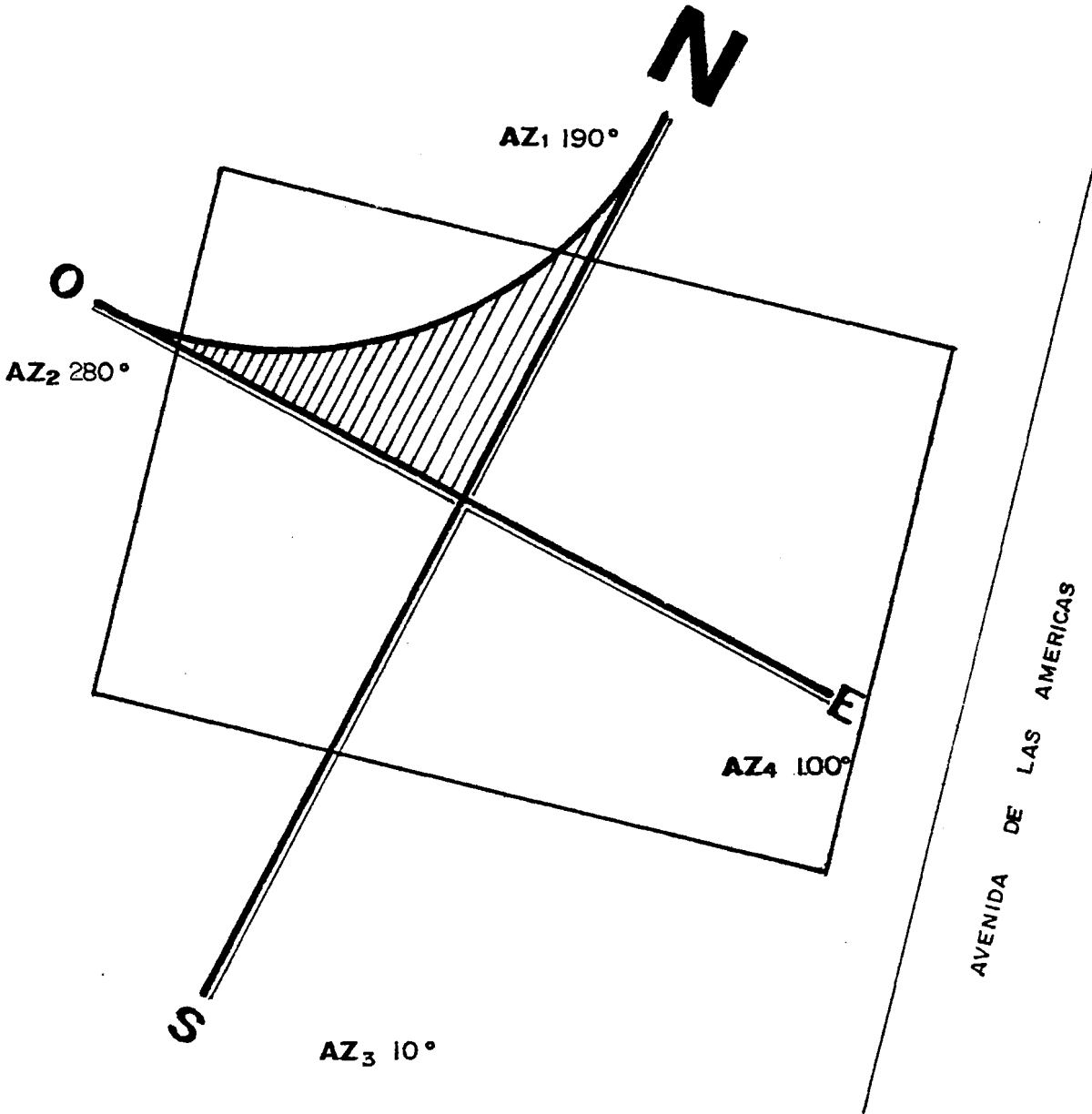


FIGURA 1.1 IMPLANTACION DEL EDIFICIO

a la superficie de la pared y el Sur en sentido contrario a las manecillas del reloj.

Así que los ángulos de azimuth-pared para cada una de la fachadas son:

Para la pared 1: el azimuth-pared es 190°

Para la pared 2: el azimuth-pared es 280°

Para la pared 3: el azimuth-pared es 10°

Para la pared 4: el azimuth-pared es 100°

1.2. CONDICIONES ARQUITECTONICAS

Este edificio está compuesto de tres volúmenes como observamos en la figura 1.2.

Todos estos elementos presentan una rigidez total, sus líneas rectas y fachadas de hormigón se ven aligeradas por espacios vacíos que están constituidas de ventanales.

El elemento No. 1 está destinado a parqueo; el elemento No. 2 permite un acceso al público hacia las diferentes dependencias del mismo; el elemento No. 3 sobresale más que en relación con los elementos, puesto que sus fachadas inclinadas



hacen que se destaquen no sólo de los otros componentes, sino también del ambiente que lo rodea.

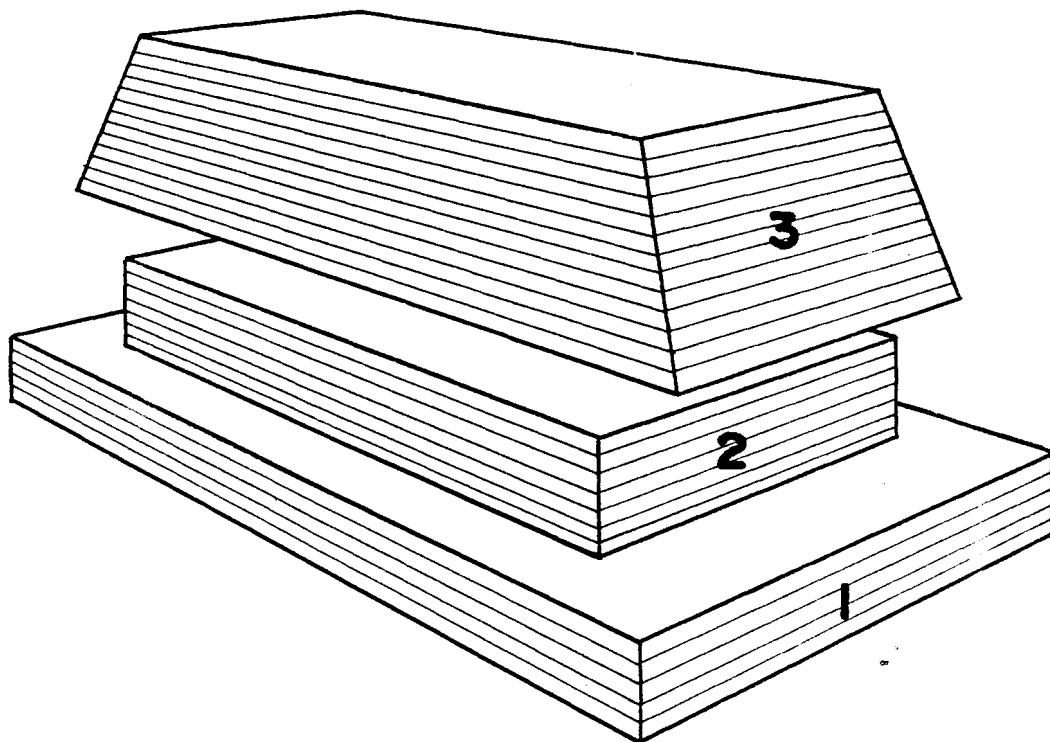


FIGURA # 1.2 VOLUMETRIA DEL EDIFICIO

Este elemento a pesar de su forma logra fusión o unión armoniosa con sus otros elementos; el uno guarda estrecha relación con el otro y esto se debe a la forma en que han sido distribuidos, en otras palabras este edificio guarda un gran equilibrio con respecto a su forma.

Otro punto importante de este edificio es la simetría existente, no se da una simetría monótona, ni repetitiva a la vista más bien se da una simetría agradable a la vista desde cualquier punto que se la mire, ver figura No. 1.3.

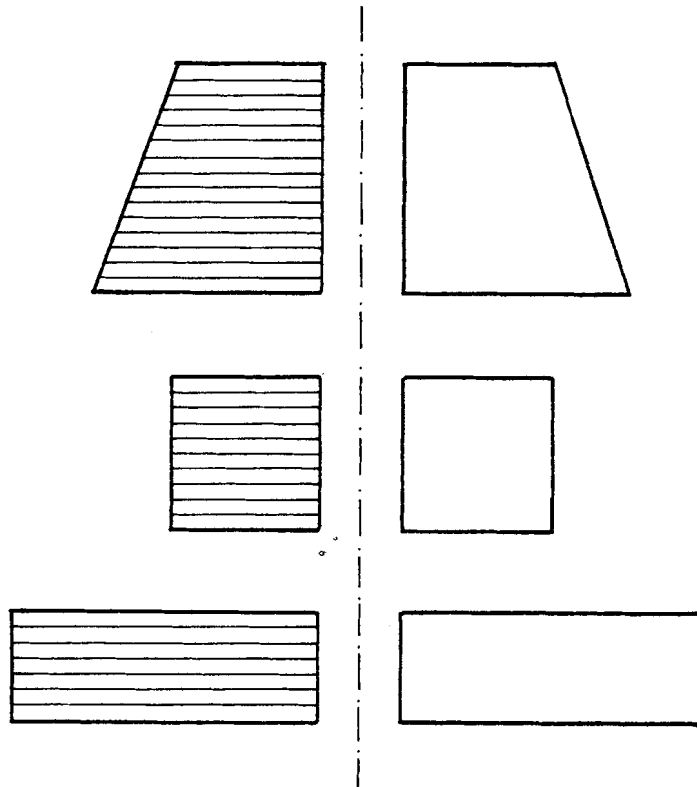
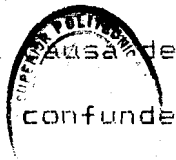


FIGURA # 1.3 SIMETRIA AGRADABLE

Con respecto al medio circundante, este edificio rompe con la monotonía que se da al sector, pero esta ruptura no es brusca y se puede decir que la causa de esto se debe al empleo de un color que se confunde con el medio ambiente.



PAREDES INTERIORES

Las paredes interiores están constituidas de ladrillo común, de 4 pulgadas de espesor, 1 pulgada de enlucido, con las propiedades térmicas que se indicarán posteriormente. Primero se definirá a cada una de ellas:

K = Conductividad.

Es una propiedad del material e indica la cantidad de calor que influirá a través de un área unitaria si el gradiente de temperatura es la unidad, sus unidades son $\text{Btu/hr} \times \text{pie} \times ^\circ\text{F}$ o $(\text{Watt/hr} \times \text{m} \times ^\circ\text{C})$

C = Conductancia

Es la tasa de flujo a través del área de una superficie, cuando la unidad promedio de temperatura es establecida, sus unidades son:

$\text{Btu/hr} \times \text{pie}^2 \times ^\circ\text{F}$ o $(\text{Watt/hr} \times \text{m}^2 \times ^\circ\text{C})$

R = Resistencia térmica

Se define como el recíproco de la conductancia $\text{hr} \times \text{pie}^2 \times ^\circ\text{F} / \text{Btu}$ o $(\text{hr} \times \text{m}^2 \times ^\circ\text{C} / \text{Watt})$

U = Coeficiente total de transferencia de calor

A continuación se indicará las propiedades térmicas de las paredes interiores, ver figura No. 1.4.

	K	C	R
AIRE EXTERIOR	-	-	0.68
LADRILLO COMUN 4 PULGADAS.	5.0	1.25	0.80
ENLUCIDO 1 PULGADA	5.77	7.69	0.17
AIRE EXTERIOR	-	-	0.68
			<u>2.33</u>

R = 2.33 hr \times pie² \times °F/Btu o (0.42 hr \times m² \times °C/Watt)

$$U = \frac{1}{R} = \frac{1}{2.33} = 0.42 \text{ Btu/hr}\times\text{pie}^2\times\text{°F} \\ \text{o } (2.38 \text{ Watt/hr}\times\text{m}^2\times\text{°C})$$

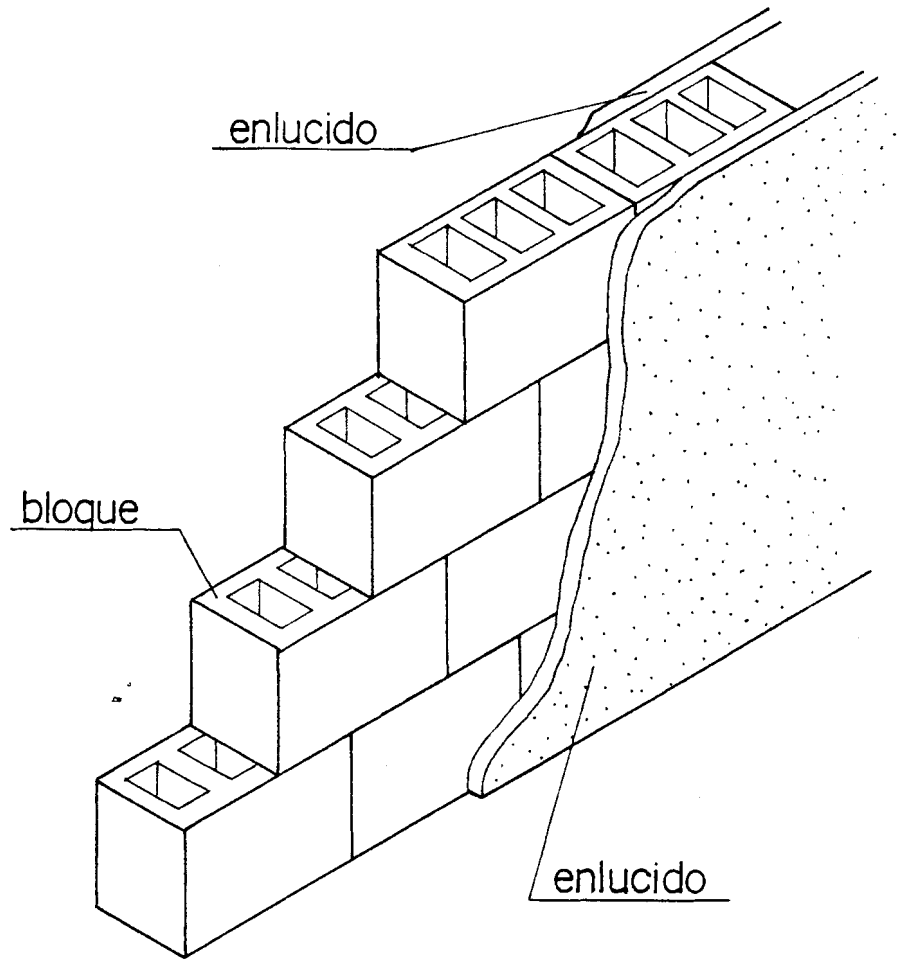


FIGURA # 1.4 ESTRUCTURA DE PARED INTERIOR

TECHO EXTERIOR Y TUMBADOS

Para el techo exterior se consideran las siguientes propiedades físicas de los materiales con que fue construido:

	K	C	R
RESISTENCIA FILMICA EXTERIOR.			0.17
CONCRETO LIVIANO DE 8 PULGADAS.		0.15	6.67
ENLUCIDO DE 3/4 DE PULGADAS.	7.20	0.90	0.10
ESPACIO DE AIRE TRANQUILO			0.85
YESO LIGERO 1/2 PULGADA		3.12	0.32
RESISTENCIA FILMICA INTERIOR.			0.61

			8.72

$$R = 8.72 \text{ hr}\cdot\text{pie}^2\cdot\text{°F}/\text{Btu} \quad (1.47\text{hr}\cdot\text{m}^2\cdot\text{°C}/\text{Watt})$$

$$U = \frac{1}{8.72} = 0.12 \text{ Btu}/\text{hr}\cdot\text{pie}^2\cdot\text{°F} \quad (0.681 \text{ Watt}/\text{hr}\cdot\text{m}^2\cdot\text{°C})$$

Para los tumbados se consideraron las mismas propiedades de construcción que el techo exterior, lo único que varía es la resistencia filmica exterior. Su nuevo valor es 0.61 $\text{pie}^2\cdot\text{hr}\cdot\text{°F}/\text{Btu}$ por lo tanto su resistencia total será:

$$R = 9.16 \text{ pie}^2 \times \text{hr}^\circ\text{F} / \text{Btu} \quad (1.61 \text{ hr} \times \text{m}^2 \times ^\circ\text{C} / \text{Watt})$$

$$U = \frac{1}{R} = \frac{1}{9.16}$$

$$U = 0.10 \text{ Btu} / \text{hr} \times \text{pie}^2 \times ^\circ\text{F} \text{ o } (0.62 \text{ Watt} / \text{hr} \times \text{m}^2 \times ^\circ\text{C})$$

A continuación observamos en la figura No. 1.5 la construcción del techo exterior.

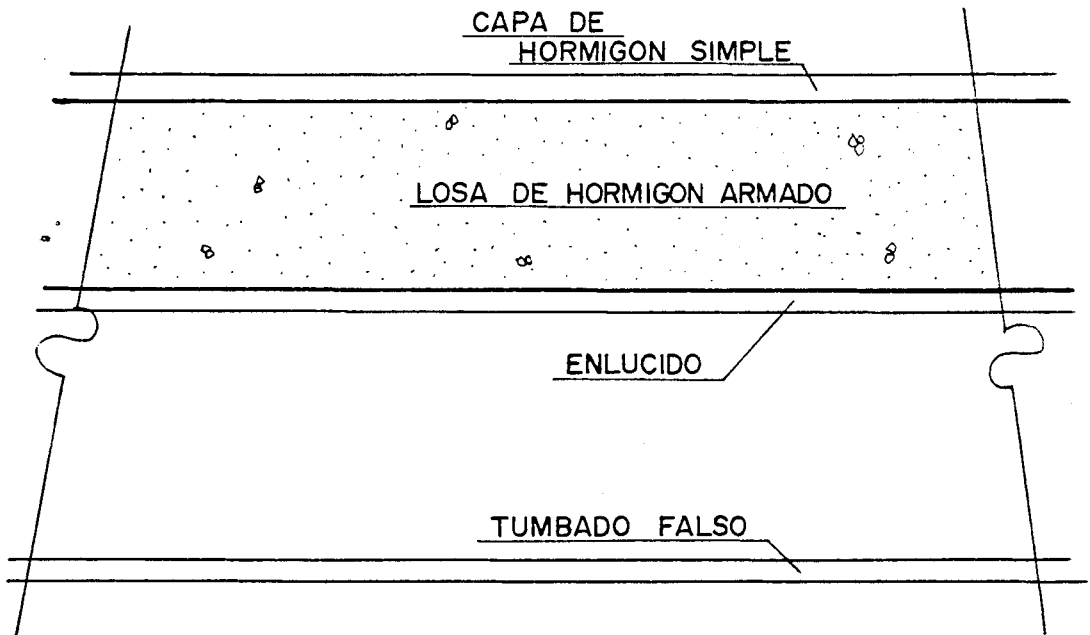


FIGURA # 1.5 CONSTRUCCION DE TECHO EXTERIOR

1.3. ESTRUCTURA DE LAS PAREDES EXTERIORES

Podríamos decir que las paredes exteriores son aquellas que se encuentran expuestas a un ambiente exterior donde existe radiación solar.

En el edificio objeto de nuestro estudio, fueron construidas de hormigón armado de 8 pulgadas de espesor, 1 pulgada de enlucido. Sus propiedades térmicas se indican a continuación; y su figura No. 1.6.

	K	C	R
AIRE EXTERIOR			0.17
HORMIGON ARMADO	7.2	0.9	1.11
ENLUCIDO	5.77	7.69	0.17
AIRE INTERIOR			0.68

			2.13

$$R = 2.13 \text{ hr} \times \text{pi} \times \text{e}^{\circ\text{F}} / \text{Btu} \text{ o } (0.38 \text{ hr} \times \text{m}^2 \times \text{e}^{\circ\text{C}} / \text{Watt})$$

$$U = 0.46 \text{ Btu/hr} \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ\text{F} \text{ o } (2.61 \text{ Watt/hr} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

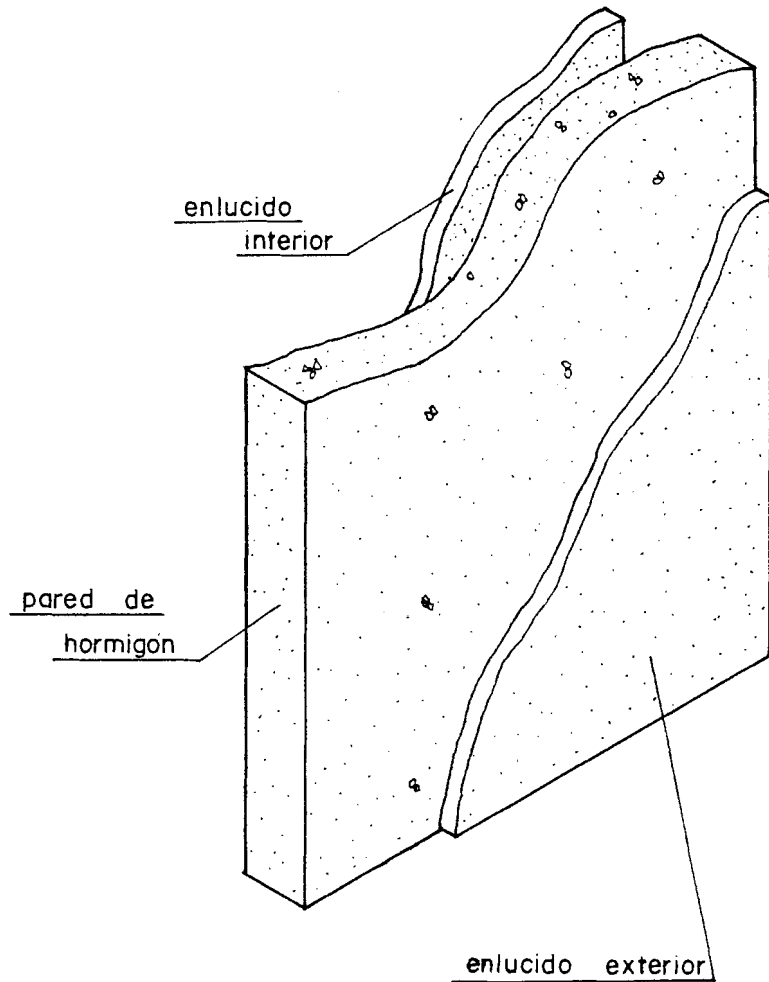


FIGURA # 1.6 ESTRUCTURA DE PARED EXTERIOR

1.4. TIPO DE VIDRIO DE LAS VENTANAS

Una buena orientación y una correcta selección del tipo de vidrio de las ventanas exteriores que proteja

de insolaciones sofocantes, son decisivas para la habitabilidad en un edificio.

El tipo de vidrio que se escogió para este edificio fuè un vidrio doble por razones económicas y sanitarias.

Su mayor costo frente a las vidrierías sencillas queda compensado por el aumento de aislamiento térmico y porque se amortigua el ruido. Este último factor fuè considerado especialmente debido a la cercanía del edificio al aeropuerto Simón Bolívar.

Estos cristales dobles o cristales aislantes están formados por láminas de vidrio montados en bastidor. El cierre hermético evita penetración del polvo y de la condensación de la humedad.

El vidrio tiene la siguiente característica:

COEFICIENTE DE SOMBRA: 0.78

1.5. NUMERO DE PISOS

Este edificio público está construido como se mencionó anteriormente de una planta baja y cinco plantas altas. Se indicará a continuación la distribución de las plantas.

NIVEL + 0.03

Este nivel constituye la planta, ha sido destinado al uso de estacionamiento. Encontramos los niveles:

N + 3.6; N + 7.1; N + 14.1; N + 17.6. Las siguientes áreas serán climatizadas en el siguiente orden:

NIVEL + 3.6	AREA DEL PISO (M ²)
Commutador	24.38
Espera	66.34
Area de circulación	68.45
NIVEL + 7.1	
Recaudaciones	74.89
Oficina del personal	32.01
Secretaría	56.40
Mimeógrafo	46.36
Oficinas de licencias	41.82



AREA DEL PISO (M²)

Secretaría	46.97
Espera	94.30
Cafetería	50.40
Licencia	74.86
Desahogo	28.06
Biblioteca	72.76
Holl	28.06
Fiscalización-secretaría	39.66
Espera-pasillo	71.76
NIVEL + 10.6	
Oficina del Sub-Director	47.31
Secretaría-espera	25.19
Relaciones Públicas	18.33
Contabilidad	58.92
Pagaduría (Jefe)	28.86
Pagaduría	11.27
Espera	11.52
Adquisición	22.63
Materiales-secretaría	61.14
Inventarios	22.40
Asesoría Jurídica	29.64
Sala de sesiones	31.24

AREA DEL PISO (M²)

NIVEL + 14.1

Aeronavegabilidad (Jefe)	19.20
Oficina de Aeronavegabilidad	38.80
Archivo	18.20
Secretaría	13.35
Departamento Técnico	34.49
Cámara Oscura	10.10
Gabinete de Rayos X	22.07
Gabinete Dental	21.00
Laboratorio Clínico	22.07
Gabinete de Ex. Clínicos	20.10
Operaciones	18.84
Secretaría-Espera	24.92
Cámara Insonora	8.07
Gabinete de Ex. Especiales	22.07
Secretaría-Espera	19.64
Aeronavegación	15.58
Hall	20.04
Telex	15.60
Radio	12.30
Estadística	14.60
Comedor	39.60

AREA DEL PISO (M²)

NIVEL + 17.6

Recepciones

88.54

Holl

15.86

Restaurante

128.79



CAPITULO II

CALCULO DE CARGA DE ENFRIAMIENTO POR ZONAS Y EPOCAS DEL AÑO

La selección del sistema de refrigeración, distribución, y de unidades térmicas, es más fácil su determinación que el cálculo de energía.

La razón es que la principal información para calcular el sistema de enfriamiento es la máxima ganancia solar. Este cálculo es más complejo por la variación en las cargas, debido a las diferentes horas y épocas del año.

Pero éste estudio es más simple que determinar la carga de enfriamiento, porque este último envuelve las ganancias solares e internas, cuyos efectos son instantáneos y retardados debido a la absorción de las paredes, muebles, etc.

La ganancia de calor es el resultado de las ganancias a través del aire que penetra a la zona que deseamos climatizar, el calor que generan las luces, equipos, personas y las ganancias solar a través de ventanas, techos y paredes exteriores.



2.1 ANALISIS DE LAS CARGAS EXTERNAS

El calor fluye a través de la envoltura del edificio (paredes, techo, ventanas), debido a una diferencia de temperatura entre el exterior y el interior. Esta ganancia de calor debido a las cargas externas representan un porcentaje muy elevado.

2.1.1 GANANCIA DE CALOR A TRAVES DE LAS PAREDES Y TECHOS EXTERNOS

El cálculo de la ganancia de calor a través de las paredes y techos exteriores dependerá de sus características térmicas. El flujo de calor a través de estas superficies expuestas a la radiación solar, no es constante debido a que las condiciones externas varían con el tiempo.

El la figura No. 2.1 nos muestra la transferencia de calor a través de los techos.

Para determinar esta ganancia de calor es necesario calcular la temperatura sol-aire, la cual se la define: como aquella temperatura de aire exterior, que en la ausencia de

radiación daría la misma tasa de calor que penetra en la superficie; que la que existiría con la actual combinación de radiación solar incidente, intercambios de calor con el cielo, superficies circundantes y la transferencia de calor por convección con el aire exterior.

Así tenemos que la temperatura sol-aire es:

$$T_e = T_o + \alpha \times \frac{I_t}{h_o} - \frac{E_x \Delta R}{h_o} \quad (2.1)$$

donde:

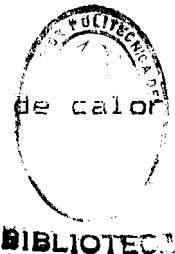
T_e = Temperatura Sol-Aire

T_o = Temperatura de aire exterior de diseño
Tabla No. A-1.

α = Absortancia de la superficie a la radiación solar.

I_t = Radiación solar incidente sobre la superficie.

h_o = Coeficiente de transferencia de calor por



convección y por radiación de onda larga en la en la superficie exterior.

E = Emitancia hemisférica de la superficie

ΔR = Diferencia entre la radiación de onda larga incidente en la superficie proveniente del cielo y superficies circundantes y la radiación emitida por un cuerpo negro a la temperatura del aire exterior.

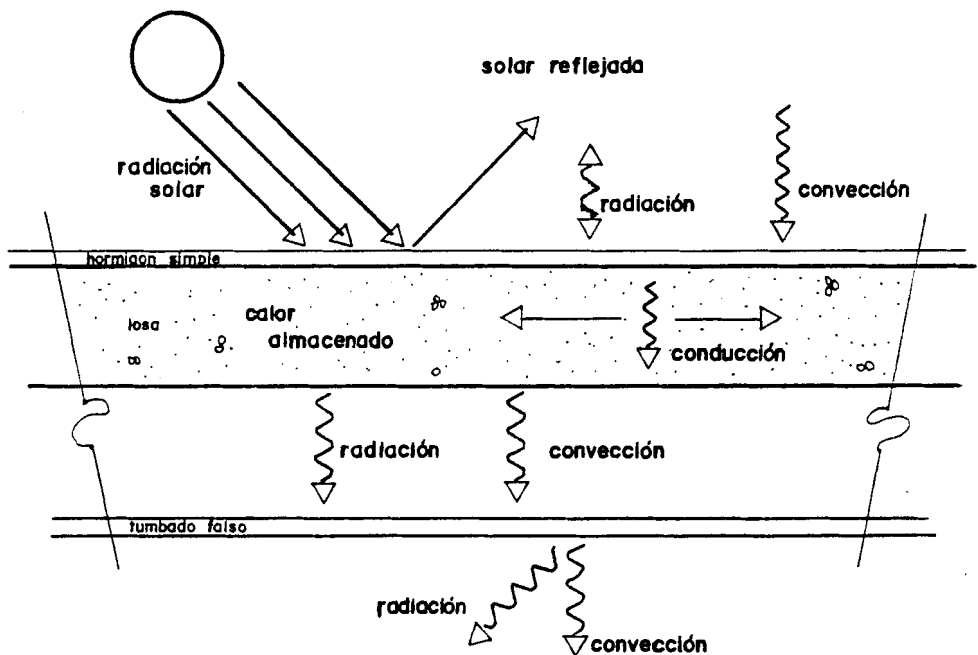


FIGURA No. 2.1.

TRANSFERENCIA DE CALOR A TRAVES DE TECHOS

Para superficies horizontales ΔR es aproximadamente $20 \text{ Btu/hr}\times\text{pie}^2$ de modo que $E = 1$ y $h_o = 3.0$, lo cual nos da que $E \times \Delta R / h_o \approx 7 \text{ }^\circ\text{F}$.

Para superficies verticales es común asumir que $\Delta R = 0$ debido a que la radiación de la onda larga de las superficies circundantes se compensan con la baja emitancia del cielo.

La temperatura sol-aire nos da dos valores de parámetros para superficies claras $\alpha / h_o = 0.15$, mientras que para superficies oscuras es 0.30 , este es el máximo valor para este parámetro.

El último término que nos faltaría para poder determinar la temperatura sol-aire es la radiación total incidente sobre la superficie I_t , que es igual a la suma de la radiación solar directa I_d , radiación solar difusa del cielo I_{ds} y la radiación reflejada de las superficies circundantes I_{dg} .

$$I_t = I_d + I_{ds} + I_{dg} \quad (2.2.)$$

I_d se la puede determinar a partir de:

$$I_d = IDN \times \cos(\theta) \quad (2.3.)$$

de donde:

IDN = Coeficiente de intensidad normal directa

θ = Angulo de incidencia entre la proyección de los rayos solares y la línea normal a la superficie.

Para la ciudad de Guayaquil el factor IDN está tabulado en la tabla No. A-2 tomada de la tesis del Ing. Acosta.

Para superficies horizontales:

$$\theta_H = \text{Arco Cos}(\text{Sen } \beta)$$

Para superficies verticales:

$$\theta_V = \text{Arco Cos}(\text{Cos } \beta \times \text{Cos } \gamma_{sp})$$

β = Angulo de Altitud (Tabla No. A-3)

γ_{sp} = Angulo Sol-Pared



Llamaremos a la radiación total difusa como la suma de $I_{ds} + I_{dg}$.

$$I_{dr} = B_{sxy} + BG/2 \quad (2.4.)$$

B_s = Factor de energía reflejada por la atmósfera.

$$B_s = C \times \frac{IDN}{CN} \quad (2.5.)$$

CN = Claridad normal directa = 0.2

C = Factor difuso solar = Tabla No. A-4

$$BG = \rho_g \times (B_s \times IDN \times \text{SEN}(\beta)) \quad (2.6.)$$

ρ_g = Reflectancia del piso = 0.20

BG = Factor de energía reflejada por el piso

Si reemplazo la ecuación No. (2.5.) y (2.6.) en la ecuación No. (2.4.) tenemos:

$$I_d = IDN \times (C \times Y + 0.5 \rho_g \times (C + \text{Sen}(\beta)))$$

$$Y = 0.55 + 0.437 \times \text{COS}(\theta) + 0.313 \times (\text{COS} \theta)^2$$

Y = Relación de difusión del cielo en una superficie vertical sobre la difusión del cielo en una superficie horizontal.

Para determinar el flujo de calor que entra a la superficie que queremos climatizar a través y techos exteriores, es necesario utilizar la temperatura sol-aire que representa las condiciones exteriores, la temperatura interior de diseño y las funciones de transferencia de calor para superficies exteriores e interiores, las cuales son constantes.

Así tenemos que la ganancia del calor a través de paredes y techos es igual a:

$$q_{et} = A_k \left[\sum_{n=0} b_n x \left[t_{e,t-n\Delta} \right] - \sum_{n=1} d_n x \frac{q_{e,t-n\Delta}}{A} - Trc \times \sum_{n=0} C_n \right] \quad (2.7)$$

donde:

A = Área de superficie interior de techados y paredes (pie cuadrado).

q_{et} = Ganancias de calor

t = Tiempo en horas

Δ = Intervalos en horas

n = Índice de suma

$t_{et-n\Delta}$ = Temperatura sol-aire en el tiempo $(t-n\Delta) \times ^\circ F$

t_{rc} = Temperatura interior constante

b_n, d_n, C_n = Coeficiente de funciones de transferencia (tabla No. 2.1.)

una manera para relacionar la ganancia de calor de un cuarto a su correspondiente carga de enfriamiento es usar las funciones de transferencia, las cuales dependerán de la ganancia del calor y de las características del calor almacenado en el espacio.

Así como la ganancia de calor fué dada a intervalos de tiempo, de la misma manera se dará su respectiva carga de enfriamiento Q_t para ese tiempo, mediante la siguiente ecuación:

$$Q_t = \sum_{i=1}^n V_0 x_{q_i} + V_1 x_{q_{t-\Delta}} + V_2 x_{q_{t-2\Delta}} \dots - W_1 x_{Q_{t-\Delta}} - W_2 x_{Q_{t-2\Delta}} \dots$$

(2.8.)



Se puede asumir que en tiempo $t = 0$ la carga de enfriamiento Q_t es igual a cero. Debido al hecho que se calcula Q_t hasta el tiempo $t = 96$ horas. El efecto de esta asunción va decayendo hasta ser depreciable.

El procedimiento para obtener los coeficiente de transferencia usados en la ecuación No. 2.8. es el siguiente:

1.- Seleccionar el valor W (TABLA No. A-5), el cual será obtenido de acuerdo a las características construidas del espacio que deseamos climatizar.

2.- Seleccionar ó calcular el valor V_0 , V_1 y V_2 para la componente apropiada de la ganancia de calor y de las características del espacio que deseamos climatizar (tabla No. A-6).

3.- La ganancia debido a los equipos y personas disipadas por convección, como también las ganancias de calor, debido a la ventilación e infiltración que aparece como carga de enfriamiento sin retraso.

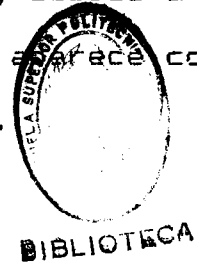


TABLA No 2.1

COEFICIENTES DE FUNCIONES DE TRANSFERENCIA PARA PAREDES Y TECHOS EXTERIORES intervalo de tiempo una hora

```

*****
*      *
*DESCRIPCION*   N=0   N=1   N=2   N=3   En
*      *
*****
*      *
*      *on  0.0015   0.0030   0.0058   0.0044
*      *
*      *
*      *
*PARED         *                0.077
*      *
*      *
*      *
*      *on  1.0000  -1.0401   0.2014  -0.0740
*      *
*****
*      *
*      *on  0.0007   0.0032   0.0017   0.0014
*      *
*      *
*      *
*TECHO         *                0.0202
*      *
*      *
*      *
*      *on  1.0000  -1.0046   0.1845  -0.0046
*      *
*****

```



Los valores de los coeficientes de transferencia que se escogieron para paredes y techos exteriores, fueron tomados del libro de "FUNDAMENTOS DE ASHRAE 1977" y son los siguientes:

$$W = 0.97 \qquad V_0 = 0.651$$

$$W_1 = 0.681 \qquad V_2 = 0.00$$

2.1.2. GANANCIA DE CALOR A TRAVES DE LAS VENTANAS

La radiación transmitida directamente a través de vidrio u otro material de fenestración, es a menudo una de las mayores contribuciones a la carga de enfriamiento.

La tasa instantánea de ganancia de calor a través de materiales vidriados, puede ser obtenida entre el balance de calor entre una unidad de área de fenestración y su medio ambiente térmico.

Así tenemos que la ganancia de calor a través de vidrio es igual a la ecuación No. (2.9.).

TABLA 2.2

COEFICIENTES DE FUNCIONES DE TRANSFERENCIA
PARA GANANCIAS DE CALOR INTERNAS

```

*****
*
*      PAREDES INTERIDRES      LUCES      PERSONAS      *
*
*****
*
*  W1      -0.97      -0.97      -0.97      *
*
*
*  Vo      0.681      0.00      0.197      *
*
*
*  V1      -0.651      0.65      -0.167      *
*
*
*  V2      0.00      -0.62      0.00      *
*
*****

```



$$\begin{array}{l} \text{Ganancia total} \\ \text{de calor a través} \\ \text{de las ventanas} \end{array} = \begin{array}{l} \text{Ganancia} \\ \text{Solar} \end{array} + \begin{array}{l} \text{Ganancia} \\ \text{de calor} \\ \text{conducción} \end{array} \quad (2.9)$$

La ecuación No. 2.9. puede ser expresada:

$$Q_v = SHF \times SC + U_v \times (T_e - T_o) \quad (2.10.)$$

de donde:

Q_v = Ganancia de calor a través de las
ventanas de vidrio.

SHF = Factor de Ganancia Solar.

Sc = Coeficiente de sombra.

U_v = Coeficiente de transferencia de calor
del vidrio.

SHF = Energía Transmitida + Energía Absorbida
x Ni.

Energía

$$\text{Transmitida} = I_d \times \sum_{j=0}^{\infty} \cos^j \theta + I_d^2 \sum_{j=0}^{\infty} t_{j/j+2} \quad (2.11.)$$

Energía

$$\text{Absorbida} = I_d \times \sum_{j=0}^{\infty} a_j \times \cos \theta + I_d^2 \times \sum_{j=0}^{\infty} \frac{a_j}{j+2} \quad (2.12.)$$

En la tabla No. A-7 se muestra los coeficientes polinomios a_j y t_j , para calcular la transmitancia y absortancia del vidrio.

Una vez transmitida la ganancia de calor a través de los vidrios podemos calcular su respectiva carga de enfriamiento, la cual se encuentra mediante la ecuación No. (2.8.).

Los resultados obtenidos de las ganancias de calor a través de paredes y vidrios exteriores para una de las zonas del edificio se encuentra en la figura No. 2.2.

2.1.3. CANTIDAD DE AIRE EXTERIOR TOMADO

Todo el aire que entra al espacio que deseamos acondicionar, constituye una ganancia de calor. Esta parte de la carga debe ser calculada cuidadosamente como sea posible.

CARGA EXTERNAS
ZONA 3

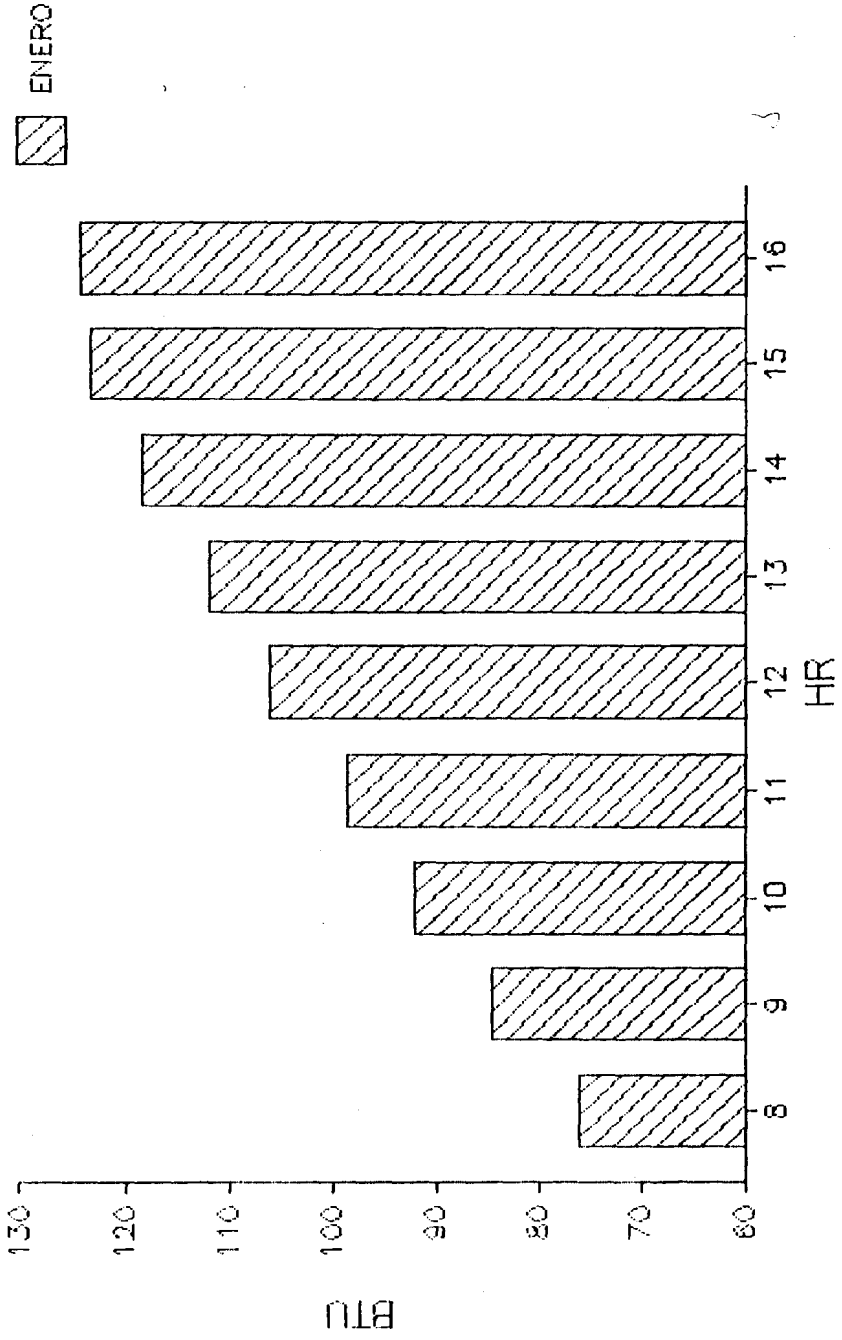


FIG 2.2 VARIACION DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO POR PARTICIONES EXTERNAS CON RESPECTO AL TIEMPO

La ganancia de calor por infiltración depende de la cantidad de aire caliente que es ineludiblemente introducido. Esta penetración de aire dependerá de factores tales como:

Velocidad del aire

Tipo de puertas

Tiempo en que las puertas permanecen cerradas

Tipo de aplicación

La ganancia de calor debido al aire exterior que entra al edificio es calculado por:

$$Q_{vs} = 1.1 \times cfm \times (t_o - t_i)$$

$$Q_{vl} = 4.84 \times cfm \times (w_o - w_i)$$

Q_{vs} = carga de calor sensible debido al aire exterior (btu/hr.).

t_o = temperatura del aire exterior (°F)

t_i = temperatura interior de diseño (°F)

Q_{vl} = carga de calor latente debido al aire exterior (btu/hr.).

W_o = relación de humedad exterior de diseño

W_i = relación de humedad interior de diseño

En la figura No. 2.3. indica la variación de la carga de enfriamiento debido al aire exterior con respecto al tiempo.

2.2 ANALISIS DE CARGAS INTERNAS

El análisis de las ganancias de calor por conducción y por radiación solar se refiere únicamente al calor sensible: ahora se considerará otras importantes fuentes de calor, que son las cargas internas.

Estas constituyen una porción muy significativa en el total de la carga.

Las componentes de ganancias por cargas internas son:

Paredes interiores (calor sensible)

Tumbados (calor sensible)

Personas (calor sensible y latente)

Luces (calor sensible)

Equipos (calor sensible y latente)

CARGA POR VENTILACION

ZONA 3

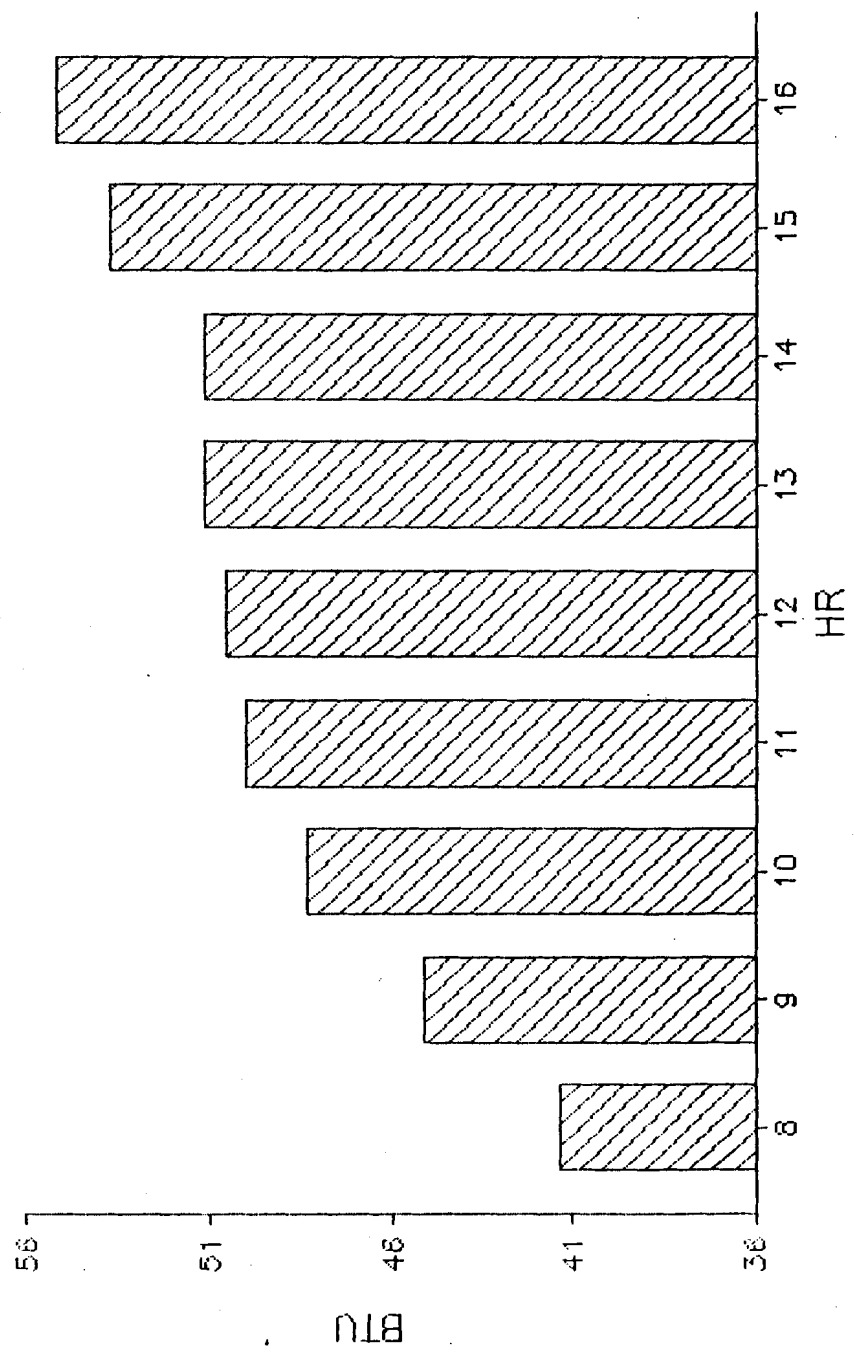


FIG 2.3 CARGA DE ENFRIAMIENTO DEBIDO AL AIRE EXTERIOR CON RESPECTO AL TIEMPO

2.2.1 GANANCIA POR PAREDES INTERIORES Y TUMBADO

Para determinar esta ganancia de calor se utiliza la ecuación No. (2.7.). Lo único que varía ahora será la temperatura sol-aire t_{s-a} , la cual será determinada por:

$$T_b(n) = T_o(N) - 5 \quad (2.13.)$$

$$T_o(N) = 92 - 2 \times X(n) \quad (2.14.)$$

T_b = Temperatura promedio de los espacios adyacentes que deseamos climatizar.

$X(N)$ = Porcentaje del rango diario tabla (AB).

Las funciones de transferencia utilizadas para determinar la ganancia de calor y la carga de enfriamiento de las paredes interiores se encuentran en la tabla No. 2.2.

2.2.2 CALOR GENERADO HUMANAMENTE

El cuerpo normalmente produce más calor que el que necesita para mantener su temperatura a 37°F. El exceso de calor humano es disipado

al aire que lo rodea en forma de calor sensible y latente. El valor del calor sensible y latente desarrollado por una persona depende:

- a) Edad
- b) Vestimenta
- c) Actividad que despliega

La ganancia de calor latente por las personas, puede ser considerada como una carga de enfriamiento instantánea. La tasa de calor sensible y latente por persona (Btu/pie²xpersona), se encuentra tabulado en la tabla No. A-10, los valores seleccionados son: 345.5 Btu/pie²xpersona para la ganancia de calor sensible y 135.5 para la ganancia de calor latente.

El número de ocupantes debe ser cuidadosamente estimado, en este estudio he considerado un factor de 0.012 pie²/persona, dato seleccionado del libro de Fundamentals 1977 de ASHRAE.

Así tenemos que:

$$Q_{os} = N_o \times GHS$$

$$Q_{oL} = N_o \times GHL$$

Q_{oL} = Ganancia de calor sensible por los ocupantes.

N_o = Número de personas en el espacio

GHS = Tasa de ganancia de calor sensible por ocupantes.

Q_oL = Ganancia de calor sensible por los ocupantes.

GHL = Tasa de ganancia de calor latente por ocupante.

2.2.3 CALOR GENERADO POR LUCES

Una estimación correcta de la carga de enfriamiento impuesta por las luces es esencial en el diseño de los sistemas de aire acondicionado, a menudo es una de las mayores componentes de la carga del espacio.

Algunas energías emanadas de las luces es forma de radiación, afectan al espacio después de que ésta ha sido absorbida por las paredes, pisos, muebles, etc. Esta energía absorbida y almacenada por la estructura contribuyen a la zona después de un retraso de tiempo y se presenta aún después que se han apagado las luces.

La tasa instantánea de la ganancia de calor por luces es:

$$Q_{inst} = A \times F \times F_{ce}$$

Q_{inst} = Ganancia de calor instantáneo por luces

A = Área del piso

F = Iluminación recomendada Tabla No. A-11.

F_{ce} = Factor de carga de enfriamiento = 1

Utilice las funciones de transferencia para calcular la carga de enfriamiento por las

luces. Entonces tenemos que los coeficientes de transferencia utilizados para esta ganancia de calor son:

$$W1 = 0.97, \quad V_0 = \quad V1 = 0.65 \quad V2 = 0.62$$

2.2.4 GANANCIA DE LOS EQUIPOS

En una oficina encontramos equipos como: computadoras, máquinas, cafeteras, etc. Todos ellos agregan calor sensible al espacio en el cual están ubicados.

La ganancia de calor por los equipos de oficina es relativamente más pequeña que para equipos de laboratorios, computación, etc.

Para obtener la ganancia de calor originada por equipos operados por motores eléctricos que se encuentran situados dentro de la zona que se va a climatizar podemos calcular mediante la siguiente fórmula.

$$Q_{ep} = \frac{P \times 2544}{\% E}$$

Qep = Ganancia de calor por los equipos
(Btu/Hr)

Pe = Potencia de entrada (Hp)

% E = Eficiencia del motor

2.3 CUADRO COMPARATIVO RESUMIENDO LA CARGA DE ENFRIAMIENTO POR ZONAS Y EPOCAS DEL AÑO

El cálculo de la carga de enfriamiento de todas las zonas se lo ha efectuado por medio de las funciones de transferencia explicadas en las secciones anteriores. Por este mismo método se ha calculado la carga de enfriamiento solar a través de un vidrio ordinario en (BTU/hrxpie²) para las diferentes orientaciones para la ciudad de Guayaquil. En el Apendice B se encuentran estas tablas.

Y a continuación se presentan los resultados de las cargas por zonas y épocas del año para el edificio objeto de nuestro estudio.

TABLA No 2.3

CARGA DE ENFRIAMIENTO ANUAL EN MBTU DE LA

ZONA 1

* HORA *										
* 8	9	10	11	12	13	14	15	16	*	
* MES	*									
* ENERO	* 68.01	74.00	80.40	86.10	92.00	97.00	100.30	105.00	106.00	*
* FEBRERO	* 60.00	64.12	70.00	75.00	80.00	84.30	88.00	92.40	93.00	*
* MARZO	* 58.00	62.00	68.00	71.60	77.00	79.00	86.00	90.40	91.00	*
* ABRIL	* 58.30	63.00	69.00	73.00	78.00	84.00	87.00	94.00	95.00	*
* MAYO	* 60.10	64.70	71.10	76.45	82.00	87.50	91.80	97.80	99.00	*
* JUNIO	* 61.00	66.00	72.20	77.80	83.00	86.00	90.78	93.00	98.00	*
* JULIO	* 60.00	64.60	71.10	76.00	82.00	87.00	91.00	97.00	98.00	*
* AGOSTO	* 58.12	62.00	68.00	73.00	78.10	83.00	87.67	93.00	92.00	*
* SEPTIEMBRE	* 57.40	61.50	67.00	71.80	76.10	80.16	84.12	89.00	89.42	*
* OCTUBRE	* 59.00	63.00	69.12	74.00	79.00	84.00	86.00	91.00	92.00	*
* NOVIEMBRE	* 61.30	66.00	72.00	77.00	82.00	87.00	89.00	94.00	95.00	*
* DICIEMBRE	* 62.30	67.00	73.00	78.00	84.00	88.00	92.00	96.00	97.00	*

TABLA No 2.4

CARGA DE ENFRIAMIENTO ANUAL EN MBTU DE LA

ZONA 2

HORA	8	9	10	11	12	13	14	15	16
ENERO	267.00	291.20	314.40	335.81	354.16	380.00	389.00	398.00	413.00
FEBRERO	231.18	251.70	272.17	291.41	308.28	325.00	332.00	344.00	360.00
MARZO	221.73	242.00	262.77	278.10	297.30	315.27	329.00	342.00	348.00
ABRIL	211.88	242.16	263.20	283.41	301.35	319.60	335.00	349.00	356.00
MAYO	226.00	247.90	270.10	285.41	310.30	329.00	345.00	359.00	366.00
JUNIO	229.60	250.90	273.40	295.11	314.00	334.00	349.00	363.00	370.00
JULIO	226.00	254.00	269.80	291.19	310.00	329.00	338.00	358.00	366.00
AGOSTO	220.80	240.92	261.90	281.58	300.00	318.60	345.00	347.00	355.00
SEPTIEMBRE	220.00	239.80	260.43	279.43	295.00	309.00	326.00	336.00	343.00
OCTUBRE	228.00	248.60	268.70	287.80	304.00	321.00	335.00	346.00	351.00
NOVIEMBRE	240.80	262.70	283.18	302.70	319.00	336.00	349.00	360.00	365.30
DICIEMBRE	246.00	268.20	289.73	309.16	327.00	344.00	357.00	368.00	373.00

TABLA No 2.5

CARGA DE ENFRIAMIENTO ANUAL EN MBTU DE LA

ZONA 3

HORA	8	9	10	11	12	13	14	15	16
ENERO	187.00	205.00	223.00	232.00	252.00	266.00	277.00	286.00	290.00
FEBRERO	156.00	169.00	185.00	198.00	206.00	218.00	228.00	242.00	245.00
MARZO	148.00	161.00	176.00	186.00	193.00	207.00	217.00	232.00	237.00
ABRIL	140.00	152.00	166.00	176.00	190.00	202.00	211.00	219.00	222.00
MAYO	148.00	171.00	175.00	190.00	202.00	215.00	227.00	240.00	243.00
JUNIO	154.00	169.00	184.00	199.00	212.00	226.00	239.00	252.00	255.00
JULIO	152.00	165.00	181.00	196.00	209.00	223.00	235.00	248.00	251.00
AGOSTO	147.00	159.00	167.00	188.00	195.00	214.00	226.00	239.00	242.00
SEPTIEMBRE	146.00	159.00	174.00	187.00	198.00	208.00	220.00	232.00	234.00
OCTUBRE	154.00	168.00	182.00	192.00	208.00	214.00	230.00	241.00	242.00
NOVIEMBRE	165.00	179.00	195.00	209.00	221.00	234.00	244.00	255.00	257.00
DICIEMBRE	169.00	185.00	201.00	215.00	228.00	241.00	255.00	262.00	264.00



BIBLIOTECA

TABLA No 2.6

CARGA DE ENFRIAMIENTO ANUAL EN MBTU DE LA

ZONA 4

HORA	8	9	10	11	12	13	14	15	16
ENERO	179.00	196.00	212.00	227.00	246.00	253.00	263.00	272.00	280.00
FEBRERO	148.00	156.00	175.00	188.00	200.00	212.00	221.00	228.00	234.00
MARZO	139.00	152.00	167.00	176.00	189.00	203.00	212.00	220.00	225.00
ABRIL	139.00	152.00	167.00	180.00	192.00	205.00	216.00	225.00	232.00
MAYO	144.00	157.00	172.00	186.00	199.00	212.00	223.00	233.00	240.00
JUNIO	146.00	159.00	175.00	189.00	196.00	216.00	227.00	236.00	243.00
JULIO	143.00	157.00	172.00	186.00	192.00	212.00	223.00	233.00	240.00
AGOSTO	138.00	151.00	169.00	178.00	184.00	204.00	214.00	223.00	231.00
SEPTIEMBRE	138.00	151.00	169.00	177.00	182.00	198.00	209.00	216.00	222.00
OCTUBRE	146.00	159.00	172.00	186.00	189.00	208.00	217.00	225.00	229.00
NOVIEMBRE	156.00	170.00	185.00	198.00	198.00	221.00	229.00	236.00	242.00
DICIEMBRE	157.00	171.00	185.00	199.00	199.00	231.00	231.00	238.00	245.00



TABLA No 2.7

CARGA DE ENFRIAMIENTO ANUAL EN MBTU DE LA

ZONA 5

HORA	8	9	10	11	12	13	14	15	16
ENERO	191.00	213.00	223.00	251.00	263.00	278.00	287.00	298.00	314.00
FEBRERO	174.00	194.00	213.00	230.00	245.00	257.00	265.00	275.00	292.00
MARZO	170.00	189.00	209.00	224.00	240.00	251.00	260.00	264.00	289.00
ABRIL	171.00	190.00	209.00	226.00	242.00	254.00	264.00	268.00	293.00
MAYO	173.00	193.00	214.00	231.00	247.00	260.00	266.00	281.00	300.00
JUNIO	175.00	199.00	216.00	234.00	250.00	263.00	272.00	283.00	302.00
JULIO	173.10	193.00	214.00	232.00	247.00	260.00	269.00	281.00	299.00
AGOSTO	169.40	189.00	209.00	226.00	242.00	253.00	263.00	274.00	293.00
SEPTIEMBRE	168.00	188.30	208.00	225.00	238.70	247.00	258.00	267.00	287.00
OCTUBRE	172.00	192.00	212.00	228.00	243.00	254.00	263.00	273.00	290.00
NOVIEMBRE	178.00	198.00	216.00	235.00	250.00	260.00	269.00	279.00	296.00
DICIEMBRE	180.00	201.00	221.00	239.00	252.00	263.00	272.00	282.00	299.00

CARGA DE ENFRIAMIENTO

ZONA 1

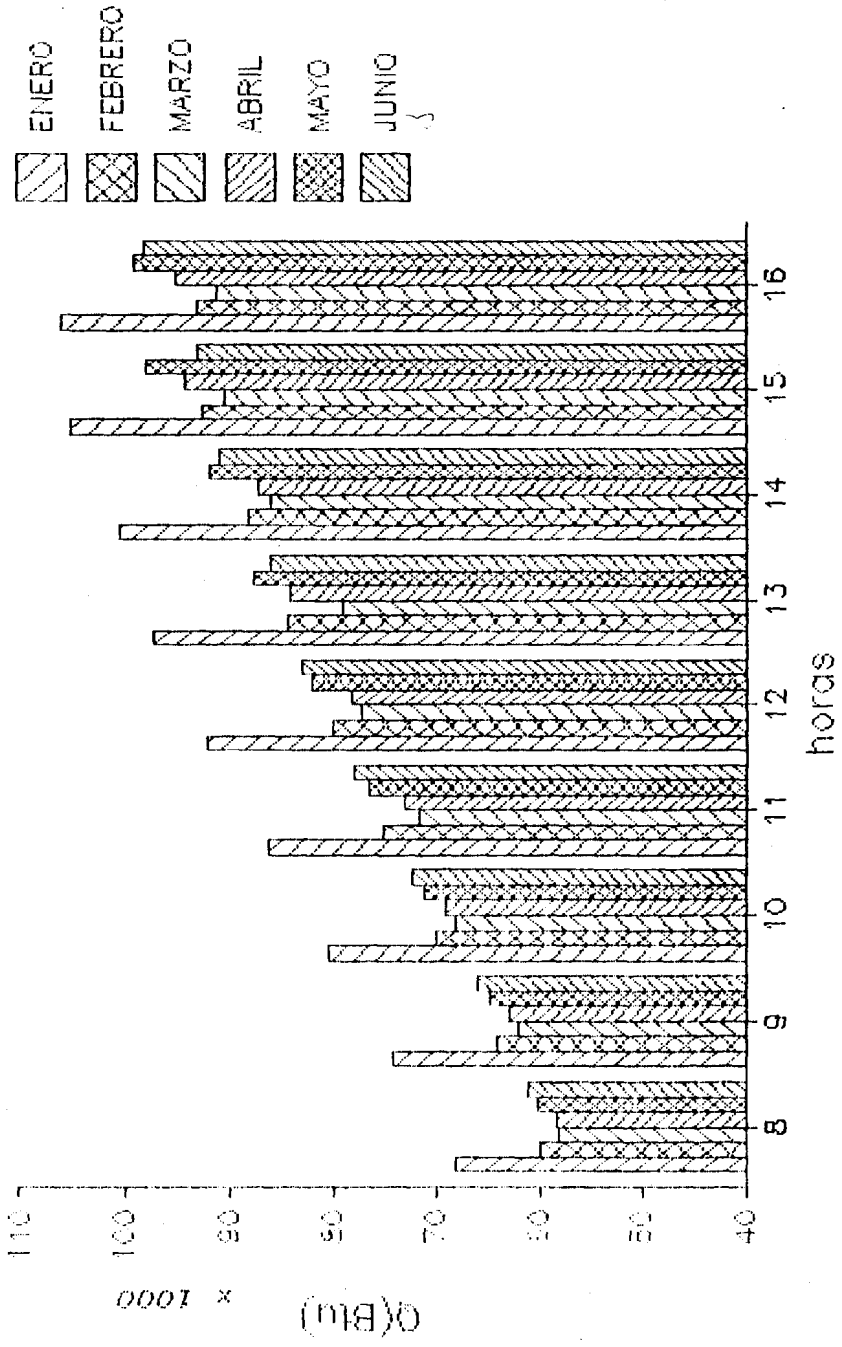


FIG 2.4 CARGA DE ENFRIAMIENTO DEL PRIMER SEMESTRE DEL AÑO PARA LA ZONA I

CARGA DE ENFRIAMIENTO ZONA I

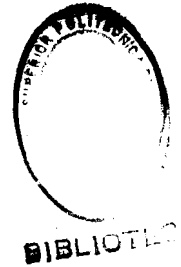
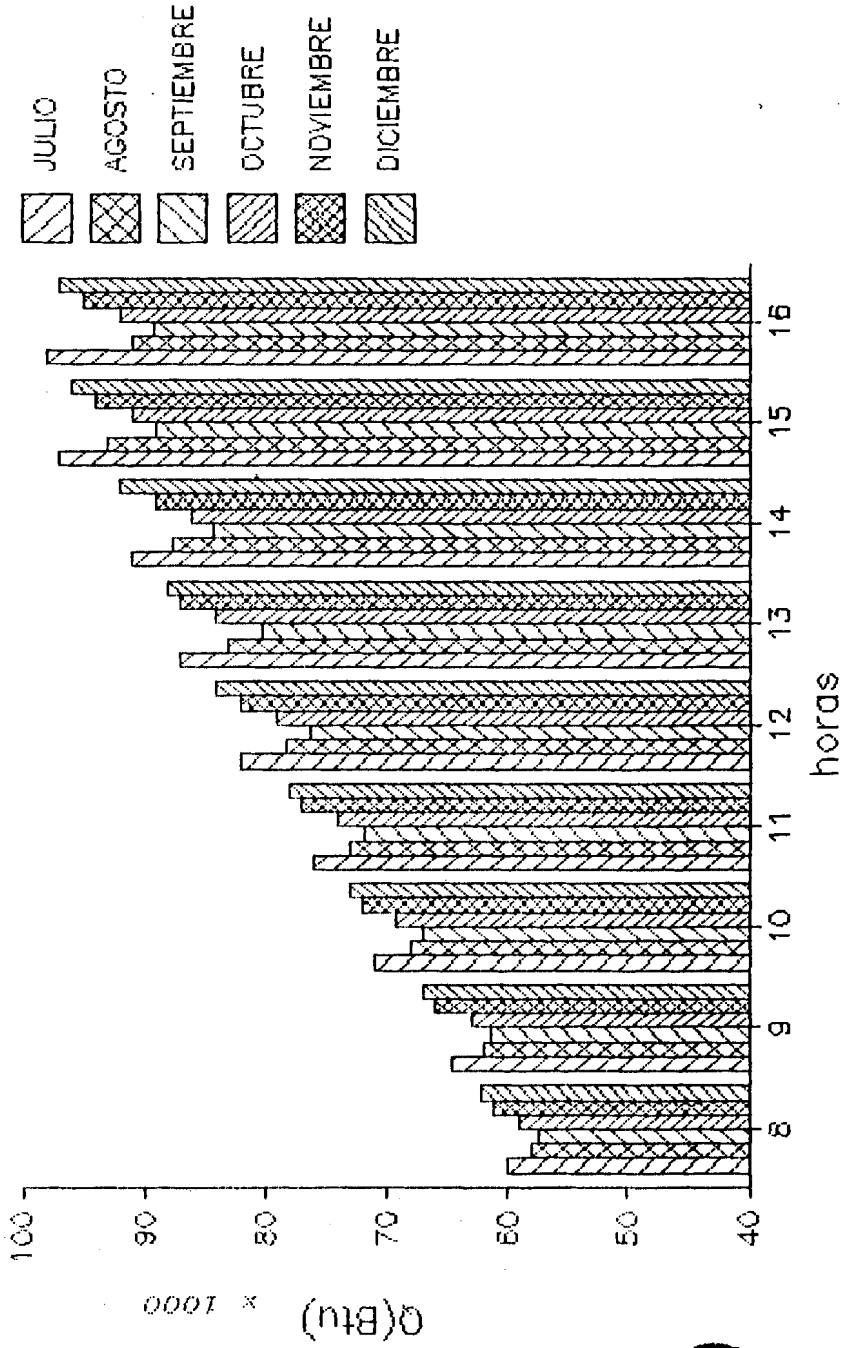


FIG 2.5 CARGA DE ENFRIAMIENTO DEL SEGUNDO SEMESTRE DEL AÑO PARA LA ZONA I

CARGA DE ENFRIAMIENTO ZONA 2

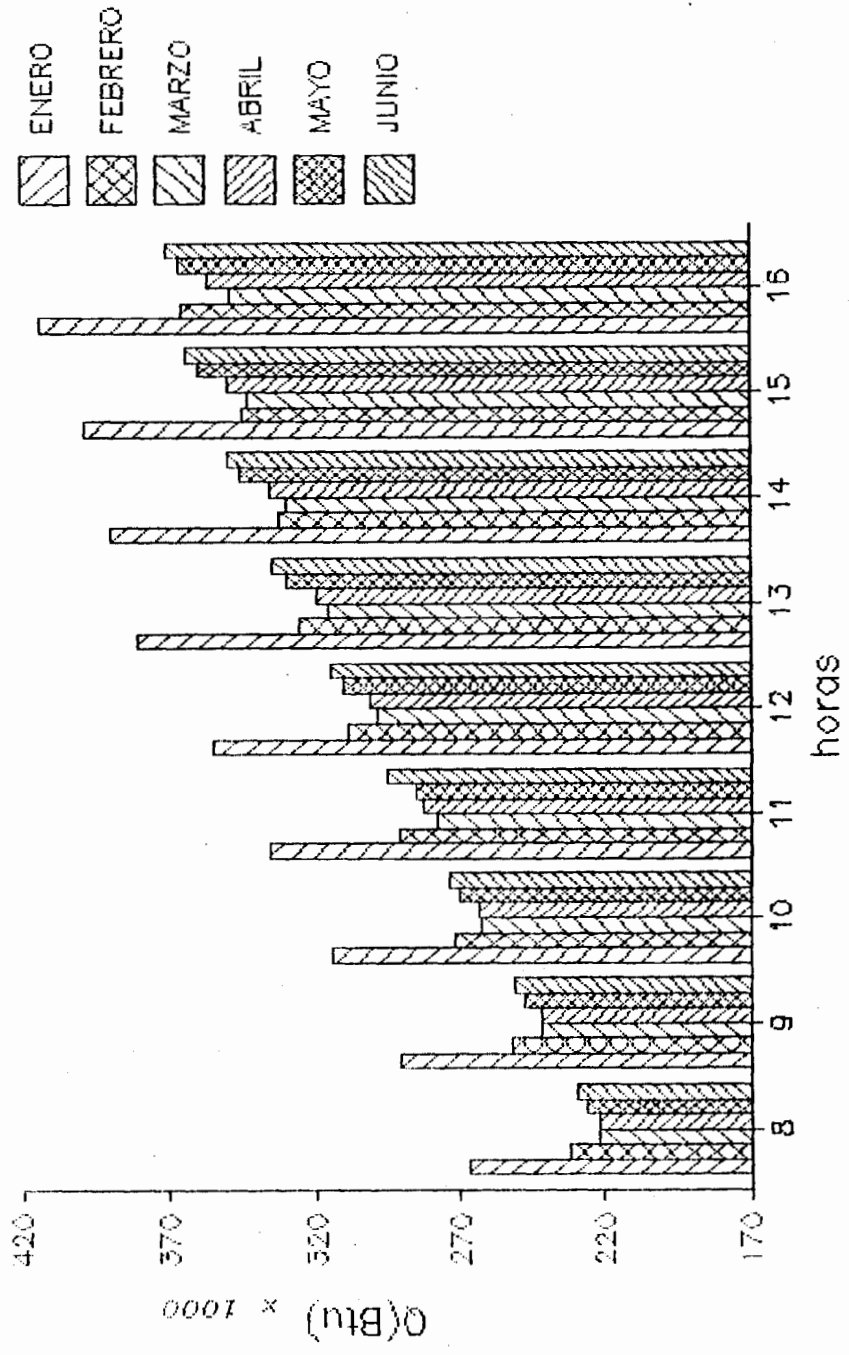


FIG 2.6 CARGA DE ENFRIAMIENTO DEL PRIMER SEMESTRE DEL AÑO PARA LA ZONA 2

CARGA DE ENFRIAMIENTO

ZONA 2

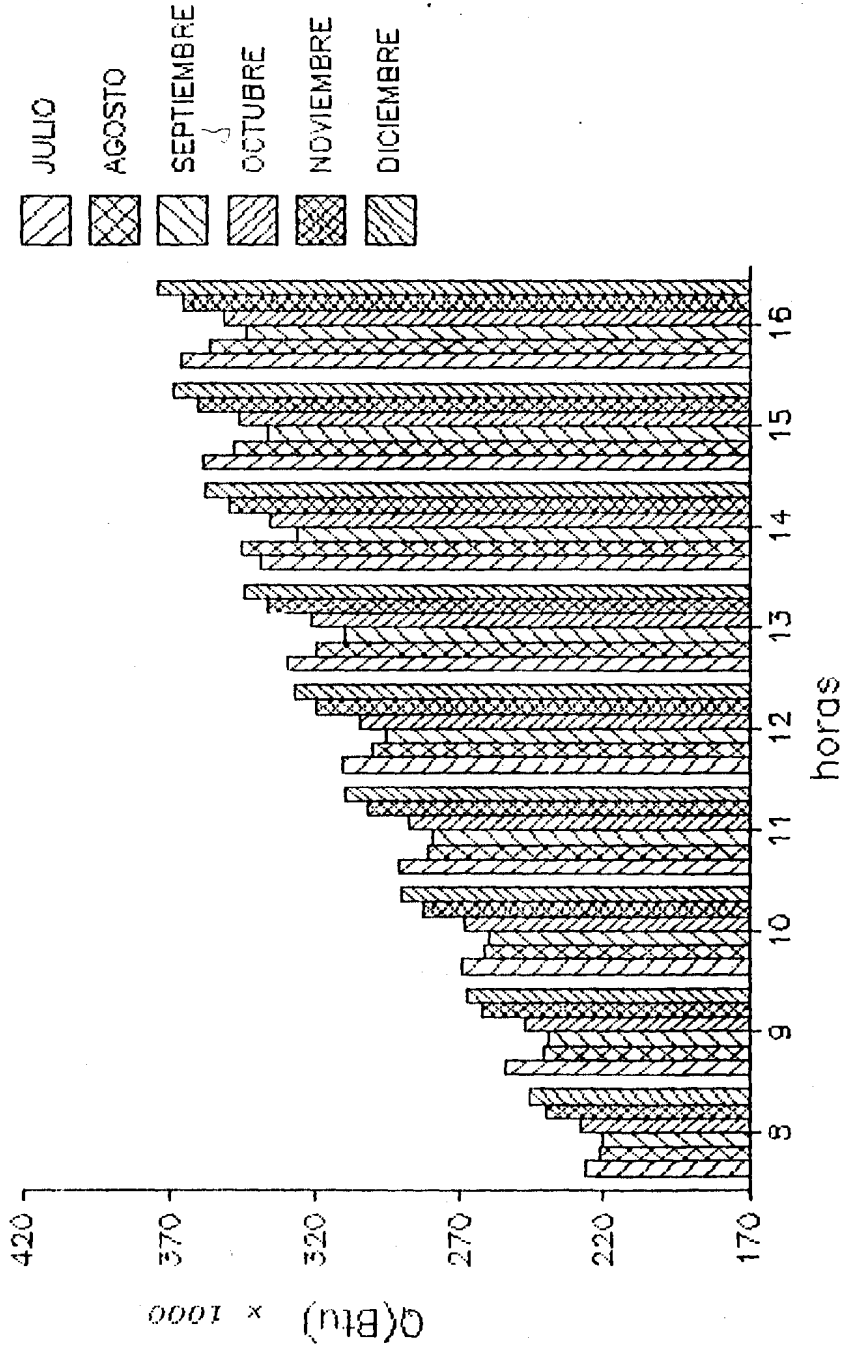


FIG 2.7 CARGA DE ENFRIAMIENTO DEL SEGUNDO SEMESTRE DEL AÑO PARA LA ZONA 2

CARGA DE ENFRIAMIENTO

ZONA 3

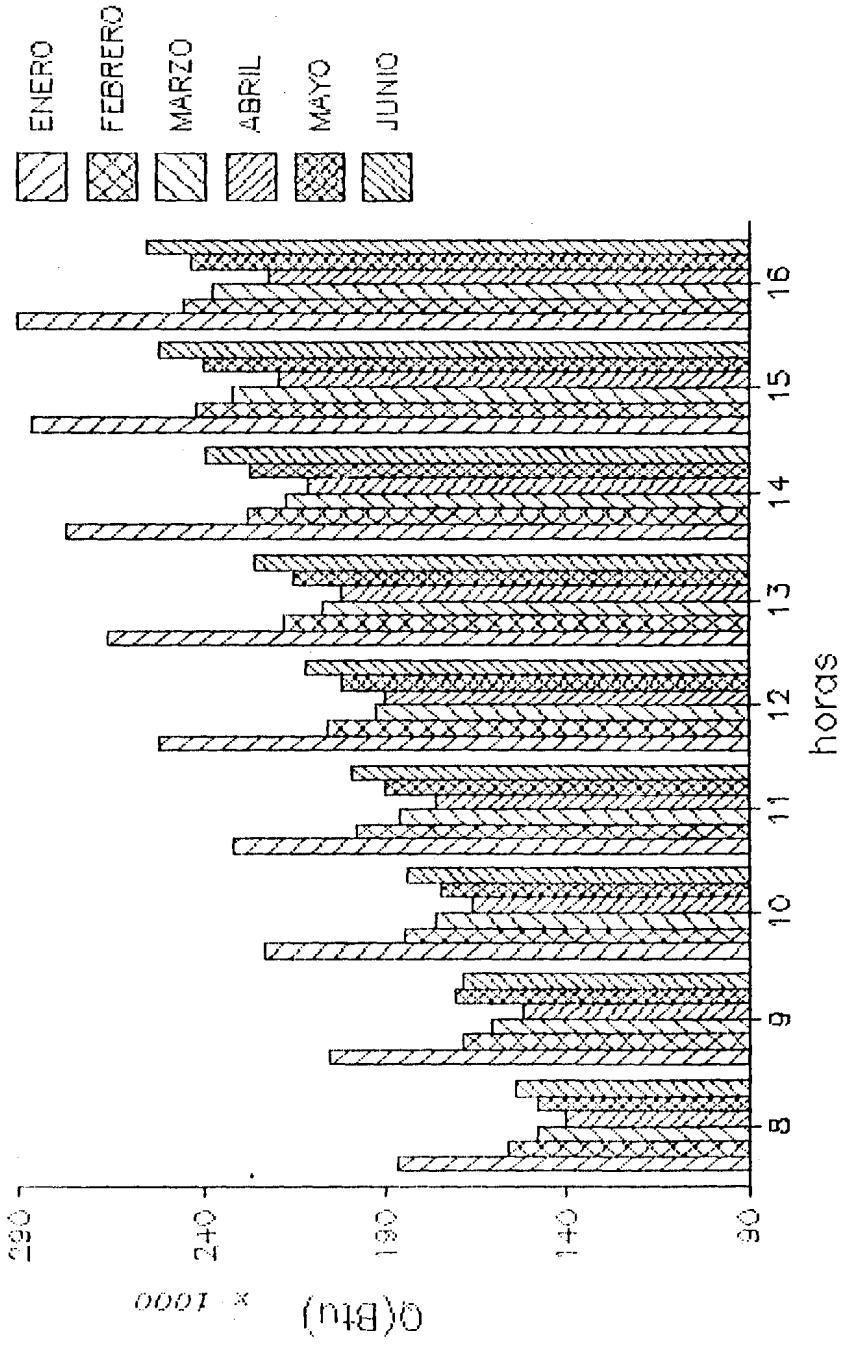


FIG. 2.8 CARGA DE ENFRIAMIENTO DEL PRIMER SEMESTRE DEL AÑO PARA LA ZONA 3

CARGA DE ENFRIAMIENTO ZONA 3

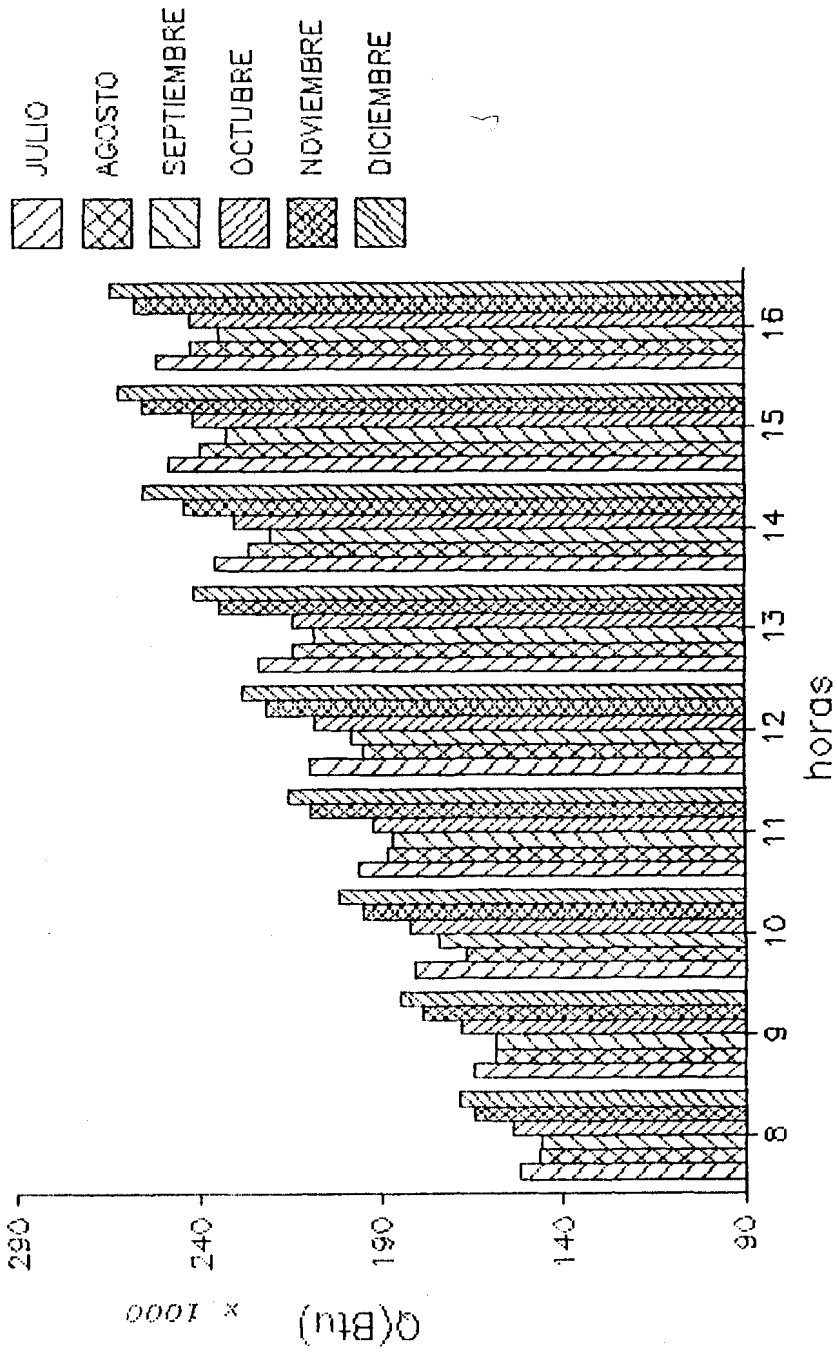


FIG. 2.9 CARGA DE ENFRIAMIENTO DEL SEGUNDO SEMESTRE DEL AÑO PARA LA ZONA 3

CARGA DE ENFRIAMIENTO

ZONA 4

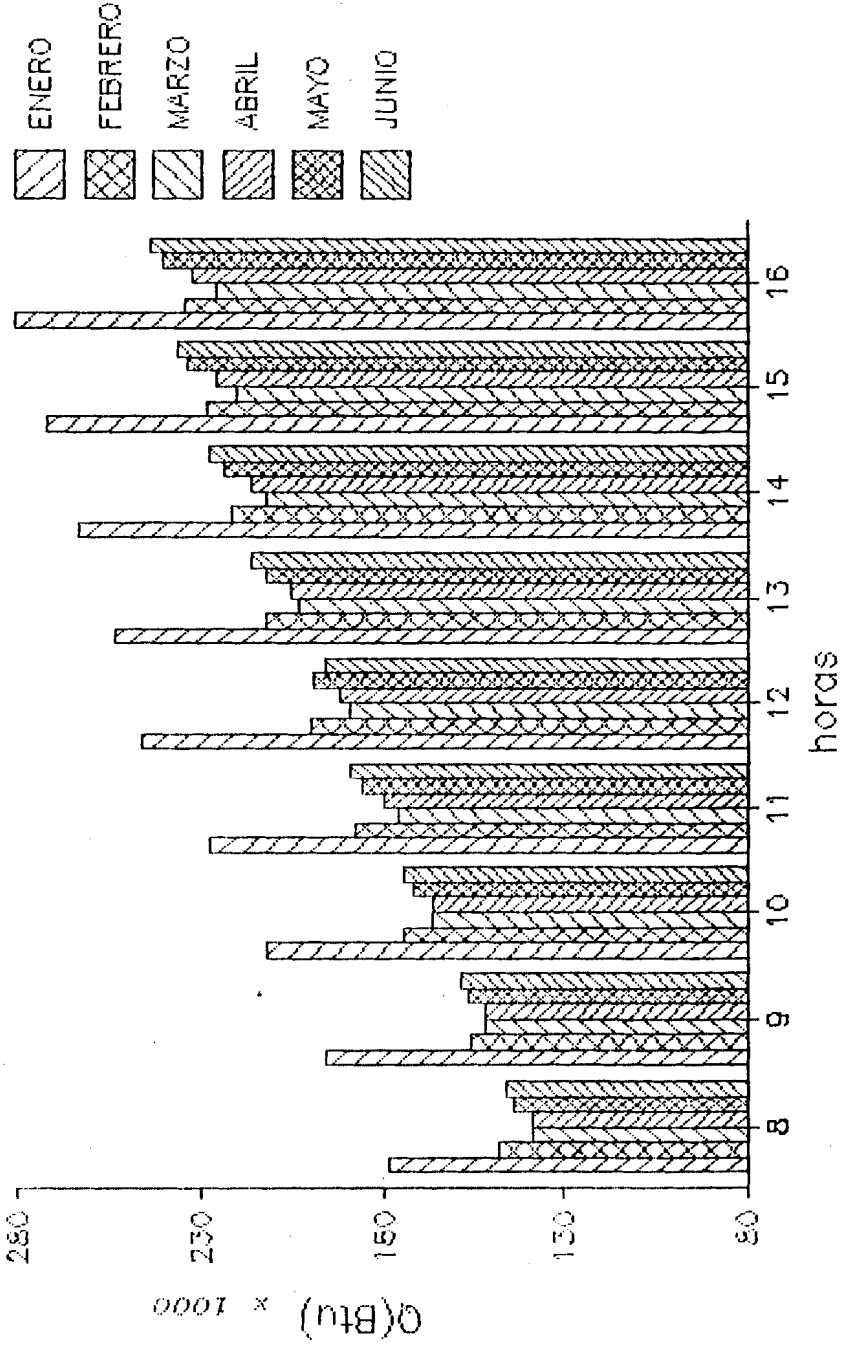


FIG 2.10 CARGA DE ENFRIAMIENTO DEL PRIMER SEMESTRE DEL AÑO PARA LA ZONA 4

CARGA DE ENFRIAMIENTO ZONA 4

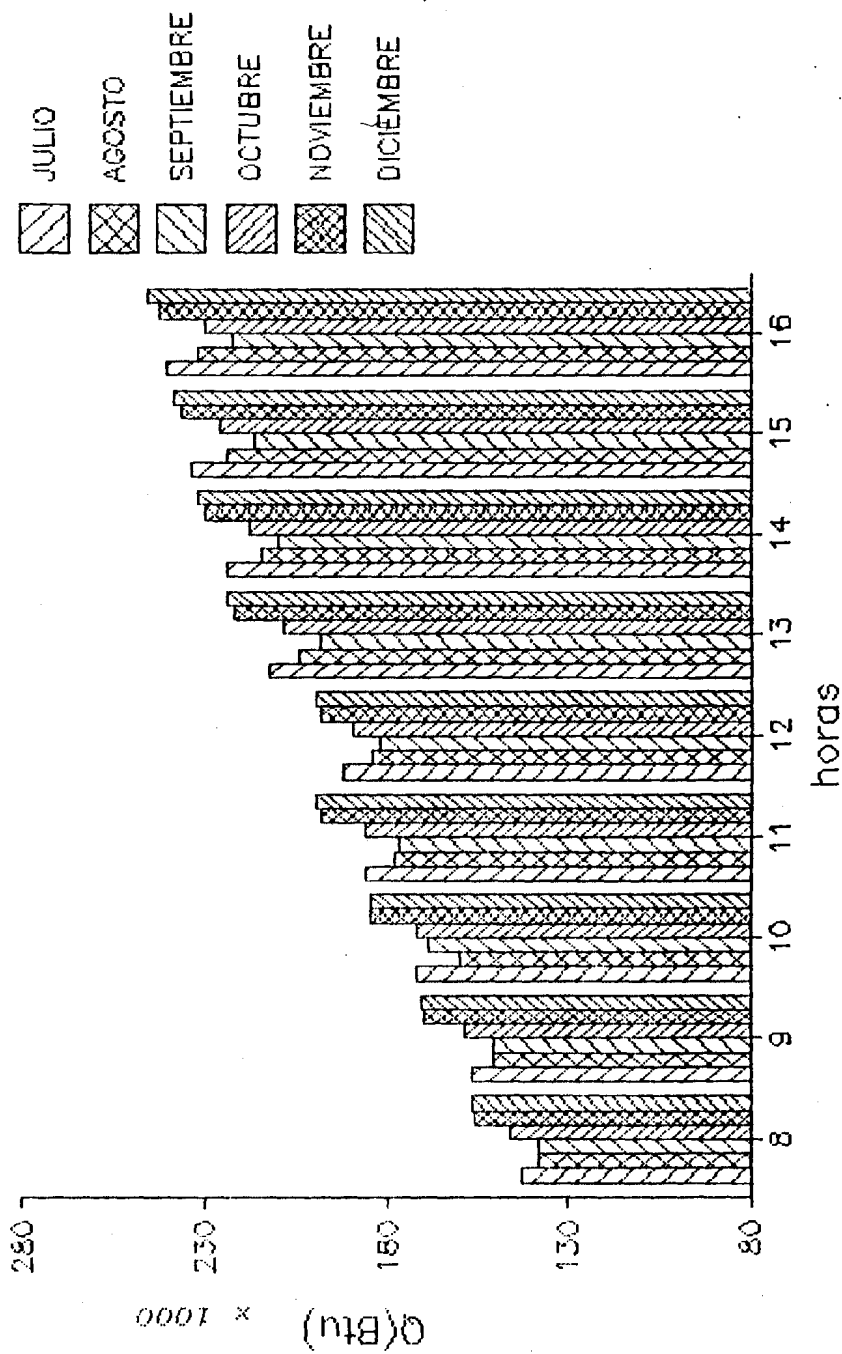


FIG 2.II CARGA DE ENFRIAMIENTO DEL SEGUNDO SEMESTRE DEL AÑO PARA LA ZONA 4

CARGA DE ENFRIAMIENTO ZONA 5

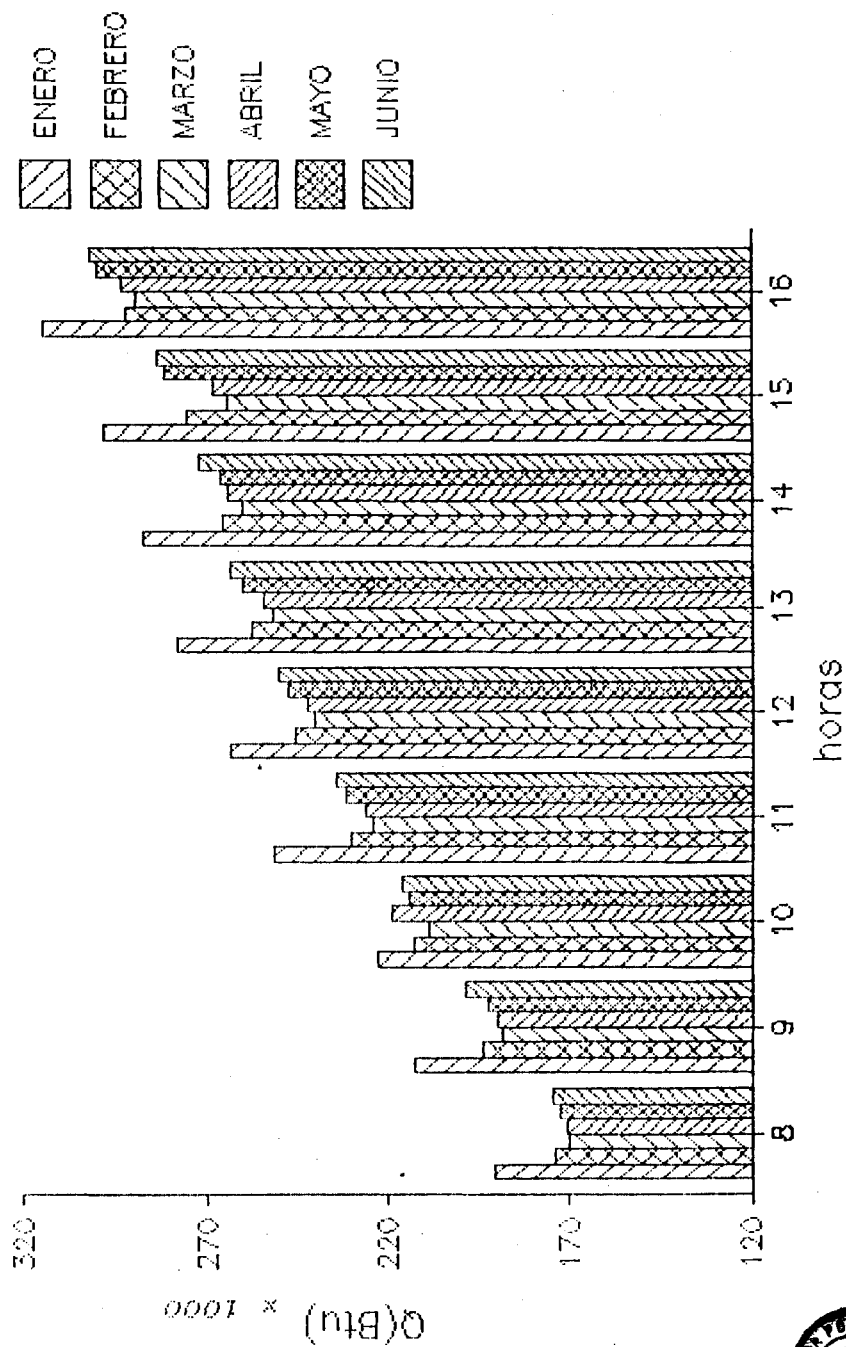


FIG 2.12 CARGA DE ENFRIAMIENTO DEL PRIMER SEMESTRE DEL AÑO PARA LA ZONA 5

CARGA DE ENFRIAMIENTO ZONA 5

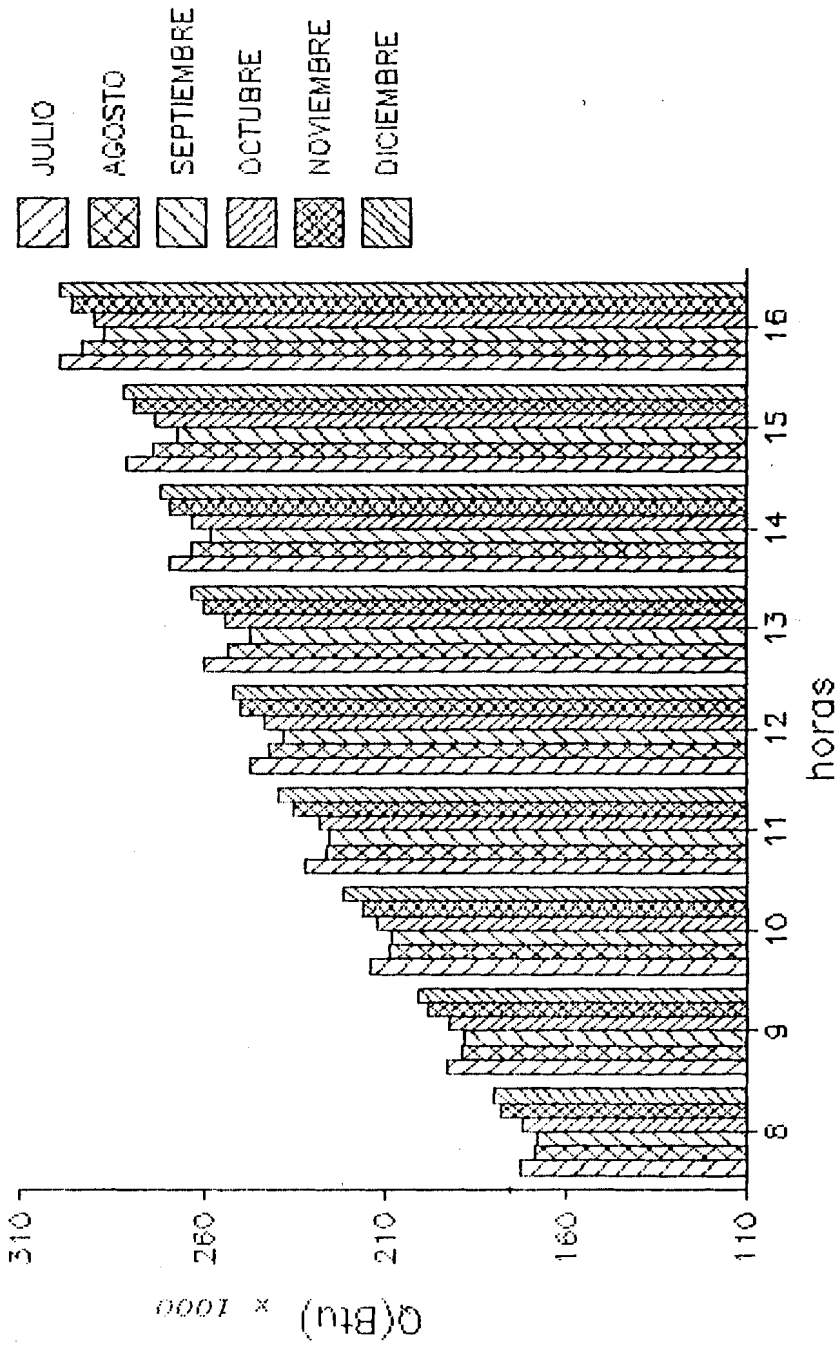


FIG 2.13 CARGA DE ENFRIAMIENTO DEL SEGUNDO SEMESTRE DEL AÑO PARA LA ZONA 5

CAPITULO III

CLASES DE SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

La eficiencia de la elección del sistema a usarse depende del criterio de elección del procedimiento y de los equipos más ventajosos.

La guía para esta elección se basa en la aplicación correcta de los conceptos siguientes:

- a) Clase del local y servicio destinado
- b) Características del ambiente natural
- c) Incompactibilidad de arquitectura y organización del trabajo.
- d) Costo de la instalación y mantenimiento
- e) Consumo de energía

El primer concepto es más importante porque atañe directamente a la finalidad de la instalación térmica que se requiere realizar.

El segundo permite fijar la temperatura y el grado de la humedad relativa que debemos obtener en el ambiente acondicionado, evitando que sea demasiado bruscos los cambios de acondicionamiento entre el ambiente y el exterior.

Los demás conceptos surgen directamente de la consideración y el análisis de las condiciones de trabajo, de la coordinación que debe de existir entre la instalación y las demás partes del edificio sea en el aspecto estético como en el funcional y finalmente del mayor costo de operación de la instalación de acondicionamiento de aire.

Por lo tanto vamos a ver los sistemas de aire acondicionado más comunes, de los cuales se seleccionará aquellos que sean más convenientes de acuerdo a los conceptos anotados anteriormente.

Los sistemas de aire acondicionado, son generalmente divididos en cuatro clases básicas, determinadas por el método a través del cual el enfriamiento final dentro del cuarto es conseguido.

Los tipos básicos son:

Todo Agua



Aire Agua

Todo Aire

Expansion Directa

3.1 SELECCION DE LOS SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO A UTILIZARSE

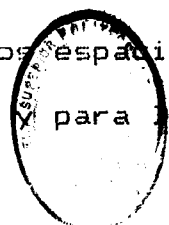
En esta sección se estudiará los diferentes sistemas de aire acondicionado, las ventajas y desventajas de cada uno de ellos.

SISTEMA TODO AGUA

Es aquel que está constituido por unidades serpentín-ventilador, situados en cada uno de los espacios que deseamos climatizar, los cuales son conectados por circuitos de tuberías donde circula agua helada de un sistema de refrigeración central.

VENTAJAS

- Una de las mayores es la reducción de los espacios necesarios para los cuartos de máquinas para los ductos.



BIBLIOTECA

- Permite un control individual de cada uno de los espacios, evitando una contaminación del aire recirculado de alguna otra zona.

DESVENTAJAS

- El mantenimiento requerido es más complejo que el sistema "Todo Aire", ya que se lo efectúa en áreas ocupadas.
- El drenaje que se requiere para cada serpentín-ventilador ocasiona que se origine un sistema de cañerías bastante complejo, debido a la gran cantidad de estas unidades que se necesitarían para climatizar un edificio de oficinas.
- El sistema "Todo Agua", generalmente se lo utiliza en hoteles, hospitales y escuelas.

Es por las razones expuestas que no utilizaré este sistema en el edificio de la Sub-Dirección de Av. Civil.

SISTEMA AIRE AGUA

En este sistema tanto el aire como el agua son

conducidos a cada espacio efectuando juntos el enfriamiento de la zona.

En el sistema "Todo Aire", el espacio a ser climatizado es enfriado solamente por el aire de una central de aire acondicionado.

VENTAJAS

- Es un control de temperatura individual de cada espacio, con la capacidad de ajustar cada termostato para diferentes temperaturas, con un bajo costo.
- Es un buen sistema cuando se desea controlar la humedad del área climatizada.
- Se lo utiliza en hospitales, laboratorios, zonas marítimas, etc.

DESVENTAJAS

- El control tiende a ser más complejo que en el sistema "Todo Aire".
- Este sistema no es aplicable a altas infiltraciones de aire. En el edificio efecto de estudio de esta

tesis el porcentaje de infiltración es considerable debido a las aberturas continuas de puertas.

- El consumo de energía es más alto que en otros sistemas.

Debido a lo expuesto anteriormente, este sistema no es aplicable a un edificio de oficinas por consiguiente no lo utilizaré.

SISTEMA TODO AIRE

En este sistema el aire es conducido a la zona que deseamos climatizar, por medio de una red de ductos y distribuidos dentro de ella por difusores y rejillas.

La planta de refrigeración puede estar ubicada a alguna distancia del área climatizada.

Este sistema puede combinarse con todos los sistemas. Se lo utiliza en la mayoría de las aplicaciones, por ejemplo en:

Edificios de oficinas

Hoteles

Museos



En la figura No. 3.1 se observa un esquema del sistema de Todo Aire.

VENTAJAS

- Una ubicación centralizada, consolida la operación y el mantenimiento en áreas de no circulación y permite además un mejor sistema de filtración.
- Una ausencia completa dentro del área climatizada de tuberías de drenaje y equipos eléctricos.
- Apropiado para la aplicación de grandes filtraciones.
- Completa libertad de diseño en lo que respecta a distribución de aire.

DESVENTAJAS

- El sistema de ducto puede ser un problema cuando las condiciones arquitectónicas del edificio hacen difícil su instalación debido a la ausencia de tumbados.
- El sistema de recalentamiento de aire en condiciones muy frías no es muy eficiente.

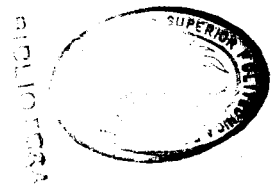
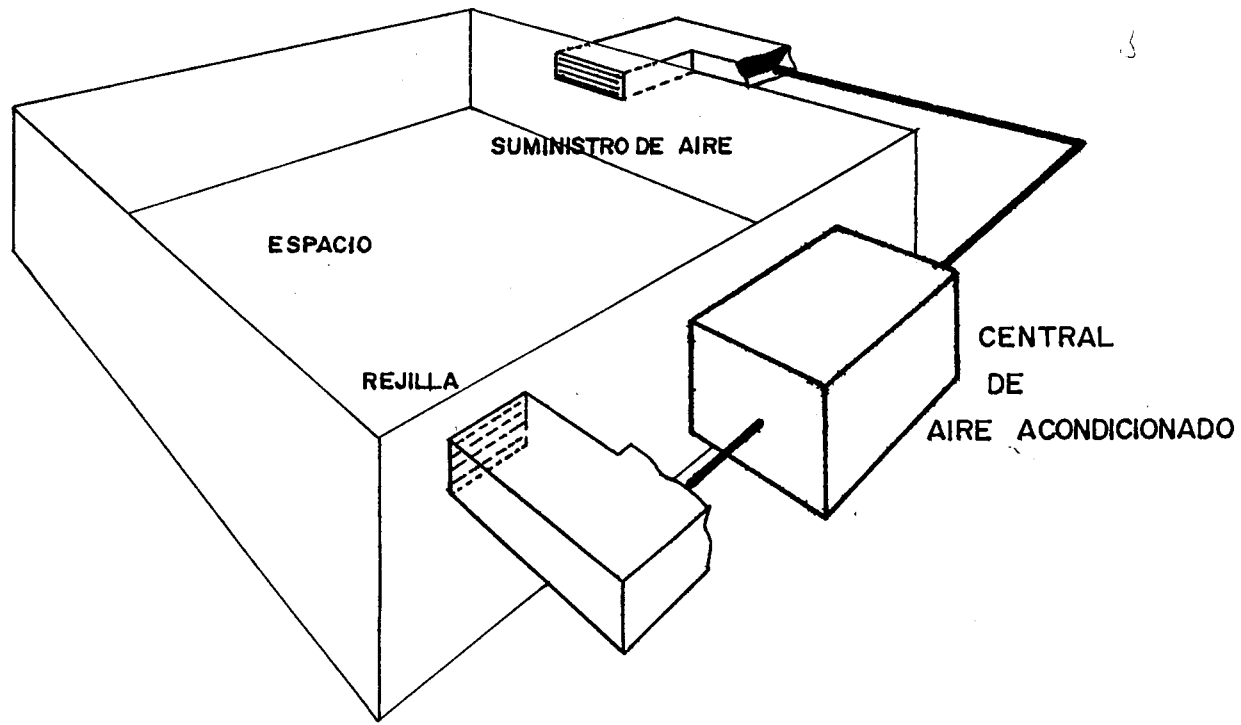


FIGURA 3.1 SISTEMA TODO AIRE

Las principales se presentan en las condiciones arquitectónicas del edificio, debido al montaje de ductos.

En la Sub-Dirección de Av. Civil este problema, no existe debido a la altura del tumbado que permite una excelente distribución del aire por medio de ductos.

SISTEMAS DE EXPANSION DIRECTA

Este sistema puede ser descrito como un sistema de refrigeración donde el efecto de enfriamiento es obtenido directamente de un refrigerante (es evaporado en un serpentín de enfriamiento localizado en la corriente de aire.

Este sistema se lo utiliza generalmente en restaurantes, edificios de oficinas, escuelas, etc.

VENTAJAS

- Su sistema de operación es fácil

- El costo inicial es bajo

- El sistema de control es simple



DESVENTAJAS

- No es apropiado para sistemas que requieren un control de humedad.
- El control de aire de distribución es limitado.

Podemos observar que tanto el sistema "Todo Aire" y el sistema "Expansión Directa" ofrecen los requisitos necesarios para climatizar el edificio de la Sub-Dirección de Av. Civil, por consecuencia los veremos detalladamente más adelante.

3.2 SOPORTE DE LA SELECCION

Como se explica anteriormente se estudiará a continuación los sistemas de aire acondicionado seleccionados.

SISTEMA DE EXPANSION DIRECTA

Este sistema puede ser determinado como un sistema de refrigeración donde el efecto de enfriamiento es obtenido directamente de un refrigerante primario. En la figura 3.2 se observa este sistema.

Esta compuesto de dos unidades que son:

a) Unidad Evaporadora

b) Unidad Condensadora

UNIDAD EVAPORADORA

En un equipo de aire acondicionado esta unidad será usada para absorber el calor del aire del cuarto que se necesita climatizar.

Consiste en un gabinete formado por un ventilador y serpentín y filtro.

Las unidades evaporadas que se utilicen en este edificio cuando sean menores de una capacidad de enfriamiento de 60.000 Btu/hr, tendrán las siguientes características eléctricas 208/230V/60/3.

Estas unidades pueden montarse en el mismo local según sean las necesidades y puedan instalarse ductos de aire a dicha unidad.

UNIDAD CONDENSADORA

Esta unidad va en el exterior o dentro del edificio



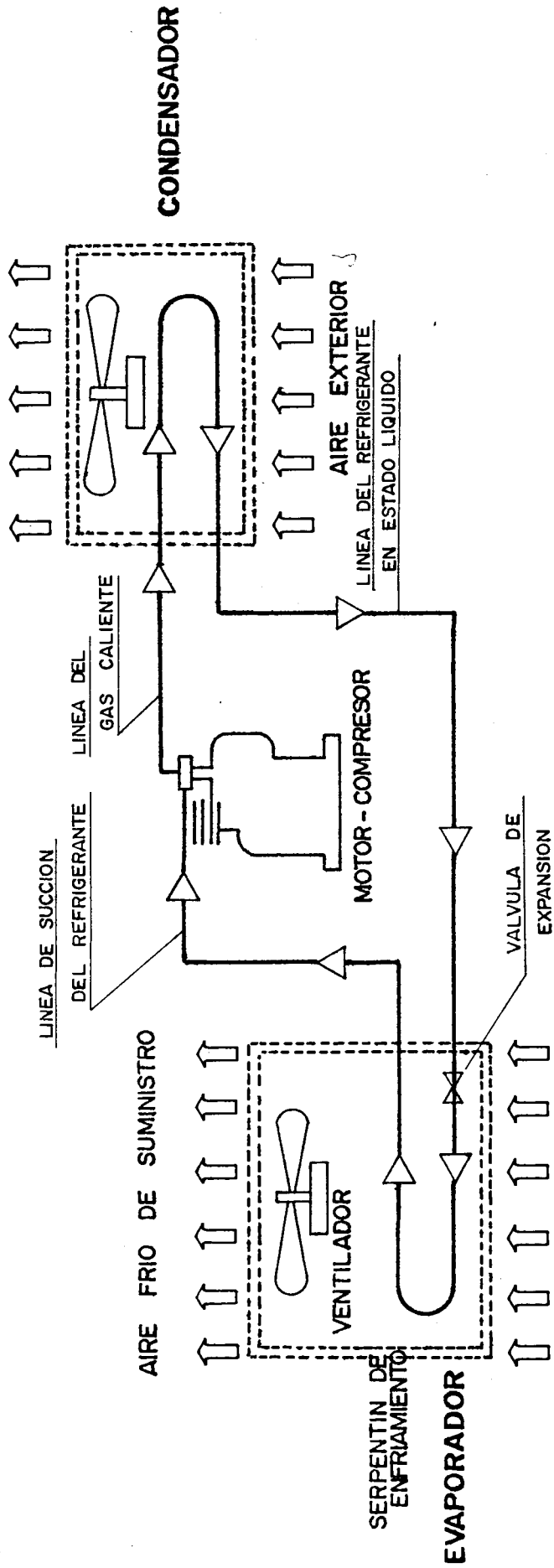


FIGURA 3.2 SISTEMA DE EXPANSION DIRECTA

en lugares adyacentes. Consta de un compresor condensador y un ventilador para la refrigeración del condensador.

Esta unidad con la anterior están unidas por medio de conexiones del medio refrigerante y el cableado eléctrico. Pueden emplearse en todos aquellos sitios donde se precisen aparatos de poco espacio y silencioso.

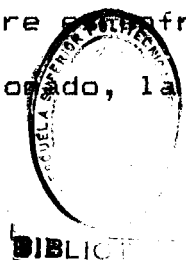
Si estas unidades: evaporadora y condensadora están unidas, entonces este sistema de expansión directa se lo denomina "Unidad Paquete".

SISTEMA TODO AIRE

Este sistema puede ser adaptado a todos los tipos de sistemas de aire acondicionado.

Es aplicable en zonas que requieren un control individual y que posean además muchas áreas tales como en los edificios de oficinas, escuelas, museos, hoteles, etc.

Este sistema es aquel, en el cual el aire es enfriado en una central de aire acondicionado, la que



generalmente esta constituida de un evaporador, compresor y condensador.

Como sabemos la finalidad de este último es la de licuar el gas refrigerante mediante la reducción de la temperatura del mismo (esto se obtiene haciendo circular un fluido a través de un haz de tubos que enfrian el refrigerante por transmisión a través de las cañerías absorbiendo el calor de condensación).

Los condensadores usados más comunmente pueden ser clasificados en base del medio de enfriamiento, lo que ocasiona que se origine la siguiente clasificación:

1. Sistemas enfriados por aire
2. Sistemas enfriados por agua

Se estudiará ambos sistemas por ser los que se van a utilizar en este análisis.

SISTEMA ENFRIADO POR AIRE EL CONDENSADOR

Se denomina así debido a que se utiliza el aire como medio de enfriamiento del condensador.

Utilizaré una unidad enfriadora de agua tipo paquete enfriada por aire el condensador y manejadoras de aire. Llamaré a este sistema de ahora en adelante para mayor comodidad, SISTEMA DE AGUA HELADA.

El agua es enfriada en esta máquina de refrigeración, luego circula a través de tuberías a unas unidades llamadas manejadoras de aire. Las cuales estarán ubicadas en los diferentes ambientes donde sean posibles instalarlas.

El agua absorbe el calor generado en las diferentes zonas que se desea climatizar. Luego retorna por medio de bombas de circulación a la unidad enfriadora.

UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE

Una unidad manejadora de aire normalmente consiste de un equipo central al cual se le puede instalar ductos de distribución de aire.

Estas unidades pueden ser usadas en las siguientes aplicaciones:

- Espacios con carga uniforme, tales como auditorios,

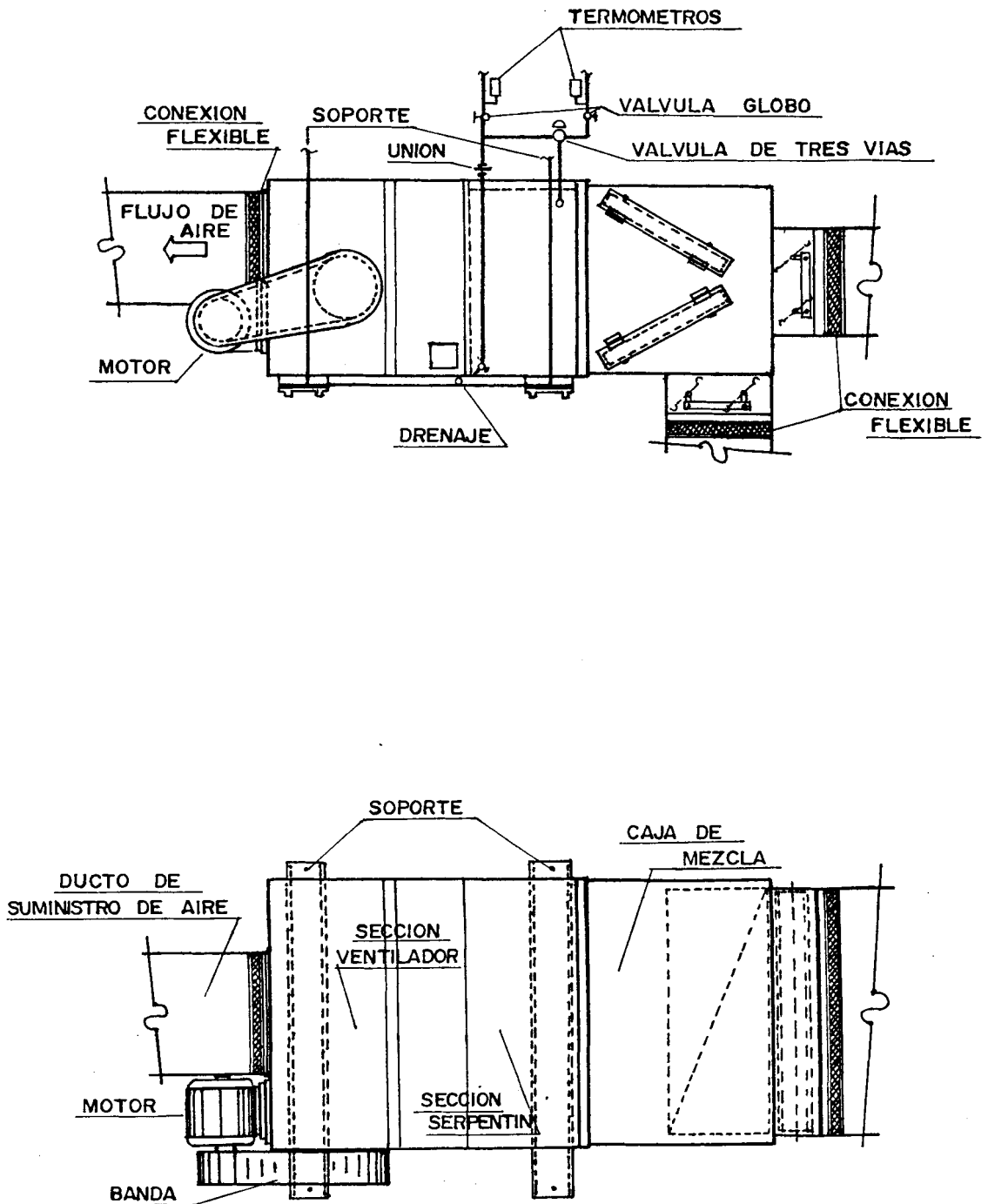


FIGURA 3.3 UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE

áreas públicas de la mayoría de los edificios.

- En espacios en donde se desee un buen control.

Los principales componentes de las manejadoras de aire son:

Serpentín de agua heladas

Ventilador

Filtros

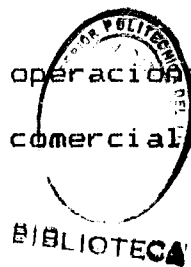
Caja de mezcla

By-pass

En la figura No. 3.3 se muestra un diagrama de estas unidades.

ENFRIADOR DE AGUA

Estas máquinas están construidas para operaciones continuas, para todo tipo de aplicaciones comerciales e industriales.



Se clasifican de acuerdo al proceso de refrigeración en si.

A) Absorción

B) Compresión de vapor

Este último se clasifica en centrífugo y recíprocante.

En este estudio utilizaré la segunda clase con compresor recíproco.

Esta máquina consiste de un enfriador, condensador y compresor. El agua que circula por los tubos del evaporador transfiere su calor al líquido refrigerante, causando la ebullición y evaporación del mismo. El refrigerante en estado de vapor es succionado por el compresor donde es comprimido y descargado al condensador, en estado de líquido fluye al evaporador por un dispositivo de expansión.

En la figura No. 3.4 se muestra un esquema de un enfriador de agua cuyo condensador es enfriado por aire.

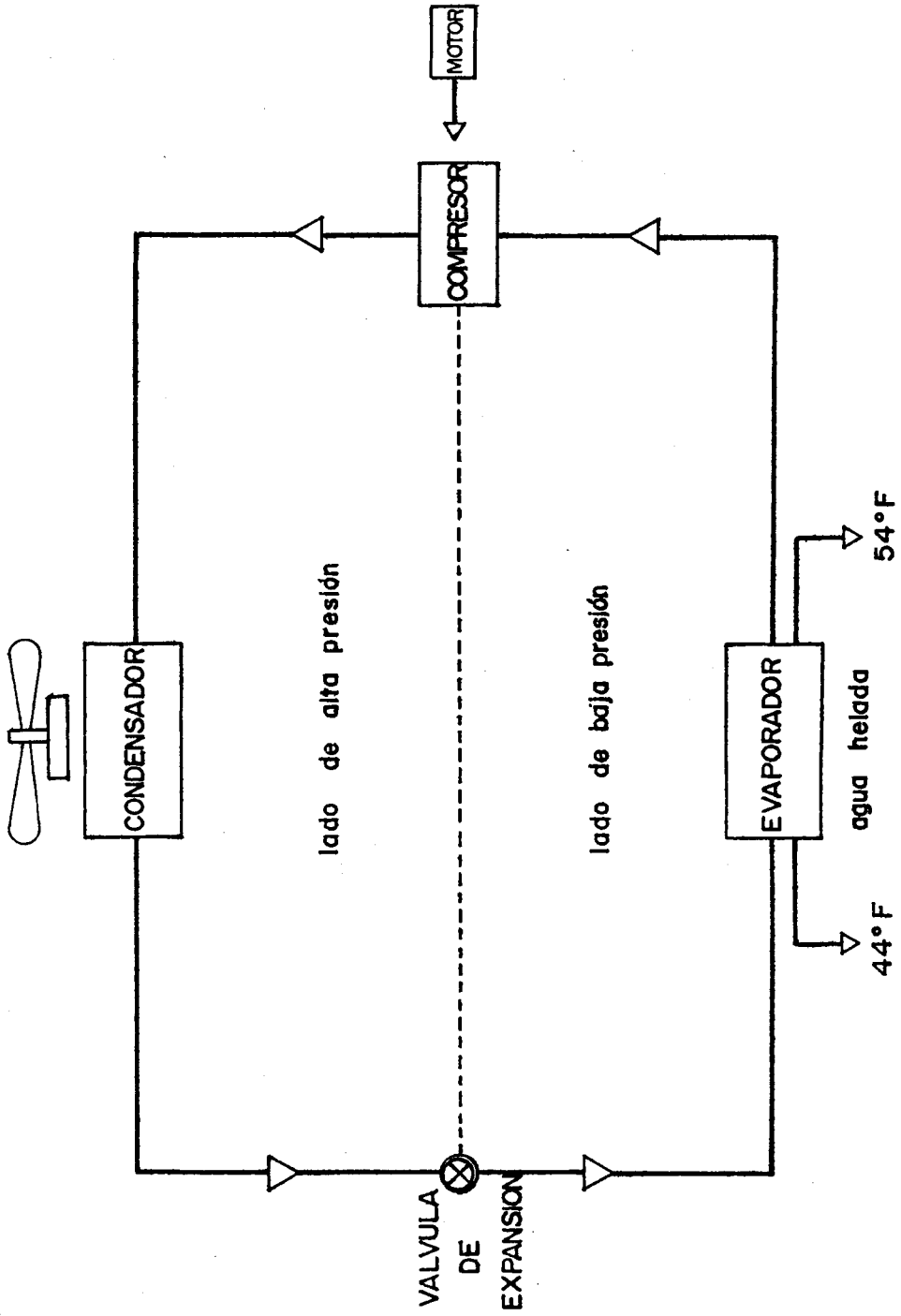


FIGURA 3.4 DIAGRAMA SIMPLE DE UN ENFRIADOR DE AGUA EMPLEANDO UN CONDENSADOR ENFRIADO POR AIRE



SISTEMA ENFRIADO EL CONDENSADOR POR AGUA

Este sistema tiene la característica de que el condensador de la unidad enfriadora es enfriado por agua.

Existen sistemas de aire acondicionado que generalmente se los utiliza en edificios de poca altura, como en hoteles, apartamentos debido a que no serían económicos en edificios de grandes alturas.

Este sistema comunmente llamado PAQUETES ENFRIADOS POR AGUA, que utiliza bombas de calor se los utiliza tanto en edificios de gran y poca altura.

Este sistema tiene tres principales componentes:

- A) Un dispositivo para rechazar el exceso de calor (condensador evaporativo).
- B) Bombas de circulación.
- C) Unidad de aire acondicionado .

El factor C es una tradicional unidad de aire

acondicionado, con la única diferencia que es, el refrigerante en estado líquido después de salir del compresor; entra al condensador, y que es un intercambiador de calor. El refrigerante circula por un serpentín y cede su calor al agua que entra al intercambiador. Luego esta agua es llevada por bombas al condensador evaporativo, donde rechaza el exceso de calor.

CONDENSADOR EVAPORATIVO

El enfriamiento evaporativo consta de dos tipos básicos.

- a) Contacto directo

- b) Contacto indirecto

En el contacto directo o comunmente llamado "Torre de Enfriamiento", el fluido que deseamos enfriar es expuesto directamente a la atmósfera.

En cambio que el segundo tipo, envuelve un contacto indirecto entre el fluido caliente y la atmósfera.

La torre de contacto indirecto o llamado "condensador evaporativo", contiene dos circuitos separados.

En el primero el agua es expuesta a la atmósfera en forma de cascadas sobre los serpentines y en el

segundo el circuito interno donde el fluido a ser enfriado fluye dentro de él. Existiendo una transferencia de calor entre las paredes del serpentín y el circuito externo.

3.3 SELECCION DE LOS EQUIPOS DE ACUERDO A LOS SISTEMAS SELECCIONADOS SEGUN LAS ALTERNATIVAS ESCOGIDAS.

Se estudiará la selección de los diferentes sistemas de aire.

SISTEMAS DE EXPANSION DIRECTA

La elección de estos equipos se hace generalmente en base de:

A) Su capacidad.

B) La temperatura del aire exterior que enfria el serpentín del condensador.

C) La temperatura de succión del refrigerante al compresor.

Se han escogido los equipos de expansión directa marca LENNOX. Se ha hecho esta selección en base a la capacidad de enfriamiento necesaria para las diferentes zonas.

La unidad condensadora está diseñada para tolerar las condiciones de interperie a la cual esta sometida. Su compresor será de tipo hermético con dispositivos de protección de excesivas corrientes y temperaturas.

Los componentes tendrán las siguientes características eléctricas: 208/230V/60/3. El condensador esta constituido de un serpentín de condensación de cobre y aletas continuas de aluminio.

En la tabla No. 3.1 se encuentran las características eléctricas de los diferentes equipos escogidos para las distintas zonas del edificio de la Sub-Dirección de la Aviación Civil.

SISTEMA DE PAQUETES ENFRIADOS POR AGUA

Después que se ha calculado en el capítulo II la



TABLA No 3.1

CARACTERISTICAS ELECTRICAS DE LAS UNIDADES DE EXPANSION DIRECTA

UNIDADES DE EXPANSION DIRECTA ENFRIADAS POR AIRE													
EVAPORADOR										CONDENSADOR			
ZONA QUE CLIMATIZA	CFM	HP	VOLT.	FASE	FREC.	*T. SERPENTIN*			REFR. T. A1 SE	*CARACT. ELECTRICAS*			
						TE.bs	TE.bh			VOLT.	AMP.	FASE	CAPACIDAD
ZONA 1	4000	2	208/230	3	60	80	87	22	92	208/230	44.7	3	101.0
ZONA 2	8000	5	208/230	3	60	80	87	22	92	208/230	99.8	3	246.0
ZONA 2	6250	3	208/230	3	60	80	87	22	92	208/230	71.3	3	178.0
ZONA 3	9500	7	208/230	3	60	80	87	22	92	208/230	102.1	3	258.0
ZONA 4	9900	7	208/230	3	60	80	87	22	92	208/230	102.1	3	258.0
ZONA 5	4000	2	208/230	3	60	80	87	22	92	208/230	44.9	3	111.0
ZONA 5	6150	3	208/230	3	60	80	87	22	92	208/230	71.0	3	178.0

carga de enfriamiento, se seleccionará los paquetes enfriados por agua el condensador para cada una de las zonas del edificio.

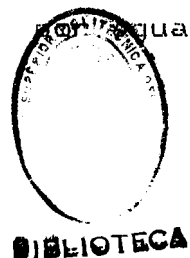
Para seleccionar este tipo de unidades se puede hacerlo en función de:

A) Seleccionar en base de las más altas cargas de enfriamiento y la temperatura del agua que sale del paquete. Esta temperatura puede estar entre el 80°F (26.6°C) y 105°F (40.55°C).

B) Seleccionar la unidad unicamente con la carga de enfriamiento.

Se ha escogido para esta selección los paquetes enfriados por agua marca SINGER y se la ha realizado unicamente en base de la segunda opción.

En la tabla No.3.2 se puede encontrar las características de las unidades paquetes enfriados por agua para cada una de las zonas.



SELECCION DEL CONDENSADOR EVAPORATIVO

El circuito cerrado de un enfriador evaporativo difiere de una tradicional torre de enfriamiento en el hecho de que, el primero el agua al ser enfriada nunca esta en contacto con la atmósfera.

La selección del enfriador se la hace de acuerdo al calor de reacción del requerido del sistema.

Nunca seleccionar el condensador al 100 % de diversidad, es decir considerando que todas las unidades del edificio están operando al mismo tiempo.

Lo aconsejable sería a una diversidad del 80%, lo cual permitiría seleccionar un tamaño apropiado de un condensador evaporativo.

Nunca aplicar la diversidad al caudal del agua del sistema, la diversidad afecta unicamente al rango del enfriador evaporativo, por lo tanto se debe dividir el rango para la diversidad escogida.

El rango se lo puede definir como la diferencia entre la temperatura de entrada y salida del agua al enfriador evaporativo.

$$\text{Rango} = T_1 - T_2$$

$$\text{Aproximación} = T_2 - T_{wb}$$

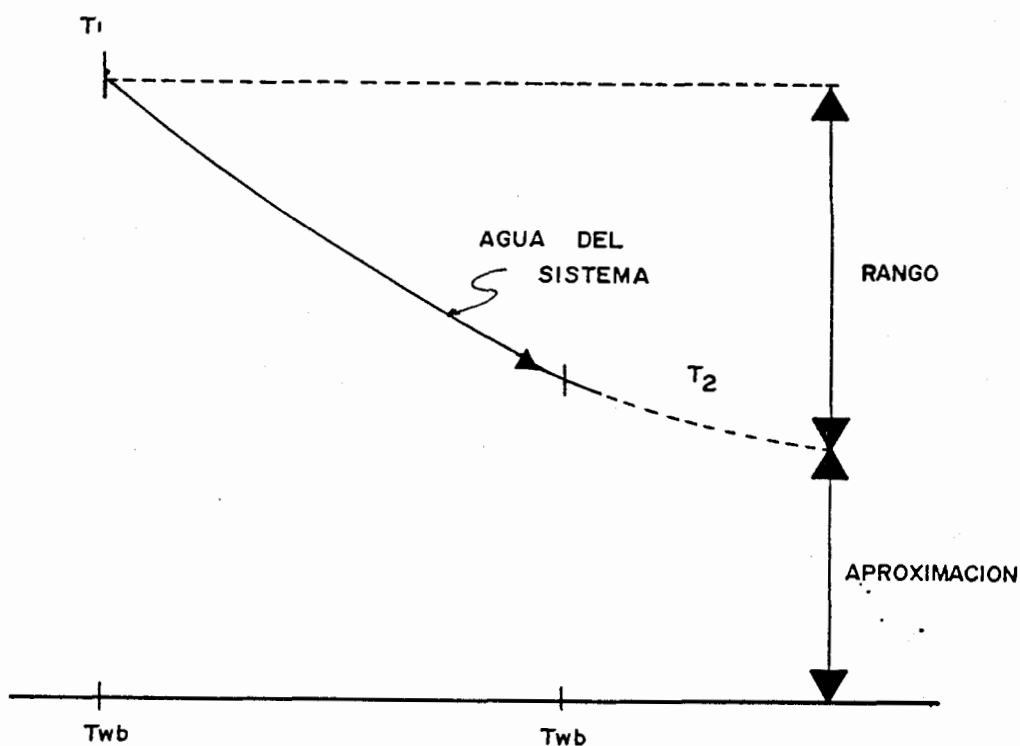


FIGURA 3.5 CAMBIOS ESQUEMATICOS DE TEMPERATURA EN UN CONDENSADOR EVAPORATIVO

T_1 = Temperatura de entrada del agua

T_2 = Temperatura de salida del agua

T_{wb} = Temperatura de bulbo húmedo del aire exterior.

Se indicarán los pasos que hay que seguir para seleccionar el condensador evaporativo con los datos que tenemos.

A) Determinar el rango a través del cual el agua va a ser enfriada.

$$T_1 = 102.5 \text{ } ^\circ\text{F} (39.2^\circ\text{C})$$

$$T_2 = 92.5 \text{ } ^\circ\text{F} (33.6^\circ\text{C})$$

$$\text{Rango} = 102.5 - 92.5 = 10 \text{ } ^\circ\text{F} (5.55^\circ\text{C})$$

B) Determinar la aproximación.

Las condiciones de diseño se han escogido:

$$T_{wb} = 80 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\begin{aligned} \text{Aproximación} &= 92.5 - 80 = 12.5^\circ\text{F} \\ & (6.94^\circ\text{C}) \end{aligned}$$

C) La carga nominal.

$$Q = \text{gmp} \times \text{rango} \times 500$$

$$\begin{aligned} Q &= 291.08 \times 10 \times 500 = 1.455.400,00 \text{ btu} \\ & (426.4\text{Kw}) \end{aligned}$$

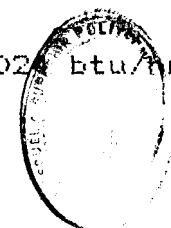
gpm = El flujo de agua necesaria para enfriar los condensadores de los paquetes (Dato que fué obtenido en los catálogos de cada uno de los equipos electrohidronico).

D) Factor de corrección el cual se lo obtiene en base al rango y la aproximación.

$$F_c = 0.56$$

E) Carga correcta

$$\begin{aligned} Q &= 1.455.400 \times 0.56 = 815.024 \text{ btu/hr} \\ & (238.8 \text{ Kw}) \end{aligned}$$



Modelo No. 3.13

CONDICIONES ELECTRICAS DEL CONDENSADOR EVAPORATIVO

CONDENSADOR EVAPORATIVO

TEMPERATURA AGUA*TEMP. AIRE

VENTILADOR

HP

CANTIDAD

En la tabla No.3.3 se indica las características del condensador evaporativo marca EVAPCO escogido.

En la tabla A-12 se indica las perforomancias características usadas en la selección de un condensador evaporativo, en términos de la temperatura exterior de bulbo húmedo del aire.

SELECCION DE BOMBAS DE CIRCULACION

Una vez que tenemos el caudal de agua establecido las bombas deberán ser seleccionadas.

Para ello será necesario:

- 1.- Caudal (gpm)
- 2.- Cabezal (pie de agua)

De donde:

$$Hp = \text{gpm} \times \text{cabezal} / 3.960 \times \text{eficiencia}$$

En la tabla No. 3.4 se indican las características de las bombas de circulación.

SISTEMA DE AGUA HELADA

Se seleccionará todos los equipos de este sistema a continuación:

UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE

La selección de estas unidades se la obtuvo mediante un programa desarrollado por McQuay Inc. Los resultados se encuentran en la Tabla No. 3.5.

Los datos requeridos para esta selección fueron:

Q_t = Calor Total (btu/hr)

Q_s = Calor Sensible (btu/hr)

CFM = Caudal de Suministro (pie^3/min)

GPM = Caudal de agua (pie^3/min)

T_{eb} = Temperatura de entrada de bulbo húmedo del aire.

T_e = Temperatura de entrada de bulbo seco del aire.

Tsb = Temperatura de salida de bulbo húmedo del
aire.

Ts = Temperatura de salida de bulbo seco del
aire.

Sp = Caída de presión externa (pulgadas de agua)

SVP = Velocidad en la cara de serpentín (400 a
700 pie³/min).

Los CFM se los obtienen mediante la fórmula:

$$\text{CFM} = Q_s / 1.08 \times (T_e - T_s)$$

Los GPM se los obtienen mediante la fórmula:

$$\text{GPM} = T_{on} \times 24 / \Delta T$$

$$\Delta T = 10^\circ\text{F} \quad (5.55^\circ\text{F})$$

SELECCION DEL ENFRIADOR DE AGUA TIPO RECIPROCANTE

La selección de una máquina de refrigeración recípro-
cante es influenciada entre los costos inicial y el

de operación. Los factores que se deben de tomar en cuenta para la selección son:

CAPACIDAD: La cantidad de calor que deberá ser extraída por el sistema de refrigeración en el evaporador.

Temperatura de salida del agua del enfriador
..... 44°F (6.6°C).

Diferencia entre la temperatura de salida y entrada del agua al enfriador.....10°F
(5.55°C).

Temperatura del aire entrando al condensador
..... 95°F (35°C).

Los datos anteriores son normalizados y publicados por ARI standards.

En la tabla 3.6 se muestra las características eléctricas de esas unidades.

SELECCION DE BOMBAS

En la tabla No. 3.7 se encuentran las características eléctricas de las bombas seleccionadas para este sistema.

CAPITULO IV

ANALISIS DE LA ELECTRICIDAD CONSUMIDA

El análisis del consumo de energía es cada vez más importante por razones económicas y energéticas.

Muchas veces los sistemas de aire acondicionado son escogidos tomando en consideración únicamente un bajo costo inicial de los mismo, y esto se debe a que el propietario-comprador está preocupado en minimizar el costo del capital de inversión.

Los costos de operación entonces son considerados de segunda importancia, los cuales no deben ser tratados de esa manera.

Una empresa que desea un sistema de enfriamiento para sus oficinas debe tomar como base para una selección aceptable, el EER de los equipos de aire acondicionado que desea adquirir. (EER se lo define como la relación entre la capacidad de enfriamiento y la potencia de entrada en watts).

Modelos con alto ERR requieren un menor consumo de energía



por lo tanto el costo de operación es más económico, sin embargo muchas veces el costo inicial es grande.

El incremento en la demanda pública para el acondicionamiento de los edificios de oficinas, ha inspirado a los fabricantes a idear diferentes sistemas de aire acondicionado.

Cada uno de estos sistemas usa diferentes técnicas y características de operación, para proporcionar el confort requerido. En consecuencia su energía de entrada será diferente.

En este capítulo se estudiará el consumo de energía eléctrica anual, según los diferentes sistemas de aire acondicionado escogidos en el capítulo anterior.

4.1 VARIABLES Y FACTORES PARA ESTE CALCULO

Una buena administración en el uso de la energía eléctrica en un edificio debe considerar: la energía que necesita y la tasa de demanda eléctrica.

Algunas veces deseando determinar rápidamente la carga pico se calcula la carga de enfriamiento tomando como base únicamente un parámetro principal, la temperatura exterior de bulbo seco. Pero en realidad los métodos más dignos de confianza son aquellos que consideran además: los efectos de energía solar, ganancia de calor almacenado en las paredes, los efectos de los vientos, etc.

Todos estos elementos influyen en el análisis del consumo de energía eléctrica de una manera muy importante, es decir mientras más grande sea la cantidad de calor que se extrae de un espacio, mayor será la energía eléctrica consumida por los equipos.

Estas cargas eléctricas que se consideran en este estudio van a ser generadas por los equipos de enfriamiento más equipos auxiliares (bombas, ventiladores, torres de enfriamientos).

Estas cargas estarán sujetas a ciclos diarios causados por la posición de sol, ocupancia, etc.

Para mayor facilidad se puede agrupar en tres categorías los factores que influyen en el cálculo del consumo de energía.

A) Factores Externos

- 1) Tipo de tumbado
- 2) Construcción de la pared
- 3) Ventanas
- 4) Volados
- 5) Aire de infiltración
- 6) Orientación

B) Factores Internos

- 1) Luces
- 2) Personas



C) Factores del Sistema

- 1) Horas de Operación
- 2) Capacidad de los Equipos
- 3) Temperatura de Condensación
- 4) Temperatura de Evaporación
- 5) Temperatura del agua de entrada y salida del enfriador.

FACTORES EXTERNOS

Una porción significativa de consumo de energía eléctrica de los edificios es afectada por su configuración externa: como pared, tipo de vidrio, orientación, etc.

Generalmente debe ser tomada en consideración la construcción de paredes y techos exteriores con una mayor resistencia, debido a que influyen notoriamente en el enfriamiento.



El efecto de aislamiento produce una reducción de las ganancias de calor. Por lo tanto mientras aumente la resistencia en las paredes y techos exteriores la energía transferida al espacio es menor, sin embargo este ahorro de energía debido al aislamiento de la envoltura está en función de las condiciones del clima y de las personas.

Esta disminución de energía originará utilizar equipos de menor capacidad y por consiguiente habrá menor consumo de energía eléctrica, pero debería estudiarse si este ahorro de energía podría ocasionar altos costos de construcción.

El vidrio en edificios es una fuente de luz, origina medios de comunicación entre espacios y da una sensación de mayor amplitud para sus ocupantes.

Sin embargo, si el vidrio es utilizado inapropiadamente puede ser un detrimento para el uso eficiente de energía en un edificio.

Lo correcto sería utilizar, si el edificio tiene un gran porcentaje de ventanas exteriores, vidrios con bajos coeficientes de transmisión y factores de sombra.

En la figura # 4.1 se muestra como varia las ganancias de calor con la variación del tipo de vidrio.

Tanto el consumo de energía y el cálculo de la carga pico son afectados por la orientación del edificio.

Las cargas picos de enfriamiento mediante las cuales se selecciona los equipos HVAC, generalmente ocurren en nuestra ciudad entre las 12 am. - 16 pm. esto es particularmente cierto si las horas de operación de un edificio de oficinas están entre las 8 am. y 17 pm. y si además son afectadas por las orientaciones Este y Oeste.

La cantidad de vidrio y el coeficiente de sombra modifican los efectos de orientación únicamente en su magnitud. Un edificio sin vidrio es afectado ligeramente por su orientación, pero un edificio con un 50% de vidrio mostrara entonces un marcado incremento en el consumo de energía.

FACTORES INTERNOS

Entre las cargas internas que afectan el consumo de energía tenemos las generadas por las luces, las cuales merecen atención. Debemos utilizar las

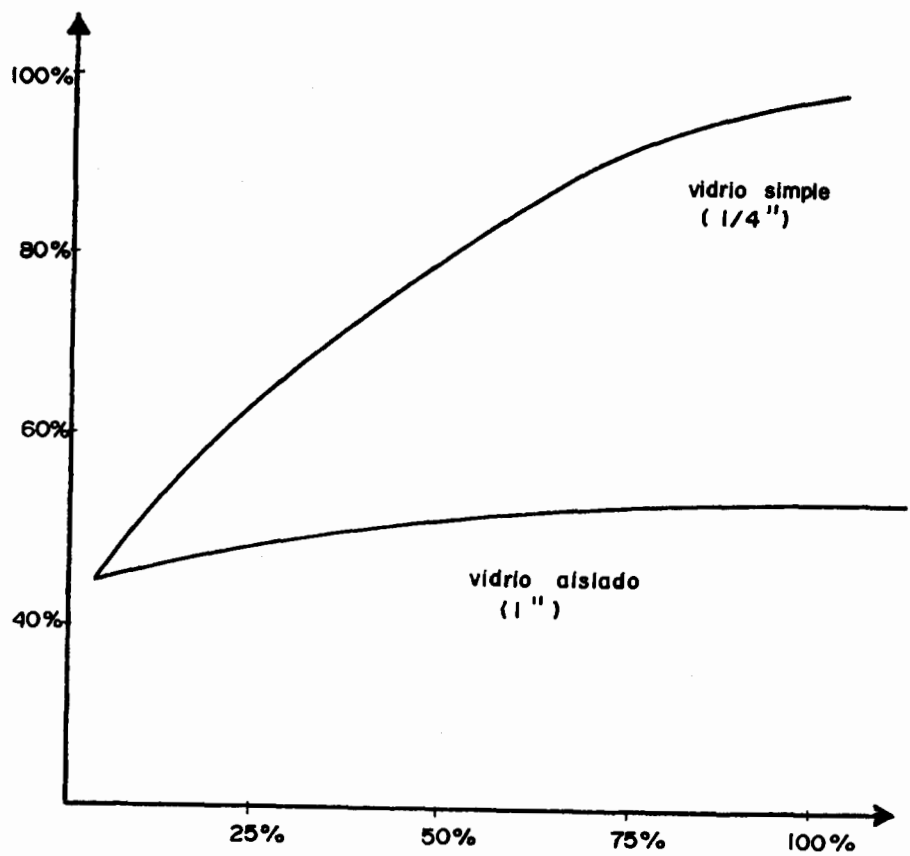


FIG. 4.1 . EFECTOS DEL VIDRIO SOBRE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO

suficientes luces para proporcionar un buen alumbrado para un edificio, sin embargo el uso de luces fluorescentes en vez de incandescentes origina diferentes consumos de energía, aunque se mantiene el mismo nivel de alumbrado.

Las cargas internas en el consumo de energía pueden ser consideradas como constantes en un edificio de oficinas, lo que no sucedería en un edificio destinado a diferentes zonas como: restaurante, agencias bancarias, cine, etc. Debido a que en estos casos las cargas varían de acuerdo a las diversas actividades que se realizan en el edificio.

FACTORES DEL SISTEMA

Uno de los factores que inciden sobre el consumo de energía es la cantidad de horas de funcionamiento del compresor.

Cuando la temperatura del cuarto es menor a la deseada debería suponerse que el compresor no está funcionando. Pero para altas temperaturas, las horas de operación del compresor están determinadas por la relación entre la capacidad de calor que se está

generando en ese instante a la capacidad nominal del equipo de enfriamiento.

La potencia del compresor de un sistema de aire acondicionado es más grande cuando el compresor está en marcha que cuando funciona únicamente el ventilador. La potencia del ventilador tiende a ser en el orden únicamente al 15% de la potencia total requerida en el enfriamiento, que ocurre cuando el ventilador y el compresor están funcionando.

Es lógico pensar que cuando la capacidad de los equipos aumenta, el consumo de energía también lo hará, pero dependiendo del sistema utilizado este consumo será diferente. Esto se estudiará más ampliamente en el 4.2 en que veremos que para una misma capacidad, el consumo de energía variará de acuerdo al sistema de enfriamiento.

Las máquinas de enfriamiento usualmente operan a altas temperaturas de condensación en orden a rechazar calor a una temperatura útil. Estas altas temperaturas originan una elevada energía de entrada.

La temperatura del refrigerante en el evaporador es una función directa de la presión del refrigerante. De



allí, que para minimizar la energía de entrada del compresor, las presiones de descarga y succión del compresor deben ser minimizadas.

Si la ganancia de calor en la zona climatizada es muy alta, se incrementa la temperatura del refrigerante y la presión de succión del compresor. Por lo tanto el efecto del refrigerante se incrementa y decrece el trabajo de entrada.

Si el sistema de enfriamiento utiliza un enfriador de agua el consumo de energía dependerá de la temperatura de salida del enfriador, si esta temperatura es alta entonces originará que la eficiencia del enfriador aumente como consecuencia los Kw de entrada disminuyen.

4.2 CALCULOS

A fin de transformar las cargas de enfriamiento de un edificio en tasa de consumo de energía eléctrica hora por hora, es necesario simular el comportamiento de los diferentes sistemas escogidos en orden a obtener el sistema que consume menos energía.

La cantidad de energía consumida por los sistemas

variará de acuerdo a una hora particular. La simulación asume que el consumo será constante para esa hora, esto origina una simplificación considerable.

El propósito de este capítulo es proporcionar las bases para calcular el consumo de energía en respuesta a las cargas de calor.

Todos los datos de funcionamiento de diseño son obtenidos por los fabricantes de los diferentes equipos. Los datos de operación son difícil de calcular si no son conocidos, por esta razón la simulación debería ser diseñada para utilizar los datos de diseño como suministro.

La dependencia de un parametro relevante Z es afectado por una variable arbitraria X , que puede ser calculada como:

$$Z = Z(\text{diseño}) \times F(X)$$

Si Z es dependiente de dos variables entonces

$$Z = Z_{\text{diseño}} f_1(X) f_2(Y)$$

$$Z = Z_{\text{diseño}} f (X, Y)$$

Desde que las condiciones del diseño, $Z = Z_{\text{diseño}}$, las funciones de corrección deben ser normalizadas de modo a las condiciones de diseño.

La mayoría de algoritmos usan polinomios, usualmente de tercer orden o menor. Los grados necesarios de los polinomios dependen del comportamiento de los equipos.

A continuación se indicará los métodos para calcular la potencia de entrada de los diferentes equipos de aire acondicionado.

ENFRIADOR DE AGUA

El cálculo del consumo de energía de el enfriador variará de acuerdo a la carga. Podemos decir que este, esta en función de tres factores:

- A) Fracción de carga (F_c)
- B) Capacidad disponible a plena carga (C_d)
- C) Relación potencia a la carga máxima (P_r)

Primero se debe determinar la diferencia de temperatura equivalente (DT), y esta dada por:

$$DT = \frac{TC - TCD \text{ (diseño)}}{SCT - (TCP - TCPD \text{ (diseño)})}$$

donde:

TC = Temperatura del aire que entra al condensador (°F)

TCD = Temperatura de diseño del aire a esas condiciones (°F)

TCP = Temperatura de salida del agua helada (°F)

TCPD = Temperatura de diseño del agua helada (°F)

SCT = Desviación TC de TCD por grado de desviación TCP de TCPD mientras se mantiene las condiciones de capacidad nominal.

Muchas veces SCT es un dato que nos lo dan los fabricantes, pero sino lo poseemos podríamos asumir un valor de 2.60.

AVA = Capacidad disponible/Capacidad nominal

$$AVA = RCA_1 + RCA_2 \times DT + RCA_3 \times (DT)^2$$

Para calcular la potencia a plena carga es una función de la temperatura de salida del enfriador y la temperatura de salida del aire del condensador, esta función puede ser expresada como una relación entre la capacidad disponible entre la potencia disponible a plena carga y la relación AVA:

$$\frac{FLP}{NFL} = ADJ1 + ADJ2 \times (AVA) + ADJ3 \times (AVA)^2$$

donde ADJ son coeficientes dados en la tabla No. 4.1

NFL = Razón de la potencia a plena carga

$$FC = \frac{\text{Carga en el tiempo (t)}}{\text{Carga nominal}}$$

$$Cd = RPW_1 + RPW_2 \times Fc + RPW_3 \times (Fc)^2$$

Finalmente la potencia de consumo es calculada por:

$$\text{Potencia} = Cd \times FLP \times \text{CAPACIDAD DISPONIBLE}$$

TABLA No 4.1

COEFICIENTES DE PERFORMANCIA PARA CALCULAR EL CONSUMO
DE ENERGIA DE UN ENFRIADOR DE AGUA

```

*****
*
*   RCA1      RCA2      RCA3   *
*
*****
*
*   1.006    -0.019    0.00022 *
*
*****
*
*
*****
*
*   ADJ1      ADJ2      ADJ3   *
*
*****
*
*   3.158     -3.313     1.154 *
*
*****
*
*
*****
*
*   RPW1      RPW2      RPW3   *
*
*****
*
*   0.1601    0.3164    0.5189 *
*
*****

```

Cuando el enfriador es operado a una temperatura del agua helada de salida constante, entonces la siguiente simplificaciones pueden ser hechas para este cálculo:

$$\text{Potencia} = \text{RPW1} + \text{RPW2} \times \text{Fc} + \text{RPW3} \times (\text{Fc})^2 \times \text{NPR} \times \text{NCD}$$

$$\text{NPR} = \text{Kw/tonelada}$$

$$\text{NCD} = \text{Capacidad nominal}$$

Los valores RPW1, RPW2, RPW3, estan tabulados en la tabla No. 4.1 de acuerdo al tipo del compresor del enfriador de agua con condiciones de la temperatura de agua del enfriador a 45 °F y temperatura de salida del aire del enfriador a 95 °F.

CAPACIDAD DE UNIDAD CONDENSADORA

La capacidad de una unidad de expansión directa varia con la variación de la temperatura de succión.

La capacidad disponible puede ser expresada en función de cuatros pasos:

PRIMER PASO

- A) Estimar la actual temperatura de succión SST y temperatura de condensación SCT.

$$SST = DSST - CPLR \times UTR$$

donde:

SST = actual temperatura de succión °F

DSST = temperatura de succión de diseño.

CPLR = relación entre la capacidad en ese instante a la capacidad nominal.

UTR = la diferencia entre la temperatura a plena carga a las actuales condiciones.

$$SCT = OADB + LOAD \times \frac{(1+DFPLR)}{CUA}$$

donde:

OADB = la temperatura de bulbo seco del aire exterior
tabla No. A-1

LOAD = actual carga de la unidad condensadora

DFLR = relación entre potencia a la carga máxima

CUA = factor U del condensador/área

B) Calcular la diferencia de temperatura equivalente.

$$DT = \frac{(SCT - DSCT)}{SCTR} - (SST - DSST)$$

DSCT = temperatura de condensación de diseño

DSST = temperatura de succión de diseño

SCTR = desviación de SCT a DSCT por grado de desviación de SST - DSST mientras se mantiene la capacidad nominal.

C) Calcular la capacidad disponible

$$AVAIL = NONCA \times RCV1 + RCV2(DT) + RCV3 \times (DT)^2$$

NONCA = capacidad nominal

RCV1-RCV2-RCV3 = tabla No. 4.2

SEGUNDO PASO

Calcular la relación de potencia/plena carga.

La relación (FLPR) es también una función de la temperatura de operación de una unidad de expansión directa. Más específicamente desde que FLPR es simplemente el inverso de el COP, el FLPR puede ser

relacionado por la temperatura de operación usando el COP del ciclo de carnot entre las mismas temperaturas.

$$FLPR = DFLPR \times (ADC1 + ADC2 \times COP + ADC3 \times (COP)^2)$$

ADC = coeficiente en tabla No. 4.2

$$COP = \frac{SCT - SST}{SCT + 460}$$

TERCER PASO

Calcular la fracción potencia/plena carga como función de la carga (FPL)

$$FPL = RPW1 + RW2 \times PLR + RPW3 \times (PLR)^2$$



TABLA No 4.2

COEFICIENTES DE PERFORMANCIA PARA CALCULAR EL CONSUMO
DE ENERGIA DE UNA UNIDAD CONDENSADORA

```

*****
*
*   RCV1      RCV2      RCV3  *
*
*****
*
*   0.998    -0.997    0.0003 *
*
*****
*
*
*
*****
*   ADC1      ADC2      ADC3  *
*
*
*   0.2984    0.1334    34.603 *
*
*****
*
*
*
*****
*   RPW1      RPW2      RPW3  *
*
*
*   0          1.25      1.25  *
*
*****

```


donde:

$$PLR = \frac{\text{Relación carga en ese instante}}{\text{Capacidad nominal}}$$

RPW1 - RPW2 - RPW3 = Coeficiente en tabla No. 4.2

CUARTO PASO

Calcular potencia de entrada.

Todos los parámetros combinados nos dan la potencia de consumo de una unidad de expansión directa.

$$\text{Potencia} = \text{AVAIL} \times \text{FLPR} \times \text{FFL}$$

BOMBAS

Las bombas son usadas por medio de sistema HVAC para muchas aplicaciones. Las aplicaciones típicas son:

Agua helada

Agua condensada

En general las bombas son operadas para volúmen constante o volúmen variable.

Para propósitos de cálculo de energía, el tamaño de la bomba es conocido y la potencia de la bomba puede ser calculada usando la siguiente ecuación:

$$\text{Potencia} = \text{Potencia de entrada } (A+B \times \text{PLR}+C \times (\text{PLR})^2)$$

a) Si la bomba se la utiliza para que opere a volúmen constante, las constantes tendrán los siguientes valores:

$$A = 1$$

$$B = 0$$

$$C = 0$$

Generalmente en los catálogos obtenemos los hp de la bombas, para poder determinar los vatios de entrada utilizamos la siguiente fórmula:

$$\text{Potencia consumida} = \frac{\text{Hp} \times 747}{\% E}$$

% E = eficiencia de la bomba (70 - 85 % E)

VENTILADOR

El ventilador proporcionar el medio de movimiento del aire a través de los sistemas HVAC. Los cuales pueden ser utilizados para:

- 1.- Ventilador de suministro
- 2.- Ventilador de retorno
- 3.- Extractores

Sabemos que la potencia del ventilador puede ser calculada de la siguiente manera:

$$Hp = \frac{0.0015 \times CFM \times To}{EEF}$$

donde:

To = Presión total en pulgadas de agua

EEF = Eficiencia del ventilador

En la siguiente tabla nos indica la mínima eficiencia de un motor de tres fases:

TABLA No. 4.3
EFICIENCIA DE UN MOTOR DE TRES FASES

MOTOR	MINIMA EFICIENCIA
0.746 Kw (1 HP)	79%
1.12 Kw (1 1/2 Hp)	81%
1.49 Kw (2 Hp)	82%
2.24 Kw (3 Hp)	83%
3.37 Kw (5 Hp)	84%
5.50 Kw (7 1/2 Hp)	86%
7.46 Kw (10 Hp)	87%
11.19 Kw (15 Hp)	88%
14.91 Kw (20 Hp)	88%
18.64 Kw (25 Hp)	89%
37.28 Kw (50 Hp)	90%

BOMBA DE CALOR

El cálculo de la potencia consumida por estos equipos estará en función: de la temperatura exterior, orientación del edificio, mes, etc. en otras palabras dependerá de la cantidad de calor que se está generando y se desea extraer.

$$\text{Potencia consumida (Kw)} = F_c \times P_e$$

donde:

F_c = Horas de funcionamiento

$$F_c = \frac{\text{Carga que se genera en un tiempo (t)}}{\text{Carga nominal}}$$

P_e = Potencia de entrada

Si la potencia de entrada en los catálogos nos la dan en término de Kw, poseemos la potencia real de entrada de esa unidad. Pero si nos dan el voltaje y el amperaje no es correcto multiplicar estos dos para obtener esta potencia.

Eso sería verdad si el voltaje y la corriente estuvieran en fase.

Pero como el voltaje y la corriente están defasadas originan que el producto de ambos sea la potencia aparente (KVA), la cual es más alta que la actual potencias de consumo (Kw).

El factor de potencia del sistema está definido como la razón entre la potencia consumida dividida por la potencia aparente. Por lo tanto es una medida de cuanto está defasada la corriente del voltaje. Así tenemos:



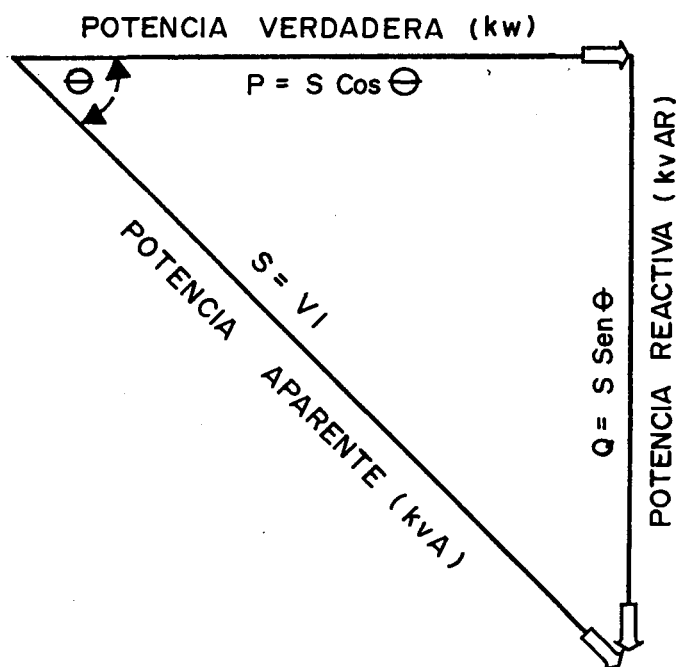


FIG. 4.2

TRIANGULO DE POTENCIA

$$(KVAR) + (KW)^2 = (KVA)^2$$

y

$$Pf = \frac{Kw}{KVA} = \cos \theta$$

$$P_e = V \times I \times \sqrt{3} \times P_f \quad (\text{Trifásica})$$

$$P_e = V \times I \times P_f \quad (\text{Monofásica})$$

P_f = Factor de potencia

4.3 RESULTADOS

A continuación se encontrarán tabulados los resultados del consumo de energía anual del edificio efecto de nuestro estudio de acuerdo a los diferentes sistemas de aire acondicionado.

En la figura No. 4.3 se conserva que el mes de Enero que es el de máximo consumo de energía a condiciones nominales, el sistema de expansión directa es el sistemas de mayor consumo energía y el de agua helada es el de menor consumo.

A condiciones nominales el sistema de expansión directa consume casi un 14% más que el sistema de agua helada y a condiciones de operación consume aproximadamente un porcentaje de un 30% superior.

Si se compara el sistema de paquetes enfriados por aguas con el sistema de agua helada, veremos que en condiciones nominales el primer sistema mencionado consume aproximadamente un 5% más que el segundo.

Pero a condiciones de operación este porcentaje aumenta aproximadamente a un 20% superior al de agua helada.

Por consiguiente el sistema de agua helada nos presenta un buen sistema para el ahorro de energía.

El enfriador seleccionado para este sistema es de marca McQuay, estas unidades tienen la característica de tener una alta eficiencia de operación a plena y parte de la carga.

A una señal del control de temperatura, la posición de la válvula solenoide de tres vías que posee, encamina al pistón al lado de alta presión originando que se cierre el puerto de succión previniendo que el gas entre el cilindro. Menor trabajo consume menos energía para más eficiencia de los cilindros.

Por lo tanto su EER va a variar dependiendo de la carga. En el catálogo de este enfriador sus fabricantes nos indican como va variando el consumo de energía (KW) en función de la carga. Utilice estos datos para calcular el consumo de energía de este sistema.

Generalmente en los catálogos de enfriadores de agua se encuentran tabulados estos datos. Sino los poseemos podemos calcular este consumo utilizando las fórmulas indicadas anteriormente en la sección 4.3 para un enfriador de agua.

Generalmente en una elección del sistema de aire acondicionado que se necesita para climatizar un edificio se toma en consideración muchos factores tales como costos, condiciones arquitectónicas del edificio, ahorro de energía, etc.

Mucho depende de las condiciones arquitectónicas para la selección, pero si estas son favorables para los tres tipos de sistema estudiados deberíamos analizar entonces dos cosas: el costo inicial y el ahorro de energía.

Pero comunmente se toma una decisión en base unicamente del sistema que origine el menor precio inicial.

Más un sistema que tal vez puede resultar más económico al principio, puede ocasionar consumos demasiados elevados en operación.

CONSUMO DE ENERGIA

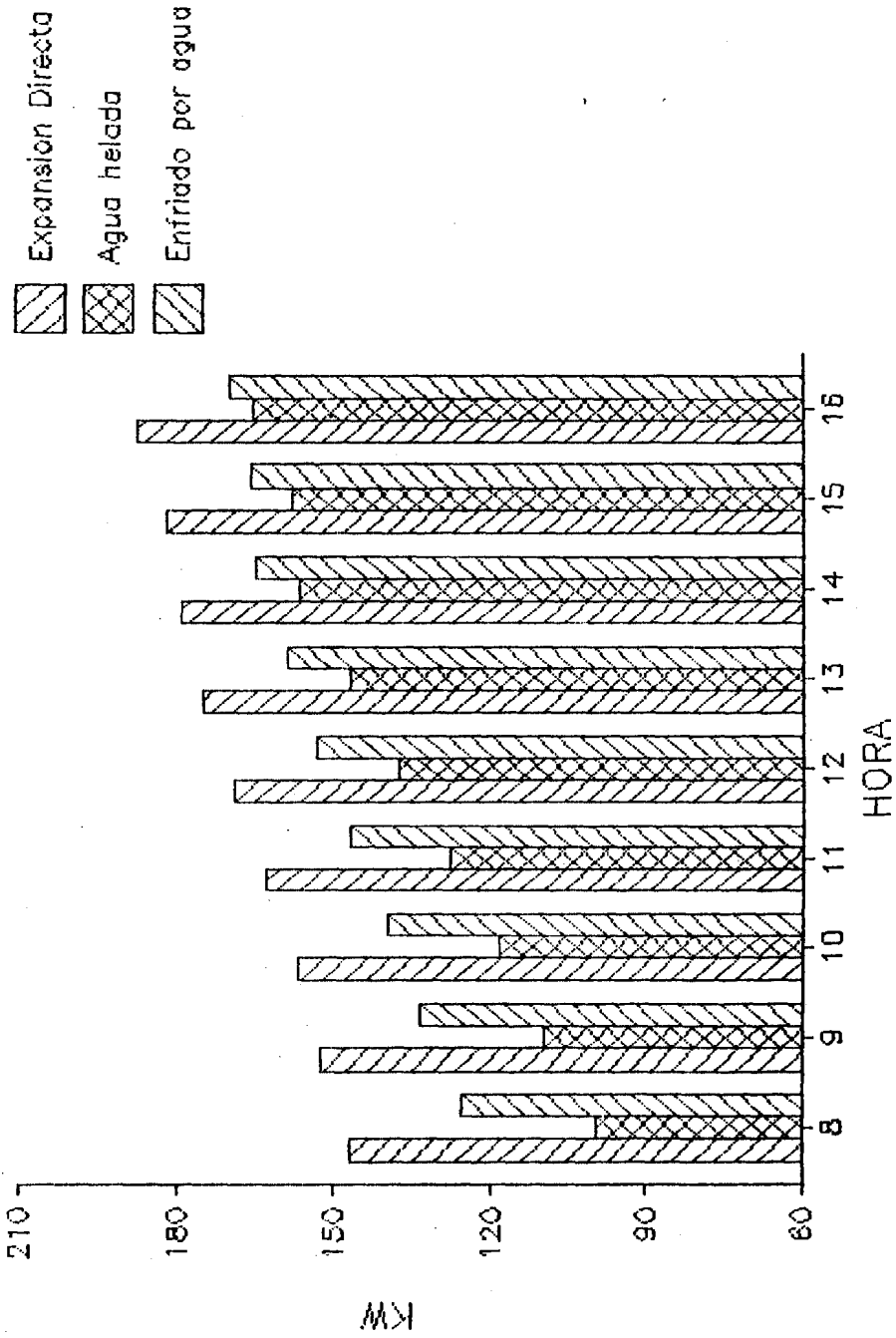


FIG. 4.3 CONSUMO DE ENERGIA ELECTRICA DE ACUERDO A LOS DIFERENTES SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO PARA EL MES DE MAXIMA CARGA

TABLA No 4.4

CONSUMO DE ENERGIA ANUAL EN KW DEL EDIFICIO DEBIDO AL SISTEMA DE AGUA HELADA

MES	HORA	8	9	10	11	12	13	14	15	16
ENERO		110.8	119.7	127.5	135.5	145.1	151.6	155.4	160.8	164.0
FEBRERO		100.5	105.9	113.5	120.0	126.9	134.8	137.1	141.6	143.7
MARZO		98.00	103.5	110.1	115.2	121.4	128.3	133.6	136.5	143.8
ABRIL		97.1	102.8	109.4	115.4	122.8	130.9	136.4	139.9	143.7
MAYO		100.1	106.2	111.9	118.2	126.4	132.7	143.2	143.6	149.6
JUNIO		100.6	106.6	115.6	121.4	128.3	137.3	144.6	146.9	153.2
JULIO		110.1	105.9	112.7	120.7	126.9	133.3	138.7	143.7	149.3
AGOSTO		97.80	103.5	108.1	116.5	127.4	129.2	135.6	141.6	143.7
SEPTIEMBRE		97.00	102.5	109.9	115.2	120.4	126.9	131.9	137.1	141.6
OCTUBRE		99.80	105.5	109.4	119.2	122.8	130.4	136.3	141.6	144.6
NOVIEMBRE		103.5	106.5	116.6	124.1	129.6	136.3	141.6	146.9	151.4
DICIEMBRE		104.5	111.7	118.8	126.9	131.7	141.1	146.1	150.0	154.5

TABLA No 4.5

CONSUMO DE ENERGIA ANUAL EN KW DEL EDIFICIO DEBIDO AL SISTEMA DE PAQUETES

 ENFRIADOS POR AGUA

MES HORA	8	9	10	11	12	13	14	15	16
ENERO	125.8	133.3	139.5	146.3	152.7	159.4	164.3	165.3	169.4
FEBRERO	115.5	121.0	127.9	133.5	138.8	143.3	146.9	150.1	151.1
MARZO	112.7	118.4	125.1	129.6	134.7	139.8	143.9	147.9	151.2
ABRIL	111.2	117.8	124.5	129.9	135.7	140.8	144.9	148.2	152.1
MAYO	114.3	121.5	126.5	130.8	139.8	143.9	151.1	152.1	156.1
JUNIO	115.3	121.8	128.6	134.7	139.9	147.9	152.1	154.1	158.2
JULIO	114.3	120.9	127.6	133.7	139.8	143.9	151.1	153.1	156.1
AGOSTO	112.3	118.4	123.5	130.6	134.7	140.8	146.9	150.1	151.1
SEPTIEMBRE	111.2	117.4	124.5	129.6	133.7	139.8	142.8	146.9	150.1
OCTUBRE	114.3	120.4	124.5	132.7	135.7	141.8	145.9	150.1	152.1
NOVIEMBRE	118.4	124.5	130.6	136.7	140.8	146.9	150.1	154.2	157.2
DICIEMBRE	119.4	126.6	139.8	139.8	142.8	149.1	153.2	156.2	159.3

TABLA No 4.6

CONSUMO DE ENERGIA ANUAL EN KW DEBIDO AL SISTEMA EXPANSION DIRECTA PARA LA

 ZONA 1

MES	HDRA	8	9	10	11	12	13	14	15	16
ENERO		12.24	12.67	13.14	13.55	13.98	14.45	14.73	15.30	15.10
FEBRERO		11.66	11.96	12.37	12.75	13.11	13.46	13.78	14.13	14.17
MARZO		11.51	11.81	12.24	12.50	12.87	13.06	13.63	13.77	14.00
ABRIL		11.53	11.88	12.31	12.49	12.97	13.45	13.70	14.25	14.32
MAYO		11.59	12.00	12.46	12.53	13.25	13.71	14.10	14.54	14.63
JUNIO		11.73	12.1	12.54	12.75	13.33	13.76	13.99	14.17	14.55
JULIO		11.66	11.99	12.46	12.82	13.25	13.67	14.02	14.46	14.55
AGOSTO		11.52	11.8	12.24	12.60	12.97	13.37	13.76	14.18	14.10
SEPTIEMBRE		11.47	11.77	12.17	12.52	12.83	13.15	13.48	13.87	13.90
OCTUBRE		11.37	11.66	12.10	12.43	12.79	13.19	13.56	13.74	13.81
NOVIEMBRE		11.54	11.87	12.30	12.54	13.01	13.41	13.77	13.77	14.14
DICIEMBRE		11.51	11.94	12.36	12.71	13.14	13.49	13.82	14.12	14.20

TABLA No 4.7

CONSUMO DE ENERGIA ANUAL EN KW DEBIDO AL SISTEMA DE EXPANSION DIRECTA PARA LA

 ZONA 2

MES	HORA	8	9	10	11	12	13	14	15	16
ENERO		44.59	46.29	47.93	49.43	50.72	52.98	54.14	54.50	55.50
FEBREAO		42.07	43.52	44.96	46.32	47.82	49.21	50.06	50.96	51.79
MARZO		41.40	42.82	44.29	45.38	46.73	48.16	49.60	50.30	50.71
ABRIL		41.41	42.84	44.33	45.75	46.29	48.45	49.74	50.82	51.31
MAYO		41.70	43.36	44.81	45.89	47.64	49.15	50.49	51.57	52.06
JUNIO		41.81	43.45	45.05	46.57	47.90	49.55	50.79	51.27	52.35
JULIO		41.70	43.30	44.79	46.22	47.62	49.15	50.70	51.50	52.06
AGOSTO		41.33	42.75	44.24	45.62	46.92	48.37	50.49	50.67	51.20
SEPTIEMBRE		41.27	42.67	44.13	45.47	46.57	47.66	49.06	49.85	50.68
OCTUBRE		41.84	43.29	44.71	46.06	47.20	48.55	49.74	51.18	50.93
NOVIEMBRE		42.75	44.30	45.73	47.10	47.30	49.46	50.79	51.63	52.61
DICIEMBRE		43.11	44.38	45.19	47.61	48.82	50.09	51.39	52.24	52.58

TABLA No 4.6

CONSUMO DE ENERGIA ANUAL EN KW DEBIDO AL SISTEMA DE EXPANSION DIRECTA PARA LA

 ZONA 3

MES	HORA	8	9	10	11	12	13	14	15	16
ENERO		29.20	29.80	30.00	31.07	33.11	34.36	35.14	35.67	36.00
FEBRERO		26.37	27.28	28.41	29.50	30.50	30.90	31.79	32.74	33.91
MARZO		25.81	26.72	27.78	28.48	29.97	30.03	30.88	32.02	32.77
ABRIL		25.24	26.09	27.78	28.76	29.67	30.44	31.44	31.06	31.26
MAYO		25.81	26.43	27.71	28.76	29.60	30.64	31.63	32.60	32.77
JUNIO		26.23	27.29	28.34	29.40	30.30	31.45	32.51	33.45	33.65
JULIO		26.09	27.00	28.13	29.19	30.09	31.23	32.21	33.17	33.37
AGOSTO		25.74	26.59	27.15	28.62	29.11	30.56	31.55	32.53	32.73
SEPTIEMBRE		25.67	26.59	27.64	28.55	29.33	30.11	31.11	32.02	32.14
OCTUBRE		26.23	27.21	28.20	29.70	30.02	30.56	31.84	32.67	32.72
NOVIEMBRE		27.00	27.99	29.11	30.10	30.92	32.05	32.86	33.97	33.79
DICIEMBRE		27.29	28.41	29.53	30.51	31.41	32.55	33.65	34.14	34.27



TABLA No 4.5

CONSUMO DE ENERSIA ANUAL EN KW DEBIDO AL SISTEMA DE EXPANSION DIRECTA PARA LA

 ZONA 4

MES	HORA	8	9	10	11	12	13	14	15	16
ENERO		28.00	29.19	30.30	31.34	32.67	33.44	34.21	34.81	35.33
FEBRERO		25.81	26.37	27.71	28.62	29.46	30.41	31.18	31.75	32.14
MARZO		25.17	26.10	27.15	27.28	28.69	29.74	30.51	31.14	31.41
ABRIL		25.17	25.09	27.14	28.10	28.90	29.39	30.31	31.51	31.99
MAYO		25.52	26.44	27.50	28.40	29.40	30.41	31.33	32.11	32.59
JUNIO		25.67	26.59	27.71	28.89	29.20	30.71	31.62	32.31	32.31
JULIO		25.45	26.44	27.50	28.49	28.90	30.41	31.33	32.09	32.59
AGOSTO		25.10	26.02	26.66	27.92	28.34	29.82	30.66	31.35	31.92
SEPTIEMBRE		25.10	26.02	27.29	27.85	28.26	29.37	30.29	30.84	31.26
OCTUBRE		25.67	26.59	27.50	28.48	28.69	30.11	30.91	31.51	31.78
NOVIEMBRE		26.37	27.36	28.41	29.32	29.51	31.08	31.67	32.31	32.72
DICIEMBRE		26.44	27.43	28.42	29.40	29.91	31.23	31.93	32.45	32.94

TABLA No 4.10

CONSUMO DE ENERGIA ANUAL EN KW DEBIDO AL SISTEMA DE EXPANSION DIRECTA PARA LA

 ZONA 5

MES	HORA	8	9	10	11	12	13	14	15	16
ENERO		32.79	34.38	35.11	37.11	38.11	39.45	40.19	41.50	43.56
FEBRERO		31.55	33.01	34.40	35.61	36.71	37.84	39.51	40.35	40.82
MARZO		31.27	32.45	33.55	35.11	36.31	37.51	38.21	39.47	40.51
ABRIL		31.34	32.72	34.13	35.32	36.51	37.61	38.51	39.81	40.82
MAYO		31.51	32.90	34.51	35.71	36.81	38.11	38.61	39.81	41.51
JUNIO		31.64	33.37	34.51	35.91	36.94	38.31	39.10	39.91	41.31
JULIO		31.50	32.97	34.51	35.71	36.81	38.11	38.83	39.71	41.05
AGOSTO		31.33	32.65	34.11	35.31	36.51	37.53	38.23	39.31	40.51
SEPTIEMBRE		31.13	32.50	34.00	35.21	36.21	37.11	38.01	38.71	40.21
OCTUBRE		31.42	32.90	34.30	35.41	36.51	37.61	38.41	39.21	40.41
NOVIEMBRE		31.25	32.19	34.55	35.71	36.81	37.11	38.51	39.81	40.84
DICIEMBRE		32.00	33.50	34.95	35.25	37.22	38.31	39.11	39.33	41.05

Así como se desea disminuir la carga de enfriamiento de un edificio utilizando tal vez vidrios con mayor aislamiento para las ventanas exteriores otros mecanismos, de esa misma manera debemos preocuparnos en tener un ahorro de energía en base de una correcta selección del sistema de aire acondicionado.

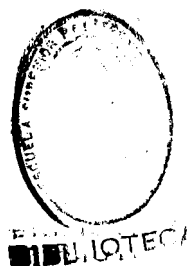
En la figura 4.4 se observa el consumo de energía debido al sistema más conveniente.

4.4 ESTIMACION DE DATOS ANUALES

En el análisis del consumo de energía eléctrica que se está realizando en este capítulo, es de vital importancia estudiar los factores que más influyen en este consumo y como disminuir sus efectos.

Hemos vistos que estos factores son los siguientes:

- A) Paredes exteriores
- B) Orientación
- C) Vidrios exteriores
- D) Luces
- E) Personas



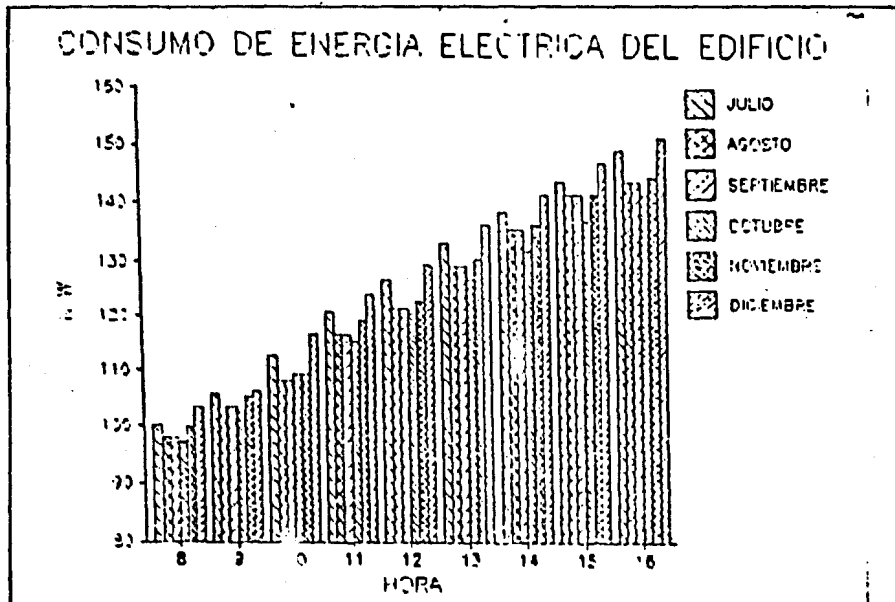
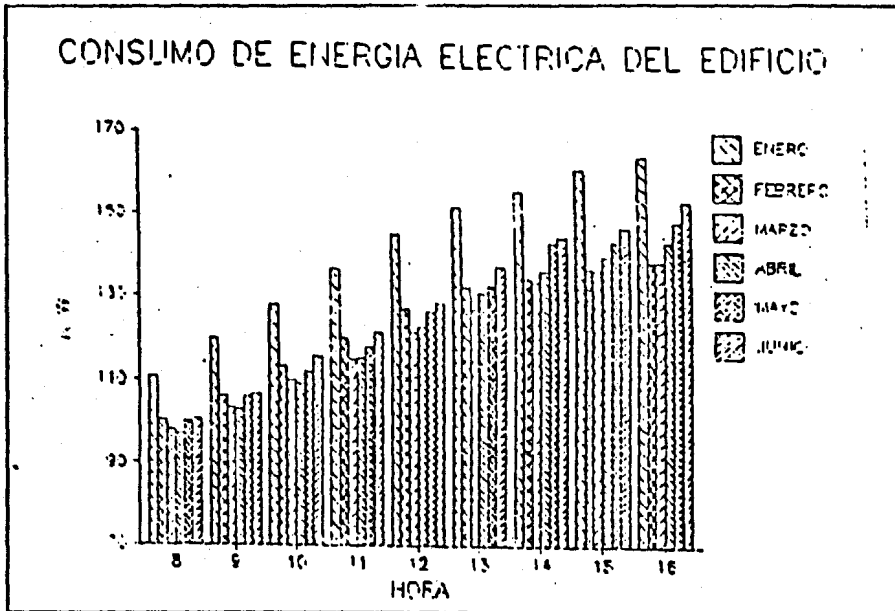
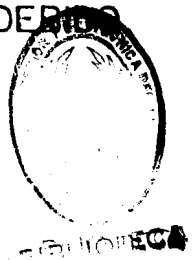


FIG 4.4 CONSUMO DE ENERGIA ELECTRICA DERIVADO AL SISTEMA DE AGUA HELADA



Variando las características de cada uno de ellos estimaremos el consumo de energía y una vez determinado se obtendrá como resultado las condiciones de diseño y construcción que originarían el de menor consumo de energía eléctrica.

PAREDES EXTERIORES

En el capítulo I se encuentran las características de las paredes exteriores del edificio de oficinas efecto de este estudio. Se escogera dos clases diferentes de paredes para realizar este análisis.

- a) Bloques de concretos con espacio de aire intermedio.
- b) Bloques de concreto.

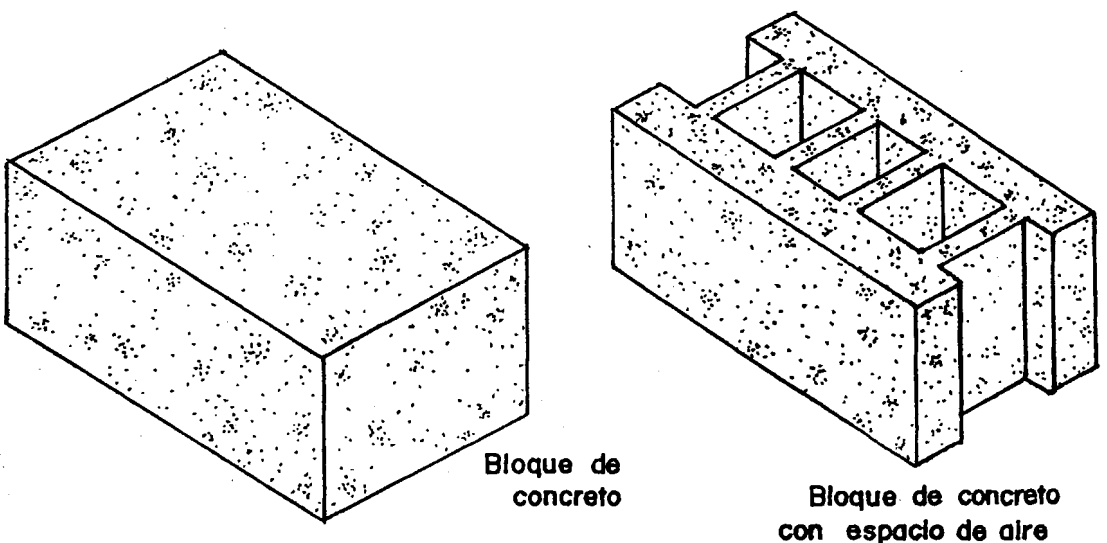


FIG. 4.5 TIPOS DE BLOQUES PARA LA CONSTRUCCION DE PAREDES EXTERIORES



Es necesario primeramente realizar el cálculo de la carga de enfriamiento para cada una de estas paredes exteriores. Utilizaré para ello, las funciones de transferencia que se estudió en el capítulo II.

En la tabla No. A13 se encuentran los coeficientes de transferencia para este tipo de paredes exteriores tomadas en el Manual de la ASHRAE de 1977.

Una vez determinada la carga, se realizará el cálculo del consumo de energía eléctrica estudiado en la sección 4.2.

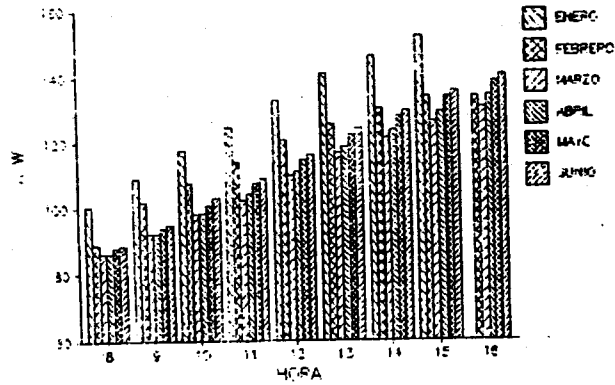
El tipo de sistema de aire acondicionado escogido es el que está constituido de un enfriador de agua sus respectivas bombas y manejadoras de aire distribuidas en los distintos niveles, por ser el sistema de mayor ahorro de energía de acuerdo a los diferentes sistemas analizados en la sección anterior.

En la tabla No. 4.11, tabla No. 4.12 y figura No. 4.5 se puede observar los resultados de este análisis.

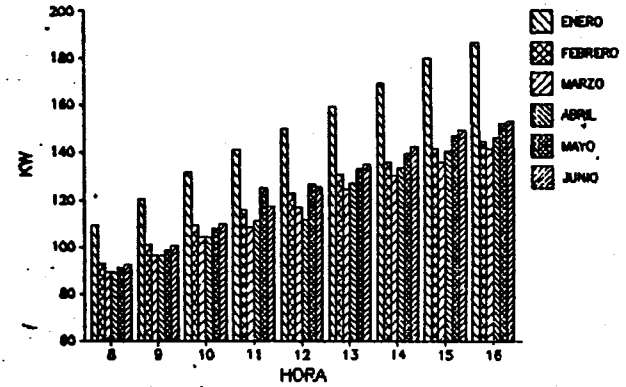
Analizamos entonces que si las paredes hubieran estado construidas de bloques de concreto sin espacio de aire intermedio: el consumo de energía sería superior al actual.

FIG 4-6 CONSUMO DE ENERGIA ELECTRICA DEBIDO A LA VARIACION DE LOS MATERIALES DE CONSTRUCCION

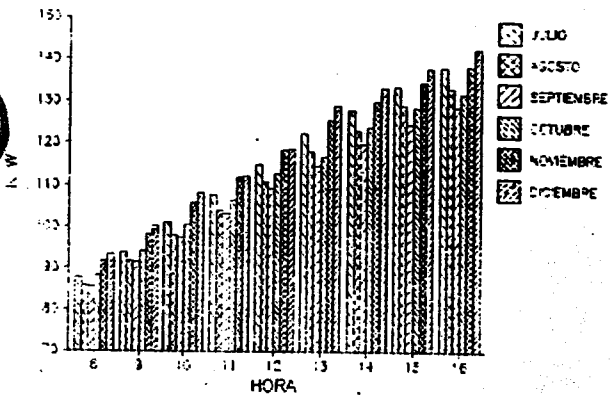
CONSUMO DE ENERGIA
CARGA POR CONSTRUCCION CN=0.056



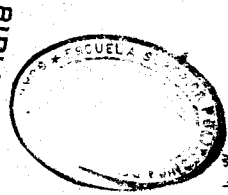
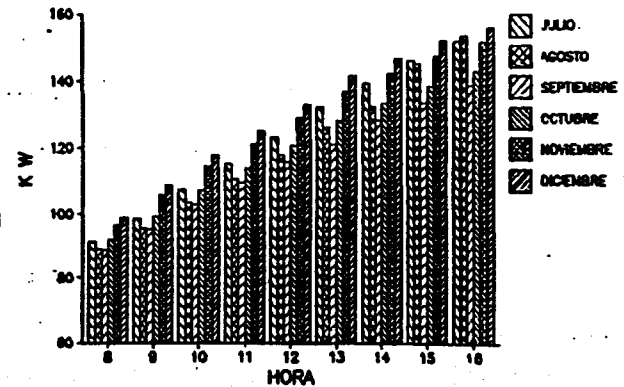
CONSUMO DE ENERGIA
CONSTRUCCION CN=0.1463



CONSUMO DE ENERGIA
CARGA POR CONSTRUCCION CN=0.056



CONSUMO DE ENERGIA
CONSTRUCCION CN=0.1463




Podemos examinar que el bloque de concreto con espacio de aire intermedio, constituye entre estos tres elementos que hemos estudiado, el que puede representar el mayor ahorro de energía eléctrica.

En nuestra ciudad, estos bloques son un poco más baratos que los ladrillos, debido a que estos últimos en tiempos de lluvia se vuelven muy escasos. Por lo tanto podría recomendar que en Guayaquil se utilice para la construcción de paredes exteriores estos bloques concreto con espacio de aire intermedio.

En las Conclusiones se va a dar recomendaciones más amplias sobre este asunto.

ORIENTACION

Uno de los factores que más influyen el consumo de energía eléctrica es la orientación. Este factor puede ocasionar que aumente o disminuya la ganancia de calor debido a las paredes y ventanas exteriores. Por eso los arquitectos deben analizar cuidadosamente la orientación del edificio que desean diseñar, de modo que debido a su buen criterio se pueda obtener un ahorro de energía.



En la figura No. 4.7 se puede observar la orientación actual y las escogidas para este estudio.

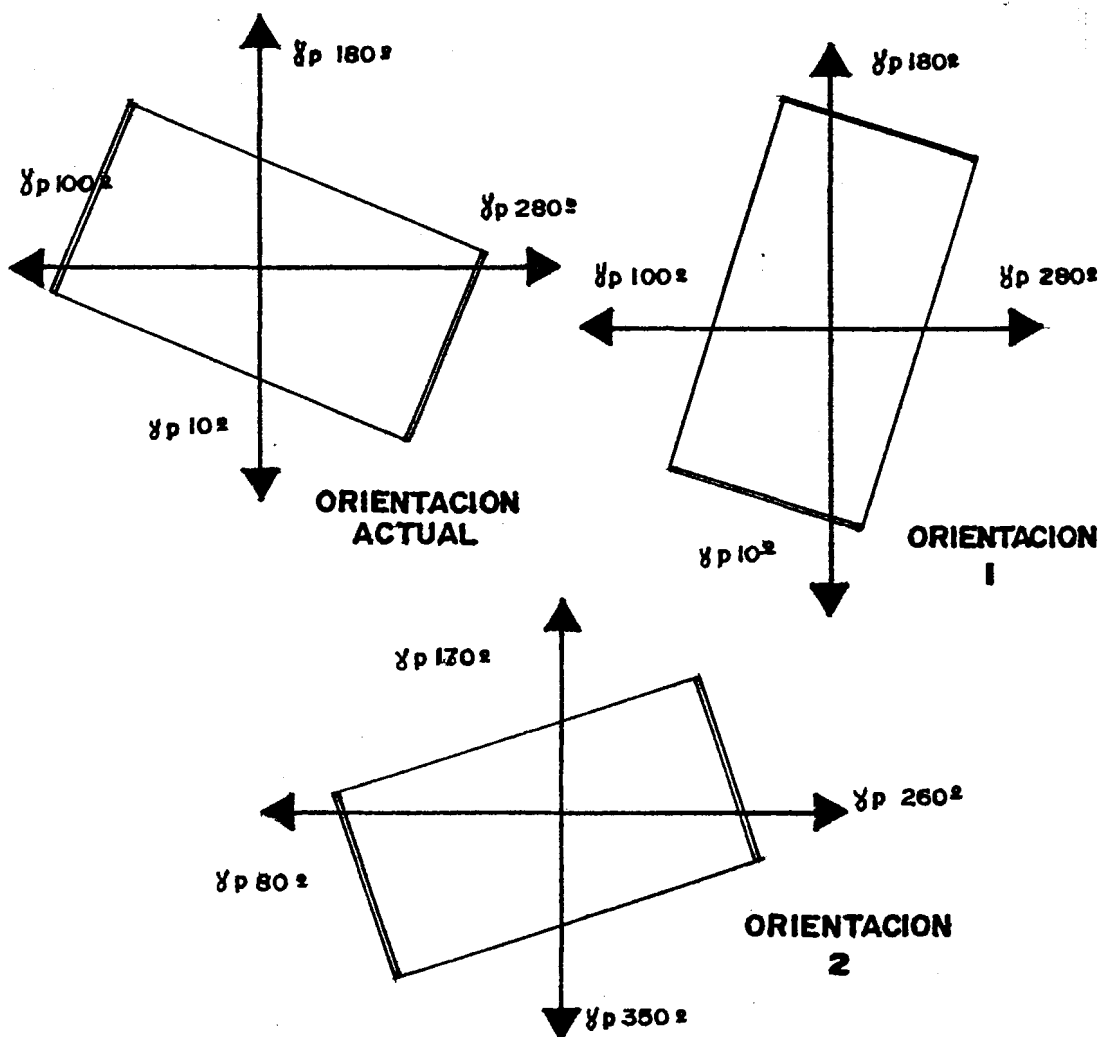
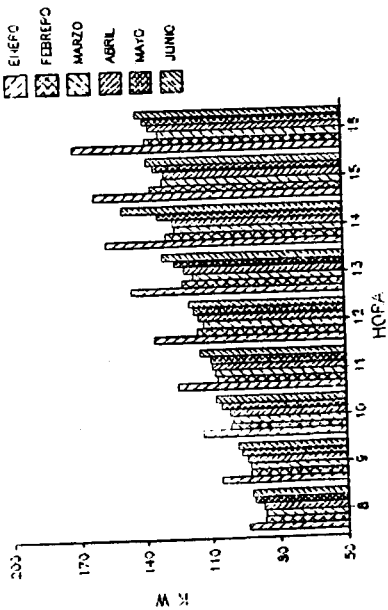


FIGURA 4.7.

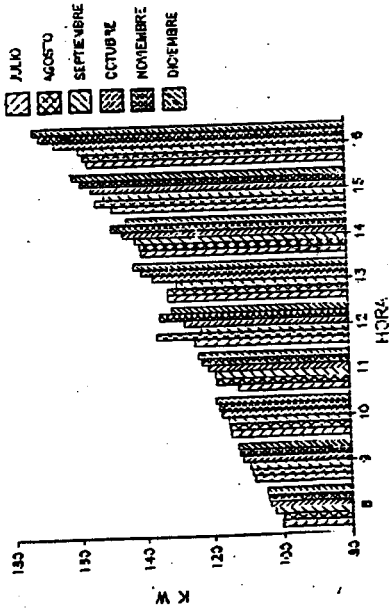
ORIENTACION ACTUAL DEL EDIFICIO
Y ORIENTACIONES SELECCIONADAS



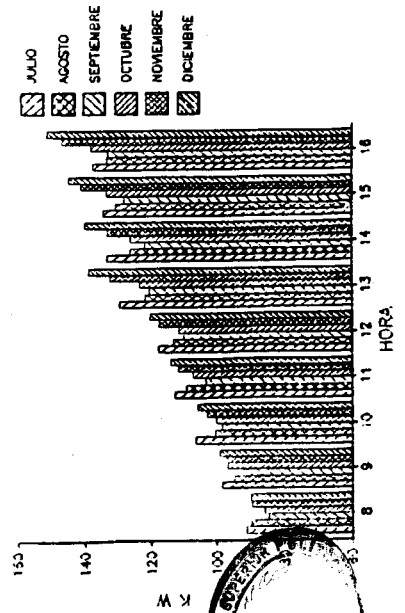
CONSUMO DE ENERGIA
ORIENTACION 2



CONSUMO DE ENERGIA
ORIENTACION 1



CONSUMO DE ENERGIA
ORIENTACION 2



CONSUMO DE ENERGIA
ORIENTACION 1

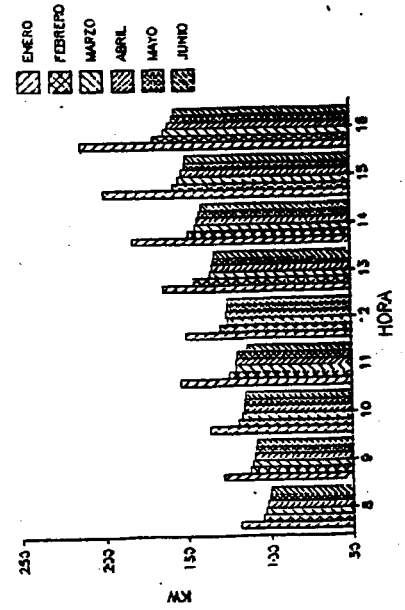


FIG 4-8 CONSUMO DE ENERGIA ELECTRICA DEBIDO A LA ORIENTACION

En la tabla No. 4.13, tabla No. 4.14 y figura No. 4.8 se observa los resultados de este análisis.

Si el edificio hubiera estado diseñado de tal modo que tenga la orientación 1, el consumo de energía hubiera sido mayor al del consumo actual.

Esto es debido a que el mayor porcentaje del área de las ventanas exteriores hubieran estado ubicadas al Sur-Oeste y Sur-Este

Si el edificio hubiera tenido la orientación 2, el consumo de energía sería aproximadamente igual al actual.

Se concluye que la actual orientación es conveniente debido a que se ha tratado de localizar la mayoría de las ventanas hacia el Sur y Norte; lo que origina que el consumo de energía no sea tan elevado como si hubiera estado en otra orientación.

VENTANAS



BIBLIOTECA

La selección del tipo de vidrio para las ventanas exteriores de un edificio debe ser hecha cuidadosa-

mente, ya que de ello dependerá que el consumo de energía varíe.

Se ha escogido dos tipos de vidrios con diferentes coeficientes de transferencia de calor (U_v) y coeficiente de sombra (Sc).

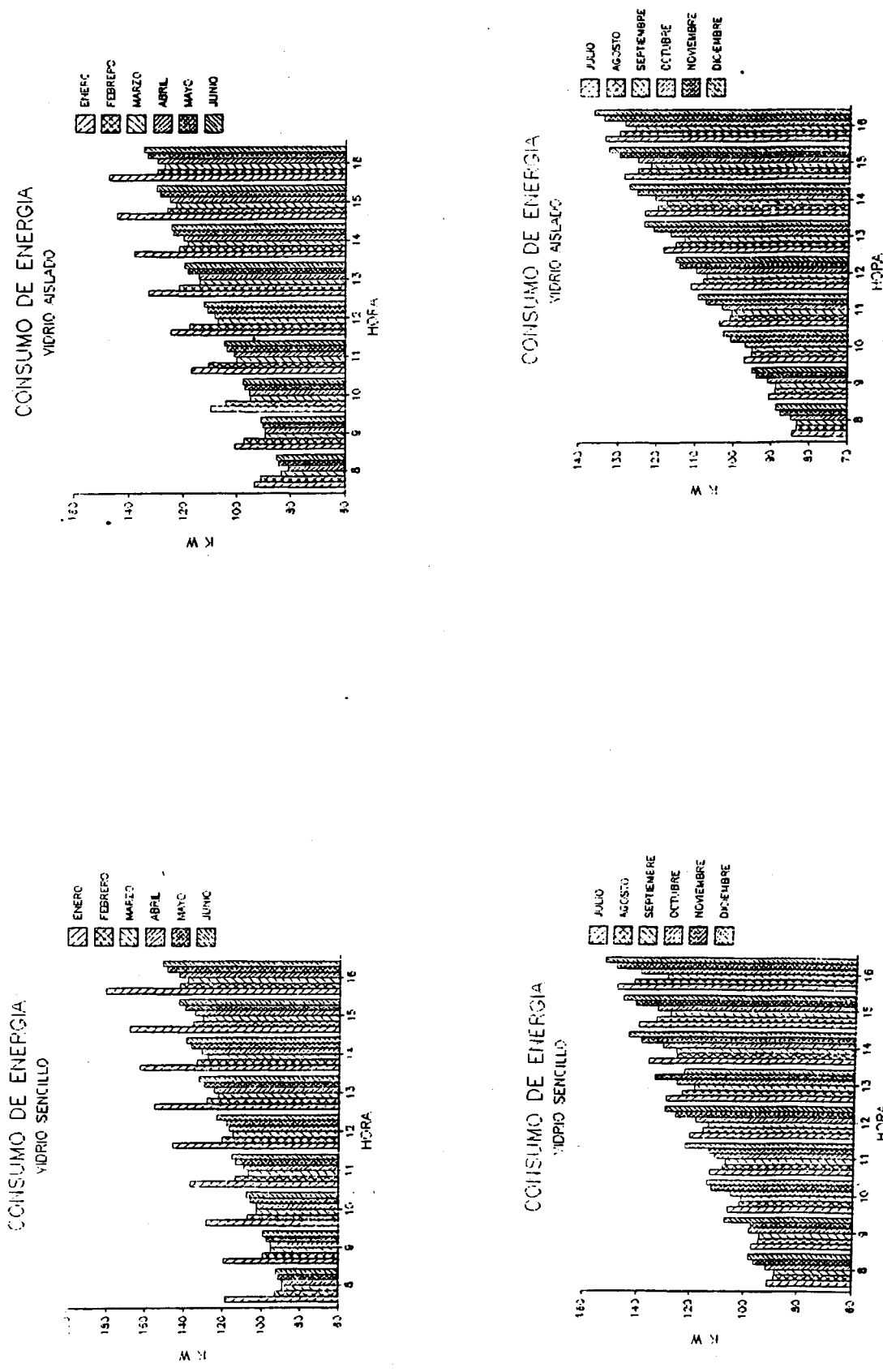
A) Vidrio sencillo

B) Vidrio doblemente aislado

Podemos observar en la Fig. 4.9 que si el edificio hubiera tenido ventanas exteriores de vidrio doblemente aislado el consumo de energía hubiera sido 147.6 Kw. para la carga máxima que ocurre en Enero a las 4 p.m, lo que representa un ahorro de un 12% al actual consumo de energía y un ahorro del 22% si hubieran estado las ventanas constituidas de vidrio sencillo.

En los Estados Unidos se está construyendo edificios en que el 80% de sus fachadas exteriores sean de vidrios. Lo que nos llevaría a pensar que la carga debido a estas ventanas es sumamente alta en estos edificios. Ellos tratan de disminuir esta carga utilizando vidrios con bajos coeficientes de sombra.

FIG 4-9 CONSUMO DE ENERGIA ELECTRICA DEBIDO A LA VARIACION: DEL VIDRIO DE LAS VENTANAS EXTERIORES



En nuestro caso el vidrio doblemente aislado, es aquel que posee el coeficiente de sombra y coeficiente de transferencia de calor más bajo de los tres estudiados.

Por lo tanto sería recomendable si tenemos un edificio con un gran porcentaje de ventanas exteriores utilizar el criterio expuesto.

LUCES

La iluminación es necesaria en un edificio. Un buen alumbrado requiere una adecuada cantidad de luces.

Muchas veces cuando vamos a realizar el cálculo de carga de enfriamiento no tenemos la cantidad de vatios necesarios para la iluminación del edificio, este dato es importante para poder calcular el calor que se esta generando debido a las luces.

Al no poseer este valor tenemos que asumirlo, para ello nos valdremos de un término que se denomina densidad por luces. Se recomienda en un edificio de oficinas que este valor esté entre un rango 15-10 Btu/hrxpie². Para el cálculo de la carga de enfriamiento de este edificio utilice una densidad de 12.

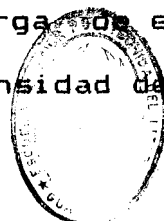
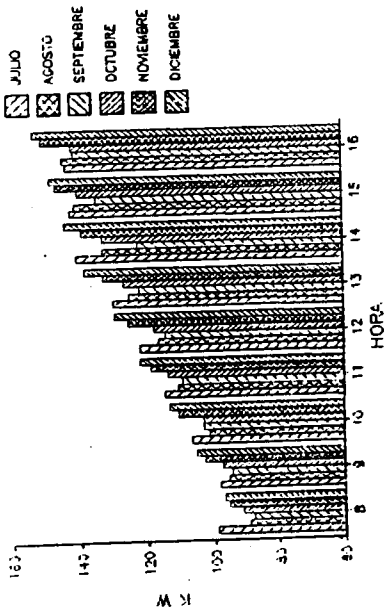
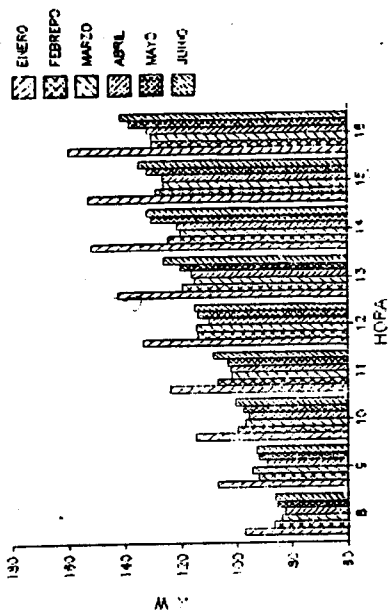


FIG 4-10 CONSUMO DE ENERGIA ELECTRICA DEBIDO A LA VARIACION DE LA DENSIDAD DE LUCES

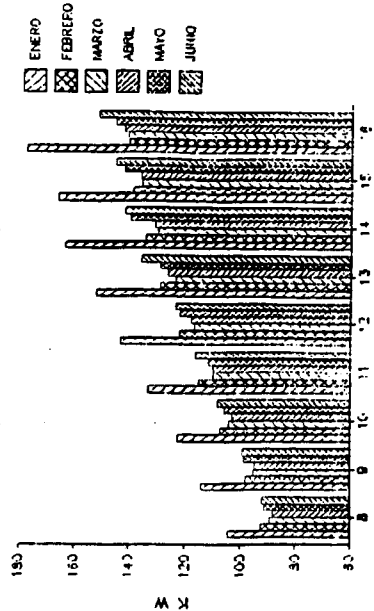
**CONSUMO DE ENERGIA
LUCES DENSIDAD 15 BTU/HR FT2**



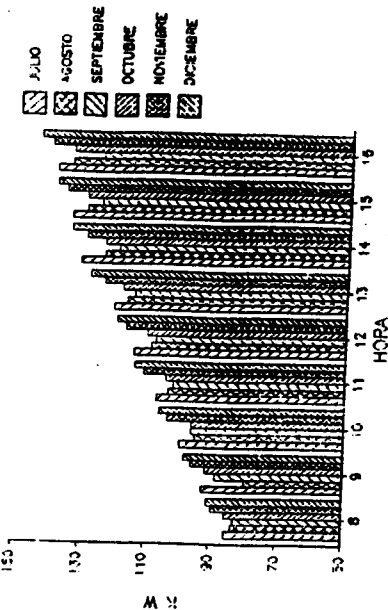
**CONSUMO DE ENERGIA
LUCES DENSIDAD 10 BTU/HR FT2**



**CONSUMO DE ENERGIA
LUCES DENSIDAD 15 BTU/HR FT2**



**CONSUMO DE ENERGIA
LUCES DENSIDAD 10 BTU/HR FT2**



Se puede observar en la Fig. 4.10 lo que hubiera sucedido si se hubiera diseñado con 15 y 10 Btu/hr-pie². Si comparamos a las tres vemos que hay una variación entre ellas de un 6% y 10% por lo tanto sería preferible, sino poseemos datos reales de iluminación, escoger un valor intermedio de densidad dentro del rango anotado anteriormente.

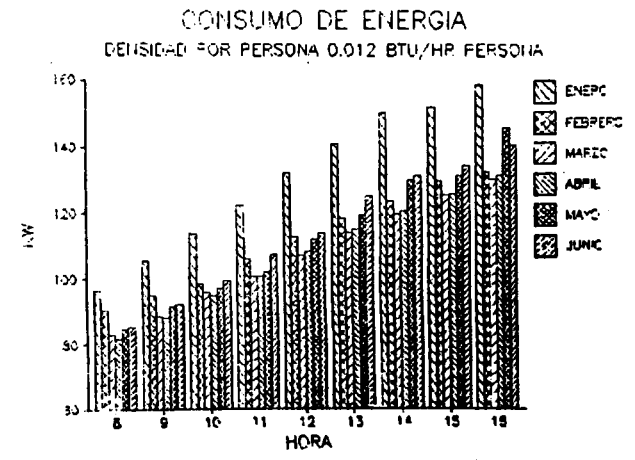
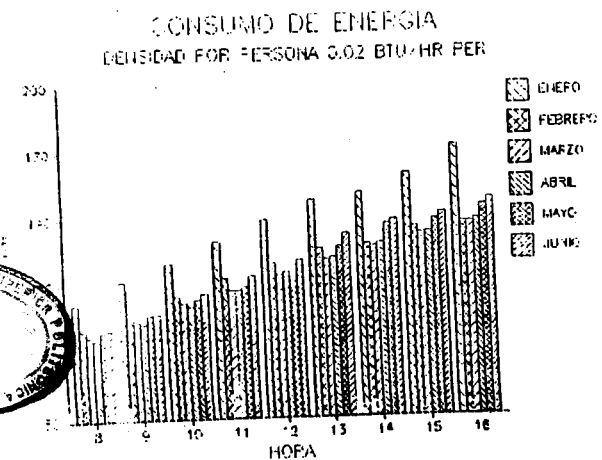
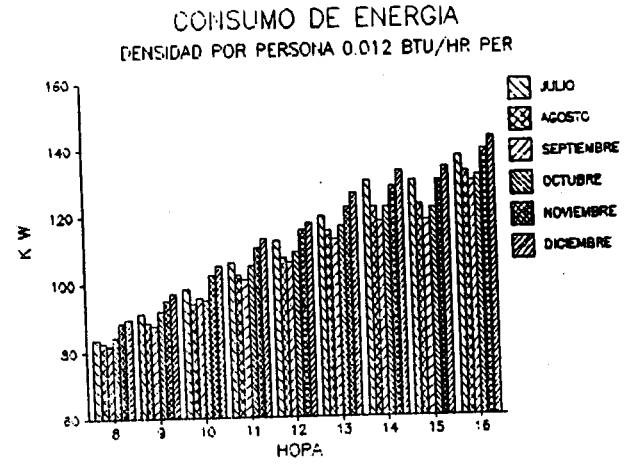
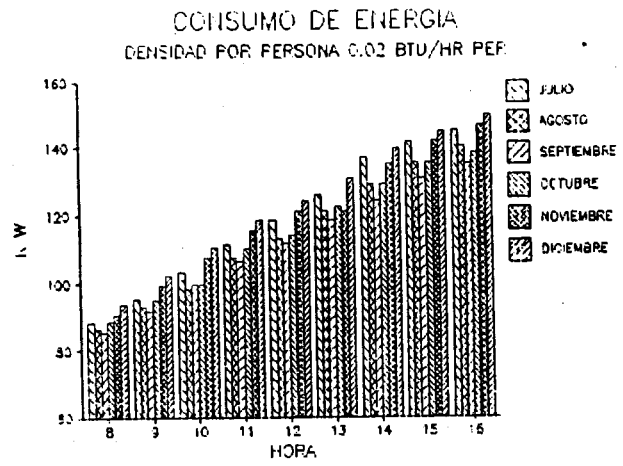
PERSONAS

En edificio para uso de oficinas el flujo de personas que entran y salen, va a variar dependiendo del uso que se desee de él.

Así es que no se puede decir que la densidad de personas por pie cuadrado va a ser igual en edificio de oficinas para uso privado que para público.

La densidad asumida para calcular el número de personas fue 0.015 personas/pie².

En la figura 4.11 tabla No.4.19 y tabla No. 4.20 se observa como altera el consumo de energía dependiendo de la variación del número de personas.



BIBLIOTECA

FIG 4-II CONSUMO DE ENERGIA ELECTRICA DEBIDO A LA VARIACION DE LA DENSIDAD DE PERSONAS

TABLA No 4.11

CONSUMO DE ENERGIA ANUAL EN KW DEL EDIFICIO DEBIDO A LA VARIACION DE LAS

 PAREDES EXTERIORES A BLOQUES DE CONCRETO (CM=0.1443).

MES	HORA	8	9	10	11	12	13	14	15	16
ENERO		109.2	120.3	131.5	140.5	149.6	158.7	169.2	175.6	186.6
FEBRERO		92.80	100.6	109.9	115.4	122.4	130.3	135.7	141.2	144.6
MARZO		89.20	96.00	103.9	108.4	116.4	124.4	129.9	135.8	141.0
ABRIL		89.10	95.90	104.0	110.9	118.4	125.9	133.3	140.4	146.0
MAYO		91.20	98.40	107.6	124.7	126.1	132.6	139.3	146.6	152.1
JUNIO		92.30	100.1	109.4	117.1	125.6	134.9	141.9	148.9	152.9
JULIO		91.20	98.40	107.5	114.9	123.1	132.3	139.1	146.2	151.6
AGOSTO		87.70	95.40	103.4	110.1	117.7	126.1	132.4	145.3	153.7
SEPTIEMBRE		88.50	95.20	102.7	109.2	115.4	120.6	127.9	133.3	138.1
OCTUBRE		91.90	99.00	107.2	113.6	120.3	128.1	133.2	139.2	142.5
NOVIEMBRE		96.50	105.7	114.4	121.0	128.6	136.8	142.1	147.5	151.4
DICIEMBRE		98.70	108.6	117.6	125.0	133.0	141.5	146.8	152.2	155.8

TABLA No 4.11

CONSUMO DE ENERGIA ANUAL EN KW DEL EDIFICIO DEBIDO A LA VARIACION DE LAS

 PAREDES EXTERIORES A BLOQUES DE CONCRETO CON ESPACIO DE AIRE INTERMEDIO

 (CN=0.05c)

MES	HORA	2	9	10	11	12	13	14	15	16
ENERO		100.3	109.2	117.6	124.9	132.8	141.4	146.7	152.1	155.9
FEBRERO		89.91	101.6	107.6	114.1	120.8	125.6	130.3	133.8	133.9
MARZO		86.05	91.96	98.90	102.6	109.9	117.1	121.2	126.4	130.7
ABRIL		86.11	92.03	98.24	104.5	111.4	118.5	123.7	129.4	134.1
MAYO		87.72	93.84	100.9	107.6	114.8	122.4	129.0	133.8	138.7
JUNIO		88.59	94.91	102.9	109.0	116.1	124.2	129.7	135.6	140.6
JULIO		87.70	93.78	100.9	107.5	114.7	122.2	127.8	133.6	138.5
AGOSTO		85.79	91.65	97.75	104.0	110.9	118.0	123.0	129.2	133.5
SEPTIEMBRE		86.52	91.30	99.25	103.1	109.1	114.7	119.9	124.6	128.8
OCTUBRE		88.11	93.90	100.4	106.3	112.7	116.7	123.8	128.5	132.0
NOVIEMBRE		91.78	98.06	105.8	111.8	118.4	125.5	130.0	134.7	138.6
DICIEMBRE		93.35	100.3	108.2	112.2	118.5	128.8	133.4	138.1	143.0

TABLA No 4.15

GASTO ELECTRICO EN UN DESIDO A LA ORIENTACION 1

MESES	1988	1989	1990	1991	1992	1993	1994	1995	1996
ENERO	118.2	122.0	136.2	154.0	160.9	164.5	187.3	200.4	217.0
FEBRERO	109.7	112.5	118.7	123.8	129.7	145.4	145.4	157.6	166.0
MARZO	103.3	110.9	117.2	120.1	124.7	135.3	144.3	154.0	162.9
ABRIL	101.9	109.5	115.6	120.3	125.8	133.9	142.5	151.8	159.1
MAYO	100.9	108.6	115.2	119.4	125.5	133.2	141.2	150.1	157.3
JUNIO	100.4	109.2	114.9	113.8	125.1	132.9	140.4	149.2	156.2
JULIO	100.5	109.2	114.8	112.3	124.9	132.7	140.5	149.3	156.5
AGOSTO	100.3	108.7	115.0	118.8	136.4	132.7	141.0	154.3	157.9
SEPTIEMBRE	102.3	109.5	115.5	119.1	123.2	130.1	142.3	151.6	159.1
OCTUBRE	103.8	111.3	117.3	121.1	127.9	137.2	146.4	155.7	166.2
NOVIEMBRE	104.6	112.4	109.3	123.2	135.2	140.5	149.6	158.9	171.1
DICIEMBRE	104.8	112.7	119.1	124.2	131.8	142.9	151.1	161.3	172.9

TABLA No 4.14

CARGA ELECTRICA EN KW DEBIDO A LA ORIENTACION 2

MESES	HORA 8	9	10	11	12	13	14	15	16
ENERO	94.36	105.7	113.6	124.7	135.0	145.6	156.7	161.8	171.0
FEBRERO	86.90	92.70	100.9	106.4	115.7	122.2	128.9	134.3	137.4
MARZO	86.40	92.50	100.3	107.6	112.4	117.1	124.5	130.7	131.5
ABRIL	87.30	94.20	101.5	109.1	115.2	120.9	125.6	129.0	136.1
MAYO	91.15	96.80	104.9	109.8	117.3	125.3	132.7	133.8	138.6
JUNIO	92.10	98.12	107.6	114.7	119.2	131.2	135.0	136.0	140.0
JULIO	91.01	96.38	106.3	113.1	118.0	129.8	134.1	135.2	138.6
AGOSTO	89.90	94.90	100.4	108.2	113.8	122.3	127.1	131.6	134.3
SEPTIEMBRE	84.60	92.10	98.40	103.3	110.2	121.0	122.6	129.0	133.0
OCTUBRE	85.70	96.80	100.0	102.5	112.0	124.0	126.9	134.3	139.3
NOVIEMBRE	89.60	97.00	103.1	119.9	117.9	133.0	134.1	142.3	148.0
DICIEMBRE	89.90	99.00	105.8	114.4	120.6	139.6	141.0	145.8	152.3

TABLA No. 4.15

CONSUMO DE ENERGIA ELECTRICA ANUAL EN KW DEBIDO A LA VARIACION DEL VIDRIO DE

 LAS VENTANAS EXTERIORES A VIDRIO SENCILLO

MES	HORA	8	9	10	11	12	13	14	15	16
ENERO		119.4	118.5	126.4	136.7	145.8	155.1	162.7	168.0	169.7
FEBRERO		92.73	99.3	107.1	113.2	120.1	128.0	133.3	135.7	142.5
MARZO		89.15	95.26	102.5	106.7	114.7	122.4	127.7	130.6	138.3
ABRIL		89.14	95.33	102.7	109.2	116.4	124.6	130.8	134.5	143.0
MAYO		91.18	97.65	106.0	113.2	118.2	129.8	136.4	140.0	149.1
JUNIO		92.31	99.13	107.7	115.1	123.0	132.2	138.9	142.8	151.3
JULIO		91.04	97.52	106.2	113.0	120.7	129.7	136.2	140.2	158.7
AGOSTO		88.71	94.85	102.1	108.5	115.8	123.7	115.6	133.7	142.2
SEPTIEMBRE	88.39	94.47	101.3	107.3	113.6	119.2	125.9	128.3	128.6	
OCTUBRE		91.71	98.51	105.4	111.5	118.2	125.8	131.0	133.2	140.1
NOVIEMBRE		96.37	97.68	112.3	113.4	126.0	134.0	139.3	141.7	148.8
DICIEMBRE		98.49	107.2	114.2	122.2	130.1	123.0	143.9	146.2	155.2



TABLA No 4.12

CONSUMO DE ENERGIA ELECTRICA ANUAL EN KW DEBIDO A LA VARIACION DEL VIDRIO DE

 LAS VENTANAS EXTERIORES A VIDRIO DOBLEMENTE AISLADO

MES	HORA	8	9	10	11	12	13	14	15	16
ENERO		93.47	100.7	109.6	116.9	124.7	130.1	130.0	144.6	147.6
FEBRERO		91.20	97.50	103.9	110.7	117.6	121.6	121.6	126.4	130.0
MARZO		83.33	89.40	95.20	99.90	107.0	114.0	118.3	123.0	127.2
ABRIL		80.90	89.50	95.30	101.2	108.3	114.3	120.1	125.4	130.1
MAYO		84.42	90.40	96.94	103.7	111.0	118.4	123.4	129.0	133.7
JUNIO		84.99	91.04	97.74	104.8	112.2	119.6	124.7	130.3	135.0
JULIO		84.39	90.32	96.86	103.6	110.9	118.2	123.2	128.8	133.6
AGOSTO		83.16	88.70	94.96	100.9	107.9	115.1	119.6	125.0	129.7
SEPTIEMBRE		83.00	88.50	94.71	100.3	106.8	112.6	117.4	121.5	125.8
OCTUBRE		84.65	90.51	96.72	102.9	109.6	116.4	120.3	124.9	128.5
NOVIEMBRE		87.25	93.53	100.6	107.2	114.0	120.8	125.3	129.9	133.8
DICIEMBRE		88.40	94.90	102.4	109.2	114.9	123.3	127.3	132.6	136.4

TABLA No 4.17

CONSUMO DE ENERGIA ELECTRICA ANUAL EN KW DEBIDO A LA VARIACION DE LA DENSIDAD

 DE LUCES A 10 BTU/HR-PIE

MES# HORA	8	9	10	11	12	13	14	15	16
ENERO	97.30	106.7	114.8	123.9	133.5	142.3	151.8	153.2	160.3
FEBRERO	86.50	99.20	99.66	106.9	113.9	119.6	124.7	129.3	130.6
MARZO	83.80	94.50	96.90	101.8	114.6	115.1	120.4	126.4	130.9
ABRIL	82.60	88.90	95.81	102.1	109.9	116.4	121.8	126.7	132.3
MAYO	85.30	92.30	97.90	103.4	114.0	120.3	130.8	132.3	138.6
JUNIO	86.20	92.9	100.7	108.5	115.3	126.3	132.4	135.2	141.9
JULIO	85.30	92.30	99.30	107.1	113.9	120.4	130.9	133.8	138.4
AGOSTO	83.50	93.70	94.60	103.3	108.6	117.3	123.3	129.4	133.8
SEPTIEMBRE	82.60	88.40	95.80	101.8	107.2	114.0	118.9	124.7	124.1
OCTUBRE	85.30	91.50	95.80	103.9	109.9	117.7	123.3	29.3	133.7
NOVIEMBRE	89.50	95.80	103.4	111.1	116.9	123.3	129.3	135.4	140.2
DICIEMBRE	90.60	97.90	105.9	113.8	117.3	127.9	133.9	138.7	143.5

TABLA No. 4.11

CONSUMO DE ENERGIA ELECTRICA ANUAL EN KW DEBIDO A LA VARIACION DE LA DENSIDAD
 DE LUZES A 15 EQU/HR-PIE

MESES	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ENERO	104.5	114.2	122.6	142.6	142.9	151.9	163.4	166.6	176.4	
FEBRERO	92.34	98.20	107.2	114.7	121.9	128.4	134.0	138.8	140.5	
MARZO	89.50	95.40	104.2	109.5	116.3	123.2	129.4	135.5	140.8	
ABRIL	88.01	94.90	102.9	109.8	117.6	126.1	130.9	136.0	142.2	
MAYO	91.20	98.80	105.5	111.1	121.8	128.6	139.7	142.0	145.4	
JUNIO	92.23	99.20	108.2	116.2	123.2	135.5	141.4	145.0	151.9	
JULIO	99.18	98.12	106.8	114.8	121.7	129.4	140.4	142.0	143.0	
AGOSTO	89.00	95.40	101.5	110.8	116.3	124.7	132.4	140.6	140.8	
SEPTIEMBRE	87.90	94.40	102.9	109.5	114.5	121.7	121.9	133.2	140.5	
OCTUBRE	91.20	95.50	102.9	113.6	117.7	126.3	132.9	139.7	141.4	
NOVIEMBRE	95.40	102.7	110.8	118.8	124.9	132.3	138.7	146.2	150.3	
DICIEMBRE	96.70	105.5	113.5	121.5	128.8	137.9	143.6	147.8	152.7	



TABLA No. 4.15

CONSUMO DE ENERGIA ELECTRICA ANUAL EN KW DEBIDO A LA VARIACION DE LA DENSIDAD

 DE PERSONAS A 0.012 ETU/HR-FIE-PERSONA

MESX HORA	2	9	10	11	12	13	14	15	16
ENERO	96.49	105.6	114.0	122.7	132.4	141.2	150.5	152.1	150.7
FEBRERO	90.51	95.22	98.88	105.3	112.9	118.7	123.7	129.7	132.4
MARZO	83.15	88.71	96.12	100.9	107.5	114.2	119.5	125.2	129.8
ABRIL	81.84	88.29	95.10	101.1	108.8	115.5	120.8	125.6	131.2
MAYO	84.63	91.89	97.29	102.4	112.4	119.5	129.8	131.2	145.9
JUNIO	85.61	92.30	99.79	107.6	114.3	125.3	131.2	134.4	140.1
JULIO	83.66	91.50	98.33	106.2	112.5	119.5	129.8	129.9	137.4
AGOSTO	82.73	88.71	94.11	102.3	107.5	115.4	122.2	122.9	132.7
SEPTIEMBRE	81.84	87.76	95.77	100.9	106.2	112.7	118.1	118.2	129.5
OCTUBRE	84.61	91.99	95.17	104.9	108.9	116.8	122.2	122.1	131.2
NOVIEMBRE	88.75	95.10	102.3	110.3	115.6	122.3	128.3	130.0	139.1
DICIEMBRE	89.90	97.20	105.1	112.9	117.7	126.3	132.9	134.0	142.9

TABLA No 4.20

CONSUMO DE ENERGIA ELECTRICA ANUAL EN KW DEBIDO A LA VARIACION DE LA DENSIDAD

 DE PERSONAS A 0.02 BTU/HR-PIE-PERSONA

MES	HORA	6	7	10	11	12	13	14	15	16
ENERO	101.3	111.1	119.3	129.1	139.1	148.2	158.0	159.5	171.9	
FEBREDO	85.66	95.73	104.2	111.9	118.5	124.3	126.9	135.2	138.8	
MARZO	86.80	92.94	101.1	106.4	113.2	120.0	125.9	132.0	136.6	
ABRIL	85.43	92.37	99.80	106.7	114.5	121.3	127.6	132.6	139.4	
MAYO	88.61	96.13	102.5	108.2	107.9	125.9	136.7	138.4	144.9	
JUNIO	89.61	96.44	104.9	113.1	119.9	131.9	138.3	141.5	146.0	
JULIO	88.50	95.51	103.5	111.8	118.5	125.9	136.8	141.4	144.9	
AGOSTO	86.40	92.94	98.51	107.7	113.2	121.1	128.6	135.2	144.1	
SEPTIEMBRE	85.30	91.90	99.80	106.6	111.9	118.5	124.3	130.6	134.9	
OCTUBRE	88.61	95.10	99.80	110.1	114.5	122.7	128.9	135.2	138.4	
NOVIEMBRE	90.70	99.50	101.8	115.8	121.2	121.4	134.9	141.9	146.4	
DICIEMBRE	93.90	102.3	110.6	118.5	124.3	130.5	139.7	144.6	149.5	

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Las tendencias para escalar los costos de energía no muestran signos de abatimiento. Esta continua presión ocasionará que se incrementen esfuerzos para optimizar diseños de edificios, seleccionar sistemas de climatización apropiados, etc.

Esto afectará al equipo de construcción completo: al ingeniero para diseñar sistemas de energía más eficientes; al arquitecto para incorporar estos sistemas en estructuras nuevas y renovadas, al contratista para proporcionar una buena calidad en la manera de ejecutar el trabajo; y al propietario para mantener el esfuerzo del diseño y costo de construcción requerido para conseguir resultados de ciclos de vida óptimos.

La presión continua del agotamiento de la principal fuente económica de nuestro país, que es el petróleo, forzará tarde o temprano a que el tema de la conservación de la energía en nuestros proyectos sea tomada en consideración.

A continuación se indicará los resultados y recomendaciones que se deben tomar en consideración para conseguir un ahorro de energía.



BIBLIOTECA

FACTORES DE ORIENTACION

Los factores que más influyen en el diseño de un edificio son su localización geográfica, la predominante temperatura exterior, incidencia solar, etc.

En el ahorro de energía es fundamental la orientación escogida de un edificio, debido a que si la ha hecho correctamente puede representar una reducción en el consumo de energía.

Las cargas de enfriamiento pico son afectadas grandemente por la orientación, como se ha dicho anteriormente, es necesario conocer estas cargas que por lo general suceden a las horas de tarde, para poder seleccionar los equipos de aire acondicionado.

Si tenemos un edificio que posee cuatro fachadas exteriores, es un error pensar que la máxima carga de enfriamiento ocurre por la mañana. Esto es debido a que la suma de las ganancias de calor instantánea en un tiempo específico, no es igual a la carga de enfriamiento en ese tiempo.

Un porcentaje de la carga de calor absorbida por las paredes, techos y ventanas exteriores es transmitida directamente al espacio que se desea climatizar, otra

parte es absorbida por la estructura, muebles, etc. Y después de cierto tiempo cuando exista una diferencia de temperatura entre el medio y estos elementos ocurrirá un aporte de calor.

Por consiguiente en las horas de la tarde a más de la carga que se está generando en ese instante, existirá aquella carga que aparece con un retardo de tiempo.

En la figura siguiente se observa lo expuesto anteriormente.

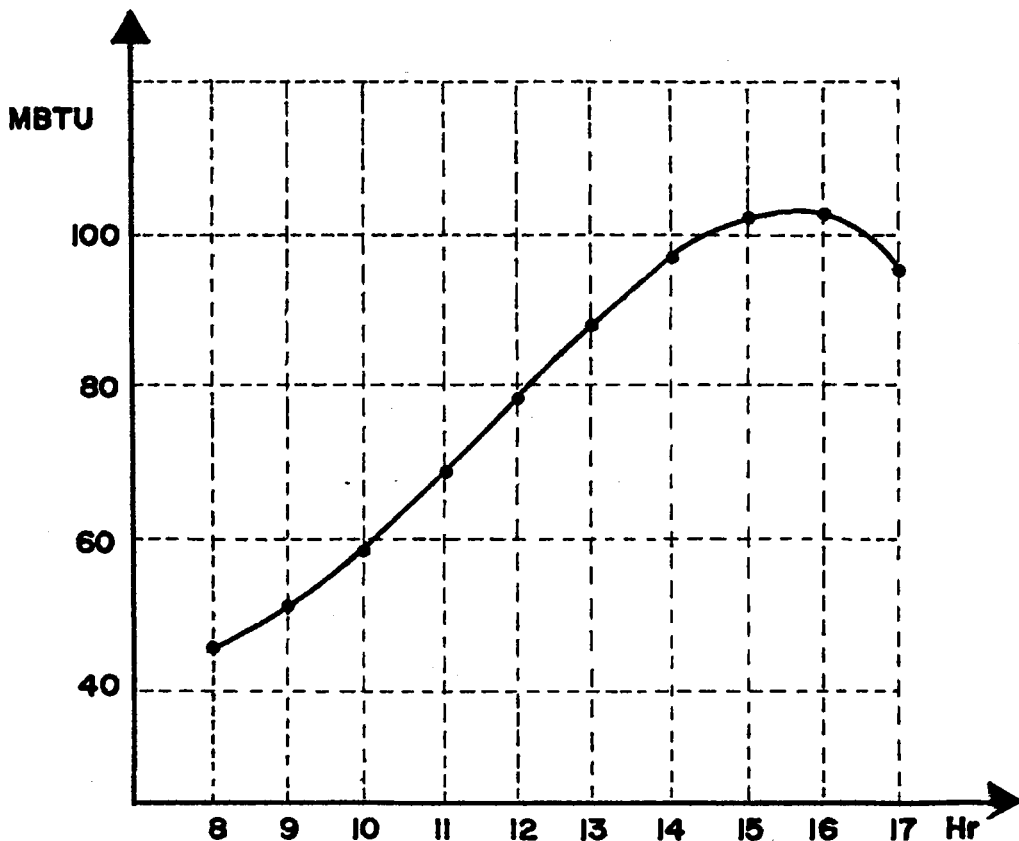
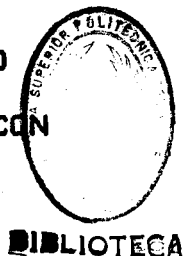


FIGURA 5.1 VARIACION DE LA CARGA CON RESPECTO AL TIEMPO PARA EL MES DE MAYO, PARA UNA PARED CON

Azp = 190°



El eje de rotación de la tierra está inclinada 23.5 grados con respecto a la órbita del sol, esto origina que la radiación sobre determinada ciudad dependa de la latitud y la longitud. En todos los puntos de la tierra por encima de los 23.5 grados latitud Norte, las orientaciones de mayor ganancia solar son las orientadas al Este y Oeste. Esto se puede demostrar observando la figura 5.2

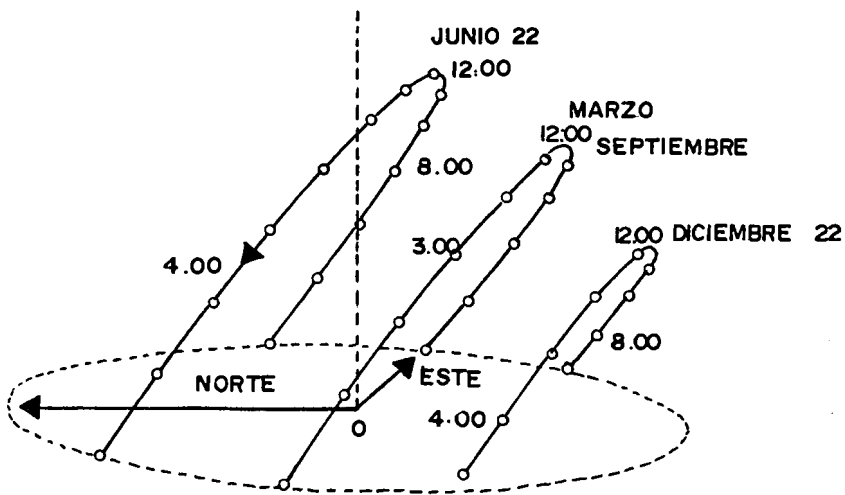


FIG. 5.2 TRAYECTORIA SOLAR PARA
UNA LATITUD DE 34°N

El mes en que el hemisferio Norte se encuentra más cerca del sol es Julio, y el mes en que más lejos se encuentra es Diciembre. Como observamos en la figura 5.2 el sol nace de Este a Oeste por el lado Sur.

Por consiguiente es recomendable para las ciudades que se encuentran ubicadas en estas latitudes disminuir el porcentaje de vidrios para las orientaciones Este, Oeste y Sur.

En cambio en ciudades que se encuentran localizadas en una latitud mayor a 23.5 latitud Sur ocurrirá todo lo contrario. El sol nace de Este a Oeste por el lado Norte. Por lo tanto sería recomendable para estas latitudes disminuir el porcentaje de vidrios para las orientaciones Este, Oeste y Norte. Esto se puede observar en la Figura 5.3.

Si Guayaquil estuviera localizada en una latitud de 0° , el porcentaje de radiación sería igual tanto para la orientación Norte que para la Sur. Pero nuestra ciudad tiene una latitud de 2.10° grados latitud Sur, aquello origina una radiación un poco mayor para la orientación Norte que para la Sur.

En el diseño de los edificios de Guayaquil deberían tomar

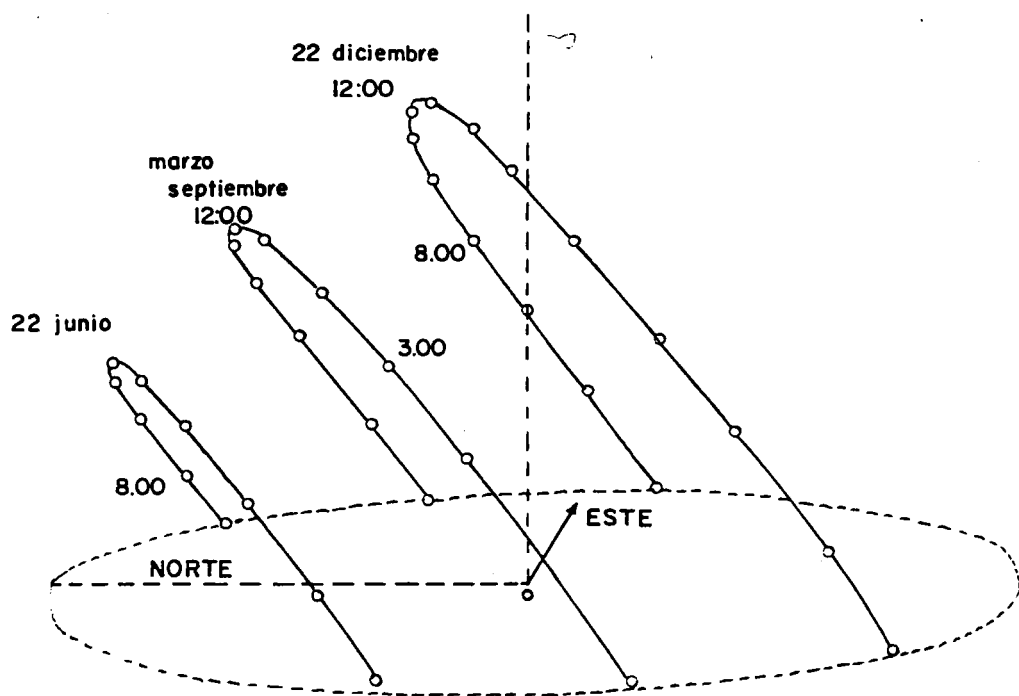
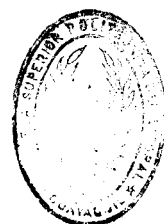


FIGURA 5.3 TRAYECTORIA SOLAR PARA UNA LATITUD DE 34°S



en cuenta las siguientes recomendaciones en cuanto a su orientación.

- a) Si un edificio posee cuatro fachadas exteriores es recomendable disminuir el porcentaje de vidrios expuestos al Oeste y Este.
- b) Si un edificio tiene dos fachadas orientadas hacia el Norte y Sur, es recomendable disminuir el porcentaje de vidrios expuestos al Norte.

FACTORES DE CONSTRUCCION

El ahorro energético es cada vez más importante en un país por lo tanto en el diseño de un edificio se hace imprescindible tomar ciertas consideraciones que nos ayuden a lograr menores tasas de consumo de energía.

En el diseño de un edificio deberíamos hacernos preguntas tales como:

Podría el edificio tener un sistema de enfriamiento?

Qué cantidad de infiltraciones de aire es posible?

Qué nivel y calidad de alumbrado será requerido?

Las contestaciones a estas preguntas deberán ser hechas en función de tratar de ahorrar energía.

El arquitecto considera para la construcción de un edificio alternativas como: orientación, configuración, número de piso, etc.

En cambio el ingeniero puede proporcionar estudios anuales de energía, como se ha hecho en esta tesis, que lleven a obtener una mejor conservación de la energía.

Se ha analizado que la carga solar por los vidrios exteriores, es uno de los factores que más influye en la climatización de un edificio. Una de las maneras de reducir esta carga es interceptar la radiación solar directa antes que incida sobre el vidrio, utilizando dispositivos de protección solar, los cuales deberán ser escogidos tomando en cuenta el tipos de vidrio de las ventanas.

Para obtener un aprovechamiento óptimo de la protección solar, deberá tenerse en cuenta las siguientes propiedades:

- a) Buena reflexión
- b) Poca capacidad de acumular calor

c) Seguridad en el servicio

d) Fácil manejo

e) Fácil limpieza

En las tabla 5.1 y tabla 5.2 se presenta formas de protección solar que servirá para escoger las más conveniente de acuerdo a cada necesidad.

Recomendaré a continuación maneras de ahorrar energía en la construcción de un edificio.

1. Plantar árboles para que proporcionen efectos de sombra.
2. Añadir aislamiento a techos y muros donde sea práctico.
3. Instalar pantallas solares sobre las ventanas para reducir las cargas de enfriamiento.
4. Reducir la cantidad de infiltración por medio de:
 - a) Reducir la altura del edificio

- b) Usar materiales para la superficie exterior impermeables.
 - c) Reduzca fugas de áreas alrededor de puertas, Ventanas, etc.
5. Para aprovechar la luz natural dentro de un edificio y reducir el consumo de energía considere lo siguiente:
- a) Incrementar el tamaño de las ventanas sin exceder.
 - b) Localizar las ventanas altas en las paredes para incrementar la reflexión del tumbado.
 - c) Proporcionar sombras que iluminen la luz natural directa, pero que reflejen luz dentro de los espacios ocupados.
6. Reduzca áreas pavimentadas y use césped u otra vegetación para reducir la temperatura alrededor del edificio.
7. Minimizar la ganancia solar a través de techos por medio de:



TABLA 5.1

DISPOSITIVOS DE PROTECCION SOLAR EXTERNOS

```

*****
*
*           PROTECCION SOLAR EXTERNA
*
*****
*DISPOSITIVOS DE PROTECCION SOLAR           PORCENTAJE DE RADIACION
*                                           TRANSMITIDA AL MEDIO %
*
*****
*
* Persiana metalica (clara)                10
* completamente cerrada
*
* Cerrada a medias                          14
*
* Completamente abierta                    45
*
* Visera metalica a 45                     12
*
*****

```

TABLA 5.2

DISPOSITIVOS DE PROTECCION SOLAR INTERNOS

```

*****
*
*           PROTECCION SOLAR INTERNA
*
*****
*
*DISPOSITIVOS DE PROTECCION SOLAR           PORCENTAJE DE RADIACION
*                                           TRANSMITIDA AL MEDIO %
*
*****
*
*   Persiana      Completamente cerrada      50
*   metalica     Abiertas a medias          62
*   clara        Completamente abierta      78
*
*****
*
*   Cortina      Tejido de ortiga (color
*                natural)
*                Sin ventilacion           46
*                Con ventilacion          32
*
*                Tejido de poliester
*                Claro                    45
*                Oscuro                   52
*
*****

```

- a) Aislamiento
 - b) Superficies reflectivas
 - c) Si es una terraza tratar de poner plantas
8. Pintar las paredes y techos con colores claros para disminuir la ganancia solar.
9. Reparar ventanas rotas.
10. Tratar de ubicar ventanas en lugares donde no haya tanta influencia solar.

ILUMINACION

Otro factor que se debe tomar en cuenta en la construcción de un edificio es la iluminación.

En un edificio previsto de climatización debería efectuarse un estudio cuidadoso de la instalación de la iluminación y buscar además necesidades reales de modo de no elevarla inutilmente, evitando alzar la carga de enfriamiento.



BIBLIOTECA

Indicare 8 formas para poder ahorrar energía por medio de la iluminación:

1. Instalar niveles de alumbrado de alta eficiencia donde sea posible.
2. Reducir niveles de alumbrado donde sea posible.
3. Implementar programas de mantenimiento de alumbrado para obtener máxima eficiencia del sistema existente.
4. Use un alumbrado suplementario para tareas específicas en lugar de incrementar toda la iluminación por una área dada.
5. Utilice un alumbrado natural en los perímetros de los espacios de oficina.
6. Utilice múltiples interruptores para selectivos niveles de alumbrado en oficinas, cuartos de conferencia, etc.
7. Reduzca la iluminación en áreas que no requieren niveles altos, como en corredores, depósitos, etc.

8. Cuando decore use colores claros para el tumbado y paredes para obtener mejores niveles de iluminación con un alumbrado menor.

FACTORES DE MATERIALES

En nuestra ciudad se debería analizar el tipo de materiales que utilizamos para la construcción de viviendas, edificios. De modo que se construya en función de tratar de brindar las mejores condiciones de confort para sus ocupantes.

El flujo de calor a través de la estructura exterior determina una gran porción de la carga enfriamiento para los edificios y esta tasa de flujo de calor es proporcional a la transmitancia térmica del exterior.

Una significativa reducción de la carga de enfriamiento puede ser ocasionada por un aumento en la resistencia de los materiales.

Hay que anotar que este aumento de resistencia no paraliza totalmente el flujo, pero si lo reduce considerablemente.

Como observamos en el capítulo IV, el bloque de concreto con espacio de aire intermedio constituye un elemento de



mayor resistencia térmica que el ladrillo y que el bloque de concreto sin espacio de aire intermedio.

La razón es que los gases tales como el aire, tienen una estructura molecular irregular, con espacios relativamente grandes entre las moléculas. De allí que los materiales porosos o materiales separados por espacios de aire son buenos aislantes, pero únicamente si el aire es atrapado previniendo su movimiento y transmisión de calor por convección.

La conductividad de los materiales varía con la diferencia de sus densidades: un material de baja densidad que posea vacíos que contenga aire u otros gases, incrementan su área transversal o longitud del viaje impidiendo la transferencia de calor.

Por ejemplo si tenemos un concreto con un peso regular de una densidad de 140 lb/ft^3 , el cual tiene un coeficiente de conductividad $k=9.09 \text{ btu/hr}\cdot\text{pie}\cdot^\circ\text{F}$ y un concreto celular con una densidad de 30 lbs/ft^3 y una conductividad $k=0.90 \text{ btu/hr}\cdot\text{pie}\cdot^\circ\text{F}$, la transferencia de calor será 10 veces menor por unidad de área por unidad de tiempo para el material de menor densidad bajo la misma diferencia de temperatura.

Por todo lo expuesto recomiendo utilizar materiales porosos y de baja densidad los cuales constituyen excelentes elementos en el ahorro de energía.

La energía solar incidente sobre una superficie deberá ser parcialmente reflejada y parcialmente absorbida. El porcentaje de que cantidad de energía es absorbida o reflejada dependerá sobre todo del color de la superficie.

Una superficie oscura puede absorber cerca del 90% mientras que una blanca absorberá del 40-60%, reflejando el balance.

Por consiguiente el calor y el acabado tienen importancia sobre la porción de radiación solar absorbida. A continuación se recomienda los colores que pueden ser escogidos para disminuir el porcentaje de ganancia solar.

COLOR	FRACCION DE RADIACION
Negro	0.90
Rojo-cafe-verde	0.73
Amarillo	0.60
Blanco-colores claros	0.40



VIDRIOS

Si deseamos construir un edificio que posea una gran área de ventanas, debemos tener presente que si el vidrio es aplicado inapropiadamente representará un aumento en el consumo de energía.

La ganancia de calor a través de los vidrios puede ser controlada o limitada por dos criterios.

a) Área

b) Calidad

La calidad es definida por la cantidad de radiación solar que penetra en el vidrio y la cantidad de transmisión de calor que éste permite.

El coeficiente de sombra indica la cantidad de ganancia de calor que penetra.

El calor transmitido por un vidrio es indicado por su valor U, que es el coeficiente total de transferencia de calor.

Deberíamos escoger por lo tanto vidrios de una buena calidad (bajos SC y bajos valores de U).

La carga de enfriamiento está en función directa del área del vidrio. Desde que las ganancias de calor a través del vidrio son considerables más que a través de un sólido, un edificio con un gran porcentaje de vidrios, deberá necesitar un vidrio de una buena calidad.

FACTORES DEL SISTEMA

El análisis de los sistemas de aire HVAC, indica que los requerimientos de energía de estos equipos constituyen un sustancial porcentaje de la energía total requerida para el edificio.

Es apropiado que nosotros revisemos la energía usada para el aire acondicionado, para tratar de conseguir un consumo mínimo de energía.

En esta tesis he comparado tres tipos de sistemas de aire acondicionado más comunes, que son: el sistema de agua helada, sistema de expansión directa y sistema de paquetes enfriados por agua.



El sistema de expansión directa ha constituido el sistema de mayor consumo de energía a condiciones nominales y de operación.

El sistema de agua helada es el de menor consumo de energía a condiciones de operación y a condiciones nominales consume un porcentaje alrededor del 5% menos que el sistema de paquetes enfriados por agua.

Podemos observar en el capítulo IV gráficos y resultados sobre todo estos.

A continuación presentaré algunas recomendaciones que nos ayuden al ahorro de energía.

- a) Estudie los sistemas cuidadosamente antes de realizar cambios ya que si no se lo hace, estos cambios pueden incrementar el uso de energía en vez de disminuirla.
- b) Seleccionar los ventiladores con eficiencias óptimas.
- c) Reducir la potencia del ventilador considerando lo siguiente:

- a) Diseñar sistemas de ductos de baja presión.

- b) Usar ventiladores de altas eficiencias.
- c) Usar filtros que posean baja caída de presión.
- d) Es más conveniente al seleccionar los ventiladores de las manejadoras que su posición sea "blow-through", ya que estos sistemas tienen bajas velocidades de descarga, por lo tanto menos turbulencia y ruido será generado por las conexiones de los ductos de descarga.
- e) Operar donde sea posible unicamente el ventilador en horas inocuadas.
- f) Reducir o eliminar las fugas de aire en los ductos.
- g) Reducir la cantidad de aire exterior por ventilación.
- h) Balancear si es posible la cantidad de aire de los sistemas de aire acondicionado.
- i) Un mantenimiento periódico de los equipos de enfriamiento para mantener su eficiencia pico.
- j) Periodicamente inspeccionar y reparar fallas de los

equipos, válvulas, etc.

i) Reparar fugas de: agua, aire comprimido, etc.

A P E N D I C E S

T A B L A A - 1

VARIACIONES DE LA TEMPERATURA EXTERIOR EN GUAYAQUIL

HORA	TEMPERATURAS EXTERIORES (°F)	
	Bulbo seco.	Bulbo Humedo
5 a.m.	74.0	71.8
6 a.m.	74.4	72.4
7 a.m.	75.0	72.7
8 a.m.	76.0	73.5
9 a.m.	78.0	74.8
10 a.m.	80.5	76.4
11 a.m.	84.0	77.8
12 m.	87.0	78.7
1 p.m.	90.0	79.4
2 p.m.	91.5	79.8
3 p.m.	92.0	80.0
4 p.m.	91.5	79.8
5 p.m.	90.0	79.4
6 p.m.	88.3	79.1
7 p.m.	86.3	78.5
8 p.m.	84.5	78.0
9 p.m.	83.0	77.5

T A B L A 2

		POSICION SOLAR											TIEMPO SOLAR	
FECHA	TIEMPO SOLAR A.M.	ALTITUD GRADOS	AZIMUTH GRADOS	IDR BTU HR-F2	FACTOR DE GANANCIA SOLAR (BTU/HR-F2)								HORIZON	P.H.
					N	NE	E	SE	S	SO	O	NO		
JUN. 21	7	8.4	156	133.2	103	102	38.	6.8	6.8	6.8	6.8	32.	6.8	5
	8	22.	153.6	240.8	178	186	71.	12.	12.	12.	12.	45.	12.	4
	9	35.2	149.1	275	166	193	83.	14.	14.	14.	14.	50.	14.	3
	10	47.5	140.9	290.2	119	165	89.	14.	14.	14.	14.	11.	14.	2
	11	57.9	126	297.6	60.	122	93.	13.	15.	15.	15.	15.	15.	1
	12	64.	180	300.4	96.	60.	15.	15.	15.	15.	15.	60.	15.	12
JUL. 21	7	7.6	158.9	120	92.	93.	29.	6.1	6.1	6.1	6.1	34.	6.1	5
	8	21.5	156.9	238.2	181	182	59.	12.	12.	12.	12.	55.	12.	4
	9	35.1	152.8	274.1	173	188	71.	14.	14.	14.	14.	31.	14.	3
	10	48.	145.4	289.8	127	161	77.	14.	14.	14.	14.	18.	14.	2
	11	59.3	131.2	297.4	67.	117.	80.	8.8	15.	15.	15.	15.	15.	1
	12	66.5	180	300.5	85.	53.	15.	15.	15.	15.	15.	53.	15.	12
AGO. 21	7	9.0	167.2	143.2	99.	106	18.	7.3	7.3	7.3	7.3	59.	7.3	5
	8	23.6	165.6	249.9	194	174	33.	12.	12.	12.	12.	87.	12.	4
	9	38.	162.6	283.4	187	170	40.	14.	14.	14.	14.	71.	14.	3
	10	52.1	156.7	298.3	135	137	43.	15.	15.	15.	15.	40.	15.	2
	11	65.2	143.8	305.5	69.	91.	45.	15.	15.	15.	15.	12.	15.	1
	12	74.6	180	308.3	50.	32.	15.	15.	15.	15.	15.	32.	15.	12
SEP. 21	7	12.2	89.5	177.9	9.1	105	110	107	5.4	9.1	9.1	9.1	22.	5
	8	27.2	88.8	264.3	13.	135	207	143	8.5	13.	13.	13.	91.	4
	9	42.2	87.9	295.1	15.	116	192	128	9.9	15.	15.	15.	169	3
	10	57.1	86.5	309.2	15.	77.	134	91.	10.	15.	15.	15.	232	2
	11	72.1	82.9	316	16.	35.	64.	47.	11.	16.	16.	16.	233	1
	12	86.4	180	318.4	13.	12.	16.	16.	16.	16.	16.	12.	16.	12
OCT. 21	7	14.5	79.8	187.8	9.6	85.	140	135	20.	9.6	9.6	9.6	31.	5
	8	29.2	79.2	266.7	13.	104	207	171	27.	13.	13.	13.	103	4
	9	43.9	77.6	297.4	15.	86.	185	153	29.	15.	15.	15.	181	3
	10	58.4	73.4	312.1	16.	52.	125	112	30.	16	16.	16.	241	2
	11	72.4	61.3	319.2	16.	20.	57.	64.	30.	16.	16.	16.	238	1
	12	81.7	0	321.4	16.	16.	16.	22.	30.	16.	16.	16.	162	12
					N	NO	O	SO	S	SE	E	NE	HORIZON	

TABLA A-1

POSICION SOLAR, INTENSIDAD Y FACTOR DE GANANCIA SOLAR
LATITUD DE GUAYADUIL = 2.19 GRAS. SUR

TIEMPO SOLAR		POSICION SOLAR		ID.	BTU	FACTOR DE GANANCIA SOLAR (BTU/HR-F2)							TIEMPO SOLAR	
FECHA	A.M.	GRADOS	GRADOS			HR-F2	N	NE	E	SE	S	SO	O	NO
ENE.21	7	6	70.2	89	4.5	30.	71.	72.	22.	4.5	4.5	4.5	9.4	5
	8	22	69.3	229	11.	68.	183	179	57.	11.	11.	11.	67.	4
	9	35.5	66.8	279.5	14.	63.	191	193	67.	14.	14.	14.	142	3
	10	49.4	61.3	302.9	15.	40.	149	166	71.	15.	15.	15.	211	2
	11	61.9	49.3	314.5	16.	19.	67.	121	73	16.	16.	16.	254	1
	12	70.8	0.	319.5	16.	16.	16.	54.	80.	16.	16.	16.	249	12
FEB.21	7	7.3	79.4	81.5	4.1	38.	53.	61.	10.	4.1	4.1	4.1	7.6	5
	8	22.1	79.3	230	11.	99.	185	161	27.	11.	11.	11.	66.	4
	9	36.6	78.2	260.7	14.	98.	202	167	32.	14.	14.	14.	144	3
	10	51.4	75.4	303.6	15.	71.	158	137	33.	15.	15.	15.	217	2
	11	65.7	66.3	314.9	16.	36.	93.	91.	34.	16.	16.	16.	253	1
	12	78.3	0	319.8	16.	16.	16.	32.	45.	16.	16.	16.	210	12
MAR.21	7	8.7	89.6	118.3	6.0	72.	60.	73.	4.6	6.	6.	6.	11.	5
	8	23.6	87.	246.6	12.	134	195	140	10.	12.	12.	12.	73.	4
	9	38.6	88.2	288.8	14.	125	203	136	12.	14.	14.	14.	153	3
	10	53.6	86.9	307.8	15.	91.	153	104	13.	15.	15.	15.	224	2
	11	68.6	84.2	317.1	16.	47.	84.	61.	14.	16.	16.	16.	248	1
	12	83.3	180	320.9	24.	19.	16.	16.	16.	16.	16.	15.	16.	12
ABR.21	7	10.1	167.9	147.9	104	109	18.	7.5	7.5	7.5	7.5	63.	7.5	5
	8	24.7	166.2	250.5	195	173	33.	12.	12.	12.	12.	96.	12.	4
	9	39.2	163.1	285.1	186	138	39.	14.	14.	14.	14.	73.	14.	3
	10	53.3	157.2	300.8	133	134	43.	15.	15.	15.	15.	41.	15.	2
	11	66.5	143.8	308.4	67.	88.	45.	15.	15.	15.	15.	13.	15.	1
	12	75.6	180	311.3	48.	32.	15.	15.	15.	15.	15.	32.	15.	12
MAY.21	7	10.	159.3	150.7	117.	117	35.	7.7	7.7	7.7	7.7	43.	7.7	5
	8	23.9	157	247	185	186	60.	12.	12.	12.	12.	57.	12.	4
	9	37.5	152.6	279.4	170	186	70.	14.	14.	14.	14.	40.	14.	3
	10	50.3	144.5	294.1	120	154	76.	15.	15.	15.	15.	17.	15.	2
	11	61.3	128.6	301.2	58.	109	79.	11.	15.	15.	15.	15.	15.	1
	12	67.6	180	303.6	81.	51.	15.	15.	15.	15.	15.	51.	15.	12

N NO O SO S SE E NE HORIZON P.M.

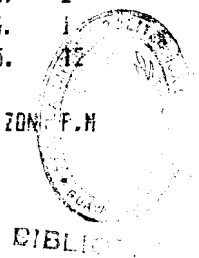


TABLA A-2

FECHA	POSICION SOLAR													TIEMPO SOLAR P.M
	TIEMPO SOLAR A.M	ALTITUD GRADDS	AZIMUTH GRADDS	IDN BTU HR-P2	FACTOR DE GANANCIA SOLAR (BTU/HR-P2)								HORIZON	
					N	NE	E	SE	S	SO	O	NO		
NOV. 21	7	13.9	70.2	175	8.9	56.	140	140	42.	8.9	8.9	8.9	22.	5
	8	28.	68.7	259.9	13.	69.	197	193	61.	13.	13.	13.	98.	4
	9	41.8	65.2	294.1	15.	54.	177	184	67.	15.	15.	15.	173	3
	10	55.	57.6	310.7	15.	28.	122	147	70.	15.	15.	15.	234	2
	11	66.5	40.5	318.8	16.	16.	59.	98.	70.	16.	16.	16.	256	1
	12	72.4	0	321.4	16.	16.	16.	48.	71.	16.	16.	16.	242	
DIC. 21	7	11.	66.6	135.7	6.9	37.	110	110	41.	6.9	6.9	6.9	18.	5
	8	24.7	65.2	244	12.	57.	187	192	72.	12.	12.	12.	61.	4
	9	38.1	61.6	286	14.	46.	179	198	83.	14.	14.	14.	154	3
	10	50.8	54.4	306.1	15.	26.	131	168	87.	15.	15.	15.	219	2
	11	61.9	39.4	316.1	16.	16.	70.	121	89.	16.	16.	16.	235	1
	12	68.4	0	319.9	16.	16.	16.	61.	91.	16.	16.	16.	256	12
					N	NO	O	SO	S	SE	E	NE	HORIZON	

T A B L A No 6-3

ANGULOS DE ALTITUD (AL) Y AZIMUTH (AZ) DEL SOL
LATITUD DE GUAYAQUIL = 2.19 .SUR

FECHA	TIEMPO SOLAR (HORAS)											
	07		08		09		10		11		12	
	AL	AZ	AL	AZ	AL	AZ	AL	AZ	AL	AZ	AL	AZ
ENE.21	7.95	70.15	22.02	69.33	35.94	66.78	49.44	61.26	61.85	49.25	70.83	0
FEB.21	7.35	78.43	22.05	79.28	36.78	78.19	51.38	75.42	65.67	68.33	78.35	0
MAR.21	8.66	89.61	23.65	88.98	38.63	88.17	53.61	86.91	68.55	84.19	83.27	180
ABR.21	10.14	167.85	24.75	166.21	39.21	163.14	53.33	157.21	66.47	143.81	75.63	180
MAY.21	9.95	159.3	23.87	157.02	37.46	152.64	50.29	144.5	61.30	128.64	67.57	180
JUN.21	8.41	155.95	21.98	153.63	35.16	149.12	47.49	140.94	57.91	125.27	63.96	180
JUL.21	7.61	158.93	21.51	156.87	35.09	152.85	48.00	145.41	59.29	131.19	66.49	180
AGO.21	9.05	167.22	23.62	165.61	38.04	162.56	52.11	156.72	65.22	143.64	74.63	180
SEP.21	12.2	89.47	27.18	88.21	42.17	87.93	57.14	86.47	72.07	82.95	86.40	180
OCT.21	14.5	79.76	29.24	79.23	43.92	77.55	58.45	73.43	72.38	61.30	81.71	0
NOV.21	13.95	70.18	27.99	66.73	41.80	65.18	55.01	57.62	66.49	40.50	72.41	0
DIC.21	10.97	66.58	24.66	65.17	38.08	61.63	50.84	54.36	61.91	39.40	68.43	0

FECHA	TIEMPO SOLAR (HORAS)											
	13		14		15		16		17		18	
	AL	AZ	AL	AZ	AL	AZ	AL	AZ	AL	AZ	AL	AZ
ENE.21	70.74	337.84	61.07	310.47	49.23	298.61	35.72	293.16	21.8	290.64	7.73	290
FEB.21	78.97	321.31	66.56	292.45	52.31	284.85	37.72	281.93	23.02	280.76	8.29	281
MAR.21	81.12	284.73	66.32	275.20	51.36	272.85	36.39	271.69	21.40	270.92	6.41	270
ABR.21	72.59	307.62	60.95	331.18	47.24	340.32	32.93	344.71	18.39	347.06	3.74	348
MAY.21	65.21	296.18	55.96	318.17	43.80	329.34	30.51	335.23	16.72	338.40	2.70	340
JUN.21	62.59	290.42	54.63	312.20	43.37	324.34	30.67	331.00	17.32	334.64	3.66	336
JUL.21	65.63	290.58	57.35	314.67	45.63	327.20	32.55	333.81	18.88	337.39	4.95	339
AGO.21	72.64	303.43	61.55	328.88	48.03	338.88	33.82	343.66	19.34	346.20	4.75	348
SEP.21	77.67	280.47	62.79	274.43	47.83	272.52	32.85	271.49	17.86	270.77	2.87	270
OCT.21	73.60	300.94	59.80	287.21	45.30	282.70	30.62	282.86	15.88	280.25	1.14	280
NOV.21	67.75	323.13	56.69	303.92	43.62	295.53	29.86	291.60	15.84	289.92	1.73	290
DIC.21	66.28	334.33	57.12	312.32	45.07	301.65	31.93	296.40	18.36	293.96	4.61	293

TABLA B-1

TABLA DE RADIACION SOLAR EXTRATERRESTRE PARA HEMISFERIO S.

FECHA	DECLINACION	EQUACION DEL TIEMPO	H BTU/FI:	E	D
ENERO	-23	-.15	390	.207	.175
FEBRERO	-10.8	-.23	385	.201	.182
MARZO	.1	-.123	371	.177	.092
ABRIL	11.6	.02	360	.16	.073
MAYO	20	.04	350	.147	.063
JUNIO	23.45	-.025	345	.142	.057
JULIO	20.6	-.102	344	.142	.058
AGOSTO	12.3	-.051	351	.144	.06
SEPTIEMBRE	.1	.113	365	.156	.071
OCTUBRE	-10.5	.255	370	.18	.097
NOVIEMBRE	-15.8	.235	387	.196	.121
DICIEMBRE	-23.5	.087	391	.205	.134



TABLA 1

VALORES DE n_1 PARA DIFERENTES TASAS DE CIRCULACION DE AIRE EN EL CUARTO / CONSTRUCCION DE ENVUELTA EXTERIO.

CONSTRUCCION DEL CUARTO	2 PULGADAS MADERA	3 PULGADAS PISO DE CONCRETO	6 PULGADAS PISO DE CONCRETO	8 PULGADAS PISO DE CONCRETO	12 PULGADAS PISO DE CONCRETO	CIRCULACION DE AIRE
MASA ESPECIFICA (LB/PIE) DE AREA DE PISO	10	40	75	120	150	
	-0.88	-0.92	-0.95	-0.97	-0.98	BAJA
	-0.84	-0.90	-0.94	-0.96	-0.97	MEDIA
	-0.81	-0.86	-0.93	-0.95	-0.97	ALTA
	-0.77	-0.85	-0.92	-0.94	-0.97	MUY ALTA
	-0.73	-0.83	-0.91	-0.93	-0.96	

NOTA:

BAJA= TASA DE VENTILACION BAJA-MINIMA REQUERIDA PARA VENCER LA CARGA DE ENFRIAMIENTO POR LUCES Y SUMINISTRO A TRAVES DE PISOS, PAREDES O DIFUSOR DE TECHO, TUMBADO NO VENTILADO

MEDIA= TASA DE VENTILACION MEDIA, SUMINISTRO POR PISO, PAREDES O DIFUSOR DE TECHO, TUMBADO NO VENTILADO.

ALTA= CIRCULACION DE AIRE INDUCIDA POR AIRE PRIMARIO DE UNIDADES DE INDUCCION O UNIDADES VENTILADOR-SERPENTIS.

MUY ALTA= CIRCULACION DE AIRE ALTA USADA PARA MINIMIZAR GRADIENTES DE TEMPERATURA EN UN CUARTO.

TABLA A-6

COEFICIENTES DE FUNCIONES DE TRANSFERENCIA Vo, V1, V2

COMPONENTES DE GANANCIA DE CALOR	CONSTRUCCION DEL CUARTO	Vo	V1	V2
Ganancia de calor solo a traves de vidrio sin sombreado interior y calor generado por equipos y personas disipado por radiacion	LIGERA	.224	1+W1-Vo	0.0
	MEDIA	.197	1+W1-Vo	0.0
	PESADA	.187	1+W1-Vo	0.0
Ganancia de calor por conduccion a traves de paredes exteriores, techos, particiones y puertas ventanas con cortinas o persianas	LIGERA	.703	1+W1-Vo	0.0
	MEDIA	.691	1+W1-Vo	0.0
	PESADA	.676	1+W1-Vo	0.0
Calor generado por luces	LIGERA	0.0	"a"	1+W1-V1
	MEDIA	0.0	"a"	1+W1-V1
	PESADA	0.0	"a"	1+W1-V1
Calor generado por equipos y personas disipado por conveccion y ganancia de energia por ventilacion e infiltracion	LIGERA	1.0	0.0	0.0
	MEDIA	1.0	0.0	0.0
	PESADA	1.0	0.0	0.0

NOTA: "a" es el valor dado en la tabla A-5

TABLA A-7

COEFICIENTES POLINOMICOS DE TRANSMITANCIA Y ABSORTANCIA DEL
VIDRIO

```

*****
*
*      i              ai              ti      *
*****
*
*      0              .001154          -.00885  *
*
*      1              .77674           2.71235  *
*
*      2             -3.94657          -.62062  *
*
*      3              8.57881          -7.07329 *
*
*      4             -8.38135          9.75995  *
*
*      5              3.01188          -3.89922 *
*
*****

```

TABLA A-6
PORCENTAJE DE RANGO DIARIO UTILIZADO

HORA	PORCENTAJE
1	87
2	92
3	96
4	99
5	100
6	98
7	93
8	84
9	71
10	56
11	39
12	23
13	11
14	3
15	0
16	3
17	10
18	21
19	34
20	47
21	58
22	68
23	76
24	82

TABLA A-9

VALORES DE DISEÑO DEL COEFICIENTE "a"

a	AMOBLIAMIENTO	SUMINISTRO Y RETORNO DE AIRE	TIPO DE LAMPARAS
0.45	Pesado, simple sin alfombra	Baja, suministro o retorno por debajo del tablado	Exotrada, no ventilada
0.55	Muebles ordinarios, no alfombrados	Tasa media alta, suministro y retorno a traves de rejilla de tablado	Exotrada, no ventilada
0.65	Muebles ordinarios, con o sin alfombra	Tasa media alta, unidades terminales ventilador-serpentin o de induccion, suministro a traves de rejilla o difusor, retorno alrededor de lamparas o a traves del tablado	Ventilada
0.75	Cualquier tipo de muebles	Retorno a traves de ductos	Ventilada o colante en la corriente de aire con retornos por ductos

T A B L A No A-10

GANANCIA DE CALOR POR PERSONAS

TIPO DE ACTIVIDAD	APLICACION TIPICA	CALOR TOTAL ADULTOS		CALOR TOTAL (AJUSTADO)		CALOR SENSIBLE		CALOR LATENTE	
		Btu/Hr	W	Btu/Hr	W	Btu/Hr	W	Btu/Hr	W
Sentado, descansando	Teatro (matinee)	390	114	330	97	225	66	105	31
	" (noche)	390	114	350	103	245	72	105	31
Sentado, en trabajo ligero	Oficinas y hoteles	450	132	400	117	245	72	155	45
	Apartamentos								
Trabajo de oficina moderado	Oficinas, hoteles y apartamentos	475	139	450	132	250	73	200	59
De pie, trabajo ligo- ro, de poco caminar	Pequeñas tiendas	550	161	450	132	250	73	200	59
Caminar: sentarse: pararse, caminar poco	Droguerías, bancos	550	161	500	147	250	73	250	73
Trabajo sedentario	Restaurantes	490	144	550	161	275	81	275	81
Trabajo ligero (en posición sentada)	Factorías	800	234	750	220	275	81	475	139
Baile moderado	Salón de baile	900	264	850	249	305	89	545	160
Caminar a 3 mph (1.34 m/s) trabajos media- namente pesados.	Factorías	1.000	293	1.000	293	375	110	625	183
Bolear	Boleas								
Trabajo pesado	Factorías	1.500	440	1.450	425	580	170	870	255



BIBLIOTECA

T A B L A No A-11

TABLA DE ILUMINACION RECOMENDADA

LUGAR	LM/Pie.	BTU/HR-Pie.
Librerías		
Lugar de lectura	70	14.28
Repisas	30	6.12
Reparación de libros	70	14.28
Chequeo de catálogos	70	14.28
Kardex	100	20.40
Iglesias		
Altar	100	20.40
P.blico	15	3.06
P.bito	50	10.20
Corte de Justicia		
Area de p.blico	30	6.12
Area de jurados *	70	14.28
Hospitales		
Autopsias	100	20.40
Cuarto de emergencias	100	20.40
Cuarto de exámenes	50	10.20
Laboratorio	50	10.20
Cuarto de pacientes	20	4.08
Cuarto de recuperación	30	6.12
Quir.fanos	200	40.80
Quir.fanos suplementarios.	2.500	510.00
Cuarto de espera	20	4.08
Hoteles		
Dormitorios	10	2.04
Lobby	10	2.04
Lugar de lectura	30	6.12
Oficinas		
Diseños-dibujos	200	40.80
Administración	150	30.60
Trabajo regular	7	1.43
Levando-escribiendo	100	20.40
Restaurantes		
Area de comedor	50	10.20
Cafetera	50	10.20
Ambiente íntimo	3	0.61
Cocina	70	14.28

T A B L A No A-II

LUGAR	LM/Pie.	BTU/HR-Pie.
Teatro		
En intermedio	5	1.02
En presentacion	0.1	0.02
Lobby	20	4.08
Ensamblajes		
Fuerte y f.cil de ver	30	6.12
Mediano	100	20.40
Fino y delicado	500	102.00
Panaderias		
Amasando	50	10.20
Hornando	30	6.12
Manufactura de equipos electricos		
Aislado	100	20.40
Pruebas	100	20.40
Trabajos Mecanicos		
Trabajo ligero	50	10.20
Trabajo mediano	50	10.20
Trabajo pesado	50	10.20
Areas de servicio		
Corredores-escaleras	20	4.08
Bodegas		
Inactivo	5	1.02
Activo	10	2.04
Carpinteria		
Serruchando	30	6.12
Planeando-midiendo	50	10.20
Terminado	100	20.40
Garages		
Reparaciones	100	20.40
Entrada	50	10.20
Lineas de trafico	10	2.04
Almacenamiento	5	1.02
Inspeccion		
Ordinaria	50	10.20
Dif.cil	100	20.40
Muy dif.cil	200	40.80
Demasiado dif.cil	1.000	204.00
Lavanderias		
Lavando	30	6.12
Planchando	50	10.20
Acabado	70	14.28

TABLA A-1.

LUGAR	LM/Pie.	BTU/HR-Pie.
Galeries de arte		
<i>general</i>	30	6.12
Minacoteca	30	6.12
Estatuas	100	20.40
Auditorium		
Solo asamblea	15	3.06
<i>General</i>	10	2.04
Corredor	20	4.08
Entrada	30	6.12

Nota importante: 1 LM/Pie. = 10.76 Luxes



BIBLIOTECA

TABLA No A-17

DEFICIENTES DE FUNCIONES DE TRANSFERENCIA PARA PAREDES EXTERIORES
(intervalo de tiempo una hora)

DESCRIPCION	N=0	N=1	N=2	N=∞	Lp
*bn	0.0017	0.0267	0.0252	0.0024	
*BLOQUE DE CONCRETO					
*CONCRETO					0.0569
*ESPACIO DE AIRE INTERMEDIO					
*bn	1.0000	-1.0298	0.1837	-0.0071	
*bn	0.0101	0.0870	0.0457	0.0015	
*BLOQUE DE CONCRETO					
*SIN					0.1463
*ESPACIO DE AIRE INTERMEDIO					
*bn	1.0000	-0.7809	0.0861	-0.0002	

TABLA B-1

GANANCIA SOLAR A TRAVES DE UN VIDRIO ORDINARIO PARA LA ORIENTACION NORTE (MBTU/HR-PIE²)

 LATITUD 2.19 GRADOS SUR

MES	HORA	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
ENERO		11.38	15.01	18.88	22.81	26.77	30.24	32.67	34.03	34.09	32.63	29.68
FEBRERO		11.38	15.02	18.91	22.87	26.85	30.33	32.77	34.11	34.15	32.66	29.71
MARZO		10.94	14.45	18.31	22.27	26.27	29.74	32.16	33.46	33.45	31.95	29.09
ABRIL		22.49	27.90	32.99	37.94	42.74	46.86	49.74	51.31	51.30	49.39	45.15
MAYO		36.55	44.10	50.37	56.20	61.74	66.51	69.94	71.94	72.19	70.12	64.43
JUNIO		42.09	50.43	57.11	63.23	69.02	74.02	77.67	79.86	80.24	78.16	71.97
JULIO		37.25	44.76	50.99	56.80	62.32	67.09	70.54	72.58	72.87	70.88	65.29
AGOSTO		23.07	28.39	33.42	38.32	43.10	47.21	50.10	51.69	51.74	49.29	45.82
SEPTIEMBRE		9.53	12.72	16.32	20.05	23.86	27.58	29.59	30.90	30.97	29.64	27.05
OCTUBRE		10.38	13.77	17.52	21.36	25.26	28.67	31.06	32.38	32.45	31.02	28.26
NOVIEMBRE		10.85	14.34	18.14	22.01	25.92	29.35	31.76	33.11	33.18	31.75	28.92
DICIEMBRE		11.18	14.77	18.60	22.51	26.44	29.89	32.32	33.67	33.75	32.31	29.40

TABLA B-2

GANANCIA SOLAR A TRAVES DE UN VIDRIO ORDINARIO PARA LA ORIENTACION SUR (MBTU/HR-PIE²)

 LATITUD 2.19 GRADOS SUR

MESES	HORA	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
ENERO		37.23	45.02	51.04	56.47	61.66	66.25	69.73	72.01	72.67	70.96	65.17
FEBRERO		20.29	25.21	29.61	33.89	38.14	41.91	44.69	46.43	46.82	45.48	41.74
MARZO		10.57	13.99	17.74	21.59	25.48	28.89	31.29	32.63	32.69	31.29	28.52
ABRIL		8.52	11.60	15.12	18.79	22.53	25.82	28.14	29.42	29.51	28.18	25.66
MAYO		7.61	10.53	13.91	17.47	21.12	24.34	26.62	27.90	28.00	26.59	24.37
JUNIO		7.14	9.96	13.28	16.77	20.38	23.56	25.82	27.10	27.22	26.01	23.69
JULIO		7.33	10.18	13.52	17.04	20.66	23.86	26.12	27.40	27.51	26.29	23.96
AGOSTO		7.93	10.88	14.31	17.90	21.59	24.84	27.13	28.40	28.49	27.22	24.82
SEPTIEMBRE		9.77	13.04	16.74	20.58	24.87	27.49	30.20	31.47	31.49	30.07	27.42
OCTUBRE		18.81	23.28	27.45	31.54	35.66	38.33	42.03	43.72	44.14	42.92	39.57
NOVIEMBRE		36.47	43.91	49.72	55.01	60.11	64.61	68.04	70.30	70.99	69.42	63.97
DICIEMBRE		43.74	52.61	59.27	65.17	70.75	75.66	79.42	81.88	82.62	80.74	74.17

TABLA B-3

GANANCIA SOLAR A TRAVES DE UN VIDRIO ORDINARIO PARA LA ORIENTACION ESTE (MBTU/HR-PIE²)

 LATITUD 2.19 GRADOS SUR

MES	HORA	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
ENERO		57.21	73.09	77.34	74.23	65.47	60.08	61.04	61.55	60.79	8.25	54.80
FEBRERO		59.60	75.78	79.81	76.42	67.07	61.06	62.02	62.46	61.63	59.33	55.61
MARZO		60.69	75.97	79.37	75.65	66.00	59.77	60.79	61.18	60.34	58.08	54.53
ABRIL		56.92	70.91	73.95	70.38	61.37	55.75	56.86	57.28	56.52	54.39	51.09
MAYO		52.44	65.45	68.35	65.03	56.80	51.94	53.14	53.62	52.95	50.96	47.84
JUNIO		50.30	62.74	65.53	62.31	54.48	50.01	51.25	51.76	51.14	49.21	46.21
JULIO		52.05	64.53	67.25	63.93	55.84	51.12	52.33	52.82	52.17	50.22	47.17
AGOSTO		57.08	69.99	72.60	68.94	60.03	54.53	55.68	56.11	55.36	53.29	50.10
SEPTIEMBRE		60.98	74.83	77.63	73.75	64.17	58.06	59.13	59.51	58.69	56.49	53.12
OCUBRE		60.25	75.20	78.64	75.00	65.57	59.57	60.59	61.00	60.18	57.94	54.91
NOVIEMBRE		57.58	72.86	76.80	73.54	64.71	59.29	60.28	60.77	60.01	57.78	54.17
DICIEMBRE		55.69	71.15	75.37	72.35	63.91	58.85	59.83	60.36	59.64	57.42	53.76

TABLA B-4

GANANCIA SOLAR A TRAVES DE UN VIDRIO ORDINARIO PARA LA ORIENTACION OESTE (MBTU/HR-PIE²)

 LATITUD 2.19 GRADOS SUR

MES	HORA	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
ENERO		30.29	33.35	36.67	40.07	43.52	47.16	58.40	75.45	89.76	94.95	87.14
FEBRERO		30.93	33.88	37.15	40.51	43.91	47.45	59.26	77.03	90.88	97.67	89.97
MARZO		30.22	32.93	36.03	39.26	42.57	45.87	57.72	75.65	89.77	97.26	90.97
ABRIL		27.72	30.23	33.19	36.31	39.53	42.67	53.74	70.66	84.08	91.33	85.68
MAYO		25.35	27.73	30.60	33.65	36.82	39.88	50.05	65.83	78.44	85.18	79.91
JUNIO		24.15	26.47	29.29	32.30	35.44	38.45	48.17	63.35	75.58	82.10	77.13
JULIO		24.87	27.2	30.03	33.04	36.19	39.20	49.20	64.74	77.22	84.01	79.24
AGOSTO		27.05	29.42	32.30	35.35	38.52	41.55	52.38	69.04	82.39	80.93	85.42
SEPTIEMBRE		29.26	31.76	34.73	37.87	41.09	44.22	55.80	73.45	87.51	95.44	90.49
OCTUBRE		30.13	32.86	35.98	39.23	42.55	45.89	57.52	75.20	89.14	96.46	90.18
NOVIEMBRE		29.88	32.81	36.04	39.38	42.77	46.31	57.47	74.51	87.90	94.39	87.29
DICIEMBRE		29.53	32.56	35.87	39.25	42.69	46.32	57.19	73.79	86.80	92.78	85.18

TABLA B-5

GANANCIA SOLAR A TRAVES DE UN VIDRIO ORDINARIO PARA LA ORIENTACION SUR-OESTE (N87D)/HR-PIE²)

 LATITUD 2.19 GRADOS SUR

MES	HORA	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
ENERO		28.81	31.92	35.28	39.09	43.41	53.70	68.21	82.02	92.24	96.34	88.68
FEBRERO		24.58	27.73	31.18	34.71	38.72	44.19	56.39	70.14	80.76	85.41	78.20
MARZO		19.01	22.05	25.48	29.04	32.65	36.19	42.56	54.35	65.02	70.48	60.80
ABRIL		13.36	16.29	19.67	23.20	26.81	30.10	32.58	38.81	47.49	52.95	42.22
MAYO		9.94	12.79	16.11	19.58	23.18	26.35	28.75	30.92	36.37	40.86	30.70
JUNIO		8.66	11.44	14.71	18.16	21.73	24.87	27.21	28.70	32.43	36.18	24.82
JULIO		9.49	12.28	15.56	19.01	22.57	25.72	28.08	30.07	35.20	39.60	31.10
AGOSTO		12.50	15.32	18.61	22.08	25.64	28.86	31.24	36.97	45.40	50.98	42.40
SEPTIEMBRE		19.32	22.12	25.38	28.80	32.43	35.66	44.65	57.01	67.26	72.37	62.37
OCTUBRE		23.44	26.38	29.69	33.13	36.96	42.14	54.08	67.73	78.45	83.58	76.46
NOVIEMBRE		28.17	31.15	34.44	38.14	42.33	52.43	66.85	80.65	90.96	95.35	78.65
DICIEMBRE		30.06	33.08	36.53	40.23	45.49	57.23	72.02	85.62	95.66	99.57	84.79



TABLA 6-2

GANANCIA SOLAR A TRAVES DE UN VIDRIO ORDINARIO PARA LA ORIENTACION NOR-ESTE (MBTU/HR-PIE²)

 LATITUD 2.19 GRADOS SUR

MES+HORA	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
ENERO	26.86	33.78	34.75	33.34	34.99	37.74	39.95	41.08	40.94	39.27	33.33
FEBRERO	35.34	44.97	47.08	44.55	41.74	43.64	45.35	46.28	45.95	44.11	38.18
MARZO	44.89	56.64	60.27	58.50	53.38	50.21	51.54	52.05	51.48	49.48	43.87
ABRIL	52.05	65.35	70.28	70.24	66.04	59.79	57.24	57.48	56.62	54.49	49.23
MAYO	55.74	70.01	75.69	76.73	73.97	67.96	62.18	61.07	60.00	57.79	52.78
JUNIO	56.93	71.39	77.29	78.69	76.72	70.98	64.65	62.25	61.21	58.90	54.04
JULIO	55.88	69.75	75.28	76.33	73.69	67.82	61.99	60.70	59.65	57.46	52.59
AGOSTO	52.73	65.23	69.84	69.74	65.64	59.4	56.55	56.80	55.96	53.86	48.86
SEPTIEMBRE	42.93	52.63	54.70	51.75	46.74	46.17	47.45	48.18	47.69	45.83	40.70
OCTUBRE	35.53	44.45	46.20	43.48	40.50	42.31	44.02	44.93	44.60	42.82	37.32
NOVIEMBRE	26.83	33.46	34.26	32.71	34.25	37.00	39.19	40.30	40.16	38.53	32.83
DICIEMBRE	23.44	29.22	30.00	29.63	32.49	35.4	37.66	38.85	38.77	37.18	31.38

TABLA B-7

GANANCIA SOLAR A TRAVES DE UN VIDRIO ORDINARIO PARA LA ORIENTACION NOR-DESTE (MBTU/H (R-PIE²))

 LATITUD 2.19 GRADOS SUR

MES- HORA	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
ENERO	14.55	18.08	21.86	25.70	29.58	32.96	35.86	39.66	46.30	50.31	42.41
FEBRERO	17.32	20.69	24.35	28.09	31.87	35.5	39.15	48.03	57.28	61.87	56.15
MARZO	20.41	23.41	26.80	30.31	34.07	37.66	46.66	59.21	69.48	74.23	62.75
ABRIL	23.36	25.99	29.08	32.44	36.02	43.55	56.69	69.82	79.70	84.24	74.86
MAYO	25.35	27.73	30.60	33.86	38.66	49.91	63.79	76.37	85.8	90.07	81.83
JUNIO	25.99	28.26	31.12	34.23	40.36	52.48	66.25	78.49	87.73	91.90	83.10
JULIO	25.11	27.43	30.25	33.46	38.41	49.73	63.48	75.90	85.27	89.65	81.55
AGOSTO	22.89	25.36	28.38	31.65	35.13	42.90	55.99	68.98	78.84	83.68	74.64
SEPTIEMBRE	18.00	20.84	24.14	27.59	31.12	34.73	40.73	52.33	62.96	68.75	59.11
OCTUBRE	16.46	19.60	23.12	26.75	30.45	33.95	37.55	46.48	55.83	60.75	50.14
NOVIEMBRE	14.07	17.47	21.17	24.95	28.78	32.12	36.93	38.79	45.52	49.69	42.52
DICIEMBRE	13.36	16.88	20.65	24.49	28.37	31.76	34.33	37.00	42.14	45.66	40.54

TABLA B-8

GANANCIA DE CALOR A TRAVES DE UN VIDRIO ORDINARIO PARA LA ORIENTACION SUR-ESTE (MBTU/HR-PIE²)

 LATITUD 2.19 GRADOS SUR

MESES	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
ENERO	58.82	74.9	81.28	82.04	78.34	71.76	67.07	66.68	65.55	63.15	56.48
FEBRERO	51.96	66.12	70.98	70.12	65.03	59.43	59.06	59.22	58.50	56.29	49.99
MARZO	42.97	53.71	56.22	53.41	48.39	47.57	49.00	49.74	49.25	47.31	41.77
ABRIL	30.82	37.85	38.17	35.14	34.19	36.93	38.8	39.77	39.53	37.91	33.15
MAYO	21.75	26.19	25.83	24.73	27.40	30.28	32.38	33.49	33.42	32.01	27.78
JUNIO	18.11	21.57	21.3	21.56	24.64	27.79	29.92	31.07	31.08	29.75	25.76
JULIO	20.98	25.06	24.64	23.76	26.58	29.47	31.56	32.68	32.63	31.26	27.15
AGOSTO	30.07	35.30	36.36	33.30	32.73	35.49	37.38	38.35	38.14	36.58	32.09
SEPTIEMBRE	44.81	55.49	58.65	56.71	51.60	48.27	49.82	50.35	49.80	47.87	42.66
OCTUBRE	52.07	65.10	69.38	68.23	63.01	57.48	57.23	57.46	56.76	54.61	48.76
NOVIEMBRE	58.75	74.4	80.44	81.02	77.2	70.58	65.97	65.74	64.56	62.19	55.78
DICIEMBRE	60.65	77.44	84.25	85.52	82.46	76.08	70.24	69.02	67.20	65.20	58.55

TABLA A-11

PERFORMANCIAS CARACTERISTICAS DEL CONDENSADOR EVAPORATIVO

* TEMPERATURA EXTERIOR E.H. F	* TEMPERATURA DEL AGUA SALIENDO DEL CONDENSADOR	* RANGO A 0.80 DE DIVERSIDAD	* APPROACH
* 65	* 90	* 12	* 25
* 66	* 90	* 12	* 24
* 67	* 90	* 12	* 23
* 68	* 90	* 12	* 22
* 69	* 90	* 12	* 21
* 70	* 90	* 12	* 20
* 71	* 90	* 12	* 19
* 72	* 90	* 12	* 18
* 73	* 90	* 12	* 17
* 74	* 90	* 12	* 16
* 75	* 90	* 12	* 15
* 76	* 90.5	* 11.6	* 14
* 77	* 91	* 11.2	* 14.5
* 78	* 91.5	* 10.8	* 13
* 79	* 92	* 10.4	* 13
* 80	* 92.5	* 10.0	* 12.5
* 81	* 93	* 9.6	* 12

BIBLIOGRAFIA

1. ASHRAE (American Society of Heating, Refrigeration, and Air Conditioning Engineers), Fundamentals, 1977.
2. ASHRAE, Handbook Equipment, 1975.
3. ASHRAE, Handbook of Fundamentals, 1981
4. Stamper E Koral, Editors, Handbook of Air Conditioning Heating and Ventilating, Industrial, Press Inc, 1979.
5. A.M. KHASHAB, Heating Ventilating and Air-Conditioning Systems Estimating Manual, Mc Graw-Hill, 1977.
6. Joseph B. Oliveri, PE, How to Design Heating-Cooling Confort Systems, Business News Publishing, 1973.
7. ASHRAE, Handbook Equipment, 1983.
8. A.W. Pratt, Heat Transmission in Buildings, John Wiley and Sons, Ltda, 1981.
9. Ennio A. Rizzi, Design and Estimating for Heating Ventilating and Air Conditioning, Littion Educational Publishing, Inc, 1980.

10. Robert Henderson Emerick, P.E, Mechanical specifications for buildings and plants, Mc Graw-Hill, 1966.
11. ASHRAE, Energy Conservation in Existing Buildings-Institutional, ASHRAE, 1983.
12. Belle Gossett, pump and System Curbe data for Centrifugal Pumps. Selection and Aplication, Boletin TEH-375, Bell & Gossett, USA, 1979.
13. De Giacomi y Botto, Balance Termico Sistemas de Calefacci3n Aire Acondicionado, Ediciones CP67, Buenos Aires, 1980.
14. American National Standard (ARI), Standard for Reciprocating Water-Chilling Packges, Standard 590, Air-Conditioning and Refrigeration Institute, USA, 1981.
15. Frederick S. Merritt, Building Engineering and Systems Design, Litton Educational Publishing, Inc, USA, 1979.
16. Carrier, Handbook of Air Conditioning System Design, Mc Graw-Hill, USA, 1965.
17. ASHRAE, Simplified Energy Analysis Using The Modified BIN Method, ASHRAE, 1983.