



T
621.47
A473

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL BIBLIOTECA

Facultad de Ingeniería Mecánica



DISEÑO Y MODELADO NUMÉRICO DE UN CICLO CONTINUO
DE REFRIGERACION POR ABSORCION CON UNA SOLUCION
DE BROMURO DE LITIO - AGUA
PARA APLICACIONES SOLARES

TESIS DE GRADO

Previa a la Obtención del Título de
INGENIERO MECANICO

Presentada por

Xavier Rodolfo Alvarez Moreira



Guayaquil

-

Ecuador

1991

AGRADECIMIENTO

Mi mayor gratitud al *Ing. Eduardo Rivadeneira P.*, Director de Tesis, por sus acertadas orientaciones para la realización de este trabajo. También mis agradecimientos al *Ing. Francisco Romay N.*, que sin su invaluable ayuda no hubiera sido posible desarrollarlo. A *Carolyn King Burns* del *FLORIDA SOLAR ENERGY CENTER (FSEC)*, y al *Dr. Gary Jones* del *SOLAR ENERGY RESEARCH INSTITUTE (SERI)*, por la información enviada y a todos los docentes y compañeros que en una u otra forma contribuyeron con esta Tesis.

DEDICATORIA



A LA MEMORIA DE MI PADRE.

A MI MADRE.

A MIS HERMANOS.



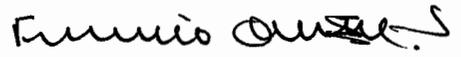
Ing. JORGE DUQUE R.
SUB-DECANO



Ing. EDUARDO RIVADENEIRA P.
DIRECTOR DE TESIS



Ing. JORGE DUQUE R.
MIEMBRO DEL TRIBUNAL

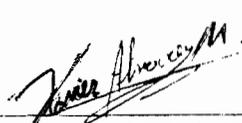


Ing. FRANCISCO ANDRADE
MIEMBRO DEL TRIBUNAL

DECLARACION EXPRESA

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

(Reglamento de Exámenes y Titulos profesionales de la ESPOL).


XAVIER RODOLFO ALVAREZ MOREIRA

RESUMEN

Esta Tesis de Grado servirá para desarrollar una tecnología propia en el diseño, análisis, y posteriormente en la construcción de un sistema de refrigeración barato, eficiente y que tenga el más bajo consumo de energía posible.

En los últimos años debido a la escasez y alto costo de la energía convencional, se han buscado y desarrollado tecnologías que aprovechen las energías no convencionales. Es por eso que aquí, en el presente trabajo se analizará un ciclo de refrigeración por absorción de tipo continuo, que funcionará con una solución de Bromuro de Litio-Agua. Los diversos parámetros termodinámicos, como la temperatura en los diferentes puntos del ciclo y la capacidad de enfriamiento de éste se orientarán a producir acondicionamiento de aire en forma continua, de acuerdo a las condiciones de nuestro clima, y sobre todo usando como principal fuente de energía a el Sol.

Luego de analizar la demanda de energía calorífica para producir el enfriamiento deseado, se dimensionará un colector solar plano, y se dará su posición óptima para obtener la mayor cantidad de captación de energía solar posible durante todo el año, todo esto se hará con un programa de computación.

Posteriormente, se hará una simulación del comportamiento del ciclo de acuerdo a la hora solar, y fecha del año, para determinar su funcionamiento, capacidad de enfriamiento instantánea, consumo de energía y eficiencia con la ayuda de un programa de computación.

Finalmente se comparará el consumo de energía convencional de este sistema con un que funcione con compresión de vapores para la misma demanda de enfriamiento, analizando las ventajas y desventajas de esta nueva tecnología como también los costos de operación.



INDICE DE ABREVIATURAS

α	ángulo de altitud.
A'	constante atmosférica experimental.
\bar{A}	reflectividad de superficie absorbedora del colector.
A	área en general.
A_{COL}	área del colector.
$A_{COR.}$	área de cada colector.
AN_{COL}	ancho del colector.
B	parámetro de ecuación de tiempo.
b	constante atmosférica experimental.
B'	factor de humedad para clima húmedo.
β	ángulo entre la normal al plano del colector y el rayo de luz solar incidente.
c	constante atmosférica experimental.
c, c_p	calor específico a presión constante.
C_c	capacidad calorífica del fluido frío.
C_h	capacidad calorífica del fluido caliente.
C_{MIN}	capacidad calorífica mínima.
ΔT_{MIN}	intervalo de tiempo para modelaje numérico del sistema.
$CAUD_{COL}$	caudal que va a circular por cada colector.
CST	tanque de almacenamiento de agua fría.
$\delta, \Delta N$	ángulo de declinación de la Tierra.

<i>D</i>	radiación directa incidente.
<i>(D+S)</i>	radiación total incidente.
<i>D</i>	diámetro de tubería
<i>DENTUBOS</i>	distancia entre tubos.
<i>DHST</i>	diámetro del tanque de almacenamiento de calor.
<i>DCST</i>	diámetro del tanque de almacenamiento de frío.
<i>DIAA</i>	número de días que tiene cada mes.
<i>R</i>	ecuación de tiempo en minutos.
<i>e(t)</i>	excentricidad orbital de la Tierra.
<i>ETIR</i>	radiación térmica infrarroja del medioambiente.
<i>ε</i>	ángulo de orientación de los espejos concentradores de radiación con respecto al piso.
<i>e/D</i>	rugosidad relativa.
<i>EAHST</i>	espesor de aislante del tanque de almacenamiento de calor.
<i>EACST</i>	espesor de aislante del tanque de almacenamiento de frío.
<i>φ</i>	ángulo de orientación del colector con respecto al piso.
<i>f</i>	factor de fricción.
<i>FLTIMIN</i>	temperatura de fluido máxima alcanzable.
<i>g</i>	gravedad.
<i>G</i>	fracción de radiación solar directa.
<i>Gr</i>	número de Grashoff.
<i>H</i>	cabezal efectivo al cual se eleva la presión de una bomba.
<i>H()</i>	entalpía en diferentes puntos del ciclo.

H _{LS} T _{CO}	entalpía del líquido saturado a temperatura del condensador.
H _V S _T E _V	entalpía de vapor saturado a temperatura del evaporador.
H _{1F22} , H _{2F22} , H _{3F22} , H _{4F22}	entalpía de puntos equivalentes en el diagrama presión entalpía, de la FIG. 4.1. del refrigerante FREON 22 y el refrigerante agua.
H _R M _{ED}	humedad relativa media.
H _{ST}	tanque de almacenamiento de calor.
H _H ST	altura del tanque de almacenamiento de calor.
H _C ST	altura del tanque de almacenamiento de frío.
H _h	radiación total promedio diario mensual sobre superficie horizontal.
H _o	radiación total promedio diario mensual exoatmosférica.
h _w	coeficiente convectivo debido al viento.
h _c	coeficiente convectivo de película.
I	flujo solar.
I _o	flujo solar exoatmosférico.
I(z)	flujo solar en función del ángulo zenit.
I(c)	flujo solar incidente sobre una superficie horizontal.
INCLONG	incremento de longitud.
K _t	índice de claridad mensual.
K	coeficiente de fricción para accesorios de tubería.
k	coeficiente de conductividad térmica.
K _{AIS}	conductividad térmica del aislante.
K _{AIRE}	conductividad térmica del aire.

L	longitud.
L _{TUBO}	longitud total de tubo en cada colector.
L _{CTUBO}	longitud total de cada tubo en cada colector.
L _{TRANSVERSAL}	longitud transversal.
L _e	longitud equivalente.
L _{ACOL}	largo o longitud del colector.
L _{MTD}	diferencial de temperatura media logaritmica.
L _{AT}	latitud geográfica ó ángulo latitud.
LONG	longitud geográfica.
LONG _{LOCAL}	longitud del meridiano local.
LONG _{ST}	longitud del meridiano estandar.
m	masa.
\dot{m}_c	flujo másico del fluido.
\dot{m}_h	flujo másico del fluido caliente.
M _{CS}	masa del tanque de almacenamiento de frio.
\dot{M}_{CTW1}	flujo másico de agua de enfriamiento para el condensador.
\dot{M}_{CTW2}	flujo másico de agua de enfriamiento del absorbedor.
\dot{M}_{CTW}	flujo másico de agua de enfriamiento total.
M _{RNOAB}	masa de refrigerante no absorbido (acumulado en el evaporador).
\dot{M}_{F22}	flujo másico de refrigerante FREON 22.
M _{HST}	masa del tanque de almacenamiento de calor.
\dot{M}_R	flujo másico de refrigerante.
\dot{M}_{WS}	flujo másico de solución débil.
\dot{M}_{SS}	flujo másico de solución fuerte.

$\dot{M}()$	flujo másico en diversos puntos del ciclo.
\dot{M}_{COL}	flujo másico del colector.
n, N, NNN	número de día del año.
N_m	número máximo de horas de sol.
N_{horas}	número de horas de sol del periodo diurno.
N_{TUBOS}	número de tubos.
NTU	number of transfers units.
N_{COL}	número de colectores.
$N_{COLTEOR}$	número de colectores teórico.
N_{CODOS}	número de codos.
N_{UL}	número de Nussel evaluado en longitud L .
η, η_A	eficiencia.
η_{MEC}	eficiencia mecánica.
η_{ELEC}	eficiencia eléctrica.
η_{TAMIN}	eficiencia del colector a T_{MAX} o valor mínimo de eficiencia.
η_{TAI}	producto de $\eta * I$
P	presión.
P	potencia de la bomba.
P_{MEC}	potencia mecánica de bombeo.
P_{ELEC}	potencia eléctrica de bombeo.
P_p	potencia gastada en bombeo en el colector.
P_c	potencia generada por el colector.
P_{AABS}	potencia consumida por la bomba del absorbedor.
P_{COL}	potencia consumida por la bomba del colector.
$P_{COLLELEC}$	potencia eléctrica consumida por la bomba del colector.
$P_{CTW2ELEC}$	potencia eléctrica consumida en bombeo de agua de

	enfriamiento para el absorbedor.
P _{COMP}	potencia consumida por el compresor.
ΔP_{COOL}	caída de presión a través del colector.
$\Delta P_{ENFRIAMIENTO}$	caída de presión en sistema de absorción ARKLA del agua de enfriamiento.
ΔP_{COND}	caída de presión de agua de enfriamiento a través del condensador.
ΔP_{ABS}	caída de presión de agua de enfriamiento a través del colector.
ΔP_{ACTWZ}	caída de presión asumida del agua de enfriamiento a través del absorbedor.
ΔP_{ACOL}	caída de presión asumida del agua del colector al pasar por el generador y precalentador.
ΔP_{TACOL}	caída de presión asumida total del agua del colector.
ΔP_{AQUEM}	caída de presión asumida del quemador.
P _{KW-hr}	precio del KW-hr.
P.C.I.	poder calorífico inferior.
P _{BUNKER}	precio del bunker.
P _{KJ}	precio del KJ
Pr	número de Prandtl.
Q, q	calor.
Q _A	calor añadido.
Q _e , Q _E	calor del evaporador.
Q _g , Q _G	calor del generador.
Q _a , Q _A	calor del absorbedor.
Q _o	calor entregado por el sistema.

Q_{AREA}	calor suministrado por los colectores.
Q_{FURN}, Q_{FURN1}	calor suministrado por el quemador.
Q_{CARGA}	demanda de calor del sistema.
Q_{PH}	calor transferido por el precalentador.
Q_{GI}	calor transferido en el generador principal.
Q_{GII}	calor transferido en el generador auxiliar.
Q_{GIINEC}	calor faltante para completar Q_{CARGA} .
Q_{HST}	calor perdido en el tanque de almacenamiento de calor.
Q_{CST}	calor ganado en el tanque de almacenamiento de agua fría.
Q_C	calor transferido en el condensador.
Q_{HX}	calor transferido en el intercambiador de calor.
$Q_{ALMACMIN}$	calor almacenado mínimo necesario para que el ciclo inicie su operación.
$Q_{ALMACMAX}$	calor almacenable máximo (tiene como límite cuando la temperatura del agua del tanque llega a 100 °C).
Q_{RESKRV}	calor almacenado para una hora de operación.
Q_{NEC}	energía instantánea necesaria para el funcionamiento del ciclo.
Q_{ENT}	energía que se puede entregar con la temperatura de salida del colector.
Q_{ED}	calor transferido en el evaporador por diseño.
$Q_{CARGACH}$	calor que debe transferir el aire al tanque de almacenamiento de agua fría.
Q_{EV}	calor transferido del agua del tanque de almacenamiento de agua fría al evaporador.
Q_E	calor máximo capaz de recibir el refrigerante desde el

- agua del tanque de almacenamiento de agua fría.
- QCH** energía neta que recibe o entrega el agua del tanque de almacenamiento de agua fría.
- QRECHF22** calor rechazado en ciclo convencional.
- QRECHCABS** calor rechazado en el ciclo de absorción.
- QRECHCABSCOND** calor rechazado por el condensador en el ciclo de absorción.
- QTECHO** calor transferido en el techo del tanque de almacenamiento.
- QPARED** calor transferido en la pared del tanque de almacenamiento.
- QPISO** calor transferido en el piso del tanque de almacenamiento.
- r_o , RREFL** reflectividad del reflector.
- RO** densidad.
- Re** número de Reynolds.
- RAGUA** resistencia térmica del agua.
- RACERO** resistencia térmica del acero.
- RAIS** resistencia térmica del aislante.
- RAIRE** resistencia térmica del aire.
- RCORCHO** resistencia térmica del corcho o aislante.
- S** entropía.
- s** constante atmosférica experimental.
- S** radiación difusa.
- S.G.** gravedad específica.
- \bar{s}** promedio mensual de horas de sol.



Σ	efectividad del intercambiador de calor.
SFLUX	flujo solar total incidente.
SMR	suma de masa de refrigerante no absorbido.
SEPS	emisividad de la superficie colector.
T,t	temperatura.
To	temperatura de sumidero.
Tr	temperatura de habitación refrigerada.
Tg,Tg	temperatura del generador.
Te,TRV	temperatura del evaporador.
Tco	temperatura del condensador.
TABS	temperatura del absorbedor.
θ	ángulo entre la normal al piso y la normal al plano del colector.
TAMB	temperatura ambiente.
TIR	Radiación térmica infrarroja.
ΔT_{COND}	diferencial de temperatura entre Tco y temperatura de entrada de agua de enfriamiento a la torre.
THST	temperatura del tanque de almacenamiento de calor.
Tho	temperatura de salida del fluido caliente.
Thi	temperatura de entrada del fluido caliente.
Tco	temperatura de salida del fluido frío.
Tci	temperatura de entrada del fluido frío.
TBH	temperatura de bulbo húmedo.
TMRD	temperatura ambiente media promedio mensual para una hora determinada del día.
TMAX	temperatura ambiente máxima promedio mensual para una hora determinada del día.

T_{MIN}	temperatura ambiente máxima promedio mensual para una hora determinada del día.
ΔT_{HX}	diferencial de temperatura a la entrada del intercambiador de calor.
ΔT_{COLO}	variación de temperatura del agua del colector a su paso por el generador.
ΔT_{COLOPH}	variación de temperatura del agua del colector a su paso por el precalentador.
ΔT_{COOL}	variación de temperatura del agua que pasa por el colector.
ΔT_{CTBH}	diferencial de temperatura entre la T_{CO} y la T_{BH} .
T_{VIAJE}	tiempo del fluido por el colector.
$T_{SALCOOL}$	temperatura de salida del colector.
T_{OPCH}	tiempo de operación del chiller.
ΔT_{AISL}	diferencial de temperatura entre las paredes del aislante.
μ	viscosidad absoluta.
U	coeficiente global de transferencia de calor.
v	velocidad del fluido.
ν	viscosidad.
\dot{V}	caudal.
V_{EPS}	emisividad del vidrio.
V_{COOL}	velocidad del fluido dentro de los tubos del colector.
$V_{CILINDRO}$	volúmen del cilindro.
w	ángulo horario.
w_s	ángulo entre amanecer y anochecer en radianes.

W1,W2	reflectividad de la ventana del colector.
W	factor de concentración de flujo.
WCTW2	energía consumida en bombeo de agua de enfriamiento para el absorbedor.
WCTW2ELEC	energía eléctrica consumida en bombeo de agua de enfriamiento para el absorbedor.
WCOL	energía consumida por la bomba del colector.
WCOLRELEC	energía eléctrica consumida por la bomba del colector.
WQUEM	energía consumida por la bomba del quemador.
WQUEMLEC	energía eléctrica consumida por la bomba del quemador.
WABSELEC	energía eléctrica consumida por la bomba del absorbedor.
WRABSELEC	energía eléctrica consumida por la bomba de recirculación del absorbedor.
WREVAPELEC	energía eléctrica consumida por la bomba de recirculación del absorbedor.
x	concentración de la solución.
X _A	concentración de la solución en el absorbedor.
X _G	concentración de la solución en el generador.
XS()	concentración de la solución en diversos puntos.
Y	relación entrada/salida de potencia.
z	ángulo zenit.
z	altura piezométrica.

INDICE GENERAL

RESUMEN	VI
INDICE DE ABREVIATURAS	VIII
INDICE GENERAL	XIX
INDICE DE FIGURAS	XXIV
INDICE DE TABLAS	XXVIII
INTRODUCCION	XXIX

CAPITULO I

FUNDAMENTOS TEORICOS DEL SISTEMA DE REFRIGERACION

POR ABSORCION	1
1.1. Definición de absorción.	1
1.2. Fundamentos del ciclo de absorción.	1
1.3. Propiedades elementales de las mezclas binarias.	4
1.4. Diagrama temperatura, presión -concentración de la solución bromuro de litio - agua.	5
1.5. Diagrama entalpía - concentración para la solución bromuro de litio-agua.	3
1.6. Ciclo invertido de Carnot.	9
1.7. Procesos y operación de equipos de un sistema de refrigeración por absorción.	12
1.7.1. Proceso de generación.	14
1.7.2. Proceso de condensación.	15

1.7.3. Proceso de estrangulamiento.	16
1.7.4. Proceso de evaporación.	16
1.7.5. Proceso de absorción.	17
1.8. Diagrama de presión-entalpía para el ciclo de absorción.	18
1.9. Técnicas de operación.	20
1.10. Control de Capacidad.	20
1.11. Aplicaciones.	22
1.12. Ciclo de absorción con intercambiador de calor recuperativo.	23
1.13. Variables que controlan el ciclo.	24
1.14. Determinación de parámetros reales para el diseño.	26
1.15. Cálculo del C.O.P. teórico.	28

CAPITULO II

FUNDAMENTOS TEORICOS PARA EL DISEÑO DEL COLECTOR SOLAR PLANO	31
2.1. Flujo solar y datos de clima.	31
2.1.1. Variación diurna de la luz solar directa.	39
2.1.2. Variación del flujo solar con la distancia zenit en la atmósfera estandar.	40
2.1.3. Variación del flujo solar con la latitud y orientación.	42
2.1.4. Datos climáticos para la ciudad de Guayaquil.	45
2.1.5. Relación entre radiación directa y difusa para la ciudad de Guayaquil.	46
2.2. Colectores Solares planos	49

2.2.1.	Configuraciones Básicas de colectores.	49
2.2.2.	Curvas de Eficiencia vs. Temperatura.	50
2.2.3.	Tipos de colectores de placa plana.	54
2.2.4.	Balance de calor en el colector solar.	57
2.2.5.	Ejemplo de cálculo.	61
2.2.6.	Espejos concentradores de radiación para colectores solares planos.	66
2.3.	Dimensionamiento de colectores solares planos.	69
2.3.1.	Disponibilidad de calor solar.	69
2.3.2.	Mecánica de fluidos para el cálculo de las dimensiones del colector solar.	72
2.3.3.	Relación entre Potencia gastada en bombeo y potencia generada por el colector.	81
2.3.4.	Magnitud de relación salida-entrada de potencia.	84
2.3.5.	Variación de la relación salida-entrada de Potencia con el flujo solar.	85

CAPITULO III

MEJORAS EN EL DISEÑO DE ENFRIADORES DE ABSORCION DE LiBr-AGUA PARA APLICACION DE ENERGIA SOLAR		87
3.1.	Consideraciones Generales	87
3.2.	Descripción general de un sistema de refrigeración solar.	89
3.3.	Precalentador.	91
3.4.	Generador auxiliar.	93
3.5.	Refrigeración y capacidad de almacenamiento de energía	103

3.5.1. Almacenamiento de energía.	103
3.5.2. Almacenamiento de energía térmica por medio de calor sensible.	105
3.5.3. Cálculo de funcionamiento del tanque de almacenamiento de calor.	106
3.6. Suministro de aire acondicionado auxiliar.	108
3.7. Suministro de calor auxiliar y tipo de generador auxiliar a utilizarse.	108
3.8. Otros controles y principios de diseño.	110
3.9. Sistema de Absorción a diseñar.	111
3.10. Eficiencia de los intercambiadores de calor.	116
3.11. Rechazo de calor a la atmósfera y torre de enfriamiento.	122

CAPITULO IV

PROGRAMA DE COMPUTACION PARA DIMENSIONAR EL SISTEMA.	125
4.1. Parámetros a considerar.	125
4.2. Calculos de las propiedades termodinámicas y flujo másico para el ciclo de absorción de acuerdo a la demanda de enfriamiento.	127
4.3. Dimensionamiento y cálculo del colector solar.	139
4.4. Dimensionamiento del Tanque de almacenamiento de calor.	163
4.5. Dimensionamiento del tanque de almacenamiento de agua fría.	166
4.6. Cálculo de datos técnicos para construcción y	

predicción del funcionamiento de intercambiadores de calor del ciclo.	168
4.7. Cálculo del suministro de calor auxiliar para funcionamiento nocturno.	179
4.8. Listado del Programa.	179
CAPITULO V	
PROGRAMA DE COMPUTACION PARA CALCULAR LA COLECCION DE CALOR SOLAR Y EL COMPORTAMIENTO DEL CICLO DURANTE EL DIA.	199
5.1. Parámetros a considerar.	199
5.2. Diagrama de bloque explicativo para el cálculo del comportamiento del sistema.	201
5.3. Cálculos para determinar el comportamiento del sistema y muestreo de resultados.	209
5.4. Listado del programa.	242
CAPITULO VI	
CONSIDERACIONES ENERGETICAS	260
5.1. Comparación de consumo de energía entre el ciclo de refrigeración operado por energía solar y el ciclo de refrigeración convencional operado por compresión de vapor de capacidad similar de enfriamiento.	260
5.3. Ahorro y consumo de energía.	276
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	284
APENDICES	288
BIBLIOGRAFIA	

INDICE DE FIGURAS

FIGURA	PAG.
1.1 Esquema explicativo del equilibrio de presión de vapor entre el agua y la solución LiBr-agua a diferente temperatura	6
1.2 Diagrama de temperatura-presión-concentración para soluciones saturadas de LiBr-agua	7
1.3 Diagrama de entalpía-concentración para soluciones de LiBr-agua	8
1.4 Ciclo invertido de Carnot en el diagrama temperatura-entropía	10
1.5 Arreglo esquemático de un ciclo teórico de absorción que trabaja con una solución LiBr-agua	12
1.6 Esquema detallado de un sistema de refrigeración por absorción, con solución LiBr-agua y sus dispositivos separados.	13
1.7 Esquema detallado de una unidad de refrigeración por absorción en un solo paquete o carcasa	14
1.8 Diagrama presión-entalpía para el agua	19
1.9 Esquema explicativo del uso del diagrama p-x-t para el control de capacidad.	22
1.10 Ciclo de absorción con intercambiador de calor recuperativo	23

2.1	Diferencias operativas entre colectores de placa plana y colectores concentrantes	32
2.2	Espectro de radiación solar	34
2.3	Angulos zenit y altitud	36
2.4	Angulos declinación, latitud y horario	37
2.5	Declinación de la Tierra vs. Número de días	38
2.6	Masa de aire	38
2.7	Variación del flujo solar con el ángulo zenit en diferentes tipos de atmósfera.	41
2.8	Diagramas seccionales de calentadores solares de líquido	50
2.9	Ejemplo de curva de eficiencia vs. temperatura para colector solar plano	51
2.10	Esquema explicativo del comportamiento energético de un colector utilizando las curvas de eficiencia vs. temperatura	52
2.11	Mejoras en el funcionamiento del colector solar mediante uso de ventana no-reflectora y superficie selectiva	53
2.12	Ejemplo de curva de eficiencia vs. temperatura para colector sin ventana	54
2.13	Ejemplo de curva de eficiencia vs. temperatura para colector de ventana única	55
2.14	Comparación de curvas eficiencia vs. temperatura para colectores sin ventana, de ventana única y de doble ventana	58
2.15	Diagrama para cálculo del coeficiente convectivo de transferencia de calor del colector en función de la	

	velocidad del viento	58
2.16	Forma para evaluar eficiencia del colector de placa plana	63
2.17	Espejos concentradores de radiación para colectores planos	66
2.18	Factor de concentración de radiación directa vs. ángulo de sol con relación a la línea de centro	67
2.19	Parámetros de longitud para cálculo de concentración de radiación directa	68
2.20	Variación de eficiencia de captación de radiación en el colector en función de la distancia recorrida del líquido a lo largo del colector	70
2.21	Esquema explicativo del factor para cálculo de la concentración de flujo solar por conducción en un colector de placa plana	71
2.22	Diagrama de Moody	74
2.23	Esquema para el diseño del colector solar	75
2.24	Relación Entrada/Salida de potencia vs. reducción de flujo solar	86
3.1	Descripción general de un sistema de refrigeración solar	90
3.2	Uso del Precalentador en sistemas de refrigeración solar	91
3.3	Curvas de capacidad y C.O.P. para un sistema de 200 Ton de refrigeración en función de la temperatura de salida del agua del colector	93
3.4	Circuito para utilizar energía convencional en el sistema	95
3.5	Generador auxiliar en una sola coraza	97
3.6	Generador auxiliar en doble coraza	98

3.7	Porcentaje de carga suministrada por cada generador y por el precalentador vs. temperatura de ingreso del agua del colector al primer generador	100
3.8	Comparación del porcentaje de capacidad nominal suministrado en la configuración de 2 corazas y una coraza con doble tamaño de condensador vs. temperatura de agua caliente del colector	102
3.9	Sistema de absorción a diseñar	112
3.10	Intercambiador de calor a contra-flujo	118
3.11	Intercambiador de calor de flujo paralelo	119
3.12	Rango y aproximación en una torre de enfriamiento	123
4.1	Esquema del ciclo del agua como refrigerante en un diagrama presión-entalpía	128
F.1	Datos experimentales de radiación total incidente sobre una superficie horizontal en un día despejado modelo, obtenidos por el piroheliómetro	F4

INDICE DE TABLAS

TABLA	PAG.
2.1 Flujo de calor perdido por convección entre dos superficies para balance térmico	60
2.2 Propiedades de diferentes fluidos útiles en el diseño de colectores	77
2.3 Factor de concentración de flujo	79
A-1 a A-12 Datos climáticos de la ciudad de Guayaquil	289

I N T R O D U C C I O N

Después de una crisis energética, y política como la que hemos vivido al principio de la presente década, por la carencia de petróleo, la humanidad busca desesperadamente nuevas fuentes de energía. El Sol, es la mayor fuente de energía que tiene nuestro planeta. Es por eso que científicos e investigadores alrededor del mundo tratan de desarrollar nuevas tecnologías para aprovechar al máximo este inagotable recurso.

Existen muchas aplicaciones de la energía solar. En países de clima cálido como el nuestro, una de las más prácticas aplicaciones del uso de éste tipo de energía es el enfriamiento, o acondicionamiento de aire. Es por eso que, las Universidades y Escuelas Politécnicas deben encaminarse al desarrollo de investigaciones en este nuevo campo. - *El uso de la energía solar para producir confort en la residencia o en el lugar de trabajo* - de tal forma que se disminuya el consumo interno de petróleo, se incremente el ingreso de divisas por las exportaciones petroleras, y se tenga confort en el nuevo habitat de la sociedad moderna latinoamericana sin destruir el medio ambiente al usar combustibles convencionales, como ya se ha hecho en los países llamados *desarrollados*.



El presente trabajo de investigación, pretende sentar las bases para el desarrollo de esta nueva tecnología, mediante el uso de los modernos sistemas computarizados que se poseen en la actualidad. De tal forma que sea posible comprobar el correcto funcionamiento de los sistemas de refrigeración solar, aún antes de ser construidos, y de ésta forma ahorrar dinero en investigaciones que el país no se puede dar el lujo de gastar. Aquí, se recopila información de investigaciones realizadas en el exterior, se la analiza, y se seleccionan las implementaciones más convenientes, se hace un esquema concreto del sistema completo que se puede diseñar, y se desarrolla un software, de acuerdo a este esquema para diseñar y predecir el comportamiento del sistema diseñado. Todo esto se verá a continuación.

CAPITULO I

FUNDAMENTOS TEORICOS DEL SISTEMA DE REFRIGERACION POR ABSORCION

1.1. DEFINICION DE ABSORCION

Absorción es la capacidad que tiene una sustancia de captar y mantener dentro de sí a otra sustancia relativamente a bajas presiones y temperaturas. En la refrigeración por absorción, se aprovecha la propiedad de una sustancia líquida de absorber dentro de sí a un gas, éste gas puede ser liberado al entregar a la solución (mezcla binaria) energía térmica, aumentando su temperatura y presión, la sustancia líquida absorbente más el gas (refrigerante) da origen a una mezcla binaria.

1.2. FUNDAMENTOS DEL CICLO DE ABSORCION.

Los ciclos para convertir calor en refrigeración, están clasificados en intermitentes y continuos. En los *ciclos intermitentes*, el calor y el frío son aplicados alternativamente a la solución que contiene el medio refrigerante, produciendo cambio en la solubilidad del soluto con la temperatura, para que se pueda generar el gas a suficiente presión como para licuarse. Para esto se usa agua

de enfriamiento y un intercambiador de calor. No necesita bombas para su funcionamiento y es por lo tanto útil para lugares donde no hay energía eléctrica. En cambio en un *ciclo continuo* se usan bombas para presurizar la solución que contiene el gas absorbido, de tal forma que cuando se aplique calor a la solución, el gas sale a la suficiente presión, como para ser licuado en un condensador.

Un sinnúmero de gases de trabajo se pueden usar en un sistema de refrigeración por absorción de gas, pero el más usado en aplicaciones solares es el que usa *agua* como refrigerante y *Bromuro de Litio* como soluto. El Bromuro de litio sólido es higroscópico, formando una salmuera en la cual el contenido de agua puede variar con la temperatura.

Antes de discutir el ciclo de refrigeración por absorción hay que definir los siguientes términos:

Absorbente: sustancia capaz de tomar dentro de sí y de retener la humedad de la atmósfera.

Absorbedor: recipiente que contiene líquido para absorber vapor refrigerante.

Concentrador o generador: recipiente que contiene una solución de absorbente y refrigerante al cual se le suministra calor para evaporar el refrigerante.

Solución concentrada: solución con alta concentración de

absorbente y solo una pequeña cantidad de refrigerante.

Solución Diluída: solución absorbente diluída en una gran cantidad de refrigerante.

Condensador: recipiente en el cual el refrigerante vaporizado es licuado por remoción de calor.

Evaporador: recipiente en el cual el refrigerante es evaporado para producir el efecto refrigerante.

Intercambiador de calor: dispositivo utilizado para transferir calor entre 2 fluidos separados físicamente.

Calor de condensación: calor rechazado cuando el vapor se condensa hasta convertirse en líquido.

Calor de dilución: calor rechazado cuando se mezclan 2 líquidos, llamado también calor de absorción, ya que un líquido puede absorber a otro en el proceso de mezcla.

Calor sensible: calor usado para elevar o bajar la temperatura de la sustancia.

Básicamente, no hay diferencia entre el ciclo de absorción y el de compresión de vapor, ambas máquinas aceptan calor para evaporar un refrigerante a bajas presiones en el evaporador, creando el efecto de enfriamiento, y también condensan vapor refrigerante a alta presión y temperatura en el condensador. En ambos casos la capacidad de la máquina depende de la presión existente en el evaporador ya que ésta determina la temperatura de evaporación. En sistemas de compresión mecánica el vapor formado cuando el refrigerante líquido absorbe calor para proveer el efecto refrigerante es llevado a una zona de baja

presión debido al movimiento mecánico de los pistones. En la máquina de absorción, también se lleva el vapor a una zona de baja presión, pero esta zona se crea controlando la temperatura y concentración de la solución Bromuro de litio-agua.

En un sistema de compresión el vapor se comprime y mueve mecánicamente desde el lado de baja presión al de alta presión del sistema. En el sistema de absorción el vapor primero es condensado y mezclado con la solución de BrLi-agua, para luego ser bombeado a la zona de alta presión y aquí se aplica calor. El calor hace hervir la solución apartando el vapor refrigerante a una presión elevada. Es por lo tanto evidente que exactamente la misma función de tomar vapor refrigerante a baja presión del evaporador y enviarlo a alta presión en el condensador es llevada a cabo en los 2 ciclos de compresión y absorción, la única diferencia está en la forma de transporte del vapor de la zona de baja a la de alta presión.

1.3. PROPIEDADES ELEMENTALES DE LAS MEZCLAS BINARIAS.

Las mezclas se forman mediante dos o más sustancias puras pudiendo ser homogéneas o heterogéneas. La *Mezcla homogénea* es uniforme en su composición sin importar cuán pequeñas sean las partículas las diferentes propiedades, como densidad, presión y temperatura, son uniformes en toda mezcla, no pueden ser separados sus constituyentes por medios mecánicos puros, como

decantación o centrifugación. La *Mezcla heterogénea* no uniforme en su composición, puede ser separada por medios mecánicos ordinarios.

El estado termodinámico de una mezcla no puede determinarse sólo por presión y temperatura como puede hacerse con una sustancia pura. Para el tratamiento general de las mezclas binarias consideraremos la composición cuantitativa en función de la concentración x que es la masa de un constituyente arbitrario dividida por la masa de la mezcla. Conociendo la presión, temperatura y concentración, podemos establecer el estado termodinámico de la mezcla.

La miscibilidad de la mezcla es afectada por la temperatura. Dos fenómenos importantes que ocurren al mezclar 2 líquidos son el cambio de volumen y temperatura de los constituyentes durante la mezcla.

Las propiedades de la solución están expresadas en los diagramas temperatura - presión - concentración y en los diagramas entalpía - concentración.

1.4. Diagrama temperatura, presión - concentración para la solución bromuro de litio - agua.

El bromuro de Litio es una sal sólida en forma de cristales. En presencia del vapor de agua, puede absorber el vapor y

convertirse en una solución líquida. La temperatura y concentración de la solución altera la presión de vapor de agua. Para explicar esto se pondrá el siguiente ejemplo.

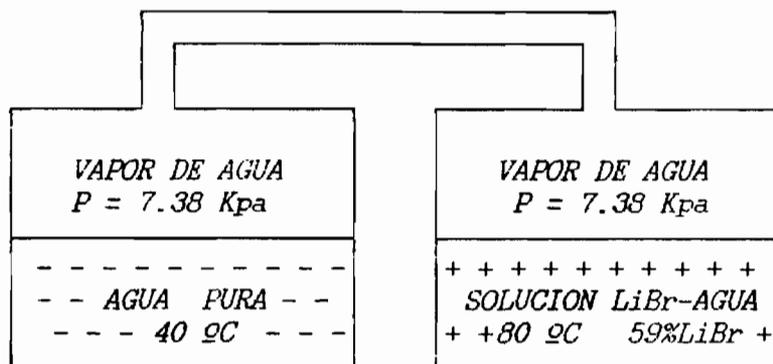


FIG. 1.1

Si se conectaran 2 recipientes como en la FIG. 1.1 una solución LiBr-agua y otra con agua pura, cada liquido ejercerá una presión de vapor de agua. En equilibrio la presión de vapor de agua ejercida por ambos líquidos sería igual. Un ejemplo de una condición de equilibrio se puede ver en la FIG. 1.1. Si la temperatura del agua pura es 40 °C, la presión de vapor es de 7.38 KPa. La misma presión de vapor será desarrollada por la solución LiBr-agua a una temperatura de 80 °C y una concentración del $x = 59\%$ de LiBr en base a la masa. Algunas otra combinaciones de temperatura y concentración para la solución también proveerán 7.38 KPa.

La FIG. 1.2. muestra un diagrama de temperatura, presión - concentración para la solución LiBr-agua. Este diagrama es

útil para el cálculo del flujo másico en el ciclo de absorción como se verá más adelante.

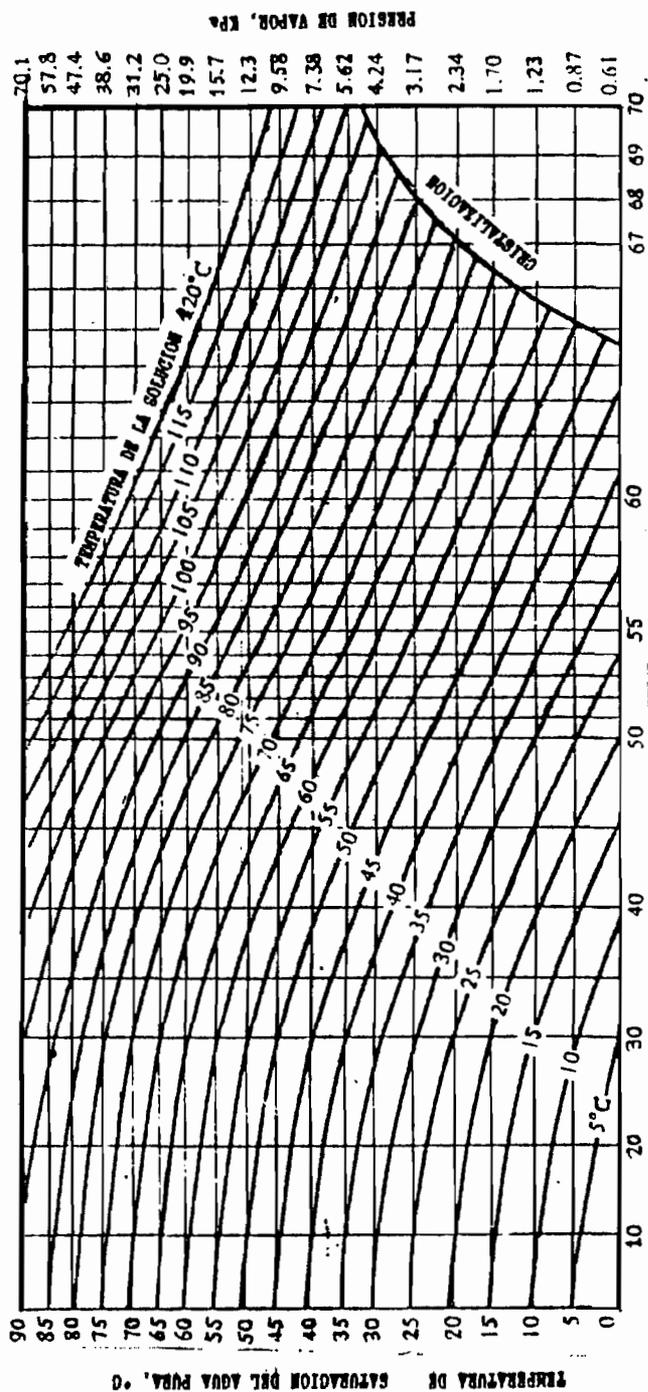


DIAGRAMA DE TEMPERATURA - PRESION - CONCENTRACION PARA SOLUCIONES SATURADAS DE LiBr-AGUA

FIG 1.2.

1.5. Diagrama entalpía - concentración para la solución LiBr-agua.

Los datos de entalpía de la sustancia de trabajo deben estar disponibles para el análisis del funcionamiento térmico del ciclo. El agua en forma líquida o de vapor fluyen hacia dentro y afuera del condensador y evaporador, por lo tanto la entalpía en estos puntos se pueden determinar en la tabla de vapor.

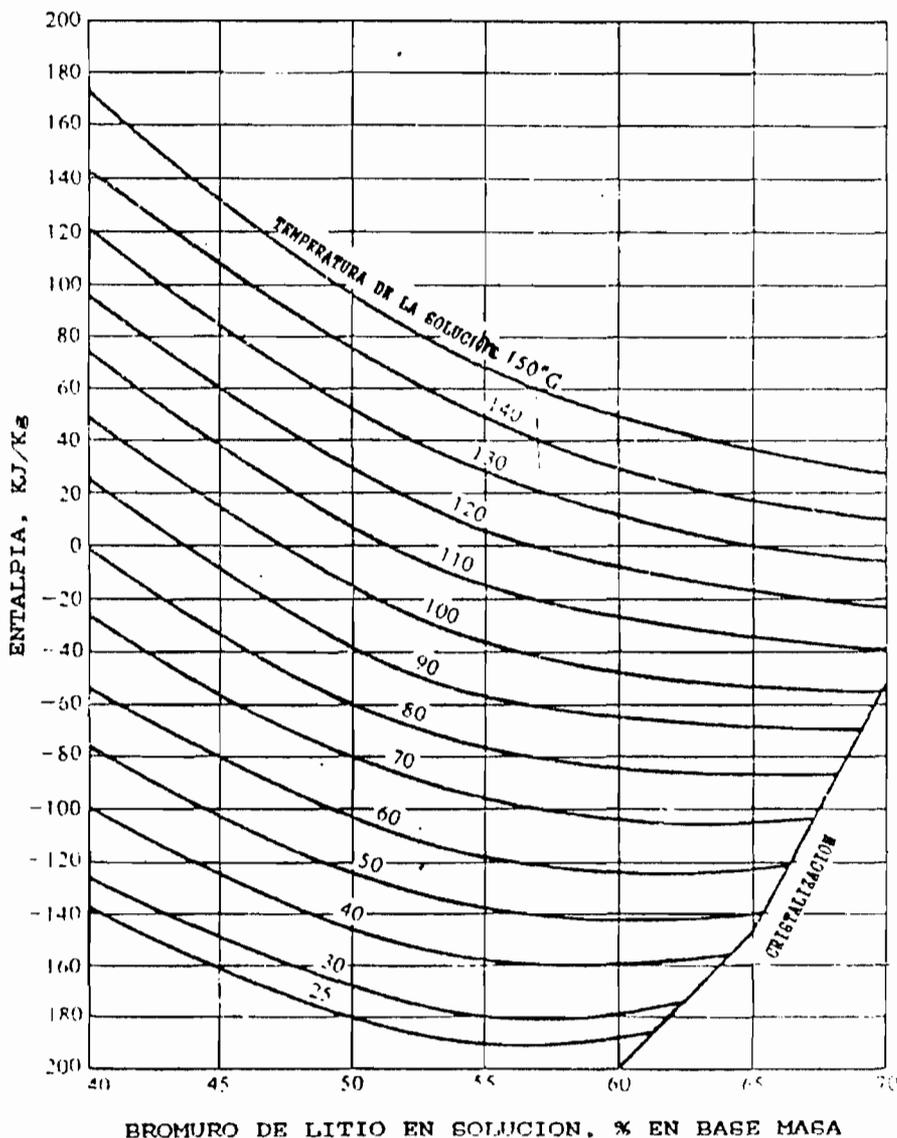


FIG. 1.3.

En el generador y absorbedor, la entalpía de la solución es una función de la temperatura y la concentración.

La FIG. 1.3. presenta el diagrama de entalpía -concentración para la solución LiBr-agua, y es aplicable a soluciones saturadas o subenfriadas basándose en 0 entalpía del agua a 0 °C en estado líquido y en 0 entalpía del LiBr a 25°C. Cero entalpía para el agua en la solución es la misma que tendría en las tablas de vapor convencionales y se pueden usar ambas conjuntamente.

1.6. Ciclo invertido de Carnot.

El *ciclo invertido de Carnot* es un ciclo reversible de refrigeración, que aunque es ideal es un concepto termodinámico muy útil que tiene 2 características muy importantes:

- a) Ningún ciclo de refrigeración tiene más alto coeficiente de performance (C.O.P.) que el de Carnot, operando entre las mismas temperatura de fuente y sumidero.
- b) Todos los ciclos de refrigeración reversibles que operan entre las mismas temperaturas de fuente y sumidero tienen los mismos C.O.P.

El *ciclo invertido de Carnot* consiste en 2 procesos *isotérmicos* y 2 *isentrópicos*, como se observa en la FIG. 1.4. En un ciclo utilizado para refrigeración .

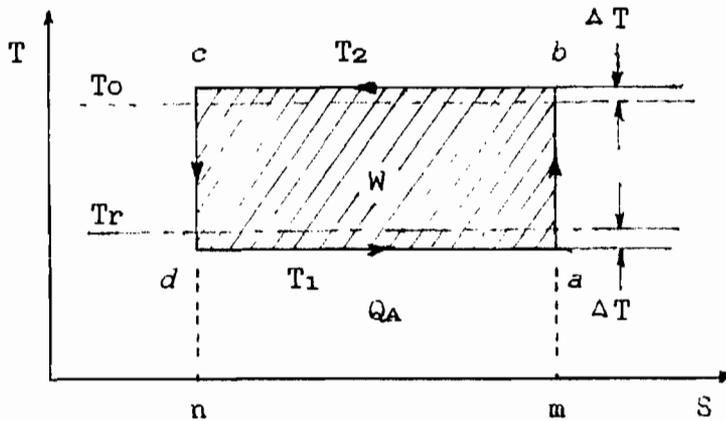


FIG. 1.4



el refrigerante es comprimido isentrópicamente ab desde una temperatura de enfriamiento T_1 a una temperatura T_2 un poco menor que la temperatura de un sumidero natural T_o . El refrigerante luego descarga calor a la temperatura constante T_2 a lo largo de bc . En el estado c existe una expansión isentrópica cd bajando la temperatura a T_1 que es menor que la temperatura de la habitación refrigerada T_r , el refrigerante recibe el calor a lo largo de la ruta da desde donde se repite el ciclo.

El trabajo realizado en el ciclo es

$$W = (T_2 - T_1) \Delta S \tag{1.1}$$

donde $\Delta S = S_a - S_d = S_b - S_c$ (1.2)

Debido a que lo que se espera del ciclo del refrigeración es el efecto refrigerante, el calor añadido al sistema desde el cuarto frío es el área dentro de el perímetro $ndam$.



$$Q_A = T_1 (S_a - S_d) = T \Delta S \quad (1.3)$$

El coeficiente de perfomancia C.O.P. está dado por

$$C.O.P. = \frac{\text{Refrigeración}}{\text{Trabajo Realizado}} = \frac{Q_A}{W} \quad (1.4)$$

En forma general, para un ciclo de Carnot

$$C.O.P. = \frac{Q_A}{W} = \frac{T_1}{(T_2 - T_1)} \quad (1.5)$$

Este valor de C.O.P. es el valor más alto posible para todos los ciclos operados entre las temperaturas T_1 y T_2 . Ciclos irreversibles ideales tendrán menor valor de C.O.P.

Conclusiones del ciclo de Carnot:

- El trabajo W se reducirá si la temperatura T_2 es bajada al mínimo posible, pero esta temperatura está limitada por T_0 que es la temperatura disponible en un sumidero natural como la atmósfera o un lago. En la práctica T_2 está entre 5 a 20 °F más elevada que T_0 .

- El trabajo se reduce si T_1 se incrementa, es por lo tanto económico mantener esta temperatura a el valor más alto posible. Pero se encuentra limitada por la temperatura de la habitación a enfriar.

- Para límites particulares de temperatura los intercambios de

calor deben hacerse a temperatura constante para obtener el más eficiente uso del trabajo W . Si el refrigerante es vapor saturado, éste estará a temperatura constante durante la mayor parte del proceso de transferencia de calor.

1.7. Procesos y operación de equipos de un sistema de refrigeración por absorción.

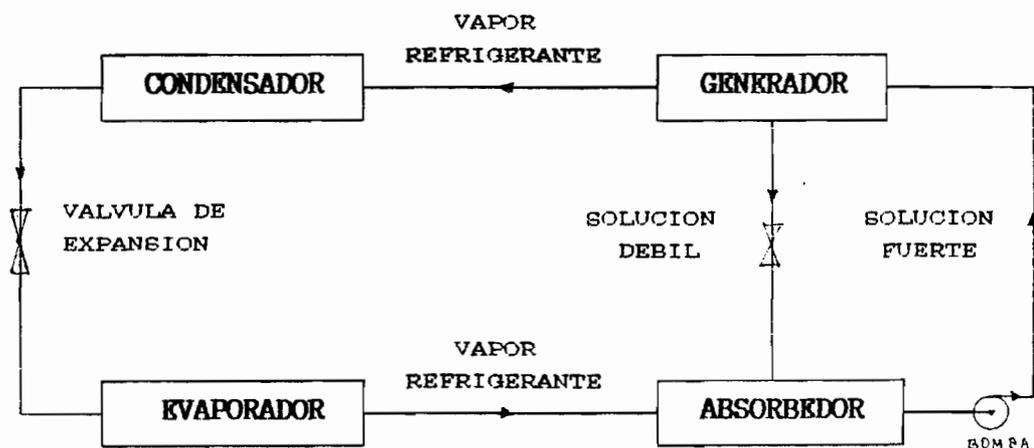


FIG. 1.5

La FIG. 1.5 muestra un arreglo esquemático de un sistema teórico de un ciclo de absorción trabajando con una solución de BrLi-agua. El absorbente no se vaporiza en el generador y solamente el refrigerante fluye a través del condensador y el evaporador. El vapor que abandona el evaporador es absorbido por la solución débil en el absorbedor, donde la mezcla rechaza calor. La solución enriquecida con el refrigerante es bombeada a alta presión al generador, aquí el vapor refrigerante

abandona la solución por el calor ganado mientras la solución débil retorna al absorbedor haciéndolo pasar por un intercambiador de calor.

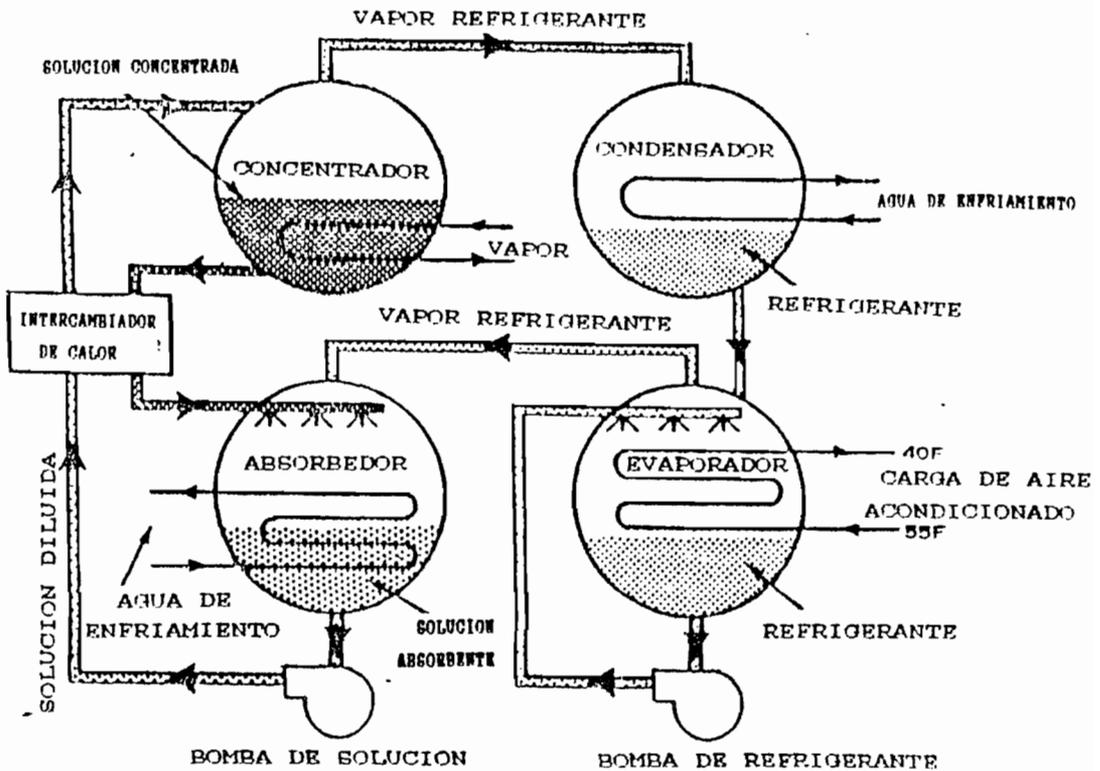


FIG. 1.6.

Esquemas más ilustrativos son los de la FIG. 1.6 donde se muestran las relaciones entre los principales componentes del ciclo de absorción y la FIG. 1.7 que muestra el flujo en una unidad de absorción de un solo paquete o carcasa.

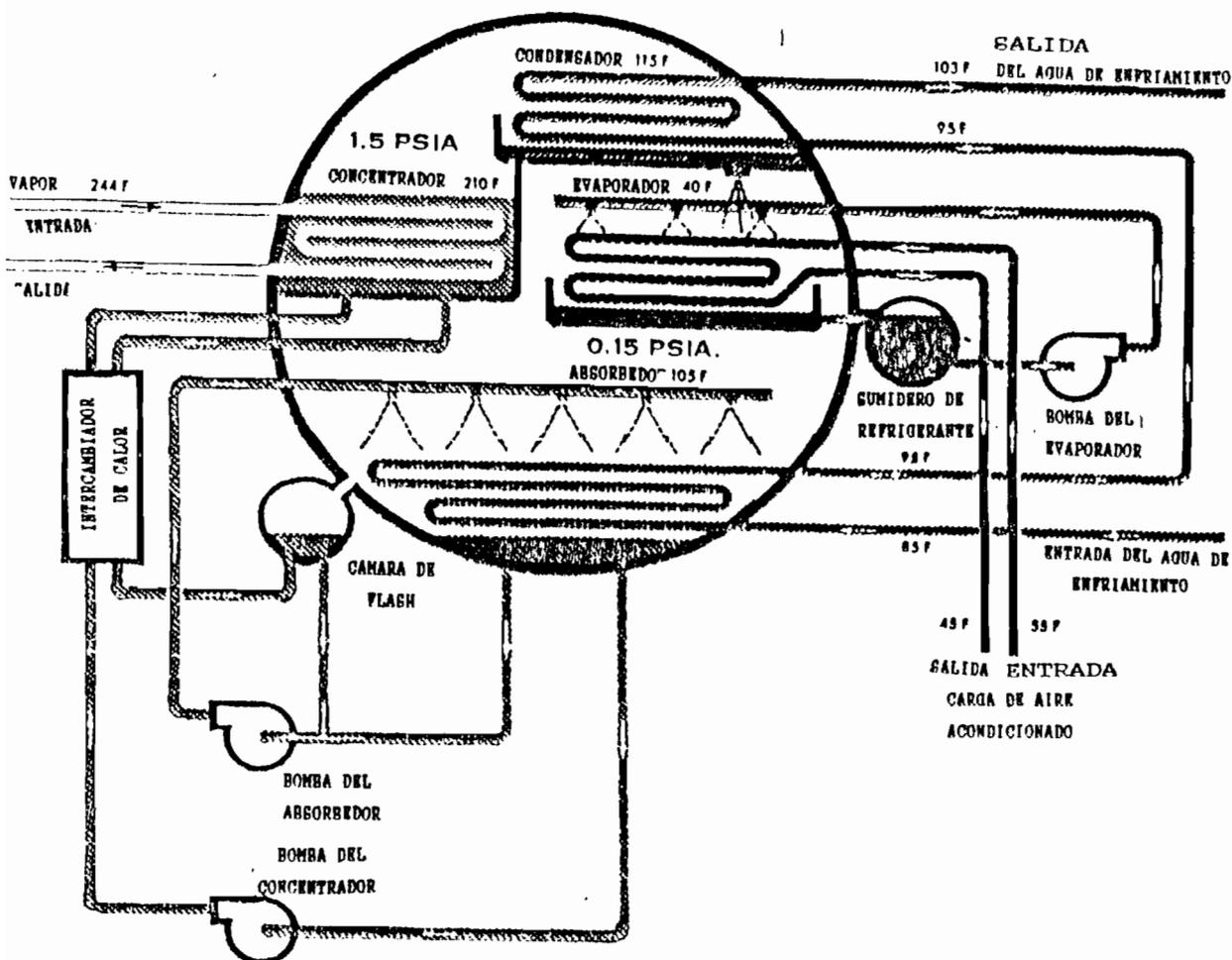


FIG. 1.7

1.7.1. Proceso de generación

Llamado también de concentración, funciona cuando la bomba del concentrador toma la solución fuerte del absorbedor y la envía a través de un intercambiador de

calor y una cámara para reservorio instantáneo (*flash chamber*) hacia el generador. Aquí el serpentín de vapor o agua caliente suministra el calor necesario para evaporar el refrigerante de la solución, dejando el absorbente concentrado en el fondo del concentrador. La solución es llamada "*Concentrada*" de ahí el nombre de *concentrador*, se llama también *generador* porque "*genera*" vapor refrigerante para el ciclo de refrigeración.

El generador nunca llega a una temperatura suficientemente alta como para evaporar el absorbente.

1.7.2. Proceso de Condensación

El vapor refrigerante de la solución en el concentrador fluye hacia el condensador. Aquí entra en contacto con un serpentín de agua de enfriamiento. La tubería del serpentín debe contener un by-pass para propósitos de control. Esto permitirá ajustar el flujo de agua a través del condensador para obtener la temperatura óptima del condensador y lograr la más alta eficiencia de operación. El vapor refrigerante se condensa y gotea al fondo del condensador de donde fluirá al evaporador a través de un orificio.

1.7.3. Proceso de estrangulamiento

Ocurre en el orificio regulable que se conoce también como válvula de estrangulamiento, produciéndose una expansión a entalpía constante, bajando la temperatura del refrigerante. Aquí ocurre el "enfriamiento".

1.7.4. Proceso de evaporación

El agua regresa del reservorio de frío o del sistema de aire acondicionado a 55 °F y es enfriado a 45 °F en el evaporador, luego es bombeada a su origen donde vuelve a ganar calor en el espacio a enfriar. La bomba de agua de enfriamiento es externa a la máquina refrigerante como se ve en la FIG. 1.6 y FIG. 1.7.

El líquido refrigerante fluye hacia un reservorio montado a un lado de la coraza. La bomba del evaporador toma el refrigerante del reservorio y lo envía en forma de spray al evaporador. El spray provee un mayor coeficiente de transferencia de calor entre el agua en el interior de los tubos y el refrigerante afuera de ellos, que si los tubos estuvieran simplemente sumergidos dentro del refrigerante. De esta forma se mejora la remoción de calor desde el agua de enfriamiento evaporando el refrigerante.

1.7.5. Proceso de absorción

El vapor refrigerante producido en el evaporador fluye hacia el absorbedor debido a la presión menor existente en la zona que es de baja presión, ésta baja presión es causada debido a que la solución de absorbente concentrada (el Bromuro de Litio) ejerce una fuerza de atracción sobre las moléculas del refrigerante (vapor de agua). Las moléculas del refrigerante se condensan al ponerse en contacto con las moléculas de la solución absorbente.

La solución absorbente es lanzada como *spray* en el absorbedor, para exponer una mayor área de la solución a las moléculas de vapor refrigerante, aumentando la velocidad de condensación.

En el absorbedor 3 cantidades de calor son *rechazadas*, el **calor de condensación** del vapor hacia la solución con el absorbente, el **calor de dilución**, ya que el vapor se diluye dentro del absorbente, y el **calor sensible**. Para remover este calor y mantener constante la temperatura del absorbedor, la solución absorbente cae sobre un serpentín de enfriamiento en forma de *spray* en el interior del absorbedor. Si estas 3 cantidades de calor no son removidas, la temperatura y presión del absorbedor se elevaría y el flujo del

evaporador se detendría. Después de todo esto la solución del refrigerante y absorbente caen hasta el fondo de la coraza del absorbedor.

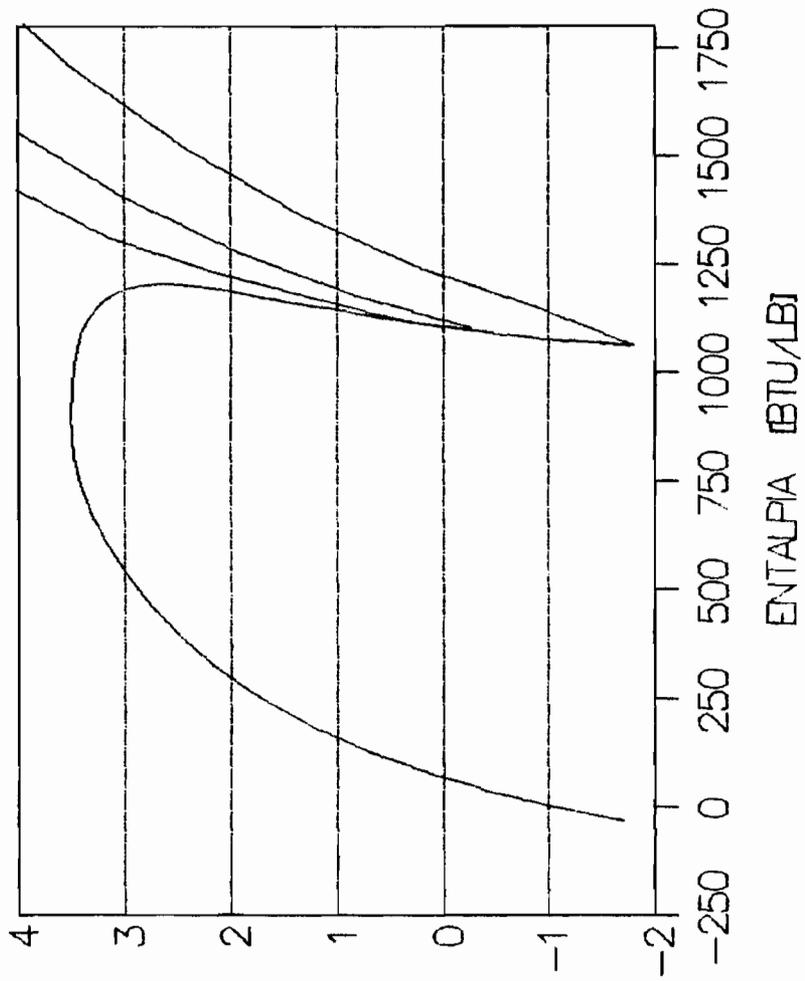
Los gases no condensables que pueden estar presentes en el sistema de refrigeración deben ser removidos para permitir una operación continua en caso contrario la presión en el absorbedor aumentará hasta el punto de que el flujo de vapor refrigerante desde el evaporador se detenga.

Posteriormente la bomba del generador tomará la solución del absorbente al generador completando el ciclo.

1.8. Diagrama de presión-entalpía para el ciclo de absorción.

En nuestro caso el *refrigerante es agua pura*, por lo tanto es necesario el *diagrama P-h* para el agua a baja presión, para entender el ciclo de absorción. Debido a que este diagrama no se encuentra en libros de Termodinámica ni en manuales de fundamentos de refrigeración, se ha tenido que *elaborarlo* a partir de datos tomados de la *tabla de vapor* y de la *subrutina STEAM SUB elaborada por John Wiley & Sons Software Corporation* sobre una hoja electrónica (*QUATTRO*). Enfatizando que aquí interesa la zona de baja presión del diagrama (Ver *FIG. 1.8*).

DIAGRAMA PRESION-ENTALPIA PARA EL AGUA



LOG [PRESION]

FIG. 1.8

1.9. Técnicas de operación.

Dentro de la máquina de absorción se rechaza calor en 2 lugares: en el absorbedor y en el condensador. Como se requiere agua de una torre de enfriamiento, el agua es un gasto de operación que debe tomarse en cuenta. Algunos diseños proveen válvulas y sistemas de control para reducir los requerimientos de agua de enfriamiento en condiciones de carga parcial. Por ejemplo cuando la máquina opere al 90% de capacidad los requerimientos de agua son del 68% del flujo necesario a plena carga. Cuando el número de horas que opera la máquina a carga parcial es considerable, este control reducirá grandemente los costos de operación.

1.10. Control de capacidad.

Control de capacidad significa reducción de capacidad, y existen 3 métodos para hacerlo:

1) Reducción del flujo enviado por la bomba del generador:

Este método *disminuye el flujo másico de la solución* haciendo lo mismo con el refrigerante y la capacidad de refrigeración. Pero este método es eficiente solo si se reduce en la misma proporción el ingreso de calor al generador, pues si no se lo hace la temperatura del generador aumenta, al evaporar más agua e incrementando la concentración de LiBr en la solución

corriendo el riesgo de llegar a la *cristalización*.

2) *Reduciendo la temperatura del generador*: Este es un método eficiente y sencillo, consiste en un elemento de control que sensa la temperatura del agua del Chiller saliendo del evaporador. Si ésta se encuentra por debajo de una temperatura pre-establecida *se cerrará el flujo de vapor o agua caliente* que ingresa al concentrador, disminuyendo el calor añadido, la temperatura del concentrador y la cantidad del refrigerante enviado al condensador disminuyendo así la capacidad del sistema. Además la solución que fluye del concentrador al absorbedor contendrá menos *absorbente (LiBr)* y su capacidad absorber refrigerante será menor, todo esto lleva a reducir el enfriamiento del evaporador en el sistema.

3) *Aumentando la temperatura del condensador*: Esto se logra aumentando la temperatura del agua de enfriamiento, haciendo un *by-pass* a una fracción del agua para que no llegue a la torre de enfriamiento. El efecto producido sobre el ciclo es el mismo que el de disminuir la temperatura del generador. Esto puede apreciarse en un esquema del *diagrama p-x-t* de la **FIG. 1.9**. Si el punto **A** es la condición original de la solución en el concentrador y existe un aumento en la temperatura y presión de condensación la nueva condición de la solución se moverá a lo largo de la línea de temperatura constante del generador hasta el punto **B**. Por lo tanto la concentración del **LiBr** disminuirá para la misma cantidad de flujo de solución entre el

disminuirá para la misma cantidad de flujo de solución entre el absorbedor y el condensador, y también, la razón de flujo refrigerante circulante por el condensador y evaporador disminuirá, junto con la capacidad de enfriamiento.

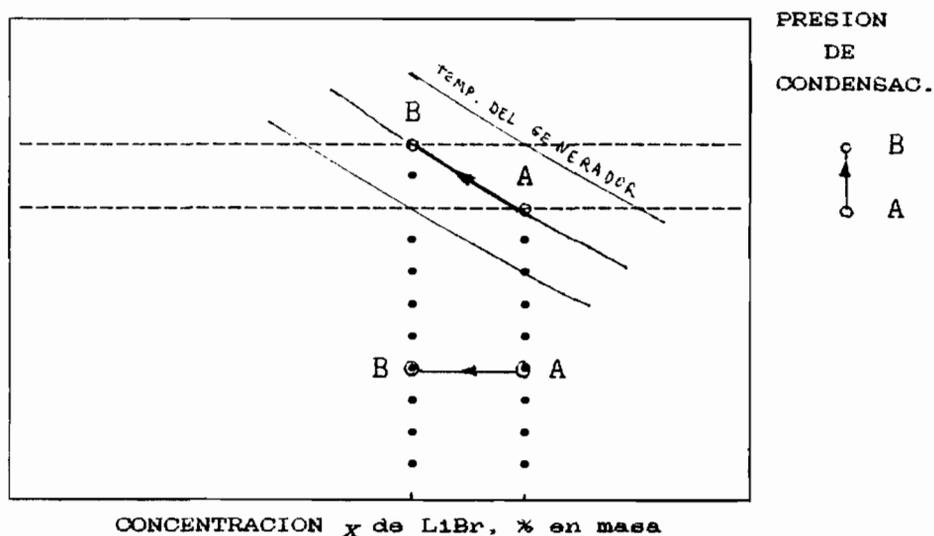


FIG. 1.9

1.11. Aplicaciones.

Debido a que no hay partes reciprocantes en la máquina de absorción, las únicas partes móviles son las bombas de líquido y la de vacío, esta máquina se encuentra libre de vibraciones, y es de peso ligero, esto combinado con su operación silenciosa lo hace ideal para hospitales, hoteles, escuelas y oficinas.

En plantas de generación termoeléctrica e industriales donde hay disponibilidad de vapor que ya no es útil en el proceso, se

pueden utilizar equipos de absorción para refrigeración de oficinas aumentando la eficiencia global de las plantas.

1.12. Ciclo de absorción con intercambiador de calor recuperativo.

El intercambiador de calor no es más que un interenfriador que transfiere calor entre la solución caliente que abandona el generador y la solución de menor temperatura que sale del absorbedor disminuyendo así los requerimientos de energía de todo el ciclo, y aumentando su eficiencia, también disminuye el calor que tiene que ser removido por el agua de enfriamiento en el absorbedor. En la FIG. 1.10 se incluye un intercambiador de calor al ciclo antes explicado.

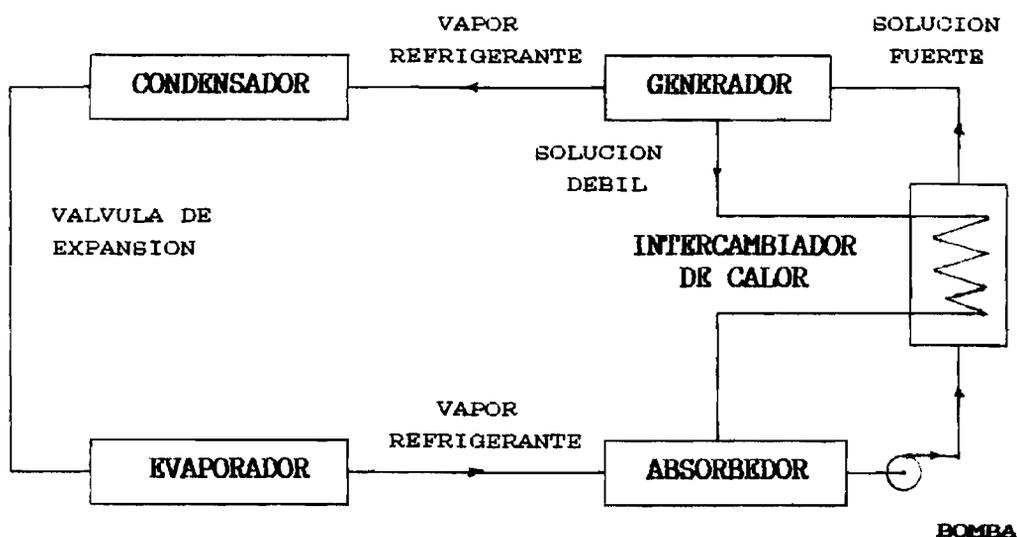


FIG 1.10

1.13. Variables que controlan el ciclo.

Debido a que se diseñará un sistema que rechazará calor por medio de una torre de enfriamiento, la variable que más influenciará sobre el comportamiento del ciclo es la *temperatura de bulbo húmedo*, que a su vez depende de la *temperatura ambiente o de bulbo seco y de la humedad relativa*.

Del valor que tenga la *temperatura de bulbo húmedo* dependerá la temperatura del *agua de enfriamiento* y la temperatura del *condensador y del absorbedor*. La temperatura del condensador *fijará* la *presión de vapor* que corresponde al vapor de agua saturado a esa temperatura, ésta presión será también la *presión de trabajo del condensador y generador*, de esta variable *dependerá* también la concentración de la solución en el generador. Es importante señalar que de acuerdo al *diagrama p-t-x* de la solución LiBr agua mientras menor sea la presión y temperatura del condensador, se puede generar vapor refrigerante con más facilidad con *temperaturas menores* en la solución, lo que nos disminuye nuestro requerimiento de energía solar y de energía mecánica de bombeo que se debe entregar al sistema para su funcionamiento. Esto concuerda con ciclo de Carnot, que nos muestra que mientras menor sea la temperatura del sumidero disminuimos el trabajo que se debe entregar al sistema para sacar de él la misma cantidad de refrigeración.

Para el caso del absorbedor, su temperatura depende de la temperatura del agua de enfriamiento, si ésta disminuye, aumenta la capacidad de absorción de la solución y el flujo de refrigerante en el sistema para una misma temperatura del evaporador también de acuerdo al *diagrama p-t-x*.

La *segunda variable* en importancia es la *temperatura* que se alcance a la *salida del colector solar*, ya que al ser mayor, se generará más vapor en el concentrador y aumentará el flujo de refrigerante, esta temperatura debe controlarse, pues si baja de cierto valor para determinadas temperaturas del agua de enfriamiento, no se generará vapor refrigerante para el ciclo, y éste no funcionará. Es por eso que debe diseñarse el sistema con un quemador auxiliar para estos casos.

La *tercera variable* es la *temperatura del refrigerante en el evaporador*, pues esta controla la presión del evaporador y absorbedor debido a la existencia simultánea de líquido y vapor, esta presión corresponde a la de vapor de agua saturado a esta temperatura. Si bajamos demasiado este parámetro, tendremos, según el *diagrama p-x-t*, menor cantidad de vapor absorbiéndose en el absorbedor disminuyendo así la capacidad de enfriamiento debido a la reducción de flujo refrigerante. Además de acuerdo al ciclo de Carnot debemos aumentar en este caso la energía entregada al sistema. En cambio si subimos demasiado esa temperatura, no podremos producir confort en el espacio a refrigerar. Las condiciones de confort son 75 °F

(23.7 °C) y 50% de humedad relativa. Para enfriar aire húmedo y además retirar humedad de este aire a estas condiciones se necesita una temperatura menor a 10 °C en el serpentín de enfriamiento de acuerdo a la carta psicométrica.

1.14. Determinación de parámetros reales para el diseño.

De lo expuesto en el párrafo anterior se necesita fijar la temperatura del evaporador por debajo de los 10 °C. Las temperaturas de diseño recomendadas en los manuales de refrigeración para el agua del chiller a la salida del evaporador es de 6.7 °C lo que nos hace fijar en 5 °C la máxima temperatura del evaporador para todas las condiciones de operación.

Para determinar los otros parámetros, tendremos en cuenta 2 condiciones de operación:

1) **Condiciones extremas de operación:** En esta tendremos excesiva temperatura en el medio ambiente, para Guayaquil es muy probable tener 35 °C de temperatura ambiente y 60% de humedad relativa, la temperatura de bulbo húmedo que corresponde a estas condiciones es de 28 °C, el agua de enfriamiento a la salida de la torre será mínimo de 30 °C, por lo que se puede determinar la temperatura para el refrigerante en el condensador y la solución en el absorbedor en 35 °C.

Del *diagrama p-t-x* obtenemos que la concentración del absorbedor para 5 °C de temperatura en el evaporador es de 57%. En la mayor parte de los casos las condiciones ambientales descritas están acompañadas por la mayor ganancia de energía solar posible, esto nos da la ventaja de asumir que tendremos la temperatura más alta alcanzable por los colectores solares en ese instante, esto es entre 85 y 95 °C, a esta temperatura de ingreso de agua al generador podemos asumir que tendremos 75 °C en la solución, lo que nos da en el diagrama *p-t-x* una concentración de 59.5 % de LiBr-agua.

2) Condiciones normales de operación: Para condiciones normales en Guayaquil, se tienen 26.7°C de temperatura ambiente a 60% de humedad relativa, esto nos da una temperatura de bulbo húmedo de 21 °C El agua saldrá de la torre de enfriamiento casi a 23 °C; esto fija la temperatura del condensador y del absorbedor en 28 °C aproximadamente. De la misma forma del *diagrama p-t-x*, obtenemos que para 5 °C en el evaporador la concentración en el absorbedor será de 52,5%. La temperatura que se espera alcanzar en el colector en estas condiciones son menores que en condiciones extremas, debido al incremento de las pérdidas de calor a una temperatura ambiental más baja. Esta temperatura es de 70 a 75 °C, lo que significa que tendremos una temperatura aproximada de 60 °C en el generador y una concentración aproximada de 56 al 58%.

1.15. Cálculo del C.O.P. teórico.

De la primera ley de la Termodinámica haciendo el balance de energía del sistema tendremos.

$$Q_e + Q_g + W_p = Q_a + Q_c \quad (1.6)$$

donde : Q_e = Calor ganado en el evaporador

Q_g = Calor ganado en el generador

W_p = energía de bombeo

Q_a = Calor cedido en el absorbedor

Q_c = Calor cedido en el condensador

Siendo la energía entregada por el sistema

$$Q_o = Q_a + Q_c \quad (1.7)$$

Si se asume que el sistema rechaza calor a la temperatura de sumidero T_o , y recibe calor en el generador y evaporador a T_g y T_e respectivamente, siendo las temperaturas constantes y absolutas, de la segunda ley de la termodinámica que dice que el cambio neto de entropía del sistema hacia los alrededores debe ser mayor o igual a 0. debido a que el fluido de trabajo completa un ciclo, el cambio de entalpía total es 0.

Por lo tanto:

$$\Delta S \text{ total} = S_g + S_e + S_o \geq 0 \quad (1.8)$$

Debido a que los componentes del sistema son internamente reversibles, su cambio de entropía puede calcularse como:

$$S_g = - Q_g/T_g; \quad S_e = - Q_e/T_e; \quad S_o = - Q_o/T_o$$

$$\text{y } \Delta S \text{ total} = - Q_g/T_g - Q_e/T_e - Q_o/T_o \geq 0 \quad (1.9)$$

pero

$$Q_o = Q_a + Q_c = Q_e + Q_g + W_p \quad (1.10)$$

entonces

$$- Q_g/T_g - Q_e/T_e + Q_e/T_o + Q_g/T_o + W_p/T_o \geq 0 \quad (1.11)$$

multiplicando esto por T_o

$$- Q_g T_o/T_g - Q_e T_o/T_e + Q_e + Q_g + W_p \geq 0 \quad (1.12)$$

agrupando términos

$$Q_g - Q_g T_o/T_g \geq Q_e T_o/T_e - Q_e - W_p$$

$$(Q_g T_g - Q_g T_o) / T_g \geq [(Q_e T_o - Q_e T_e) / T_e] - W_p$$

$$Q_g (T_g - T_o) / T_g \geq Q_e (T_o - T_e) / T_e - W_p \quad (1.13)$$

Despreciando el trabajo de bomba y conociendo que el C.O.P. es para refrigeración

$$\text{C.O.P.} = \frac{\text{Enfriamiento}}{\text{Energía entregada}} \quad (1.14)$$

$$\text{C.O.P.} = \frac{Q_e}{Q_g} \leq \frac{T_e (T_g - T_o)}{T_g (T_o - T_e)} \quad (1.15)$$

Si todos los procesos fueran reversibles

$$\text{C.O.P.} = \frac{T_e (T_g - T_o)}{T_g (T_o - T_e)} \quad (1.16)$$

CAPITULO II

FUNDAMENTOS TEORICOS PARA EL DISEÑO DEL COLECTOR SOLAR PLANO

2.1. FLUJO SOLAR Y DATOS DE CLIMA

La utilización de la energía solar requiere el *colectarla* primeramente y luego *transportarla* a un *absorbedor* donde ésta se convierta en electrones o fotones.

Existen 2 tipos básicos de colectores: (1) los colectores de placa plana o no concentrantes de la energía solar y (2) los colectores concentrantes. La diferencia básica entre ambos está en como cada uno de ellos interactúan con la radiación. En la FIG. 2.1. se muestran los elementos básicos de ambos. El colector de placa plana es un absorbedor de fotones, que convierte un *fotón* en un *fonón* (calor), además, es un dispositivo no-direccional, es decir, el fotón puede arribar desde cualquier dirección y ser absorbido de tal forma que la energía es absorbida del cielo y del ambiente, tanto como del Sol, esto significa que el colector plano es relativamente insensible a las condiciones climáticas y opera solo con radiación total sobre la superficie absorbente.

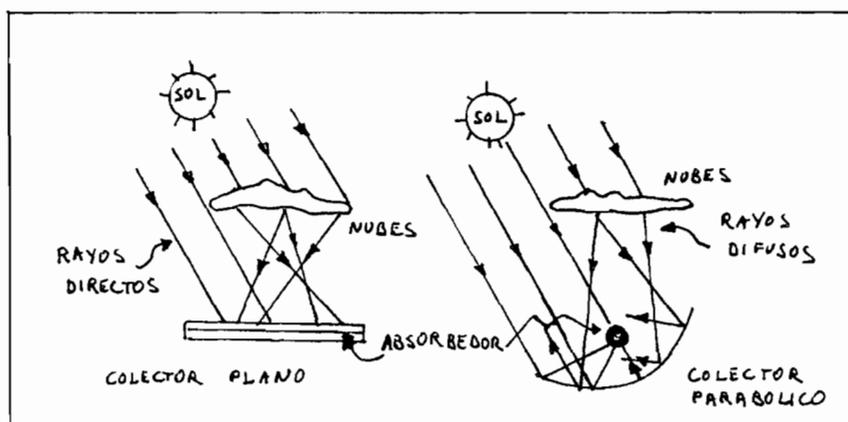


FIG. 2.1.

Los *colectores concentrantes*, dirigen la radiación incidente sobre el *receptor* que es de menor área que el *colector*, incrementando la concentración de flujo en el colector bajo las leyes de la óptica, estos colectores no pueden concentrar luz *difusa* desde el cielo y dependen únicamente de la componente *directa* de la luz solar, además necesitan continuamente estar orientados hacia el sol para poder operar.

En colectores de placas planas no se pueden alcanzar temperaturas tan elevadas como en los colectores concentrantes, pero para el ciclo de absorción que se desea diseñar, no se requieren temperaturas muy elevadas (mas de 100°C) además el colector de placa plana no necesita estar orientado hacia el sol constantemente y puede coleccionar una considerable cantidad de radiación a pesar de que el día este nublado, es por eso que este tipo de colector es ideal para suministrar la mayor cantidad de energía al sistema de refrigeración a diseñar.

Antes de continuar, es necesario definir ciertos términos para conocer su significado exacto.

FLUJO es una medida de potencia que viaja a través de un sistema, saliendo de una superficie o entrando a ella, se usa extensamente en radiación, las unidades son de energía por unidad de tiempo, por unidad de área, se usan unidades como KW/m^2 , por ejemplo.

RADIACION DIRECTA es el término usado para describir la componente del flujo solar que llega al colector sin interacción con el ambiente. Se refiere al rayo que se origina en el ángulo sólido generado por el disco de el Sol.

RADIACION DIFUSA llamada también dispersa, es el término usado para describir el flujo radiante disperso por el ambiente. El cielo dispersa los rayos solares produciendo un brillo hemisférico que en forma difusa ilumina el colector solar. El piso e incluso los edificios también dispersan luz solar produciendo una iluminación difusa adicional.

En los diagramas se usa **D (Direct)** para radiación directa y **S (Scattered)** para radiación difusa, el uso de **D + S** implica ambas, es decir la *radiación total*.

La **CONSTANTE SOLAR** se define como la energía solar por unidad de tiempo, por unidad de área recibida sobre una superficie

perpendicular a la dirección de propagación de la radiación, a la distancia media TIERRA - SOL en el exterior de la atmósfera. La TIERRA debido a su órbita elíptica, cambia su distancia al Sol produciendo una variación en el flujo solar del -3.27% en el afelio al +3.42% en el perihelio, su valor es 1353 W/m^2 .

EL ESPECTRO SOLAR es la distribución de energía solar como una función de la longitud de onda. El Sol se asemeja a un cuerpo negro que emite radiación a 5800 °K , pero ésta es modificada por la absorción en la atmósfera solar producida por iones negativos de hidrógeno y bandas moleculares. Los cambios resultantes en el espectro exoatmosférico son pequeños y se muestran en la región de 0.3 a $0.6 \mu\text{m}$, ver FIG. 2.2.

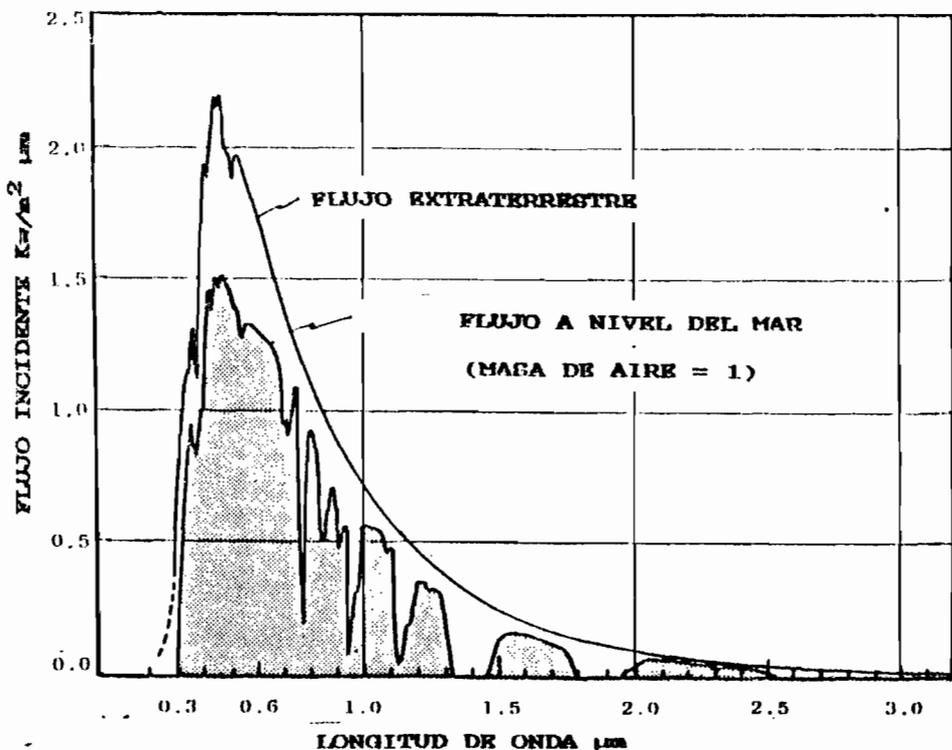


FIG. 2.2.

La atmósfera terrestre también modifica el espectro exoatmosférico solar con la presencia de las bandas de absorción de vapor de agua, dióxido de carbono y ozono. La absorción del ozono elimina el espectro solar a una longitud de onda de $0.3 \mu\text{m}$, es decir la zona ultravioleta y el vapor de agua trabaja a $20 \mu\text{m}$ en la zona infrarroja.

ANGULOS BASICOS TIERRA-SOL describen las relaciones geométricas entre un *plano* con cualquier orientación particular relativa a la Tierra en cualquier instante y la *radiación solar incidente*, esto es la posición del Sol relativa al plano. Los principales son:

Latitud (LAT) es la distancia angular de un punto P, norte o sur, al plano ecuatorial, siendo al norte positivo, la latitud en Guayaquil es $2^{\circ} 19'S$, el ángulo será de $-2,32^{\circ}$.

Longitud (LONG) es la distancia angular de un punto P hacia el meridiano de Greenwich, la longitud en Guayaquil es $79^{\circ} 53'W$ ($79.88^{\circ}W$) hacia el oeste de Greenwich.

Angulo zenit o Distancia zenit (z) es el ángulo que se forma entre el rayo de Sol y la vertical, ver **FIG. 2.3**.

Angulo horario (w) es el desplazamiento angular del sol hacia el este u oeste del meridiano debido a la rotación de la Tierra sobre su eje a la velocidad de $15^{\circ}/\text{hr}$, siendo positivo (+) en la tarde y negativo (-) en la mañana. Los ángulos horario, latitud y declinación pueden observarse en la **FIG. 2.4**.

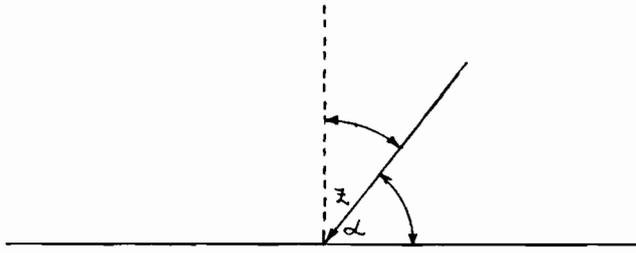


FIG. 2.3.

Declinacion Solar (δ) es la ángulo formado por el rayo de sol (norte-sur) y el plano ecuatorial al mediodía. La declinación solar varía de acuerdo al día del año entre -23.45° hasta $+23.45^\circ$, el número de días que pasa en cada ángulo de declinación se observa en la FIG. 2.5. y se puede calcular a partir de la fórmula de Cooper.

$$\delta = 23.45 * \text{sen} (360 * (284+n) / 365) \quad (2.1)$$

donde n=día del año

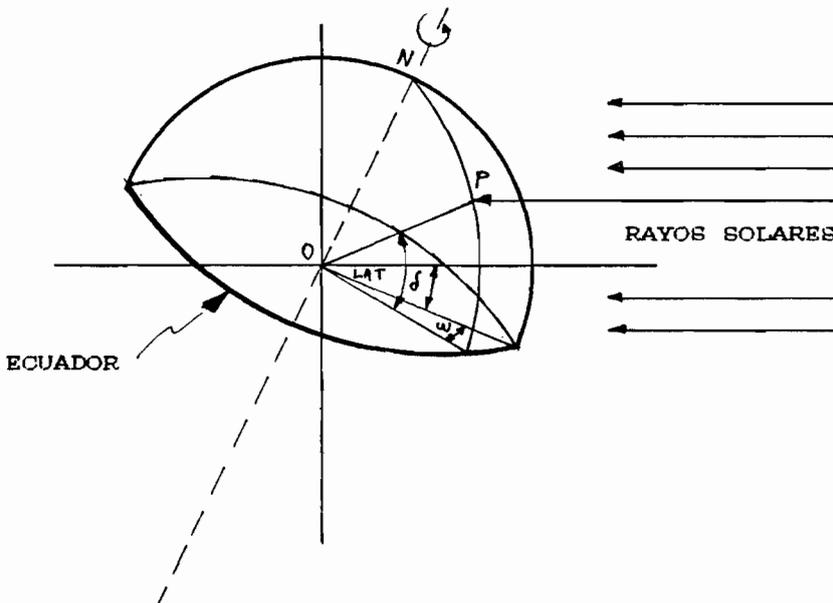


FIG. 2.4.

DECLINACION DE LA TIERRA vs. NUMERO DE DIAS

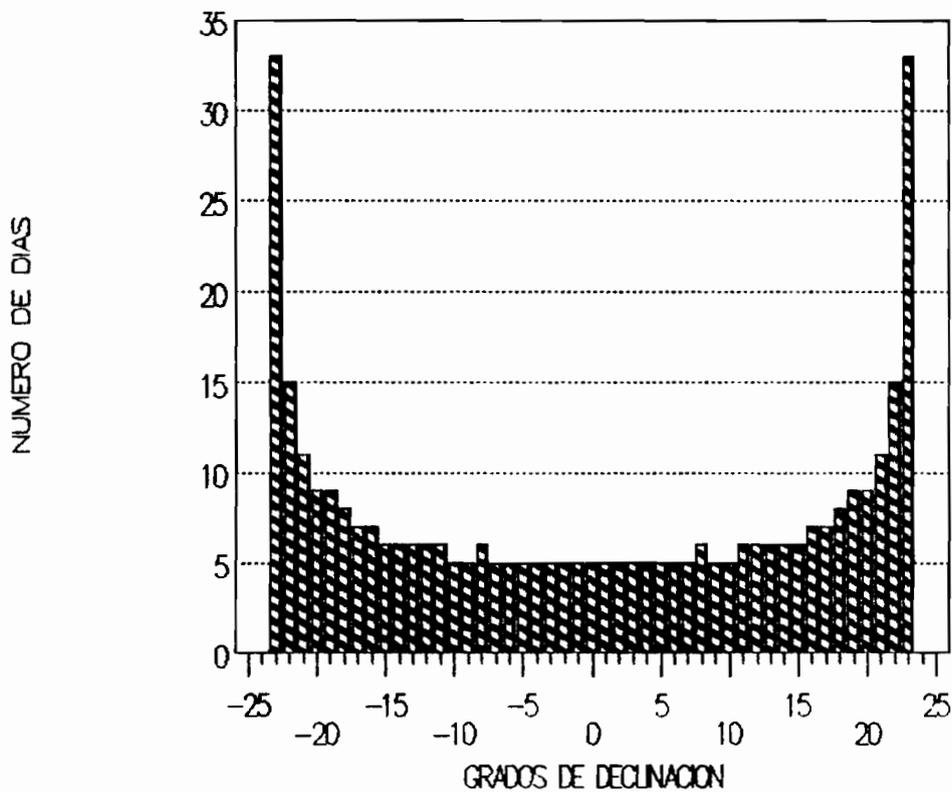


FIG. 2.5.

La relación entre el ángulo zenit con la latitud, la declinación solar y el ángulo horario viene dada por:

$$\cos(z) = \sin(\text{LAT}) \sin(\delta) + \cos(\text{LAT}) \cos(\delta) \cos(w) \quad (2.2)$$

MASA DE AIRE Es la trayectoria del rayo de Sol a través de la atmósfera, como se muestra en la FIG. 2.6.

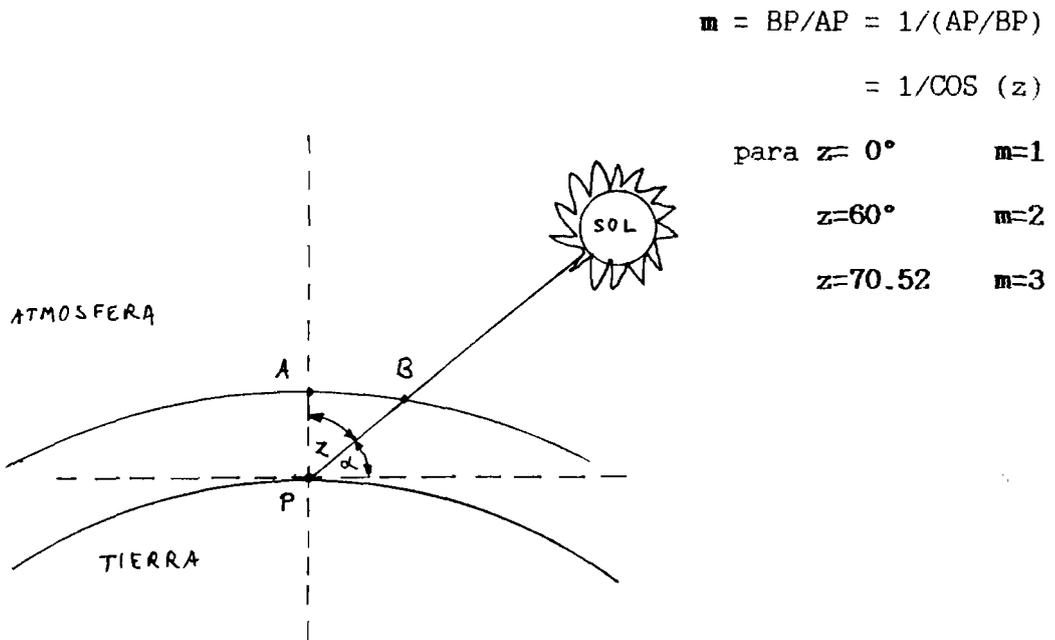


FIG. 2.6.

HORA SOLAR es la hora basada en el movimiento aparente del Sol a través del cielo, siendo el mediodía solar el momento en el cual el Sol cruza el meridiano del observador. Para su cálculo se presentan 2 correcciones necesarias:

a) por *la diferencia de longitud* (LONG en grados) entre el meridiano del observador (LONGlocal) y el meridiano sobre el cual se ha medido la hora estandar (LONGst).

$$\text{HORA LOCAL} = \text{HORA ESTANDAR} + 4 * (\text{LONGst} - \text{LONGlocal}) / 60 \quad (2.3)$$

b) por *la ecuación de tiempo* (E) que toma en cuenta las perturbaciones en la razón de rotación de la tierra, la cual afecta la hora en la que el Sol cruza el meridiano del observador.

$$\text{HORA SOLAR} = \text{HORA LOCAL} + E / 60 \quad (2.4)$$

$$\text{HORA SOLAR} = \text{HORA ESTANDAR} + 4 * (\text{LONGst} - \text{LONGlocal}) / 60 + E / 60$$

E = ecuación de tiempo en minutos

E viene dado por :

$$E = 9.87 * \text{sen} (2*B) - 7.53 \text{ cos } B - 1.5 \text{ sen } B \quad (2.5)$$

$$\text{donde : } B = (360 * (N - 81) / 364) \quad \text{y} \quad N = \text{día del año} \quad (2.6)$$

2.1.1. VARIACION DIURNA DE LA LUZ SOLAR DIRECTA.

En diferentes momentos del día la intensidad de luz solar varía, debido al cambio del ángulo de altitud solar y al correspondiente cambio en la masa de aire a través de la cual los rayos solares viajan.

La reducción de la intensidad junto con la altitud (incremento de la distancia zenit ó ángulo zenit) del Sol se asume directamente proporcional al incremento en la masa de aire. Para una atmósfera plana y paralela la masa de aire varía con la secante de la distancia zenit. Para una atmósfera curvada como la real se añade un término cúbico, pero la masa real determinada con observaciones astronómicas difiere muy poco de la ley de la secante del ángulo zenit. La siguiente fórmula se acomoda a los datos experimentales obtenidos por Laue (1970) en el desierto de Mojave en California.

$$I(z) = I_0 e^{-c(\sec z)^s} \quad (2.7)$$

donde I_0 = Flujo solar exoatmosférico

$I(z)$ = Flujo solar en función del ángulo de zenit

z = ángulo de Zenit

c = 0.357 (*constante experimental*)

s = 0.678 (*constante experimental*)

2.1.2. Variación de flujo solar con la distancia Zenit en la atmósfera estandar

Existen 3 casos diferentes de variación de flujo solar con la distancia zenith, se muestra en la FIG. 2.7.

Las curvas superiores se refieren al cambio en el *flujo solar directo (D)* y al cambio en el *flujo solar total (D + S)* para el desierto, la siguiente es la que corresponde al *radiación directa (D)* para el cielo estandar de Haurwitz (1948) y finalmente para el cielo urbano, el *flujo total (D + S)*. En estas curvas se asume que la radiación difusa cambia con la distancia zenit exactamente como cambia la componente de radiación directa, de tal manera que la diferencia entre *D* y *D + S* es un factor constante para todos los valores de la distancia Zenit.

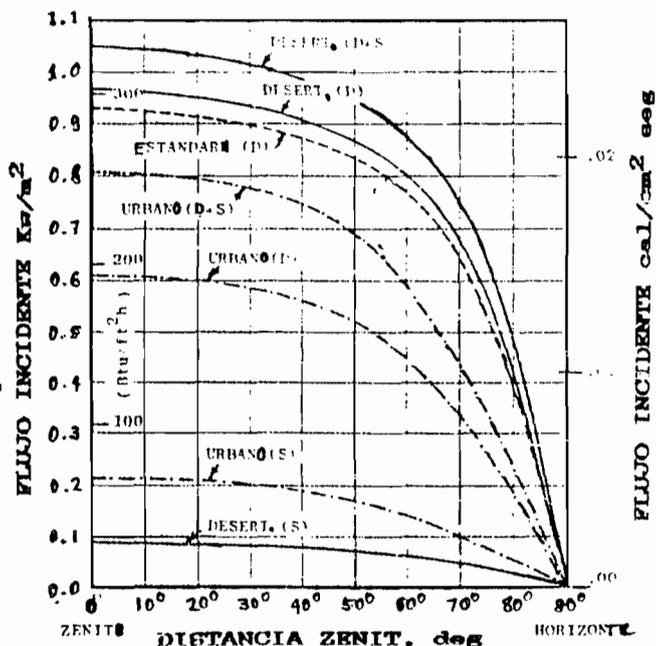


FIG. 2.7.

2.1.3. Variación del flujo solar con la latitud y orientación.

Existe una variedad de orientaciones posibles para los colectores, cada una con sus respectivas ventajas y desventajas, teniendo una relación estrecha con respecto a la cantidad de energía solar que se puede coleccionar. La TIERRA está inclinada con respecto a su órbita alrededor del Sol un ángulo de 23.45° . El movimiento anual de la TIERRA causa que el Sol parezca que se mueve con una declinación de 47° . Analizaremos las diferentes orientaciones posibles.

COLECTORES HELIOESTACIONARIOS (*Fully Tracking Collectors*) son aquellos en los que el eje óptico del colector apunta continuamente a la posición del Sol en el cielo. Es exactamente como un telescopio en el cual se requiere un movimiento de rotación en 2 coordenadas o 2 grados de libertad, una coordenada es paralela al movimiento de rotación de la Tierra (Este-Oeste) que varía con la hora solar, y la otra es transversal (Norte-Sur), que varía con la declinación de la Tierra de acuerdo a la estación o época del año.

El rendimiento de este tipo de colectores es superior, pero su uso es impráctico, ya que se requiere del diseño de una base móvil con un mecanismo complicado que debe ser cuidadosamente controlado a cada instante.

COLECTORES FIJADOS HORIZONTALMENTE son aquellos que se mantienen en posición horizontal y dirigido al Zenit todo el año. El flujo solar que arriba a este tipo de colectores está dado por la fórmula.

$$I(c) = I(z) \cos(z) \quad (2.8)$$

donde z es el ángulo Zenit, e $I(z)$ está dado por la ec. (2.7). La posición horizontal se logra fácilmente, pero la desventaja es que su funcionamiento varía drásticamente de acuerdo a la estación del año.

COLECTORES FIJADOS DE ACUERDO A LA LATITUD en ellos no existe gran diferencia en cuanto a su funcionamiento para las estaciones opuestas (invierno y verano). En el caso de Guayaquil, situada a $2^{\circ} 19'S$, se debería orientar el colector a $2^{\circ} 19'$ hacia el norte. El ángulo que forma la normal a la placa del colector con respecto a la posición del Sol está dado por:

$$\cos(\beta) = \cos(\delta) \cos(w) \quad (2.9)$$

y el flujo por

$$I(c) = I(z) \cos(\beta) \quad (2.10)$$

COLECTORES FIJADOS DE ACUERDO A LA ESTACION. Si se cambia la orientación de tiempo en tiempo durante el año de tal forma que la normal al colector apunte a la

posición del Sol al mediodía (de acuerdo a la declinación), se puede mejorar notablemente el funcionamiento del colector. El cambio de orientación no necesita ser continuo, pero sí ser incrementado cada cierto tiempo, determinando fechas durante el año en las que se debe cambiar el ángulo de inclinación.

En la FIG. 2.5. se observa el número de días consecutivos en los que se encuentra el Sol dentro de una franja de $\pm 0.5^\circ$ del ángulo de declinación. Se puede hacer un gráfico para $\pm 2^\circ$ o 3° sin tener mucho error al usar la fórmula del $\cos(\beta)$ para colectores orientados según la declinación de:

$$\cos(\beta) = \text{sen}^2(\delta) + \cos^2(\delta) \cos(w) \quad (2.11)$$

para el ángulo entre la normal al colector con respecto a la posición del Sol. La radiación incidente sobre el colector se calcula mediante la fórmula (2.10). Cuando no se tiene el colector orientado de acuerdo a la declinación sino de acuerdo a un ángulo θ (medido desde el zenit o la perpendicular al piso hasta la normal al colector, la ecuación para calcular el ángulo entre el Sol y la normal al colector está dada por:

$$\cos(\beta) = \text{sen}(LAT-\theta) \text{sen}(\delta) + \cos(LAT-\theta) \text{sen}(\delta) \cos(w) \quad (2.12)$$

2.1.4. Datos climáticos para la Ciudad de Guayaquil.

Para efectuar el modelaje del funcionamiento del sistema de absorción en la ciudad de Guayaquil se tomarán los datos de la Torre de Control del Aeropuerto Simón Bolívar de esta ciudad, proporcionados por el *Departamento de Meteorología de la Dirección General de Aviación Civil*. Vale destacar que los datos obtenidos de esta fuente corresponden específicamente al sector del aeropuerto, y de ninguna manera es válido en todos los puntos de la zona Urbana de Guayaquil, debido a que los Cerros del Cármen y de Bellavista producen cambios en la velocidad dirección del viento, temperatura ambiente, nubosidad y humedad relativa en diferentes puntos de la Urbe.

Los datos proporcionados corresponden a temperatura, humedad relativa, nubosidad y velocidad y dirección del viento correspondientes a las 24 horas del día desde el mes de Julio de 1989 hasta el mes de Junio de 1990 (un año completo), presentar todos estos datos en el presente trabajo no es necesario. De estos, se tomó: la *temperatura y humedad relativa media, máxima y mínima*; la *nubosidad* promedio para cada hora de cada mes y se observaron el número de días del mes con cielo despejado, del *viento* se tomó la velocidad media y



máxima por hora del mes y su dirección como referencia.

El resumen de los valores obtenidos se muestran en las **TABLAS A-1. a A-12** en el apéndice A.

2.1.5. Relación entre radiación directa y difusa para la ciudad de Guayaquil.

La ecuación que relaciona la radiación horizontal difusa a total $S/(D+S)$ está dada por un parámetro experimental de acuerdo a la fórmula de Liu y Jordan.

$$S/(D+S) = 1.390 - 4.027 Kt + 5.531 Kt^2 - 3.108 Kt^3 \quad (2.13)$$

donde Kt es el índice de claridad mensual que está dado por:

$$Kt = Hh/Ho \quad (2.14)$$

Donde Hh es la *radiación solar total promedio diario mensual* ($D + S$) sobre una superficie horizontal que a su vez se calcula con la fórmula:

$$Hh = Ho (A' + b s/Nm) \quad (2.15)$$

donde: A' = constante experimental

b = constante experimental

\bar{s} = promedio mensual de horas de Sol

N_m = número máximo de horas de Sol

H_o = radiación total promedio diario mensual extraterrestre.

Estudios realizados en la **ESPOL** por el *Ing. Marco Pazmiño* dieron los siguientes valores que corresponden a la región litoral del Ecuador.

	Año	Invierno	Verano
A'	0.23966	0.25951	0.23268
b	0.37866	0.34601	0.38289

Donde los meses de invierno son *enero, febrero, marzo y abril*, y verano los meses restantes.

El ángulo entre amanecer y anochecer sirve para calcular el número de horas de Sol. De la ec. (2.2) si tomamos el anochecer o amancer cuando $z=90^\circ$, tenemos

$$\cos(z) = 0 = \text{sen}(\text{LAT}) \text{sen}(\delta) + \cos(\text{LAT}) \cos(\delta) \cos(w_s)$$

despejando el término del *ángulo horario* W_s queda:

$$\cos w_s = - \frac{\text{sen}(\text{LAT}) \text{sen}(\delta)}{\cos(\text{LAT}) \cos(\delta)}$$

$$\cos w_e = - \tan (\text{LAT}) \tan (\delta) \quad (2.16)$$

Debido a que 15° equivalen a 1 hora de rotación de la Tierra, se puede determinar el número de horas del período diurno *N horas* como:

$$N \text{ horas} = (2/15) \cos^{-1} [-\tan (\text{LAT}) \tan (\delta)] \quad (2.17)$$

El valor de H_0 depende de la constante solar y del factor de excentricidad orbital $e(t)$, así

$$H_0 = \int_{t_0}^{t_0 + \Delta t} I_0 e(t) \cos z(t) dt \quad (2.18)$$

donde Δt corresponde al intervalo de tiempo de 1 día.

$$e(t) = 1 + 0.034 \cos (2 \pi N / 365) \quad (2.19)$$

donde $N = \#$ de días

reemplazando en la ec. (2.18) y resolviendo tenemos que la radiación total diaria es de

$$H_0 = (24 / \pi) I_0 [1 + 0.034 \cos (2\pi N / 365)] * \\ * [\cos(\text{LAT}) \cos(\delta) \text{sen}(w_e) + w_e \text{sen}(\text{LAT}) \text{sen}(\delta)] \quad (2.20)$$

donde w_e debe estar en radianes para consistencia dimensional.

Con un programa de computación se pueden determinar el número promedio mensual de horas de Sol (\bar{h}) y el número máximo de horas de Sol mensual (N_m) para la ec. (2.15). Además los valores de H_o , H_h y K_t diario y mensual.

La relación entre radiación difusa a total servirá para el modelaje numérico del sistema de refrigeración por absorción.

2.2. COLECTORES SOLARES PLANOS

Un colector solar de placa plana es básicamente una superficie negra que está colocada a un ángulo conveniente de acuerdo al movimiento diario del Sol, provisto de una cubierta transparente y de aislamiento adecuado a los lados y en el fondo. El fluido que transfiere calor es generalmente agua, pero puede ser aire.

2.2.1. Configuraciones básicas de colectores

Un colector básico consiste en una placa plana ennegrecida. Debido a que esta se calienta y puede ceder calor al ambiente se cubre con vidrios que llegan a ser parte del colector. El uso de vidrio provee protección térmica y mantiene a la lluvia y el polvo alejados de la superficie negra. Además incrementa la

temperatura del absorbedor debido al efecto de "invernadero" ya que este es opaco a la radiación infrarroja.

En la FIG. 2.8. se observan diagramas seccionales de calentadores de líquido. El absorbedor se muestra como una tubería simple, se muestran además los 4 tipos de colectores: (A) descubiertos; (B) con ventana única; (C) con doble ventana; (D) con triple ventana.

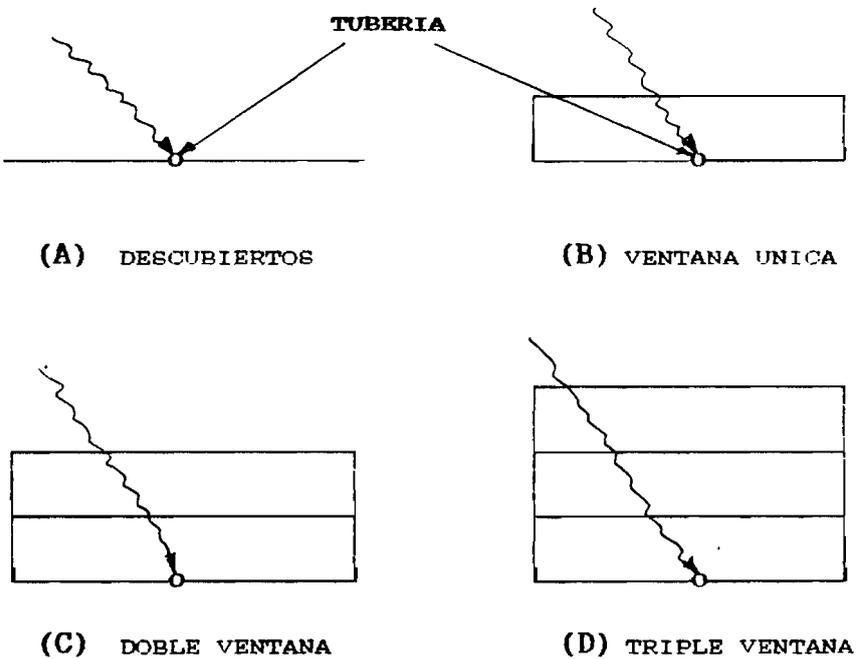


FIG. 2.8.

2.2.2. Curvas de Eficiencia vs. Temperatura.

Primeramente veremos como se comporta la eficiencia de

un colector con respecto a su temperatura antes de ver como calcular la eficiencia del colector por medio de un balance térmico. El gráfico de eficiencia de extracción de calor (η) vs. la diferencia de temperaturas entre el fluido de trabajo y el medio ambiente (ΔT), sirve para entender el comportamiento de un determinado colector solar y conocer hasta que temperatura se puede llegar. En la FIG. 2.9. se ve un ejemplo comparativo entre un colector de doble ventana que calienta aire (línea continua), y un colector de ventana única que calienta agua (línea punteada) con 10 °C de temperatura ambiente y 20 cm/seg de velocidad del viento.

EFICIENCIA DE
EXTRACCION (η)

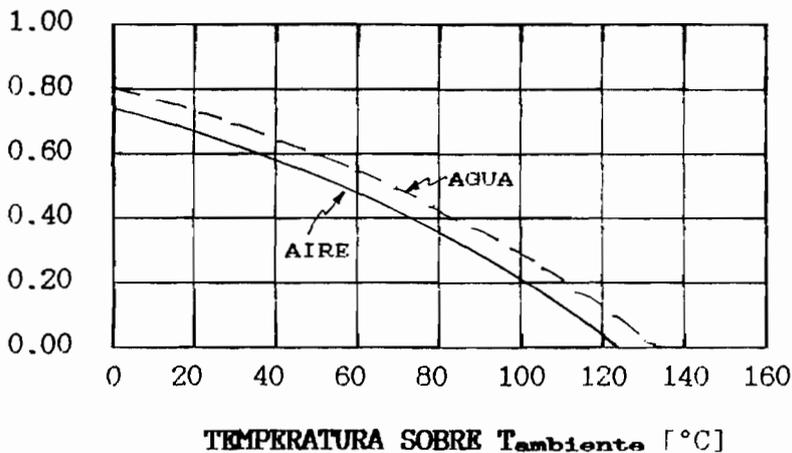


FIG. 2.9.

Es importante entender las propiedades de esta curva.

ya que nos muestran el comportamiento energético del colector, como en la FIG. 2.10., donde encontramos un diagrama básico con las partes funcionales del diagrama. Nótese que incluso cuando el valor de $\Delta T = 0$ existe una pequeña pérdida térmica indicada por el símbolo Δ . La curva comienza con $\Delta T = 0^\circ$ (temperatura superficial igual a la temperatura ambiente) con un valor menor al 100% de eficiencia, esto es debido a que una parte del flujo solar es perdido por reflexión y nunca alcanza el fluido de trabajo. La curva baja debido a que el incremento de temperatura aumenta las pérdidas de calor al ambiente al aumentar la temperatura del colector.

EFICIENCIA DE EXTRACCION

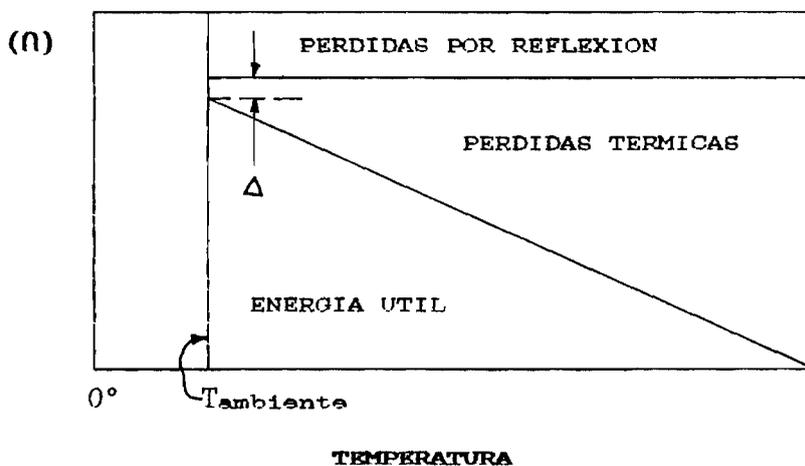


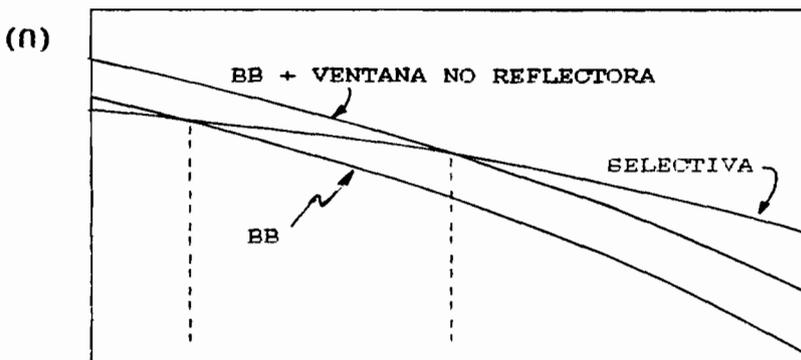
FIG. 2.10.

La *primera propiedad* que afecta al comportamiento es la cantidad de flujo solar reflejado por el colector, esto

se reduce cambiando la absorción del absorbente al usar superficies selectivas, o no-reflectoras en las ventanas.

La *segunda propiedad* que afecta el comportamiento es la eliminación de las pérdidas de calor por aislamiento. Si las pérdidas se reducen, se puede obtener mayor ganancia de calor aún a altos valores de ΔT , aquí es donde las superficies selectivas y los supresores de convección son importantes, ya que pueden hacer más "plana" la curva. Es importante también aislar con cuidado el fondo del colector para evitar pérdidas de calor hacia el piso. En la FIG. 2.11. se observa la curva de eficiencia para un *colector BB* y su mejora al colocarle una ventana no reflectora y supresores de convección como en la curva llamada "selectiva".

EFICIENCIA DE EXTRACCION



TEMPERATURA SOBRE $T_{ambiente}$

FIG. 2.11.

2.2.3. Tipos de colectores de placa plana.

Existen 3 tipos de colectores:

Colectores descubiertos es el colector más simple (sin vidrio como cubierta), se asume que no hay resistencia térmica entre las tuberías y la superficie absorbedora, y el fondo de la superficie se encuentra perfectamente aislado, y todas las pérdidas de calor son en la parte superior. Por eso un *colector descubierto* es especialmente susceptible a pérdidas de calor por viento, al aumentar su velocidad, este hace decrecer rápidamente su eficiencia al aumentar ΔT como se muestra en la FIG. 2.12.

EFICIENCIA DE
EXTRACCION (η)

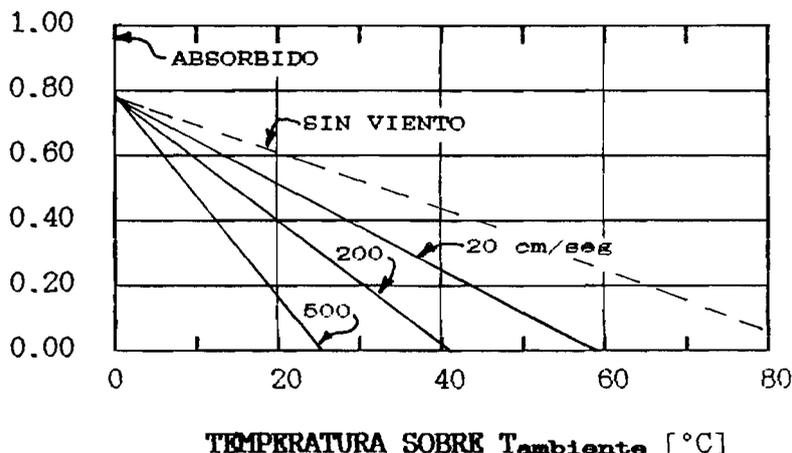


FIG. 2.12.

Colector de ventana única es aquel que tiene un solo vidrio o ventana sobre un colector desnudo, la eficiencia a altas temperaturas es incrementada, a pesar de que existen más pérdidas por reflexión. En la FIG 2.13. mostramos el funcionamiento de este tipo de colectores, para diferentes razones de viento.

EFICIENCIA DE EXTRACCION (η)

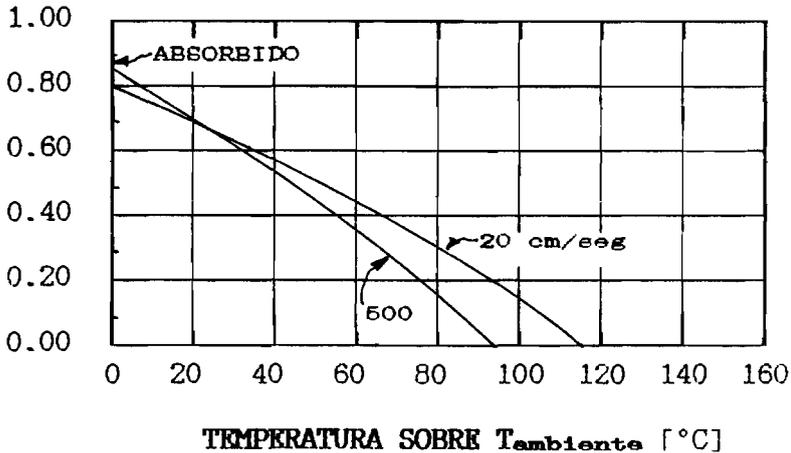


FIG. 2.13.

Colector de doble ventana tienen una segunda cubierta de vidrio adicional que incrementa la eficiencia del colector a mayores diferencias de temperatura ΔT sobre el ambiente. A bajas diferencias de temperatura este tipo de colector es menos eficiente que el de ventana única, debido a que existe una reflexión adicional producida por el segundo vidrio. Su comportamiento se observa en la FIG 2.14.

EFICIENCIA DE
EXTRACCION (η)

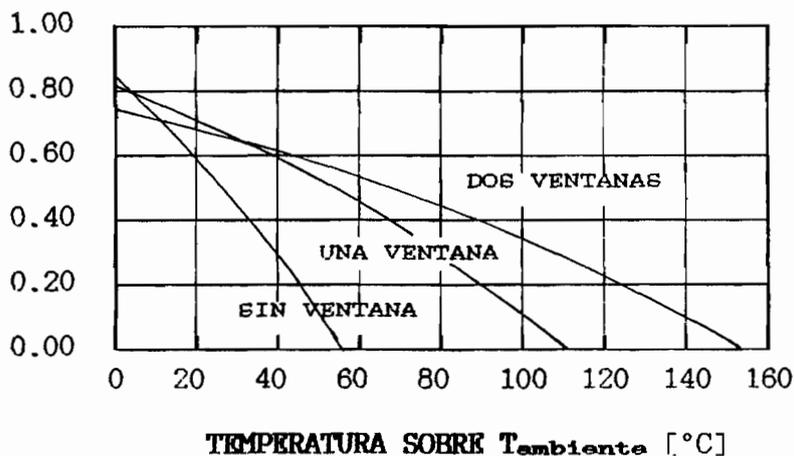


FIG 2.14.

Para un sistema de refrigeración por absorción como el que se quiere diseñar, se requieren temperaturas entre 75° y $95^{\circ}C$. Para temperaturas ambientales entre 28° y $38^{\circ}C$ en la ciudad de Guayaquil, los ΔT sobre la temperatura ambiente están en el intervalo entre 45° y 60° , en esta zona no se observa aún mucha ventaja en las curvas de la FIG. 2.9. si se deciden usar 2 ventanas en vez de una, además cuando exista poca radiación solar (3 horas antes y después del mediodía), el uso de 2 ventanas resulta perjudicial, pues se reflejará mucha energía, debido a esto, se selecciona un colector con 1 sola ventana para el diseño del colector solar plano. El uso de 2 ventanas sería recomendable para regiones con temperatura ambiente más bajas como la Sierra ecuatoriana, para evitar pérdidas

por convección en el vidrio exterior. Si se requiere incrementar la eficiencia del colector de 1 ventana a los ΔT mencionados se recomienda que se usen ventanas o superficies selectivas si el costo de inversión lo justifica.

2.2.4. Balance de calor en el colector solar.

El balance de calor de un colector solar plano es esencial para predecir la eficiencia con que este colector inyecta energía solar al fluido que transfiere calor, es importante para esto conocer los elementos de cálculo.

FLUJO SOLAR es el flujo actual normal al colector para un día y momento particular del día, esta cantidad es la principal fuente de energía con la cual el colector trabaja, este flujo es el *flujo total* y debe ser determinado previamente de acuerdo a la orientación del colector y posición del Sol en ese instante.

PERDIDAS POR REFLEXION la luz solar es reflejada una parte por la ventana y otra por la superficie absorbedora.

FLUJO SOLAR NETO es el flujo solar menos las pérdidas por reflexión, es lo que realmente entra en el colector

TEMPERATURA AMBIENTE DEL AIRE es la temperatura en el exterior del colector y es la base del balance térmico.

RADIACION TERMICA INFRAROJA DEL MEDIO AMBIENTE (ETIR) (*Enviromental Thermal Infrared Radiation*) es el flujo hemisférico que arriba al absorbedor desde el medio ambiente, corresponde a la radiación que emitiría la atmósfera de ser un cuerpo negro, ETIR (B'), pero lógicamente la atmósfera no es un cuerpo negro, y la radiación que emite es generalmente 0.6 ETIR(B') para clima seco y 0.9 ETIR (B') para clima húmedo, como el de la costa ecuatoriana.

VELOCIDAD DEL VIENTO se toma en cuenta para determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección para las condiciones de trabajo.

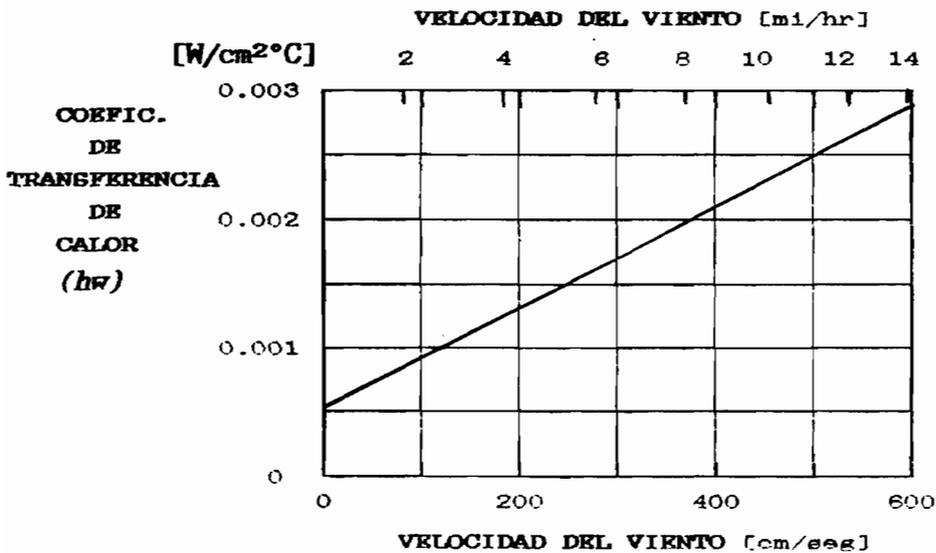


FIG. 2.15.

VIENTO (hw) es el valor actual del coeficiente de transferencia de calor por convección leído de la correspondiente velocidad en la **FIG. 2.15.**

TEMPERATURA DE FLUIDO es la temperatura que tiene el fluido en un instante dado al pasar por el colector. Generalmente se asume que la temperatura de la superficie del absorbedor es la misma que la del fluido si es un líquido como el agua, ya que muy pequeños ΔT son suficientes para que haya una transferencia de calor desde la superficie al agua, además determinar la diferencia exacta de temperaturas entre ambos no es necesario considerando que este tipo de balance es una aproximación.

PROPIEDADES DE SUPERFICIE se necesita la absorptancia α y la emitancia ϵ , que junto a los valores de radiación térmica infrarroja ((TIR).. *Thermal Infrared Radiation*) que emitirían las superficies si fueran cuerpos negros, sirven para calcular los flujos que son emitidos entre las superficies internas del colector.

CONVECCION/VIENTO (CONV/WIND) es la energía que pierde o gana una superficie sea por convección libre (la interna) o por convección forzada originada por el viento en el exterior. Para convección libre, **Aden & Marjorie Meinel** proveen la **TABLA 2.1.** para calcular

el flujo de calor de acuerdo a la diferencia de temperaturas entre las 2 superficies, estos valores se colocarán en las columnas de cálculo.

FLUJO PERDIDO POR CONVECCION PARA BALANCE TERMICO (Sistema Internacional)	
DIFFERENCIA DE TEMPERATURA [°C]	FLUJO [W/m ²]
0	0
5	10
10	23
15	39
20	56
25	73
30	92
35	112
40	132
45	153
50	174
55	196
60	219
65	242
70	266
75	290
80	314

TABLA 2.1.

GANANCIAS (YIELDS) es la cantidad de flujo que entra al fluido de transferencia de calor.

EFICIENCIA (η) es el rédito o ganancia dividido por el flujo solar normal al colector, η es la eficiencia neta e incluye las pérdidas por reflexión y absorción. Es también la razón entre el flujo solar que entra al

colector a un ángulo actual utilizado y la energía extraída de dicho colector.

2.2.5. EJEMPLO DE CALCULO.

El siguiente ejemplo es tomado del libro *APPLIED SOLAR ENERGY* por A. Meinel & M. Meinel, y se muestra en la FIG. 2.16. Se trata de hacer un balance a un colector de ventana única donde se transfiere calor a un líquido, para hacer este balance se debe colocar cada uno de los términos explicados en la sección 2.2.4. en sus respectivas casillas, para esto se anota en la respectiva casilla:

FLUJO SOLAR en **SOLAR FLUX** ;

PERDIDAS POR REFLEXION se anota la reflectividad de cada vidrio **W1** y **W2**, como se usa un solo vidrio en **W2** no se ponen valores, también se anota la reflectividad de la superficie absorbente en \bar{A} ;

PERDIDAS NETAS se suman las reflectividades de todos los materiales y se anotan en **NET LOSS**.

FLUJO SOLAR NETO se calcula la energía no reflejada a partir de **NET LOSS**, multiplicando **SOLAR FLUX** por lo que no se refleja ($1 - \text{NET LOSS}$).

TEMPERATURA AMBIENTE se anota en la casilla **AMB. AIR TEMP.**

RADIACION TERMICA INFRAROJA AMBIENTAL se calcula según la sección 2.2.4. es decir, de acuerdo a la ley de Stefan-Boltzman, la energía que emitiría por la atmósfera a la temperatura ambiente considerándola como cuerpo negro. Se anota en la casilla **ETIR(B).**

FLUJO DE LA RADIACION TERMICA INFRAROJA AMBIENTAL
Su valor depende de si la atmósfera es húmeda o no, se calcula de acuerdo a la sección 2.2.4. y se anota en la casilla **ETIR FLUX.**

VELOCIDAD DEL VIENTO se anota en la casilla **WIND VELOCITY**

CORFICIENTE DE CONVECCION DEBIDO AL VIENTO se anota en la casilla **WIND (hw)**

TEMPERATURA DEL FLUIDO se anota para esto el mismo valor que tendrá la superficie absorbente, en las casilla **FLUID TEMP.**

PROPIRDARES DE LA SUPERFICIE se coloca en las casillas la absortancia y emitancia para el vidrio en la cara superior e inferior, en el caso de ser superficies selectivas, los valores pueden cambiar en cada cara.

Para iniciar el cálculo se necesita asumir una temperatura en la superficie del vidrio o **superficie (2)**, se asume que ésta no recibe radiación directamente del Sol y se coloca 0 en la casilla **SUN**. En cambio sí recibe radiación **ETIR** (del medio ambiente), y se anota aquí el mismo valor calculado en **ETIR FLUX**. En la casilla **TIR(1) UP** se coloca el flujo térmico infrarrojo que recibe de la superficie inferior emitido a la misma temperatura del fluido, éste valor corresponde a la radiación emitida como cuerpo negro multiplicada por la emisividad de la superficie inferior. En la casilla de **CONV/WIND UP** Se coloca la energía que recibe por convección de la superficie absorbidora de acuerdo a la **TABLA 2.1** de la sección 2.2.4. de la columna "**FLUJO**", para esto se calcula la diferencia de temperaturas entre las 2 superficies y de acuerdo a eso se saca el valor de la **TABLA 2.1**. En la casilla **TOTAL INPUT** se suman todas las ganancias de calor de la ventana.

Posteriormente se continúa con la energía que pierde la ventana. En la casilla **TIR(2) UP** se anota la radiación térmica infrarroja emitida hacia arriba por el vidrio a la temperatura asumida. El mismo valor se debe colocar en la casilla **TIR(2) DW** ya que si la emisividad es igual en ambas caras, la misma cantidad de energía emitirá hacia abajo, esta energía la recibirá la

superficie inferior. En la casilla **CONV/WIND** debe anotarse la energía cedida por convección a la atmósfera que se calcula multiplicando la diferencia de temperaturas entre el aire y el vidrio y se multiplica por el coeficiente convectivo. La casilla **AIR FLOW** no se debe llenar, ésta se usa solo para balance de colectores para calentar aire. La casilla **TOTAL OUTPUT** se llena sumando el total de energía perdida por el vidrio a la temperatura asumida.

Para hacer el balance se resta el **TOTAL INPUT** del **TOTAL OUTPUT**, si la cantidad es negativa significa que la temperatura del vidrio asumida es muy elevada y se debe reducir hasta que la diferencia entre ambas variables sea igual o cercana a cero (0), que es el objetivo del balance térmico. Se pueden tener un set de temperaturas bastante satisfactorias si se logra residuos entre los 5 a 10 W/m², refinamientos mayores apenas variarán la temperatura del vidrio en 1° o 2 °C, y esto se alcanza después de 2 o 3 iteraciones.

Se procede de igual forma con la superficie (0) salvo que aquí la diferencia (**TOTAL INPUT - TOTAL OUTPUT**) debe ser positiva, ya que ésta cantidad de energía entrará en el fluido a calentarse. Este valor debe colocarse en la casilla **YIELDS**. Para calcular la eficiencia η del colector para esta temperatura,

se divide **YIELDS** para el valor de **SOLAR FLUX**.

2.2.6. Espejos concentradores de radiación para colectores planos.

Espejos planos han sido usados para reforzar el funcionamiento de los colectores planos desde que Shuman en Tacony (Filadelfia, 1911), los implementó para un sistema de calentamiento de agua. estos espejos de refuerzo concentran la luz solar aumentando la temperatura de operación con el mismo flujo.

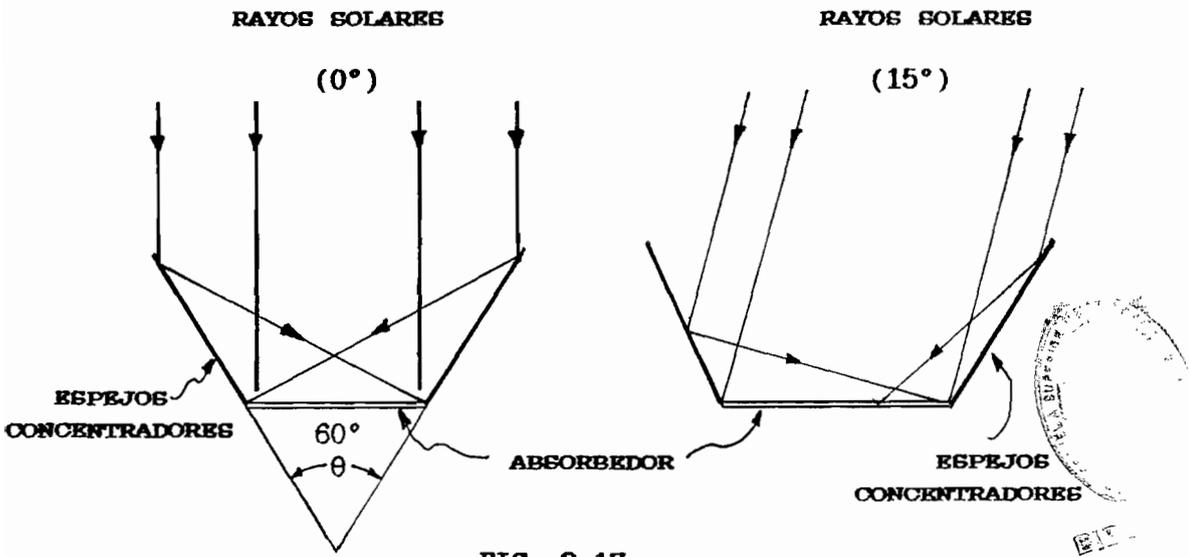


FIG. 2.17.

Un esquema básico está en la **FIG. 2.17.** en la que se observan espejos, cuando el Sol está normal a el absorbedor, se obtiene un factor de concentración de 2. A medida que el ángulo solar aumenta su inclinación,

los espejos se vuelven ineficientes. Cuando el ángulo solar excede el semiángulo θ , el espejo producirá sombra sobre el absorbedor, bajando la eficiencia del colector. En la FIG. 2.18. se muestra la *concentración de flujo solar vs. el ángulo de inclinación solar*, se observa que el factor de concentración para un semiángulo de 30° como el de la FIG. 2.17. se iguala a el del *colector sin reflectores*, mientras que si el ángulo solar aumenta, el factor de concentración es menor a el del *colector sin reflectores* debido a la sombra.

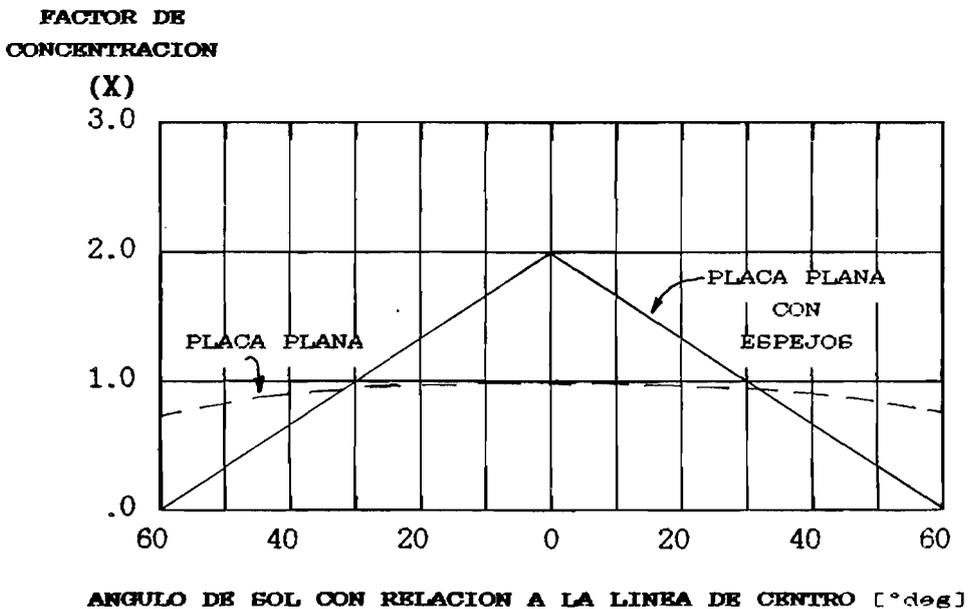


FIG. 2.18.

El incremento de flujo solar puede calcularse para reflectores de igual área que el colector según la fórmula.

$$I = I_0 (1 + G r_0 a/d_0) \cos \beta \quad (2.21)$$

donde I_0 = radiación total incidente por unidad de área

G = fracción de radiación solar directa

r_0 = reflectividad del reflector

a/d_0 = parámetros de longitud definidos en la

FIG. 2.19. y,

β = ángulo de inclinación entre la normal al colector y el rayo de Sol.

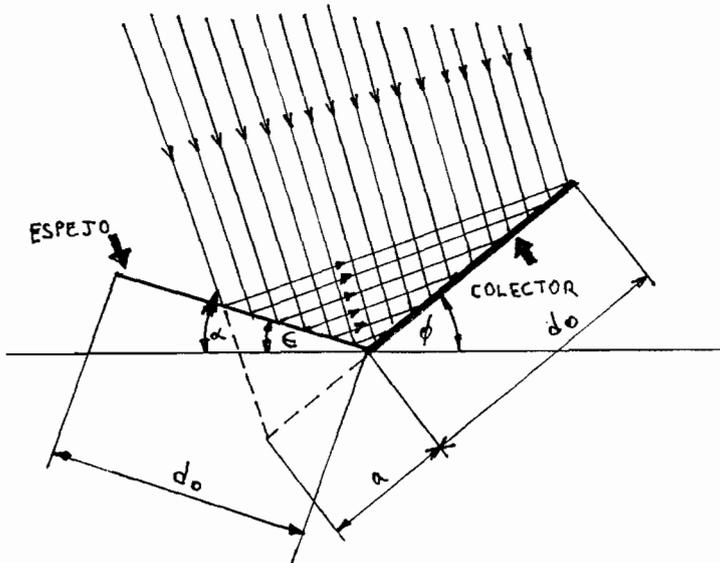


FIG. 2.19.

La relación a/d_0 , el ángulo de inclinación del colector ϕ , el ángulo de inclinación del reflector ϵ y la altitud solar α están dadas por:

$$a/d_o = \begin{cases} \frac{\sin(\phi - \alpha + 2\epsilon)}{\sin(\phi + \alpha)} & \text{para } \sin(\phi - \alpha + 2\epsilon) < \sin(\alpha - \epsilon) \\ \frac{\sin(\alpha - \epsilon)}{\sin(\phi + \alpha)} & \text{para } \sin(\phi - \alpha + 2\epsilon) \geq \sin(\alpha - \epsilon) \end{cases} \quad (2.22)$$

$$(2.23)$$

2.3. DIMENSIONAMIENTO DE COLECTORES SOLARES PLANOS.

El objetivo de esta sección es determinar las condiciones de salida del fluido del colector de acuerdo a las condiciones de entrada, propiedades de superficie, tipo de fluido, velocidad, caída de presión en la tubería, potencia requerida para bombeo, etc.

2.3.1. Disponibilidad de calor solar.

El fluido entra al colector a una temperatura T_1 y sale a una temperatura T_2 experimentando un cambio de temperatura ΔT . El fluido está contenido en una tubería de diámetro D , fluye a una velocidad v , tiene una densidad ρ_0 , y un calor específico c , el flujo solar I es colectado por el sistema con una eficiencia neta de extracción $\bar{\eta}$, donde $\bar{\eta}$ se define como un valor promedio sobre el intervalo de temperatura involucrado.

En la FIG. 2.20. se muestra esquemáticamente la variación de η con la distancia recorrida a lo largo del colector. En un colector real se tiene un alto

**EFICIENCIA DEL
COLECTOR
(η), [%]**

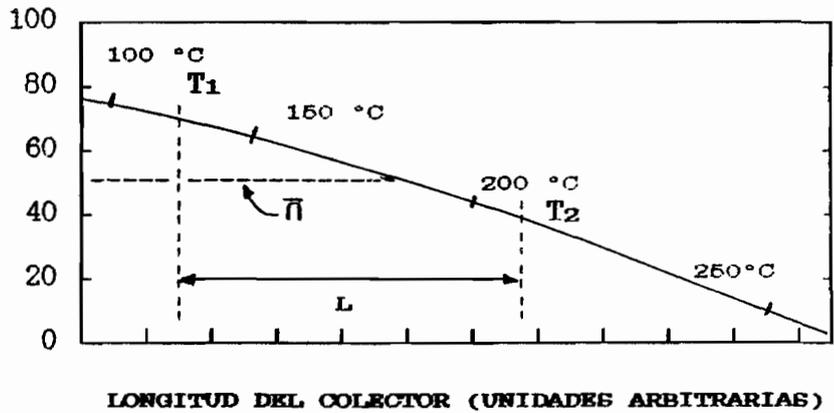


FIG. 2.20.

valor de η a la temperatura T_1 y este valor decrece al incrementar la temperatura hasta T_2 . En la FIG. 2.20. también se remarca que se necesita una distancia mayor para añadir un igual incremento de temperatura conforme la temperatura aumenta.

FACTOR DE CONCENTRACION DE FLUJO W es una cantidad adimensional, una medida de concentración de energía que ingresa al fluido. Es concentración puede ser óptica o por conducción como es el caso del colector solar de placa plana. W se define aquí como la relación entre la longitud transversal a los tubos y el número de tubos que se alojan en esta longitud, multiplicado por el diámetro de dichos tubos, estando estos equidistantes entre sí. Según la fórmula.

$$W = L_{\text{TRANSVERSAL}} / D_{\text{TUBO}} * N_{\text{TUBOS}} \quad (2.24)$$

Para entenderlo mejor se muestra la **FIG. 2.21.** en el siguiente ejemplo.

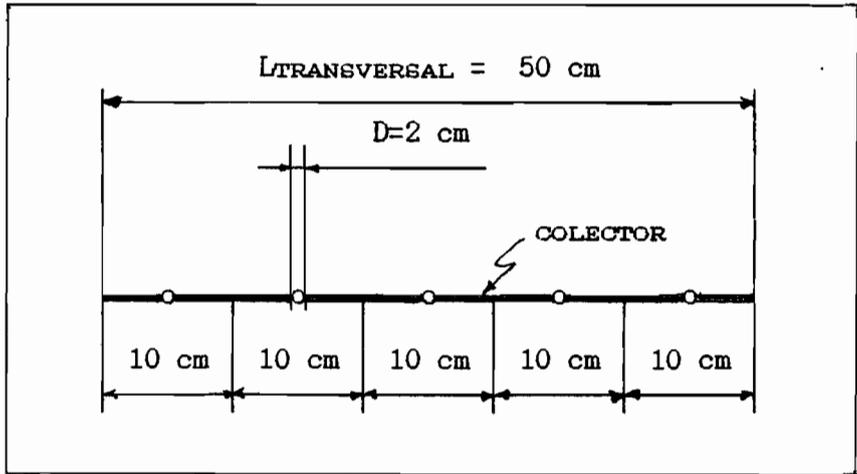


FIG. 2.21.

Para este ejemplo tenemos un factor de concentración de

$$W = 50 \text{ cm} / (2 \text{ cm} * 5) = 5$$

AREA DEL COLECTOR se puede calcular el área de captación de energía solar necesaria para incrementar la temperatura del líquido un ΔT a partir de la ecuación.

$$A = R_0 c \Delta T V / \bar{\eta} I \quad (2.25)$$

donde $\bar{\eta}$ se la obtiene de las curvas de eficiencia vs. incremento de temperatura ΔT . en las FIGS. 2.12, 2.13 y 2.14 según el tipo de colector, V es el caudal que ingresa al colector y RO y c corresponden a propiedades del líquido dentro del colector.

2.3.2. Mecánica de fluidos para el cálculo de las dimensiones del colector solar.

Recordando la mecánica de fluidos elemental podemos escribir la fórmula de la ecuación de Bernouli de la siguiente forma:

$$- dp/dx = f v^2 RO / 2gD + (RO/g) v(dv/dx) \quad [g/cm^3] \quad (2.26)$$

donde f es el coeficiente de fricción, que es función de la rugosidad y el número de Reynolds. Cuando el agua es fluido de transferencia de calor un rango de particular interés para tuberías lisas es el valor de $f=3 \times 10^{-2}$, para otros fluidos se calculará de acuerdo a la ecuación.

$$Re = v D / \nu \quad (2.27)$$

Donde v es la velocidad del fluido, D es la dimensión característica, y ν es la viscosidad cinemática del

fluido. La relación entre el coeficiente de fricción f y Re para diferentes rugosidades de tubería se muestra en el diagrama de Moody de la FIG. 2.22.

Las unidades de energía térmica y de trabajo mecánico no son idénticas, pero se relacionan por la **CONSTANTE DE JOULE**, no se pueden igualar ambas sin propiamente reconocer las diferencias, estas persisten en todos los sistemas de unidades, métrico, SI, Inglés, por lo que se debe ser cuidadoso en las unidades de cada ecuación.

Para un flujo incompresible RO es un valor constante, y si la tubería es de diámetro constante $dv/dx = 0$, la ecuación se reduce a:

$$dp = -(fv^2 RO/2gD) \int_0^L dx \quad (2.28)$$

Debido a que la velocidad es constante a lo largo de L tenemos:

$$\Delta p = -(fv^2 RO/2g) (L/D) \quad [g/cm^2] \quad (2.29)$$

ó

$$\Delta p = -(fLv^2/2D) (RO/g) + (Kv^2/2)(RO/g) \quad [g/cm^2] \quad (2.29a)$$

La ecuación 2.29a se usa para refinar el diseño cuando se consideren los codos al final de los tubos. En la FIG. 2.23. se tiene un disco de fluido de diámetro D ,

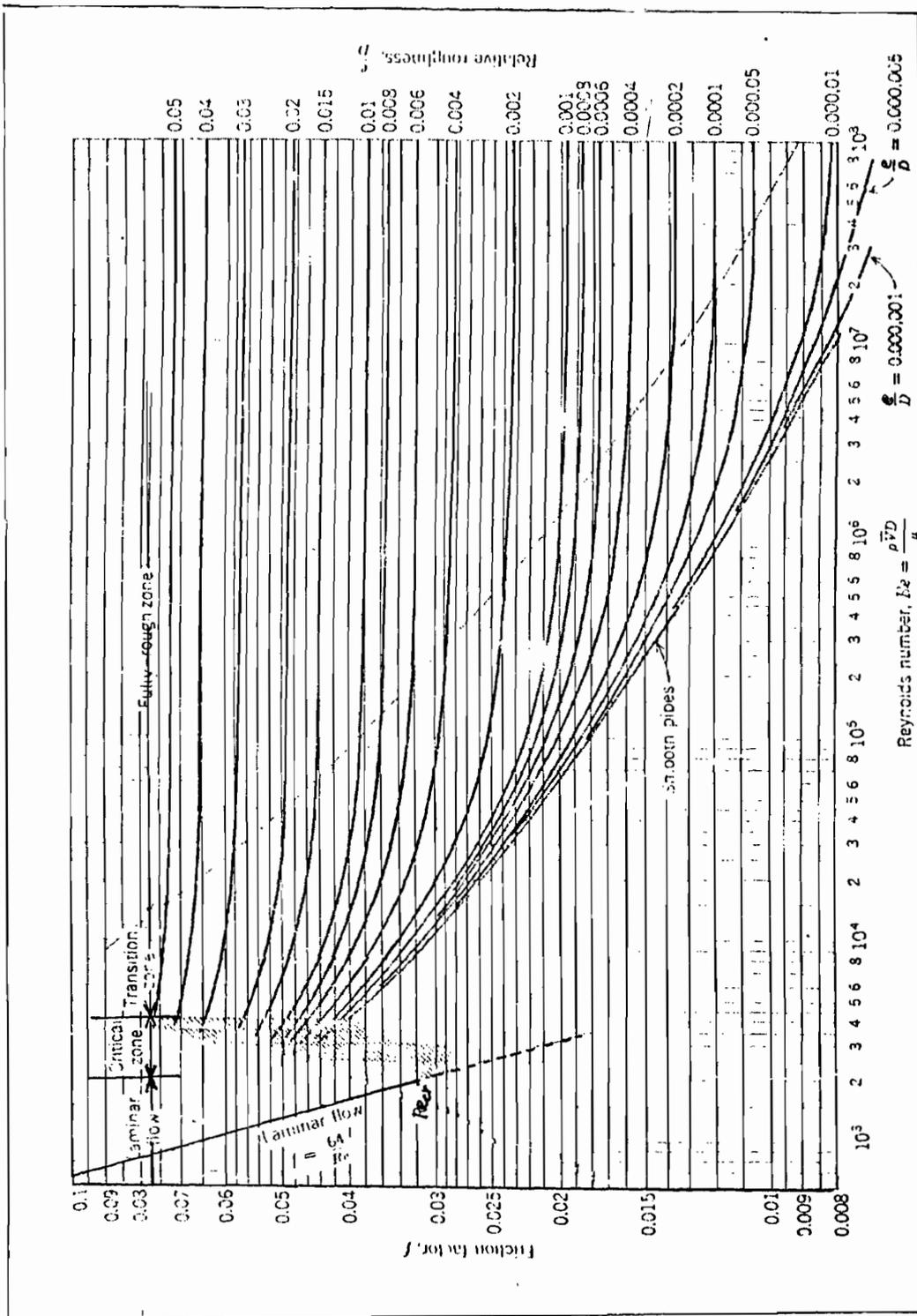


DIAGRAMA DE MOODY

FIG. 2.22.

de 1 cm de longitud, que atravieza una distancia L a una velocidad v , absorbiendo energía térmica el tiempo completo de recorrido. El disco absorberá calor más rápidamente cuando entra a la tubería que cuando sale.

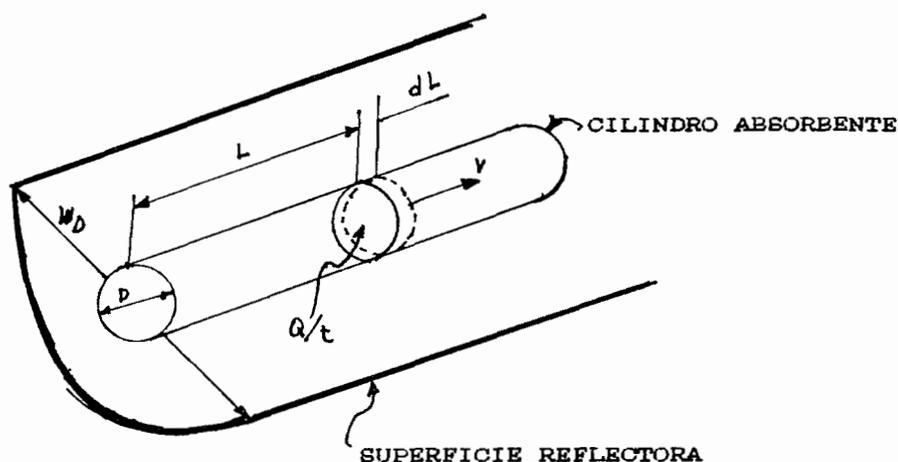


FIG. 2.23.

La masa de fluido en el disco es

$$M = \rho_0 V = \rho_0 \pi D^2 l / 4 \quad [\text{g/cm}] \quad (2.30)$$

La cantidad de calor adquirida por centímetro de longitud de disco es:

$$Q = \rho_0 \pi c D^2 \Delta T l / 4 \quad [\text{cal}] \quad (2.31)$$

y el tiempo en la tubería en el cual se gana esta cantidad de calor es

$$t = L/v \quad [\text{seg}] \quad (2.32)$$

La transmisión de energía solar al fluido puede ser escrita como.

$$\begin{aligned} Q &= W\bar{n}I Dt && [\text{cal/cm}] \quad \text{ó} \\ Q &= W\bar{n}I (LD/v) && [\text{cal/cm}] \end{aligned} \quad (2.33)$$

Donde I es el flujo solar arrivando a el colector, \bar{n} es la fracción de energía disponible promedio actualmente transferible al fluido de trabajo. El aumento de temperatura del fluido y su velocidad pueden ser escrito como:

$$\Delta T = (4 W\bar{n}I/\pi c RO v) (L/D) \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (2.34)$$

$$v = (4 W\bar{n}I/\pi c RO \Delta T) (L/D) \quad [\text{cm/seg}] \quad (2.35)$$

insertando esto en la ec. (2.29) de caída de presión,

$$\Delta P = (8 RO f/\pi^2 g) (W\bar{n}I/c RO)^2 (L/D)^3 (1/\Delta T)^2 \quad [\text{g/cm}^2] \quad (2.36)$$

La pregunta ahora es; para valores reales de los diferentes factores, cual es la relación L/D como función de la caída de presión permisible?

resolviendo esto para L/D obtenemos.

$$\frac{L}{D} = \left(\frac{\pi^2 g}{8f}\right)^{1/3} (RO c^3)^{1/3} \left(\frac{1}{W\bar{n}I}\right)^{2/3} (\Delta P)^{1/3} (\Delta T)^{2/3} \quad (2.37)$$

*constante propiedad ingreso de caída de aumento
del fluido energía solar presión de Temp*

Analicemos cada uno de los factores de la expresión anterior por separado

PROPIEDADES DEL FLUIDO es la cantidad $(RO c^3)^{1/3}$ es función del fluido de trabajo, y se requiere tener el valor más grande de esta relación, para aumentar L/D. Si examinamos los fluidos que se pueden utilizar se observa que el agua es la mejor solución en funcionamiento y costo. Sin embargo estamos limitados a no sobrepasar la temperatura que produzca cambio de fase.

Algunos valores de diferentes fluidos se muestran en la **Tabla 2.2.**

FACTORES DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA FLUIDOS			
FLUIDO	CALOR ESPECIFICO c cal/g °C	DENSIDAD RO g/cm	$(RO c^3)^{1/3}$
AGUA	1.00	1.00	1.00
ORGANICOS	0.30-0.60	1.00	0.45-0.51
SALES	0.25	2.50	0.54
SODIO	0.30	0.97	0.44
GALIO	0.08	5.90	0.34

TABLA 2.2.

INCREMENTO DE TEMPERATURA Depende del fluido de trabajo a usar, se desea normalmente maximizar ΔT , además la economía señala al agua como la mejor opción. La presión de trabajo debe mantenerse suficientemente baja para evitar problemas de resistencia de materiales, y se desearía tener al agua a temperaturas elevadas y por lo tanto sometida a presión, pero nuestro sistema de refrigeración no requiere de temperaturas demasiado elevadas para su funcionamiento.

INGRESO DE ENERGIA SOLAR O FLUJO SOLAR Al colocar las tuberías muy unidas, la cantidad de flujo transferido por unidad de longitud se reduce, en este caso una distancia mayor tendría que recorrer el fluido para obtener el ΔT requerido, pero esta opción se autorechaza debido a que se desea obtener el máximo flujo solar por unidad de área. La relación entre el diámetro de la línea o tubería de fluido y el área conectada a dicha línea se la denota por W . Para reducir W a la unidad, el límite absoluto, se tendría un colector con líneas adyacentes, pero no se lograría agua muy caliente, la ganancia se vuelve pequeña al utilizar el exponente $2/3$ en la fracción $(1/W)^{2/3}$. La relación entre la concentración de flujo solar por la concentración W está en la **Tabla 2.3**.

FACTOR DE CONCENTRACION DE FLUJO	
CONCENTRACION W	$(1/W)^{2/3}$
1	1.00
2	0.63
3	0.48
4	0.40
6	0.30
10	0.22

TABLA 2.3.

CAIDA DE PRESION se desearía valores elevados de caída de presión desde el punto de vista de L/D pero el costo de la energía utilizada en bombeo haría la operación prohibitiva económicamente.

RELACION L/D para ilustrar el cálculo de la relación L/D se muestran los siguientes parámetros típicos:

$$f = 2 \times 10^{-2},$$

$$g = 980 \text{ cm/seg}^2$$

$$c = 1.0 \text{ cal/g } ^\circ\text{C},$$

$$R_0 = 1.0 \text{ g/cm}^3,$$

$$\Delta P = 1000 \text{ g/cm}^2 \quad (P = 10000 \text{ g/cm}^2)$$

$$\bar{n}I = 0.010 \text{ cal/cm}^2 \text{ seg},$$

$$\Delta T = 100 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$W = 4$$

Luego tenemos:

$$L/D = 72000$$

Esto significa que para un colector con una tubería de 2.5 cm, la longitud de la tubería sería de

$$L = 180000 \text{ cm, o } 1.8 \text{ Km}$$

De la ecuación (2.35), la velocidad del fluido es

$$v = (4 \bar{W} \bar{I} / \pi c R O \Delta T) (L/D) \quad \text{cm/seg}$$

$$v = 37 \text{ cm/seg}$$

El tiempo de viaje del fluido a través del colector es

$$t = L/v = (1.8 \times 10^6) / 37 = 4860 \text{ seg} = 81 \text{ min}$$

NUMERO DE REYNOLDS se puede tomar este valor provisional y calcular el número de *Re* y corregir el factor de fricción *f*

$$Re = vD/\nu = v R O D / \mu$$

Donde ν es la viscosidad cinemática (Stokes), y μ es la viscosidad absoluta (poises), Sustituyendo el valor provisional de ν con $D = 2.5 \text{ cm}$ se encontramos que a 100 °C se tiene:

Re = 32900

Se encuentra que el valor de Reynold está en un punto donde el coeficiente de fricción f debe ser 0.03, mucho mayor que el asumido $f = 0.02$, para una rugosidad relativa de $e/D = 0.003$. Debido a que f afecta a L/D en la razón de $(f)^{1/3}$, el cambio de 2 a 3 varía el cálculo de L/D en razón de

$$(L/D)' = 0.87 (L/D)$$

El valor final de los parámetros del colector son:

Velocidad del fluido = 32 cm/seg

Longitud total del módulo = 1.57 Km

Tiempo de viaje = 81 min

2.3.3. Relación entre potencia gastada en bombeo y potencia generada por el colector.

Se deben considerar 2 términos, aunque su diferencia sea netamente académica: (1) La potencia para sostener la velocidad del fluido, y (2) La potencia para vencer la caída de presión debida a fricción.

La ecuación básica de la energía que se entrega a una bomba es:



$$P = RO \dot{V} H \quad [g \text{ cm/seg}] \quad (2.38)$$

donde \dot{V} es el volumen de fluido por unidad de tiempo o caudal, H es el cabezal efectivo al cual se eleva la presión. En la ecuación anterior el caudal puede expresarse como

$$\dot{V} = v A = v \pi D^2/4 \quad [cm^3/seg] \quad (2.39)$$

donde v es la velocidad del fluido y H está dada por:

$$H = v^2/2g + \Delta p/RO + z \quad [cm] \quad (2.40)$$

donde z es la altura geométrica, considerando que se bombea de un tanque de almacenamiento y el agua llega al mismo tanque tenemos que $z=0$. Si procedemos a evaluar los términos dinámicos y estáticos, tenemos que $v^2/2g$ es el *cabezal dinámico* y $\Delta p/RO$ es el *cabezal estático*, debido a la caída de presión en la línea. Sustituyendo esta expresión en la ecuación (2.38).

$$P = RO v (\pi D^2/4) (v^2/2g + \Delta p/RO) \quad [g \text{ cm/seg}] \quad (2.41)$$

reemplazando v de la ecuación (2.35) para velocidad obtenemos:

$$\eta_p P_p = \frac{8}{g\pi^2} \frac{(W\bar{n}I)^3}{\Delta T^3 c^3 R O^2} \left(\frac{L}{D}\right)^3 D^2 + \left(\frac{W\bar{n}I}{\Delta T c R O}\right) \left(\frac{L}{D}\right) D^2 \Delta P \quad [g\text{-cm/s}] \quad (2.42)$$

potencia dinámica *caída de presión*

Donde η_p es la eficiencia de la bomba que está en el orden de 0.5 y P_p es la potencia de bombeo. Para el caso evaluado previamente con $L= 1.8 \text{ Km}$ y $v= 3.7\text{cm/seg}$, obtenemos:

$$\text{Potencia dinámica} = 370 \text{ g cm/seg}$$

$$\text{Caída de presión} = 17900 \text{ g cm/seg}$$

Despreciando el término dinámico

$$\eta_p P_p = (1/c R O) (W\bar{n}I / \Delta T) (L/D) D^2 \Delta P \quad [g \text{ cm/seg}] \quad (2.43)$$

La cantidad de energía útil extraída por unidad de tiempo es

$$Q/t = W\bar{n}I (DL) \quad (2.44)$$

donde WD es el ancho efectivo del colector y L es la longitud de tubería del colector. La potencia generada por el colector P_c requiere de la definición de eficiencia de conversión de energía η_c que tendría una planta de poder si se le enviara el fluido de trabajo

caliente del colector y convirtiera su energía en energía eléctrica, tenemos luego.

$$P_c = \eta_c \bar{W} \bar{I} (DL) \quad [\text{cal/seg}] \quad (2.45)$$

La razón entre potencia generado por el colector y la potencia de bombeo viene dada por

$$\frac{P_c}{P_p} = \left(\frac{\eta_p \eta_c}{1/c R_0} \right) \frac{\bar{W} \bar{I} (DL)}{\bar{W} \bar{I} (L/D) (1/\Delta T) D^2 \Delta p} \frac{\text{cal/seg}}{\text{g cm/seg}} \quad (2.46)$$

$$\text{ó } P_c/P_p = \eta_p \eta_c (c R_0) (\Delta T / \Delta p) \quad (2.47)$$

debido a que las unidades no son idénticas se multiplicará esta cantidad por un factor de conversión

$$P_c/P_p = 42664 \eta_p \eta_c (c R_0) (\Delta T / \Delta p) \quad (2.48)$$

donde ΔT está en $^{\circ}\text{C}$ y Δp está en g/cm^2

2.3.4. Magnitud de la relación salida/entrada de potencia.

Si asumimos que la eficiencia de conversión termodinámica del sistema que convierte la energía térmica del colector en energía eléctrica es $\eta_c = 0.2$, y que $\Delta T = 100^{\circ}\text{C}$, y la caída de presión $\Delta p = 1000 \text{g/cm}^2$ (aprox. 1 atm.), obtenemos que la razón de energía

generada energía gastada en bombeo es:

$$P_c/P_p = 427$$

2.3.5. Variación de la relación salida-entrada de potencia con el flujo solar.

En esta sección se hará un análisis manteniendo fijo la caída de presión y la longitud de la tubería, variando el flujo solar. En un colector típico uno desea saber como varía la relación P_c/P_p cuando cambia el flujo solar I , si se desea mantener la temperatura de salida y el flujo solar incidente disminuye, se debe reducir también la velocidad del flujo de tal manera que el fluido tome más tiempo en llegar al final del colector y pueda alcanzar el incremento de temperatura deseado, en este caso, reemplazando el valor de Δp de la ecuación (2.36) en la ecuación (2.48), la relación se convierte en

$$\begin{aligned} \frac{P_c}{P_p} &= 42700 \frac{\rho_p \rho_c (c R O) \Delta T \left(\frac{\pi^2 g}{8f} \right) (c^2 R O)}{(W \bar{n} I)^2} \frac{1}{(W \bar{n} I)^2} (D/L)^3 (\Delta T)^2 \\ &= 5.11 \times 10^7 \frac{\rho_p \rho_c}{f} c^3 R O^2 \frac{1}{(W \bar{n} I)^2} (D/L)^3 (\Delta T)^3 \end{aligned} \quad (2.49)$$

Cuando la ecuación anterior se normaliza al *flujo solar al mediodía para un día soleado en equinoccio* I_0 , la expresión para el cambio neto en la relación entrada y salida de potencia se convierte en

$$(P_c/P_p)/(P_c/P_p)_0 = Y = (\Delta T)^3 I_0^2 / (\Delta T)_0^3 I^2 \quad (2.50)$$

El cambio en Y con la reducción del flujo solar se muestra en la **FIG. 2.24**. Debido a que el valor de P_c/P_p es muy grande, el flujo solar puede caer a valores muy bajos antes de que la potencia usada en bombeo exceda la potencia de salida del colector solar.

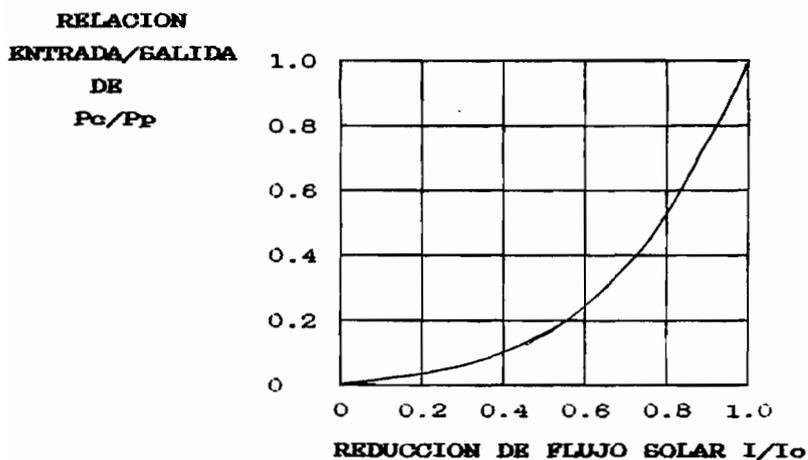


FIG. 2.24.

CAPITULO III

MEJORAS EN EL DISEÑO DE ENFRIADORES DE ABSORCIÓN DE LI-BR/AGUA PARA APLICACIONES DE ENERGÍA SOLAR

3.1. CONSIDERACIONES GENERALES.

Dos requerimientos básicos deben ser considerados para el diseño de unidades de acondicionamiento de aire impulsadas por energía solar: *la primera* es la *necesidad de trabajar a temperaturas bajas* en la fuente de calor (el colector solar), los rangos de temperatura comunmente disponibles de un colector solar de placas planas están entre 60 y 90 °C ; *la segunda* es la *necesidad de un sistema de respaldo* que pueda suministrar la carga de enfriamiento cuando no exista energía suficiente o ninguna energía disponible del Sol. Para estos requerimientos, TADIRAN (Israel Electronics Industries, Applied Solar Devices Group, Tel-Aviv-ISRAEL), ha utilizado exitosamente en los diseños de generadores para sus unidades de chillers de absorción de Bromuro de Litio, un precalentador de la solución colocado entre la salida del intercambiador de calor recuperativo y la entrada del generador, logrando reducir el tamaño y costo del generador considerablemente y mejorando el rendimiento del sistema.

El problema de un *sistema de respaldo* es algo más complicado ya que se debe suministrar carga de enfriamiento aún cuando el Sol no brille, y también se debe *usar* la mayor cantidad posible de energía solar, suministrando estrictamente la faltante por fuentes convencionales. Otro motivo de preocupación en el caso local es que el cielo de Guayaquil puede permanecer nublado durante varios días consecutivos, a veces más de 15 días, por lo que un sistema de respaldo se vuelve absolutamente necesario desde el proceso de diseño. Una solución posible es calentar el generador tanto con el colector solar como con una fuente adicional de agua caliente como sería un caldero. Sin embargo, el agua caliente que viene de un caldero interfiere con el agua relativamente fría que se obtiene de un colector solar, y por lo tanto se reduce drásticamente el uso de la radiación solar disponible.

Otra solución es el instalar y operar una segunda máquina de enfriamiento que utilice *energía convencional* cerca de la que utiliza *energía solar*, recogiendo desechos de calor de la primera máquina, pero esto requiere de que la unidad adicional este funcionando la mayor parte del tiempo. Para esto, un *segundo generador* ha sido incorporado a la máquina, el *primero* es calentado solo por *energía solar*, y el *segundo* con *energía convencional* (caldero o resistencia eléctrica) ambos generadores trabajando en serie pueden suplir toda la carga de enfriamiento sin interferir con el otro y sin necesidad de una unidad adicional.

3.2. DESCRIPCION GENERAL DE UN SISTEMA DE REFRIGERACION SOLAR.

Consiste, además de los elementos que tiene en común con un sistema de calefacción (como colectores, tanque de almacenamiento de calor, subsistemas de distribución de agua caliente para uso doméstico, horno ó quemador auxiliar, intercambiadores de calor para aclimatar el aire del edificio, etc), en una unidad de rechazo de calor (una torre de enfriamiento por ejemplo), un tanque de almacenamiento de agua fría y por su puesto el chiller de absorción, con sus subunidades como generador, absorbedor, evaporador y condensador . Un sistema típico se muestra esquemáticamente en la FIG. 3.1. hecho por la *ALTEN CORPORATION*.

En el caso de *acondicionamiento de aire solar activo con chiller de absorción*, el *tanque de almacenamiento de frío* es parte del sistema (almacena agua fría necesaria para disminuir un sinnúmero de encendidas y apagadas del chiller) de modo que el chiller puede trabajar cuando el *tanque de agua fría* alcanza la temperatura máxima de 12.5 °C y es apagado cuando tiene la temperatura mínima de 5 °C. Cuando el edificio demanda enfriamiento, se hace *circular agua fría* a través de un intercambiador de calor donde enfría el aire que es impulsado por ventiladores, independientemente del estatus (chiller encendido o apagado) y de la capacidad instantánea del chiller.

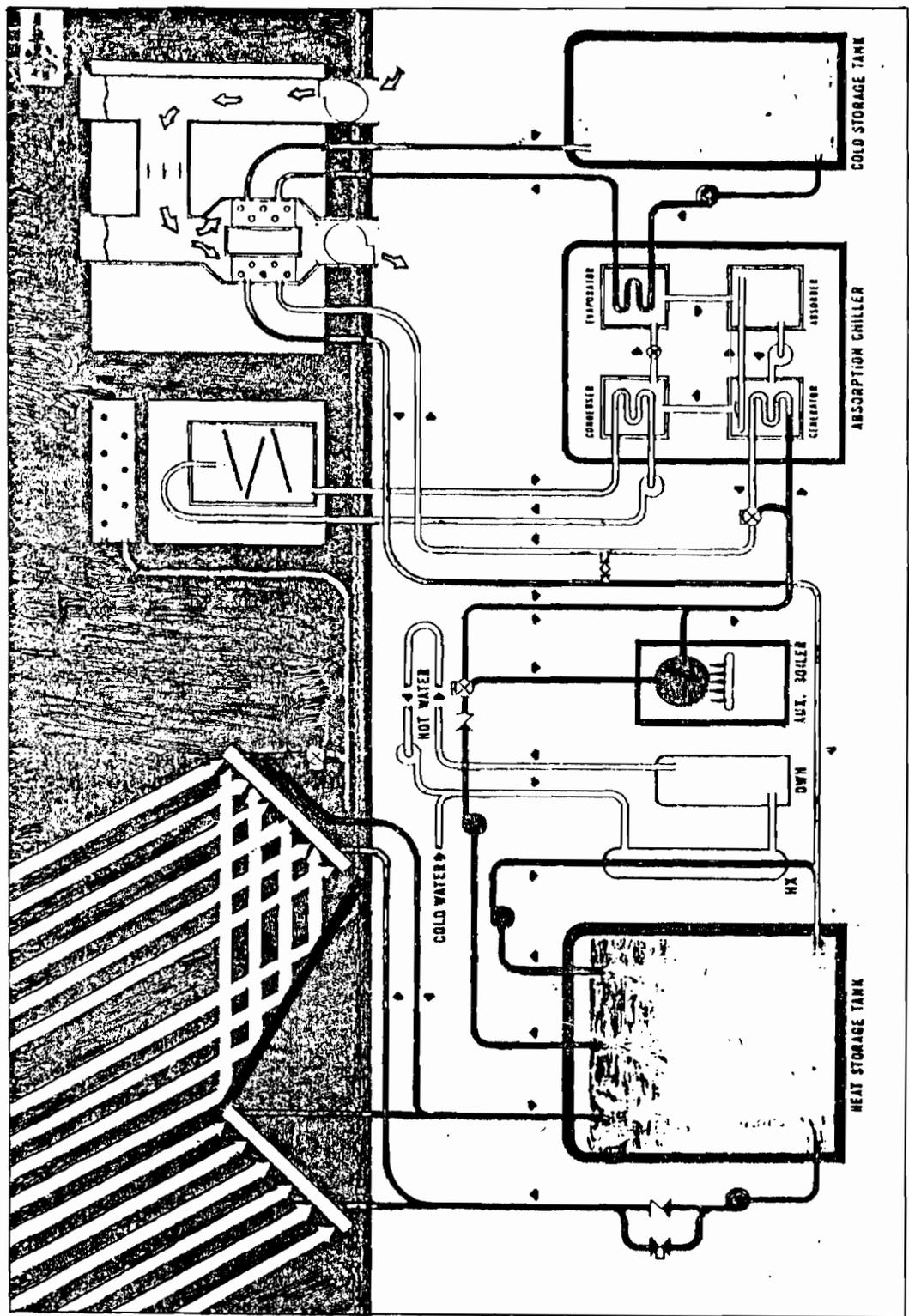
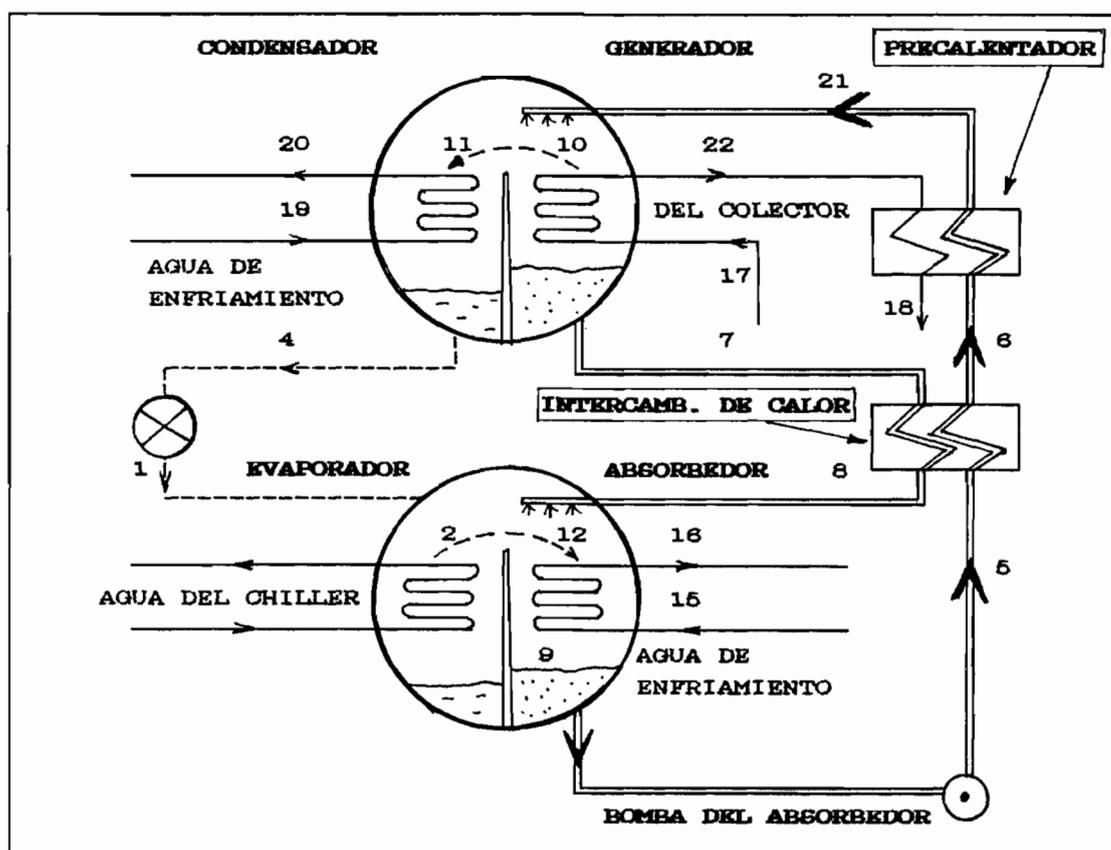


FIG. 3.1.

3.3. PRECALENTADOR

La FIG. 3.2. describe un chiller de absorción completo con sus 5 subunidades convencionales (evaporador, absorbedor, generador, condensador e intercambiador recuperativo), añadiendo el *precalentador*, el agua que sale del generador (*punto 22*) en la FIG. 3.2. ha sido usada para la regeneración de la solución, pero aún contiene algo de energía, esta agua puede ser usada para *precalentar* la solución que sale del intercambiador de calor (punto 6) en su ruta al generador. El uso del



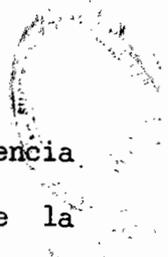
USO DEL PRECALENTADOR EN SISTEMAS DE SOLARES

FIG 3.2.

precalentador reduce el tamaño del generador y proporciona ahorro de energía. Además en sistemas sin *precalentador*, la solución que entra al generador está *subenfriada*, en cambio *con el precalentador*, en cambio, puede *saturarse* e incluso *supercalentarse*, lo cual incrementa el flujo en las toberas *spray* y permite una mejor *distribución* de la solución sobre los tubos del generador, la fracción de carga del generador que puede ser suministrada por el precalentador está limitada por el requerimiento de que $T_{22} > T_8$.

La FIG. 3.3. describe la *capacidad* y *C.O.P.* para una máquina de 200 Toneladas de refrigeración, como función de la temperatura de suministro de agua caliente al generador para diferentes temperaturas del agua de enfriamiento. Las *líneas sólidas* son para una máquina sin precalentador y la *línea punteada* es para una máquina con precalentador y área reducida del generador. A pesar que la diferencia en el funcionamiento de ambos es pequeña el precalentador aumenta el C.O.P. y la capacidad a carga parcial como se esperaba.

La mayor ganancia aquí es el ahorro en el área de transferencia de calor que requiere el generador y el mejoramiento de la distribución de la solución resultante de el supercalentamiento en el precalentador.



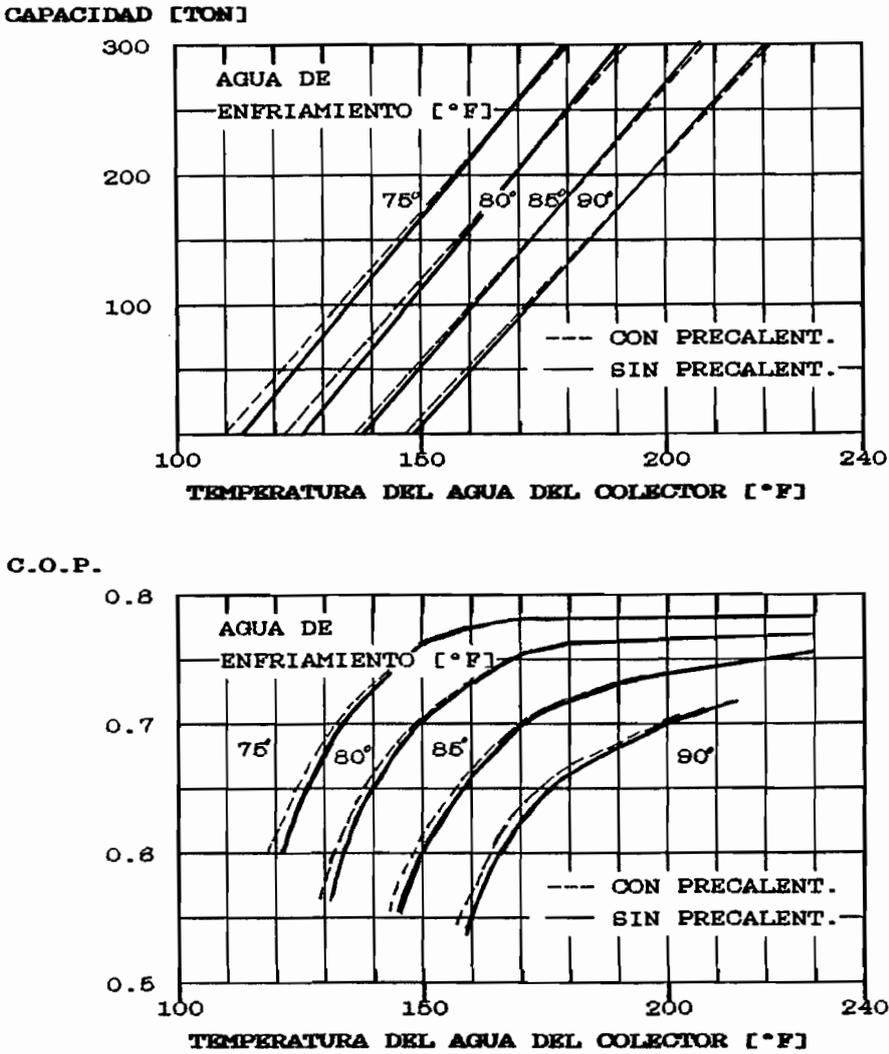


FIG. 3.3.

3.4. GENERADOR AUXILIAR.

Varias alternativas se han considerado para respaldo del sistema de chiller de absorción cuando hay insuficiente radiación solar. Se debe notar que el objetivo no es únicamente suministrar la carga de enfriamiento cuando no existe radiación solar suficiente, sino ser capaz de *utilizar efectivamente* la mayor cantidad de radiación solar disponible,

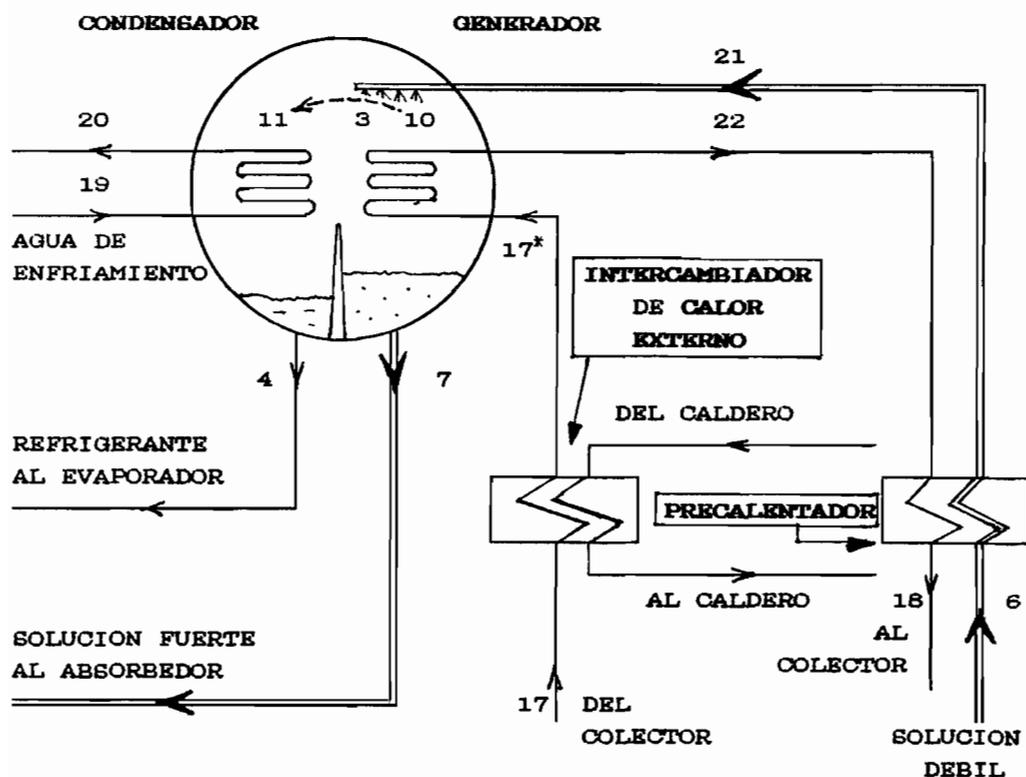
aunque sea pequeña. La solución obvia es mantener en espera un caldero que pueda suministrar la energía suficiente para el funcionamiento del sistema.

La primera propuesta se muestra en la FIG. 3.4. Aquí el agua que viene del colector solar a temperatura muy baja como para proveer la suficiente capacidad, es calentada posteriormente en un intercambiador de calor con vapor o agua caliente de una caldera, la temperatura a la cual el fluido de trabajo debe ser calentado se determina por los requerimientos de carga de la curva de operación. El problema está en que el agua que retorna del generador (o precalentador) al colector solar (*estado 18*) entra a una temperatura mayor o ligeramente menor a la que el colector solar puede suministrar (*estado 17*), luego el calor suministrado por el caldero interfiere con la operación del colector solar, haciendo a éste ineficiente. Debe notarse además que tratar de obtener una temperatura elevada del colector en momentos en que exista bajo flujo solar no es práctico, ya que se perderá energía en vez de ganarla.

El límite para que éste método de respaldo sea útil, es que $T_{17} > T_{18}$, lo que da un margen límite de operación bastante pequeño, por lo que debe ser descartado.

Una propuesta más eficiente y prometedora es el añadir un *generador auxiliar* al sistema, que funcione con energía

convencional y trabaje en *serie* con el que funciona con energía solar, éste último, el **generador principal**, recibe la *solución diluída* que viene del absorbedor y la concentra, tanto como pueda, con la temperatura disponible del agua que viene desde el colector. La solución luego pasa al **generador auxiliar** que concentra la solución hasta la concentración requerida. Los 2 generadores harán la tarea que normalmente puede hacer uno solo cuando la temperatura del agua del colector es lo suficientemente alta, sin interferir la energía convencional con la absorbida por el colector solar. Los demás componentes del sistema seguirán trabajando normalmente.



CIRCUITO PARA UTILIZAR ENERGIA CONVENCIONAL EN SISTEMA

FIG. 3.4.

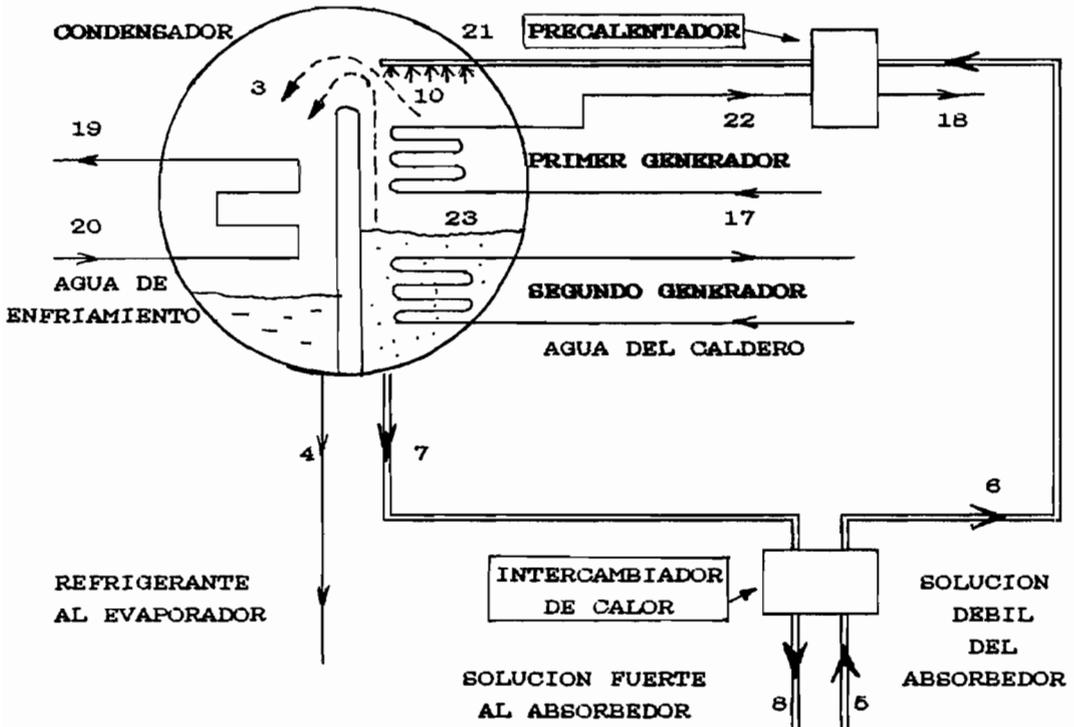
elevada del colector en momentos en que exista bajo flujo solar no es práctico, ya que se perderá energía en vez de ganarla.

El límite para que éste método de respaldo sea útil, es que $T_{17} > T_{18}$, lo que da un margen límite de operación bastante pequeño, por lo que debe ser descartado.

Una propuesta más eficiente y prometedora es el añadir un *generador auxiliar* al sistema, que funcione con energía convencional y trabaje en *serie* con el que funciona con energía solar, éste último, el **generador principal**, recibe la *solución diluída* que viene del absorbedor y la concentra, tanto como pueda, con la temperatura disponible del agua que viene desde el colector. La solución luego pasa al *generador auxiliar* que concentra la solución hasta la concentración requerida. Los dos generadores harán la tarea que normalmente puede hacer uno solo cuando la temperatura del agua del colector es lo suficientemente alta, sin interferir la energía convencional con la absorbida por el colector solar. Los demás componentes del sistema seguirán trabajando normalmente.

Existen dos *configuraciones básicas* de generadores auxiliares, una es *dos generadores dentro del mismo casco o coraza*, funcionando con el mismo condensador, otra es usar *dos corazas diferentes*, conteniendo un condensador y un generador cada uno. El sistema de un solo casco o coraza se ilustra en la FIG. 3.5.. El generador "solar" es del tipo "spray" diseñado para operar a bajas y medianas temperaturas, el

generador auxiliar es del tipo sumergido, teniendo la fuente de calor a alta temperatura.

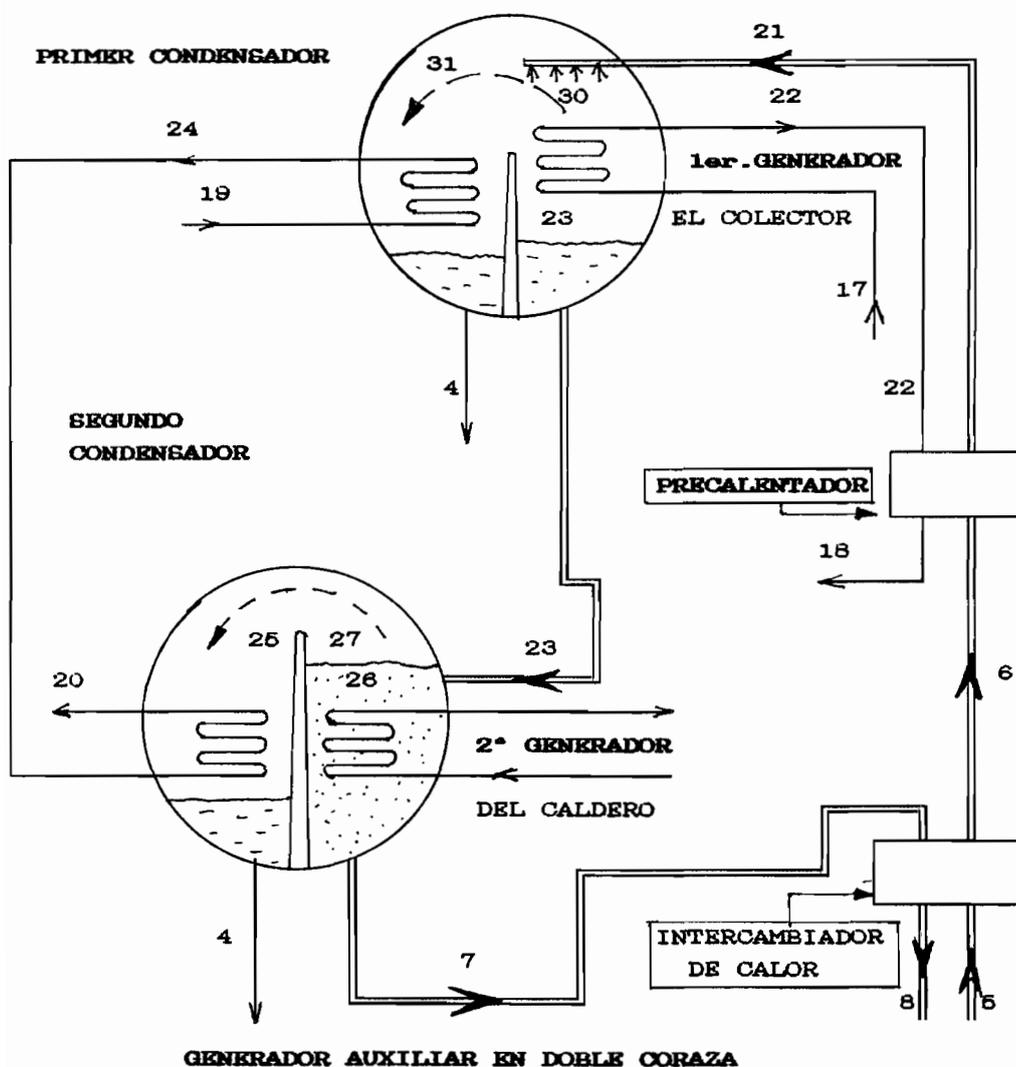


GENERADOR AUXILIAR CON UNA SOLA CORAZA

FIG. 3.5.

La solución que abandona el primer generador *gotea* enseguida en el segundo, los dos generadores operan con un solo condensador que toma el vapor de ambos. La desventaja de el sistema de una sola coraza es que el condensador no se *adapta* por sí mismo a variaciones en la distribución de carga entre el primero y el segundo generador. Para un determinado flujo y temperatura del agua de ingreso al condensador, la temperatura de condensación y la presión de vapor del refrigerante en la

coraza está determinada por la liberación de vapor desde ambos generadores, por lo tanto, en momentos en los que exista bajo flujo solar, y el primer generador solo maneje una pequeña parte de la carga, éste debe trabajar contra una relativamente alta presión de condensación causada por el vapor del generador auxiliar. Como alternativa en el diseño, se pueden colocar dos generadores dentro de dos corazas separadas, cada una con su propio condensador como en la FIG. 3.6.



GENERADOR AUXILIAR EN DOBLE CORAZA

FIG. 3.6.

Ahora la presión de vapor de cada coraza *corresponderá* a la *carga en su generador* y el condensador *se adaptará* por sí mismo a la cantidad de vapor generado. Esta alternativa requiere de una coraza adicional y el doble del número de tubos, o sea, dos condensadores. Cada condensador es utilizado aquí solo en *proporción a la carga* que lleva cada generador mientras que en la configuración de una sola coraza el área total del condensador es utilizada todo el tiempo.

En la FIG. 3.6. la solución proveniente del absorbedor (*estado 6*) es precalentada (*estado 21*), luego concentrada en el primer generador a una concentración intermedia (*estado 23*) por el agua calentada por el Sol (*estado 17*). El vapor refrigerante liberado por éste (*estado 31*), se condensa en el primer condensador, el cual recibe el agua de enfriamiento directamente de la torre a la temperatura más baja (*estado 19*), la solución en el (*estado 23*) alimenta por gravedad el generador auxiliar donde la solución se concentra más aún (*estado 7*) y retorna al absorbedor. El vapor liberado desde éste (*estado 27*) es condensado en el segundo condensador, el cual recibe agua de enfriamiento desde la descarga del primer condensador (*estado . 24*). Operando en serie los dos condensadores en el presente sistema *no se requiere* de más agua de enfriamiento de la necesaria para un solo condensador en una configuración de una sola coraza, por lo tanto, no se necesita modificar la torre de enfriamiento.

Para evaluar el funcionamiento *TADIRAN* hizo funcionar su unidad de 200 TR. El método utilizado en los cálculos consiste en *variar* el ingreso de energía solar al generador mientras se mantienen constantes el resto de condiciones de operación de la máquina, en su punto de diseño. Variando el flujo solar el generador auxiliar *proporcionaba* lo que el primero no podía.

En la **FIG. 3.7.** se muestra los resultados de cálculo de la configuración de una sola coraza, unos cálculos se hicieron para un condensador de tamaño nominal y otros para uno del doble del tamaño nominal (comparable al uso de dos corazas), en cada uno la **FIG. 3.7.** muestra el porcentaje de carga suministrada por cada uno de los generadores como función de la temperatura de ingreso de agua caliente al primer generador (agua proveniente del colector solar).

% DE CAPACIDAD NOMINAL

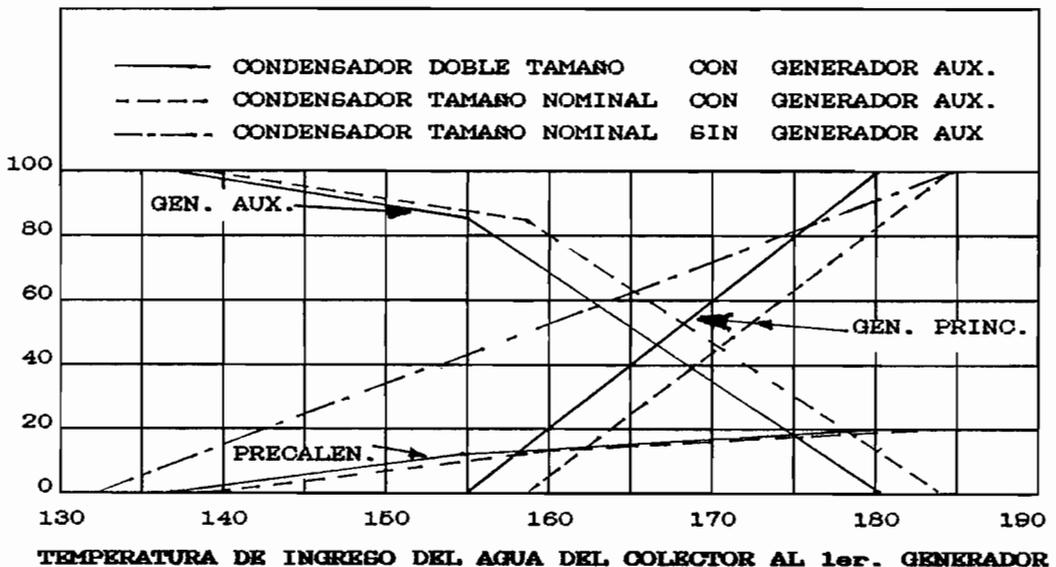


FIG. 3.7.

El primer generador cesa sus funciones completamente cuando la temperatura del agua del colector es igual a la temperatura de equilibrio (*punto 10* en la FIG. 3.5) que es determinada por la temperatura de condensamiento y la concentración diluída. En este punto el agua del colector puede todavía hacer un pequeño trabajo en el precalentador. El precalentador también deja de trabajar cuando la temperatura del agua del colector es menor o igual a la de la solución que viene del intercambiador recuperativo (*punto 6* en la FIG. 3.5), los puntos de transición son claramente definidos en la FIG. 3.7.

El uso de *condensador de doble tamaño* (línea sólida) es claramente una mejora sobre el de *tamaño nominal* (línea punteada) y muestra una diferencia de 3 °F en la temperatura de agua caliente para una determinada carga. La respuesta de una máquina sin *generador auxiliar* se dibuja también en la FIG. 3.7 para fines de *comparación*, para un *condensador de tamaño nominal*. Está claro entonces que a cualquier temperatura de agua caliente la máquina puede hacer un mejor uso de la energía solar si ésta no tiene el *segundo generador*, sin embargo, no podrá enviar la carga de refrigeración completa. El resultado de esto es que el hecho de *añadir* calor a *alta temperatura* en el *segundo generador* reduce la capacidad de uso de calor solar a *baja temperatura*.

La FIG. 3.8. muestra una comparación entre dos configuraciones de *generador auxiliar*. Se muestran líneas sólidas para el

sistema de dos corazas y líneas punteadas para una sola coraza con doble tamaño de condensador. Se observa que a *bajas temperaturas* de agua caliente es preferible usar *dos corazas separadas*, con condensador de tamaño nominal en cada coraza. Cuando este es el caso, la solución entrando a la segunda coraza puede siempre liberar algo más de vapor a pesar de la baja temperatura de condensación que existe en la segunda coraza. El **segundo condensador** por lo tanto, no estará completamente *ocioso* aún cuando el **segundo generador** no esté operando. El primer generador deja de operar cuando el agua del colector (*punto 17* en la **FIG. 3.5**) es menor o igual a la

% DE CAPACIDAD NOMINAL

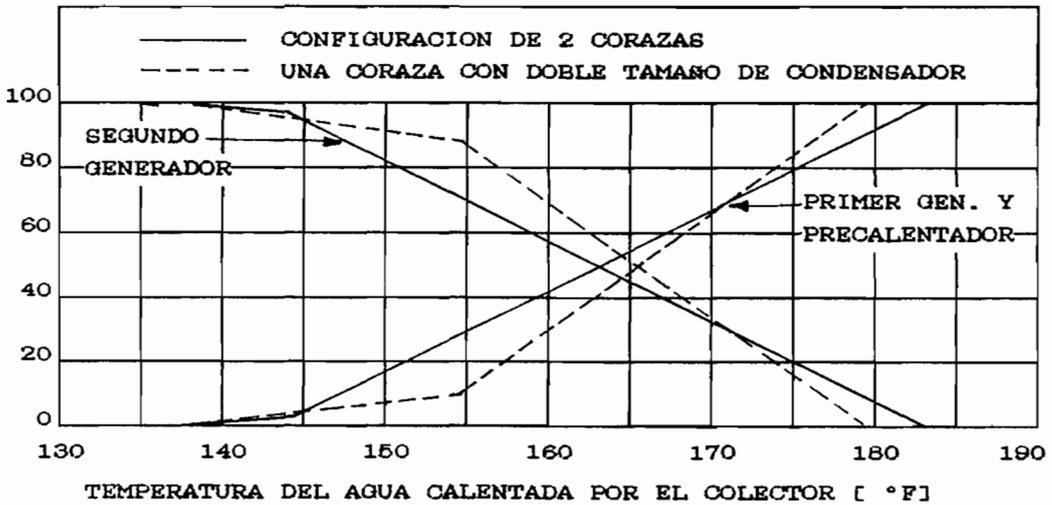


FIG. 3.8.

temperatura de equilibrio (*punto 30*) determinada por la concentración débil y la temperatura de condensación de la

primera coraza. Sin embargo, en esta configuración el hecho de que la temperatura de condensación en la primera coraza es reducida en la medida de que la carga del primer generador decrezca. Habilita al primer generador para poder hacer uso del agua del colector solar a menores temperaturas en la configuración de una sola coraza. De la FIG. 3.5 es evidente también que un condensador de doble tamaño en una sola coraza con los dos generadores es preferible a usar corazas independientes cuando la temperatura del colector solar está sobre cierto valor (175 °F o 79 °C), en este caso cuando el primer generador lleve la mayor parte de la carga, funcionará mejor con un condensador de mayor tamaño.

El resultado de la evaluación señala las ventajas del sistema de dos corazas para el generador auxiliar si se desea obtener plena carga haciendo máximo uso de la energía solar disponible hasta el menor límite posible.

3.5. REFRIGERACION Y CAPACIDAD DE ALMACENAMIENTO DE ENERGIA.

Almacenar energía es un aspecto clave para usar colectores solares en un sistema útil.

3.5.1. Almacenamiento de energía.

Cada sistema de energía solar tiene un cierto grado de almacenamiento de energía, tanto en el caso de que se

provea deliberadamente de un lugar para guardar suficiente energía como para cubrir las fluctuaciones en el flujo de ingreso, como también a través de la inercia térmica del sistema de colectores y del fluido de transferencia de calor.

El almacenamiento de energía es útil solo por un corto periodo de tiempo medido en horas o en días. En principio se podría hacer capacidades de almacenamiento de energía suficientemente grandes para varios días, pero el costo sería prohibitivo a menos que se usen lagunas con solución salina que es a la vez colector solar y tanque de almacenamiento de energía durante semanas. Almacenar energía es de importancia crítica para el éxito de cualquier fuente intermitente de energía, el problema está en que se complica con la utilización de energía solar ya que el subsistema de almacenamiento de energía debe ser suficientemente grande para abastecer el sistema en momentos de poco flujo solar, que pueden durar días y a veces meses, un subsistema tan grande resulta no-rentable, la alternativa es usar fuentes convencionales de energía para esos momentos, como electricidad o combustible, lo cual representa inversión en capacidad instalada que permanecerá buena parte del tiempo ociosa.

El segundo problema está en hacer el colector solar lo suficientemente grande para restaurar la energía almacenada durante los días soleados, que se desgastará en los días nublados. Esta área adicional del colector significa inversión, además observación de los periodos soleados, nublados y seminublados.

3.5.2. Almacenamiento de energía térmica por medio de calor sensible.

El hecho de usar calor sensible implica que el fluido de almacenamiento de calor no experimentará cambio de fase. La ecuación básica para calcular la cantidad de calor almacenado en una unidad de masa de material está dada por la ecuación.

$$Q/m = c_p \Delta T \quad (3.1)$$

donde c_p es el calor específico del material a presión constante, ΔT es el incremento de temperatura sobre el mínimo de temperatura requerida por el sistema.

Si se tiene el volúmen específico del material tendremos la ecuación:

$$Q/V = \rho c_p \Delta T \quad (3.2)$$

donde V es el volumen de recipiente, la capacidad de almacenar calor sensible en un recipiente depende luego de RO y c

La capacidad de un material de absorber o inyectar calor a otro material también es importante, la habilidad de una sustancia de almacenar calor es también función de la difusividad térmica k/ROc donde k es el coeficiente de conductividad térmica del material.

3.5.3. Cálculo de funcionamiento del tanque de almacenamiento de calor.

El tanque de almacenamiento de calor tiene la posibilidad de ganar o perder energía, una vez determinada la masa del tanque de almacenamiento de calor M_{HST} , se hará para cada instante el cálculo de energía que será suministrada por el colector Q_{ARCA} , y la suministrada por el quemador Q_{FURN1} . Contra esta "ganancia" de calor existirá la carga Q_{CARGA} que tiene que suministrar al ciclo de absorción, este calor será igual a la suma de cargas en el precalentador Q_{PH} , generador principal Q_{GI} , generador auxiliar Q_{GII} , y las pérdidas de calor a través de las paredes del tanque Q_{HST} .

El calor ganado por el agua del tanque en cada instante será:

$$Q_{GANADO} = Q_{AREA} + Q_{FURN1} \quad (3.3)$$

El calor perdido a su vez será:

$$Q_{PERDIDO} = Q_{PH} + Q_{GI} + Q_{GII} + Q_{HST} \quad (3.4)$$

El calor neto ganado o perdido se calculará así:

$$Q_{NETO} = Q_{GANADO} - Q_{PERDIDO} \quad (3.5)$$

Si Q_{NETO} es positivo se incrementará la temperatura del tanque de almacenamiento de calor T_{HST} , en caso contrario disminuirá según la siguiente expresión.

$$T_{HST} = T_{HST} + \Delta T_{HST} \quad (3.6)$$

donde

$$\Delta T_{HST} = (Q_{NETO} / (M_{HST} * C_{P_{agua}})) * TIEMPO \quad (3.7)$$

La pérdida de calor a través de las paredes del tanque pueden ser por convección y conducción. Estas se disminuyen usando un aislante térmico, en las paredes. El cálculo de ésta pérdida se explica en el **APENDICE C.**

3.6. SUMINISTRO DE AIRE ACONDICIONADO AUXILIAR.

Guayaquil y el litoral ecuatoriano en general, tienen prolongados períodos nublados, y una demanda de acondicionamiento de aire relativamente alta. Para suplir esta demanda existen dos métodos.

El primero toma la ventaja del hecho de que existe el chiller de absorción instalado, y puede adaptársele un calentador de agua a gas, para suministrar calor al tanque de almacenamiento, y al generador auxiliar.

El segundo incluye un sistema separado convencional de compresión de vapor que se active automáticamente si la temperatura del tanque baja de un límite establecido previamente.

En nuestro diseño, considerando que el colector suplirá el 100% de las necesidades del chiller, y el relativamente bajo precio local del combustible convencional, se utilizará la primera alternativa.

Se analizará el costo de la energía convencional utilizada, posteriormente en el capítulo 5.

3.7. SUMINISTRO DE CALOR AUXILIAR Y TIPO DE GENERADOR AUXILIAR A UTILIZARSE.

El suministro de calor en caso de no tener suficiente energía solar disponible, podría venir de los desechos de calor del vapor o condensado de un caldero, que se encuentra en fábricas, escuelas, hospitales, así como de un *"calentador"* de agua que no necesariamente produzca vapor. En el caso de que se disponga de un caldero conviene usar un generador auxiliar con un intercambiador de calor tipo *"sumergido"* en la solución, ya que se tendría un diferencial de temperatura suficientemente alto para una fácil transferencia de calor. Pero como se verá posteriormente, en el diseño y modelaje numérico, se asumirá que se tiene un *"calentador"* de agua y no un caldero, con un pequeño diferencial de temperatura, para realizar la transferencia de calor. Debido a eso se asumirá que el *generador auxiliar* tendrá las mismas características de transferencia de calor que el principal.

En cuanto a la capacidad del *"quemador"* que se utilizará en el *"calentador"* de agua, se asumirá que puede reemplazar completamente al colector solar en la hora y condiciones de diseño (carga nominal, temperatura, humedad relativa, posición solar, etc), es decir, podría entregar la energía necesitada por el precalentador, generador principal, y solventar las pérdidas de calor en tanque y tuberías, sin que disminuya la temperatura del tanque de almacenamiento de calor, siempre que se mantengan constantes las condiciones de diseño.

3.8. OTROS CONTROLES Y PRINCIPIOS DE DISEÑO.

El más importante principio de diseño en sistemas solares de acondicionamiento de aire es usar la menor temperatura posible en el fluido del colector, para *asegurar alta eficiencia* en la operación del colector solar.

Para esto se pueden tomar las siguientes medidas:

Operar el chiller (el generador) a la más baja temperatura razonable, con la cual se tenga aún una eficiencia alta en el ciclo de absorción.

Trabajar a presión elevada en el tanque y colectores, para evitar la evaporación del fluido que puede causar disminución de la eficiencia de transferencia de calor en los colectores.

Se recomienda también seleccionar una adecuada torre de enfriamiento para conseguir las temperaturas más bajas posibles en el condensador y absorbedor.

Para el sistema de control se debe tratar de reducir el número de encendidas y apagadas del ciclo. Para esto se deben diseñar los tanques de almacenamiento de calor y de frío con las capacidades adecuadas.

Es preferible encender el ciclo con un reloj a una hora

determinada del día y apagarlo cuando el termostato del tanque de almacenamiento de calor indique una temperatura menor a un valor fijo. Si en este instante el termostato de las habitaciones pide enfriamiento, el tanque de almacenamiento de frío cubrirá la demanda temporalmente.

Un sistema de compresión auxiliar podría entrar a trabajar cuando la temperatura del tanque frío baje de un valor prefijado.

3.9. SISTEMA DE ABSORCIÓN A DISEÑAR.

Siguiendo las recomendaciones de las Secciones 3.2, 3.3 y 3.4. se diseñará un sistema que tenga un *intercambiador de calor recuperativo*, un *precalentador* para reducir el tamaño y costo del generador, mejorar la distribución de solución sobre el generador debido al supercalentamiento, y mejorar el funcionamiento del sistema a carga parcial. Se usará también un *generador auxiliar* que estará en una coraza diferente a la del *generador principal*, cada uno con su correspondiente condensador. Para permitir a la máquina utilizar más efectivamente el calor solar a baja temperatura. El esquema de este sistema se muestra en la FIG. 3.9.

La diferencia entre el sistema de la FIG. 3.1. y el que se va a diseñar, FIG. 3.9., consiste en que el agua "*caliente*" que se

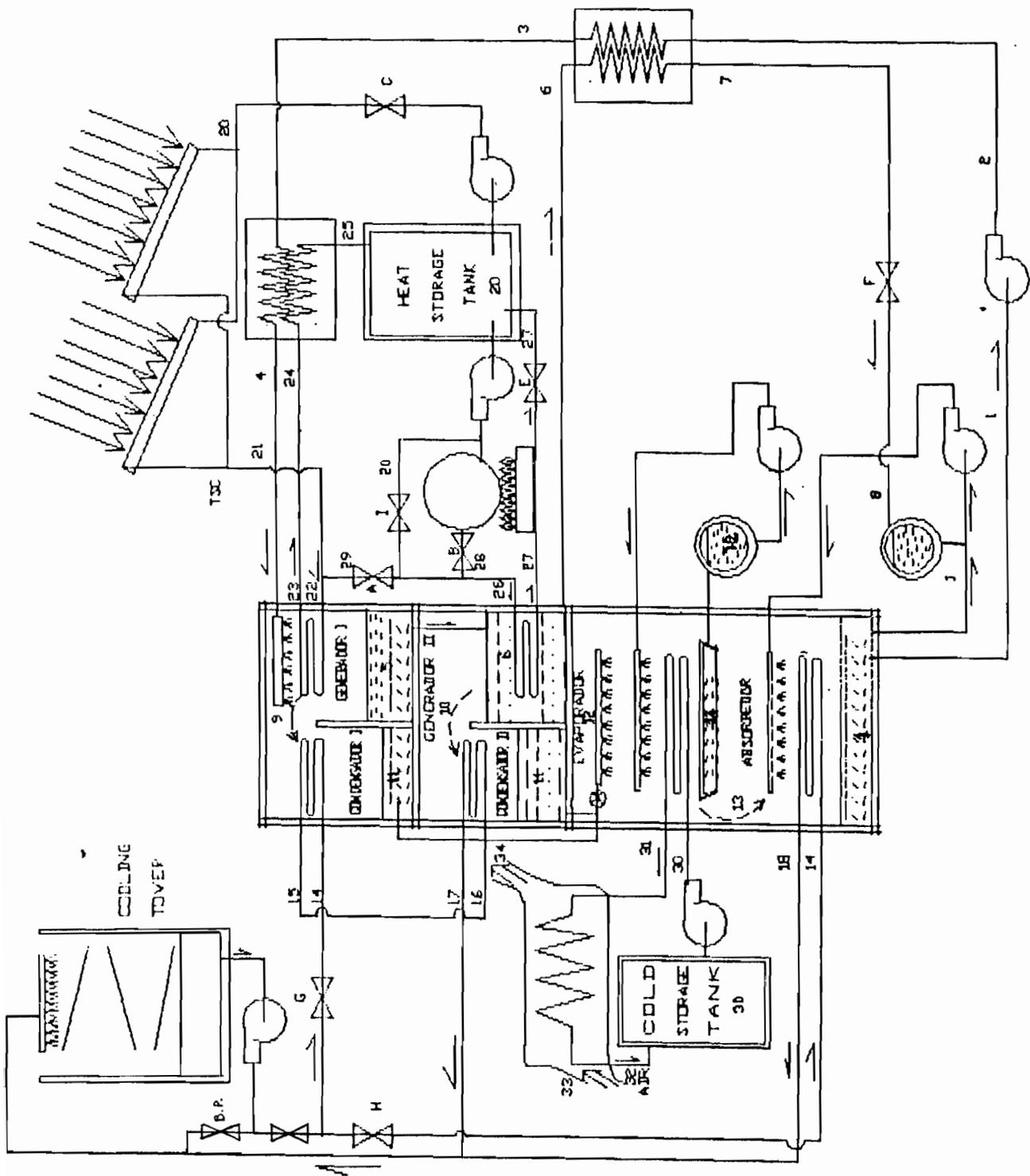


FIG. 3.9.

ingrese al generador principal vendrá desde el colector directamente, y no desde el tanque, esto se hace para aprovechar la alta temperatura que se obtiene a la salida del colector y no perder la "*calidad*" de energía al mezclarse con el agua del tanque, donde se tendría una menor temperatura, y habría que calentar más, y por más tiempo el agua para obtener el flujo másico de refrigerante deseado.

El agua del colector al salir del generador principal irá al precalentador y luego al tanque de almacenamiento aprovechando al máximo la energía solar.

El *quemador auxiliar* será colocado de manera similar a la FIG. 3.1., tomará agua del tanque, para calentarla, pero puede desviarse el agua a través de un by-pass, y llegar a cualquiera de los dos generadores dependiendo de las condiciones de operación del ciclo.

Tendremos básicamente dos casos de operación:

CASO I Cuando se pueda captar energía solar, es decir cuando la eficiencia del colector solar sea mayor a 0, en este caso las válvulas B, C y E deben estar abiertas. El agua del colector entrará al generador y al precalentador, completando su ciclo al llegar al tanque de almacenamiento de calor. Al mismo tiempo si se requiere el encendido del quemador auxiliar,

circulará agua del tanque, al quemador, generador auxiliar, y regresará al tanque por la válvula E. Además es posible que se apague la bomba de agua al quemador si el flujo solar es suficientemente alto para que funcione el ciclo.

También es posible tener el quemador a carga parcial cuando con el precalentador y el generador principal no se pueda entregar suficiente calor a la solución como para producir el flujo de refrigerante necesario.

Durante el arranque del sistema se podría tener las bombas del colector y quemador trabajando sin encender la bomba del absorbedor (ciclo de absorción apagado), hasta que la temperatura del tanque de almacenamiento de calor sea lo suficientemente alta como para que las temperaturas máximas alcanzables en las fuentes de calor logren producir el flujo de refrigerante necesario.

CASO II cuando no se pueda captar energía solar. En este caso primeramente se cierra la **válvula C**, se abre la **A**, y se apaga la **bomba del colector**.

Puede ocurrir que la temperatura del tanque de calor **THST** sea tan baja que con la capacidad de diseño del quemador, no sea posible alcanzar una temperatura adecuada para generar refrigerante. Y se deba apagar la bomba del absorbedor, y por consiguiente el **ciclo de absorción**.

También existe la posibilidad de que con la ayuda del quemador sí se llegue a una temperatura adecuada, en este caso se cerraría la **válvula I** y la **E**, se hace pasar el flujo del tanque, al quemador, generador principal, precalentador, hasta completar el ciclo en el tanque.

También la temperatura del tanque puede ser suficientemente alta para producir el efecto refrigerante sin necesidad del quemador, para esto se cierra la **válvula B**, se abre la **I**, realizando un by-pass al quemador, para luego entrar al generador principal, precalentador y regresar al tanque.

Otro elemento importante es la **Torre de enfriamiento**, esta debe suministrar agua de enfriamiento al absorbedor y condensador. En el esquema de la **FIG. 3.1.** se observa como es el ciclo del agua de enfriamiento para el condensador, pero no para el absorbedor. El mecanismo de control de capacidad usado en varios diseños es el de aumentar la temperatura del condensador manteniendo constante la del absorbedor, pero esto requiere de construir **circuitos independientes** de enfriamiento para cada dispositivo por separados, **con su propia bomba**. En este diseño se controlará la capacidad de producción de refrigerante utilizando **una sola bomba**, en vez de dos, y controlando el flujo de agua de enfriamiento por medio de válvulas, (**G y H**), para el absorbedor y condensador. Lógicamente el aumentar la temperatura del condensador requiere un by-pass a la torre de

enfriamiento, controlado por la válvula J. Esto aumentará la temperatura de entrada del agua al condensador y absorbedor al mismo valor. Luego no se tendrían temperaturas diferentes, si no iguales en el absorbedor y condensador, esto es bueno tener en claro para cuando se realice el modelaje numérico del sistema.

El siguiente elemento es el *Tanque de Almacenamiento de agua Fría (CST)* que está conectado en la misma disposición de la FIG. 3.1. en el sistema a diseñar. Se envía agua del chiller por una bomba hasta el evaporador, donde se enfría, luego va al intercambiador de calor que baja la temperatura y condensa la humedad del espacio a acondicionar, tomando calor del aire. Finalmente regresa al tanque de agua fría completando el ciclo.

3.10. EFICIENCIA DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR.

Cuando se quiere describir la cantidad de flujo de calor de un fluido a otro, a través de un intercambiador de calor, para propósitos prácticos se usa la ecuación.

$$Q = U * A * LMTD \quad (3.8)$$

donde: U = coeficiente global de transferencia de calor.

A = área de transferencia de calor asociada con U.

LMTD = diferencia de temperatura media logarítmica.

A su vez la ecuación que define el LMTD está dada por:

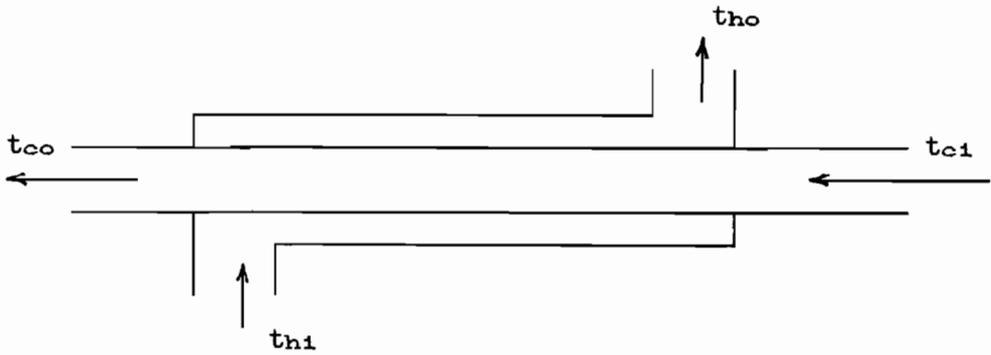
$$\text{LMTD} = (\Delta t_2 - \Delta t_1) / \text{LN}(\Delta t_2 / \Delta t_1) \quad (3.9)$$

El coeficiente global de transferencia de calor es variable, ya que existen cambios en las propiedades físicas y en las características hidrodinámicas de una parte a otra del intercambiador de calor. Además el cálculo de U es difícil, y está sujeto a grandes errores en algunos casos.

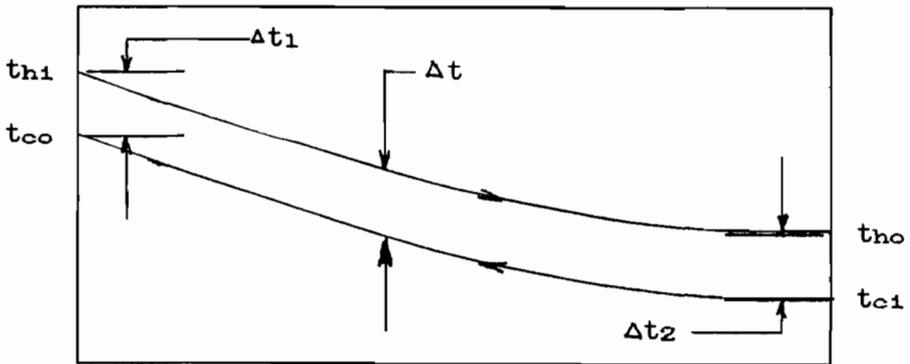
La ec. (3.8) requiere de la asunción de un valor promedio y la determinación de un adecuado LMTD. Las asunciones adecuadas para calcular el LMTD requerido para flujo paralelo y turbulento son:

- Los coeficientes globales de transferencia de calor U , los flujos máxicos \dot{m}_c y \dot{m}_h , los calores específicos c_c y c_h son constantes, donde los subíndices c y h se refieren a los fluidos frío y caliente, respectivamente.
- No hay ganancia o pérdida de calor externa a los intercambiadores de calor.
- Una temperatura homogénea se aplica a cada flujo en cada sección transversal.

Los valores de Δt_2 y Δt_1 , se definen en la FIG. 3.10. y la FIG. 3.11. La ec. (3.8) será calculada para dejar un parámetro $U \cdot A$ para el diseño posterior de los intercambiadores de calor, cosa que no se hará en el presente trabajo porque el cálculo exacto del número de tubos, diámetros, y áreas de transferencia de calor para intercambiadores, no es el objetivo que se desea alcanzar.

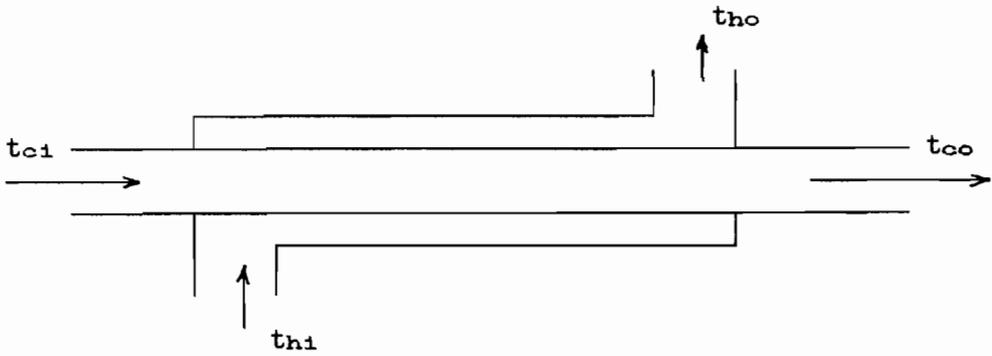


TEMPERATURA

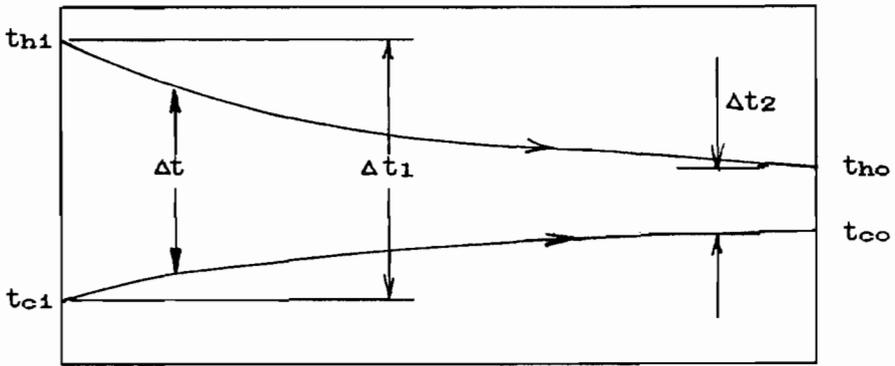


AREA
INTERCAMBIADOR DE CONTRAFLUJO

FIG. 3.10.



TEMPERATURA



AREA
INTERCAMBIADOR DE FLUJO PARALELO

FIG. 3.11.

El método **LMTD** sirve únicamente para cuando se conocen las temperaturas de *entrada y salida* de los flujos, esto ocurre únicamente durante el proceso de diseño. Si se conocen 3 de las temperaturas, junto con los flujos másicos de cada fluido, la cuarta temperatura se calcula fácilmente por un simple balance de masa. Cuando se conocen solo dos temperaturas, sin embargo, se deben efectuar procedimientos iterativos, debido a la forma de la ec. (3.9).

El método **NTU** "Number or Transfer Units" elimina el

procedimiento interactivo del **LMTD**. cuando solo se conocen las temperaturas de *entrada* de los fluidos. Para esto se define la "*efectividad del intercambiador de calor*" de la siguiente forma.

$$\Sigma = \frac{\text{FLUJO DE CALOR ACTUAL}}{\text{FLUJO DE CALOR MAXIMO POSIBLE}} \quad (3.10)$$

El flujo de calor actual está dado por

$$\dot{Q} = C_h (t_{h1} - t_{h0}) = C_c (t_{c0} - t_{c1}) \quad (3.11)$$

donde: C = capacidad calorífica del fluido

$t_{h1}, t_{h0}, t_{c0}, t_{c1}$ = temperaturas definidas según las **FIG. 3.10** y **FIG. 3.11**.

C a su vez se define por el producto entre flujo másico por el calor específico a presión constante

$$C = m * c_p \quad (3.12)$$

El flujo máximo posible de calor a su vez es:

$$\dot{Q}_{\text{máx}} = C_{\text{mín}} * (t_{h1} - t_{c1}) \quad (3.13)$$

Esto es cierto porque la máxima transferencia de calor ocurriría cuando uno de los flujos tenga un cambio de

temperatura igual al máximo cambio posible en el intercambiador es decir, $(t_{h1} - t_{c1})$. El fluido que pueda experimentar éste cambio de temperatura debe ser el que tenga el mínimo valor de C (el C_{\min}) para satisfacer el balance de energía.

El fluido con el valor mínimo de C puede ser el caliente o el frío. En el primer caso...

Si $C_h = C_{\min}$

$$\Sigma = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{C_h (t_{h1} - t_{h2})}{C_{\min}(t_{h1} - t_{c1})} = \frac{t_{h1} - t_{h2}}{t_{h1} - t_{c1}} \quad (3.14)$$

Si $C_c = C_{\min}$

$$\Sigma = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{C_c (t_{c2} - t_{c1})}{C_{\min}(t_{h1} - t_{c1})} = \frac{t_{c2} - t_{c1}}{t_{h1} - t_{c1}} \quad (3.15)$$

Una forma de calcular la eficiencia del intercambiador de calor es mediante el parámetro **NTU**, definido como

$$NTU = UA / C_{\min} \quad (3.16)$$

y del parámetro C definido por:

$$C = C_{\min} / C_{\max} \quad (3.17)$$

Para flujo paralelo la eficiencia se calcula como:

$$\Sigma = \frac{1 - \exp[-NTU(1+C)]}{1+C} \quad (3.18)$$

Para contraflujo:

$$\Sigma = \frac{1 - \exp[-NTU(1-C)]}{1 - C \exp[-NTU(1-C)]} \quad (3.18)$$

Se puede observar que la configuración de flujos no es importante cuando $C_{\min}/C_{\max} = 0$, es decir, cuando uno de los flujos experimenta un cambio de fase, donde c_p puede ser considerado infinito. Esto se puede asumir en el evaporador, condensador, y el generador inclusive, donde las temperaturas a la entrada y salida de la solución se consideran iguales.

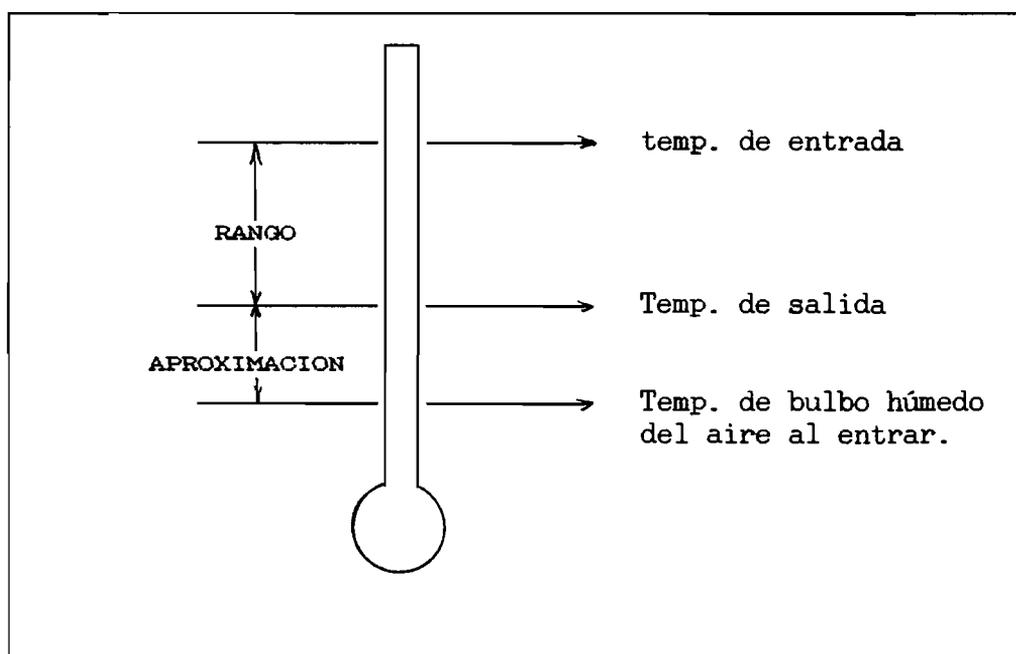
3.11. RECHAZO DE CALOR A LA ATMOSFERA Y TORRE DE ENFRIAMIENTO.

En sistemas de refrigeración siempre se necesita rechazar calor a la atmósfera, uno de los equipos que hacen esto es el condensador enfriado por aire, utilizado en sistemas de ventana. Otra forma de rechazo de calor es a través del contacto directo con agua, en el cual toma lugar un proceso combinado de transferencia de calor y masa. El proceso de condensación siempre se puede mantener a temperatura más baja con los dispositivos evaporativos que con los condensadores enfriados por aire. Esto es debido a que la temperatura de condensación de una torre de enfriamiento ideal se aproxima a la temperatura de bulbo húmedo, mientras que la del condensador enfriado por aire se aproxima a la de bulbo seco.

En las torre de enfriamiento se enfría el agua por contacto con el aire, y evaporación de parte del agua. En ellas, existen ventiladores que mueven el aire en sentido vertical hacia arriba, cuando es una torre de contraflujo, y en sentido horizontal cuando es una torre de flujo cruzado.

Una gran superficie de transferencia de calor se provee lanzando el agua en forma de "spray" a través de toberas o salpicando el agua, pasándola de bandeja en bandeja.

El funcionamiento de torres se enfriamiento expresa generalmente en términos de rango y aproximación, como se muestra en la FIG. 3.12.



RANGO Y APROXIMACION EN UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO

FIG. 3.12.

El *rango* es la reducción de temperatura del agua a través de la torre de enfriamiento, la *aproximación*, es la diferencia de temperaturas entre la temperatura de bulbo húmedo del aire que ingresa, y la temperatura de salida del agua.

En el diseño y modelaje se asumirá que se tiene 3 °C de aproximación y 5 °C de rango. También se asumirá que el absorbedor y condensador se mantendrán siempre a 11 °C sobre la temperatura de bulbo húmedo. Quedan 3 °C de diferencial entre la temperatura de salida del agua de enfriamiento y la temperatura del condensador. Esto último se asumió en estudios realizados en otras universidades.

En la torre de enfriamiento la transferencia de calor tiene lugar del agua al aire no saturado. Dos fuerzas inducen la transferencia, la diferencia en temperaturas de bulbo húmedo y la diferencia en las presiones de vapor entre la superficie del agua y el aire.



CAPITULO IV

PROGRAMA DE COMPUTACION PARA DIMENSIONAR EL SISTEMA

4.1. PARAMETROS A CONSIDERAR.

Los parámetros que determinan el funcionamiento del sistema son básicamente:

La *Carga de enfriamiento* que el sistema debe proporcionar, se calcula de acuerdo a las fuentes de calor internas, número de personas en el edificio, y coeficiente de ganancia de calor del edificio, y temperatura promedio máxima para una hora y mes determinado por la persona que haga el cálculo de carga. El programa elaborado requiere del cálculo previo de éste valor, para correr.

La *Temperatura de bulbo húmedo*, se debe crear un archivo con Datos Climáticos, como los del **APENDICE A**, para seleccionar la temperatura de bulbo húmedo de diseño. Se han elaborado 3 programas, conectados al programa principal, para crear, completar y corregir archivos, con datos de temperatura, humedad relativa, y velocidad del viento, para 24 horas, los 12 meses del año.

El programa principal exigirá que se complete el archivo de datos de clima, comunicándose con sus programas satélites. Este proceso del ingreso de datos es un poco tedioso, y demorará de 2 a 3 horas, una vez realizado esto correctamente, el programa buscará para las 9:00h, en el transcurso del año, las temperatura promedio de bulbo seco T_{MBD} y humedad relativa promedio HR_{MED} , que nos den la máxima temperatura de bulbo húmedo T_{BH} , con estos valores se hará el diseño del sistema. Se usan las 9:00h debido a que desde esta hora se requiere en las oficinas y hogares, acondicionamiento de aire. El cálculo de la temperatura de bulbo húmedo se hará por medio de una subrutina obtenida de la carta psicométrica, en el programa principal.

Estos programas satélites se listan en el **APENDICE B**. Para su operación están provistos de un archivo de ayuda, se lo llama oprimiendo la tecla **F1**. El archivo donde se graben los datos de clima es del tipo de acceso directo y tiene el nombre de la ciudad o punto geográfico del lugar para el cual se desea diseñar el sistema.

La *Temperatura del evaporador*, debe estar entre los 0 y 5 °C, mientras más se aproxime a 0 °C, se necesitarán temperaturas más elevadas en el generador, ya que requerirá de concentraciones más altas y se disminuiría la eficiencia de operación del colector solar. Además de que a 0 °C, el vapor pasaría al estado sólido, directamente. Pero si se aproxima a

5 °C o supera este valor, la transferencia de calor será difícil entre el evaporador, y el agua del chiller, pues se tendría un bajo diferencial de temperatura y se necesitaría un área grande para cubrir la deficiencia del pequeño diferencial. La temperatura de salida del agua del chiller recomendada es de 6.7°C, según normas de *ASHRAE*.

Una vez creado el archivo de Datos de Clima para la ciudad en cuestión, el programa necesitará la *Latitud* y *Longitud Geográfica* y 2 constantes climáticas *C* y *S*. Si no se desea diseñar para Guayaquil, estos valores que no están en el programa, deben calcularse, comunicándose con un programa satélite, cuyo listado y funcionamiento se explican en el **APENDICE D**.

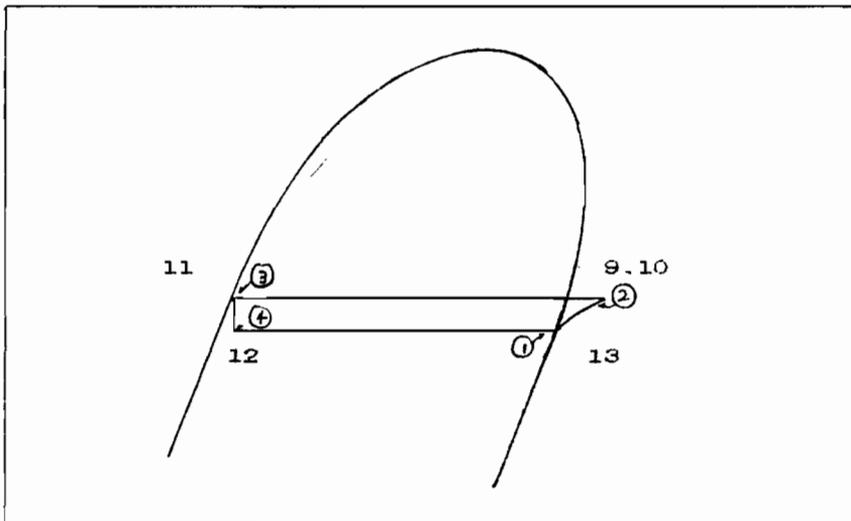
Estos últimos parámetros, **no** intervienen directamente sobre el ciclo de absorción, pero si tienen una influencia radical sobre el diseño y operación del colector. Sin ellos no se puede diseñar el sistema completo, si se desea convertir la energía solar en principal fuente de energía. Los valores de estos parámetros se almacenan en 2 archivos con el nombre de la ciudad como *FILENAME* y ".DT1" y "DT2" (datos 1 y 2), como *FILEEXTENSION*.

4.2. CALCULOS DE PROPIEDADES TERMODINAMICAS Y FLUJO MASICO PARA EL CICLO DE ABSORCION DE ACUERDO A LA DEMANDA DE ENFRIAMIENTO.

La temperatura de bulbo húmedo más alta a las 9:00h corresponde a la del mes de marzo. Una vez leído los archivos de datos de clima, previamente grabados, se selecciona el T_{BH} , para el diseño del sistema. Luego se pide la demanda de enfriamiento en TON de refrigeración Q_R y la temperatura a la que trabajará el evaporador T_{Ev} . Para poder comparar resultados con un sistema de diseño anterior, el **ARKLA WFB300** de 25 TON de refrigeración, elaborado por **ARKLA INDUSTRIES INC.**, se utilizará la misma capacidad (25 TON), y 5 °C como temperatura del evaporador.

Sabiendo que el refrigerante es el **agua**, se tiene a la mano el **diagrama P-H** del agua, de la **FIG. 1.8.**, en la que se gráfica el ciclo del refrigerante, como el del esquema de la **FIG. 4.1.**

PRESION



ENTALPIA

ESQUEMA DEL CICLO DEL AGUA COMO REFRIGERANTE

FIG. 4.1.

Los *estados 9,10,11,12 y 13* de la **FIG. 3.9.** se encuentran graficados en el esquema de la **FIG. 4.1.** El *refrigerante (el agua)*. comienza su ciclo como tal al abandonar la solución en el generador (*estado 9,10*), condensándose (*estado 11*), se expande al pasar al evaporador a entalpía constante (*estado 12*) por lo que la entalpía del *estado 12* es la misma que la del *estado 11*. Al recibir calor del agua del chiller, se evaporará hasta convertirse en vapor saturado (*estado 13*). La diferencia de entalpía entre los *puntos 12 y 13* constituyen el efecto refrigerante. Estas entalpías pueden leerse de la tabla de vapor. Además, como se dijo en la sección 3.10, la temperatura del condensador T_{CO} se asume, es 11 °C más alta que la temperatura de bulbo húmedo.

Para evitar ingresar datos por teclado que pueden ser erróneos, que requieren interpolación, el programa cuenta con la subrutina **STEANSUB** elaborada por Software System Co. en 1964. A partir de la temperatura del condensador T_{CO} , se puede obtener con ésta subrutina, la entalpía de líquido saturado a la temperatura del condensador H_{LSTCO} , (*entalpía de estados 11 y 12*). Con la temperatura del evaporador T_{EV} se obtiene la entalpía de vapor saturado a temperatura del evaporador H_{VSTEV} , (*estado 13*).

Hasta aquí se tiene:

$Q_E = 25 \text{ TON}$ de refrigeración

Como se debe trabajar en SI, se reduce a KJ/min

$$Q_E = 25 \text{ TON} * (200 \text{ BTU/min}) / \text{TON} * 1.055 \text{ KJ/BTU} =$$

$$Q_E = 5275 \text{ KJ/min}$$

De la *carta psicométrica* (SUBRUTINA PSICO)

$$\left. \begin{array}{l} T_{AMB} = 26.7 \text{ }^\circ\text{C} \\ HR = 75\% \end{array} \right\} \implies T_{BH} = 23.21 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{CO} = T_{BH} + 11$$

$$T_{CO} = 34.21 \text{ }^\circ\text{C} \quad ; \quad T_{EV} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{ABS} = T_{CO}$$

$$T_{ABS} = 34.21 \text{ }^\circ\text{C}$$

De la *tabla de vapor* (SUBRUTINA STEAMSUB, línea 60000)

$$T_{CO} = 34.21 \text{ }^\circ\text{C} \implies H_{LSTCO} = 143.22 \text{ KJ/min}$$

$$T_{EV} = 5 \text{ }^\circ\text{C} \implies H_{VSTE} = 2510.64 \text{ KJ/min}$$

$$H(13) = H_{VSTE} \quad H(11) = H(12) = H_{LSTCO}$$

$$H(13) = 2510.64 \text{ KJ/min} \quad H(11) = H(12) = 143.22 \text{ KJ/min}$$

Luego se calcularán las presiones de saturación a temperaturas de condensador y evaporador, que regirán sobre las condiciones de operación en ambos dispositivos.

De la *tabla de vapor* (SUBROUTINA STEAMSUB, línea 60000)

$$T_{CO} = 34.21 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \text{====>} \quad P_{STCO} = 5.38 \text{ KPa}$$

$$T_{EV} = 5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \text{====>} \quad P_{STEV} = 0.87 \text{ KPa} \quad \text{además,}$$

Una ecuación muy utilizada en refrigeración es

$$Q = m * \Delta H \quad (4.1)$$

La masa de refrigerante necesaria \dot{M}_R se calculará despejando la ec. (4.1).

$$\dot{M}_R = Q_E / [H(13) - H(12)] \quad (4.2)$$

$$\dot{M}_R = 2.228 \text{ Kg/min}$$

Para calcular la concentración y temperatura de la solución se utiliza el *diagrama p-x-t*. Con el fin de no tener que ingresar datos desde el teclado, a partir del diagrama, se elaboraron 2 subrutinas. La *primera*, calcula la *concentración exacta del absorbedor*, X_A , tomando la temperatura del evaporador y absorbedor (que es la misma del condensador). La *segunda*, calcula la *temperatura del generador*, a partir de su concentración, calculada previamente, y la temperatura de condensación. Estas subrutinas están elaboradas a base de regresiones numéricas hechas sobre los puntos de las curvas del *diagrama p-x-t*. Las regresiones calculan constantes para polinomios de tercer grado. este proceso se explica en el **APENDICE D**.

Del *diagrama p-x-t* (SUBROUTINA p-x-t, línea 30000)

$$\left. \begin{array}{l} T_{ABS} = 34.21 \text{ } ^\circ\text{C} \\ T_{EV} = 5 \text{ } ^\circ\text{C} \end{array} \right\} X_A = 56.77\%$$

Para determinar la concentración del generador existen dos extremos a los que no se debe llegar. Si uno escoje una concentración del generador muy elevada, para tener que bombear poca solución por la bomba del absorbedor, y ahorrar energía de bombeo, se topará con el obstáculo de que necesita una temperatura del generador tan alta, que se impediría el uso de energía solar cuando no exista radiación suficiente, pues el agua del colector no llegaría a la temperatura adecuada para el funcionamiento del generador. En cambio, si se reduce demasiado la concentración del generador hasta aproximarse mucho a la del absorbedor, para disminuir la temperatura requerida en el colector, se necesitará bombear enormes cantidades de solución para tener el flujo adecuado de refrigerante. Es por esto que se ha definido que la concentración del generador X_G sea 2% más alta que la del absorbedor, para condiciones de diseño, al menos.

$$X_G = X_A + 2 \quad (4.3)$$

$$X_G = 58.77\%$$

Del *diagrama p-x-t* (SUBROUTINA p-x-t, línea 35000)

$$\left. \begin{array}{l} X_G = 58.77\% \\ T_{00} = 34.21 \text{ } ^\circ\text{C} \end{array} \right\} T_G = 73.3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

El flujo másico de la solución débil \dot{M}_{WS} y de la solución fuerte \dot{M}_{SS} se calcula de la siguiente manera...

Si hacemos un balance de masa al generador.

$$\dot{M}_{WS} = \dot{M}_R + \dot{M}_{SS} \quad (4.4)$$

Y un balance de masa de bromuro de litio al generador

$$\dot{M}_{WS} * X_A = \dot{M}_{SS} * X_G \quad (4.5)$$

Reemplazando la ec. (4.4) en la ec. (4.5)

$$\begin{aligned} (\dot{M}_R + \dot{M}_{SS}) * X_A &= \dot{M}_{SS} * X_G \\ \dot{M}_R * X_A &= \dot{M}_{SS} * X_G - \dot{M}_{SS} * X_A \\ \dot{M}_R * X_A &= \dot{M}_{SS} * (X_G - X_A) \\ \dot{M}_{SS} &= \dot{M}_R * X_A / (X_G - X_A) \end{aligned} \quad (4.6)$$

De la ec. (4.6) y ec. (4.4)

$$\dot{M}_{SS} = 65.48 \text{ Kg/min}$$

$$\dot{M}_{WS} = 63.25 \text{ Kg/min}$$

Dando valores de flujo másico $\dot{M}()$ y concentración de solución

XS() a los *estados 1,2,3 y 4* de la FIG. 3.9.

$$\dot{M}(1,2,3,4) = \dot{M}_{ws} = 65.48 \text{ Kg/min}$$

$$XS(1,2,3,4) = X_A = 56.77 \%$$

De igual forma para los *estados 5,6,7 y 8*

$$\dot{M}(5,6,7,8) = \dot{M}_{ws} = 63.25 \text{ Kg/min}$$

$$XS(5,6,7,8) = X_A = 56.77 \%$$

La diferencia de temperatura a la entrada del intercambiador de calor recuperativo ΔT_{HX} , ($T(3) - T(7)$), es fundamental para el diseño, si es muy pequeña, no se tendrá una adecuada recuperación de calor y bajará el C.O.P. del ciclo. Para esto hemos asumido que esa diferencia es de 10 °C, luego

$$\Delta T_{HX}=10$$

^ VALOR ASUMIDO

$$T(7) = T_{ABS} + \Delta T_{HX} \quad (4.7)$$

$$T(7) = 44.21 \text{ °C}$$

La temperatura del *estado 8* será igual a la del *estado 7*

$$T(8) = 44.21 \text{ °C}$$

Para calcular la entalpía de las soluciones en el generador, absorbedor, etc. Se realizó una subrutina, en base a regresiones numéricas, que calculan puntos en el *diagrama H-X*,

de forma similar a la subrutina del *diagrama p-x-t*. Información sobre ésta subrutina se encuentra en el **APENDICE E**.

Las entalpías del absorbedor H_A , generador H_G , y de varios puntos, como del *estado 7*, $H(7)$, se las puede obtener

Del *diagrama H-X* (SUBROUTINA H-X, línea 40000)

$$\left. \begin{array}{l} T_{ABS} = 34.21 \text{ } ^\circ\text{C} \\ X_A = 56.77 \text{ \%} \end{array} \right\} H_A = -172.23 \text{ KJ/Kg}$$

$$\left. \begin{array}{l} T_G = 73.31 \text{ } ^\circ\text{C} \\ X_G = 56.77 \text{ \%} \end{array} \right\} H_G = -96.34 \text{ KJ/Kg}$$

$$\left. \begin{array}{l} T(7) = 44.2 \text{ } ^\circ\text{C} \\ X_G = 58.77 \text{ \%} \end{array} \right\} H(7) = -152.98 \text{ KJ/Kg}$$

Dando valores a algunos puntos:

$$H(8) = -152.98 \text{ KJ/Kg}$$

$$T(1,2) = T_{ABS} = 34.21 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T(12,13) = T_{EV} = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$H(1,2) = H_A = -172.23 \text{ KJ/Kg}$$

$$T(5,6,9,10) = T_G = 73.31 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$H(5,6) = H_G = -96.34 \text{ KJ/Kg}$$

$$\dot{M}(9) = \dot{M}_R = 2.23 \text{ Kg/min}$$

$$\dot{M}(10) = 0 \text{ Kg/min} \quad \text{porque se asume que el generador auxiliar no trabaja en condiciones de diseño.}$$

$$\dot{M}(11,12,13) = \dot{M}_R = 2.23 \text{ Kg/min}$$

Haciendo un balance de energía en el intercambiador de calor recuperativo, para hallar la entalpía de la solución en el *estado 3*.

$$M(3) * [H(3)-H(2)] = M(6) * [H(6) - H(7)] \quad (4.8)$$

Despejando la *ec. (4.8)*

$$H(3) = [M(6) * [H(6) - H(7)] + M(3) * H(2)] / M(3)$$

$$H(3) = -117.508 \text{ KJ/Kg}$$

De la *tabla de vapor* (SUBROUTINA STEAMSUB, línea 60000)

$$\left. \begin{array}{l} T(9) = 73.31 \text{ }^\circ\text{C} \\ \text{PRESS} = P_{\text{LSTCO}} = 5.381 \text{ KPa} \end{array} \right\} H(9,10) = 2638.28 \text{ KJ/Kg}$$

Del *diagrama H-X* (SUBROUTINA H-X, línea 45000)

$$\left. \begin{array}{l} H(3) = -117.508 \text{ KJ/Kg} \\ \text{XS}(3) = 56.77 \% \end{array} \right\} T(3) = 61.57 \text{ }^\circ\text{C}$$

Del *diagrama H-X* (SUBROUTINA H-X, línea 40000)

$$\left. \begin{array}{l} T(4) = 73.31 \text{ }^\circ\text{C} \\ \text{XS}(3) = 56.77 \% \end{array} \right\} H(4) = -93.125 \text{ KJ/Kg}$$

El cálculo de calor transferido en los componentes del sistema

se lo hace a partir de un balance de energía.

Precalentador

$$Q_{PH} = \dot{M}(3) * (H(4) - H(3)) \quad (4.9)$$

$$Q_{PH} = 1596.5 \text{ KJ/min}$$

Generador principal

$$Q_G = \dot{M}_R * (H(9) + \dot{M}(6)*H(6) - \dot{M}(4)*H(4)) \quad (4.10)$$

$$Q_G = 5882.9 \text{ KJ/min}$$

Generador auxiliar

$$Q_{GII} = 0 \text{ KJ/min} \quad \text{SE ASUME QUE NO SE PRODUCE VAPOR AQUI}$$

Condensador

$$Q_C = \dot{M}_R * (H(9) - H(11)) \quad (4.11)$$

$$Q_C = 5559.41 \text{ KJ/min}$$

Absorbedor

$$Q_A = \dot{M}_R * H(13) + \dot{M}(7)*H(7) - \dot{M}(1)*H(1) \quad (4.12)$$

$$Q_A = 7195.1 \text{ KJ/min}$$

Intercambiador recuperativo

$$Q_{HX} = \dot{M}(3) * (H(3) - H(2)) \quad (4.13)$$

$$Q_{HX} = 3582.9 \text{ KJ/min}$$

De la ec. (1.14) calculamos el C.O.P. del ciclo de absorción.

$$C.O.P. = \text{ENFRIAMIENTO} / \text{ENERGIA ENTREGADA}$$

$$C.O.P. = Q_E / (Q_G + Q_{PH})$$

$$C.O.P. = 0.705$$

La potencia teórica de bombeo se calculará a partir de la ec. (2.38) y ec. (2.40) que expresan

$$P = \rho_0 V H$$

$$H = \frac{v^2}{2g} + \frac{\Delta P}{\rho_0} + z$$

Asumiendo que la solución tiene la misma densidad del agua, ($\rho_0 = 1 \text{ g/cm}^3$), y que el cabezal dinámico y la altura a la que se debe elevar el fluido son despreciables comparado con el cambio de presión en la bomba del absorbedor, tenemos.

$$H = \frac{v^2}{2g} + \frac{\Delta P}{\rho_0} + z$$

$$P = \rho_0 V \frac{\Delta P}{\rho_0}$$

$$P = \dot{V} (\rho_{LSTCO} - \rho_{VSTEV}) \quad (4.14)$$

De la definición elemental de densidad

$$\dot{V} = \dot{m} / \rho_0$$

$$\dot{V} = \dot{m} / 1 = \dot{M}_{WS}$$

$$\dot{V} = 65.48 \text{ litros/min}$$

Reemplazando valores en la ec. (4.14)

$$P = 4.92 \text{ W}$$

Asumiendo que la eficiencia mecánica de la bomba $\eta_{mec} = 0.6$

$$P_{mec} = P/\eta_{mec} \quad (4.15)$$

$$P_{mec} = 8.29 \text{ W}$$

Si la eficiencia del motor eléctrico es $\eta_{eléc} = 0.7$, tenemos

$$P_{eléc} = P/\eta_{eléc} \quad (4.16)$$

$$P_{eléc} = 11.71 \text{ W}$$

En éste cálculo no se ha tomado en cuenta las *pérdidas de fricción* en *tuberías, intercambiadores de calor y toberas* del generador, pero se puede asumir que estos factores pueden aumentar la caída de presión de la solución al pasar por el ciclo y por tanto la potencia consumida por la bomba de 10 a 15 veces, es decir que se requieren de 150 a 175 W de potencia eléctrica.

4.3. DIMENSIONAMIENTO Y CALCULO DEL COLECTOR SOLAR.

Para proceder al diseño del colector solar es necesario hacer algunas asunciones.

Para tener una buena transferencia de calor entre el agua que viene del colector (*estado 21*) y la solución que ingresa al generador (*estado 4*), se asume que la diferencia de temperatura entre ambos flujos, al encontrarse, es de 15 °C, es decir

$$T(21) = T_G + 15 \quad (4.17)$$

$$T(21) = 88.31 \text{ °C}$$

Así mismo se asume que el agua del colector abandona el generador con 5 °C sobre la temperatura del generador, siendo la caída de temperatura del agua del colector en el generador de 10 °C.

$$\Delta T_{\text{COOLG}} = 10$$

$$T(24) = T(21) - \Delta T_{\text{COOLG}}$$

$$T(24) = 78.31 \text{ °C}$$

Este descenso de temperatura ayuda a calcular el flujo másico del colector. Reemplazando la ec.(3.12) en la ec. (3.13) obtenemos:

$$Q = \dot{m} c_p \Delta T \quad (4.18)$$

despejando m, el flujo másico para el colector solar será:

$$M_{\text{COL}} = QG/c_p \Delta T_{\text{COOLG}} \quad (4.19)$$

$$M_{\text{COL}} = 2341.39 \text{ cm}^3/\text{seg}$$

Con este valor se calcula cuanto debe disminuir la temperatura del agua del colector al pasar por el precalentador

$$\Delta T_{\text{COLPH}} = Q_{\text{PH}} / \dot{M}_{\text{COL}} * 3.98 \quad (4.20)$$

$$\Delta T_{\text{COLPH}} = 2.71 \text{ } ^\circ \text{C}$$

Por lo tanto, dando valores a varios puntos, tenemos:

$$T(25) = T(24) - \Delta T_{\text{COLPH}} \quad (4.21)$$

$$T(25) = 75.63 \text{ } ^\circ \text{C}$$

Además se definen las siguientes temperaturas.

$$T(29) = T(21) = 88.31 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$T(26) = T(21) = 88.31 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$T(22) = T(21) = 88.31 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$T(23) = T(24) = 78.31 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$T(27) = T(24) = 78.31 \text{ } ^\circ \text{C}$$

Ahora el incremento de temperatura del agua del colector debe ser por lo menos igual a su decremento cuando entregue calor al generador y precalentador.

$$\Delta T_{\text{COL}} = \Delta T_{\text{COLG}} + \Delta T_{\text{COLPH}} \quad (4.22)$$

$$\Delta T_{\text{COL}} = 12.71 \text{ } ^\circ \text{C}$$

Este valor influirá directamente sobre el área necesaria en el colector.

Ahora se deben conocer 2 cosas: En que forma varía la *radiación total* a lo largo del día, asumiendo que se tiene un día despejado; y la *relación entre radiación difusa y radiación total*.

La radiación total a lo largo del día se obtiene calculando las constantes locales *C* y *S*, de la ec. (2.7). Estas se determinan experimentalmente a partir de datos de radiación total obtenidos diariamente por el piroheliómetro, tomando en cuenta sólo los períodos despejados, para esto se seleccionaron datos obtenidos en días despejados del año 1988, y se elaboró un programa que hace una regresión sobre los datos, y se obtienen fácilmente estas constantes. Este programa, los valores utilizados y el cálculo están en el **APENDICE F**.

También el cálculo de la relación entre radiación difusa y total se lo hace para cada mes, tomando el valor de la relación del mes de abril para el diseño. Esto se hace con ecuaciones de la sección 2.1.5. Este cálculo y el de variación de radiación total se encuentran en un programa satélite llamado "*MOJAVE.BAS*", el programa se muestran en el **APENDICE G**. El programa principal llamará a "*MOJAVE.BAS*" si no se hace el diseño para la ciudad de Guayaquil, puesto que estos valores están en el programa o archivos previamente creados.

Los valores de *LATITUD*, *LONGITUD*, *C* y *S* para Guayaquil son:

LONG = 79.9 °W LAT = -2.32 °S
C = .3862871 S = .41838824

La relación entre radiación difusa a total para el mes de marzo es:

$$S/(D+S) = 0.29$$

La declinación se calcula con el *número de día del año*. El programa diseñada para el día 15 del mes, en el caso de marzo, se suman el número de días de enero y febrero. El número de días de cada mes se guarda en el programa *"MOJAVE.BAS"*.

DIAA = # de días de enero + # de días de febrero.

$$DIAA = 31 + 28$$

$$DIAA = 59$$

El número de día del año para la fecha de diseño será

$$NNN = DIAA + 15$$

$$NNN = 74$$

La declinación para este día se calcula de la ec. (2.1)

$$DN = 23.45^\circ * \text{SIN} (360 * (284+NNN)/365)$$

$$DN = -2.39^\circ$$

Es conveniente aclarar aquí que los cálculos en el programa de

ángulos se lo hacen en radianes, porque así trabaja el **BASIC**, en cambio en el presente capítulo se lo hará en grados sexagesimales.

Para calcular la hora solar, se calcula de la ec. (2.6)

$$B = 360 * (NNN-81)/364 = -6.92 \text{ }^\circ$$

De la ecuación de tiempo ec. (2.5)

$$E = 9.87 * \text{SIN}(2*B) - 7.53 * \text{COS}(B) - 1.5 \text{ SIN}(B)$$

$$E = 9.65 \text{ min}$$

El programa se lo corrió a las 9:00h pero al hacerlo se comprobó que a esta hora no hay radiación suficiente para satisfacer los requerimientos de temperatura para el diseño, por esto, al comprobar que no existía radiación suficiente, el programa pregunta si se desea probar con otra hora estandar o terminar la ejecución. En caso de ser afirmativa la respuesta se volverá a preguntar con que hora se desea diseñar. Se deben usar decimales de hora hasta obtener una en la que la radiación sea lo suficientemente alta, para el funcionamiento del sistema.

El programa encuentra que a las 9,66 horas (9:40) ya se tiene suficiente temperatura a la salida del colector, pero al correr el *programa de modelaje numérico*, se comprobó que no era un diseño adecuado puesto que no se aprovechaba adecuadamente la

energía solar, y se tenía un área de colectores excesivamente grande. Como el programa permite modelar varios diseños se escogió el diseño resultante de las 10:15h (HST = 10,25). Debido a que con esta hora se obtuvieron buenos resultados en el modelaje, se procederá a mostrar los cálculos del diseño del colector a esta hora.

Es importante mencionar que la metodología de diseño no termina con el programa de diseño, si no que es necesaria probar el diseño con el programa de modelaje para predecir la confiabilidad del diseño, y su buen funcionamiento.

La hora de diseño sin embargo puede variar, si se utiliza otros mes, Latitud, longitud o diferentes propiedades de reflectividad y emisividad en la superficie absorbente o el vidrio con lo que se pretenda diseñar el colector solar.

Usando la ec. (2.4) para la hora solar, teniendo la Longitud del meridiano estandar de 75°.

$$\text{HORA SOLAR} = \text{HORA ESTANDAR} + 4 * (\text{LONGst}-\text{LONGlocal})/60 + E/60$$

$$\text{HORA SOLAR} = 10.25 - 0.32 + (-9.65)/60$$

$$\text{HORA SOLAR} = 9.769$$

El ángulo horario se calcula con:

$$w = (\text{HORA SOLAR} - 12) * 15 \tag{4.23}$$

$$w = -33.46 \text{ °}$$

Donde el signo "-" indica que se trata de la *mañana* de acuerdo a la sección 2.1.

La radiación extraterrestre recibida es el producto de la constante solar y el factor de excentricidad orbital de la ec. (2.19).

$$I_0 = 1353 * e(t)$$

$$I_0 = 1353 * (1 + 0.034 * \cos(2\pi * NNN / 365)) \quad (W/m^2) \quad (4.24)$$

$$I_0 = 1399 \text{ W/m}^2$$

El coseno del ángulo Zenit se obtiene de la ec. (2.2)

$$\cos(z) = \sin(LAT) * \sin(DN) + \cos(LAT) * \cos(DN) * \cos(w)$$

$$\cos(z) = 0.8335$$

La radiación solar global se calcula de la fórmula de la ec. (2.7)

$$I(z) = I_0 * e^{-C(\sec(z))^0.15}$$

$$I(z) = 893.5 \text{ W/m}^2$$

Aquí viene la orientación que debe tener el colector. No es práctico un colector helioestacionario ni orientado según la declinación diaria, pues es muy complicado. Un colector fijo horizontalmente o de acuerdo a la latitud, tampoco lo es, porque se pierde buena parte de la flujo solar. Lo ideal es un colector fijado de acuerdo a la estación, pero ¿a qué ángulo?.

Se acostumbra a tener 3 posiciones en el año, la Tierra cambia de declinación entre 23.45° y -23.45° , y se colocan generalmente los colectores a 15° , 0° y -15° de orientación tomando en cuenta el número de días que pasa la Tierra en cada grado de declinación (ver FIG. 2.5.). Pero en este caso se diseñará a 5 posiciones, a 20° , 10° , 0° , -10° y -20° de acuerdo a la época del año. Estos ángulos se los puede marcar en la estructura de orientación de los colectores y no se requieren cambios muy seguidos, en el transcurso del año.

Logicamente hay que considerar la Latitud. Por ejemplo cuando se coloque el colector en la posición de 0° se deberá orientarlo a $2^\circ 19'$ hacia el Norte, puesto que la Latitud de Guayaquil es de $2^\circ 19'S$.

Los rangos para orientación de acuerdo a la *declinación* serán:

Entre 23.45° y 15° orientación $\theta = -20^\circ + LAT$

Entre 15° y 5° orientación $\theta = -10^\circ + LAT$

Entre 5° y -5° orientación $\theta = 0^\circ + LAT$

Entre -5° y -15° orientación $\theta = 10^\circ + LAT$

Entre -15° y -23.45° orientación $\theta = 20^\circ + LAT$

Donde θ es el ángulo entre la normal al plano del colector y el zenit, como se explica en la sección 2.1.3.

Para el mes de Marzo, la declinación es de -2.39° , el Sol

estará desde un observador en la tierra hacia el Sur. Luego

$$\theta = 0 + \text{LAT}$$

$$\theta = -2.19^\circ \text{ (Dirigido hacia el Norte)}$$

Utilizando la ec. 2.12. para el ángulo entre el Sol y la normal al colector.

$$\text{COS}(\beta) = \text{SIN}(\text{LAT}-\theta) * \text{SIN}(\text{DN}) + \text{COS}(\text{LAT}-\theta) * \text{COS}(\text{DN}) * \text{COS}(w)$$

$$\beta = 33.67^\circ$$

Por trigonometría tenemos:

$$\text{SIN}(\text{ALTIT}) = \text{COS}(z) \tag{4.25}$$

$$\text{SIN}(\text{ALTIT}) = 0.8335$$

Siendo el ángulo de altitud será:

$$\text{ALTIT} = 56.46^\circ$$

Usando la **ec. (2.10)**, la energía que llega al colector con esta orientación, y en este instante es:

$$I(c) = I(z) * \text{cos}(\beta)$$

$$I(c) = 743.64 \text{ W/m}^2$$

Una vez calculada la radiación incidente sobre el colector se procede al diseño. Primero se receptorán los **datos de la superficie** del colector (vidrio y placa negra absorbente) y del

ambiente. Luego se realiza el *balance de energía* del colector para comprobar si se puede alcanzar con esa radiación la temperatura deseada. De no ser posible, se calcula que ocurre si se usan espejos concentradores de radiación. El programa tiene una subrutina que hace un balance para un colector de placa plana de una sola ventana, en la parte superior. Se usan las mismas propiedades del ejemplo de la sec. 2.2.5. como referencia, los datos son los siguientes:

Reflectividad del vidrio	W1 = 0.09
Reflectividad de la superficie	A = 0.03
Emisividad del vidrio	VEPS = 0.95
Emisividad de la superficie	SEPS = 0.95
Factor de humedad por radiación térmica infrarroja del atmósfera (para clima húmedo)	B = 0.9
Temperatura ambiente	TAMB = 26.7 °C
Reflectividad del espejo	RREFL = 0.97

La subrutina de balance comienza en la *línea 50000*, la nomenclatura de cada variable es la misma que se usa en la sección 2.2.4 y 2.2.5. Esta subrutina calcula hasta que temperatura es posible llegar *FLIMIN* si se mantiene una eficiencia mayor a 0.1 (10%). Una explicación más detallada de esto se encuentra en el **APENDICE H**.

De la subrutina de balance del colector (línea 50000)

$$FLTMIN = 76.7 \text{ }^\circ$$

Como **FLTMIN** es menor que el T(21), (88.31 °C), determinado previamente, se procede a calcular la radiación recibida al usar espejos concentradores.

Primero, para determinar el ángulo α en la FIG. 2.19. que corresponde a la altitud del Sol al medio día según hora solar, el ángulo horario $w=0$. de la ec. (4.19) y ec.(2.2)

$$\text{SIN}(\alpha) = \text{COS}(z)$$

$$\text{COS}(z) = \text{SIN}(\text{LAT}) * \text{SIN}(\text{DN}) + \text{COS}(\text{LAT}) * \text{COS}(\text{DN}) * \text{COS}(w_o)$$

$$\text{SIN}(\alpha) = \text{SIN}(\text{LAT}) * \text{SIN}(\text{DN}) + \text{COS}(\text{LAT}) * \text{COS}(\text{DN})$$

$$\text{SIN}(\alpha) = 0.9999451$$

El ángulo α entonces es

$$\alpha = 89.4^\circ$$

Además,

$$\phi = \text{ABS}(\theta) = 2.19^\circ \tag{4.26}$$

$$\epsilon_1 = 60 - \phi = 57.8^\circ \tag{4.27}$$

$$\epsilon_2 = 120 - \epsilon_1 = 62.2^\circ \tag{4.28}$$

Para calcular el valor de a/do de la ec. (2.22) y ec. (2.23)

$$\text{SIN}(\phi - \alpha + 2\epsilon_1) = \text{SIN}(28.39^\circ) = 0.47547$$

$$\text{SIN}(\alpha - \epsilon) = \text{SIN}(31.6) = 0.523986$$

$$\text{SIN}(\phi + \alpha) = \text{SIN}(87.21) = 0.99881$$

Como $\text{SIN}(\phi - \alpha + 2\epsilon) < \text{SIN}(\alpha - \epsilon)$, a/do de acuerdo a la ec. (2.22).

$$a/do = \text{SIN}(\phi - \alpha + 2\epsilon) / \text{SIN}(\phi + \alpha)$$

$$a/do = 0.3255$$

Luego, utilizando la reflectividad del espejo **RREFL**, el flujo solar será a partir de la ec. (2.21)

$$S_{\text{FLUX}} = I(z) * \text{COSZ}(\beta) * (1 + 1 - (S/(D+S)) * \text{RREFL} * (a/do) * 2)$$

Se usa el factor (* 2) en esta ecuación porque se trata de dos espejos, en vez de uno, que se considera en la ecuación original.

$$S_{\text{FLUX}} = 1231.5 \text{ W/m}^2$$

Con este valor de radiación se vuelve a hacer el balance, la temperatura que se puede alcanzar con esta radiación es.

$$T_{\text{LTMIN}} = 100.7 \text{ }^\circ\text{C}$$

Este valor es mayor que el de **T(21)** de **88.31 °C**. Así que se procede al diseño del colector. Primero se hace un balance del colector entre las *temperatura de entrada del colector* que corresponde a la **T_{HST}** ó **T(20)** y la *temperatura de salida del colector* o **T(21)**. Con estas 2 temperaturas se calcula la eficiencia promedio.

$$T(20) = T(21) - \Delta T_{\text{COOL}} \quad (4.29)$$

$$T(20) = 75.6 \text{ }^\circ\text{C}$$

Las eficiencias del colector entre las temperaturas de 75.6 °C y 88.31 °C son:

VARIACION DE LA EFICIENCIA EN FUNCION DE LA TEMPERATURA

η (75.6 °C)	= 0.420
η (76.1 °C)	= 0.416
η (76.6 °C)	= 0.410
η (77.1 °C)	= 0.404
η (77.6 °C)	= 0.398
η (78.1 °C)	= 0.392
η (78.6 °C)	= 0.386
η (79.1 °C)	= 0.379
η (79.6 °C)	= 0.375
η (80.1 °C)	= 0.369
η (80.6 °C)	= 0.363
η (81.1 °C)	= 0.357
η (81.6 °C)	= 0.350
η (82.1 °C)	= 0.344
η (82.6 °C)	= 0.338
η (83.1 °C)	= 0.331
η (83.6 °C)	= 0.327
η (84.1 °C)	= 0.321
η (84.6 °C)	= 0.315
η (85.1 °C)	= 0.308
η (85.6 °C)	= 0.302
η (86.1 °C)	= 0.295
η (86.6 °C)	= 0.289
η (87.1 °C)	= 0.283
η (87.6 °C)	= 0.276
η (88.1 °C)	= 0.270
η (88.6 °C)	= 0.265

La eficiencia promedio entre estas temperaturas sirve para el diseño del colector.

$$\bar{\eta} = 0.344$$

Como las fórmulas de la sección 2.3.2. están hechas para trabajar en sistema **c.g.s.** Reduciendo el flujo solar, tenemos:

$$S_{FLUX} = (1231.5 \text{ W/m}^2) * (860 \text{ cal/W-hr}) * (\text{hr}/3600 \text{ seg}) * \\ *(m^2/10000 \text{ cm}^2)$$

$$S_{FLUX} = 0.0294 \text{ cal/cm}^2 \text{ seg}$$

La cantidad de flujo solar que realmente se aprovechará en el colector es el producto del flujo solar por la eficiencia promedio.

$$\bar{n}I = 0.0294 * 0.344$$

$$\bar{n}I = 0.010117 \text{ cal/cm}^2 \text{ seg}$$

Luego el área del colector según la **ec. (2.25)**

$$A_{COL} = RO \ c_p \ \dot{V} \ \Delta T / \bar{n}I$$

Pero como el flujo másico del colector es también

$$\dot{M}_{COL} = RO \ V \ ,$$

$$A_{COL} = \dot{M}_{COL} \ c_p \ \Delta T_{COL} / \bar{n}I$$

$$A_{COL} = 294.15 \text{ m}^2$$

Asumiendo valores similares al ejemplo de la sección 2.3.2.

$$f = 2 \times 10^{-2},$$

$$g = 980 \text{ cm/seg}^2$$

$$c = 1.0 \text{ cal/g C}^\circ,$$

$$\rho_0 = 1.0 \text{ g/cm}^3,$$

$$\Delta p = 1000 \text{ g/cm}^2 \quad (P = 10000 \text{ g/cm}^2)$$

$$\nu = 0.004 \text{ cm}^2/\text{seg} \quad (\text{viscosidad cinemática a } 82 \text{ }^\circ\text{C})$$

Para tener mejor conductividad se diseñará el colector con tuberías y láminas de cobre. El programa asumirá que se tienen tuberías de $\phi = 3/8$ " (diámetro nominal), es decir, el diámetro interno I.D.= 11 mm basándose en la norma ASTM-A88. Si se desea diseñar para tuberías de otro diámetro se debe alterar la línea correspondiente en el programa fuente. Luego,

$$D_{COL} = 1.1 \text{ cm}$$

En el programa se puede ingresar el factor de concentración de flujo solar que se desee. Pero si no se digita nada, el valor asumido por el programa será:

$$W = 4$$

Con estos datos se hace una iteración en el cual se corrige el factor de fricción hasta que se tenga el valor exacto, que coincida con el número de Reynolds. Para esto se utilizó el Diagrama de Moody, asumiendo que la *rugosidad relativa* de la tubería de cobre, de 1.1 cm de diámetro interno, es de

$$e/D = 0.0004$$

Una vez fijada la rugosidad relativa se hizo una regresión a la

curva correspondiente a esta rugosidad en el Diagrama de Moody con ayuda de la hoja electrónica.

El factor de fricción expresado en función de Re para flujo turbulento ($Re \geq 4000$), es:

$$f = 0.02679 - 1.095687E-08 * Re + 2.475858E-15 * Re^2 - 1.491132E-22 * Re^3 \quad (4.30)$$

Para flujo en estado de transición ($4000 > Re > 2000$)

$$f = 0.35 \quad (4.31)$$

Para flujo laminar ($Re \leq 2000$)

$$f = 64/Re \quad (4.32)$$

Dependiendo del valor de Re se corregirá el factor de fricción dentro de la iteración.

Usando la ec. (2.37) para L/D, transformando unidades, la fórmula se reduce a:

$$L/D = (1209.027 * \Delta_{FCOL})^{1/3} * (\Delta T_{COL}/(W * \bar{\eta} I))^{2/3}$$

$$L/D = 18119.63$$

La velocidad de fluido necesaria se calcula de la ec. (2.35)

$$v = (4 W \eta I / \pi c_p R O \Delta T) (L/D)$$

$$V_{COL} = 73.43 \text{ cm/seg}$$

Re de la ec. (2.27) será entonces:

$$Re = v D / \nu$$

$$Re = 20194$$

Debido a que $Re > 4000$, se usa la ec. (4.24) para calcular el valor de f , con este se corrige el valor L/D , se calcula nuevamente la velocidad v , el número de Reynolds Re , y un nuevo valor de fricción corregido. Se comprobó que bastan 5 iteraciones para conseguir los valores correctos. Los resultados de estas iteraciones se muestran a continuación.

ITERAC.	L/D	V _{COL}	Re	f
1	18119.63	73.43	20194	0.02000000
2	16482.87	66.80	18370	0.02657004
3	16478.77	66.78	18366	0.02658985
4	16478.76	66.78	18366	0.02658990
5	16478.76	66.78	18366	0.02658990

Ahora, el caudal que va a circular por cada colector se calcula con la ec. (2.39)

$$V = A v = v * \pi * D^2 / 4$$

$$CAUD_{COL} = V_{COL} * \pi * D_{COL}^2 / 4$$

$$CAUD_{COL} = 63.47 \text{ cm}^3/\text{seg}$$

Pero este flujo es muy pequeño para que funcione el sistema, que requiere un volumen de $M_{COL} = 24341.4 \text{ cm}^3/\text{seg}$, luego se calcula el *número teórico de colectores* como

$$N_{COLTEOR} = \dot{M}_{COL} / CAUD_{COL} \quad (4.33)$$

$$N_{COLTEOR} = 36.8997$$

Como no se pueden tener decimales de colectores, sino 36 o 37 colectores, ya que de ser así se tendría un colector de menor tamaño de los otros y como éste tendría menos área, calentaría el agua a menor temperatura que la producida por los otros. Por lo tanto el *número real de colectores* será.

$$N_{COL} = \text{INT}(N_{COLTEOR}) + 1 \quad (4.34)$$

$$N_{COL} = 37$$

El *Area de cada colector* debe ser el área de colección para colectar la energía solar necesaria, calculada con la ec. (2.25) dividida para el número de colectores teóricos.

$$A_{COL} = A_{COL} / N_{COL} \quad (4.35)$$

$$A_{COL} = 7.95 \text{ m}^2$$

Pero el área total de colectores debe ser incrementada si se utilizan 37 colectores en vez de 36.899, luego el Area total de colectores A_{COL} será.

$$A_{COL} = A_{COL} * (N_{COL}/N_{COLTEOR}) \quad (4.36)$$

$$A_{COL} = 294.95 \text{ m}^2$$

Pero si se incrementa el área, también aumentará la energía que captará el agua y el incremento de temperatura ΔT_{COL} . Aumentar esto no conviene, así que para mantener el incremento de temperatura invariable, se aumentará el flujo másico que pase por el colector en la misma proporción.

$$\dot{M}_{COL} = \dot{M}_{COL} * (N_{COL}/N_{COLTEOR}) \quad (4.37)$$

$$\dot{M}_{COL} = 2348.29 \text{ cm}^3/\text{seg}$$

Ahora el Area de cada colector A_{CCOL} según la ec. (4.29) es

$$A_{CCOL} = A_{COL} / N_{COL}$$

$$A_{CCOL} = 7.97 \text{ m}^2$$

Ahora se especificarán las medidas del colector. Las planchas de cobre que se encuentran en el mercado son de 4 x 8 pies, tomando en ancho de colector como el ancho de la plancha, es decir 4 pies, se tendrá.

$$A_{N_{COL}} = 4 \text{ pies}$$

$$A_{N_{COL}} = 120 \text{ cm}$$

La distancia entre los tubos depende del factor de

concentración W .

$$DENTUBOS = DCOL * W \quad (4.38)$$

$$DENTUBOS = 4.4 \text{ cm} \quad (\text{de eje a eje de tubería})$$

El número de tubos será:

$$NTUBOS = INT (ANCOL/DENTUBOS) \quad (4.39)$$

$$NTUBOS = 27$$

Ahora la longitud total de tubo por la que tiene que viajar el fluido se despeja de la última relación de L/D obtenida de la ec. (2.37) en la última iteración.

$$L/D = 16478.76$$

$$LTUBO = 16478.76 * 1.1 \text{ cm}$$

$$LTUBO = 181.26 \text{ m}$$

Esta longitud total de tubo se la debe dividir de acuerdo al número de tubos que irán en cada colector, para hallar la *longitud de cada tubo*.

$$LCTUBO = LTUBO / NTUBOS \quad (4.40)$$

$$LCTUBO = 6.713 \text{ m}$$

El largo del colector se considera igual a la longitud de cada tubo.

$$L_{ACOL} = L_{CTUBO} \quad (4.41)$$

$$L_{ACOL} = 6.713 \text{ m}$$

Corrigiendo por última vez. el área de cada colector será

$$A_{CCOL} = L_{ACOL} * A_{NCOL} \quad (4.42)$$

$$A_{CCOL} = 8.056 \text{ m}^2$$

Ahora el área total de colectores será.

$$A_{COL} = A_{CCOL} * N_{COL}$$

$$A_{COL} = 298.08 \text{ m}^2$$



El *número de codos* que unen los tubos del colector sirve para calcular un incremento de caída de presión. El número de codos que debe tener es igual al número de tubos.

$$N_{CODOS} = N_{TUBOS} \quad (4.44)$$

$$N_{CODOS} = 27$$

La *longitud equivalente* (L_e) de cada codo se calcula asumiendo que la relación *radio de curvatura / diámetro* (r/D) es igual a 2, para un codo de 90° será.



$$L_e = 12 * D \quad \text{para } r/D = 2 \quad (4.45)$$

Pero como el codo es de 180°

$$L_e = 12 * D * 2 \quad (4.46)$$

$$L_e = 26.4 \text{ cm}$$

El *incremento de longitud* equivalente para calcular la caída de presión será.

$$INCLONG = L_e * N_{\text{CODOS}} \quad (4.47)$$

$$INCLONG = 712 \text{ cm}$$

La *caída de presión* se calcula de la *ec. (2.29)*

$$\Delta P_{\text{COOL}} = (f v^2 R_0 / 2g) (L/D)$$

donde, $L = L_{\text{TUBO}} + INCLONG$

$$\Delta P_{\text{COOL}} = 1036.3 \text{ g/cm}^2$$

El *tiempo de viaje* del agua por cada colector, despreciando la longitud de codos se obtiene de la *ec. (2.32)*

$$T_{\text{VIAJE}} = L_{\text{TUBO}} / V_{\text{COOL}}$$

$$T_{\text{VIAJE}} = 271.36 \text{ seg}$$

$$T_{\text{VIAJE}} = 4.52 \text{ min}$$

Un resumen de los resultados obtenidos por el programa para la construcción de los colectores solares se muestra a continuación.

*** DATOS TECNICOS PARA CONSTRUCCION DE COLECTORES SOLARES ***

Flujo total de colectores	2348.29 cm ³ /seg
Area total de colectores	298.08 m ²
Energía extraíble por los colectores	0.010117 cal/cm ² -seg
Eficiencia promedio del colector	0.344
Caudal de cada colector	63.47 cm ³ /seg
Número de colectores	37
Area de cada colector	8.06 m ²
Ancho de cada colector	1.20 m
Largo de cada colector	6.71 m
Longitud total útil de tubo en c/colector	181.26 m
Numero de tubos por colector	27
Temperatura de salida del colector	88.31 °C
ΔT del colector	12.71 °C
Velocidad del fluido dentro del colector	66.8 cm/seg
Caída de presión	1036.3 g/cm ²
Tiempo de viaje del fluido	4.52 min

La relación entre potencia gastada en bombeo y potencia generada por el colector a partir de la ec. (2.48) es.

$$P_c/P_p = 42664 \eta_c \eta_p (c_p R_0) (\Delta T / \Delta P)$$

Asumiendo que $\eta_p = 0.6$ y $\eta_c = 0.3$ en cada colector se tiene:

$$P_c/P_p = 94.22$$

4.4. DIMENSIONAMIENTO DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE CALOR.

El criterio usado para determinar la capacidad del tanque de almacenamiento de calor consiste en que en caso de falta de radiación solar, la temperatura del tanque T(20) debe ser lo suficientemente alta para suplir toda la demanda de energía del sistema, es decir T(20) debe ser mayor a T(21) de diseño, para que el calor transferido permita generar el refrigerante necesario. Se puede fijar el límite máximo de temperatura del tanque como 100 °C, por lo tanto de éste límite podría descender la temperatura hasta T(21) de diseño, (88.31 °C) sin disminuir la capacidad del chiller de absorción por debajo del 100%.

Utilizando la ec. (2.25) tenemos

$$A_{COL} = RO \dot{V} c_p \Delta T / \bar{n}I$$

$$A_{COL} \bar{n}I = \dot{m} c_p \Delta T$$

La energía extraíble por unidad de tiempo es

$$Q/t = A_{COL} \bar{n}I = (\dot{m}/t) c_p \Delta T \quad (4.48)$$

Si esta ecuación la utilizáramos para establecer que masa de agua se debe tener, para producir un descenso de temperatura en el transcurso de 1 hora, al utilizar su energía, desde 100 °C hasta T(21)=88.31 °C, tendremos la masa del tanque de almacenamiento de calor.

$$M_{HST} = A_{COL} * \bar{n}I * t / c_p \Delta T \quad (4.49)$$

Si el tiempo de descenso de temperatura es de 1 hora, entonces $t=3600$ seg, además transformando unidades tenemos.

$$M_{HST} = 9288.21 \text{ Kg}$$

Para que el sistema de absorción trabaje, se debe tener el tanque a $T(20)$ de diseño, por lo que debe de almacenarse una cierta cantidad de energía en el tanque antes que el sistema inicie su operación. Esta energía mínima que debe almacenarse se puede calcular de la ec. (3.1), la que modificando y multiplicando por una constante para transformar unidades a KJ, tenemos.

$$Q_{ALMACMIN} = 4.1868 * M_{HST} * (T(20) - T_{BH})$$

$$Q_{ALMACMIN} = 2037155.5 \text{ KJ}$$

La máxima energía almacenable se alcanzará cuando el tanque llegue a 100°C .

$$Q_{ALMACMAX} = 4.1868 * M_{HST} * (100 - T_{BH})$$

$$Q_{ALMACMAX} = 2986115.7 \text{ KJ}$$

La energía de reserva destinada al funcionamiento del ciclo en caso de que se use energía del tanque será.



$$Q_{RESERV} = 4.1868 * M_{HST} * (100 - T(21))$$

$$Q_{RESERV} = 454546.1 \text{ KJ}$$

Esta es la energía que se almacena para consumirse en 1 hora.

Cuando se desea construir un tanque que además de almacenar líquido, almacene energía, se debe procurar que exista la mínima relación *Area externa / Volumen* para evitar la transferencia de calor. La forma ideal es tener un reservorio esférico, pero si se hace uno cilíndrico, se debe tener el diámetro del tanque igual a la altura.

El volumen del cilindro es

$$V_{CILINDRO} = (\pi/4) * D^2 * h$$

como $h = D$

$$V_{CILINDRO} = (\pi/4) * D^3 \tag{4.50}$$

Despejando el diámetro, y sabiendo que 1 Kg de agua tiene 1 dm³ de volumen, tenemos.

$$D_{HST} = (4 * M_{HST} / (1000 * \pi))^{1/3} \tag{4.51}$$

$$D_{HST} = 2.3 \text{ m}$$

La altura del tanque de almacenamiento de calor también será.

$$H_{HST} = 2.3 \text{ m}$$

Luego, el programa pide un espesor de aislante en pulgadas para las paredes del tanque, y su resistividad en unidades de sistema inglés. En caso de que no se digite nada, los valores asumidos son:

$$E_{AHST} = 3 \text{ pulg}$$

$$K_{AIS} = 0.025 \text{ BTU/hr pie } ^\circ\text{F}$$

La subrutina que calcula las pérdidas de calor en el tanque está realizada para trabajar con unidades inglesas, y se muestra en el **APENDICE C**. El resultado de ésta subrutina es la suma de las pérdidas de calor en las paredes laterales, piso y techo del tanque, asumiendo que la temperatura interna es de $100 \text{ }^\circ\text{C}$ ($212 \text{ }^\circ\text{F}$). La pérdida de calor en las condiciones mencionadas es de

$$Q_{HST} = 28.1 \text{ KJ/min}$$

4.5. DIMENSIONAMIENTO DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE AGUA FRIA.

Para determinar la capacidad de éste reservorio no se utilizan fórmulas, sino las capacidades de almacenamiento sugeridas por el fabricante japonés **YAZAKI**, que ofrece al mercado mundial chillers de absorción de diferentes capacidades (1.5 Tons,

2 Tons, 7 Tons, 10 Tons a 170 °F de temperatura de ingreso del agua al generador) y que son bastante compatibles con los productos *ARKLA*.

De la tabla de capacidades sugeridas se observa que para casi todas las capacidades del chiller, sea uso doméstico o comercial, que la capacidad del tanque de almacenamiento de frío es de 1.5 a 1.6 veces menor que la del tanque de almacenamiento de calor, por lo tanto, la capacidad del tanque de almacenamiento de frío será.

$$M_{CST} = M_{HST} / 1.5 \quad (4.52)$$

$$M_{CST} = 6192.1 \text{ Kg}$$

Utilizando la ec. (4.45) pero aplicado al tanque de almacenamiento de agua fría tenemos.

$$D_{CST} = (4 * M_{CST} / (1000 * \pi))^{1/3}$$

$$D_{CST} = 1.99 \text{ m}$$

La altura del tanque de almacenamiento de agua fría es igual a su diámetro.

$$H_{CST} = 1.99 \text{ m}$$

Al igual que en el tanque de almacenamiento de calor el programa pide espesor de aislante para el tanque frío, y asume la misma resistividad térmica para el material aislante, ya que

es común que se usen los mismos materiales para cubrir ambos tanques.

$$E_{ACST} = 3 \text{ pulg}$$

$$K_{AIS} = 0.025 \text{ BTU/hr pie } ^\circ\text{F}$$



Con la misma subrutina del **APENDICE C** se calcula la ganancia de calor del tanque. Que debe ser absorbida por la carga de refrigerante en el proceso de modelaje. Esta ganancia es:

$$Q_{CST} = -5.5 \text{ KJ/min}$$

4.6. CALCULO DE DATOS TECNICOS PARA LA CONSTRUCCION Y PREDICCIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DEL CICLO.

Antes de continuar el programa se definen las temperaturas siguientes:

$T(30) = 11 \text{ } ^\circ\text{C}$ Porque si se aumentara esta temperatura no se podría condensar humedad del espacio a acondicionar.

$T(31) = 6.7 \text{ } ^\circ\text{C}$ Por recomendación del manual de ASHRAE, se fija temperatura de salida del agua del chiller.

$$T(22) = T(21)$$

$T(22) = 88.3 \text{ } ^\circ\text{C}$ Ya que se asume que el Generador principal es calentado por agua que viene directo del colector.

Ahora se procederá a calcular la *diferencia de temperatura media logaritmica (LMTD)*, factor **UA** y la eficiencia en los principales intercambiadores de calor Σ del ciclo.

Para el *intercambiador de calor recuperativo*, que trabaja a contraflujo, tenemos, de la FIG. 3.10.

$$\Delta t_1 = T(6) - T(3)$$

$$\Delta t_1 = 11.74 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = T(7) - T(2)$$

$$\Delta t_2 = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

De la ec. (3.9)

$$LMTD_{HX} = (\Delta t_2 - \Delta t_1) / \ln (\Delta t_2 - \Delta t_1)$$

$$LMTD_{HX} = 10.85 \text{ } ^\circ\text{C}$$

El factor UA se lo obtiene despejando de la ec. (3.8)

$$UA = Q/LMTD$$

$$UA_{HX} = Q_{HX} / LMTD_{HX}$$

$$UA_{HX} = 330.3 \text{ KJ/min } ^\circ\text{C}$$

Ahora para calcular la eficiencia del intercambiador de calor, primero se deben calcular las capacidades caloríficas de los fluidos.

Despejando la ec. (3.11) tenemos, para el fluido frío:

$$C_c = Q / (t_{co} - t_{ci})$$

$$C_c = Q_{HX} / (T(3) - T(2))$$

$$C_c = 130.95 \text{ KJ/min } ^\circ\text{C}$$

y para el caliente

$$C_h = Q / (t_{hi} - t_{ho})$$

$$C_h = Q_{HX} / (T(6) - T(7))$$

$$C_h = 123.12 \text{ KJ/min } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Como } C_{\min} = C_h$$

$$C_{\min HX} = 123.12 \text{ KJ/min } ^\circ\text{C}$$

De la ec. (3.13)

$$Q_{\max HX} = C_{\min HX} * (T(6) - T(2))$$

$$Q_{\max HX} = 4814.18 \text{ KJ/min}$$

De la definición de la ec. (3.10)

$$\Sigma_{HX} = Q_{HX} / Q_{\max HX}$$

$$\Sigma_{HX} = 0.7442$$

Para el *Precaentador*, que es otro intercambiador de calor que trabaja a contraflujo, también de la FIG. 3.10. tenemos

$$\Delta t_1 = T(24) - T(4)$$

$$\Delta t_1 = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = T(25) - T(3)$$

$$\Delta t_2 = 14.05 \text{ } ^\circ\text{C}$$

De la ec. (3.9)

$$\text{LMTD}_{\text{PH}} = (\Delta t_2 - \Delta t_1) / \ln (\Delta t_2 - \Delta t_1)$$

$$\text{LMTD}_{\text{PH}} = 8.75 \text{ } ^\circ\text{C}$$

El factor UA se lo obtiene despejando de la ec. (3.8)

$$\text{UA}_{\text{PH}} = \text{Q}_{\text{PH}} / \text{LMTD}_{\text{PH}}$$

$$\text{UA}_{\text{PH}} = 182.5 \text{ KJ/min } ^\circ\text{C}$$

Despejando la ec. (3.11) tenemos, para el fluido frío:

$$C_c = \text{Q}_{\text{PH}} / (T(4) - T(3))$$

$$C_c = 136.01 \text{ KJ/min } ^\circ\text{C}$$

Para el valor de C_h que corresponde al del agua del colector, se usará la definición de la ec. (3.12) en vez de la definición de la ec. (3.11) como se hizo en la solución, ya que así se puede usar la misma capacidad calorífica en este cálculo y en el cálculo de eficiencia de los generadores. Se asume así que el calor específico en los rangos de temperatura de operación son constantes. Así de la ec. (3.12)

$$C_h = C_{AGUA} = \dot{m} * c_p$$

$$C_{AGUA} = \dot{M}_{COL} * c_p$$

$$C_{AGUA} = (2348.29 \text{ cm}^3/\text{seg}) * (1 \text{ cal/g } ^\circ\text{C}) * (4.1868 \text{ KJ/Kcal}) * \\ *60 \text{ seg/min} * (1 \text{ Kcal/ } 1000 \text{ cal})$$

$$C_{AGUA} = 589.91 \text{ KJ/min } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Como } C_{\min} = C_c$$

$$C_{\min PH} = 136.01 \text{ KJ/min } ^\circ\text{C}$$

De la ec. (3.13)

$$Q_{\max PH} = C_{\min PH} * (T(24) - T(3))$$

$$Q_{\max PH} = 2276.12 \text{ KJ/min}$$

De la definición de la ec. (3.10)

$$\Sigma_{PH} = Q_{PH} / Q_{\max PH}$$

$$\Sigma_{PH} = 0.7013$$

El *Generador Principal* ó *Generador I* como se explicó en la sección 3.9. es un caso especial donde la temperatura de entrada y salida de la solución son las mismas, desprendiéndose vapor refrigerante a la misma temperatura de la solución fuerte. Se asume por eso que $C_{\min}/C_{\max} = 0$. Aquí no importa si el flujo es paralelo o contraflujo, pero se puede calcular una efectividad de la misma forma que en otros intercambiadores.

$$\Delta t_1 = T(22) - T(5)$$

$$\Delta t_1 = 15 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = T(23) - T(4)$$

$$\Delta t_2 = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

De la ec. (3.9)

$$\text{LMTD}_{\text{GI}} = (\Delta t_2 - \Delta t_1) / \ln (\Delta t_2 - \Delta t_1)$$

$$\text{LMTD}_{\text{GI}} = 9.10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

El factor UA se lo obtiene despejando de la ec. (3.8)

$$UA_{\text{GI}} = Q_{\text{GI}} / \text{LMTD}_{\text{GI}}$$

$$UA_{\text{GI}} = 646.3 \text{ KJ/min } ^\circ\text{C}$$

Como $C_o = \infty$, debido al cambio de fase.

$$C_h = C_{\text{AGUA}} = C_{\text{minGI}} = 589.91 \text{ KJ/min } ^\circ\text{C}$$

De la ec. (3.16)

$$\text{NTU}_{\text{GI}} = UA_{\text{GI}} / C_{\text{minGI}}$$

$$\text{NTU}_{\text{GI}} = 1.0956$$

De la ec. (3.17), el parámetro C es

$$C = C_{\text{min}} / C_{\text{máx}} = 0$$

Usando la ec. (3.18), tenemos

$$\Sigma_{GI} = \frac{1 - \text{EXP}(-NTU_{GI} (1+C))}{1+C}$$

$$\Sigma_{GI} = 1 - e^{-NTU_{GI}}$$

$$\Sigma_{GI} = 0.6657$$

Para el *Generador Auxiliar* o *Generador II* se asume que se tienen los mismos parámetros de *LMTD*, *UA* y Σ que el *Generador Principal*, para efectos de modelaje, por lo tanto no se calculan.

Para el *Evaporador* se tiene también un cambio de fase, luego

$$\Delta t_1 = T(30) - T(13)$$

$$\Delta t_1 = 6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = T(31) - T(12)$$

$$\Delta t_2 = 1.7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

De la ec. (3.9)

$$LMTD_{Ev} = (\Delta t_2 - \Delta t_1) / \ln (\Delta t_2 - \Delta t_1)$$

$$LMTD_{Ev} = 3.41 \text{ } ^\circ\text{C}$$

El *factor UA* se lo obtiene despejando de la ec. (3.8)

$$UA_{Ev} = Q_E / LMTD_{Ev}$$

$$UA_{Ev} = 1547.1 \text{ KJ/min } ^\circ\text{C}$$

Como $C_c = \infty$, debido al cambio de fase.

De la ec. (3.11)

$$C_{\min EV} = Q_E / (T(30) - T(31))$$

$$C_{\min EV} = 1226.74 \text{ KJ/min } ^\circ\text{C}$$

De la ec. (3.16)

$$NTU_{EV} = UA_{EV}/C_{\min EV}$$

$$NTU_{GI} = 1.2611$$

De la ec. (3.17), el parámetro C es

$$C = C_{\min}/C_{\max} = 0$$

Usando la ec. (3.18), tenemos

$$\Sigma_{EV} = \frac{1 - \text{EXP}(-NTU_{EV} (1+C))}{1+C}$$

$$\Sigma_{EV} = 1 - e^{-NTU_{EV}}$$

$$\Sigma_{GI} = 0.7167$$

Antes de analizar que pasa con el condensador y absorbedor es necesario determinar las temperaturas del agua de enfriamiento saliendo y entrado a la *torre de enfriamiento* y sus respectivos flujos másicos, hacia ambos dispositivos de rechazo de calor.

Como se explica al final de la **sección 3.10**, se asume que se

tiene 3 °C de aproximación y 5 °C de rango en la *torre de enfriamiento* y que el absorbedor y condensador se mantienen a 11 °C sobre la temperatura de bulbo húmedo. Estos valores se pueden alterar en el programa fuente.

$$T(14) = T_{BH} + 3$$

$$T(14) = 26.21 \text{ °C}$$

$$T(17) = T(11) - 3$$

$$T(17) = 31.21 \text{ °C}$$

$$T(18) = T(17)$$

$$T(18) = 31.21 \text{ °C}$$

La variación de temperatura del agua de enfriamiento es

$$\Delta T_{OTW} = T(17) - T(14)$$

$$\Delta T_{OTW} = 5 \text{ °C}$$

El flujo másico que debe bombearse al condensador se despeja de la ec. (3.1)

$$M_{OTW1} = Q_C / (\Delta T_{OTW} * 4.1868)$$

$$M_{OTW1} = 265.57 \text{ Kg/min}$$

Para el absorbedor tenemos

$$M_{OTW2} = Q_A / (\Delta T_{OTW} * 4.1868)$$

$$M_{OTW2} = 343.70 \text{ Kg/min}$$

El flujo que debe mover la bomba de la torre de enfriamiento es la suma de ambos.

$$M_{CTW} = M_{CTW1} + M_{CTW2} \quad (4.53)$$

$$M_{CTW} = 609.27 \text{ Kg/min}$$

Ahora, para el *Condensador*, si bien es cierto que el vapor refrigerante llega a él a una temperatura mucho más alta que la correspondiente a vapor saturado (*supercalentado*), y tiene que rechazar tanto *calor latente* como *calor sensible* para poder condensarse. Se asume que la temperatura de ingreso del vapor al condensador es la de vapor saturado, y no la de vapor supercalentado. Esto es debido a que a pesar del alto diferencial de temperatura entre el refrigerante y el fluido de enfriamiento. El coeficiente convectivo es en este proceso (*desupercalentamiento*) mucho más bajo que el coeficiente en el proceso de *condensación*. De ésta forma los dos errores se compensan en cierta forma el uno al otro, y se puede utilizar la ec. (3.9) sobre toda el área del condensador obteniendo resultados razonables.

$$\Delta t_1 = T(11) - T(17)$$

$$\Delta t_1 = 3 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = T(11) - T(14)$$

$$\Delta t_2 = 8 \text{ }^\circ\text{C}$$

De la ec. (3.9)

$$LMTD_{CO} = (\Delta t_2 - \Delta t_1) / \ln (\Delta t_2 - \Delta t_1)$$

$$LMTD_{CO} = 5.097 \text{ } ^\circ\text{C}$$

El factor UA se lo obtiene despejando de la ec. (3.8)

$$UA_{CO} = Q_{CO} / LMTD_{CO}$$

$$UA_{CO} = 1090.6 \text{ KJ/min } ^\circ\text{C}$$

Para el *Absorbedor* tenemos

$$\Delta t_1 = T(1) - T(14)$$

$$\Delta t_1 = 8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = T(18) - T(14)$$

$$\Delta t_2 = 3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

De la ec. (3.9)

$$LMTD_{AE} = (\Delta t_2 - \Delta t_1) / \ln (\Delta t_2 - \Delta t_1)$$

$$LMTD_{AE} = 5.097 \text{ } ^\circ\text{C}$$

El factor UA se lo obtiene despejando de la ec. (3.8)

$$UA_{AB} = Q_A / LMTD_{AE}$$

$$UA_{AB} = 1411.4 \text{ KJ/min } ^\circ\text{C}$$

En estos dos dispositivos no se calcula eficiencia de transferencia de calor debido a que no es necesario, pues asumimos que las temperaturas "se mueven" dentro de cierto rango, conforme varía la temperatura de bulbo húmedo. Aquí no se tienen temperaturas fijas, como en los generadores y el evaporador, por lo tanto el cálculo de eficiencia no tiene utilidad práctica.

4.7. CALCULO DEL SUMINISTRO DE CALOR AUXILIAR PARA FUNCIONAMIENTO NOCTURNO.

Aquí se asume que toda la demanda de calor del sistema debe ser suministrada por un calentador de agua, es decir, la capacidad del quemador será igual a la demanda de calor del generador y precalentador.

$$Q_{FURN} = Q_G + Q_{PH} \quad (4.54)$$

$$Q_{FURN} = 7479.5 \text{ KJ/min}$$

Transformando a HP

$$Q_{FURN} = Q_{FURN} / (60 * 0.746) \quad [\text{HP}]$$

$$Q_{FURN} = 167.1 \text{ HP}$$

4.8. LISTADO DEL PROGRAMA.

```

*****
*          PROGRAMA PRINCIPAL PARA DISEÑO DE SISTEMA DE REFRIGERACION POR          *
*          ABSORCION QUE UTILIZA SOLUCION DE BROMURO DE LITIO - AGUA              *
*          IMPULSADO POR ENERGIA SOLAR                                          *
*****
*
*          AUTOR : XAVIER RODOLFO ALVAREZ MORRERA                                *
*
*****
$INCLUDE "DEDALO02.INC"
$INCLUDE "DEDALO03.INC"
$INCLUDE "DEDALO05.INC"
$INCLUDE "DEDALO08.INC"
$STACK 20000
BUSQUEDA DE ARCHIVOS PARA EXTRAER DATOS DE CLIMA
1 COLOR 7,0
DO
CLS:LOCATE 1,1:COLOR 9,0:?"DESEA DISEÑAR EL SISTEMA PARA LA CIUDAD DE GUAYAQUIL (S/N)?";
CH$=INPUT$(1):COLOR 7,0:?" "":?CH$
LOOP UNTIL CH$="N" OR CH$="S"
IF CH$="S" THEN FILENAME$="GUAYAQUI"
IF CH$="N" THEN
DO
BEEP:LOCATE 2,1,0,0:?"PARA QUE CIUDAD DESEA DISEÑAR EL SISTEMA. ";
INPUT "DIGITE SOLO 8 LETRAS ....";FILENAME$
CALL GETFILENAME(FILENAME$,FILENAMEOK%)
LOOP UNTIL FILENAMEOK%=%TRUE OR FILENAME$=CHR$(255)
GOSUB 26000
DEDALO01$=FILENAME$+".DT1":DEDALO02$=FILENAME$+".DT2"
IF FNXISTS(DEDALO01$)=0 OR FNXISTS(DEDALO02$)=0 THEN RUN "MOJAVE.TBC"
END IF
GOSUB 26000
LECTURA DE DATOS CLIMATICOS EN ARCHIVO DE DATOS DE CLIMA PREVIAMENTE CREADOS
OPEN "DEDALOPN.AME" FOR INPUT AS #3
INPUT #3,FILENAME$
CLOSE #3
DIM MES$(12),TMED(12),HRMED$(12),WVMAX$(12),TBHX(12),NBAL(100),FLT(100)
OPEN "R",#7,FILENAME$,27
FIELD #7,3 AS MS$,2 AS HA$,4 AS TD$,4 AS TX$,4 AS TN$,2 AS HD$,2 AS HX$,2 AS HM$,2 AS WD$,2 AS WX$
?:COLOR 9,0:?"MES          TMED          TMAX          HRMED          HRMAX          VIENTO"
FOR REGISTRO%=9 TO 273 STEP 24
GET #7,REGISTRO%
I%=I%+1:MS$(I%)=MS$:TMED(I%)=CVS(TD$):TMAX=CVS(TX$):HRMED$(I%)=CVI(HD$)
HRMAX=CVI(HX$):WVMAX$(I%)=CVI(WX$)
IF HRMAX%=0 THEN HRMAX%=85
X=TMED(I%):Y=HRMED$(I%):GOSUB 27000:TBHX(I%)=TBH
K=I%:GOSUB 29400:MESS$=S$
COLOR 9,0:?" MESS$, :COLOR 7,0:?"USING" ##.# " ;TMED(I%),TMAX,
?USING" ## " ;HRMED$(I%),HRMAX,WVMAX$(I%)
IF TBHX(I%)>TBHMAX THEN TBHMAX=TBHX(I%):A%=I%
NEXT REGISTRO%
CLOSE #7
?:?:?USING"TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO SELECCIONADA PARA DISEÑO (9:00H) ###.## °C";TBHX(A%)

```

```

K=A%:GOSUB 29400:MESS$=S$
?Y CORRESPONDE AL MES DE ..... ;:COLOR 9,0:~MESS$:COLOR 7,0
?USING VIENTO MAXIMO PARA ESE MES A LAS 9:00H ES #~ NUDOS";WVMAX%(A%)
WVEL=WVMAX%(A%)*51.48:MESA$=MES$(A%)
DEDALOO4$=FILENAME$+".DT4"
OPEN DEDALOO4$ FOR OUTPUT AS #4
PRINT #4,A%,MESS$(A%):PRINT #4,THED(A%),HRMED%(A%),WVMAX%(A%),TBH%(A%)
CLOSE #4
CALL READCONT:CLS:LOCATE 12,30:COLOR 31,0:?"POR FAVOR ESPERE ...":COLOR 7,0
RUN "DISENO1.TBC"
END

```

```

27000 TBH= -3.97670551+4.6031668913E-01*X+1.0094226414E-03*Y+2.5300451003E-03*X^2-5.5467656908E-05*X^3
TBH=TBH+7.4425293204E-04*Y^2-2.3302356133E-06*Y^3+8.8472570738E-03*X*Y+2.0992135183E-05*X^2*Y
TBH=TBH+3.3606027734E-08*X^3*Y-7.0224257169E-05*X*Y^2+2.2472598663E-07*X*Y^3
IF TBH<=14 THEN
  CLS:BEFP:LOCATE 5,25:COLOR 15,0:?"TEMPERATURA FUERA DE RANGO "
  MESS$=MES$(A%):?USING INGRESO DE NUEVO VALORES EN EL MES DE ....";MESS$
  OPEN "FERROR" FOR OUTPUT AS #5
  PRINT #5,A%
  CLOSE #5
  CALL Readcont:RUN "CORRFILE.TBC"
END IF
RETURN

```

```

29400 IF K= 1 THEN S$="ENERO"
IF K= 2 THEN S$="FEBRERO"
IF K= 3 THEN S$="MARZO"
IF K= 4 THEN S$="ABRIL"
IF K= 5 THEN S$="MAYO"
IF K= 6 THEN S$="JUNIO"
IF K= 7 THEN S$="JULIO"
IF K= 8 THEN S$="AGOSTO"
IF K= 9 THEN S$="SEPTIEMBRE"
IF K=10 THEN S$="OCTUBRE"
IF K=11 THEN S$="NOVIEMBRE"
IF K=12 THEN S$="DICIEMBRE"
RETURN

```

```

26000 OPEN "DEDALO.FNAME" FOR OUTPUT AS #3
PRINT #3,FILENAME$
CLOSE #3
IF FNEExists%(FILENAME$) THEN
  OPEN "R", #1,FILENAME$,27:LONGARCH=LOF(1):CLOSE #1
  IF LONGARCH/27<288 THEN
    LOCATE 12,1:?"EL ARCHIVO DE DATOS DE CLIMA PARA ";:COLOR 31,0:~FILENAME$;
    COLOR 7,0:?"ESTA INCOMPLETO... COMPLETELO PRIMERO!"
    CALL READCONT:RUN "COMPFIL.TBC"
  END IF
ELSE
  LOCATE 12,1:?"EL ARCHIVO DE DATOS DE CLIMA PARA ";:COLOR 31,0:~ FILENAME$;
  COLOR 7,0 :?" NO EXISTE.. DEBE CREAMLO PRIMERO"
  CALL READCONT:RUN "CREARCHV.TBC"
END IF
RETURN

```

```

*****
*          PROGRAMA PRINCIPAL PARA DISEÑO DE SISTEMA DE REFRIGERACION POR          *
*          ABSORCION QUE UTILIZA SOLUCION DE BROMURO DE LITIO - AGUA              *
*          IMPULSADO POR ENERGIA SOLAR                                           *
*****
*                                                                                   *
*          AUTOR : XAVIER RODOLFO ALVAREZ MORREIRA                               *
*                                                                                   *
*****

```

```

$INCLUDE "DEDAL001.INC"
$INCLUDE "DEDAL002.INC"
$INCLUDE "DEDAL003.INC"
$INCLUDE "DEDAL008.INC"
$STACK 20000

BUSQUEDA DE ARCHIVOS PARA EXTRAER DATOS DE CLIMA
1  OPEN "DEDALOPN.AME" FOR INPUT AS #3
    INPUT #3,FILENAME$
    CLOSE #3
    DEDAL001$=FILENAME$+".DT1":DEDAL002$=FILENAME$+".DT2":DEDAL004$=FILENAME$+".DT4"
    OPEN DEDAL001$ FOR INPUT AS #1
    INPUT #1,C#,S#,LAT,LONG,LHST
    CLOSE #1
    OPEN DEDAL004$ FOR INPUT AS #4
    INPUT #4,ASS,MESA$
    INPUT #4,TAMB,H,WVEL,TBH
    CLOSE #4
    DIM MES$(12),HRMED$(12),NBAL(100),FLT(100)
    AX=INT(ASS):HRMED$(AX)=H
    WVEL=WVEL*51.48

DISEÑO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO
SCREEN ,0,0:DIM XP(2),P(13),T(32),XS(13),H(13),M(32)

DO
CLS:INPUT"INGRESE LA DEMANDA DE ENFRIAMIENTO EN TON. DE REFRIGERACION";QE
IF QE=0 THEN
BEEP:LOCATE 10,20:COLOR 31,0:"VALOR INCORRECTO , REPITA PROCESO.....":CALL Readcont:CLS
ELSEIF QE>200 THEN
BEEP:LOCATE 10,7:COLOR 31,0:"VALOR DEMASIADO ELEVADO, NO ENTRA EN CAMPO DE ESCRITURA....."
COLOR 7,0:CALL Readcont:CLS:QE=0
END IF
LOOP UNTIL QE<>0
QE=QE*211
?USING"LA TEMPERATURA AMBIENTE PARA DISEÑO ES                ##.# °C";TAMB
?USING"LA HUMEDAD RELATIVA DE DISEÑO ES                      ## %";HRMED$(AX)
CALL ING(4,TEV,"TEMPERATURA DE DISEÑO DEL EVAPORADOR .... TEV",5,5.001,1,7)

'DELTA-T ENTRE TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO Y LA TEMP DE RECHAZO DE CALOR DEL SISTEMA (NO < 10)
CALL ING(5,DTCTBH,CHR$(127)+T ENTRE TBH Y TCONDENSADOR .... DTCTBH",11,16.001,9.99,7)
TCO=TBH+DTCTBH
TABS=TCO:US$="-SI"

```

* CALCULO DE ENTALPIA LIQUIDO SAT HLSTCO, VAPOR SAT HVSTEV, PRESIONES DE SATURACION PSTCO, PSTEV *

```
NUM=1:TEMP=TCO:GOSUB 60000:HLSTCO=HF
NUM=2:TEMP=TEV:GOSUB 60000:HVSTEV=HG
NUM=3:TEMP=TCO:GOSUB 60000:PSTCO=PSAT
TEMP=TEV:GOSUB 60000:PSTEV=PSAT
COLOR 14,0:?"*** PROPIEDADES DEL REFRIGERANTE OBTENIDAS DE LA TABLA DE VAPOR ***":COLOR 7,0
?USING" ENTALPIA DE LIQUIDO SATURADO A TEMPERATURA DEL CONDENSADOR = #####.## KJ/KG";HLSTCO
?USING" ENTALPIA DE VAPOR SATURADO A TEMPERATURA DEL EVAPORADOR = #####.## KJ/KG";HVSTEV
?USING" PRESION DE SATURACION A TEMPERATURA DEL CONDENSADOR = #####.## KPa";PSTCO
?USING" PRESION DE SATURACION A TEMPERATURA DEL EVAPORADOR = #####.## KPa";PSTEV
COLOR 31,0:LOCATE 11,50:?"POR FAVOR ESPERE ....."
H(11)=HLSTCO:H(12)=H(11):H(13)=HVSTEV
```

* CALCULO DE CONCENTRACION DEL ABSORBEDOR Y GENERADOR EN DIAGRAMA P-Y-T *

```
T1=TABS:T2=TEV:GOSUB 30000:XA=XPUNT:MR=QE/(H(13)-H(12)):XG=XA+2
Y=XG:T1=TCO:GOSUB 35000:TG=XPUNT:MSS=MR*XA/(XG-XA):MWS=MR+MSS
FOR I=1 TO 4:M(I)=MWS:XS(I)=XA:M(I+4)=MSS:XS(I+4)=XG:NEXT I
DTHX=10 'INGRESE AQUI EL DELTA-T A LA ENTRADA DEL HX (T(7)=TABS+"DTHX")
T(7)=TABS+DTHX:T(8)=T(7)
```

* CALCULO DE ENTALPIA DE VARIOS PUNTOS DEL CICLO EN EL DIAGRAMA H-X *

```
CALCULO DE ENTALPIA EN DIAGRAMA H-X
T1=TABS:X=XA:GOSUB 40000:HA=XPUNT
T1=TG :X=XG:GOSUB 40000:HG=XPUNT
T1=T(7):X=XG:GOSUB 40000:H(7)=XPUNT:H(6)=H(7)
FOR I=1 TO 2:T(I)=TABS:T(I+11)=TEV:H(1)=HA:T(I+4)=TG:T(I+8)=TG:H(I+4)=HG:NEXT I
M(9)=MR:M(10)=0 'SE ASUME QUE EL GENERADOR AUXILIAR NO GENERA VAPOR
H(3)=(H(6)*(H(6)-H(7))+M(3)*H(2))/M(3):T(11)=TCO
T(4)=TG 'SE ASUME QUE LA SOLUCION DILUIDA ENTRA SATURADA AL GENERADOR
NUM=4:TEMP=T(4):PRESS=PSTCO:GOSUB 60000:H(9)=H:H(10)=H
PUNT=H(3):X=XS(3):GOSUB 45000:T(3)=XPUNT
M(11)=MR:T1=T(4):X=XS(4):GOSUB 40000:H(4)=XPUNT
LOCATE 11,50:?"
COLOR 14,0:?"*** PARAMETROS Y PROPIEDADES DEL CICLO DE REFRIGERACION POR ABSORCION ***":COLOR 7,0
?USING"XA =####.# %" ;XA,:?USING" XG =####.# %" ;XG
?USING"MR =####.# KG/MIN " ;MR,:?USING" MSS =####.# KG/MIN " ;MSS,
?USING" MWS =####.# KG/MIN";MWS
COLOR 15,0:?"USING"TG =####.# "C";TG,:COLOR 7,0
?USING" TABS=####.# "C " ;TABS,:?USING"TBH =####.# "C";TBH
QPH=M(3)*(H(4)-H(3)):QG=MR*(H(9)+M(6)*H(6)-H(4)*H(4)):QC=MR*(H(9)-H(11))
```

```
QA=MR*(H(13)+M(7)*H(1)-M(1)*H(1)):QH(X)=M(3)*(H(3)-H(2)):M(12)=MR:M(13)=MR
COP=QE/(QG+QPH):POT=MWS*(PSTCO-PSTEV)/60/.6
FOR I=2 TO 11:P(I)=PSTCO:NEXT I:P(1)=PSTEV:P(8)=PSTEV:P(12)=PSTEV:P(13)=PSTEV
DTCOLG=10:MCOL=QG/DTCOLG*3.98:DTCOLPH=QPH/MCOL*3.98:DTCOL=DTCOLG+DTCOLPH:T(21)=TG+15
T(24)=T(21)-DTCOLG:T(25)=T(24)-DTCOLPH:T(29)=T(21):T(26)=T(21):T(23)=T(24):T(27)=T(24)
DTA=T(6)-T(3):DTB=T(7)-T(2):LMTDHX=(DTA-DTB)/LOG(DTA/DTB):UAHX=QH(X)/LMTDHX
?:?USING"QE = ###.# KJ/MIN      ";QE,:?USING"QPH = ###.# KJ/MIN"; QPH
?USING"QG = ###.# KJ/MIN      "; QG,:?USING"QC = ###.# KJ/MIN"; QC
?USING"QA = ###.# KJ/MIN      "; QA,:?USING"QH(X) = ###.# KJ/MIN"; QH(X)
?"COP = .....":?:? USING " #.### ";COP,:?USING" POT = ###.# WATTS"; POT:?
```

5 DO

```
LOCATE 22,62:?" "
LOCATE 22,1:COLOR 9,0:?"DESEA ENVIAR RESULTADOS A IMPRESORA SI O NO ..... (S/N)? ";;US$=INPUT$(1)
COLOR 15,0:?" US$
IF US$="S" THEN GOSUB 27100
BEEP
LOOP UNTIL US$="N" OR US$="S"
CLS:?:COLOR 9,0:?" TABLA DE CONDICIONES DE OPERACION DEL CICLO":?
?" I P(I) T(I) XS(I) H(I) M(I)"
FOR I=1 TO 13
COLOR 9,0:?:USING"###.#";I,:COLOR 7,0:?" USING "#####.###";P(I),T(I),XS(I),H(I),M(I)
NEXT I:CALL Readcont
```

```
*****
* CALCULO DE RELACION ENTRE RADIACION DIFUSA A TOTAL *
*****
```

```
PI=3.1415927/180 'CONSTANTE PARA TRANSFORMAR GRADOS SEXAGESIMALES A RADIANES
CLS:COLOR 0,11
?" CALCULO DE LA RELACION ENTRE LA RADIACION DIFUSA A TOTAL "
?" CONSIDERANDO DIAS DESPEJADOS "
?" PARA COLOCAR ESPEJOS CONCENTRADORES DE RADIACION " :COLOR 4,11
?" " :COLOR 7,0
?:?:COLOR 0,3
?" "
?" LOCALIZACION GEOGRAFICA DE LA CIUDAD DE " :LOCATE 8,53:?:FILENAME$
?" "
?USING"|| LATITUD = ##.## ° S";LAT,:?USING" LONGITUD = ###.## ° W";LONG:?:? "
?" "
?USING"|| LONGITUD DEL MERIDIANO PARA HORA STANDART = ###.## ° W";LHST:?:? "
?" "
IF FILENAME$="GUAYAQUI" THEN LOCATE 8,61:?"L"
IF LAT>=0 THEN LOCATE 10,28:?"N"
COLOR 7,0:LAT=LAT*PI:CALL READCONT
OPEN "R",#2,DEBALO02$,32
FIELD #2,4 AS D$,4 AS NM$,4 AS SM$,4 AS HM$,4 AS HH$,4 AS KT$,4 AS DT$,4 AS DCL$
LOCATE 6,1:COLOR 9,0:?" MRS NM SPROM HOPROM HH KT RDTOT DECLIN"
FOR I=1 TO 12
GET #2,I
DIA=CVS(D$):NM=CVS(NM$):SPROM=CVS(SM$):HOPROM=CVS(HM$)
```

```

HH=CVS(HH$):KT=CVS(KT$):RDTOT=CVS(DT$):DPM=CVS(DCL$)
IF I=A% THEN DIAA=DIA:DPMA=DPM:RDTOTA=RDTOT
K=I:GOSUB 29400:MESS$=S$
COLOR 9,0: ?MESS$, :COLOR 7,0: ?USING"###.##";WM,
?USING"###.## ";SPROM,: ?USING"#####.##";HOPROM,HH,: ?USING"####.###";KT,RDTOT,
?USING"-#####.##";DPM/PI
NEXT I:CLOSE #2:CALL READCONT

```

900 DO

```

CLS:INPUT"INGRESO HORA ESTANDAR (9:00h POR DEFINICION) .....";HST
IF HST=0 THEN HST=9
IF HST>13 OR HST<7 THEN ?"POR FAVOR DIGITE HORAS ENTRE LAS 7 Y LAS 13":BEEP:CALL READCONT
LOOP UNTIL HST<13 AND HST>7
NNN=DIAA+15:B=360*(NNN-81)/364:B=B*PI:E=9.87*SIN(2*B)-7.53*COS(B)-1.5*SIN(B)
HS=HST+E/60+4*(LHST-LONG)/60:W=(HS-12)*15:W=W*PI:DN=0.4092797*SIN(.017214206*(284+NNN))
IO=1353*(1+.033*COS(PI*360*NNN/365)):COSZ=SIN(LAT)*SIN(DN)+COS(LAT)*COS(DN)*COS(W)
1000 IZ=IO*EXP(-C#*(1/COSZ)^S#)

```

```

*****
* SELECCION DE ORIENTACION DEL COLECTOR DE ACUERDO A LA EPOCA DEL AÑO *
*****

```

```

IF DPMA<=23.5*PI AND DPMA> 15*PI THEN THETA=-20:ORIENT$="HACIA EL NORTE"
IF DPMA<= 15*PI AND DPMA> 5*PI THEN THETA=-10:ORIENT$="HACIA EL NORTE"
IF DPMA<= 5*PI AND DPMA>= -5*PI THEN THETA= 0:ORIENT$="DE ACUERDO A LA LATITUD"
IF DPMA<= -5*PI AND DPMA> -15*PI THEN THETA= 10:ORIENT$="HACIA EL SUR"
IF DPMA<= -15*PI AND DPMA>-23.5*PI THEN THETA= 20:ORIENT$="HACIA EL SUR"
THETA=THETA*PI+LAT "ANGULO ENTRE NORMAL AL PLANO DEL COLECTOR Y EL ZENIT
CBET=SIN(LAT-THETA)*SIN(DN)+COS(LAT-THETA)*COS(DN)*COS(W):SFLUX=IZ*CBET
?: ?USING"LA RADIACION EXTRATERRESTRE ES ###.## W/m^2";IO
?USING"EL COSENO DEL ANGULO ZENIT ES .### ";COSZ
ALTIT=ATN(COSZ/SQR(1-COSZ*COSZ))/PI:BETA=(-ATN(CBET/SQR(1-CBET*CBET)))+1.5708/PI
?USING"EL ANGULO DE ALTITUD ES ##.## ";ALTIT
?USING"LA RADIACION INCIDENTE MAXIMA ES ###.## W/m^2";IZ
?"EL COLECTOR DEBE ESTAR ORIENTADO ";:COLOR 9,0: ? ORIENT$:COLOR 7,0
?USING"ANGULO ENTRE LA NORMAL AL COLECTOR Y EL DE INCIDENCIA ###.## ";BETA
?USING"RADIACION ACTUAL CAPTADO POR EL COLECTOR ES ###.## W/m^2";SFLUX:?

```

```

*****
* BALANCE TERMICO DEL COLECTOR PREVIO AL DISEÑO *
*****

```

```

CALL INGRESO (11,W1,"REFLECTIVIDAD DEL VIDRIO ..... W1",.09)
CALL INGRESO (12,A,"REFLECTIVIDAD DE LA SUPERFICIE ..... A",.03)
CALL INGRESO (13,VEPS,"EMISIVIDAD DEL VIDRIO ..... VEPS",.95)
CALL INGRESO (14,SEPS,"EMISIVIDAD DE LA SUPERFICIE ..... SEPS",.95)
DO

```

BEEP:LOCATE 17,1:"EL CLIMA ES HUMEDO O SECO (H/S)? ";:US\$=INPUT\$(1):?US\$?:?

```

IF US$="S" THEN B=.6
IF US$="H" THEN B=.9
LOOP UNTIL US$="H" OR US$="S"
ON ERROR GOTO 28500
GOSUB 50000
ON ERROR GOTO 28000
IF T(21)>FLTHIN THEN
  COLOR 14,0:?" LA TEMPERATURA QUE PUEDE ALCANZAR EL COLECTOR NO ES SUFICIENTE"
  ?" PARA EL FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA, SE RECOMIENDA UTILIZAR"
  ?" ESPEJOS CONCENTRADORES DE RADIACION":COLOR 7,0
  ' CALCULO DE RADIACION DIRECTA QUE PUEDEN REFLEJAR LOS ESPEJOS CONCENTRADORES
  W3=0:SALFA=SIN(LAT)*SIN(DN)+COS(LAT)*COS(DN)*COS(W3)
  ALFA=ATN(SALFA/SQR(1-SALFA*SALFA)):FI=ABS(THETA):EPSIL1=60*PI-FI:EPSIL2=120*PI-EPSIL1
  AN1=SIN(FI-ALFA+2*EPSIL1):AN2=SIN(ALFA-EPSIL1):AN3=SIN(FI+ALFA)
  IF AN1<AN2 THEN ADO=AN1/AN3
  IF AN1>=AN2 THEN ADO=AN2/AN3
  ?CALL INGRESO (6,RREFL,"REFLECTIVIDAD DE ESPEJO CONCENTRADOR, RREFL",.97)
  ?USING"EL FLUJO SOLAR ANTERIOR ES DE          ###.## W/m^2";SFLUX
  SFLUX=I2*CBET*(1+(1-RDTOTA)*RREFL*ADO*2)
  ?USING"EL FLUJO SOLAR ES AHORA DE          ###.## W/m^2";SFLUX:??
  COLOR 14,0:?" ***** ANGULOS DE ORIENTACION DEL COLECTOR Y ESPEJOS *****":COLOR 7,0:?"
  ?USING"α = ###.# °          ";ALFA/PI,:?USING"φ = ###.# °";FI/PI
  ?USING"ε1 = ###.# °          ";EPSIL1/PI,:?USING"ε2 = ###.# °";EPSIL2/PI:?"
  ?"α = ALTITUD DEBIDA A LA DECLINACION DE LA TIERRA"
  ?"φ = ANGULO DE ORIENTACION DEL COLECTOR (TILT ANGLE)"
  ?"ε = ANGULOS DE INCLINACION DE AMBOS ESPEJOS ":?"
  ETA=0:ETAMIN=0:FLTHIN=0
  ON ERROR GOTO 28500:GOSUB 50000:ON ERROR GOTO 28501
  IF T(21)>FLTHIN THEN
    COLOR 14,0:?" LO SIENTO, PERO NO TENDRA SUFICIENTE FLUJO SOLAR PARA EL FUNCIONAMIENTO "
    ?" DEL SISTEMA NI AUN CON EL USO DE ESPEJOS CONCENTRADORES"
    ?" NO SE RECOMIENDA DISEÑAR UN SISTEMA PARA ESTAS CONDICIONES SOLARES"
    ?" PRUEBE CON OTRA HORA DEL DIA":COLOR 7,0:CALL READCONT
  DO
    BEEP:COLOR 9,0:?"DESEA PROBAR PARA OTRA HORA DEL DIA ... (S/N) ";US$=INPUT$(1):COLOR 7,0:?"US$
  LOOP UNTIL US$="S" OR US$="N"
  IF US$="S" THEN 900
  IF US$="N" THEN CLS:LOCATE 12,20:COLOR 31,0:?"M U C H A S G R A C I A S . . ":RUN "DEDALO.EXE"
  END IF
END IF
BEEP:CLS:IF INT(HST)/HST>1 THEN HSTENT=INT(HST)-1 ELSE HSTENT=INT(HST)
MIN=(HST-HSTENT)*60:COLOR 7,0:?"EL COLECTOR TIENE SUFICIENTE CAPACIDAD PARA PROVEER LA TEMPERATURA ADECUADA"
?" A LAS ";:COLOR 30,9:?"USING"##:":HSTENT,:?"USING"##h ";MIN
IF MIN=0 THEN LOCATE 2,20:?"0"
COLOR 7,0
IF SFLUX<1050 THEN
  ?:" SIN EMBARGO NO SE RECOMIENDA DISEÑAR PARA ESTE INSTANTE PORQUE"
  ?" EL AREA DE LOS COLECTORES SERIA MUY GRANDE "
  DO
    BEEP:LOCATE 7,5:?"DESEA DISEÑAR PARA OTRA HORA..... (S/N)? ";:US$=INPUT$(1)
  COLOR 7,0:?" ";:?"US$
  IF US$="S" THEN 900
  IF US$="N" THEN

```

```

FOR I=3 TO 7:LOCATE I,1
?
NEXT I
END IF
LOOP UNTIL US$="S" OR US$="N"
END IF
COLOR 7,0:LOCATE 2,30:"SE PROCEDE AL DISEÑO DEL COLECTOR":CALL READCONT:ETA=0:ETAMIN=0:LOCATE 7,7
T(20)=T(21)-DTCOL      TEMP. DE DISEÑO DE ENTRADA DEL COLECTOR
ETA=0:ETAMIN=0:FLTMIN=T(21):THINCOL=T(20):GOSUB 55000
ETA1=ETA*SFLUX/41860    EFICIENCIA * SFLUX EN cal/cm² sec
ACOL=DTCOL*NCOL/ETA1/10000  AREA DEL COLECTOR Y PARAMETROS FUNDAMENTALES PARA DISEÑO

```

```

*****
*                               DISEÑO DEL COLECTOR SOLAR                               *
*****

```

```

DPCOL=1000:F=2E-2:NU=0.004:DCOL=1.1:JX=0:CLS
CALL IN$(1,W2,"FACTOR DE CONCENTRACION POR CONDUCCION ..... W",4,10,1,9)
?:COLOR 9,0:"J      L/D      VELCOL      RE      F DE FRICC"

```

```

DO
JX=JX+1:LSOBRED=(1209.027/F*DPCOL)^.3333*(DTCOL/W2/ETA1)^.6666
VCOL=4*W2*ETA1*LSOBRED/3.14159/DTCOL:RE=VCOL*DCOL/NU:COLOR 9,0:? USING "J";JX;:COLOR 7,0
?USING" *****.##";LSOBRED;:?USING" *****.##";VCOL;:?USING" *****";RE;:?USING" #.#####";F
IF RE<2000 THEN F=64/RE      FLUJO LAMINAR
IF RE>2000 AND RE<4000 THEN F=.035  FLUJO DE TRANSICION
IF RE>4000 THEN F=.0267503-1.09568698E-8*RE+2.475658679E-15*RE^2-1.4911322155E-22*RE^3  FLUJO TURBULENTO
LOOP UNTIL JX=5
CALL READCONT:CLS
CAUDCOL=DCOL^2*3.14159/4*VCOL:NCOLTEOR=NCOL/CAUDCOL:NCOL=INT(NCOLTEOR)+1:ACCOL=ACOL/NCOL
LTUBO=LSOBRED*DCOL:ACOL=ACOL/(NCOLTEOR)*NCOL:NCOL=NCOL/(NCOLTEOR)*NCOL
ACCOL=ACOL/NCOL:ANCOL=120:DENTUBOS=DCOL*W2:NTUBOS=INT(ANCOL/DENTUBOS):LCTUBO=LTUBO/NTUBOS
NCODOS=NTUBOS:LECCODO=12*DCOL*2:INCLONG=LECCODO*NCODOS:DPCOL=F*(LTUBO+INCLONG)*VCOL^2/2/DCOL/980
TVIAJE=LTUBO/VCOL/60:LACOL=LTUBO/NTUBOS/100:ACCOL=LACOL*ANCOL/100:ACOL=ACCOL*NCOL
NP=.6:NC=.3:PCSOBREPP=42664*NP*NC*DTCOL/DPCOL

```

```

BEEP:COLOR 14,0:"***** PARAMETROS PARA CONSTRUCCION DE COLECTORES SOLARES *****":COLOR 7,0
?USING"FLUJO MASICO TOTAL DE COLECTORES          *****.## cm3/seg";MCOL
?USING"AREA TOTAL DE COLECTORES                  *****.## m²";ACOL
?USING"ENERGIA EXTRAIBLE POR LOS COLECTORES      #.##### cal/cm2 seg";ETA1
?USING"NUMERO DE COLECTORES                      ###";NCOL
?USING"CAUDAL DE CADA COLECTOR                   ###.## cm3/seg";CAUDCOL
?USING"AREA DE CADA COLECTOR                      ****.## m²";ACCOL
?USING"ANCHO DE CADA COLECTOR                     ###.## m";ANCOL/100
?USING"LARGO DE CADA COLECTOR                     ###.## m";LACOL
?USING"LONGITUD TOTAL UTIL DE TUBO EN CADA COLECTOR  ****.## m";LTUBO/100
?USING"NUMERO DE TUBOS EN CADA COLECTOR           ###";NTUBOS
?USING"DISTANCIA ENTRE TUBOS                      ###.## cm";DENTUBOS
?USING"LONGITUD DE CADA TUBO                      ###.## m";LCTUBO/100

```

 * **CALCULO DE PERDIDAS DE CALOR EN EL TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE CALOR**

```

MCST=MHST/1.5
DCST=1+MCST/1000/3.14159)*.33333
TINTC=TEV*9/5+32:TEXTC=TINTC+5
L=DCST*3.28
CLS:BEEP:COLOR 14,0:?"*****  DIMENSIONES DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE FRIO  *****":COLOR 7,0
?USING"MASA DE TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE FRIO          *****.# Kg";MCST
?USING"DIAMETRO DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO             ##.# m";DCST
?USING"ALTURA DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO              ##.# m";DCST
CALL INGI9,EACST,"ESPESOR DE AISLANTE EN PULGADAS ..... EACST",3,3.1,0,7)
?USING"ESPESOR DE AISLANTE ES                            ##.# cm";EACST*2.54
RCORCHO=EACST/12/KAIS:GOSUB 29200
LOCATE 13,71:?"FRIO"
LOCATE 13,39:?"PARED":1%=1:GOSUB 29000:APARED=(L+EACST/12)*3.1415927*L
QPARED=QSOBREAA*APARED:LOCATE 14,67:?"USING"###.#":QPARED:CALL READCONT:GOSUB 29250
LOCATE 13,39:?"TECHO":1%=3:GOSUB 29000:ATECHO=L^2*3.1415927/4
QTECHO=QSOBREAA*ATECHO:LOCATE 14,67:?"USING"###.#":QTECHO:CALL READCONT:GOSUB 29250
LOCATE 13,39:?"PISO ":1%=2:GOSUB 29000:APISO=ATECHO
QPISO=QSOBREAA*APISO:LOCATE 14,67:?"USING"###.#":QPISO:CALL READCONT
QCST=QPARED+QPISO+QTECHO      'CALOR PERDIDO EN BTU/HR
QCST=QCST*1.055/60           'CALOR PERDIDO EN KJ/MIN
LOCATE 11,1:?"USING"CALOR PERDIDO EN TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE FRIO  *****.# KJ/MIN":QCST
GOSUB 29300:CLS
T(30)=11:T(31)=6.7:T(22)=T(21)
ON ERROR GOTO 28000
BEEP:COLOR 14,0:?"*****  DATOS TECNICOS PARA CONSTRUCCION DE INTERCAMBIADORES DE CALOR  ****":COLOR 7,0
CAGUA=MCOL*60*4.1868/1000:CMINHX=QHX/(T(6)-T(7)):QMAXHX=CMINHX*(T(6)-T(2)):RHX=QHX/QMAXHX
?USING"LMTD DEL INTERCAMBIADOR RECUPERATIVO             ###.# °C":LMTDHX
?USING"FACTOR UoAo                                       *****.# KJ/MIN °C":UAHX
?USING"EFICIENCIA DEL INTERCAMBIADOR PRINCIPAL          #.### %":RHX DTA=T(24)-T(4):DTB=T(25)-
T(3):LMTDPH=(DTA-DTB)/LOG(DTA/DTB):UAPH=QPH/LMTDPH CMINPH=QPH/(T(4)-T(3)):QMAXPH=CMINPH*(T(24)-
T(3)):EPH=QPH/QMAXPH
?USING"LMTD DEL PRECALENTADOR                            ###.# °C":LMTDPH
?USING"FACTOR UoAo                                       *****.# KJ/MIN °C":UAPH
?USING"EFICIENCIA DEL PRECALENTADOR                      #.### %":EPH
DTA=T(22)-T(5):DTB=T(23)-T(4):LMTDGI=(DTA-DTB)/LOG(DTA/DTB):UAGI=QG/LMTDGI
NTUGI=UAGI/CAGUA:EGI=1-EXP(-NTUGI)
?USING"LMTD DEL GENERADOR I                              ###.# °C":LMTDGI
?USING"FACTOR UoAo                                       *****.# KJ/MIN °C":UAGI
?USING"EFICIENCIA DEL GENERADOR I                        #.### %":EGI
?USING"LMTD DEL GENERADOR II                             ###.# °C":LMTDGI
?USING"FACTOR UoAo                                       *****.# KJ/MIN °C":UAGI
?USING"EFICIENCIA DEL GENERADOR II                       #.### %":EGI DTA=T(30)-T(12):DTB=T(31)-
T(12):LMTDEV=(DTA-DTB)/LOG(DTA/DTB):UAEV=QE/LMTDEV MCHILL=QE/4.1868/(T(30)-T(31)):CMINEV=QE/(T(30)-
T(31)):NTUEV=UAEV/CMINEV:EEV=1-EXP(-NTUEV)
?USING"LMTD DEL EVAPORADOR                              ###.# °C":LMTDEV
?USING"FACTOR UoAo                                       *****.# KJ/MIN °C":UAEV
?USING"EFICIENCIA DEL EVAPORADOR                         #.### %":EEV
T(14)=TBH+3:T(17)=T(11)-3:DTCTW=T(17)-T(14):MCTW1=QC/DTCTW/4.1868

```

```

T(18)=T(17):MCTW2=QA/DTCTW/4.1868
DTA=T(1)-T(14):DTB=T(1)-T(18):LMTDAB=(DTA-DTB)/LOG(DTA/DTB):UAAB=QA/LMTDAB
?USING"LMTD DEL ABSORBEDOR                ###.## "C";LMTDAB
?USING"FACTOR UoAo                        #####.## KJ/MIN "C";UAAB
DTA=T(11)-T(17)  *SE USA T(11) POR RECOMENDACION EN LIBROS DE REFERENCIA
DTB=T(11)-T(14):LMTDCO=(DTA-DTB)/LOG(DTA/DTB):UACO=QC/LMTDCO
?USING"LMTD DEL CONDENSADOR                ###.## "C";LMTDCO
?USING"FACTOR UoAo                        #####.## KJ/MIN "C";UACO
CALL READCONT:CLS:BRFP
COLOR 14,0:?"*****          DATOS TECNICOS PARA QUEMADOR AUXILIAR          *****:COLOR 7,0
QFURN=QG+QPH:?"USING"ENERGIA QUE DEBE PROPORCIONAR EL QUEMADOR          #####.## KJ/MIN";QFURN
QFURNHP=QFURN/60/.746:?"USING"ENERGIA DEL QUEMADOR EN HP          #####.## HP";QFURNHP
QRC=QE/1.055:MF22=QRC/(H1F22-H4F22):WCOMP=MF22*(H2F22-H1F22)/.7/.7*1.055/60/.746
?:"COLOR 14,0:?"*****  ENERGIA CONSUMIBLE POR UN SISTEMA CONVENCIONAL DE COMPRESION  ****":COLOR 7,0
?USING"MASA DE REFRIGERANTE NECESARIA DE FREON 22          ###.## KG/MIN";MF22/2.205
?USING"POTENCIA CONSUMIDA POR EL COMPRESOR          ###.## HP";WCOMP
?:?"USING"FLUJO DE AGUA DE ENFRIAMIENTO A LOS CONDENSADORES          #####.## KG/MIN";MCTW1
?USING"FLUJO DE AGUA DE ENFRIAMIENTO AL ABSORBEDOR          #####.## KG/MIN";MCTW2
?USING"FLUJO DE AGUA DEL CHILLER          #####.## KG/MIN";MCHILL
D0
  ?"DIGITE EL NUMERO DE DISEÑO CON EL QUE DESEA MODELAR          ";;NDIS$=INPUT$(1)
  COLOR 14,0:?"NDIS$:COLOR 7,0
  LOOP UNTIL FNInCharSet%(NDIS$,NUMBER$)
  DEDALO03$=FILENAME$+".D"+NDIS$:?"EL ARCHIVO EN QUE SE GUARDARAN DATOS DE DISEÑO ES          ";
  COLOR 14,0:?"DEDALO03$:COLOR 7,0
  OPEN DEDALO03$ FOR OUTPUT AS #5
  PRINT #5,QE,RREFL,ACOL,W1,A,VEPS,SEPS,B,DTCOL,ACOL,W2,VCOL,DCOL,NCOL,MCOL,NHST,LTUBO,QFURN
  PRINT #5,QHST,QCST,TEV,MWS,DTCTBH,CAGUA,ENX,BPH,EGI,REV,MCST,CHINEV,MCHILL,DPCOL,MCTW2
  CLOSE #5
  LOCATE 22,35:COLOR 31,0:?"TERMINADO....."
  CALL READCONT
  RUN "DEDALO.EXE"
  END

```

```

27100 *  ****  SALIDA DE DATOS A IMPRESORA (OPCIONAL)  ****
GOSUB 28100
FOR I=1 TO 9:LPRINT:NEXT I
LPRINT "          ***  PARAMETROS PRINCIPALES DE DISEÑO  ***:" :LPRINT
LPRINT USING"          CARGA DE REFRIGERACION          #####.## TON";QE/211
LPRINT USING"          TEMPERATURA DE BULBO SECO          #####.## "C";TAMB
LPRINT USING"          HUMEDAD RELATIVA          #####.## %";HRMED%(AX)
LPRINT USING"          TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO          #####.## "C";TBRH
LPRINT:LPRINT:LPRINT "          ENERGIA ABSORBIDA O RECHAZADA POR CADA DISPOSITIVO:" :LPRINT
LPRINT USING"          CALOR DEL EVAPORADOR          #####.## KJ/MIN";QE
LPRINT USING"          CALOR DEL GENERADOR O CONCENTRADOR          #####.## KJ/MIN";QG
LPRINT USING"          CALOR DEL ABSORBEDOR          #####.## KJ/MIN";QA
LPRINT USING"          CALOR DEL CONDENSADOR          #####.## KJ/MIN";QC
LPRINT USING"          CALOR DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR          #####.## KJ/MIN";QHXC
LPRINT USING"          CALOR DEL PRECALENTADOR          #####.## KJ/MIN";QPH
LPRINT:LPRINT:LPRINT
LPRINT USING"          COEFICIENTE DE PERFORMANCIA DEL CICLO (COP)          #.####";COP
LPRINT USING"          POTENCIA MECANICA CONSUMIDA POR LA BOMBA PRINCIPAL          #.# WATTS";POT

```

```

LPRINT USING"          LMTD DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR          ##.## 9C":LMTDHX
LPRINT USING"          FACTOR UoAo          ####.# KJ/MIN 9C":UAHX
LPRINT:LPRINT:LPRINT:LPRINT"          *** TABLA DE CONDICIONES DE OPERACION DEL CICLO ***":LPRINT
LPRINT "          I          P(I)          T(I)          XS(I)          H(I)          M(I)":LPRINT
FOR I=1 TO 13:LPRINT "          ";
LPRINT USING "###";I,:LPRINT USING"#####.###";P(I),:LPRINT USING "#####.##";T(I),XS(I),H(I),M(I)
NEXT I
FOR I=1 TO 10:LPRINT:NEXT I
RETURN

```

```

28000 ?"ERROR *****";ERR:RESUME NEXT

```

```

28100 ON ERROR GOTO Pterror:LPRINT
IF ERR=0 THEN 28101

```

Pterror:

```

SCREEN ,,1,1:COLOR 11,5:BEEP:BEEP

```

```

LOCATE 5,15:?"

```

```

LOCATE 6,15:?"

```

```

LOCATE 7,15:?"

```

```

LOCATE 8,15:?"

```

```

LOCATE 9,15:?"

```

```

LOCATE 10,15:?"

```

```

LOCATE 11,15:?"

```

CRITICO ERROR EN IMPRESORA ,POR FAVOR

REVISAR PAPEL, CABLE Y CONECCIONES

```

CALL READCONT:CLS:SCREEN ,,0,0:RESUME 5

```

```

28101 RETURN

```

```

28500 SCREEN ,,1,1:COLOR 11,5

```

```

LOCATE 2,10:?"

```

```

LOCATE 3,10:?"

```

```

LOCATE 4,10:?"

```

```

LOCATE 5,10:?"

```

```

LOCATE 6,10:?"

```

```

LOCATE 7,10:?"

```

```

LOCATE 8,10:?"

```

```

LOCATE 9,10:?"

```

```

LOCATE 10,10:?"

```

```

LOCATE 11,10:?"

```

```

LOCATE 12,10:?"

```

```

LOCATE 13,10:?"

```

```

LOCATE 14,10:?"

```

POSIBLE ERROR EN INGRESO DE DATOS PRODUJO
DIVISION PARA 0 EN EL BALANCE DEL COLECTOR
POR FAVOR REVISE LOS VALORES DIGITADOS

VARIABLE	VALOR DIGITADO	REFERENCIA
W1		0.090
A		0.030
VEPS		0.950
SEPS		0.950

```

LOCATE 9,35:?"USING"###";W1:LOCATE 10,35:?"USING"###";A:LOCATE 11,35:?"USING"###";VEPS

```

```

LOCATE 12,35:?"USING"###";SEPS

```

```

CALL READCONT:CLS:SCREEN ,,0,0:RESUME 900

```

```

28501 STOP

```

```

29000 J%=0:BEEP

```

DO

```

GR=ABS(3160*(TEXTC-TAMB)*L^3):J%=J%+1 '1760 EN VEZ DE 3160 SI TAMB=100°F

```

```

IF I%=1 THEN HPARED=KAIRE/L*.46*GR^.25 'PARED VERTICAL

```

```

IF I%=2 THEN HPARED=KAIRE/L*.14*(GR*PRANDTL)^.333

```

```

IF I%=3 THEN HPARED=KAIRE/L*.27*(GR*PRANDTL)^.25
RAIRE=1/HPARAD:QSORREA=(TINTC-TAMB)/(RCORCHO+RAIRE):DTAISL=QSORREA*RCORCHO
LOCATE J%+16,4:COLOR 2,0:?USING"#";J%:COLOR 7,0
LOCATE J%+16,12:?USING"#####";GR;:?USING"#####";HPARED;:?USING"#####";RAIRE;
?USING"#####";QSORREA;:?USING"#####";DTAISL;:?USING"#####";TEXTC
TEXTC=TINTC-DTAISL
LOOP UNTIL J%=5
RETURN

```

```

29200 COLOR 2,0:LOCATE 13,1:?"***** PERDIDAS DE CALOR A TRAVES DE: EN EL TANQUE DE ALMAC. DE"
LOCATE 14,1:?"RESIST.AIS HR-PIE²*F/BTU TEMP.INTERIOR °F QTRANSF= BTU/HR"
LOCATE 15,1:?"ITERAC. GRASHOF HPARED KAIRE Q/A DTAIS TEXT"
?" BTU/hr-pie²*F (1/H) BTU/hr-pie² °F °F ":COLOR 7,0
LOCATE 14,12:?USING"###.##":RCORCHO:LOCATE 14,48:?USING"###.##";TINTC:RETURN
29250 FOR I=17 TO 21
LOCATE I,1:?"
NEXT I:RETURN
29300 FOR I=13 TO 21
LOCATE I,1:?"
NEXT I:CALL READCONT:RETURN
29400 IF K= 1 THEN S$="ENERO"
IF K= 2 THEN S$="FEBRERO"
IF K= 3 THEN S$="MARZO"
IF K= 4 THEN S$="ABRIL"
IF K= 5 THEN S$="MAYO"
IF K= 6 THEN S$="JUNIO"
IF K= 7 THEN S$="JULIO"
IF K= 8 THEN S$="AGOSTO"
IF K= 9 THEN S$="SEPTIEMBRE"
IF K=10 THEN S$="OCTUBRE"
IF K=11 THEN S$="NOVIEMBRE"
IF K=12 THEN S$="DICIEMBRE"
RETURN

```

* *DIAGRAMA P-X-T PARA CALCULO DE PROPIEDADES DE LA SOLUCION BROMURO DE LITIO AGUA* *

```

30000 * **** SUBROUTINA DIAGRAMA P-X-T ****
B=1:A=0
FOR PUN=25 TO 100 STEP 5
A=A+1
IF T1>=PUN AND T1<PUN+5 THEN PUNTI=PUN:PUN=100
NEXT PUN
PUNTS=PUNTI+5
30200 FOR X=50 TO 65 STEP .05
ON A GOSUB 31025,31030,31035,31040,31045,31050,31055,31060,31065,31070,31075,31080,31085,31090,31095,31100
IF ABS(Y-T2)<=.05 THEN XP(B)=X:X=65
NEXT X
IF B=2 THEN 30500 ELSE 30600

```

```

30500 EXINF=XP(1):EXSUP=XP(2):PUNT=T1:GOSUB 39000:RETURN
30600 A=A+1:B=B+1:GOTO 30200

```

```

31025 Y=25.007+1.5634089E-1*X+ -2.24491479E-2*X^2+ 7.791159963E-4*X^3+-1.627976268E-5*X^4+ 1.04068232E-7 *X^5:RETURN
31030 Y=29.985 -1.543876E-1*X+ 1.238566741E-2*X^2+-6.955332448E-4*X^3+ 1.101181355E-5*X^4+ -8.0393149E-8 *X^5:RETURN
31035 Y=34.985+1.8921845E-1*X+ -2.26480400E-2*X^2+ 5.716447702E-4*X^3+-9.264956485E-6*X^4+ 4.29260119E-8 *X^5:RETURN
31040 Y=39.981 -1.999389E-1*X+ 1.905999845E-2*X^2+-9.310188484E-4*X^3+ 1.257348358E-5*X^4+ -6.8319038E-8 *X^5:RETURN
31045 Y=45.009 -1.855486E-1*X+ 1.340558258E-2*X^2+-6.195050500E-4*X^3+ 6.655607490E-6*X^4+ -3.2055368E-8 *X^5:RETURN
31050 Y=50.029 -1.464540E-1*X+ 1.101821709E-2*X^2+-2.636627558E-4*X^3+ 1.236493688E-6*X^4+ 9.45417249E-10*X^5:RETURN
31055 Y=55.054 -2.251904E-1*X+ 1.804601825E-2*X^2+-7.310355521E-4*X^3+ 6.479258642E-6*X^4+ -1.9070691E-8 *X^5:RETURN
31060 Y=60.026 -1.602578E-1*X+ 6.279848982E-3*X^2+-1.255333929E-4*X^3+-5.264498606E-6*X^4+ 5.71544956E-8 *X^5:RETURN
31065 Y=65.000+1.9876160E-1*X+ -3.88175354E-2*X^2+ 1.772045681E-3*X^3+-3.790861443E-5*X^4+ 2.52994429E-7 *X^5:RETURN
31070 Y=70.001+2.7578229E-1*X+ -4.21479019E-2*X^2+ 1.820435671E-3*X^3+-3.816056883E-5*X^4+ 2.51825039E-7 *X^5:RETURN
31075 Y=75.004 -1.302920E-3*X+ -1.91298903E-2*X^2+ 1.177290652E-3*X^3+-3.049433693E-5*X^4+ 2.16187407E-7 *X^5:RETURN
31080 Y=80.024 -1.583892E-1*X+ -4.67660246E-3*X^2+ 6.155369506E-4*X^3+-2.066987203E-5*X^4+ 1.52835218E-7 *X^5:RETURN
31085 Y=85.032+1.0338630E-1*X+ -3.50660173E-2*X^2+ 1.661326028E-3*X^3+-3.496537208E-5*X^4+ 2.20588053E-7 *X^5:RETURN
31090 Y=89.906+3.4924096E-1*X+ -6.01888812E-2*X^2+ 2.581658519E-3*X^3+-4.929242264E-5*X^4+ 2.99702776E-7 *X^5:RETURN
31095 Y=94.989+1.7295984E-1*X+ -4.26909739E-2*X^2+ 2.036454968E-3*X^3+-4.234526202E-5*X^4+ 2.66443684E-7 *X^5:RETURN
31100 Y=99.999+7.1983243E-1*X+ -8.31821041E-2*X^2+ 3.172046953E-3*X^3+-5.667688227E-5*X^4+ 3.34637989E-7 *X^5:RETURN

```

```

35000 FOR I=1 TO 16
  ON 1 GOSUB 31025,31030,31035,31040,31045,31050,31055,31060,31065,31070,31075,31080,31085,31090,31095,31100
  IF ABS(T1-Y)<5 THEN 35100 ELSE 35200
35100 PUNTI=Y:EXINF=20+I*5
  ON I+1 GOSUB 31025,31030,31035,31040,31045,31050,31055,31060,31065,31070,31075,31080,31085,31090,31095,31100
  PUNTS=Y:EXSUP=EXINF+5:PUNT=T1:GOSUB 39000:RETURN
35200 NEXT I
39000 * SUBROUTINA INTERPOLACION *
  DEXT=PUNTS-PUNTI:DPUNT=PUNT-PUNTI:XPUNT=(EXSUP-EXINF)*DPUNT/DEXT+EXINF:RETURN

```

 * DIAGRAMA H-X PARA CALCULO DE PROPIEDADES DE LA SOLUCION BROMURO DE LITIO AGUA

```

40000 * ** SUBROUTINA DIAGRAMA H - X **
  IF T1<25 THEN ?"TEMPERATURA DEMASIADO BAJA PARA EL DIAGRAMA H-X"
  IF T1>100 THEN ?"TEMPERATURA DEMASIADO ALTA PARA EL DIAGRAMA H-X"
  A=1:IF T1>=25 AND T1<30 THEN PUNTI=25:PUNTS=30:GOTO 40200
  FOR PUN=30 TO 100 STEP 10
  A=A+1:IF T1>=PUN AND T1<PUN+10 THEN PUNTI=PUN:PUN=100
  NEXT PUN
  PUNTS=PUNTI+10
40200 ON A GOSUB 49025,49030,49040,49050,49060,49070,49080,49090,49100:EXINF=Y
  ON A+1 GOSUB 49025,49030,49040,49050,49060,49070,49080,49090,49100:EXSUP=Y:PUNT=T1:GOSUB 39000
  RETURN

```

```

45000 FOR I=1 TO 7
  ON I GOSUB 49030,49040,49050,49060,49070,49080,49090,49100 :PUNTI=Y
  ON I+1 GOSUB 49030,49040,49050,49060,49070,49080,49090,49100 :PUNTS=Y

```

```

IF PUNT>=PUNTI AND PUNT<PUNTS THEN EXINF=20+I*10:1=I
NEXT I
EXSUP=EXINF+10:GOSUB 39000:RETURN
49025 Y= -520.01452 + 35.686246312 *X+-0.95553833855 *X^2+ 0.00755345459 *X^3:RETURN
49030 Y= -310.42742 + 22.845642774 *X+-0.67864190951 *X^2+ 0.00557277627 *X^3:RETURN
49040 Y= 110.45608 + -0.797732939 *X+-0.20913113792 *X^2+ 0.00245244699 *X^3:RETURN
49050 Y= 268.40136 + -9.406396657 *X+-0.02597437766 *X^2+ 0.00114327316 *X^3:RETURN
49060 Y= 298.15397 + -9.391696356 *X+-0.03214032682 *X^2+ 0.00119015573 *X^3:RETURN
49070 Y= 371.41459 +-11.988474188 *X+ 0.01743559565 *X^2+ 0.00083821878 *X^3:RETURN
49080 Y= 699.38034 +-28.761528240 *X+ 0.32217716144 *X^2+-0.00101065258 *X^3:RETURN
49090 Y= 769.68885 +-31.521667835 *X+ 0.35886263168 *X^2+-0.00118634878 *X^3:RETURN
49100 Y= 722.91596 +-26.680449411 *X+ 0.27643368467 *X^2+-0.00076420526 *X^3:RETURN

```

```

*****
*                               BALANCE DE COLECTOR POR EL MEDODO DE MEINEL
*****

```

```

50000 FLTEMP=TAMB:SUMAN=0:J=0:GOSUB 51000 ' CONSTANTES DE SUBROUTINA
50150 TIRIUP=((FLTEMP+273)^4*SBAL)*SEPS
50200 GOSUB 52000
IF CHS$="S" THEN GOSUB 54500
IF DIFVID>=5 THEN
T2=T2+.2:GOTO 50200
ELSEIF DIFVID<=-5 THEN
T2=T2-.2: GOTO 50200
END IF
GOSUB 53000
IF CHS$="S" THEN GOSUB 54510
IF EFP>0.1 THEN
IF CHS$="S" THEN CALL READCONT
J=J+1:NBAL(J)=EFP:FLT(J)=FLTEMP:FLTEMP=FLTEMP+1:GOTO 50150
END IF
GOSUB 54000:RETURN

```

```

55000 '**CONSTANTES DE SUBROUTINA**
FLTEMP=THINCOL:SUMAN=0:J=0:GOSUB 51000
55151 TIRIUP=((FLTEMP+273)^4*SBAL)*SEPS
55201 GOSUB 52000
IF CHS$="S" THEN GOSUB 54500
IF DIFVID>=5 THEN
T2=T2+.2:GOTO 55201
ELSEIF DIFVID<=-5 THEN
T2=T2-.2: GOTO 55201
END IF
GOSUB 53000
IF CHS$="S" THEN GOSUB 54510
IF FLTEMP<FLTMIN+.5 THEN
IF CHS$="S" THEN CALL READCONT

```

```

J=J+1:NBAL(J)=EFF:FLT(J)=FLTEMP:FLTEMP=FLTEMP+.5:GOTO 55151
END IF
GOSUB 54000:RETURN
51000 GO
    COLOR 9,0:?"DESEA VER EL BALANCE EN PANTALLA (S/N)?";:CHS$=INPUT$(1):COLOR 7,0:?" CHS$
    IF CHS$="N" THEN COLOR 31,0:LOCATE 22,30:?"POR FAVOR ESPERE...":COLOR 14,0
LOOP UNTIL CHS$="S" OR CHS$="N"
NETLOS=W1+A:NSFLUX=(1-NETLOS)*SFLUX:SBAL=5.68E-08:ETIRB=(TAMB+273)^4*SBAL
ETIRFL=ETIRB*6:ETIR=ETIRFL:HW=.0376237*WVEL+6:T2=TAMB:RETURN
52000 DIFTFV=FLTEMP-T2
CW2UP=1.80559868656729*DIFTFV+0.063869188470722*DIFTFV^2-0.0009493335296894*DIFTFV^3
CW2UP=CW2UP+8.3546132598137E-06*DIFTFV^4-2.9043464003499E-08*DIFTFV^5
VINPOT=ETIR+TIR1UP+CW2UP:TIR2UP=((T2+273)^4*SBAL)*VEPS:TIR2DW=TIR2UP
CW2DW=(T2-TAMB)*HW:VOUTP=TIR2UP+TIR2DW+CW2DW:DIFVID=VINPOT-VOUTP:RETURN
53000 SUNO=NSFLUX:TIR1DW=TIR2DW:SINPOT=SUNO+TIR1DW:TIR1UP=TIR1UP:CWOUP=CW2UP
SOUTP=TIR1UP+CWOUP:DIFSUP=SINPOT-SOUTP:EFF=DIFSUP/SFLUX:RETURN
54000 CLS:BEEP:COLOR 7,0
COLOR 14,0:?" ***** VALORES DE EFICIENCIA Y TEMPERATURA ***** ":COLOR 7,0
FOR I=1 TO J
    IF I=20 OR I=40 OR I=60 OR I=80 THEN
        CALL READCONT:CLS
        COLOR 14,0:?" ***** VALORES DE EFICIENCIA Y TEMPERATURA ***** ":COLOR 7,0
    END IF
    SUMAN=NBAL(I)+SUMAN:?"USING" N(##)= ";I:?"USING"##.##";NBAL(I),
    ?USING " FLT(##)=";I:?"USING" ##.##";FLT(I)
NEXT I
ETA=SUMAN/J:ETAMIN=NBAL(J):FLTEMP=FLT(J)
?:?" FLUJO SOLAR TMAX ETAPROM ETAMIN"
?"USING" ###.# ";SFLUX,FLTEMP,:"USING " #.###";ETA,ETAMIN
CALL READCONT:CLS:RETURN
54500 CLS:COLOR 9,0:?" ***** VALORES DEL BALANCE *****":COLOR 7,0
COLOR 14,0:?"USING " TEMP DE VIDRIO ##.# °C";T2:?"USING "
FLTEMP = ##.# °C";FLTEMP:COLOR 7,0
?"USING " ETIR ###.# W/m²";ETIR
?"USING " TIR1UP ###.# W/m²";TIR1UP
?"USING " DIFTFV ###.# °C";DIFTFV
?"USING " CW2UP ###.# W/m²";CW2UP
?"USING " VINPOT ###.# W/m²";VINPOT
?"USING " TIR2UP ###.# W/m²";TIR2UP
?"USING " TIR2DW ###.# W/m²";TIR2DW
?"USING " CW2DW ###.# W/m²";CW2DW
?"USING " VOUTP ###.# W/m²";VOUTP
?"USING " DIFVID ###.# W/m²";DIFVID:RETURN
54510 ?USING " SUNO ###.# W/m²";SUNO
?"USING " TIR1DW ###.# W/m²";TIR1DW
?"USING " SINPOT ###.# W/m²";SINPOT
?"USING " TIR1UP ###.# W/m²";TIR1UP
?"USING " CWOUP ###.# W/m²";CWOUP
?"USING " SOUTP ###.# W/m²";SOUTP
?"USING " DIFSUP ###.# W/m²";DIFSUP
?" EFICIENCIA";:COLOR 14,0:?"USING" ##.####";EFF:COLOR 7,0:RETURN

```

```

*****
*          SUBROUTINA QUE CALCULA PUNTOS EN LA TABLA DE VAPOR          *
***** 60000
*****
*          Software Systems Corporation Steam Properties Subroutine.   *
*          Copyright (C) 1984 Software Systems Corporation.           *
*          All rights reserved. Systems Corporation is unlawful.      *
*          Request for permission or further information               *
*          should be addressed to Software System Co.                 *
*          Publication of STEAMSUB is by permission of John Wiley & Sons, *
*****

```

```

60030 Z89=Z89+1
60040 IF Z89=1 THEN 60050 ELSE 60055
60050 DIM Z64(20),Z92(20),Z27(20),Z6(20),Z10(20),Z58(20),Z40(20)
60055 IF US$="SI" THEN GOSUB 65160
60060 ON NUM GOSUB 60200,60400,61280,60610
60065 IF US$="SI" THEN GOSUB 65160
60070 RETURN
60200 'ENTHALPY OF SATURATED WATER AS A FUNCTION OF TEMPERATURE
60210 Z67=TEMP
60220 IF Z67>650 THEN RESTORE 60240:Z61=Z67:GOSUB 63370:HF=Z53:RETURN
60230 REM***DATA FOR ENTHALPY OF SATURATED WATER (T) FOR 650<T<705***
60240 DATA 10,650,696.4,660,714.9,690,784.5,696,804.4,698,812.6,700,822.4,702,835.0,704,854.2,705,873.0,705.47,906
60250 Z66=Z67
60260 Z70=Z66^4
60270 HF=-32.46+(1.02493+(-4.1498E-04+3.07768E-06*Z66)*Z66)*Z66+(-1.2602E-08+(3.06581E-11-3.834E-14*Z66)*Z66)*Z70
60275 HF=HF+1.9907E-17*Z66*Z66*Z66*Z70
60280 RETURN
60400 'ENTHALPY OF SAT. STEAM AS A FUNCTION OF TEMPERATURE
60410 Z67=TEMP
60420 IF Z67>550 THEN RESTORE 60440:Z61=Z67:GOSUB 63370:HG=Z53:RETURN
60430 REM***DATA FOR ENTHALPY OF SAT VAPOR (T) FOR 550<T<705***
60440 DATA 12,548,1192,560,1187.7,600,1167.7,640,1133.7,680,1068.5,684,1058.4,692,1033.6,700,995,702
60445 DATA 979.7,704,956,705,934.4,705.47,705.5,906
60450 Z66=Z67
60460 Z79=(Z66-32)/1.8+273.16
60470 Z86=647.27-Z79
60480 Z90=Z86*(3.2438+(.0058683+1.17024E-08*Z86*Z86)*Z86)/(Z79*(1+2.18785E-03*Z86))
60490 Z51=14.696*216.167/(10^Z90)
60500 Z86=LOG(Z51)/LOG(10)
60510 HG=1105.9387#+(32.7568+(4.619847+(-.2067299+(-.5411693+(.4924136-.1786469*Z86)*Z86)*Z86)*Z86)*Z86)*Z86
60520 RETURN
60610 'ENTHALPY OF SUPERHEATED STEAM AS A FUNCTION OF TEMPERATURE AND PRESSURE
60620 Z67=TEMP:Z52=PRESS
60630 Z66=255.38+Z67/1.8
60640 IF Z86=1 THEN Z66=255.38+(Z67-459.69)/1.8
60650 IF Z66<=0 THEN Z66=9.999999E-06
60660 Z51=Z52/14.6959
60670 Z12=(2641.62*10^(80870!/(Z66*Z66)))/Z66
60680 Z11=1.89-Z12:Z13=82.54601
60690 Z14=162460!/Z66:Z15=.21826*Z66
60700 Z16=126970!/Z66

```

```

60710 Z39=1.89-Z12*(372420!/(266*Z66)+2)
60720 Z17=Z11*Z14-2*Z39*(Z13-Z14)
60730 Z18=2*Z39*(Z15-Z16)-Z11*Z16
60740 Z19=.4342944*LOG(Z66)
60750 Z38=775.596+(.63296+.0001624*Z66)*Z66+47.3635*Z19
60760 Z20=Z11*Z51*Z51/(2*Z66*Z66)
60770 H=Z38+.043577*(Z39*Z51+Z20*(Z11*(Z13-Z14+2*Z18*Z20)-Z17))
60780 RETURN
61280 SATURATION PRESSURE AS A FUNCTION OF TEMPERATURE
61290 Z67=TEMP
61300 IF Z67>580 THEN RESTORE 61320:Z61=Z67:GOSUB 63370:PSAT=Z53:RETURN
61310 REM***DATA FOR SAT PRESSURE (T) FOR 580<T<705***
61320 DATA 11.580,1326.2,600,1543.2,630,1919.5,660,2365.7,680,2708.6,690,2895.7,696,3013.4,700,3094.3,702,3135.5,704
61325 DATA 3177.2,705.47,3208.2
61330 Z66=Z67
61340 Z79=(Z66-32)/1.8+273.16
61350 Z86=647.27-Z79
61360 Z90=Z86*(3.2438+(.6058683+1.17024E-08*Z66*Z86)*Z86)/(Z79*(1+2.18785E-03*Z86))
61370 PSAT=14.696*Z18.167/(10^Z90)
61380 RETURN
63340 '***SPECIAL INTERPOLATION SUBROUTINE*****
63350 '**INPUT VARIABLES : Z61, Z84(Z45), Z92(Z45)*****
63360 '***** OUTPUT VARIABLE Z53 *****
63370 READ Z49
63380 FOR Z45=1 TO Z49
63390 READ Z84(Z45),Z92(Z45)
63400 NEXT Z45
63410 Z47=Z49-2
63420 Z46=Z49-1
63430 Z27(1)=Z84(2)-Z84(1)
63440 FOR Z55=2 TO Z46
63450 Z27(Z55)=Z84(Z55+1)-Z84(Z55)
63460 Z6(Z55)=Z27(Z55-1)
63470 Z10(Z55)=2*(Z6(Z55)+Z27(Z55))
63480 Z58(Z55)=6*((Z92(Z55+1)-Z92(Z55))/Z27(Z55)-(Z92(Z55)-Z92(Z55-1))/Z27(Z55-1))
63490 NEXT Z55
63500 Z10(2)=Z10(2)+Z27(1)
63510 Z10(Z46)=Z10(Z46)+Z27(Z46)
63520 FOR Z45=3 TO Z46
63530 Z73=Z6(Z45)/Z10(Z45-1)
63540 Z10(Z45)=Z10(Z45)-Z73*Z27(Z45-1)
63550 Z58(Z45)=Z58(Z45)-Z73*Z58(Z45-1)
63560 NEXT Z45
63570 Z40(Z46)=Z58(Z46)/Z10(Z46)
63580 FOR Z56=2 TO Z47
63590 Z48=Z49-Z56
63600 Z40(Z48)=(Z58(Z48)-Z27(Z48)*Z40(Z48+1))/Z10(Z48)
63610 NEXT Z56
63620 Z40(1)=Z40(2)
63630 Z40(Z49)=Z40(Z46)
63640 FOR Z45=1 TO Z46
63650 IF Z61<=Z84(Z45+1) THEN 63670
63660 NEXT Z45

```

```
63670 Z33=Z61-Z84(Z45)
63680 Z34=Z84(Z45+1)-Z61
63690 Z31=Z84(Z45+1)-Z84(Z45)
63700 Z53=Z40(Z45)*Z34*(Z34*Z34/Z31-Z31)/6+Z40(Z45+1)*Z33*(Z33*Z33/Z31-Z31)/6+Z92(Z45)*Z34/Z31+Z92(Z45+1)*Z33/Z31
63710 RETURN
65100 *SUBROUTINE TO CONVERT INPUTS FROM SI TO ENGLISH
65110 TEMP=(9/5*TEMP)+32
65120 PRESS=PRESS/6.894757
65150 RETURN
65160 *SUBROUTINE TO CONVERT OUTPUT FROM ENGLISH TO SI
65170 TEMP=(TEMP-32)*5/9
65180 PRESS=PRESS*6.894757
65210 ON NUM GOSUB 65230,65270,65360,65310
65220 RETURN
65230 HF=HF*2.326:RETURN
65270 HG=HG*2.326:RETURN
65310 H=H*2.326:RETURN
65360 PSAT=PSAT*6.894757:RETURN
```

CAPITULO V

PROGRAMA DE COMPUTACION PARA CALCULAR LA COLECCION DE CALOR SOLAR Y EL COMPORTAMIENTO DEL CICLO DURANTE EL DIA

5.1. PARAMETROS A CONSIDERAR.

El programa que realiza el modelaje del sistema está hecho para predecir el funcionamiento de diseños elaborados con los programas *DISENO.BAS* y *DISENO1.BAS*. Los principales parámetros que intervienen en el modelaje numérico son en su mayoría los resultados del programa de diseño, los cuales crean archivos que debe leer el programa de modelaje, antes de hacer sus cálculos, estos datos son: área de colector, capacidad de tanques de almacenamiento de agua fría y caliente, capacidad del quemador auxiliar, eficiencia de intercambiadores de calor en los generadores, evaporador, condensador e intercambiador recuperativo, flujo másico del colector de la bomba del absorbedor y del chiller, propiedades de la superficie colectora, etc.

Otros parámetros necesarios son los datos de clima del lugar de diseño que deben haberse introducido en un archivo por los programas *CREARCHV.BAS* y *COMPFILE.BAS* que crean y completan

archivos de datos de clima. También debe considerar las constantes atmosféricas C y S , la Latitud y Longitud, que se calculan o ingresan en el programa *MOJAVE.BAS*.

Además se debe saber a que hora, día y mes se requiere iniciar el modelaje, de esta forma se calculará la radiación solar recibida, y uno de los parámetros que más definen el comportamiento del sistema, la *temperatura instantánea del tanque de almacenamiento de calor* que en el momento de arranque, cuando es muy baja, impide el funcionamiento del ciclo, ya que no es posible llegar a la temperatura necesaria para generar refrigerante, mientras que si el día despejado y el área del colector es muy grande, la temperatura del tanque puede ser tan alta por las tardes, que impida la colección de energía solar por la baja eficiencia del colector, y se trabaje a temperaturas del generador muy elevadas innecesariamente.

Otro parámetro es el *porcentaje de carga de acondicionamiento de aire* debido a las fuentes internas de calor, infiltraciones y otras cargas latentes. La carga no considerada dentro de ese porcentaje corresponde a la conducción y convección a través de las paredes, pisos y techos, debido a la diferencia de temperatura con el medio ambiente. Este parámetro tendrá el efecto de "*Carga variable*" de acondicionamiento de aire sobre el ciclo. Al considerar "*Carga variable*" se tiene un modelo matemático más cercano al real.

Otro parámetro es la *energía necesaria instantánea para en funcionamiento del ciclo, Q_{NEC}* . El programa para esto, calcula las condiciones de operación de los diferentes dispositivos en el ciclo de absorción y luego el calor requerido por el precalentador y generador principal para el funcionamiento. Luego comprueba si con la temperatura de salida del colector, esta demanda de energía Q_{NEC} puede ser satisfecha, para encender o no la bomba del absorbedor, que equivale a encender o no el ciclo de absorción.

5.2. DIAGRAMA DE PLOQUE EXPLICATIVO PARA EL CALCULO DEL COMPORTAMIENTO DEL SISTEMA.

La secuencia de cálculo del programa *MODELAJE.BAS* es la siguiente: Primero, lee el nombre de la ciudad o lugar donde en ese instante se ha diseñado. Pide el mes, día y hora para iniciar el modelaje. Lee los datos de clima del mes de modelaje en el disco, el número del archivo de diseño en el teclado, los parámetros calculados por el programa de diseño. Fijada la hora del día, se igualan las temperaturas iniciales de los tanques de almacenamiento de energía a la temperatura ambiente promedio correspondiente a esa hora del día. Con la hora y fecha, se calcula la declinación, ángulo horario, radiación extraterrestre, radiación máxima incidente, orientación del colector, cantidad de radiación recibida por el plano del colector, posición de los reflectores y radiación incrementada que recibirá el colector.

Luego, por un método interactivo, se calcula la eficiencia que tiene el colector con esa radiación y temperatura instantánea de ingreso del agua al colector, que es igual a la temperatura instantánea del tanque de almacenamiento de calor. Después calculamos el calor que puede ser transferido al agua del tanque a esa eficiencia del colector. Con la temperatura de bulbo húmedo instantánea, se calculan temperaturas, concentraciones, flujos del ciclo, y lo más importante, el calor necesario para producir el flujo de refrigerante que satisfaga la carga de acondicionamiento de aire.

Ahora, el tratamiento de datos se divide en 2 casos como se explica en la sección 3.9.

CASO I, si la radiación solar es lo suficientemente alta para receptor energía solar. Se comprueba si con la temperatura de salida del colector se producirá el suficiente intercambio de calor para por lo menos, saturar la solución débil, en su paso por el precalentador y generador principal, para que la energía faltante para "**generar**" el refrigerante necesario, sea suministrada por el quemador auxiliar a través del generador auxiliar, si no es posible que con la temperatura del generador auxiliar se genere todo el refrigerante necesario, no se encenderá la bomba del absorbedor, y por lo tanto no se encenderá el ciclo de absorción.

Ahora, es posible que no se requiera de toda la capacidad del quemador auxiliar para "generar" el refrigerante necesario. En este caso, como no se debe generar refrigerante en exceso, se debe consumir solo la cantidad de combustible precisa, para elevar la temperatura que viene del tanque a la temperatura mínima necesaria para generar la cantidad de refrigerante faltante. Aquí se tiene al *generador auxiliar a carga parcial*

Al seguirse incrementado la temperatura del tanque de almacenamiento de energía y la radiación solar captada, llegará el momento en que la temperatura de salida del agua del colector excederá a la necesaria. En este caso, se debe ejercer un *control de capacidad*. Se aumentará la temperatura del condensador haciendo un *by-pass* en el circuito de la torre de enfriamiento, hasta que se genere justo la cantidad necesaria de refrigerante para satisfacer la carga. Lógicamente en este momento no se enciende el quemador auxiliar ni trabaja el generador auxiliar, ya que existe un exceso de energía por parte del colector. Este exceso se permite para almacenar energía en el tanque de almacenamiento de calor *sin interferir* con el trabajo del ciclo de absorción.

CASO II, si la radiación solar no es suficiente. El programa considera al colector ineficiente si en una de la iteraciones del balance del colector, la eficiencia es menor que el 5%, ($\eta < 0.05$) en este caso se apaga la bomba del colector. Se calcula la energía necesaria para el funcionamiento y se

comprueba primeramente si con la temperatura del *Tanque de almacenamiento de calor*, T_{HST} , basta para saturar la solución. En *caso afirmativo* se revisa si puede producirse todo el refrigerante necesario para satisfacer la carga, ($Q_{LAT} \geq Q_{GID}$). Si excede la producción de refrigerante con la T_{HST} , entonces se debe aumentar la temperatura del condensador. Si no la excede, pueden ocurrir 2 cosas.

Primero, si la energía que se puede entregar a esta temperatura, Q_{ENT} , es aproximadamente igual a la energía necesaria Q_{NEC} , entonces *el agua del tanque entra directamente al generador principal*, las temperaturas de $T(28,21,22)$, serán iguales a la temperatura del tanque, T_{HST} y la energía entregada por el quemador será nula, ($Q_{FURN}=0$).

Segundo, si la energía que se puede entregar Q_{ENT} es menor la energía necesaria Q_{NEC} , entonces se calculará hasta que temperatura se debe elevar la temperatura de ingreso del agua al generador principal $T(22)$ (T_{PRUEBA} en el programa) para estas 2 energías se igualen. Si ésta temperatura es mayor que la temperatura máxima alcanzable $T(28)$ entonces, es una temperatura a la que no se puede llegar y se debe apagar el ciclo, pero si tenemos $T_{PRUEBA} < T(28)$, hemos encontrado la temperatura de salida del quemador, se igualan las variables, ($T(28)=T_{PRUEBA}$), se tiene el quemador encendido y el ciclo encendido, y se procede al cálculo de energía transferida a los

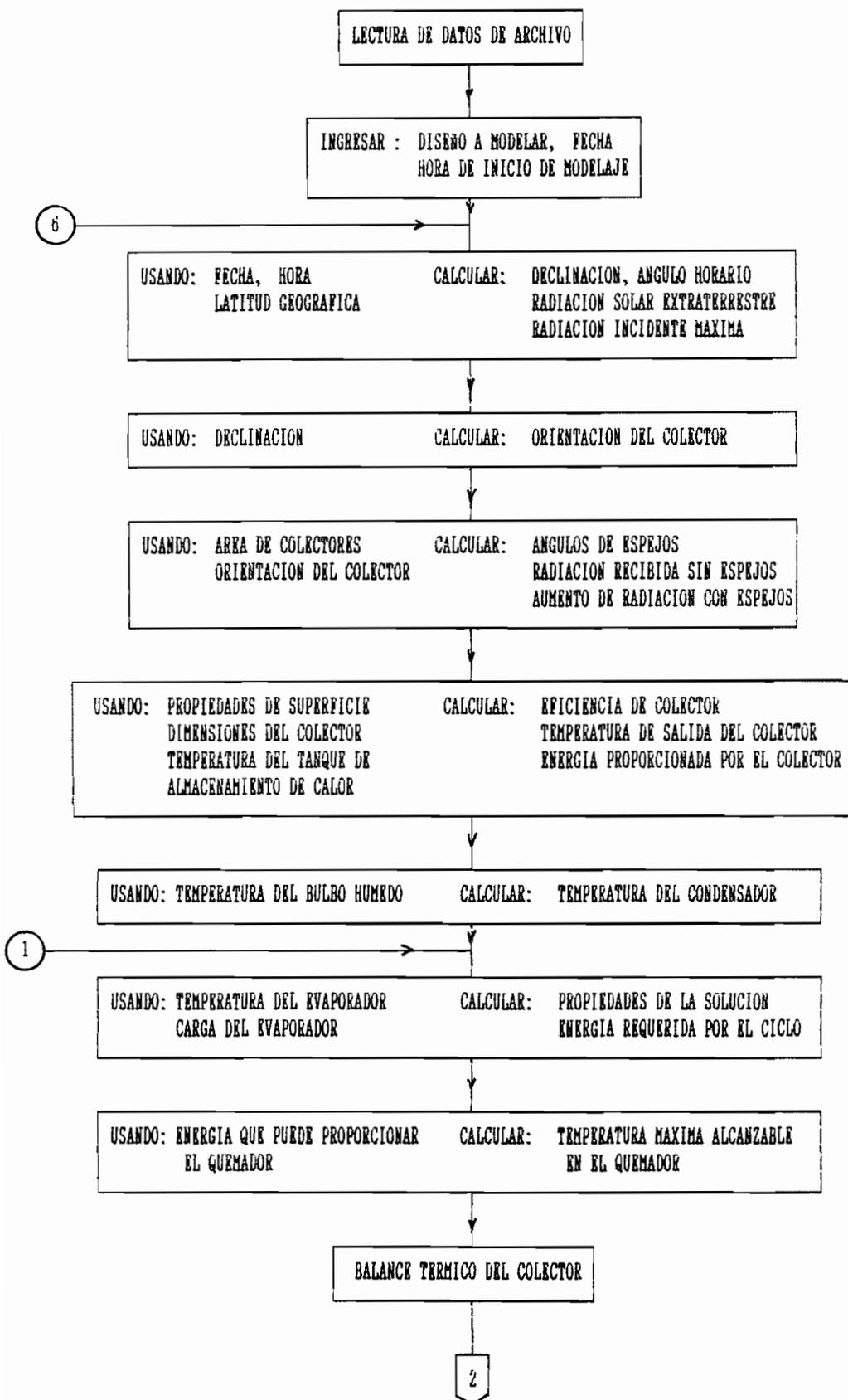


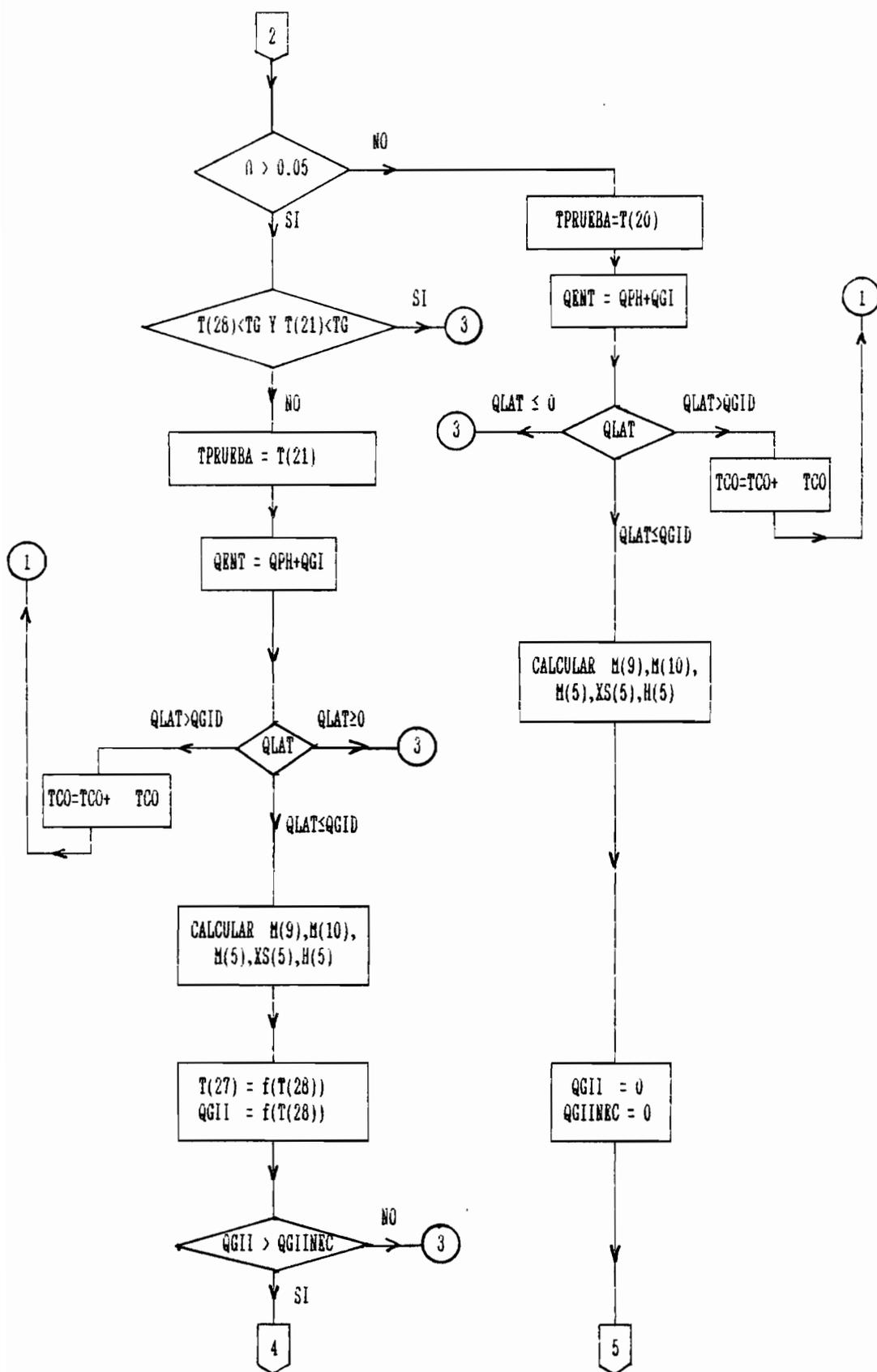
intercambiadores.

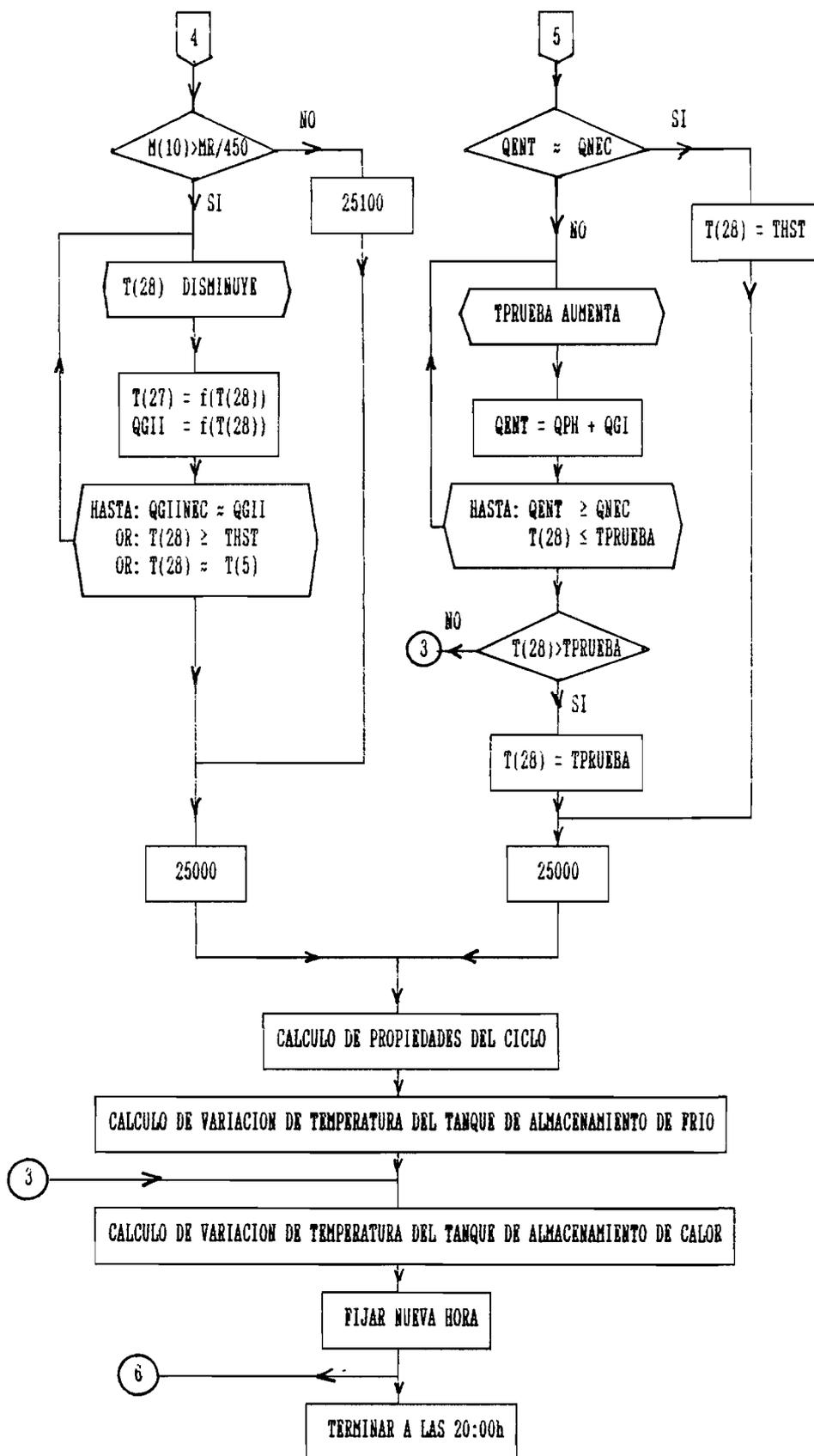
En caso de apagar el ciclo, se deja incrementar la temperatura del tanque de almacenamiento, gracias a la energía del quemador proporcionada durante ese intervalo, y se pasa a fijar una nueva hora para proseguir los cálculos.

En todos los casos en que el ciclo se encuentre encendido, se va a la *línea 4500* donde se calcula la demanda de calor del ciclo de absorción, flujos másicos y temperaturas de cada punto del sistema, concentraciones, presiones, y la energía transferida a cada dispositivo. Además se debe calcular como interactúan el evaporador con el tanque de almacenamiento de agua fría, sobre todo en el arranque, donde se asume que durante la primera hora de operación de la bomba del tanque de almacenamiento de agua fría, se tendría la *carga de acondicionamiento de aire considerada en el diseño*, debido al calor latente del vapor del agua dentro del espacio a acondicionar. Una vez haya transcurrido esa hora, se calculará la carga del evaporador de acuerdo a la temperatura externa del edificio.

Si el ciclo permanece apagado se va a la *línea 5000* directamente, y se hace un balance de energía al agua del tanque de almacenamiento de calor, se calcula la nueva temperatura del tanque y se fija la siguiente hora para repetir los cálculos. El diagrama de flujo esquemático se muestra a continuación:







5.3. CALCULOS PARA DETERMINAR EL FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA Y MUESTRA DE RESULTADOS.

Los cálculos se hacen para la ciudad de Guayaquil con las propiedades mostradas en el capítulo IV, se asume que el 75% de la carga de diseño es debida a fuentes internas, es decir, el 25% es carga debida al ΔT entre la temperatura interior y exterior del edificio. La fecha para mostrar los cálculos son el mes No. 7, o sea el mes de Julio, el día No. 7 y la hora de inicio de modelaje es las 8:00h.

El número de día como se explica en la sección 4.3. para el mes de julio así:

$$DIAA = 31 + 28 + 31 + 30 + 31 + 30$$

$$DIAA = 181 \text{ días}$$

El número de día del año para el 7 de julio es

$$NNN = DIAA + 7$$

$$NNN = 188 \text{ días}$$

La declinación de la **ec.(2.1)** es

$$DN = 23.45 * \text{SIN} (360 * (284 + NNN) / 365)$$

$$DN = 22.59 \text{ °}$$

Para calcular la hora solar de la **ec.(2.6)**

$$B = 360*(NNN-81)/364 = 105.82 \text{ }^\circ$$

De la ecuación de tiempo **ec.(2.5)**

$$E = 9.87*\text{SIN}(2*B) - 7.53*\text{COS}(B) - 1.5*\text{SIN}(B)$$

$$E = -4.568 \text{ min}$$

De la **ec.(2.4)** para la hora solar

$$\text{HORA SOLAR} = \text{HORA ESTANDAR} + 4 * (\text{LONGst} - \text{LONGlocal})/60 + E/60$$

$$\text{HORA SOLAR} = 8.00 - 0.3266 + (-4.568)/60$$

$$\text{HORA SOLAR} = 7.5972$$

El ángulo horario se calcula de acuerdo a la **ec.(4.23)**

$$w = (\text{HORA SOLAR} - 12) * 15$$

$$w = -66.04 \text{ }^\circ$$

La radiación extraterrestre de acuerdo a la **ec.(2.19)** y **(4.24)**.

$$I_o = 1353 * (1 + 0.034*\text{COS}(2\pi*NNN/365))$$

$$I_o = 1308.6 \text{ W/m}^2$$

El coseno del ángulo Zenit se obtiene de la **ec. (2.2)**

$$\text{COS}(z) = \text{SIN}(\text{LAT})*\text{SIN}(\text{DN}) + \text{COS}(\text{LAT}) * \text{COS}(\text{DN}) * \text{COS}(w)$$

$$\text{COS}(z) = 0.3600$$

La radiación solar global se calcula según la **ec. (2.7)**

$$I(z) = I_0 * e^{-0.145(\text{SEC}(z))^{1.75}}$$

$$I(z) = 679.0 \text{ W/m}^2$$

Como la declinación es de 22.59° según los rangos de orientación expresados en la sección 4.3. la orientación será:

$$\theta = 20 + \text{LAT} = -20 + (-2.19^\circ)$$

$$\theta = -22.19^\circ \text{ (Dirigido hacia el Norte)}$$

Utilizando la **ec.(2.12)** para el ángulo entre el Sol y la normal al colector.

$$\text{COS}(\beta) = \text{SIN}(\text{LAT}-\theta) * \text{SIN}(\text{DN}) + \text{COS}(\text{LAT}-\theta) * \text{COS}(\text{DN}) * \text{COS}(w)$$

$$\beta = 61.07^\circ$$

Usando la **ec.(2.10)**, la energía captada por el colector sin espejos es:

$$I(c) = I(z) * \text{cos}(\beta)$$

$$I(c) = 328.42 \text{ W/m}^2$$

La *concentración producida por los espejos*, se calcula tal como se muestra en el **CAPITULO IV**, la radiación así captada aumenta a:

$$S_{\text{FLUX}} = 539.13 \text{ W/m}^2$$

Ahora se realiza el balance térmico del colector con la temperatura de ingreso igual a T_{HST} inicial, es decir, la T_{MED} a las 8:00h. Este balance en realidad es diferente al realizado durante el diseño, puesto que se realiza el balance, hasta que la temperatura del fluido $FLTEMP$ con que se calcula la eficiencia sea mayor que T_{SALCOL} , ($FLTEMP > T_{SALCOL}$), ó que la eficiencia sea menor al 5%, ($\eta > 5\%$), los balances en el diseño toman estas condiciones por separado. Si se cumplen estas condiciones, se calcula la eficiencia promedio de la misma manera como se muestra en la *pg.152* en la *sección 3.4.* y con ella se calcula la radiación instantánea captada por el colector y el incremento de temperatura del agua al pasar por el colector T_{COL} , queda fijado para la siguiente iteración. Las variables que aparecen en la pantalla son:

- I = número de iteraciones realizadas
- T_{MAX} = temperatura a la que se realizó el último balance térmico del colector.
- ΔT_{COL} = variación de la temperatura del agua al pasar por el colector.
- T_{HST} = temperatura del tanque de almacenamiento de calor.
- T_{SALCOL} = temperatura real de salida del colector.
- ETA = eficiencia promedio del colector.
- ETAMIN = eficiencia del colector a T_{MAX} , es el valor mínimo de eficiencia.
- ETAI = energía extraíble por el colector debido a la eficiencia en cal/cm^2 seg, corresponde a ηI

En el programa se realizan 5 veces el balance, esto es suficiente para que los valores de eficiencia se estabilicen en la iteración, el cálculo de eficiencia del colector con la radiación captada se muestra en la pantalla para las 8:00h.

CALCULO DE EFICIENCIA DEL COLECTOR CON LA RADIACION CAPTADA

I	TMAX	DICOL	THST	TSALCOL	ETA	ETAMIN	ETAI
14	34.1	12.7	21.1	33.8	0.7807	0.6498	0.0101
14	34.1	12.6	21.1	33.7	0.7807	0.6498	0.0101
14	34.1	12.6	21.1	33.7	0.7807	0.6498	0.0101
14	34.1	12.6	21.1	33.7	0.7807	0.6498	0.0101
14	34.1	12.6	21.1	33.7	0.7807	0.6498	0.0101

En este caso, la eficiencia del colector es mayor al 5%, de acuerdo al diagrama del flujo, se revisa si la **TSALCOL** ó **T(21)** y la *temperatura máxima alcanzable* ó **T(28)** es mayor o no a la *temperatura del generador* **Tg**.

El cálculo de *temperatura del generador* se realiza de manera semejante, y en la misma secuencia que el programa de diseño.

La *temperatura de bulbo húmedo* **T_{BH}** a esa hora es:

$$T_{BH} = 18.33 \text{ } ^\circ\text{C}$$

La temperatura del condensador es para esa hora

$$T_{CO} = T_{BH} + \Delta T_{CTBH} = 18.33 + 11$$

$$T_{CO} = 29.33 \text{ } ^\circ\text{C} \quad ; \quad T_{EV} = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{ABS} = T_{CO}$$

$$T_{ABS} = 29.33 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Del *diagrama p-x-t* (SUBROUTINA p-x-t, línea 30000)

$$\left. \begin{array}{l} T_{ABS} = 29.33 \text{ }^\circ\text{C} \\ T_{EV} = 5 \text{ }^\circ\text{C} \end{array} \right\} X_A = 53.5 \%$$

La concentración del generador será según la ec. (4.3)

$$X_G = X_A + 2$$

$$X_G = 55.5 \%$$

Del *diagrama p-x-t* (SUBROUTINA p-x-t, línea 35000)

$$\left. \begin{array}{l} X_G = 55.5 \% \\ T_{CO} = 29.33 \text{ }^\circ\text{C} \end{array} \right\} T_G = 62.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

Como $T_{SALCOL} = 33.74 \text{ }^\circ\text{C}$ y $T(28) = 33.78 \text{ }^\circ\text{C}$ y ambas temperaturas son menores que T_G , entonces no se encenderá el ciclo y la energía proporcionada por el quemador y colector solar solo sirven para incrementar la temperatura del tanque de almacenamiento de calor.

La energía captada por el colector, reduciendo unidades, se obtiene de la ec. (4.48)

$$Q_{AREA} = A_{COL} * \bar{n}I$$

$$Q_{AREA} = A_{COL} * \bar{n}I * 10000 * 4.8168 * 60 / 1000$$

$$Q_{AREA} = 7529.4 \text{ KJ/min}$$

La energía que proporciona el colector en este caso, en que $T_g > T(21)$ y $T_g > T(28)$, es la máxima de acuerdo al diseño.

$$Q_{FURN1} = Q_{FURN}$$

$$Q_{FURN1} = 7459.5 \text{ KJ/min}$$

La única carga que tendría el sistema de agua caliente son las pérdidas de calor a través de las paredes del tanque y tuberías, esto se asume que es igual a las pérdidas calculadas por el programa de diseño, es decir:

$$Q_{HST} = 28.2 \text{ KJ/min}$$

De acuerdo a la ec.(3.3)

$$Q_{GANADO} = Q_{AREA} + Q_{FURN1}$$

$$Q_{GANADO} = (7529.4 + 7459.5) \text{ KJ/min}$$

Según la ec.(3.4)

$$Q_{PERDIDO} = \cancel{Q_{PH}} + \cancel{Q_{CI}} + \cancel{Q_{CII}} + Q_{HST}$$

Como el ciclo está apagado;

$$Q_{PERDIDO} = Q_{HST}$$

$$Q_{CARGA} = Q_{PERDIDO} = 28.2 \text{ KJ/min}$$

$$Q_{NETO} = Q_{GANADO} - Q_{PERDIDO}$$

$$Q_{NETO} = 14980.7 \text{ KJ/min}$$

El incremento de temperatura del tanque de almacenamiento de calor es según la ec.(3.7)

$$\Delta T_{HST} = (\dot{Q}_{NETO} / (M_{HST} * C_{PAGUA})) * TIEMPO / 4.1868$$

Como TIEMPO = CMIN = 20 min

$$\Delta T_{HST} = 7.7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

La nueva T_{HST} según la ec. (3.6) es

$$T_{HST} = T_{HST} + \Delta T_{HST}$$

$$T_{HST} = 28.8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Esta nueva T_{HST} sirve para calcular la eficiencia del colector en el próximo intervalo de tiempo.

La siguiente hora estandar será:

$$HST = HST + CMIN/60$$

$$HST = 8 + 20/60$$

$$HST = 8.33$$

Se sigue probando para la hora 8.33, fijada esta nueva hora, se vuelven a hacer cálculos y se prueba si es posible que el ciclo funcione.

Los resultados obtenidos del computador para las horas de arranque se expresan a continuación...

HORA 8:00h $T_{HST} = 21.10 \text{ } ^\circ\text{C}$ $T_{CST} = 21.10 \text{ } ^\circ\text{C}$

LA RADIACION EXTRATERRESTRE ES 1308.6 W/m²
 LA RADIACION INCIDENTE MAXIMA ES 679.0 W/m²
 EL COLECTOR DEBE ESTAR ORIENTADO 22.19° HACIA EL NORTE
 ANGULO ENTRE LA NORMAL AL COLECTOR Y EL RAYO INCIDENTE 61.07°
 RADIACION CAPTADA POR EL COLECTOR SIN ESPEJOS 328.4 W/m²
 RADIACION CAPTADA CON AYUDA DE ESPEJOS 539.1 W/m²
 AREA DE COLECTOR 298.08 m²

CALCULO DE EFICIENCIA DEL COLECTOR CON LA RADIACION CAPTADA

I	TMAX	DTCOL	THST	TSALCOL	ETA	ETAMIN	ETA1
14	34.1	12.7	21.1	33.8	0.7807	0.6498	0.0101
14	34.1	12.6	21.1	33.7	0.7807	0.6498	0.0101
14	34.1	12.6	21.1	33.7	0.7807	0.6498	0.0101
14	34.1	12.6	21.1	33.7	0.7807	0.6498	0.0101
14	34.1	12.6	21.1	33.7	0.7807	0.6498	0.0101

TSALCOL 33.74 °C $T(3) = 51.48 \text{ } ^\circ\text{C}$ $T(28) = 33.78 \text{ } ^\circ\text{C}$
 QAREA 7529.4 KJ/MIN $Q_{FURN1} 7479.5 \text{ KJ/MIN}$ $Q_{CARGA} 28.2 \text{ KJ/MIN}$

HORA 8:20h $T_{HST} = 28.80 \text{ } ^\circ\text{C}$ $T_{CST} = 21.10 \text{ } ^\circ\text{C}$

LA RADIACION EXTRATERRESTRE ES 1308.6 W/m²
 LA RADIACION INCIDENTE MAXIMA ES 720.4 W/m²
 EL COLECTOR DEBE ESTAR ORIENTADO 22.19° HACIA EL NORTE
 ANGULO ENTRE LA NORMAL AL COLECTOR Y EL RAYO INCIDENTE 56.53°
 RADIACION CAPTADA POR EL COLECTOR SIN ESPEJOS 397.2 W/m²
 RADIACION CAPTADA CON AYUDA DE ESPEJOS 652.2 W/m²
 AREA DE COLECTOR 298.08 m²

CALCULO DE EFICIENCIA DEL COLECTOR CON LA RADIACION CAPTADA

I	TMAX	DTCOL	THST	TSALCOL	ETA	ETAMIN	ETA1
14	41.8	12.6	28.8	41.4	0.6707	0.5600	0.0104
15	42.8	13.1	28.8	41.9	0.6618	0.5364	0.0103
14	41.8	13.0	28.8	41.8	0.6707	0.5600	0.0104
15	42.8	13.1	28.8	41.9	0.6618	0.5364	0.0103
14	41.8	13.0	28.8	41.8	0.6707	0.5600	0.0104

TSALCOL 41.76 °C $T(3) = 51.48 \text{ } ^\circ\text{C}$ $T(28) = 41.78 \text{ } ^\circ\text{C}$
 QAREA 7824.8 KJ/MIN $Q_{FURN1} 7479.5 \text{ KJ/MIN}$ $Q_{CARGA} 28.2 \text{ KJ/MIN}$

HORA 8:40h $T_{HST} = 36.66 \text{ }^\circ\text{C}$ $T_{CST} = 21.10^\circ\text{C}$

LA RADIACION EXTRATERRESTRE ES 1308.6 W/m²
 LA RADIACION INCIDENTE MAXIMA ES 752.8 W/m²
 EL COLECTOR DEBE ESTAR ORIENTADO 22.19° HACIA EL NORTE
 ANGULO ENTRE LA NORMAL AL COLECTOR Y EL RAYO INCIDENTE 51.97°
 RADIACION CAPTADA POR EL COLECTOR SIN ESPEJOS 463.7 W/m²
 RADIACION CAPTADA CON AYUDA DE ESPEJOS 761.2 W/m²

CALCULO DE EFICIENCIA DEL COLECTOR CON LA RADIACION CAPTADA

I	TMAX	DTCOL	THST	TSALCOL	ETA	ETAMIN	ETAI
15	50.7	13.1	36.7	49.8	0.5723	0.4619	0.0104
15	50.7	13.1	36.7	49.7	0.5723	0.4619	0.0104
15	50.7	13.1	36.7	49.7	0.5723	0.4619	0.0104
15	50.7	13.1	36.7	49.7	0.5723	0.4619	0.0104
15	50.7	13.1	36.7	49.7	0.5723	0.4619	0.0104

TSALCOL 49.74 °C $T(3) = 51.48 \text{ }^\circ\text{C}$ $T(28) = 49.34 \text{ }^\circ\text{C}$
 QAREA 7792.4 KJ/MIN $Q_{FURN1} 7479.5 \text{ KJ/MIN}$ $Q_{CARGA} 28.2 \text{ KJ/MIN}$

HORA 9:00h $T_{HST} = 44.50 \text{ }^\circ\text{C}$ $T_{CST} = 21.10^\circ\text{C}$

LA RADIACION EXTRATERRESTRE ES 1308.6 W/m²
 LA RADIACION INCIDENTE MAXIMA ES 778.6 W/m²
 EL COLECTOR DEBE ESTAR ORIENTADO 22.19° HACIA EL NORTE
 ANGULO ENTRE LA NORMAL AL COLECTOR Y EL RAYO INCIDENTE 47.40°
 RADIACION CAPTADA POR EL COLECTOR SIN ESPEJOS 527.0 W/m²
 RADIACION CAPTADA CON AYUDA DE ESPEJOS 865.2 W/m²

CALCULO DE EFICIENCIA DEL COLECTOR CON LA RADIACION CAPTADA

I	TMAX	DTCOL	THST	TSALCOL	ETA	ETAMIN	ETAI
14	34.1	12.7	21.1	33.8	0.7807	0.6498	0.0101
14	34.1	12.6	21.1	33.7	0.7807	0.6498	0.0101
14	34.1	12.6	21.1	33.7	0.7807	0.6498	0.0101
14	34.1	12.6	21.1	33.7	0.7807	0.6498	0.0101
14	34.1	12.6	21.1	33.7	0.7807	0.6498	0.0101

TSALCOL 33.74 °C $T(3) = 51.48 \text{ }^\circ\text{C}$ $T(28) = 33.78 \text{ }^\circ\text{C}$
 QAREA 7529.4 KJ/MIN $Q_{FURN1} 7479.5 \text{ KJ/MIN}$ $Q_{CARGA} 28.2 \text{ KJ/MIN}$

A las 9:20h se tiene que $T_g < T(28)$ y se puede saturar la solución, pero $T(28)$ no es lo *suficientemente alta* para transferir la energía $Q_{GIINEC} = 3641.07$ KJ/min en el generador auxiliar, lo único que puede transferirse es $Q_{GII} = 902.8$ KJ/min, por lo tanto no se enciende el ciclo, y se sigue incrementando la temperatura del tanque de almacenamiento de calor.

HORA 9:20h $T_{HST} = 52.29$ °C $T_{CST} = 21.10$ °C

LA RADIACION EXTRATERRESTRE ES	1308.6 W/m ²
LA RADIACION INCIDENTE MAXIMA ES	799.6 W/m ²
EL COLECTOR DEBE ESTAR ORIENTADO	22.19° HACIA EL NORTE
ANGULO ENTRE LA NORMAL AL COLECTOR Y EL RAYO INCIDENTE	42.81°
RADIACION CAPTADA POR EL COLECTOR SIN ESPEJOS	586.6 W/m ²
RADIACION CAPTADA CON AYUDA DE ESPEJOS	962.9 W/m ²

CALCULO DE EFICIENCIA DEL COLECTOR CON LA RADIACION CAPTADA

I	TMAX	DTCOL	THST	TSALCOL	ETA	ETAMIN	ETA I
7	65.3	12.9	52.3	65.2	0.4407	0.3537	0.0101
7	65.3	12.7	52.3	65.0	0.4407	0.3537	0.0101
7	65.3	12.7	52.3	65.0	0.4407	0.3537	0.0101
7	65.3	12.7	52.3	65.0	0.4407	0.3537	0.0101
7	65.3	12.7	52.3	65.0	0.4407	0.3537	0.0101

TG = 62.67 °C $Q_{GII} = 902.8$ KJ/MIN $Q_{GIINEC} = 3649.7$
 TSALCOL 33.74 °C T(3) = 51.48 °C T(28) = 33.78 °C
 QAREA 7529.4 KJ/MIN $Q_{FURN1} = 7479.5$ KJ/MIN $Q_{CARGA} = 28.2$ KJ/MIN

A las 9:40h, si se puede saturar la solución porque $Q_{GII} = 3940$ KJ/min, y la energía necesaria para saturar $Q_{GIINEC} = 1757.22$ KJ/min, en este caso se tiene el *generador auxiliar a carga parcial* y el *ciclo encendido*. Esta situación se mantiene hasta

las 10:40h cuando el uso del quemador y generador auxiliar no son necesarios. Además, en este periodo, se usa toda la capacidad de diseño del ciclo de absorción para enfriar el agua del tanque de almacenamiento de frío, y para absorber la carga latente del espacio a acondicionar, se asume para esto que el sistema trabaja a carga de diseño Q_{ED} durante 1 hora después de encender la bomba del tanque de almacenamiento de agua fría, a continuación se explican ciertas variables que intervienen en este cálculo.

$Q_{CARGACH}$ = calor o energía que debe de transferir el aire del espacio a acondicionar al tanque de almacenamiento de frío para producir confort. Es considerada como la demanda instantánea de enfriamiento.

T_{OPCH} = tiempo que lleva el chiller en operación recestando calor del espacio a acondicionar, arranca cuando la T_{CST} llega a ser menor a 11 °C, influye sobre el valor de Q_{EV} , si es menor de una hora, es igual a la Q_{ED} , pero si es mayor, depende de la temperatura ambiente externa del edificio.

Q_{EV} = calor o energía transferida del agua del chiller al evaporador, su valor depende de la eficiencia del intercambiador de calor y de la temperatura de entrada del agua, es decir de la T_{CST} .

Q_R = calor o energía máxima capaz de recibir el refrigerante desde el agua del chiller, es asociado

al flujo másico de refrigerante producido.

Q_{RD} = energía capaz de recibir el refrigerante desde del agua del chiller por diseño. Corresponde a la carga del evaporador calculada en el programa de diseño.

Q_{CH} = energía neta que recibe o entrega el agua del tanque de almacenamiento de frío al pasar por el evaporador y ductos de aire, puede ser *positivo* o *negativo*. si es *positivo* disminuye la **T_{cst}**, si es *negativo*. aumentará la **T_{cst}**.

M_{RNOAB} = masa de refrigerante no absorbido por el absorbedor, que no es aprovechado por el agua que viene del tanque de almacenamiento de frío. Debido a limitaciones de transferencia de calor, por ejemplo, temperatura baja en el tanque de almacenamiento de frío, o exceso de producción de refrigerante.

El análisis de como varia la temperatura del agua del chiller no se lo hace cada **CMIN** minutos, en este caso cada 20 minutos, sino cada **CMIN/10** minutos (cada 2 minutos). Esto se hace porque los intercambiadores del evaporador y enfriadores de aire están diseñados para transferir la "carga de enfriamiento" al espacio a acondicionar cuando la temperatura **T_{cst}**, sea menor o igual a 11 °C, si no es así no se transferirá calor al

espacio a acondicionar y la energía transferida en el evaporador servirá solamente para disminuir la **Tcst**. El tiempo **CMIN**, es muy grande para controlar el momento exacto en que ocurre esta condición, por lo tanto se necesita monitorear en intervalos de tiempo más pequeños, los resultados de estos cambios de temperatura se expresan junto con las propiedades del ciclo a continuación.

HORA 9:40h $T_{HST} = 60.03 \text{ }^\circ\text{C}$ $T_{cst} = 21.10 \text{ }^\circ\text{C}$

LA RADIACION EXTRATERRESTRE ES 1308.6 W/m²
 LA RADIACION INCIDENTE MAXIMA ES 816.7 W/m²
 EL COLECTOR DEBE ESTAR ORIENTADO 22.19° HACIA EL NORTE
 ANGULO ENTRE LA NORMAL AL COLECTOR Y EL RAYO INCIDENTE 38.21°
 RADIACION CAPTADA POR EL COLECTOR SIN ESPEJOS 641.7 W/m²
 RADIACION CAPTADA CON AYUDA DE ESPEJOS 1053.5 W/m²

CALCULO DE EFICIENCIA DEL COLECTOR CON LA RADIACION CAPTADA

I	TMAX	DTCOL	THST	TSALCOL	KTA	ETAMIN	ETA1
7	73.0	12.7	60.0	72.8	0.3715	0.2835	0.0093
7	73.0	11.7	60.0	71.8	0.3715	0.2835	0.0093
7	73.0	11.7	60.0	71.8	0.3715	0.2835	0.0093
7	73.0	11.7	60.0	71.8	0.3715	0.2835	0.0093
7	73.0	11.7	60.0	71.8	0.3715	0.2835	0.0093

TG = 62.67 °C QGII 3942.2 KJ/MIN QGIINEC = 1750.4

QEV	QCARGACH	QCH	TOPCH	T30	T31	MRNOAB	M13	DTCST
5275.0	0.0	5269.5	0	20.69	16.80	0.002	2.213	0.407
5275.0	0.0	5269.5	0	20.29	16.39	0.002	2.213	0.407
5275.0	0.0	5269.5	0	19.88	15.99	0.002	2.213	0.407
5275.0	0.0	5269.5	0	19.47	15.58	0.002	2.213	0.407
5275.0	0.0	5269.5	0	19.07	15.17	0.002	2.213	0.407
5275.0	0.0	5269.5	0	18.66	14.77	0.002	2.213	0.407
5275.0	0.0	5269.5	0	18.25	14.36	0.002	2.213	0.407
5275.0	0.0	5269.5	0	17.85	13.95	0.002	2.213	0.407
5275.0	0.0	5269.5	0	17.44	13.55	0.002	2.213	0.407
5275.0	0.0	5269.5	0	17.03	13.14	0.002	2.213	0.407

GII A TRABAJO PARCIAL

KA = 54.2 %	XG = 56.2 %	MCOL= 2348.3 KG/MIN
MR = 2.2 KG/MIN	MSS = 63.3 KG/MIN	MWS = 65.5 KG/MIN
TG = 62.7 °C	TABS= 30.4 °C	TBH = 19.4 °C
		SMR = 0.000 KG
QEV= 5275.0 KJ/MIN	QCH = 5269.5 KJ/MIN	QCARCH= 0.0 KJ/MIN
QE = 5280.5 KJ/MIN	QPH = 1125.9 KJ/MIN	QPHD= 1382.2 KJ/MIN
QGI= 4271.9 KJ/MIN	QGII= 1758.0 KJ/MIN	QGID= 5772.1 KJ/MIN
QA = 6915.9 KJ/MIN	QHX = 3050.9 KJ/MIN	QC = 5519.3 KJ/MIN
COP= 0.738	POT = 3.8 WATTS	QGIINEC= 1757.2 KJ/MIN

TSALCOL 71.78 °C T(3) = 52.36 °C T(28) = 67.13 °C
 QAREA 7000.8 KJ/MIN QFURN1 4189.6 KJ/MIN QCARGA 7177.7 KJ/MIN

TABLA DE CONDICIONES DE OPERACION DEL CICLO

I	P(I)	T(I)	XS(I)	H(I)	M(I)
1	0.873	30.42	54.18	-177.55	65.47
2	4.345	30.42	54.18	-177.55	65.47
3	4.345	52.36	54.18	-130.96	65.47
4	4.345	60.90	54.18	-113.77	65.47
5	4.345	62.67	55.49	-112.82	63.94
6	4.345	62.67	56.19	-114.16	63.26
7	4.345	38.67	56.19	-162.39	63.26
8	0.873	38.67	56.19	-162.39	63.26
9	4.345	62.68	0.00	2618.43	1.54
10	4.345	62.68	0.00	2618.43	0.68
11	4.345	30.42	0.00	127.39	2.22
12	0.873	5.00	0.00	127.39	2.22
13	0.873	5.00	0.00	2510.64	2.21

HORA 10:00h THST = 62.10 °C Tcst = 17.03°C

LA RADIACION EXTRATERRESTRE ES 1308.6 W/m²
 LA RADIACION INCIDENTE MAXIMA ES 830.8 W/m²
 EL COLECTOR DEBE ESTAR ORIENTADO 22.19° HACIA EL NORTE
 ANGULO ENTRE LA NORMAL AL COLECTOR Y EL RAYO INCIDENTE 33.60°
 RADIACION CAPTADA POR EL COLECTOR SIN ESPEJOS 691.9 W/m²
 RADIACION CAPTADA CON AYUDA DE ESPEJOS 1135.9 W/m²

CALCULO DE EFICIENCIA DEL COLECTOR CON LA RADIACION CAPTADA

I	TMAX	DTCOL	THST	TSALCOL	ETA	ETAMIN	ETA1
7	75.1	11.7	62.1	73.8	0.4115	0.3338	0.0112
8	77.1	14.0	62.1	76.1	0.3984	0.3067	0.0108
8	77.1	13.6	62.1	75.7	0.3984	0.3067	0.0108
8	77.1	13.6	62.1	75.7	0.3984	0.3067	0.0108
8	77.1	13.6	62.1	75.7	0.3984	0.3067	0.0108

TG = 64.06 °C QGII 4207.7 KJ/MIN QGIINEC = 1035.9

QEV	QCARGACH	QCH	TOPCH	T30	T31	MRNOAB	M13	DTCST
5275.0	0.0	5269.5	0	16.63	12.73	0.002	2.215	0.407
5275.0	0.0	5269.5	0	16.22	12.33	0.002	2.215	0.407
5275.0	0.0	5269.5	0	15.82	11.92	0.002	2.215	0.407
5275.0	0.0	5269.5	0	15.41	11.52	0.002	2.215	0.407
5275.0	0.0	5269.5	0	15.00	11.11	0.002	2.215	0.407
5275.0	0.0	5269.5	0	14.60	10.70	0.002	2.215	0.407
5275.0	0.0	5269.5	0	14.19	10.30	0.002	2.215	0.407
5275.0	0.0	5269.5	0	13.78	9.89	0.002	2.215	0.407
5275.0	0.0	5269.5	0	13.38	9.48	0.002	2.215	0.407
5275.0	0.0	5269.5	0	12.97	9.08	0.002	2.215	0.407

GII A TRABAJO PARCIAL

XA = 54.6 % XG = 56.6 % MCOL= 2348.3 KG/MIN
 MR = 2.2 KG/MIN MSS = 63.3 KG/MIN MWS = 65.5 KG/MIN
 TG = 64.1 °C TABS= 31.0 °C TBH = 20.0 °C
 SMR = 0.092306 KG
 QEV= 5275.0 KJ/MIN QCH = 5269.5 KJ/MIN QCARCH= 0.0 KJ/MIN
 QE = 5280.5 KJ/MIN QPH = 1307.9 KJ/MIN QPHD= 1417.1 KJ/MIN
 QGI= 4861.4 KJ/MIN QGII= 1037.3 KJ/MIN QGID= 5788.1 KJ/MIN
 QA = 6960.4 KJ/MIN QHX = 3117.1 KJ/MIN QC = 5525.3 KJ/MIN
 COP= 0.733 POT = 3.9 WATTS QGIINEC= 1035.9 KJ/MIN

TSALCOL 75.68 °C T(3) = 53.59 °C T(28) = 66.73 °C
 QAREA 8095.2 KJ/MIN QFURN1 2717.1 KJ/MIN QCARGA 7234.8 KJ/MIN

TABLA DE CONDICIONES DE OPERACION DEL CICLO

I	P(I)	T(I)	XS(I)	H(I)	M(I)
1	0.873	30.97	54.59	-176.94	65.47
2	4.483	30.97	54.59	-176.94	65.47
3	4.483	53.59	54.59	-129.34	65.47
4	4.483	63.30	54.59	-109.36	65.47
5	4.483	64.06	56.19	-111.09	63.66
6	4.483	64.06	56.56	-111.86	63.26
7	4.483	39.43	56.56	-161.14	63.26
8	0.873	39.43	56.56	-161.14	63.26
9	4.483	64.06	0.00	2621.01	1.82
10	4.483	64.06	0.00	2621.01	0.40
11	4.483	30.97	0.00	129.67	2.22
12	0.873	5.00	0.00	129.67	2.22
13	0.873	5.00	0.00	2510.64	2.21

Para ambas horas de operación observamos que la energía transferida en el *generador principal* no es suficiente para hacer funcionar el sistema, se necesita que trabaje el *generador auxiliar* para cubrir el *déficit* de refrigerante, como se observa en los *flujos másicos* de los puntos 9, 10 y 11, además se tiene que ***encender el quemador auxiliar*** puesto que la energía colectada por el colector no es suficiente para que trabaje el ciclo. El ***estado intermedio*** de la solución del generador principal en lo que se refiere a *concentración*, y *entalpía* se lo observa claramente en la columna de *porcentajes de concentración y flujo másico* de solución que circula en cada punto de los generadores.

Aquí se puede observar también que a pesar que el ciclo de absorción trabaja a plena carga, la carga de refrigeración en el espacio a acondicionar ~~QCARGACH~~ se mantiene en cero. Esto se debe a que toda la capacidad de enfriamiento se está utilizando primero en enfriar el líquido en el tanque de almacenamiento de agua fría. En la columna de **T(30)** se observa claramente como va descendiendo la temperatura del tanque cada 2 minutos. Los **TOPCH** se mantienen en cero porque todavía no se logra alcanzar los 11 °C requeridos para tener un adecuado funcionamiento. Otro hecho importante de mencionar, es que con la radiación recibida, se tiene aún una eficiencia del intercambiador relativamente alta, aún que las temperaturas del tanque de almacenamiento de calor bordean los 65 °C.

HORA 10:20h $T_{HST} = 63.94 \text{ } ^\circ\text{C}$ $T_{OST} = 12.97 \text{ } ^\circ\text{C}$

LA RADIACION EXTRATERRESTRE ES 1308.6 W/m^2
 LA RADIACION INCIDENTE MAXIMA ES 842.2 W/m^2
 EL COLECTOR DEBE ESTAR ORIENTADO 22.19° HACIA EL NORTE
 ANGULO ENTRE LA NORMAL AL COLECTOR Y EL RAYO INCIDENTE 29.99°
 RADIACION CAPTADA POR EL COLECTOR SIN ESPEJOS 736.7 W/m^2
 RADIACION CAPTADA CON AYUDA DE ESPEJOS 1209.4 W/m^2

CALCULO DE EFICIENCIA DEL COLECTOR CON LA RADIACION CAPTADA

I	TMAX	DTCOL	THST	TSALCOL	ETA	ETAMIN	ETAI
8	78.9	13.6	63.9	77.5	0.4042	0.3161	0.0117
8	78.9	14.7	63.9	78.6	0.4042	0.3161	0.0117
8	78.9	14.7	63.9	78.6	0.4042	0.3161	0.0117
8	78.9	14.7	63.9	78.6	0.4042	0.3161	0.0117
8	78.9	14.7	63.9	78.6	0.4042	0.3161	0.0117

TG = 64.06 $^\circ\text{C}$ QGII 4930.3 KJ/MIN QGIINEC = 205.5

QEV	QCARGACH	QCH	TOPCH	T30	T31	MRNOAB	M13	DTCST
5275.0	0.0	5269.5	0	12.56	8.67	0.002	2.215	0.407
5275.0	0.0	5269.5	0	12.16	8.26	0.002	2.215	0.407
5275.0	0.0	5269.5	0	11.75	7.86	0.002	2.215	0.407
5275.0	0.0	5269.5	0	11.34	7.45	0.002	2.215	0.407
5275.0	0.0	5269.5	0	10.94	7.04	0.002	2.215	0.407
5219.7	5275.0	-60.8	2	10.94	6.68	0.026	2.192	-0.005
5223.8	5275.0	-56.7	4	10.95	6.68	0.024	2.194	-0.004
5227.7	5275.0	-52.8	6	10.95	6.68	0.022	2.196	-0.004
5231.3	5275.0	-49.2	8	10.95	6.69	0.021	2.197	-0.004
5234.6	5275.0	-45.9	10	10.96	6.69	0.019	2.199	-0.004

GII A TRABAJO PARCIAL

XA = 54.6 % XG = 56.6 % MCOL= 2348.3 KG/MIN
 MR = 2.2 KG/MIN MSS = 63.3 KG/MIN MWS = 65.5 KG/MIN
 TG = 64.1 $^\circ\text{C}$ TABS= 31.0 $^\circ\text{C}$ TBH = 20.0 $^\circ\text{C}$
 SMR = 0.338302 KG
 QEV= 5234.6 KJ/MIN QCH = -45.9 KJ/MIN QCARCH= 5275.0 KJ/MIN
 QE = 5280.5 KJ/MIN QPH = 1493.6 KJ/MIN QPHD= 1417.1 KJ/MIN
 QGI= 5506.1 KJ/MIN QGII= 206.5 KJ/MIN QGID= 5788.1 KJ/MIN
 QA = 6960.4 KJ/MIN QHX = 3117.1 KJ/MIN QC = 5525.3 KJ/MIN
 COP= 0.733 POT = 3.9 WATTS QGIINEC= 205.5 KJ/MIN

TSALCOL 78.61 $^\circ\text{C}$ T(3) = 53.59 $^\circ\text{C}$ T(28) = 64.59 $^\circ\text{C}$
 QAREA 8745.1 KJ/MIN QFURN1 383.2 KJ/MIN QCARGA 7234.3 KJ/MIN

Las condiciones de operación del ciclo son similares a las de las 10:00h. Para las 10:40h tenemos...

HORA 10:40h $T_{HST} = 64.91 \text{ } ^\circ\text{C}$ $T_{CST} = 10.96 \text{ } ^\circ\text{C}$

LA RADIACION EXTRATERRESTRE ES 1308.6 W/m²
 LA RADIACION INCIDENTE MAXIMA ES 851.5 W/m²
 EL COLECTOR DEBE ESTAR ORIENTADO 22.19° HACIA EL NORTE
 ANGULO ENTRE LA NORMAL AL COLECTOR Y EL RAYO INCIDENTE 24.37°
 RADIACION CAPTADA POR EL COLECTOR SIN ESPEJOS 775.6 W/m²
 RADIACION CAPTADA CON AYUDA DE ESPEJOS 1273.2 W/m²

CALCULO DE EFICIENCIA DEL COLECTOR CON LA RADIACION CAPTADA

I	TMAX	DTCOL	THST	TSALCOL	ETA	ETAMIN	ETA1
8	79.9	14.7	64.9	79.6	0.4169	0.3332	0.0127
9	81.9	15.9	64.9	80.8	0.4048	0.3084	0.0123
9	81.9	15.5	64.9	80.4	0.4048	0.3084	0.0123
9	81.9	15.5	64.9	80.4	0.4048	0.3084	0.0123
9	81.9	15.5	64.9	80.4	0.4048	0.3084	0.0123

QEV	QCARGACH	QCH TOPCH	T30	T31	MRNOAB	M13	DTCST
5237.7	5275.0	-42.8	12	10.96	6.69	0.018	2.201 -0.003
5240.6	5275.0	-39.9	14	10.96	6.69	0.017	2.202 -0.003
5243.3	5275.0	-37.2	16	10.97	6.69	0.016	2.204 -0.003
5245.8	5275.0	-34.7	18	10.97	6.69	0.015	2.205 -0.003
5248.2	5275.0	-32.3	20	10.97	6.69	0.014	2.206 -0.002
5250.4	5275.0	-30.1	22	10.97	6.69	0.013	2.207 -0.002
5252.4	5275.0	-28.1	24	10.98	6.69	0.012	2.207 -0.002
5254.3	5275.0	-26.2	26	10.98	6.69	0.011	2.208 -0.002
5256.1	5275.0	-24.4	28	10.98	6.69	0.010	2.209 -0.002
5257.8	5275.0	-22.7	30	10.98	6.69	0.010	2.210 -0.002

GII APAGADO		QUEMADOR APAGADO		CICLO ENCONDIDO	
XA = 54.9 %		XG = 56.9 %		MCOL= 2348.3	KG/MIN
MR = 2.2	KG/MIN	MSS = 63.3	KG/MIN	MWS = 65.5	KG/MIN
TG = 65.1	°C	TABS= 31.3	°C	TBH = 20.0	°C
				SMR = 0.605802	KG
QEV= 5257.8	KJ/MIN	QCH = -22.7	KJ/MIN	QCARCH= 5275.0	KJ/MIN
QE = 5280.5	KJ/MIN	QPH = 1553.6	KJ/MIN	QPHD= 1445.4	KJ/MIN
QGI= 5692.3	KJ/MIN	QGII= 0.0	KJ/MIN	QGID= 5801.1	KJ/MIN
QA = 6997.1	KJ/MIN	QHX = 3171.6	KJ/MIN	QC = 5529.9	KJ/MIN
COP=	0.729	POT = 4.0	WATTS	QGIINEC= 0.5	KJ/MIN

TSALCOL 80.39 °C T(3) = 54.51 °C T(28) = 64.91 °C
QAREA 9220.6 KJ/MIN QFURN1 0.0 KJ/MIN QCARGA 7274.1 KJ/MIN

Una vez que T_{cst} pasa la barrera de los 11°C, la carga de enfriamiento es controlada por la masa acumulada de refrigerante no absorbido, SMR. Esta suma se calcula para cada 2 minutos, (CMIN/10 min), en este caso.

$$SMR = \sum_{t=0}^{t=t} MRNOAB * CMIN/10$$

Siempre se debe tener en el sistema un reservorio de refrigerante acumulado, como se observa en los diagramas de sistemas de absorción del CAPITULO III. Si el valor de SMR, es menor de 3 litros, (3 Kg), en este caso, se exigirá al ciclo de absorción que trabaje a carga de diseño, a pesar que la demanda de acondicionamiento de aire no sea tan elevada. La masa de refrigerante acumulado SMR, puede llegar a 15 o 20 Kg en caso de que no se logre buena transferencia en los intercambiadores que van a los ductos de aire, o en el intercambiador del evaporador.

Esto se hace también como una forma auxiliar de almacenamiento de energía, para prevenir que la bomba de circulación de refrigerante del evaporador se quede sin nada que bombear, y además, como un mecanismo para evitar encendidas y apagadas del ciclo, y utilización de sistemas de control automático de producción de refrigerante, de costos prohibitivos.

A continuación se tienen más resultados.

HORA 11:00h $T_{HST} = 65.91 \text{ }^\circ\text{C}$ $T_{CST} = 10.98 \text{ }^\circ\text{C}$

LA RADIACION EXTRATERRESTRE ES 1308.6 W/m²
 LA RADIACION INCIDENTE MAXIMA ES 858.8 W/m²
 EL COLECTOR DEBE ESTAR ORIENTADO 22.19° HACIA EL NORTE
 ANGULO ENTRE LA NORMAL AL COLECTOR Y EL RAYO INCIDENTE 19.76°
 RADIACION CAPTADA POR EL COLECTOR SIN ESPEJOS 808.2 W/m²
 RADIACION CAPTADA CON AYUDA DE ESPEJOS 1326.7 W/m²

CALCULO DE EFICIENCIA DEL COLECTOR CON LA RADIACION CAPTADA

I	TMAX	DTCOL	THST	TSALCOL	ETA	ETAMIN	ETA1
9	82.9	15.5	65.9	81.4	0.4323	0.3407	0.0137
10	84.9	17.2	65.9	83.1	0.4208	0.3175	0.0133
9	82.9	16.8	65.9	82.7	0.4323	0.3407	0.0137
10	84.9	17.2	65.9	83.1	0.4208	0.3175	0.0133
9	82.9	16.8	65.9	82.7	0.4323	0.3407	0.0137

QEV	QCARGACH	QCH	TOPCH	T30	T31	MRNOAB	M13	DTCST
5259.3	5275.0	-21.2	32	10.98	6.69	0.009	2.214	-0.002
5260.7	5275.0	-19.8	34	10.99	6.70	0.008	2.214	-0.002
5262.1	5275.0	-18.4	36	10.99	6.70	0.008	2.215	-0.001
5263.3	5275.0	-17.2	38	10.99	6.70	0.007	2.216	-0.001
5264.5	5275.0	-16.0	40	10.99	6.70	0.007	2.216	-0.001
5265.6	5275.0	-14.9	42	10.99	6.70	0.006	2.216	-0.001
5266.6	5275.0	-13.9	44	10.99	6.70	0.006	2.217	-0.001
5267.5	5275.0	-13.0	46	10.99	6.70	0.005	2.217	-0.001
5268.4	5275.0	-12.1	48	10.99	6.70	0.005	2.218	-0.001
5269.2	5275.0	-11.3	50	10.99	6.70	0.005	2.218	-0.001

GII APAGADO		QUEMADOR APAGADO		CICLO ENCENDIDO	
XA =	55.5 %	XG =	57.5 %	MCOL=	2348.3 KG/MIN
MR =	2.2 KG/MIN	MSS =	63.3 KG/MIN	MWS =	65.5 KG/MIN
TG =	67.4 °C	TABS=	32.2 °C	TBH =	20.4 °C
				SMR =	0.738537 KG
QEV=	5269.2 KJ/MIN	QCH =	-11.3 KJ/MIN	QCARCH=	5275.0 KJ/MIN
QE =	5280.5 KJ/MIN	QPH =	1581.5 KJ/MIN	QPHD=	1490.2 KJ/MIN
QGI=	5735.3 KJ/MIN	QGII=	0.0 KJ/MIN	QGID=	5826.6 KJ/MIN
QA =	7057.5 KJ/MIN	QHX =	3282.6 KJ/MIN	QC =	5539.8 KJ/MIN
COP= 0.722	POT =	4.3 WATTS	QGIINEC=	0.0 KJ/MIN

TSALCOL 82.67 °C T(3) = 56.60 °C T(28) = 65.91 °C
 QAREA 10259.7 KJ/MIN QFURN1 0.0 KJ/MIN QCARGA 7345.0 KJ/MIN

HORA 11:20h $T_{HST} = 67.41 \text{ }^\circ\text{C}$ $T_{CST} = 10.99 \text{ }^\circ\text{C}$

LA RADIACION EXTRATERRESTRE ES 1308.6 W/m²
 LA RADIACION INCIDENTE MAXIMA ES 864.3 W/m²
 EL COLECTOR DEBE ESTAR ORIENTADO 22.19° HACIA EL NORTE
 ANGULO ENTRE LA NORMAL AL COLECTOR Y EL RAYO INCIDENTE 15.16°
 RADIACION CAPTADA POR EL COLECTOR SIN ESPEJOS 834.3 W/m²
 RADIACION CAPTADA CON AYUDA DE ESPEJOS 1369.5 W/m²

CALCULO DE EFICIENCIA DEL COLECTOR CON LA RADIACION CAPTADA

I	TMAX	DTCOL	THST	TSALCOL	ETA	ETAMIN	ETAI
10	86.4	17.2	67.4	84.6	0.4177	0.3164	0.0137
10	86.4	17.2	67.4	84.6	0.4177	0.3164	0.0137
10	86.4	17.2	67.4	84.6	0.4177	0.3164	0.0137
10	86.4	17.2	67.4	84.6	0.4177	0.3164	0.0137
10	86.4	17.2	67.4	84.6	0.4177	0.3164	0.0137

QEV	QCARGACH	QCH TOPCH	T30	T31	MRNOAB	M13	DTCST
5270.0	5275.0	-10.5	52	11.00	6.70	0.004	2.221
5270.7	5275.0	-9.8	54	11.00	6.70	0.004	2.222
5271.4	5275.0	-9.1	56	11.00	6.70	0.004	2.222
5272.0	5275.0	-8.5	58	11.00	6.70	0.004	2.222
5272.6	5275.0	-7.9	60	11.00	6.70	0.003	2.222
5273.1	4166.1	1101.6	62	10.91	6.70	0.003	2.223
5198.4	4166.1	1026.8	64	10.83	6.68	0.035	2.191
5128.8	4166.1	957.2	66	10.76	6.65	0.064	2.162
5063.8	4166.1	892.3	68	10.69	6.63	0.091	2.134
5003.3	4166.1	831.8	70	10.63	6.61	0.117	2.109

GII APAGADO		QUEMADOR APAGADO		CICLO ENCENDIDO	
XA = 56.0 %		XG = 58.0 %		MCOL= 2348.3	KG/MIN
MR = 2.2	KG/MIN	MSS = 63.3	KG/MIN	MWS = 65.5	KG/MIN
TG = 69.3	°C	TABS= 33.0	°C	TBH = 20.4	°C
				SMR = 1.396836	KG
QEV= 5003.3	KJ/MIN	QCH = 831.8	KJ/MIN	QCARCH= 4166.1	KJ/MIN
QE = 5280.5	KJ/MIN	QPH = 1602.9	KJ/MIN	QPHD= 1526.3	KJ/MIN
QGI= 5769.5	KJ/MIN	QGII= 0.0	KJ/MIN	QGID= 5846.6	KJ/MIN
QA = 7105.3	KJ/MIN	QHX = 3376.4	KJ/MIN	QC = 5548.1	KJ/MIN
COP=	0.716	POT = 4.5	WATTS	QGIINEC= 0.5	KJ/MIN

TSALCOL 84.59 °C T(3) = 58.36 °C T(28) = 67.41 °C
 QAREA 10233.5 KJ/MIN QFURN1 0.0 KJ/MIN QCARGA 7400.6 KJ/MIN

HORA 11:40h THST = 68.87 °C Tcst = 10.63°C

LA RADIACION EXTRATERRESTRE ES 1308.6 W/m²
 LA RADIACION INCIDENTE MAXIMA ES 868.3 W/m²
 EL COLECTOR DEBE ESTAR ORIENTADO 22.19° HACIA EL NOROCC
 ANGULO ENTRE LA NORMAL AL COLECTOR Y EL RAYO INCIDENTE 10.61°
 RADIACION CAPTADA POR EL COLECTOR SIN ESPEJOS 853.4 W/m²
 RADIACION CAPTADA CON AYUDA DE ESPEJOS 1401.0 W/m²



CALCULO DE EFICIENCIA DEL COLECTOR CON LA RADIACION CAPTADA

I	TMAX	DTCOL	THST	TSALCOL	ETA	ETAMIN	ETA1
10	87.9	17.2	68.9	86.0	0.4130	0.3138	0.0138
10	87.9	17.4	68.9	86.2	0.4130	0.3138	0.0138
10	87.9	17.4	68.9	86.2	0.4130	0.3138	0.0138
10	87.9	17.4	68.9	86.2	0.4130	0.3138	0.0138
10	87.9	17.4	68.9	86.2	0.4130	0.3138	0.0138

QEV	QCARGACH	QCH	TOPCH	T30	T31	MRNOAB	M13	DTCST
4946.9	4166.1	775.4	72	10.57	6.59	0.141	2.087	0.060
4894.3	4166.1	722.8	74	10.51	6.58	0.163	2.065	0.056
4845.3	4166.1	673.7	76	10.46	6.56	0.184	2.044	0.052
4799.6	4166.1	628.0	78	10.41	6.55	0.203	2.025	0.048
4757.0	4166.1	585.5	80	10.37	6.53	0.221	2.007	0.045
4717.3	4166.1	545.7	82	10.32	6.52	0.238	1.990	0.042
4680.3	4166.1	508.7	84	10.28	6.51	0.253	1.975	0.039
4645.8	4166.1	474.2	86	10.25	6.50	0.268	1.960	0.037
4613.6	4166.1	442.1	88	10.21	6.49	0.281	1.947	0.034
4583.6	4166.1	412.1	90	10.18	6.48	0.294	1.934	0.032

GII APAGADO		QUEMADOR APAGADO		CICLO ENCENDIDO	
XA =	56.4 %	XG =	58.4 %	MCOL=	2348.3 KG/MIN
MR =	2.2 KG/MIN	MSS =	63.2 KG/MIN	MWS =	65.5 KG/MIN
TG =	71.0 °C	TABS=	33.6 °C	TBH =	20.4 °C
				SMR =	5.887439 KG
QEV=	4583.6 KJ/MIN	QCH =	412.1 KJ/MIN	QCARCH=	4166.1 KJ/MIN
QE =	5280.5 KJ/MIN	QPH =	1606.9 KJ/MIN	QPHD=	1551.9 KJ/MIN
QGI=	5812.1 KJ/MIN	QGII=	0.0 KJ/MIN	QGID=	5867.5 KJ/MIN
QA =	7144.6 KJ/MIN	QHX =	3450.7 KJ/MIN	QC =	5555.3 KJ/MIN
COP= 0.712	POT =	4.7 WATTS	QGIINEC=	0.4 KJ/MIN

TSALCOL 86.24 °C T(3) = 59.82 °C T(28) = 68.87 °C
 QAREA 10351.7 KJ/MIN QFURN1 0.0 KJ/MIN QCARGA 7447.2 KJ/MIN

HORA 12:00h $T_{HST} = 70.36 \text{ }^\circ\text{C}$ $T_{CST} = 10.19 \text{ }^\circ\text{C}$

LA RADIACION EXTRATERRESTRE ES 1308.6 W/m²
 LA RADIACION INCIDENTE MAXIMA ES 870.7 W/m²
 EL COLECTOR DEBE ESTAR ORIENTADO 22.19° HACIA EL NORTE
 ANGULO ENTRE LA NORMAL AL COLECTOR Y EL RAYO INCIDENTE 6.20°
 RADIACION CAPTADA POR EL COLECTOR SIN ESPEJOS 865.6 W/m²
 RADIACION CAPTADA CON AYUDA DE ESPEJOS 1421.1 W/m²

CALCULO DE EFICIENCIA DEL COLECTOR CON LA RADIACION CAPTADA

I	TMAX	DTCOL	THST	TSALCOL	ETA	ETAMIN	ETA1
10	89.4	17.4	70.4	87.7	0.4125	0.3141	0.0140
10	89.4	17.6	70.4	88.0	0.4125	0.3141	0.0140
10	89.4	17.6	70.4	88.0	0.4125	0.3141	0.0140
10	89.4	17.6	70.4	88.0	0.4125	0.3141	0.0140
10	89.4	17.6	70.4	88.0	0.4125	0.3141	0.0140

QEV	QCARGACH	QCH	TOPCH	T30	T31	MRNOAB	M13	DTCST
4555.7	4330.9	219.3	92	10.16	6.47	-0.093	1.931	0.017
4540.8	4330.9	204.4	94	10.15	6.46	-0.087	1.924	0.016
4526.9	4330.9	190.6	96	10.13	6.46	-0.081	1.919	0.015
4514.0	4330.9	177.6	98	10.12	6.45	-0.075	1.913	0.014
4502.0	4330.9	165.6	100	10.11	6.45	-0.070	1.908	0.013
4490.7	4330.9	154.4	102	10.10	6.45	-0.065	1.903	0.012
4480.3	4330.9	143.9	104	10.08	6.44	-0.061	1.899	0.011
4470.5	4330.9	134.1	106	10.07	6.44	-0.057	1.895	0.010
4461.4	4330.9	125.0	108	10.06	6.44	-0.053	1.891	0.010
4452.9	4330.9	116.5	110	10.06	6.44	-0.049	1.887	0.009

GII APAGADO

XA = 57.9 %
 MR = 1.8 KG/MIN
 TG = 76.6 °C

QUEMADOR APAGADO

XG = 59.6 %
 MSS = 63.6 KG/MIN
 TABS = 36.1 °C

CICLO ENCENDIDO

MCOL = 2348.3 KG/MIN
 MWS = 65.5 KG/MIN
 TBH = 20.8 °C
 SMR = 4.504629 KG

QEV = 4452.9 KJ/MIN QCH = 116.5 KJ/MIN QCARCH = 4330.9 KJ/MIN
 QE = 4336.4 KJ/MIN QPH = 1342.4 KJ/MIN QPHD = 1543.9 KJ/MIN
 QGI = 5084.9 KJ/MIN QGII = 0.0 KJ/MIN QGID = 4883.8 KJ/MIN
 QA = 6181.9 KJ/MIN QHX = 3690.9 KJ/MIN QC = 4582.1 KJ/MIN
 COP = 0.675 POT = 5.6 WATTS QGIINEC = 0.4 KJ/MIN

TSALCOL 87.96 °C T(3) = 64.85 °C T(28) = 70.36 °C
 QAREA 10486.2 KJ/MIN QFURN1 0.0 KJ/MIN QCARGA 6455.5 KJ/MIN

Luego ocurre que la energía transferida al agua por el colector es muy baja, debido a la elevada ($T_{HST}=78\text{ }^{\circ}\text{C}$) y la baja radiación, sin embargo, el agua tiene una energía almacenada suficientemente alta para producir todo el refrigerante necesario, incluso, sin que trabaje el generador auxiliar, ni el quemador auxiliar. Esto ocurre entre las 15:00h y las 16:00h. Un hecho especial es que como se consume más energía del tanque que la que se le entrega, comienza a descender la T_{HST} a partir de este momento.

HORA 15:00h $T_{HST} = 78.05\text{ }^{\circ}\text{C}$ $T_{OST} = 10.16\text{ }^{\circ}\text{C}$

LA RADIACION EXTRATERRESTRE ES 1308.6 W/m²
 LA RADIACION INCIDENTE MAXIMA ES 822.9 W/m²
 EL COLECTOR DEBE ESTAR ORIENTADO 22.19° HACIA EL NORTE
 ANGULO ENTRE LA NORMAL AL COLECTOR Y EL RAYO INCIDENTE 36.29°
 RADIACION CAPTADA POR EL COLECTOR SIN ESPEJOS 663.3 W/m²
 RADIACION CAPTADA CON AYUDA DE ESPEJOS 1088.8 W/m²

CALCULO DE EFICIENCIA DEL COLECTOR CON LA RADIACION CAPTADA

I	TMAX	DTCOL	THST	TSALCOL	ETA	ETAMIN	ETA I
10	87.1	8.9	78.1	87.0	0.2431	0.1786	0.0063
9	86.1	7.9	78.1	86.0	0.2503	0.1912	0.0065
10	87.1	8.2	78.1	86.2	0.2431	0.1786	0.0063
9	86.1	7.9	78.1	86.0	0.2503	0.1912	0.0065
10	87.1	8.2	78.1	86.2	0.2431	0.1786	0.0063

QEV	QCARGACH	QCH	TOPCH	T30	T31	MRNOAB	M13	DTCST
4535.5	4570.7	-40.7	272	10.16	6.46	0.017	1.918	-0.003
4538.2	4570.7	-37.9	274	10.16	6.46	0.016	1.919	-0.003
4540.8	4570.7	-35.4	276	10.17	6.46	0.015	1.920	-0.003
4543.2	4570.7	-33.0	278	10.17	6.46	0.014	1.921	-0.003
4545.4	4570.7	-30.7	280	10.17	6.46	0.013	1.922	-0.002
4547.5	4570.7	-28.6	282	10.17	6.47	0.012	1.923	-0.002
4549.5	4570.7	-26.7	284	10.18	6.47	0.011	1.924	-0.002
4551.3	4570.7	-24.9	286	10.18	6.47	0.011	1.925	-0.002
4553.0	4570.7	-23.2	288	10.18	6.47	0.010	1.926	-0.002
4554.5	4570.7	-21.6	290	10.18	6.47	0.009	1.926	-0.002

GII APAGADO	QUEMADOR APAGADO	CICLO ENCRNDIDO
XA = 57.2 %	XG = 59.0 %	MCOL= 2348.3 KG/MIN
MR = 1.9 KG/MIN	MSS = 63.5 KG/MIN	MWS = 65.5 KG/MIN
TG = 73.8 °C	TABS= 34.9 °C	TBH = 21.6 °C
		SMR = 5.892747 KG
QEV= 4554.5 KJ/MIN	QCH = -21.6 KJ/MIN	QCARCH= 4570.7 KJ/MIN
QE = 4576.2 KJ/MIN	QPH = 1416.2 KJ/MIN	QPHD= 1534.9 KJ/MIN
QGI= 5240.5 KJ/MIN	QGII= 0.0 KJ/MIN	QGID= 5122.1 KJ/MIN
QA = 6408.2 KJ/MIN	QHX = 3570.1 KJ/MIN	QC = 4825.0 KJ/MIN
COP= 0.687	POT = 5.2 WATTS	QGIINEC= 0.3 KJ/MIN
TSALCOL 86.23 °C	T(3) = 62.41 °C	T(28) = 78.05 °C
QAREA 4735.8 KJ/MIN	QFURN1 0.0 KJ/MIN	QCARGA 6684.8 KJ/MIN

TABLA DE CONDICIONES DE OPERACION DEL CICLO

I	P(I)	T(I)	XS(I)	H(I)	M(I)
1	0.873	34.91	57.24	-170.97	65.47
2	5.595	34.91	57.24	-170.97	65.47
3	5.595	62.41	57.24	-116.45	65.47
4	5.595	72.88	57.24	-94.82	65.47
5	5.595	73.81	58.98	-95.61	63.54
6	5.595	73.81	58.97	-95.61	63.54
7	5.595	44.86	58.97	-151.80	63.54
8	0.873	44.86	58.97	-151.80	63.54
9	5.595	73.81	0.00	2639.18	1.93
10	5.595	73.81	0.00	2639.18	0.00
11	5.595	34.91	0.00	146.14	1.93
12	0.873	5.00	0.00	146.14	1.93
13	0.873	5.00	0.00	2510.63	1.92

HORA 15:20h THST = 77.05 °C Tcst = 10.18°C

LA RADIACION EXTRATERRESTRE ES 1308.6 W/m²
 LA RADIACION INCIDENTE MAXIMA ES 807.2 W/m²
 EL COLECTOR DEBE ESTAR ORIENTADO 22.19° HACIA EL NORTE
 ANGULO ENTRE LA NORMAL AL COLECTOR Y EL RAYO INCIDENTE 40.89°
 RADIACION CAPTADA POR EL COLECTOR SIN ESPEJOS 610.1 W/m²
 RADIACION CAPTADA CON AYUDA DE ESPEJOS 1001.6 W/m²

CALCULO DE EFICIENCIA DEL COLECTOR CON LA RADIACION CAPTADA

I	TMAX	DTCOL	THST	TSALCOL	ETA	ETAMIN	ETAI
9	85.0	7.9	77.0	85.0	0.2110	0.1496	0.0050
8	84.0	6.3	77.0	83.4	0.2187	0.1631	0.0052
8	84.0	6.6	77.0	83.6	0.2187	0.1631	0.0052
8	84.0	6.6	77.0	83.6	0.2187	0.1631	0.0052
8	84.0	6.6	77.0	83.6	0.2187	0.1631	0.0052

QEV	QCARGACH	QCH TOPCH	T30	T31	MRNOAB	M13	DTCST
4556.0	4570.7	-20.2 292	10.18	6.47	0.009	1.923	-0.002
4557.4	4570.7	-18.8 294	10.19	6.47	0.008	1.924	-0.001
4558.7	4570.7	-17.5 296	10.19	6.47	0.007	1.924	-0.001
4559.8	4570.7	-16.3 298	10.19	6.47	0.007	1.925	-0.001
4560.9	4570.7	-15.2 300	10.19	6.47	0.006	1.925	-0.001
4562.0	4570.7	-14.2 302	10.19	6.47	0.006	1.926	-0.001
4562.9	4570.7	-13.2 304	10.19	6.47	0.006	1.926	-0.001
4563.8	4570.7	-12.3 306	10.19	6.47	0.005	1.927	-0.001
4564.7	4570.7	-11.5 308	10.19	6.47	0.005	1.927	-0.001
4565.5	4570.7	-10.7 310	10.19	6.47	0.005	1.927	-0.001

GII APAGADO

XA = 58.5 %
 MR = 1.9 KG/MIN
 TG = 71.0 °C

QUEMADOR APAGADO

XG = 58.3 %
 MSS = 63.5 KG/MIN
 TABS = 33.9 °C

CICLO ENCENDIDO

MCOL = 2348.3 KG/MIN
 MWS = 65.5 KG/MIN
 TBH = 21.6 °C
 SMR = 6.019337 KG

QEV = 4565.5 KJ/MIN QCH = -10.7 KJ/MIN QCARCH = 4570.7 KJ/MIN
 QE = 4576.2 KJ/MIN QPH = 1433.4 KJ/MIN QPHD = 1504.3 KJ/MIN
 QGI = 5157.0 KJ/MIN QGII = 0.0 KJ/MIN QGID = 5087.0 KJ/MIN
 QA = 6353.0 KJ/MIN QHX = 3455.6 KJ/MIN QC = 4814.5 KJ/MIN
 COP = 0.694 POT = 4.8 WATTS QGIINEC = 0.9 KJ/MIN

TSALCOL 83.62 °C **T(3) =** 60.18 °C **T(28) =** 77.05 °C
QAREA 3917.9 KJ/MIN **QFURN1** 0.0 KJ/MIN **QCARGA** 6618.7 KJ/MIN

TABLA DE CONDICIONES DE OPERACION DEL CICLO

I	P(I)	T(I)	XS(I)	H(I)	M(I)
1	0.873	33.85	56.51	-172.83	65.47
2	5.274	33.85	56.51	-172.83	65.47
3	5.274	60.18	56.51	-120.05	65.47
4	5.274	70.49	56.51	-98.16	65.47
5	5.274	71.04	58.23	-100.05	63.54
6	5.274	71.04	58.25	-100.05	63.54
7	5.274	43.36	58.25	-154.43	63.54
8	0.873	43.36	58.25	-154.43	63.54
9	5.274	71.04	0.00	2634.01	1.93
10	5.274	71.04	0.00	2634.01	0.00
11	5.274	33.85	0.00	141.71	1.93
12	0.873	5.00	0.00	141.71	1.93
13	0.873	5.00	0.00	2510.63	1.92

HORA 15:40h $T_{HST} = 75.66 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $T_{CST} = 10.19 \text{ }^{\circ}\text{C}$

LA RADIACION EXTRATERRESTRE ES 1308.6 W/m²
 LA RADIACION INCIDENTE MAXIMA ES 787.9 W/m²
 EL COLECTOR DEBE ESTAR ORIENTADO 22.19° HACIA EL NORTE
 ANGULO ENTRE LA NORMAL AL COLECTOR Y EL RAYO INCIDENTE 45.79°
 RADIACION CAPTADA POR EL COLECTOR SIN ESPEJOS 552.3 W/m²
 RADIACION CAPTADA CON AYUDA DE ESPEJOS 906.8 W/m²

CALCULO DE EFICIENCIA DEL COLECTOR CON LA RADIACION CAPTADA

I	TMAX	DTCOL	THST	TSALCOL	ETA	ETAMIN	ETA1
8	82.7	6.6	75.7	82.2	0.1732	0.1143	0.0038
6	80.7	4.7	75.7	80.4	0.1904	0.1479	0.0041
7	81.7	5.2	75.7	80.8	0.1816	0.1291	0.0039
6	80.7	4.9	75.7	80.6	0.1904	0.1479	0.0041
7	81.7	5.2	75.7	80.8	0.1816	0.1291	0.0039

QEV	QCARGACH	QCH	TOPCH	T30	T31	MRNOAB	M13	DTCST
4566.2	4570.7	-10.0	312	10.19	6.47	0.004	1.924	-0.001
4566.9	4570.7	-9.3	314	10.20	6.47	0.004	1.924	-0.001
4567.5	4570.7	-8.7	316	10.20	6.47	0.004	1.924	-0.001
4568.1	4570.7	-8.1	318	10.20	6.47	0.003	1.925	-0.001
4568.6	4570.7	-7.5	320	10.20	6.47	0.003	1.925	-0.001
4569.1	4570.7	-7.0	322	10.20	6.47	0.003	1.925	-0.001
4569.6	4570.7	-6.6	324	10.20	6.47	0.003	1.925	-0.001
4570.1	4570.7	-6.1	326	10.20	6.47	0.003	1.926	-0.000
4570.5	4570.7	-5.7	328	10.20	6.47	0.002	1.926	-0.000
4570.9	4570.7	-5.3	330	10.20	6.47	0.002	1.926	-0.000

GII APAGADO		QUEMADOR APAGADO		CICLO ENCENDIDO	
XA = 55.8 %		XG = 57.5 %		MCOL= 2348.3	KG/MIN
MR = 1.9	KG/MIN	MSS = 63.5	KG/MIN	MWS = 65.5	KG/MIN
TG = 68.2	°C	TABS= 32.8	°C	TBH = 21.6	°C
				SMR = 6.081931	KG
QEV= 4570.9	KJ/MIN	QCH = -5.3	KJ/MIN	QCARCH= 4570.7	KJ/MIN
QE = 4576.2	KJ/MIN	QPH = 1410.2	KJ/MIN	QPHD= 1458.6	KJ/MIN
QGI= 5105.9	KJ/MIN	QGII= 0.0	KJ/MIN	QGID= 5057.7	KJ/MIN
QA = 6288.7	KJ/MIN	QHX = 3321.4	KJ/MIN	QC = 4803.8	KJ/MIN
COP=	0.702	POT = 4.5	WATTS	QGIINEC= 0.2	KJ/MIN

TSALCOL 83.62 °C T(3) = 60.18 °C T(28) = 77.05 °C
 QAREA 3917.9 KJ/MIN QFURN1 0.0 KJ/MIN QCARGA 6618.7 KJ/MIN

TABLA DE CONDICIONES DE OPERACION DEL CICLO

I	P(I)	T(I)	XS(I)	H(I)	M(I)
1	0.873	32.78	55.79	-174.52	65.47
2	4.967	32.78	55.79	-174.52	65.47
3	4.967	57.63	55.79	-123.79	65.47
4	4.967	67.84	55.79	-102.26	65.47
5	4.967	68.18	57.48	-104.76	63.54
6	4.967	68.18	57.52	-104.77	63.54
7	4.967	41.83	57.52	-157.03	63.54
8	0.873	41.83	57.52	-157.03	63.54
9	4.967	68.18	0.00	2628.68	1.92
10	4.967	68.18	0.00	2628.68	0.00
11	4.967	32.78	0.00	137.24	1.92
12	0.873	5.00	0.00	137.24	1.92
13	0.873	5.00	0.00	2510.63	1.92

HORA 16:00h $T_{HST} = 73.81 \text{ } ^\circ\text{C}$ $T_{CST} = 10.20 \text{ } ^\circ\text{C}$

LA RADIACION EXTRATERRESTRE ES 1308.6 W/m²
 LA RADIACION INCIDENTE MAXIMA ES 764.2 W/m²
 EL COLECTOR DEBE ESTAR ORIENTADO 22.19° HACIA EL NORTE
 ANGULO ENTRE LA NORMAL AL COLECTOR Y EL RAYO INCIDENTE 50.07°
 RADIACION CAPTADA POR EL COLECTOR SIN ESPEJOS 490.5 W/m²
 RADIACION CAPTADA CON AYUDA DE ESPEJOS 805.25W/m²

CALCULO DE EFICIENCIA DEL COLECTOR CON LA RADIACION CAPTADA

I	TMAX	DTCOL	THST	TSALCOL	ETA	ETAMIN	ETAI
6	78.8	4.9	73.8	78.8	0.1371	0.0920	0.0026
5	77.8	3.3	73.8	77.1	0.1461	0.1083	0.0028
5	77.8	3.5	73.8	77.3	0.1461	0.1083	0.0028
5	77.8	3.5	73.8	77.3	0.1461	0.1083	0.0028
5	77.8	3.5	73.8	77.3	0.1461	0.1083	0.0028

QEV	QCARGACH	QCH	TOPCH	T30	T31	MRNOAB	M13	DTCST
4571.2	4555.7	10.0	332	10.20	6.47	-0.004	1.926	0.001
4570.5	4555.7	9.4	334	10.20	6.47	-0.004	1.925	0.001
4569.9	4555.7	8.7	336	10.20	6.47	-0.004	1.925	0.001
4569.3	4555.7	8.1	338	10.20	6.47	-0.003	1.925	0.001
4568.8	4555.7	7.6	340	10.20	6.47	-0.003	1.925	0.001
4568.2	4555.7	7.1	342	10.20	6.47	-0.003	1.925	0.001
4567.8	4555.7	6.6	344	10.20	6.47	-0.003	1.924	0.001
4567.3	4555.7	6.1	346	10.19	6.47	-0.003	1.924	0.000
4566.9	4555.7	5.7	348	10.19	6.47	-0.002	1.924	0.000
4566.5	4555.7	5.3	350	10.19	6.47	-0.002	1.924	0.000

GII APAGADO		QUEMADOR APAGADO		CICLO ENCENDIDO	
XA =	55.7 %	XG =	57.5 %	MCOL=	2348.3 KG/MIN
MR =	1.9 KG/MIN	MSS =	63.6 KG/MIN	MWS =	65.5 KG/MIN
TG =	68.0 °C	TABS=	32.7 °C	TBH =	21.7 °C
				SMR =	6.019010 KG
QEV=	4566.5 KJ/MIN	QCH =	5.3 KJ/MIN	QCARCH=	4555.7 KJ/MIN
QE =	4561.2 KJ/MIN	QPH =	1202.3 KJ/MIN	QPHD=	1454.0 KJ/MIN
QGI=	4375.5 KJ/MIN	QGII=	920.3 KJ/MIN	QGID=	5039.2 KJ/MIN
QA =	6267.2 KJ/MIN	QHX =	3311.3 KJ/MIN	QC =	4787.3 KJ/MIN
COP= 0.702	POT =	4.4 WATTS	QGIINEC=	915.4 KJ/MIN
TSALCOL 77.34 °C		T(3) = 57.45 °C		T(28) = 73.81 °C	
QAREA 2104.5 KJ/MIN		QFURN1 0.0 KJ/MIN		QCARGA 6526.3 KJ/MIN	

TABLA DE CONDICIONES DE OPERACION DEL CICLO

I	P(I)	T(I)	XS(I)	H(I)	M(I)
1	0.873	32.70	55.74	-174.63	65.47
2	4.947	32.70	55.74	-174.63	65.47
3	4.947	57.45	55.74	-124.06	65.47
4	4.947	66.19	55.74	-105.69	65.47
5	4.947	67.97	57.11	-104.50	63.90
6	4.947	67.97	57.47	-105.10	63.55
7	4.947	41.72	57.47	-157.21	63.55
8	0.873	41.72	57.47	-157.21	63.55
9	4.947	67.97	0.00	2628.30	1.57
10	4.947	67.97	0.00	2628.30	0.34
11	4.947	32.70	0.00	136.93	1.92
12	0.873	5.00	0.00	136.93	1.92
13	0.873	5.00	0.00	2510.63	1.92

A las 16:20h el colector trabajaria a una eficiencia baja, y se produciría un incremento de solo 2°C o 3°C a la temperatura del tanque, por lo tanto **no circulará agua por el colector**, y toda la energía faltante la proporcionará el *quemador auxiliar*. En estos casos no se usa el *generador auxiliar*, sino solamente el principal, lo único que cambia aquí es la fuente de energía como se observa a continuación.

HORA 16:20h $T_{HST} = 71.54 \text{ } ^\circ\text{C}$ $T_{CST} = 10.19 \text{ } ^\circ\text{C}$

LA RADIACION EXTRATERRESTRE ES 1308.6 W/m²
 LA RADIACION INCIDENTE MAXIMA ES 734.8 W/m²
 EL COLECTOR DEBE ESTAR ORIENTADO 22.19° HACIA EL NORTE
 ANGULO ENTRE LA NORMAL AL COLECTOR Y EL RAYO INCIDENTE 54.64°
 RADIACION CAPTADA POR EL COLECTOR SIN ESPEJOS 425.3 W/m²
 RADIACION CAPTADA CON AYUDA DE ESPEJOS 698.2 W/m²

COLECTOR APAGADO . . .

QEV	QCARGACH	QCH TOPCH	T30	T31	MRNOAB	M13	DTCST
4566.2	4555.7	5.0 352	10.19	6.47	-0.002	1.924	0.000
4565.8	4555.7	4.6 354	10.19	6.47	-0.002	1.923	0.000
4565.5	4555.7	4.3 356	10.19	6.47	-0.002	1.923	0.000
4565.2	4555.7	4.0 358	10.19	6.47	-0.002	1.923	0.000
4564.9	4555.7	3.8 360	10.19	6.47	-0.002	1.923	0.000
4564.7	4555.7	3.5 362	10.19	6.47	-0.001	1.923	0.000
4564.4	4555.7	3.3 364	10.19	6.47	-0.001	1.923	0.000
4564.2	4555.7	3.0 366	10.19	6.47	-0.001	1.923	0.000
4564.0	4555.7	2.8 368	10.19	6.47	-0.001	1.923	0.000
4563.8	4555.7	2.6 370	10.19	6.47	-0.001	1.923	0.000

GII APAGADO		QUEMADOR ENCENDIDO		CICLO ENCENDIDO	
XA = 55.7 %		XG = 57.5 %		MCOL= 0.0	KG/MIN
MR = 1.9	KG/MIN	MSS = 63.6	KG/MIN	MWS = 65.5	KG/MIN
TG = 68.0	°C	TABS= 32.7	°C	TBH = 21.7	°C
				SMR = 5.987841	KG
QEV= 4563.8	KJ/MIN	QCH = 2.6	KJ/MIN	QCARCH= 4555.7	KJ/MIN
QE = 4561.2	KJ/MIN	QPH = 1407.2	KJ/MIN	QPHD= 1454.0	KJ/MIN
QGI= 5100.2	KJ/MIN	QGII= 0.0	KJ/MIN	QGID= 5039.2	KJ/MIN
QA = 6267.2	KJ/MIN	QHX = 3311.3	KJ/MIN	QC = 4787.3	KJ/MIN
COP=	0.701	POT = 4.4	WATTS	QGIINEC= 0.0	KJ/MIN

TSALCOL 77.54 °C **T(3) =** 57.45 °C **T(28) =** 80.64 °C
QAREA 0.0 KJ/MIN **QFURN1** 5369.1 KJ/MIN **QCARGA** 6535.5 KJ/MIN

TABLA DE CONDICIONES DE OPERACION DEL CICLO

I	P(I)	T(I)	XS(I)	H(I)	M(I)
1	0.873	32.70	55.74	-174.63	65.47
2	4.947	32.70	55.74	-174.63	65.47
3	4.947	57.45	55.74	-124.06	65.47
4	4.947	67.64	55.74	-102.57	65.47
5	4.947	67.97	57.47	-105.10	63.55
6	4.947	67.97	57.47	-105.10	63.55
7	4.947	41.72	57.47	-157.21	63.55
8	0.873	41.72	57.47	-157.21	63.55
9	4.947	67.97	0.00	2628.30	1.92
10	4.947	67.97	0.00	2628.30	0.00
11	4.947	32.70	0.00	136.93	1.92
12	0.873	5.00	0.00	136.93	1.92
13	0.873	5.00	0.00	2510.63	1.92

HORA 16:40h $T_{HST} = 70.94 \text{ } ^\circ\text{C}$ $T_{CST} = 10.19 \text{ } ^\circ\text{C}$

LA RADIACION EXTRATERRESTRE ES 1308.6 W/m²
 LA RADIACION INCIDENTE MAXIMA ES 697.6 W/m²
 EL COLECTOR DEBE ESTAR ORIENTADO 22.19° HACIA EL NOROCCIDENTE
 ANGULO ENTRE LA NORMAL AL COLECTOR Y EL RAYO INCIDENTE 59.18°
 RADIACION CAPTADA POR EL COLECTOR SIN ESPEJOS 357.4 W/m²
 RADIACION CAPTADA CON AYUDA DE ESPEJOS 586.6 W/m²



BIBLIOTECA

COLECTOR APAGADO . . .

QEV	QCARGACH	QCH TOPCH	T30	T31	MRNOAB	M13	DTCST
4563.6	4555.7	2.5 372	10.19	6.47	-0.001	1.923	0.000
4563.5	4555.7	2.3 374	10.19	6.47	-0.001	1.923	0.000
4563.3	4555.7	2.1 376	10.19	6.47	-0.001	1.922	0.000
4563.2	4555.7	2.0 378	10.19	6.47	-0.001	1.922	0.000
4563.0	4555.7	1.9 380	10.19	6.47	-0.001	1.922	0.000
4562.9	4555.7	1.7 382	10.19	6.47	-0.001	1.922	0.000
4562.8	4555.7	1.6 384	10.19	6.47	-0.001	1.922	0.000
4562.7	4555.7	1.5 386	10.19	6.47	-0.001	1.922	0.000
4562.6	4555.7	1.4 388	10.19	6.47	-0.001	1.922	0.000
4562.5	4555.7	1.3 390	10.19	6.47	-0.001	1.922	0.000



GII APAGADO

XA = 55.7 %
 MR = 1.9 KG/MIN
 TG = 68.0 °C

QUEMADOR ENCENDIDO

XG = 57.5 %
 MSS = 63.6 KG/MIN
 TABS = 32.7 °C

CICLO ENCENDIDO

MCOL = 0.0 KG/MIN
 MWS = 65.5 KG/MIN
 TBH = 21.7 °C
 SMR = 5.972398 KG

QEV = 4562.5 KJ/MIN
 QE = 4561.2 KJ/MIN
 QGI = 5100.2 KJ/MIN
 QA = 6267.2 KJ/MIN
 COP = 0.701

QCH = 1.3 KJ/MIN
 QPH = 1407.2 KJ/MIN
 QGII = 0.0 KJ/MIN
 QHX = 3311.3 KJ/MIN
 POT = 4.4 WATTS

QCARCH = 4555.7 KJ/MIN
 QPHD = 1454.0 KJ/MIN
 QGID = 5039.2 KJ/MIN
 QC = 4787.3 KJ/MIN
 QGIINEC = 0.0 KJ/MIN

TSALCOL 70.94 °C T(3) = 57.45 °C T(28) = 80.64 °C
 QAREA 0.0 KJ/MIN QFURN1 5723.2 KJ/MIN QCARGA 6535.6 KJ/MIN

TABLA DE CONDICIONES DE OPERACION DEL CICLO

I	P(I)	T(I)	XS(I)	H(I)	M(I)
1	0.873	32.70	55.74	-174.63	65.47
2	4.947	32.70	55.74	-174.63	65.47
3	4.947	57.45	55.74	-124.06	65.47
4	4.947	67.64	55.74	-102.56	65.47
5	4.947	67.97	57.47	-105.10	63.55
6	4.947	67.97	57.47	-105.10	63.55
7	4.947	41.72	57.47	-157.21	63.55
8	0.873	41.72	57.47	-157.21	63.55
9	4.947	67.97	0.00	2628.30	1.92
10	4.947	67.97	0.00	2628.30	0.00
11	4.947	32.70	0.00	136.93	1.92
12	0.873	5.00	0.00	136.93	1.92
13	0.873	5.00	0.00	2510.63	1.92

HORA 17:00h T_{HST} = 70.52 °C T_{CST} = 10.19°C

LA RADIACION EXTRATERRESTRE ES 1308.6 W/m²
 LA RADIACION INCIDENTE MAXIMA ES 649.0 W/m²
 EL COLECTOR DEBE ESTAR ORIENTADO 22.19° HACIA EL NORTE
 ANGULO ENTRE LA NORMAL AL COLECTOR Y EL RAYO INCIDENTE 63.71°
 RADIACION CAPTADA POR EL COLECTOR SIN ESPEJOS 287.4 W/m²
 RADIACION CAPTADA CON AYUDA DE ESPEJOS 471.8 W/m²

COLECTOR APAGADO . . .

QEV	QCARGACH	QCH	TOPCH	T30	T31	MRNOAB	M13	DTCST
4562.4	4465.8	91.1	392	10.18	6.47	-0.038	1.921	0.007
4556.2	4465.8	85.0	394	10.18	6.47	-0.036	1.919	0.007
4550.5	4465.8	79.2	396	10.17	6.47	-0.033	1.916	0.006
4545.1	4465.8	73.8	398	10.16	6.46	-0.031	1.914	0.006
4540.1	4465.8	68.8	400	10.16	6.46	-0.029	1.912	0.005
4535.4	4465.8	64.1	402	10.15	6.46	-0.027	1.910	0.005
4531.1	4465.8	59.8	404	10.15	6.46	-0.025	1.908	0.005
4527.0	4465.8	55.7	406	10.14	6.46	-0.023	1.906	0.004
4523.2	4465.8	52.0	408	10.14	6.46	-0.022	1.905	0.004
4519.7	4465.8	48.4	410	10.14	6.46	-0.020	1.903	0.004

GII APAGADO		QUEMADOR ENCENDIDO		CICLO ENCENDIDO	
XA = 55.6 %		XG = 57.3 %		MCOL= 0.0 KG/MIN	
MR = 1.9 KG/MIN		MSS = 63.6 KG/MIN		MWS = 65.5 KG/MIN	
TG = 67.3 °C		TABS= 32.5 °C		TBH = 21.5 °C	
				SMR = 5.401365 KG	
QEV= 4519.7 KJ/MIN	QCH = 48.4 KJ/MIN	QCARCH= 4465.8 KJ/MIN			
QE = 4471.3 KJ/MIN	QPH = 1374.0 KJ/MIN	QPHD= 1436.8 KJ/MIN			
QGI= 4998.2 KJ/MIN	QGII= 0.0 KJ/MIN	QGID= 4934.2 KJ/MIN			
QA = 6151.7 KJ/MIN	QHX = 3279.8 KJ/MIN	QC = 4690.5 KJ/MIN			
COP= 0.702	POT = 4.4 WATTS	QGIINEC= 0.0 KJ/MIN			
TSALCOL 70.52 °C	T(3) = 56.90 °C	T(28) = 79.62 °C			
QAREA 0.0 KJ/MIN	QFURN1 5369.2 KJ/MIN	QCARGA 6400.3 KJ/MIN			

TABLA DE CONDICIONES DE OPERACION DEL CICLO

I	P(I)	T(I)	XS(I)	H(I)	M(I)
1	0.873	32.48	55.59	-174.95	65.47
2	4.885	32.48	55.59	-174.95	65.47
3	4.885	56.89	55.59	-124.86	65.47
4	4.885	66.89	55.59	-103.88	65.47
5	4.885	67.33	57.28	-106.16	63.59
6	4.885	67.33	57.28	-106.16	63.59
7	4.885	41.39	57.28	-157.74	63.59
8	0.873	41.39	57.28	-157.74	63.59
9	4.885	67.33	0.00	2627.09	1.88
10	4.885	67.33	0.00	2627.09	0.00
11	4.885	32.48	0.00	136.00	1.88
12	0.873	5.00	0.00	136.00	1.88
13	0.873	5.00	0.00	2510.63	1.90

El programa continúa así hasta las 20:00h, de ahí en adelante se comunica con el programa de menú principal y se puede volver a modelar, si se desea. Es conveniente probar como se comporta un diseño de un sistema para diferentes meses del año, hora de inicio y porcentaje de carga interna. El programa se puede modificar para hacer el modelaje numérico al día siguiente, con la energía almacenada en el tanque el día anterior, esto no se hace en el presente trabajo, pero las bases están dadas.

5.4. LISTADO DEL PROGRAMA.

```

*****
*          PROGRAMA PARA MODELAJE NUMERICO DE SISTEMA DE REFRIGERACION POR          *
*          ABSORCION QUE UTILIZA SOLUCION DE BROMURO DE LITIO - AGUA              *
*          IMPULSADO POR ENERGIA SOLAR                                           *
*****
*
*          AUTOR : XAVIER RODOLFO ALVAREZ MORRIRA                                *
*
*****

```

```

$INCLUDE "DEDALO08.INC"
$INCLUDE "DEDALO02.INC"
$INCLUDE "DEDALO03.INC"
$INCLUDE "DEDALO10.INC"
$STACK 32000

```

```

IF FNEExists$("DEDALOFN.AME")=0 THEN GOSUB 28000:RUN"DEDALO.EXE"
OPEN "DEDALOFN.AME" FOR INPUT AS #3
INPUT #3,FILENAME$
CLOSE #3

```

```

DIM M(32),MES$(12),TMED(24),HRMED$(24),WVMAX$(24)
DIM XP(2),P(13),T(32),XS(13),H(13)

```

```
10 COLOR 7,0:CLS:COLOR 1,11
```

```

LOCATE 2,10:?"
LOCATE 3,10:?"
LOCATE 4,10:?"
LOCATE 5,10:?"
LOCATE 6,10:?"
LOCATE 7,10:?"
LOCATE 8,10:?"
LOCATE 9,10:?"
LOCATE 10,10:?"
LOCATE 11,10:?"
LOCATE 12,10:?"
LOCATE 13,10:?"
LOCATE 14,10:?"
LOCATE 15,10:?"
LOCATE 16,10:?"
LOCATE 17,10:?"

```

PROGRAMA MODELAJE.BAS	
LUGAR A DISEÑAR :	
N° DE DISEÑO CON EL QUE SE DESEA MODELAR:	
% DE CARGA DEBIDO A FUENTES DE CALOR INTERNA:	
N° DE MES ESCOGIDO PARA MODELAJE:	
N° DE DIA DE MES PARA INICIO DE MODELAJE:	
HORA INICIAL ESCOGIDA PARA EL MODELAJE :	
HORA FINAL ESCOGIDA PARA EL MODELAJE :	
DESEA MODELAR EN INTERVALOS DE 20 ó 30 min:	
DESEA MODELAR DESDE EL ARRANQUE (THST-TAMB) (S/N)	
ESTA SEGURO DE LO DIGITADO EN ESTA PANTALLA (S/N)	

```

COLOR 0,11
LOCATE 6,62: ?FILENAME$
IF FILENAME$="GUAYAQUI" THEN LOCATE 6,70:?"L"

```

```

BEETIMER=TIMER
PI=3.1415927/180:SBAL=5.68E-08:US$="SI"

```

```
20 DO
```

```

LOCATE 7,66:?"?:LOCATE 7,69:NDIS$=INPUT$(1):PRINT NDIS$
IF FNIInCharSet$(NDIS$,NUMBER$)=0 THEN BEEP
LOOP UNTIL FNIInCharSet$(NDIS$,NUMBER$)

```

```

DEDALO03$=FILENAME$+".D"+NDIS$:ARCHIVO$=DEDALO03$
IF FNEExists$(ARCHIVO$)=0 THEN GOSUB 28000:GOTO 10
OPEN ARCHIVO$ FOR INPUT AS #5
INPUT #5,QED,RREFL,ACOL,W1,A,VFPS,SEPS,B,DTCOL,ACOL,W2,VCOL,DCOL,NCOL,MCOL,MHST,LTUBO,QFUEN
INPUT #5,QHST,QCST,TEV,MWS,DTCTBH,CAGUA,EHX,EPH,EGI,EEV,MCST,CHINRV,MCHILL,DPCOL,MCTW2
CLOSE #5
DTCOL=DTCOL/20:EGI=EGI
LOCATE 8,66:INPUT PCARGA
PCARGA=PCARGA/100

```

```

DEDALO01$=FILENAME$+".DT1":ARCHIVO$=DEDALO01$
IF FNEExists$(ARCHIVO$)=0 THEN GOSUB 28000:RUN"DEDALO.EXE"
OPEN ARCHIVO$ FOR INPUT AS #1
INPUT #1,C#,S#,LAT,LONG,LHST
CLOSE #1

```

```

LAT=LAT*PI
LOCATE 9,66:INPUT NMES%
LOCATE 10,66:INPUT DIA
LOCATE 11,66:INPUT HORAS%:HST=HORAS%
LOCATE 12,66:INPUT HORAFINAL%
LOCATE 13,66:INPUT CHIN

```

```

DEDALO02$=FILENAME$+".DT2":ARCHIVO$=DEDALO02$
IF FNEExists$(ARCHIVO$)=0 THEN GOSUB 28000:RUN"DEDALO.EXE"
OPEN "R",#2,ARCHIVO$,32
FIELD #2,4 AS D$,4 AS NM$,4 AS SM$,4 AS HOM$,4 AS HH$,4 AS KT$,4 AS DT$,4 AS DCL$
FOR I=1 TO 12
GET #2,I
DIAS=CVS(D$):RDTOT=CVS(DT$):DPM=CVS(DCL$)
IF I=NMES% THEN DIAA=DIAS:DPA=DPM:RDTOTA=RDTOT
NEXT I
CLOSE #2

```

```

DO
BEEP:LOCATE 14,66:"?":LOCATE 14,69:NS1$=INPUT$(1):PRINT NS1$
LOOP UNTIL NS1$="S" OR NS1$="N"
IF NS1$="N" THEN
COLOR 1,11:BEEP
LOCATE 19,10:""
LOCATE 20,10:""
LOCATE 21,10:""
LOCATE 22,10:""
COLOR 0,11:LOCATE 21,66:INPUT THST

```

DIGITE TEMPERATURA INICIAL DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE CALOR (DE 50 A 70 °C)

```

END IF
DO
BEEP:LOCATE 15,66:"?":LOCATE 15,69:NS$=INPUT$(1):PRINT NS$
LOOP UNTIL NS$="S" OR NS$="N"
IF NS$="N" THEN 10

```

```

COLOR 7,0:CLS
REGISTROX=NMES%*24-23:ARCHIVO$=FILENAME$
IF FNEExists$(ARCHIVO$)=0 THEN GOSUB 28000:RUN "DEDALO.EXE"

```

```

?"DATOS DE CLIMA PARA LAS 24 HORAS DEL MES N" ";:COLOR 14,0:?"NMES%
OPEN "R",#7,ARCHIVO$,27
FIELD #7,3 AS MS$,2 AS HA$,4 AS TD$,4 AS TX$,4 AS TN$,2 AS HD$,2 AS HX$,2 AS HN$,2 AS WD$,2 AS WX$
?:COLOR 9,0:?"HORA          TMED          THAX          HRMED          HRMAX          VIENTO"
FOR I=REGISTRO% TO REGISTRO%+23%
  KK=KK+1
  GET #7,I
  TMED(KK)=CVS(TD$):THAX=CVS(TX$):HRMED%(KK)=CVI(HD$)
  HRMAX%=CVI(HX$):WVMAX%(KK)=CVI(WX$)
  IF HRMAX%=0 THEN HRMAX%=85
  COLOR 9,0:?"I+1-REGISTRO%,":COLOR 7,0
  ?USING" ###.## ";TMED(KK),THAX,:?"USING" ## ";HRMED%(KK),HRMAX%,WVMAX%(KK)
  WVMAX%(KK)=WVMAX%(KK)*51.48 'PARA TRANSFORMAR DE NUDOS A CM/SEG
  IF I+1-REGISTRO%=12 THEN
    CALL READCONT
    CLS:?"DATOS DE CLIMA PARA LAS 24 HORAS DEL MES N" ";:COLOR 14,0:?"NMES%
    ?:"COLOR 9,0:?"HORA          TMED          THAX          HRMED          HRMAX          VIENTO"
    ?:"
  END IF
NEXT I
CLOSE #7

```

```

CALL READCONT:ON ERROR GOTO 28100
IF NS1$="S" THEN THST=TMED(HST)
TCST=TMED(HST):T(30)=TCST 'TEMPERATURAS INICIALES DE TANQUES
WNN=DIAA+DIA:BB=360*(WNN-81)/364:BB=BB*PI:E=9.87*SIN(2*BB)-7.53*COS(BB)-1.5*SIN(BB)
1000 CLS:IF INT(HST)/HST>1 THEN HSTENT=INT(HST)-1 ELSE HSTENT=INT(HST)
MIN=(HST-HSTENT)*60
IF INT(MIN)=59 THEN HSTENT=HSTENT+1:MIN=0
?USING" HORA= ##:";HSTENT;:ACTIMER=TIMER
?USING"##";MIN;:?"USING" TEMP HST ###.## "C";THST;:?"USING" TEMP CST ###.## "C ";TCST;
TDMODELAJE=INT((ACTIMER-BEGTIMER)/60):SEGDMODELAJE=ACTIMER-BEGTIMER-TDMODELAJE*60:COLOR 14,0
IF TDMODELAJE<1 THEN
  ?USING"###.##";TIMER-BEGTIMER
ELSE
  ?USING"##";TDMODELAJE;:?"USING"##.##";SEGDMODELAJE
END IF
IF SEGDMODELAJE<10 AND TDMODELAJE>1 THEN LOCATE 1,71:?"0"
COLOR 7,0
IF ABS(MIN)<=.9 THEN LOCATE 1,18:?"0"
TAMB=TMED(HSTENT)
IF TOPCH<60 THEN
  QCARGACH=QED
ELSE
  IF TAMB<23.2 THEN
    QCARGACH=QED*PCARGA
  ELSE
    QCARGACH=QED*(PCARGA+(1-PCARGA)*(TAMB-23.2)/(32-23.2))
  END IF
END IF
IF SMR<3 THEN QE=QED-QCST ELSE QE=QCARGACH-QCST
CALL PSICO(TMED(HSTENT),HRMED%(HSTENT),TBH)
IF HST>=18 AND SMR<2 THEN QE=QCARGACH-QCST:BEEP

```

```

HS=HST+E/60+4*(LHST-LONG)/60:W=(HS-12)*15:W*PI:DN=0.4092797*SIN(.017214206*(284+NNN))
IO=1353*(1+.033*COS(PI*360*NNN/365)):COSZ=SIN(LAT)*SIN(DN)+COS(LAT)*COS(DN)*COS(W)
IZ=IO*EXP(-C*(1/COSZ)^S#)
IF COSZ<=0 THEN IZ=0: COSZ=0: IO=0

```

SELECCION DE ORIENTACION DEL COLECTOR DE ACUERDO A LA EPOCA DEL AÑO

```

IF DPMA<=23.5*PI AND DPMA> 15*PI THEN THETA=-20:ORIENT$="HACIA EL NORTE"
IF DPMA<= 15*PI AND DPMA> 5*PI THEN THETA=-10:ORIENT$="HACIA EL NORTE"
IF DPMA<= 5*PI AND DPMA>=-5*PI THEN THETA= 0:ORIENT$="DE ACUERDO A LA LATITUD"
IF DPMA<= -5*PI AND DPMA> -15*PI THEN THETA= 10:ORIENT$=" HACIA EL SUR"
IF DPMA<= -15*PI AND DPMA> -23.5*PI THEN THETA= 20:ORIENT$=" HACIA EL SUR"
THETA=THETA*PI+LAT "ANGULO ENTRE NORMAL AL PLANO DEL COLECTOR Y EL ZENIT"
CBET=SIN(LAT-THETA)*SIN(DN)+COS(LAT-THETA)*COS(DN)*COS(W):SFLUX=IZ*CBET
?:?USING"LA RADIACION EXTRATERRESTRE ES ###.# W/m^2":IO
ALTI=ATN(COSZ/SQR(1-COSZ*COSZ))/PI:BETA=(-ATN(CBET/SQR(1-CBET*CBET)))+1.5708)/PI
?:?USING"LA RADIACION INCIDENTE MAXIMA ES ###.# W/m^2":IZ
?"EL COLECTOR DEBE ESTAR ORIENTADO "":COLOR 9,0
?:?USING"###.# " ":ABS(THETA/PI);?:? ORIENT$:COLOR 7,0
IF COSZ=0 THEN BETA=0
?:?USING"ANGULO ENTRE LA NORMAL AL COLECTOR Y EL RAYO INCIDENTE ###.# "":BETA
?:?USING"RADIACION CAPTADA POR EL COLECTOR SIN ESPEJOS ###.# W/m^2":SFLUX
" CALCULO DE RADIACION DIRECTA QUE PUEDEM REFLEJAR LOS ESPEJOS CONCENTRADORES
W3=0:SALFA=SIN(LAT)*SIN(DN)+COS(LAT)*COS(DN)*COS(W3)
ALFA=ATN(SALFA/SQR(1-SALFA*SALFA)):FI=ABS(THETA):EPSIL1=60*PI-FI:EPSIL2=120*PI-EPSIL1
AN1=SIN(FI-ALFA+2*EPSIL1):AN2=SIN(ALFA-EPSIL1):AN3=SIN(FI+ALFA)
IF AN1<AN2 THEN ADO=AN1/AN3
IF AN1>AN2 THEN ADO=AN2/AN3
SFLUX=IZ*CBET*(1+(1-RDTOTA)*RREFL*ADO*2)
?:?USING"RADIACION CAPTADA CON AYUDA DE ESPEJOS ###.# W/m^2":SFLUX
?:?USING"AREA DEL COLECTOR #####.# m^2":ACOL
WVEL=WVMAX*(INT(HSTENT))
IF IZ<300 AND HST<10 THEN QCARGA=QHST:QFURN1=0:GOTO 5000
?:?COLOR 9,0:?" CALCULO DE EFICIENCIA DEL COLECTOR CON LA RADIACION CAPTADA":?
?" I THAX DTCOL THST TSALCOL ETA ETAMIN ETAI":COLOR 7,0
FOR JJ=1 TO 3
TALCOL=DTCOL+THST
FLTMIN=TSALCOL:ETA=0:ETAMIN=0:FLTEMP=THST:GOSUB 55000
ETAI=ETA*SFLUX/41860
?:?USING"###.# ";J;?:?USING" ###.# ";FLTMIN,DTCOL,THST,TSALCOL;
?:?USING" #.### ";ETA,ETAMIN,ETAI
DTCOL=4*W2*ETAI*LTUBO/3.14159/VCOL/DCOL
NEXT JJ
IF HST>15 THEN DTCOL=DTCOL/3
COLOR 31,0:LOCATE 23,30:?"POR FAVOR ESPERE .....":COLOR 15,0
QAREA=ACOL*ETAI*10000/1000*4.1868*60

```

DISEÑO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

```

TCO=TBH+DTCTBH:RRA=0:XA=0:QGID=0
NUN=2:TEMP=TEV:GOSUB 60000:NVSTEV=HG
NUN=3:TEMP=TEV:GOSUB 60000:PSTEV=PSAT
INCX=QE/QED*2

```

1100 TABS=TCO

```

' CALCULO DE ENTALPIA LIQ SAT HLSTCO, VAPOR SAT HVSTEV, PRESIONES DE SATURACION PSTCO, PSTEV
NUM=1:TEMP=TCO:GOSUB 60000:HLSTCO=HF
NUM=3:TEMP=TCO:GOSUB 60000:PSTCO=PSAT

' *** CALCULO DE LA CONCENTRACION DEL ABSORBEDOR EN DIAGRAMA P-X-T
T1=TABS:T2=TEV:GOSUB 30000:XA=XPUNT:MR=QE/(HVSTEV-HLSTCO)
XG=XA+INCX
X=XG:T1=TCO:GOSUB 35000:TG=XPUNT:MSS=MWS-MR:T(2)=TABS
'ASUMO QUE M(6)=M(5)=MSS
T(6)=TG:T(7)=EHX*(T(2)-T(6))+T(6)
'CALCULO DE ENTALPIA
T1=TABS:X=XA:GOSUB 40000:HA=XPUNT
T1=T(7):X=XG:GOSUB 40000:H(7)=XPUNT
T1=T(6):X=XG:GOSUB 40000:H(6)=XPUNT
' T(5)=T(6) PORQUE EL GENERADOR I SATURA NECESARIAMENTE ANTES DE ENCENDER CICLO
H(3)=(MSS*(H(6)-H(7))+MWS*HA)/MWS
PUNT=H(3):X=XA:GOSUB 45000:T(3)=XPUNT
T1=TG:X=XA:GOSUB 40000:H4=XPUNT
NUM=4:TEMP=TG:PRESS=PSTCO:GOSUB 60000:H9=H
IF QGID>0 THEN QLQ=QLAT/QGID
QPHD=MWS*(H4-H(3)):QGID=MR*H9+MSS*H(6)-MWS*H4
QNEC=QPHD+QGID
' FIN DE CALCULO DE CICLO
DTFURN=QFURN*1000/MCOL/60/4.1868
T(21)=TSALCOL:T(20)=THST:T(28)=T(20)+DTFURN

IF ETA1>0 THEN
  MCOL1=MCOL
  IF T(28)<TG AND T(21)<TG THEN
    QCARGA=QHST:QFURN1=QFURN:GOTO 5000
  ELSE
    TPRUEBA=T(21):GOSUB 50000
    IF QLQ<0 THEN
      QCARGA=QHST:QFURN1=QFURN:GOTO 5000
    ELSEIF QLQ>QGID THEN
      RRA=1:QLQ1=QLQ/QGID:GOSUB 51000:GOTO 1100
    ELSE
      H(9)=H9:M(9)=MR*QLQ1/QGID:M(10)=MR-M(9):M(5)=MWS-M(9)
      XS(5)=MWS*XA/M(5):H(5)=(QGI-M(9)*H(9)+MWS*H(4))/M(5)
      T(5)=TG:QGIINEC=QNEC-QENT
      T(27)=T(28)-EGII*T(28)+EGII*T(5)
      QGII=CAGUA*(T(28)-T(27)) 'CALOR QUE EL GENERADOR II PUEDE ENTREGAR A LA SOLUCION
      LOCATE 20,28:?"USING"QGII "###.# KJ/MIN";QGII:LOCATE 20,53:?"USING"QGIINEC "###.# KJ/MIN ";QGIINEC
      IF QGII>=QGIINEC THEN
        COLOR 4,0:LOCATE 10,1:?"GII A TRABAJO PARCIAL":COLOR 7,0
        IF M(10)>MR/450 THEN
          DO
            T(28)=T(28)-.005
            IF QGIINEC/QGII<.6 AND QGIINEC>QGID/14 THEN T(28)=T(28)-.1
            IF QGIINEC/QGII<.6 AND QGII>QGID/10 THEN T(28)=T(28)-.05
          DO

```

```

T(27)=T(28)-EGII*T(28)+EGII*T(5)
QGII=CAGUA*(T(28)-T(27))
LOOP UNTIL ABS(QGIINEC-QGII)<1.5 OR T(28)<=THST OR ABS(T(28)-T(5))<=.06
IF ABS(T(28)-T(5))<.06 THEN
T(28)=T(5):T(27)=T(28)-EGII*T(28)+EGII*T(5)
QGII=CAGUA*(T(28)-T(27)):GOSUB 25000:GOTO 4500
END IF
IF ABS(T(28)-THST)<.5 OR T(28)<=THST THEN
T(28)=THST:T(27)=T(28)-EGII*T(28)+EGII*T(5)
CAGUA1=CAGUA*QGIINEC/QGII:MGII=MCOL*QGIINEC/QGII
QGII=CAGUA1*(T(28)-T(27))
END IF
ELSE
GOSUB 25100
END IF
GOSUB 25000
ELSE
IF RRA=1 THEN
GOSUB 25100:GOSUB 25000
ELSE
QCARGA=QHST:QFURN1=QFURN:GOTO 5000
END IF
END IF
END IF
END IF
ELSE
MCOI=0
FOR I=11 TO 19
LOCATE I,1:?"
NEXT I
LOCATE 13,20:COLOR 4,0:?"C O L E C T O R   A P A G A D O":COLOR 7,0
TPRUEBA=T(20):GOSUB 50000
IF QLAT<=0 THEN
QCARGA=QHST:QFURN1=QFURN:COLOR 4,0:LOCATE 10,50:?"CICLO APAGADO":COLOR 7,0:GOTO 5000
ELSEIF QLAT>QGID THEN
QLQ1=QLAT/QGID:GOSUB 51000:GOTO 1100
ELSE
T(21)=THST:H(9)=H9:M(9)=MR:M(10)=0:M(5)=MSS:XS(5)=XG:H(5)=H(6):T(5)=TG:QGIINEC=0:QGII=0
IF ABS(QENT-QNEC)<4 THEN
T(28)=T(20):T(22)=T(20):T(29)=T(20):T(27)=T(20)
LOCATE 10,1:COLOR 4,0:?"GII APAGADO"           QUEMADOR APAGADO           CICLO ENCENDIDO"
COLOR 7,0:GOSUB 25000:GOTO 4500
ELSE
DO
TPRUEBA=TPRUEBA+.1
IF QENT/QNEC<.7 THEN TPRUEBA=TPRUEBA+1
LOCATE 21,1:?"USING"TPRUEBA ###.# "C";TPRUEBA
GOSUB 50000
LOOP UNTIL QENT>=QNEC OR T(28)<=TPRUEBA
IF T(26)>=TPRUEBA THEN
T(28)=TPRUEBA
LOCATE 10,1:COLOR 4,0
?"GII APAGADO"           QUEMADOR ENCENDIDO           CICLO ENCENDIDO":COLOR 7,0

```

```

        GOSUB 25000
    ELSE
        QCARGA=QHST:QFURN1=QFURN
        COLOR 4,1:LOCATE 10,47:"CICLO APAGADO":COLOR 7,0:GOTO 5000
    END IF
END IF
END IF
END IF
END IF

4500 T(24)=T(23):H(2)=HA:H(1)=HA:T(1)=TABS:T(8)=T(7):H(11)=HLSTCO:H(12)=H(11):H(13)=HVSTEV
    FOR I=1 TO 4:XS(I)=XA:H(I)=MWS:NEXT I
    FOR I=6 TO 8:XS(I)=XG:H(I)=MSS:NEXT I
    H(8)=H(7):T(9)=TG:T(10)=TG:T(11)=TCO:T(12)=TEV:T(13)=TEV
    LOCATE 11,1
    ?USING"XA =####.# %      ";XA,:?USING" XG =####.# %";XG,
    ?USING"          MCOL= ####.### KG/MIN";MCO1/1000*60
    ?USING"MR =####.# KG/MIN      ";MR,:?USING"MSS =####.# KG/MIN      ";MSS,
    ?USING"MWS = ####.# KG/MIN";MWS
    COLOR 15,0:?USING"TG =####.# °C";TG,:COLOR 7,0
    ?USING"          TABS=####.# °C      ";TABS,:?USING"TBH = ####.# °C";TBH
    H(10)=H(9):M(11)=MR:M(12)=MR:M(13)=MR
    FOR I=1 TO 13
        IF I=1 OR I=8 OR I=12 OR I=13 THEN P(I)=PSTEV ELSE P(I)=PSTCO
    NEXT I
    *LPRINT " QEV QCARGACH QCH TOPCH T30 T31 MRNOAB M13 DTCST"
    T(30)=TCST
    FOR I=1 TO 10
        IF TOPCH<60 THEN
            QCARGACH=QED
        ELSE
            IF TAMB<23.2 THEN
                QCARGACH=QED*PCARGA
            ELSE
                QCARGACH=QED*(PCARGA+(1-PCARGA)*(TAMB-23.2)/(32-23.2))
            END IF
        END IF
        QEV=QCARGACH
        IF TCST>11 THEN
            T(31)=T(30)-QEV/CMINEV
            IF TOPCH=0 THEN QCARGACH=0 ELSE TOPCH=CMIN/10+TOPCH
        ELSE
            T(31)=EEV*(T(13)-T(30))+T(30)
            QEV=CMINEV*(T(30)-T(31))
            TOPCH=CMIN/10+TOPCH
        END IF
        MRNOAB=(QE-QEV)*MR/QE
        SMR=SMR+MRNOAB*CMIN/10
        IF SMR<0 AND TOPCH>0 THEN
            LOCATE 14,1:COLOR 14,0:"NO HAY REFRIGERANTE ACUMULADO":BEEP:COLOR 7,0
        END IF
        LOCATE 14,53:?USING"SMR =###.##### KG";SMR
        H(13)=MR-MRNOAB
    
```

```

QCH=QEV+QCST-QCARGACH
DTCST=QCH/MCST/4.1868*CMIN/10  ""/10" INDICA QUE SE CALCULA SOBRE LA DECIMA PARTE DEL TIEMPO CMIN
TCST=TCST-DTCST
T(30)=FCST
'LPRINT USING "#####. #";QE,QEV,QCARGACH,QCH;
'LPRINT USING"####";TOPCH;
'LPRINT USING"#####.##";T(30),T(31);
'LPRINT USING"###.###";MRNOAB,M(13),DTCST
NEXT I
?USING"QEV =#####. # KJ/MIN      ";QEV,:?USING"QCH =#####. # KJ/MIN";QCH,
?USING" QCARGACH=#####. # KJ/MIN";QCARGACH
?USING"QE =#####. # KJ/MIN      ";QE,:?USING"QPH =#####. # KJ/MIN";QPH,
?USING" QPHD = #####. # KJ/MIN";QPHD
QC=MR*(H(9)-H(11))
QA=MR*(H(13)+M(7)*H(7)-M(1)*H(1))
QHx=M(3)*(H(3)-H(2))
COP=QE/(QGI+QGII+QPH):POT=MWS*(PSTCO-PSTEV)/60
FOR I=2 TO 11:P(I)=PSTCO:NEXT I:P(1)=PSTEV:P(8)=PSTEV:P(12)=PSTEV:P(13)=PSTEV
?USING"QGI =#####. # KJ/MIN      "; QGI,:?USING"QGII=#####. # KJ/MIN";QGII,
?USING" QGID =#####. # KJ/MIN";QGID
?USING"QA =#####. # KJ/MIN      "; QA,:?USING"QHx =#####. # KJ/MIN"; QHx,
?USING" QC =#####. # KJ/MIN";QC
?"COP = .....":? USING " #.### " :COP,:?USING" POT = #####. # WATTS";POT,
?USING" QGINEC=#####. # KJ/MIN";QGINEC
?USING "QLQ #.#####          " ;QLQ
IF M(10)>MR/450 AND T(28)=THST THEN
LOCATE 20,28:COLOR 14,0:?USING"FLUJO DE GII=          #####. # KG/MIN";MGII/1000*60
COLOR 7,0:BQUEMENCENDIDA=1
ELSE
BQUEMENCENDIDA=0
END IF

5000 LOCATE 21,1:COLOR 15,0:?USING"TSALCOL  ###.## °C":T(21);
?USING" T(3)=  ###.## °C";T(3);?USING" T(28)=  ###.## °C";T(28):COLOR 7,0
?USING"QARRA #####. # KJ/MIN";QARRA;?USING" QFURN1 #####. # KJ/MIN";QFURN1;
?USING" QCARGA #####. # KJ/MIN";QCARGA
Q=QFURN1+QARRA-QCARGA
DTHST=Q/MHST*CMIN/4.1868
THST=DTHST+THST

*****
ASIGNACION DE VALORES DE CAIDA DE PRESION EN DISPOSITIVOS DEL CICLO
PARA ESTIMACION DE ENERGIA CONSUMIDA EN BOMBEO
*****
GPMCOL=MCOL/1000*60/3.7854:GPMCTW2=MCTW2/3.7854
IF QED/211>10 THEN
DPACOL=.0025155555555555*GPMCOL^2+4.444444444448E-7*GPMCOL^3
DPACTW2=.001545352515*GPMCTW2^2-1.46413631262E-6*GPMCTW2^3
ELSE
DPACOL=.10026661157025*GPMCOL^2-.0017468069121*GPM^3
DPACTW2=.03906871794872*GPMCTW2^2-.0004779487179487*GPMCTW2^3
END IF
DPAQUE=DPACOL:DPAABS=10

```

DPACOL=DPCOL/30.48+BPACOL

```

*****
          CALCULO DE ENERGIA COLECTADA DURANTE EL PERIODO DE OPERACION
*****

```

```

SQAREA=QAREA*CMIN+SQAREA
SQFURN1=QFURN1*CMIN+SQFURN1
WCOL=MCOL*DPACOL*30.48*9.8/100000*CMIN*60/1000/3600/.7/.7
IF ETAI>0 THEN WCOL1=WCOL ELSE WCOL1=0
IF QFURN1>0 OR BQUEMENCENDIDA=1 THEN
  WQUEM=MCOL*(DPACOL-DPCOL/30.48)*30.48*9.8/100000*CMIN*60/1000/3600/.7/.7
ELSE
  WQUEM=0
END IF
SWCOL1=WCOL1+SWCOL1
SWQUEM=WQUEM+SWQUEM
CALL READCONT
IF QCARGA>QHST THEN
  CLS:?:COLOR 9,0:?"          TABLA DE CONDICIONES DE OPERACION DEL CICLO":?
  ?" I      P(I)    .   T(I)      XS(I)      H(I)      M(I)"
  FOR I=1 TO 13
    COLOR 9,0:?"USING"#.":I,:COLOR 7,0:?"#####.###";P(I),T(I),XS(I),H(I),M(I)
  NEXT I
  QEC=QE/1.055:MF22=QEC/(H1F22-H4F22)
  WCTW2=MCTW2*9.8*DPACTW2*30.48/100000*CMIN/3600/.7/.7
  WCOMP=MF22*(H2F22-H1F22)/.7/.7*1.055/60*CMIN/60
  WABS=MWS*DPAABS*30.48*9.8/100000*CMIN/3600/.7/.7
  SWCTW2=WCTW2+SWCTW2
  SWABS=WABS+SWABS
  SWRABS=WABS/2+SWRABS
  SWREVAP=WABS/2+SWREVAP
  SWCOMP=NCOMP+SWCOMP
  GOSUB 27000
  IF R$=CHR$(27) THEN
6000  GOSUB 26000
    DO
      LOCATE 23,1
      ?"DESEA REALMENTE TERMINAR EJECUCION DEL PROGRAMA... (S/N)? ";:R1$=INKEY$:?R1$
      LOOP UNTIL R1$="S" OR R1$="N"
      IF R1$="S" THEN CLEAR:RUN "DEDALO.EXE"
      BEEP:LOCATE 23,60:?" "
      DO
        LOCATE 23,1:?"DESEA CALCULAR COSTOS CON OTROS COMBUSTIBLES ..... (S/N)? ";:R2$=INKEY$:?R2$
        LOOP UNTIL R2$="S" OR R2$="N"
        IF R2$="S" THEN 6000
      END IF
    END IF
  HST=HST+CMIN/60
  IF HST>HORAFINALX-.1 THEN
    CLS:LOCATE 12,30:COLOR 31,0:?"FIN DE PROGRAMA..."
    CALL READCONT:GOSUB 26000:RUN "DEDALO.EXE"

```

```

END IF
FOR I=1 TO 13:P(I)=0:T(I)=0:XS(I)=0:H(I)=0:M(I)=0:NEXT I
FOR I=14 TO 32:T(I)=0:M(I)=0:NEXT I
GOTO 1000
END

```

```

25000 FOR I=11 TO 19
    LOCATE I,1:?"
NEXT I
DTFURN=T(28)-T(20)
QFURN1=DTFURN*MCOL/3.98
QCARGA=QHST+QPH+QGI+QGII
RETURN

```

```

25100 T(28)=T(20)
LOCATE 10,1:COLOR 4,0:?"GII APAGADO           QUEMADOR APAGADO":COLOR 7,0
QGII=0:T(27)=T(20)
RETURN

```

```

26000  CLS:COLOR 14,0:?"***  COMPARACION DE VALORES ESTIMADOS DE CONSUMO DE ENERGIA  ***"
CALL ING(2,PKWHR,"PRECIO DEL KW-hr ELECTRICO EN SUCRES...  S/.",35,200,10,7)
CALL ING(3,PKJ,"PRECIO DEL KJ  CALORICO EN SUCRES...  S/.",.002842,.05,.00001,7)
PSWCTW2=PKWHR*SWCTW2
PSWABS =PKWHR*SWABS
PSWCOL1=PKWHR*SWCOL1
PSWQUEM=PKWHR*SWQUEM
PSWRABS=PKWHR*SWRABS
PSWREVAP=PKWHR*SWREVAP
PSQFURN1=PKJ*SQFURN1
PSWCOMP=PKWHR*SWCOMP
LOCATE 4,25:COLOR 14,0:?"*** CICLO DE ABSORCION***"
COLOR 9,0:?"ENERGIA ELECTRICA           KW-hr  S/./KW-hr      S/."
CALL EXD("BOMBA AGUA DE ENFERIAM.(ABSORB)",SWCTW2,PKWHR,PSWCTW2,7,6)
CALL EXD("BOMBA PRINCIPAL DEL ABSORBEDOR",SWABS,PKWHR,PSWABS,7,7)
CALL EXD("BOMBA DEL COLECTOR ",SWCOL1,PKWHR,PSWCOL1,7,8)
CALL EXD("BOMBA DEL QUEMADOR ",SWQUEM,PKWHR,PSWQUEM,7,9)
CALL EXD("BOMBA DE RECIRCULACION DEL ABSORBEDOR",SWRABS,PKWHR,PSWRABS,7,10)
CALL EXD("BOMBA DE RECIRCULACION DEL EVAPORADOR",SWREVAP,PKWHR,PSWREVAP,7,11)
SEEL=SWCTW2+SWABS+SWCOL1+SWQUEM+SWRABS+SWREVAP
SPEEL=PSWCTW2+PSWABS+PSWCOL1+PSWQUEM+PSWRABS+PSWREVAP
CTOTALABS=PSQFURN1+SPEEL
CALL EXD("CONSUMO TOTAL DE ENERGIA ELECTRICA",SEEL,PKWHR,SPEEL,15,12)
COLOR 9,0:?"ENERGIA CALORICA           KJ      S/./KJ      S/."
CALL EXD("COLECTOR SOLAR",SQAREA,0,0,7,14)
CALL EXD("QUEMADOR AUXILIAR",SQFURN1,PKJ,PSQFURN1,7,15)
CALL EXD("CONSUMO TOTAL DE ENERGIA CALORICA",SQFURN1,PKJ,PSQFURN1,15,16)
COLOR 2,0:?"COSTO TOTAL DE OPERACION.....          TOTAL....  S/.";
?USING"#####.##";CTOTALABS
LOCATE 18,25:COLOR 14,0:?"*** CICLO CONVENCIONAL ***"
COLOR 9,0:?"ENERGIA ELECTRICA           KW-hr  S/./KW-hr      S/."
CALL EXD("COMPRESOR",SWCOMP,PKWHR,PSWCOMP,7,20)
COLOR 2,0:?"COSTO TOTAL DE OPERACION.....          TOTAL....  S/.";

```

```
?USING"#####.##";PSWCOMP
?"RELACION DE COSTOS (CICLO CONVENCIONAL/CICLO DE ABSORCION) = ";
?USING"###.###";PSWCOMP/CTOTALABS
CALL READCONT
RETURN
```

```
27000 LOCATE 23,12:COLOR 14,0:"PRESIONE":COLOR 31,1:LOCATE 23,24:"ENTER$
LOCATE 23,31:COLOR 14,0:"PARA CONTINUAR Y":LOCATE 23,49:COLOR 31,2:"ESC";:COLOR 14,0
?" PARA TERMINAR":COLOR 7,0:R$=""
DO
R$=INKEY$
LOOP UNTIL R$=CHR$(13) OR R$=CHR$(27)
LOCATE 23,10:"
RETURN
```

```
28000 SCREEN ,,1,1:COLOR 11,5:BEEP:BEEP
```

```
LOCATE 5,10:"
LOCATE 6,10:"
LOCATE 7,10:"
LOCATE 8,10:"
LOCATE 9,10:"
LOCATE 10,10:"
LOCATE 11,10:"
LOCATE 12,10:"
LOCATE 13,10:"
```

<p>CRITICO ERROR EN DISCO, EL ARCHIVO NO PUEDE SER ABIERTO PARA LECTURA REVISAR SI EXISTE O NO EN EL DISCO O SI SE HIZO O NO UN DISEÑO PREVIO DEL SISTEMA PARA ESTA CIUDAD O LUGAR GEOGRAFICO SI PIENSA QUE SOLAMENTE FUE UN ERROR DE DIGITACION POR FAVOR CONTINUE</p>

```
LOCATE 8,26:COLOR 31,5:"ARCHIVO$
GOSUB 27000
IF R$=CHR$(27) THEN
CLS:CLER:RUN"DEDALO.EXE"
ELSE
SCREEN ,,0,0:RETURN
END IF
```

```
29100 ?"ERROR *****":?ERR:STOP
```

```
*****
* DIAGRAMA P-X-Y PARA CALCULO DE PROPIEDADES DE LA SOLUCION BROMURO DE LITIO AGUA
*****
```

```
30000 ' *** SUBROUTINA DIAGRAMA P-X-T ***
```

```
BBBB=1:AAAA=0
FOR PUN=25 TO 100 STEP 5
AAAA=AAAA+1
IF T1>=PUN AND T1<PUN+5 THEN PUNTI=PUN:PUN=100
NEXT PUN
PUNTS=PUNTI+5
IF XA=0 THEN XX1=50 ELSE XX1=INT(XA)
```

```
30200 FOR X=XX1 TO 65 STEP 0.1
```

```
ON AAAA GOSUB 31025,31030,31035,31040,31045,31050,31055,31060,31065,31070,31075,31080,31085,31090,31095,31100
IF ABS(Y-T2)<=.08 THEN XP(BBBB)=X:X=65:GOTO 30201
IF T2/Y<.7 THEN X=X+.7
```

```
30201 NEXT X
```

```

IF BBBB=2 THEN 30500 ELSE 30600
30500 EXINF=XP(1):EXSUP=XP(2):PUNT=T1:GOSUB 39000:RETURN
30600 AAAA=AAAA+1:BBBB=BBBB+1:XX1=XP(1)+2.4:GOTO 30200

```

```

31025 Y= 25.08621 +0.0075230257*X+0.0016326207*X*X+0.00012617853*X*X*X:RETURN
31030 Y= 30.00992 +0.1060206203*X+0.00305826014*X*X+0.00017960273*X*X*X:RETURN
31035 Y= 35.20555 +0.0292142093*X+0.0020438743*X*X+0.00011586264*X*X*X:RETURN
31040 Y= 39.78348 + 0.0221847138*X+0.0037760792*X*X+0.00010293573*X*X*X:RETURN
31045 Y= 44.82557 +0.0216406631*X+0.0016658477*X*X+ -0.0001290622*X*X*X:RETURN
31050 Y= 49.84987 +0.11342301305*X+0.0069536956*X*X+ -8.227478E-05*X*X*X:RETURN
31055 Y= 54.61513 +0.08259069102*X+0.0059628802*X*X+ -9.376978E-05*X*X*X:RETURN
31060 Y= 59.45463 +0.10983344095*X+0.0067295818*X*X+9.0924789E-05*X*X*X:RETURN
31065 Y= 64.51192 +0.13082468771*X+0.0073791316*X*X+9.1636993E-05*X*X*X:RETURN
31070 Y= 69.57568 +0.17097758633*X+0.0082350201*X*X+9.3984796E-05*X*X*X:RETURN
31075 Y= 74.32006 +0.10593794617*X+0.0039117631*X*X+0.00015139987*X*X*X:RETURN
31080 Y= 79.31383 +0.03218771425*X+0.0010349088*X*X+0.00018197162*X*X*X:RETURN
31085 Y= 84.79034 +0.0908308574*X+0.00267681247*X*X+0.00021388148*X*X*X:RETURN
31090 Y= 89.85002 + -0.077988331*X+0.00238893429*X*X+0.00021817823*X*X*X:RETURN
31095 Y= 94.45777 + 0.017256116*X+0.0002568138*X*X+0.00020083694*X*X*X:RETURN
31100 Y= 99.79991 +0.10826222201*X+0.0029545431*X*X+0.00018750811*X*X*X:RETURN

```

```

35000 FOR I=1 TO 16
  ON I GOSUB 31025,31030,31035,31040,31045,31050,31055,31060,31065,31070,31075,31080,31085,31090,31095,31100
  IF ABS(T1-Y)<5 THEN 35100 ELSE 35200

```

```

35100 PUNTI=Y:EXINF=20+I*5
  ON I+1 GOSUB 31025,31030,31035,31040,31045,31050,31055,31060,31065,31070,31075,31080,31085,31090,31095,31100
  PUNTS=Y:EXSUP=EXINF+5:PUNT=T1:GOSUB 39000:RETURN

```

```

35200 NEXT I

```

```

39000 * SUBROUTINA INTERPOLACION *
  DEXT=PUNTS-PUNTI:DPUNT=PUNT-PUNTI:XPUNT=(EXSUP-EXINF)*DPUNT/DEXT+EXINF:RETURN

```

* DIAGRAMA H-X PARA CALCULO DE PROPIEDADES DE LA SOLUCION BROMURO DE LITIO AGUA

```

40000 ** SUBROUTINA DIAGRAMA H - X **
  IF T1<25 THEN ?"TEMPERATURA DEMASIADO BAJA PARA EL DIAGRAMA H-X":?USING"T1= ###.### *C";T1:STOP
  IF T1>100 THEN ?"TEMPERATURA DEMASIADO ALTA PARA EL DIAGRAMA H-X":?USING"T1= ###.### *C";T1:STOP
  AAAA=1:IF T1>=25 AND T1<30 THEN PUNTI=25:PUNTS=30:GOTO 40200
  FOR PUN=30 TO 100 STEP 10
  AAAA=AAAA+1:IF T1>PUN AND T1<PUN+10 THEN PUNTI=PUN:PUN=100
  NEXT PUN
  PUNTS=PUNTI+10

```

```

40200 ON AAAA GOSUB 49025,49030,49040,49050,49060,49070,49080,49090,49100:EXINF=Y
  ON AAAA+1 GOSUB 49025,49030,49040,49050,49060,49070,49080,49090,49100:EXSUP=Y:PUNT=T1:GOSUB 39000
  RETURN

```

```

45000 FOR I=1 TO 7
  ON I GOSUB 49030,49040,49050,49060,49070,49080,49090,49100 :PUNTI=Y
  ON I+1 GOSUB 49030,49040,49050,49060,49070,49080,49090,49100 :PUNTS=Y
  IF PUNT>PUNTI AND PUNT<PUNTS THEN EXINF=20+I*10:I=7
  NEXT I
  EXSUP=EXINF+10:GOSUB 39000:RETURN

```

```

49025 Y= -520.01452 + 35.686246312*X+-0.95553833855*X*X+ 0.00755345459*X*X*X:RETURN
49030 Y= -310.42742 + 22.845642774*X+-0.67864190951*X*X+ 0.00557277627*X*X*X:RETURN
49040 Y= 110.45608 + -0.797732939*X+-0.20913113792*X*X+ 0.00245244699*X*X*X:RETURN
49050 Y= 268.40136 + -9.406396657*X+-0.02597437766*X*X+ 0.00114327316*X*X*X:RETURN
49060 Y= 298.15397 + -9.391696356*X+-0.03214032682*X*X+ 0.00119015573*X*X*X:RETURN
49070 Y= 371.41459 +-11.988474188*X+ 0.01743559565*X*X+ 0.00083821878*X*X*X:RETURN
49080 Y= 699.38034 +-28.761528240*X+ 0.32217716144*X*X+-0.00101065258*X*X*X:RETURN
49090 Y= 789.68885 +-31.521667835*X+ 0.35886263168*X*X+-0.00118634878*X*X*X:RETURN
49100 Y= 722.91596 +-26.680449411*X+ 0.27643368467*X*X+-0.00076420526*X*X*X:RETURN

```

```

*****
* SUBROUTINA PARA CALCULAR SI LA TEMPRATURA DE ENTRADA AL GENERADOR SIRVE PARA SATURAR LA SOLUCION *
*****

```

```

50600 T(23)=(TPRUEBA-EGI*TPRUEBA-EGI*EPH*T(3)+EGI*T(3))/(1-EPH*EGI)
      T(4)=EPH*T(23)-EPH*T(3)+T(3)
      T1=T(4):X=XA:GOSUB 40000:H(4)=XPUNT
      QPH=MWS*(H(4)-H(3))
      DTCOLPH=QPH/CAGUA
      T(25)=T(23)-DTCOLPH
      QGI=CAGUA*(TPRUEBA-T(23))
      QENT=QPH+QGI
      QLAT=QENT-QPHD 'SIRVE PARA SABER SI SE PUEDE LLEGAR A SATURACION CON QPH+QGI,SI ES <0 NO SE PUEDE
      LOCATE 20,1:?USING"TG = ###.## "C";TG
      LOCATE 20,28:?USING"QLAT ####.##";QLAT:LOCATE 20,53:?USING"QLAT/QGID #.##### ";QLAT/QGID
      RETURN

```

```

*****
* SUBROUTINA QUE CALCULA EL INCREMENTO DE TEMP. DEL CONDENSADOR
*****

```

```

51066 BEEP
      IF QLQ1>2.5 THEN TCO=TCO+10.13:RETURN
      IF QLQ1>2.45 THEN TCO=TCO+9.8 :RETURN
      IF QLQ1>2.4 THEN TCO=TCO+9.5 :RETURN
      IF QLQ1>2.34 THEN TCO=TCO+9.27:RETURN
      IF QLQ1>2.3 THEN TCO=TCO+8.75:RETURN
      IF QLQ1>2.2 THEN TCO=TCO+7.6 :RETURN
      IF QLQ1>2.1 THEN TCO=TCO+7.33:RETURN
      IF QLQ1>2 THEN TCO=TCO+6.49:RETURN
      IF QLQ1>1.8 THEN TCO=TCO+5.1 :RETURN
      IF QLQ1>1.6 THEN TCO=TCO+3.6 :RETURN
      IF QLQ1>1.5 THEN TCO=TCO+2.9 :RETURN
      IF QLQ1>1.45 THEN TCO=TCO+2.5 :RETURN
      IF QLQ1>1.3 THEN TCO=TCO+2.15:RETURN
      IF QLQ1>1.25 THEN TCO=TCO+1.70:RETURN
      IF QLQ1>1.2 THEN TCO=TCO+1.34:RETURN
      IF QLQ1>1.15 THEN TCO=TCO+1.015:RETURN
      IF QLQ1>1.1 THEN TCO=TCO+.708:RETURN
      IF QLQ1>1.07 THEN TCO=TCO+.51 :RETURN
      IF QLQ1>1.05 THEN TCO=TCO+.36 :RETURN

```

```

IF Q(LQ1)>1.03 THEN TCO=TCO+.2 :RETURN
IF Q(LQ1)>1.02 THEN TCO=TCO+.12 :RETURN
IF Q(LQ1)>1.012 THEN TCO=TCO+.093:RETURN
IF Q(LQ1)>1.01 THEN TCO=TCO+.0705:RETURN
IF Q(LQ1)>1.008 THEN TCO=TCO+.030 :RETURN
IF Q(LQ1)>1.005 THEN TCO=TCO+.0362:RETURN
IF Q(LQ1)>1.003 THEN TCO=TCO+.0181:RETURN
IF Q(LQ1)>1.0015 THEN TCO=TCO+.01 :RETURN
IF Q(LQ1)>1.001 THEN TCO=TCO+.0089:RETURN
IF Q(LQ1)>1.0005 THEN TCO=TCO+.00534:RETURN
IF Q(LQ1)>1.0003 THEN TCO=TCO+.003:RETURN
TCO=TCO+.001:RETURN

```

```

*****
*                               BALANCE DE COLECTOR POR EL METODO DE MINEL
*****

```

```

55000  **CONSTANTES DE SUBROUTINA**
      IF SFLUX=0 THEN ETA=0:ETAMIN=0:FLTMIN=0:FLTMIN=0:JJ=5:GOTO 55250
      SUMAN=0:J=0:HW=.0376237*WVEL+6
      SUMO=(1-W1-A)*SFLUX:ETIR=(TAMB+273)^4*SBAL*B
      IF FLTEMP>60 THEN T2=TAMB+FLTEMP/4 ELSE T2=TAMB
55151  TIR1UP=(FLTEMP+273)^4*SBAL*SEPS
55201  DIFTFV=FLTEMP-T2
      CW2UP=2.2669911*DIFTFV+.0294085*DIFTFV*DIFTFV-.00010660696*DIFTFV*DIFTFV*DIFTFV
      VINUP=ETIR+TIR1UP+CW2UP:TIR2UP=(T2+273)^4*SBAL*VEPS
      CW2DW=(T2-TAMB)*HW:VOUTP=TIR2UP*2+CW2DW:DIFVID=VINUP-VOUTP
      IF DIFVID>=5 THEN T2=T2+.2:GOTO 55201
      IF DIFVID<=-5 THEN T2=T2-.2:GOTO 55201
      DIFSUP=SUMO+TIR2UP-TIR1UP-CW2UP:EFF=DIFSUP/SFLUX
      IF FLTEMP<FLTMIN+1 AND EFF>=0.03 THEN
        J=J+1:ETAMIN=EFF:SUMAN=EFF+SUMAN
        IF HST<=9 OR HST=>14 THEN FLTEMP=FLTEMP+1 ELSE FLTEMP=FLTEMP+2
        GOTO 55151
      ELSEIF EFF<0.03 AND FLTEMP<FLTMIN+1 THEN
        ETA=0:ETAMIN=0:FLTMIN=0:JJ=3:GOTO 55250
      END IF
      IF J=0 THEN ETA=0:ETAMIN=0:FLTMIN=0:JJ=3:GOTO 55250
      ETA=SUMAN/J:FLTMIN=FLTEMP-1
55250  RETURN

```

```

*****
*                               SUBROUTINA QUE CALCULA PUNTOS EN LA CARTA PSICOMETRICA
*****

```

```

SUB PSICO(X,HRX,TBH)
  Y=HRX
  TBH= -3.97670551+4.6031668913E-01*X+1.0094226414E-03*Y+2.5300451003E-03*X*Y-5.5467656908E-05*Y^3
  TBH=TBH+7.4425293204E-04*Y^2-2.3302356133E-06*Y^3+8.8472570738E-03*X*Y+2.0992135183E-05*X*Y*Y
  TBH=TBH+3.3606027734E-08*X^3*Y-7.0224257169E-05*X*Y^2+2.2472598663E-07*X*Y^3

```

```

IF TBH<=14 THEN
  CLS:BEEP:LOCATE 5,15:COLOR 15,0:?"TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO FUERA DE RANGO "
  LOCATE 9,15:?"UTILICE RENOVACION DE AIRE PARA ENFRIAR EL EDIFICIO"
END IF
END SUB

```

```

*****
*                               SUBROUTINA QUE CALCULA PUNTOS EN LA TABLA DE VAPOR
*****

```

```

60000
*****
*                               Software Systems Corporation Steam Properties Subroutine.
*                               Copyright (C) 1984 Software Systems Corporation.
*                               All rights reserved. Systems Corporation is unlawful.
*                               Request for permission or further information
*                               should be addressed to Software System Co.
*                               Publication of STEAMSUB is by permission of John Wiley & Sons,
*****

```

```

60030 Z89=Z89+1
60040 IF Z89=1 THEN 60050 ELSE 60055
60050 DIM Z84(20),Z92(20),Z27(20),Z6(20),Z10(20),Z58(20),Z40(20)
60055 IF US$="SI" THEN GOSUB 65100
60060 ON NUM GOSUB 60200,60400,61280,60610
60065 IF US$="SI" THEN GOSUB 65160
60070 RETURN
60200 'ENTHALPY OF SATURATED WATER AS A FUNCTION OF TEMPERATURE
60210 Z67=TEMP
60220 IF Z67>650 THEN RESTORE 60240:Z61=Z67:GOSUB 63370:HF=Z53:RETURN
60230 REM***DATA FOR ENTHALPY OF SATURATED WATER (T) FOR 650<T<705***
60240 DATA 10,650,696.4,660,714.9,690,784.5,696,804.4,698,812.6,700,822.4,702,835.0,704,854.2,705,873.0,
60245 DATA 705.47,906
60250 Z66=Z67
60260 Z70=Z66^4
60270 HF=-32.46+(1.02493+(-4.1498E-04+3.07768E-06*Z66)*Z66)*Z66
60274 HF=HF+(-1.2602E-08+(3.06581E-11-3.834E-14*Z66)*Z66)*Z70
60275 HF=HF+1.9907E-17*Z66*Z66*Z66*Z70
60280 RETURN
60400 'ENTHALPY OF SAT. STEAM AS A FUNCTION OF TEMPERATURE
60410 Z67=TEMP
60420 IF Z67>550 THEN RESTORE 60440:Z61=Z67:GOSUB 63370:HG=Z53:RETURN
60430 REM***DATA FOR ENTHALPY OF SAT VAPOR (T) FOR 550<T<705***
60440 DATA 12,548,1192,560,1187.7,600,1167.7,640,1133.7,680,1068.5,684,1058.4,692,1033.6,700,995,
60445 DATA 702,979.7,704,956,705,934.4,705.47, 705.5,906
60450 Z66=Z67
60460 Z79=(Z66-32)/1.8+273.16
60470 Z86=647.27-Z79
60480 Z90=Z86*(3.2438+.0058683+1.17024E-08*Z86*Z86)*Z86)/(Z79*(1+2.18785E-03*Z86))
60490 Z51=14.696*218.167/(10^Z90)
60500 Z86=LOG(Z51)/LOG(10)
60510 HG=1105.9387#

```

```
60515 HG=HG+(32.7568+(4.619847+ (.2067299+(-.5411693+(.4924136-.1788488*Z86)*Z86)*Z86)*Z86)*Z86
60520 RETURN
60610 'ENTHALPY OF SUPERHEATED STEAM AS A FUNCTION OF TEMPERATURE AND PRESSURE
60620 Z67=TEMP:Z52=PRESS
60630 Z66=255.38+Z67/1.8
60640 IF Z88=1 THEN Z66=255.38+(Z67-459.69)/1.8
60650 IF Z66<=0 THEN Z66=9.999999E-06
60660 Z51=Z52/14.6959
60670 Z12=(2641.62*10^(80870!/(Z66*Z66)))/Z66
60680 Z11=1.89-Z12:Z13=82.54601
60690 Z14=162460!/Z66:Z15=-.21828*Z66
60700 Z16=126970!/Z66
60710 Z39=1.89-Z12*(372420!/(Z66*Z66)+2)
60720 Z17=Z11*Z14-2*Z39*(Z13-Z14)
60730 Z18=2*Z39*(Z15-Z16)-Z11*Z16
60740 Z19=.4342944*LOG(Z66)
60750 Z38=775.596+(.63296+.0001624*Z66)*Z66+47.3635*Z19
60760 Z20=Z11*Z51*Z51/(2*Z66*Z66)
60770 H=Z38+.043577*(Z39*Z51+Z20*(Z11*(Z13-Z14+2*Z18*Z20)-Z17))
60780 RETURN
61280 'SATURATION PRESSURE AS A FUNCTION OF TEMPERATURE
61290 Z67=TEMP
61300 IF Z67>580 THEN RESTORE 61320:Z61=Z67:GOSUB 63370:PSAT=Z53:RETURN
61310 REM***DATA FOR SAT PRESSURE (T) FOR 580<T<705***
61320 DATA 11,580,1326.2,600,1543.2,630,1919.5,660,2365.7,680,2708.6,690,2895.7,696,3013.4,700,3094.3,
61325 DATA 702,3135.5,704,3177.2,705.47,3208.2
61330 Z66=Z67
61340 Z79=(Z66-32)/1.8+273.16
61350 Z86=647.27-Z79
61360 Z90=Z86*(3.2438+(.0058683+1.17024E-08*Z86*Z86)*Z86)/(Z79*(1+2.18785E-03*Z86))
61370 PSAT=14.696*218.167/(10^Z90)
61380 RETURN
63340 ' ***SPECIAL INTERPOLATION SUBROUTINE*****
63350 '**INPUT VARIABLES : Z61, Z84(Z45), Z92(Z45)*****
63360 '***** OUTPUT VARIABLE Z53 *****
63370 READ Z49
63380 FOR Z45=1 TO Z49
63390 READ Z84(Z45),Z92(Z45)
63400 NEXT Z45
63410 Z47=Z49-2
63420 Z46=Z49-1
63430 Z27(1)=Z84(2)-Z84(1)
63440 FOR Z55=2 TO Z46
63450 Z27(Z55)=Z84(Z55+1)-Z84(Z55)
63460 Z6(Z55)=Z27(Z55-1)
63470 Z10(Z55)=2*(Z6(Z55)+Z27(Z55))
63480 Z58(Z55)=6*((Z92(Z55+1)-Z92(Z55))/Z27(Z55)-(Z92(Z55)-Z92(Z55-1))/Z27(Z55-1))
63490 NEXT Z55
63500 Z10(2)=Z10(2)+Z27(1)
63510 Z10(Z46)=Z10(Z46)+Z27(Z46)
63520 FOR Z45=3 TO Z46
63530 Z73=Z6(Z45)/Z10(Z45-1)
63540 Z10(Z45)=Z10(Z45)-Z73*Z27(Z45-1)
```

```
63550 Z58(Z45)=Z58(Z45)-Z73*Z58(Z45-1)
63560 NEXT Z45
63570 Z40(Z46)=Z58(Z46)/Z10(Z46)
63580 FOR Z56=2 TO Z47
63590 Z48=Z49-Z56
63600 Z40(Z48)=(Z58(Z48)-Z27(Z48)*Z40(Z48+1))/Z10(Z48)
63610 NEXT Z56
63620 Z40(1)=Z40(2)
63630 Z40(Z49)=Z40(Z46)
63640 FOR Z45=1 TO Z46
63650 IF Z61<Z84(Z45+1) THEN 63670
63660 NEXT Z45
63670 Z33=Z61-Z84(Z45)
63680 Z34=Z84(Z45+1)-Z61
63690 Z31=Z84(Z45+1)-Z84(Z45)
63700 Z53=Z40(Z45)*Z34*(Z34*Z34/Z31-Z31)/6+Z40(Z45+1)*Z33*(Z33*Z33/Z31-Z31)/6+Z92(Z45)*Z34/Z31
63705 Z53=Z53+Z92(Z45+1)*Z33/Z31
63710 RETURN
65100 'SUBROUTINE TO CONVERT INPUTS FROM SI TO ENGLISH
65110 TEMP=(9/5*TEMP)+32
65120 PRESS=PRESS/6.894757
65150 RETURN
65160 REM SUBROUTINE TO CONVERT OUTPUT FROM ENGLISH TO SI
65170 TEMP=(TEMP-32)*5/9
65180 PRESS=PRESS*6.894757
65210 ON NUM GOSUB 65230,65270,65360,65310
65220 RETURN
65230 HF=HF*2.326:RETURN
65270 HG=HG*2.326:RETURN
65310 H=H*2.326:RETURN
65360 PSAT=PSAT*6.894757:RETURN
```

CAPITULO VI

CONSIDERACIONES ENERGETICAS

6.1. COMPARACION DE CONSUMO DE ENERGIA ENTRE EL CICLO DE REFRIGERACION OPERADO POR ENERGIA SOLAR Y EL CICLO DE REFRIGERACION CONVENCIONAL OPERADO POR COMPRESION DE VAPOR DE CAPACIDAD SIMILAR DE ENFRIAMIENTO.

Para hacer esta *comparación* se debe considerar que ambos sistemas utilizarán energía eléctrica para:

- El rechazo de calor al medio ambiente que tiene todo ciclo de refrigeración.
- La circulación forzada del aire a través de intercambiadores de calor agua fría-aire utilizando ventiladores.
- La circulación forzada del agua fría del chiller (asumiendo que en ambos sistemas utilizan circulación de agua fría.

El cálculo de energía utilizada en circulación forzada de aire, y circulación forzada de agua fría del chiller no se lo tomará en cuenta en este trabajo porque eso no depende del tipo de



ciclo de refrigeración a utilizarse.

En cuanto a la energía utilizada en bombeo de agua de enfriamiento, se asumirá que en ambos sistemas se usa torre de enfriamiento. Aquí se calculará la cantidad de calor que se requiere rechazar en cada ciclo, para el cálculo del ciclo convencional se utilizará el *diagrama p-h* del refrigerante R-22 o *monoclorodifluorometano*, muy utilizado en acondicionamiento de aire. Las entalpías a utilizarse son las correspondientes a los puntos 1,2,3 y 4 de la **FIG. 4.1**. Las temperaturas que se tomarán son las mismas a las que trabajará el ciclo de absorción, es decir 5 y 35 °C aproximadamente. Para estos puntos los valores de entapía son:

$$H_{1F22} = 104.5 \text{ BTU/LB}$$

$$H_{2F22} = 115.5 \text{ BTU/LB}$$

$$H_{3F22} = 20.0 \text{ BTU/LB}$$

$$H_{4F22} = 20.0 \text{ BTU/LB}$$



La masa de refrigerante que debe circular en el sistema convencional es, para 25 ton de refrigeración

$$Q_{EC} = 5000 \text{ BTU/min}$$

$$M_{F22} = Q_{EC} / (H_{1F22} - H_{4F22})$$

$$M_{F22} = 59.172 \text{ LB/min} = 26.834 \text{ KG/min}$$

El calor rechazado en el ciclo convencional es:

$$Q_{RECHF22} = (H_{2F22} - H_{3F22}) * M_{F22}$$

$$Q_{RECHF22} = 5414 \text{ BTU/min} = 5712.02 \text{ KJ/min}$$

El calor rechazado en el ciclo de absorción será por diseño:

$$Q_{REHCABS} = Q_A + Q_C$$

$$Q_{REHCABS} = (7195.1 + 5559.4) \text{ KJ/min}$$

$$Q_{REHCABS} = 12754.5 \text{ KJ/min}$$

Como se observa, el sistema de absorción debe gastar más energía en bombeo de agua de enfriamiento que el sistema de compresión de vapor, debido a que debe rechazar más calor.

Para comparar la energía que utilizarán ambos ciclos en bombeo de agua de enfriamiento, se debe considerar que por razones de transferencia de calor, la diferencia de temperaturas entre la temperatura de bulbo húmedo T_{BH} , y la temperatura de trabajo del condensador T_{CO} , en ambos ciclos debe ser la misma, ($\Delta T_{CTBH}=11^\circ\text{C}$), por lo tanto considerando la misma *aproximación* entre la temperatura de salida de la torre de enfriamiento y la T_{BH} (3°C) y el mismo *diferencial de temperatura* entre T_{CO} y la temperatura de entrada a la torre de enfriamiento (3°C), el rango al que trabajará la torre de enfriamiento será, para ambos tipos de ciclo.

$$\text{RANGO} = \Delta T_{\text{CTBH}} - \text{APROXIMACION} - \Delta T_{\text{COND}}$$

$$\text{RANGO} = (11 - 3 - 3) \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{RANGO} = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Una diferencia interesante entre los modelos de ARKLA INDUSTRIES, y el diseñado en este trabajo, es que el flujo de agua de enfriamiento entra primero al absorbedor y luego al condensador, en cada uno de ellos tiene un intercambiador de calor, por lo tanto estos intercambiadores deben estar conectados en serie, y las caídas de presión se suman. También se suma la energía rechazada por ambos dispositivos, y por lo tanto los incrementos de temperatura del agua de enfriamiento.

En el sistema que se diseña en este trabajo eso no ocurre, pues los intercambiadores del condensador y absorbedor se conectan en paralelo y las caídas de presión e incrementos de temperatura son iguales desde la etapa de diseño, no así el calor rechazado en los dispositivos, pues el flujo es diferente para ambos, ya que el absorbedor necesita rechazar más calor que el condensador y por lo tanto necesita de más flujo de agua de enfriamiento.

Los únicos datos de flujo y caídas de presión disponibles son los de ARKLA INDUSTRIES, por lo tanto, a pesar de que en este caso, no se tienen similares características en ambos diseños, se tomarán como referencia para calcular la caída de presión y la energía utilizada en bombeo de agua de enfriamiento.

Para el equipo ARKLA WFB-300 de 25 ton de refrigeración, los flujos requeridos para agua de enfriamiento del absorbedor y condensador son:

FLUJO [GPM]	$\Delta P_{ENFRIAMIENTO}$ (pies de agua)
0	0.0
90	22.9
110	33.5

Como se asume que los intercambiadores están en serie, se puede asumir que la mitad de la caída de presión se produce a su paso por el absorbedor y la otra mitad a su paso por el condensador

$$\Delta P_{ENFRIAMIENTO} = \Delta P_{COND} + \Delta P_{ABS}$$

Por lo tanto,

$$\Delta P_{ABS} = \Delta P_{ENFRIAMIENTO} / 2$$

$$\Delta P_{COND} = \Delta P_{ENFRIAMIENTO} / 2$$

Para 90 y 110 GPM tendríamos

FLUJO [GPM]	ΔP_{COND}	ΔP_{ABS} (pies de agua)
0	0.0	0.0
90	11.45	11.45
110	16.75	16.75

La energía que debe rechazar el condensador al agua de enfriamiento en el ciclo de compresión es:

$$Q_{RECHF22} = 5414 \text{ BTU/min} = 5712.02 \text{ KJ/min}$$

El calor rechazado por el condensador en el ciclo de absorción será por diseño:

$$Q_{REHCABSCOND} = 5559.4 \text{ KJ/min}$$

Por lo tanto se puede asumir que la energía que debe rechazar el condensador en ambos ciclos son iguales, por lo tanto, el flujo de agua de enfriamiento, caída de presión, y energía de bombeo serán iguales.

$$\begin{aligned} \Delta P_{COND COMPRESION} &= \Delta P_{COND ABSORCION} \\ \dot{M}_{ENFRIAM. COND COMPRESION} &\approx \dot{M}_{ENFRIAM. COND ABSORCION} \\ Q_{RECHF22} &\approx Q_{REHCABSCOND} \end{aligned}$$

Con esta hipótesis, no se calcularán costos de operación en para este rubro. Solamente se evaluará la energía de bombeo de agua de enfriamiento del absorbedor, ya que esto sí aumentará los costos de operación del ciclo de absorción.

Haciendo una regresión numérica con la ayuda de la hoja electrónica, se observa que la caída de presión para el agua de enfriamiento en el ciclo de absorción al pasar por el absorbedor se comporta de acuerdo al siguiente modelo matemático para un sistema de 25 ton de refrigeración.

$$\Delta P_{ACTW2} = 0.001545352515 * GPM^2 + 1.46413631262E-6 * GPM^3$$

Para el modelo ARKLA WFB-36 de 3 ton de refrigeración los valores son:

FLUJO [GPM]	$\Delta P_{ENFRIAM.}$	ΔP_{COND} [Pies de agua]	ΔP_{ABS}
0	0.0	0.00	0.00
90	9.6	4.80	4.80
110	33.9	16.95	16.95

El modelo numérico para este caso es:

$$\Delta P_{ACTW2} = 0.0390687179487 * GPM^2 + .0004779487179487 * GPM^3$$

El programa de modelaje usará esta última relación para sistemas de 10 ton de refrigeración o menos.

Ahora, para este caso en particular, el flujo de agua de enfriamiento al absorbedor, según el programa de diseño es de:

$$\dot{M}_{CTW2} = 343.7 \text{ KG/min} = 5.7283 \text{ Lt/s} = 5728 \text{ cm}^3/\text{s} = 90.8 \text{ GPM}$$

Por lo tanto la caída de presión será

$$\Delta P_{ACTW2} = 11.6448 \text{ pies de agua}$$

De la ec. (2.40) el cabezal efectivo de la bomba será.

$$H = v^2/2g + \Delta P/RO + z$$

Despreciando el cabezal dinámico $v^2/2g = 0$ y la altura $z = 0$ tenemos.

$$H = \Delta P/RO = 11.46 \text{ pies de agua}$$

De la ec. (2.38) la energía hidráulica que consume la bomba por unidad de tiempo es igual a:

$$P = RO \dot{V} H$$

Multiplicando por la gravedad y reduciendo unidades se tiene.

$$P = g RO \dot{V} H$$

$$P = (9.8 \text{ m/s}^2) * (1\text{g/cm}^3) * (5728.3 \text{ cm}^3/\text{s}) * 11.46 \text{ pie} * (30.48\text{cm/pie}) * \\ * (\text{Kg}/1000\text{g}) * (\text{m}/100 \text{ cm}) * (\text{N-s}^2/\text{Kg-m})$$

$$P_{AABS} = 196.09 \text{ W} = 0.262 \text{ HP}$$

La energía utilizada en el intervalo de tiempo de modelaje $C_{MIN} = 20$ minutos que es el período para el cual se realizan los cálculos en el programa de modelaje será.

$$W_{CTW2} = P_{AABS} * C_{MIN}$$

$$W_{CTW2} = 196.09 \text{ W} * (\text{J/W-s}) * C_{MIN} * (60\text{s}/\text{min}) * (\text{KJ}/1000\text{J}) * \\ * (\text{KW-hr}/3600\text{KJ})$$

$$W_{CTW2} = 0.06536 \text{ KW-hr}$$

Si queremos calcular la energía eléctrica utilizada, asumimos que la eficiencia mecánica de la bomba η_{MEC} y la eficiencia eléctrica del motor η_{ELEC} es del 70% ($\eta_{MEC} = 0.7$ y $\eta_{ELEC} = 0.7$)

$$W_{CTW2ELEC} = W_{CTW2} / (\eta_{MEC} * \eta_{ELEC})$$

$$W_{CTW2ELEC} = 0.1334 \text{ KW-hr}$$

De la misma forma, la potencia eléctrica consumida por la bomba será:

$$P_{CTW2ELEC} = P_{COOL} / (\eta_{MEC} * \eta_{ELEC})$$

$$P_{CTW2ELEC} = 0.262 \text{ HP} / (0.7 * 0.7)$$

$$P_{CTW2ELEC} = 0.5347 \text{ HP}$$

Ahora, el sistema convencional de compresión de vapor consume 19.97 HP. La energía que consume el sistema de absorción en bombeo, se calcula en base a los flujos que cada bomba debe mover. De los datos de diseño tenemos.

Bomba del colector	2.348 lt/s	2348 cm ³	37.22 GPM
Bomba del colector	2.348 lt/s	2348 cm ³	37.22 GPM
Bomba del absorbedor	65.5 lt/min	1091 cm ³	37.22 GPM

Según especificaciones de ARKLA INDUSTRIES para el modelo WFB-300 de 25 ton de refrigeración, la caída de presión en el

circuito de agua caliente, dentro del aparato, es del orden de:

FLUJO [GPM]	H (Pies de agua)
0	0.0
90	20.7
100	25.8

Haciendo una regresión numérica con la ayuda de la hoja electrónica, se observa que la caída de presión se comporta de acuerdo al siguiente modelo matemático.

$$\Delta P_{ACOL} = 0.002515555 * GPM^2 + 4.4444444E-7 * GPM^3$$

Para el modelo ARKLA WFB-36 de 3 ton de refrigeración, los valores son:

FLUJO [GPM]	H (Pies de agua)
0	0.0
11	9.8
22	29.9

El modelo numérico es algo diferente en este caso

$$\Delta P_{ACOL} = 0.10026661157025 * GPM^2 + .00174680692 * GPM^3$$

En el programa de modelaje se usará esta última relación solamente en sistemas de 10 ton de refrigeración o menos.

A esta caída de presión del modelo, hay que sumarle la caída de

presión producida por el colector. Los paneles solares están conectados en paralelo. Según el programa de diseño, la caída de presión es para los colectores solares la siguiente:

$$\Delta P_{COL} = 1036 \text{ g/cm}^2$$

Dividiendo para la densidad del agua.

$$\Delta P_{COL} = 1036 \text{ g/cm}^2 / (1 \text{ g/cm}^3) = 1036 \text{ cm de agua}$$

Transformando a pies de agua.

$$\Delta P_{COL} = 34 \text{ pies de agua}$$

La caída de presión total asumida del circuito de agua caliente que debe vencer la bomba del colector será:

$$\Delta P_{TACOL} = \Delta P_{COL} + \Delta P_{ACOL}$$

Tomando ΔP_{ACOL} de la ecuación para sistemas de más de 10 ton, por ser el sistema de 25 Ton, tenemos.

$$\Delta P_{TACOL} = (34 + 3.5) \text{ pies de agua}$$

$$\Delta P_{TACOL} = 37.5 \text{ pies de agua}$$

De la ec. (2.40) el cabezal efectivo de la bomba será.

$$H = \Delta p / \rho g = 37.5 \text{ pies de agua}$$

De la ec. (2.38) la energía hidráulica que consume la bomba por unidad de tiempo es igual a:

$$P = \rho g Q H$$

$$P = (9.8 \text{ m/s}^2) * (1 \text{ g/cm}^3) * (2348.29 \text{ cm}^3/\text{s}) * 37.5 \text{ pie} * (30.48 \text{ cm/pie}) * \\ *(\text{Kg}/1000 \text{ g}) * (\text{m}/100 \text{ cm}) * (\text{N-s}^2/\text{Kg-m})$$

$$P = 263.04 \text{ W} = 0.352 \text{ HP}$$

La energía utilizada en el intervalo de tiempo de modelaje $C_{MIN} = 20$ minutos que es el periodo para el cual se realizan los cálculos en el programa de modelaje será.

$$W_{COOL} = P_{COOL} * C_{MIN}$$

$$W_{COOL} = 263 \text{ W} * (\text{J/W-s}) * C_{MIN} * (60 \text{ s/min}) * (\text{KJ}/1000 \text{ J}) * (\text{KW-hr}/3600 \text{ KJ})$$

$$W_{COOL} = 0.08768 \text{ KW-hr}$$

La energía eléctrica utilizada, asumiendo $\eta_{MEC} = 0.7$ y $\eta_{ELEC} = 0.7$ será:

$$W_{COLELEC} = W_{COOL} / (\eta_{MEC} * \eta_{ELEC})$$

$$W_{COLELEC} = 0.17894 \text{ KW-hr}$$

La potencia eléctrica consumida por la bomba será:

$$P_{COLELEC} = P_{COOL} / (\eta_{MEC} * \eta_{ELEC})$$

$$P_{COLELEC} = 0.352 \text{ HP}/(0.7*0.7)$$

$$P_{COLELEC} = 0.718 \text{ HP}$$

La bomba del calentador auxiliar, a diferencia de la del colector, no necesita vencer la caída de presión de los colectores, que tienen por sí un valor relativamente alto de caída de presión, debido a que el agua debe pasar por tubos delgados. El calentador auxiliar, puede ser del tipo pirotubular, de este modo, la caída de presión del agua al pasar por este dispositivo es despreciable. Quedando por vencer solamente la caída de presión al pasar por los intercambiadores del generador y precalentador, la cual se comporta de acuerdo a las ecuaciones obtenidas por medio de las regresiones numéricas. Tomando ahora Δ_{PAQUEM} para sistemas de más de 10 toneladas.

$$\Delta_{PAQUEM} = 0.002515555 * \text{GPM}^2 + 4.4444444E-7 * \text{GPM}^3$$

Debido a que se maneja el mismo caudal que en el colector, (37.22 GPM). La caída de presión será:

$$\Delta_{PAQUEM} = 3.5 \text{ pies de agua}$$

Utilizando la ec. (2.38)

$$P = g \text{ RO } \dot{V} H$$

$$P = (9.8 \text{ m/s}^2) * (1\text{g/cm}^3) * (2348.29 \text{ cm}^3/\text{s}) * 3.5 \text{ pie} * (30.48\text{cm/pie}) * \\ *(Kg/1000g) * (m/100 \text{ cm}) * (N\text{-s}^2/Kg\text{-m})$$

$$P = 24.56 \text{ W} = 0.033 \text{ HP}$$

La energía hidráulica utilizada en un periodo de 20 min será.

$$W_{QUEM} = P_{QUEM} * C_{MIN}$$

$$W_{QUEM} = 24.56 \text{ W} * (J/W\text{-s}) * C_{MIN} * (60\text{s/min}) * (KJ/1000J) * (KW\text{-hr}/3600KJ)$$

$$W_{COL} = 8.186E-3 \text{ KW-hr}$$

La energía eléctrica considerando eficiencias será:

$$W_{QUEMELEC} = W_{QUEMELEC} / (\eta_{MEC} - \eta_{ELEC})$$

$$W_{QUEMELEC} = 0.0167 \text{ KW-hr}$$

Para la bomba del absorbedor, no existen datos de caída de presión, por lo tanto se hace el siguiente estimado para sistemas de cualquier capacidad. Debido a los dos intercambiadores que debe atravesar y al "spray" del generador principal.

$$\Delta P_{ABS} = 10 \text{ pies de agua}$$

Se asume además que la solución tiene la misma gravedad específica que el agua ($\rho = 1$)

Partiendo de esta hipótesis, la energía que consumirá esta

bomba se calcula con la ec. (2.38)

$$P = \rho R O \dot{V} H$$

$$P = (9.8 \text{ m/s}^2) * (1\text{g/cm}^3) * (1091.66 \text{ cm}^3/\text{s}) * 10. \text{ pie} * (30.48\text{cm/pie}) * \\ *(Kg/1000\text{g}) * (\text{m}/100 \text{ cm}) * (\text{N-s}^2/\text{Kg-m})$$

$$P = 32.6 \text{ W} = 0.0437 \text{ HP}$$

La energía utilizada para un periodo de $C_{MIN} = 20 \text{ min}$, considerando eficiencia mecánica y eléctrica es.

$$W_{ABSELEC} = P_{ABS} * C_{MIN} / (\eta_{MEC} * \eta_{ELEC})$$

$$W_{ABSELEC} = 32.6 \text{ W} * (\text{J/W-S}) * C_{MIN} * (60\text{s}/\text{min}) * (\text{KJ}/1000 \text{ J}) * \\ * (\text{KW-hr}/3600 \text{ KJ}) / (0.7 * 0.7)$$

$$W_{ABSELEC} = 0.02218 \text{ KW-hr}$$

De las bombas de recirculación del absorbedor y evaporador no se tiene ningún dato, pero se asumirá que consumen la mitad de energía que consume la bomba del absorbedor, por lo tanto:

$$W_{RABSELEC} = W_{ABSELEC}/2$$

$$W_{REVAPELEC} = W_{ABSELEC}/2$$

$$W_{RABSELEC} = 0.01109 \text{ KW-hr}$$

$$W_{REVAPELEC} = 0.01109 \text{ KW-hr}$$

Ahora, en caso de que funcionen todas las bombas del ciclo de absorción, la energía eléctrica consumida durante el periodo de

20 min será.

$$\begin{aligned} W_{CTWEELEC} &= 0.1334 \text{ KW-hr} \\ W_{COLELEC} &= 0.17894 \text{ KW-hr} \\ W_{QUEMELEC} &= 0.0167 \text{ KW-hr} \\ W_{ABSELEC} &= 0.02218 \text{ KW-hr} \\ W_{RAESELEC} &= 0.01109 \text{ KW-hr} \\ \underline{W_{REVAPELEC}} &= \underline{0.01109 \text{ KW-hr}} \\ \text{TOTAL} &= 0.3734 \text{ KW-hr} \end{aligned}$$

El consumo de energía eléctrica del compresor en el sistema convencional será.

$$P_{COMP} = 19.97 \text{ HP}$$

$$W_{COMP} = P_{COMP} * C_{MIN}$$

$$\begin{aligned} W_{COMP} &= 19.94 \text{ HP} * 20 \text{ min} * (0.746 \text{ KW/HP}) * (\text{KW-hr}/3600 \text{ KJ}) * \\ &\quad * (60 \text{ s/min}) \end{aligned}$$

$$W_{COMP} = 4.9652 \text{ KW-hr}$$

Comparando el consumo de energía eléctrica de ambos sistemas, se observa que la relación de consumo de energía eléctrica entre ambos tipos de ciclo, es del orden de

$$\text{RELACION DE CONSUMO DE ENERGIA ELECTRICA} = \frac{\text{ENERGIA EN CICLO CONVENCIONAL}}{\text{ENERGIA EN CICLO DE ABSORCION}}$$

$$\text{RELACION DE CONSUMO DE ENERGIA ELECTRICA} = 13.29$$

Esta comparación es relativa, pues como se vió en el **capítulo IV**, no siempre están funcionando todas las bombas, cuando el sistema de absorción solar está funcionando.

En cuanto al consumo de combustible, es muy variable, porque depende de cuanto y cuando se necesite operar el calentador auxiliar. En el programa lo que se hace es sumar los consumos de energía durante todo un periodo de tiempo, generalmente durante un día entero. Se requiere del calentador auxiliar usualmente en las primeras horas de la mañana y durante las últimas horas de la tarde, cuando la radiación solar es deficiente.

La energía que puede proporcionar el quemador se la obtiene de las condiciones de diseño, esto es:

$$Q_{\text{FURN}} = 7479.5 \text{ KJ/min} = 167.1 \text{ HP}$$

Es por eso que en ausencia de energía solar, los costos de operación hacen de éste tipo de sistema un dispositivo no rentable.

6.2. AHORRO Y CONSUMO DE ENERGIA.

Para hablar de ahorro, se debe calcular los costos de combustible y costos de operación. En el mes de mayo de 1991, tenemos el precio del KW-hr de energía eléctrica a nivel

comercial en:

$$P_{KW-hr} = S/. 35 / KW-hr$$

El precio del KJ depende del combustible utilizado, si se usa *FUEL OIL PESADO*, mejor conocido como bunker, su precio es de

$$P_{BUNKER} = S/.260 / GALON$$

El poder calorífico inferior (P.C.I) y otras propiedades de éste combustible son:

$$P.C.I. = 9700 \text{ Kcal/Kg}$$

$$S.G. = 0.85$$

Si la eficiencia del calentador auxiliar se estima en un 70%, el precio del KJ será:

$$P_{KJ} = P_{BUNKER} / (P.C.I. * S.G. * \eta_{QUEMADOR})$$

$$P_{KJ} = \frac{260 \text{ S/. / GALON}}{9700 \text{ Kcal/Kg} * (4.1868 \text{ KJ/Kcal}) * 0.85 \text{ Kg/lt} * 3.7854 \text{ lt/GAL} * 0.7}$$

$$P_{KJ} = S/. 0.00284243 / KJ$$

Estos precios servirán para calcular los costos de operación de ambos sistemas. Si se hace el modelaje numérico para un "arranque" del sistema, es decir, con $T_{HST} = T_{AMB}$ al inicio de cálculos en el modelaje, se gastará bastante dinero en combustible al calentar toda la masa de agua del tanque hasta

temperaturas de operación, y a simple vista, el ciclo de absorción no será atractivo. Pero si se toma la temperatura del tanque al final del día, como la temperatura inicial del tanque para iniciar el modelaje, (puede estar entre valores de 65 °C y 72 °C dependiendo de las condiciones y espesor del aislante), y si se opera con días soleados, solo hasta las 17:00h, como si fuese horario normal de trabajo en oficinas, las perspectivas de ahorro energético son bastante satisfactorias. A continuación se mostrarán resultados calculados por el programa de consumos diarios de energía para varias condiciones iniciales y periodos de operación.

FECHA 07/07/xx HORA INICIAL 8:00h HORA FINAL 17:00h
 THST INICIAL = T_{AMB}

*** CICLO DE ABSORCION ***			
ENERGIA ELECTRICA	KW-hr	S/KW-hr	S/.
B. AGUA DE ENFRIAMIENTO (ABSORBEDOR)	2.982	35	104.36
B. PRINCIPAL DEL ABSORBEDOR	0.488	35	17.07
B. DEL COLECTOR	4.653	35	162.87
B. DEL QUEMADOR	0.184	35	6.44
B. DE RECIRCULACION DEL ABSORBEDOR	0.244	35	8.54
B. DE RECIRCULACION DEL EVAPORADOR	0.244	35	8.54
<u>CONSUMO TOTAL DE ENERGIA ELECTRICA</u>	<u>8.795</u>	<u>35</u>	<u>307.83</u>
ENERGIA CALORICA	KJ	S/KJ	S/.
COLECTOR SOLAR	3840387	.00000	0.00
COLECTOR AUXILIAR	1044681	.00284	2968.99
<u>CONSUMO TOTAL DE ENERGIA CALORICA</u>	<u>1044681</u>	<u>.00284</u>	<u>2968.99</u>
COSTO TOTAL DE OPERACION	TOTAL	S/.	3276.81
*** CICLO DE COMPRESION ***			
ENERGIA ELECTRICA	KW-hr	S/KW-hr	S/.
COMPRESOR	98.091	35	3433.17
COSTO TOTAL DE OPERACION	TOTAL	S/.	3433.17
RELACION DE COSTOS (COMPRESION/ABSORCION)			1.048

FECHA 07/07/xx HORA INICIAL 8:00h HORA FINAL 17:00h
 THST INICIAL = 65 °C

*** CICLO DE ABSORCION ***			
ENERGIA ELECTRICA	KW-hr	S/KW-hr	S/.
B. AGUA DE ENFRIAMIENTO (ABSORBEDOR)	3.660	35	128.08
B. PRINCIPAL DEL ABSORBEDOR	0.599	35	20.96
B. DEL COLECTOR	4.474	35	156.60
B. DEL QUEMADOR	0.184	35	6.44
B. DE RECIRCULACION DEL ABSORBEDOR	0.299	35	10.48
B. DE RECIRCULACION DEL EVAPORADOR	0.299	35	10.48
<u>CONSUMO TOTAL DE ENERGIA ELECTRICA</u>	<u>9.515</u>	<u>35</u>	<u>333.04</u>
ENERGIA CALORICA	KJ	S/KJ	S/.
COLECTOR SOLAR	3169295	.00000	0.00
COLECTOR AUXILIAR	630143	.00284	1790.87
<u>CONSUMO TOTAL DE ENERGIA CALORICA</u>	<u>630143</u>	<u>.00284</u>	<u>1790.87</u>
COSTO TOTAL DE OPERACION	TOTAL S/.	2123.91

*** CICLO DE COMPRESION ***			
ENERGIA ELECTRICA	KW-hr	S/KW-hr	S/.
COMPRESOR	118.413	35	4144.45
COSTO TOTAL DE OPERACION	TOTAL S/.	4144.45

RELACION DE COSTOS (COMPRESION/ABSORCION) 1.951

FECHA 07/07/xx HORA INICIAL 8:00h HORA FINAL 17:00h
 THST INICIAL = 70 °C

*** CICLO DE ABSORCION ***			
ENERGIA ELECTRICA	KW-hr	S/KW-hr	S/.
B. AGUA DE ENFRIAMIENTO (ABSORBEDOR)	3.660	35	128.08
B. PRINCIPAL DEL ABSORBEDOR	0.599	35	20.96
B. DEL COLECTOR	4.295	35	150.34
B. DEL QUEMADOR	0.184	35	6.44
B. DE RECIRCULACION DEL ABSORBEDOR	0.299	35	10.48
B. DE RECIRCULACION DEL EVAPORADOR	0.299	35	10.48
<u>CONSUMO TOTAL DE ENERGIA ELECTRICA</u>	<u>9.336</u>	<u>35</u>	<u>326.78</u>
ENERGIA CALORICA	KJ	S/KJ	S/.
COLECTOR SOLAR	3117752	.00000	0.00
COLECTOR AUXILIAR	487721	.00284	1386.10
<u>CONSUMO TOTAL DE ENERGIA CALORICA</u>	<u>487721</u>	<u>.00284</u>	<u>1386.10</u>
COSTO TOTAL DE OPERACION	TOTAL S/.	1712.88

*** CICLO DE COMPRESION ***			
ENERGIA ELECTRICA	KW-hr	S/KW-hr	S/.
COMPRESOR	118.413	35	4144.45
COSTO TOTAL DE OPERACION	TOTAL S/.	4144.45

RELACION DE COSTOS (COMPRESION/ABSORCION) 2.420

FECHA 07/07/xx HORA INICIAL 8:00h HORA FINAL 17:00h
 THST INICIAL = 75 °C

*** CICLO DE ABSORCION ***

ENERGIA ELECTRICA	KW-hr	S/KW-hr	S/.
B. AGUA DE ENFRIAMIENTO (ABSORBEDOR)	3.660	35	128.08
B. PRINCIPAL DEL ABSORBEDOR	0.599	35	20.96
B. DEL COLECTOR	4.295	35	150.34
B. DEL QUEMADOR	0.184	35	6.44
B. DE RECIRCULACION DEL ABSORBEDOR	0.299	35	10.48
B. DE RECIRCULACION DEL EVAPORADOR	0.299	35	10.48
<u>CONSUMO TOTAL DE ENERGIA ELECTRICA</u>	<u>9.336</u>	<u>35</u>	<u>326.78</u>
ENERGIA CALORICA	KJ	S/KJ	S/.
COLECTOR SOLAR	3088107	.00000	0.00
COLECTOR AUXILIAR	320376	.00284	910.51
<u>CONSUMO TOTAL DE ENERGIA CALORICA</u>	<u>320376</u>	<u>.00284</u>	<u>910.51</u>
COSTO TOTAL DE OPERACION	TOTAL	S/.	1237.29

*** CICLO DE COMPRESION ***

ENERGIA ELECTRICA	KW-hr	S/KW-hr	S/.
COMPRESOR	118.413	35	4144.45
COSTO TOTAL DE OPERACION	TOTAL	S/.	4144.45

RELACION DE COSTOS (COMPRESION/ABSORCION) 3.350

FECHA 07/07/xx HORA INICIAL 8:00h HORA FINAL 18:00h
 THST INICIAL = T_{AMB}

*** CICLO DE ABSORCION ***

ENERGIA ELECTRICA	KW-hr	S/KW-hr	S/.
B. AGUA DE ENFRIAMIENTO (ABSORBEDOR)	3.388	35	118.60
B. PRINCIPAL DEL ABSORBEDOR	0.554	35	19.40
B. DEL COLECTOR	4.653	35	162.87
B. DEL QUEMADOR	0.234	35	8.20
B. DE RECIRCULACION DEL ABSORBEDOR	0.277	35	9.70
B. DE RECIRCULACION DEL EVAPORADOR	0.277	35	9.70
<u>CONSUMO TOTAL DE ENERGIA ELECTRICA</u>	<u>9.383</u>	<u>35</u>	<u>328.47</u>
ENERGIA CALORICA	KJ	S/KJ	S/.
COLECTOR SOLAR	3840387	.00000	0.00
COLECTOR AUXILIAR	1414032	.00284	4018.68
<u>CONSUMO TOTAL DE ENERGIA CALORICA</u>	<u>1414032</u>	<u>.00284</u>	<u>4018.68</u>
COSTO TOTAL DE OPERACION	TOTAL	S/.	4347.15

*** CICLO DE COMPRESION ***

ENERGIA ELECTRICA	KW-hr	S/KW-hr	S/.
COMPRESOR	110.689	35	3874.12
COSTO TOTAL DE OPERACION	TOTAL	S/.	3874.12

RELACION DE COSTOS (COMPRESION/ABSORCION) 0.891

FECHA 07/07/xx HORA INICIAL 8:00h HORA FINAL 18:00h
 THST INICIAL = 70 °C

*** CICLO DE ABSORCION ***			
ENERGIA ELECTRICA	KW-hr	S/KW-hr	S/.
B. AGUA DE ENFRIAMIENTO (ABSORBEDOR)	4.066	35	142.31
B. PRINCIPAL DEL ABSORBEDOR	0.665	35	23.28
B. DEL COLECTOR	4.295	35	150.34
B. DEL QUEMADOR	0.234	35	8.20
B. DE RECIRCULACION DEL ABSORBEDOR	0.333	35	11.64
B. DE RECIRCULACION DEL EVAPORADOR	0.333	35	11.64
<u>CONSUMO TOTAL DE ENERGIA ELECTRICA</u>	<u>9.926</u>	<u>35</u>	<u>347.42</u>
ENERGIA CALORICA	KJ	S/KJ	S/.
COLECTOR SOLAR	3117752	.00000	0.00
COLECTOR AUXILIAR	853532	.00284	2425.74
<u>CONSUMO TOTAL DE ENERGIA CALORICA</u>	<u>853532</u>	<u>.00284</u>	<u>2425.74</u>
COSTO TOTAL DE OPERACION	TOTAL	S/.	2773.16
*** CICLO DE COMPRESION ***			
ENERGIA ELECTRICA	KW-hr	S/KW-hr	S/.
COMPRESOR	131.011	35	4585.40
COSTO TOTAL DE OPERACION	TOTAL	S/.	4585.40
RELACION DE COSTOS (COMPRESION/ABSORCION)			1.653

FECHA 07/07/xx HORA INICIAL 9:00h HORA FINAL 17:00h
 THST INICIAL = TAMB

*** CICLO DE ABSORCION ***			
ENERGIA ELECTRICA	KW-hr	S/KW-hr	S/.
B. AGUA DE ENFRIAMIENTO (ABSORBEDOR)	2.711	35	94.88
B. PRINCIPAL DEL ABSORBEDOR	0.443	35	15.52
B. DEL COLECTOR	4.116	35	144.08
B. DEL QUEMADOR	0.151	35	5.27
B. DE RECIRCULACION DEL ABSORBEDOR	0.222	35	7.76
B. DE RECIRCULACION DEL EVAPORADOR	0.222	35	7.76
<u>CONSUMO TOTAL DE ENERGIA ELECTRICA</u>	<u>8.795</u>	<u>35</u>	<u>307.83</u>
ENERGIA CALORICA	KJ	S/KJ	S/.
COLECTOR SOLAR	3767842	.00000	0.00
COLECTOR AUXILIAR	831603	.00284	2363.42
<u>CONSUMO TOTAL DE ENERGIA CALORICA</u>	<u>831603</u>	<u>.00284</u>	<u>2363.42</u>
COSTO TOTAL DE OPERACION	TOTAL	S/.	2638.69
*** CICLO DE COMPRESION ***			
ENERGIA ELECTRICA	KW-hr	S/KW-hr	S/.
COMPRESOR	90.705	35	3174.45
COSTO TOTAL DE OPERACION	TOTAL	S/.	3174.45
RELACION DE COSTOS (COMPRESION/ABSORCION)			1.203

FECHA 07/07/xx
 THST INICIAL = 68 °C

HORA INICIAL 9:00h

HORA FINAL 17:00h

***** CICLO DE ABSORCION *****

ENERGIA ELECTRICA	KW-hr	S/KW-hr	S/.
B. AGUA DE ENFRIAMIENTO (ABSORBEDOR)	3.254	35	113.85
B. PRINCIPAL DEL ABSORBEDOR	0.532	35	18.63
B. DEL COLECTOR	4.116	35	144.08
B. DEL QUEMADOR	0.134	35	4.69
B. DE RECIRCULACION DEL ABSORBEDOR	0.266	35	9.31
B. DE RECIRCULACION DEL EVAPORADOR	0.266	35	9.31
<u>CONSUMO TOTAL DE ENERGIA ELECTRICA</u>	<u>8.568</u>	<u>35</u>	<u>299.87</u>
ENERGIA CALORICA	KJ	S/KJ	S/.
COLECTOR SOLAR	3149707	.00000	0.00
COLECTOR AUXILIAR	175537	.00284	498.88
<u>CONSUMO TOTAL DE ENERGIA CALORICA</u>	<u>175537</u>	<u>.00284</u>	<u>498.88</u>
COSTO TOTAL DE OPERACION	TOTAL S/.	798.75

***** CICLO DE COMPRESION *****

ENERGIA ELECTRICA	KW-hr	S/KW-hr	S/.
COMPRESOR	106.968	35	3743.89
COSTO TOTAL DE OPERACION	TOTAL S/.	3743.89

RELACION DE COSTOS (COMPRESION/ABSORCION) 4.687

FECHA 07/07/xx
 THST INICIAL = Tamb

HORA INICIAL 9:00h

HORA FINAL 18:00h

***** CICLO DE ABSORCION *****

ENERGIA ELECTRICA	KW-hr	S/KW-hr	S/.
B. AGUA DE ENFRIAMIENTO (ABSORBEDOR)	3.117	35	109.11
B. PRINCIPAL DEL ABSORBEDOR	0.510	35	17.85
B. DEL COLECTOR	4.116	35	144.08
B. DEL QUEMADOR	0.202	35	7.01
B. DE RECIRCULACION DEL ABSORBEDOR	0.255	35	8.93
B. DE RECIRCULACION DEL EVAPORADOR	0.255	35	8.93
<u>CONSUMO TOTAL DE ENERGIA ELECTRICA</u>	<u>8.455</u>	<u>35</u>	<u>295.91</u>
ENERGIA CALORICA	KJ	S/KJ	S/.
COLECTOR SOLAR	3767842	.00000	0.00
COLECTOR AUXILIAR	1206854	.00284	3429.88
<u>CONSUMO TOTAL DE ENERGIA CALORICA</u>	<u>1206854</u>	<u>.00284</u>	<u>3429.88</u>
COSTO TOTAL DE OPERACION	TOTAL S/.	3725.80

***** CICLO DE COMPRESION *****

ENERGIA ELECTRICA	KW-hr	S/KW-hr	S/.
COMPRESOR	103.304	35	3615.63
COSTO TOTAL DE OPERACION	TOTAL S/.	3615.63

RELACION DE COSTOS (COMPRESION/ABSORCION) 0.970

FECHA 07/07/xx

HORA INICIAL 9:00h

HORA FINAL 18:00h

THST INICIAL = 68 °C

*** CICLO DE ABSORCION ***

ENERGIA ELECTRICA	KW-hr	S/KW-hr	S/.
B. AGUA DE ENFRIAMIENTO (ABSORBEDOR)	3.660	35	128.08
B. PRINCIPAL DEL ABSORBEDOR	0.599	35	20.96
B. DEL COLECTOR	4.116	35	144.08
B. DEL QUEMADOR	0.184	35	6.44
B. DE RECIRCULACION DEL ABSORBEDOR	0.299	35	10.48
B. DE RECIRCULACION DEL EVAPORADOR	0.299	35	10.48
<u>CONSUMO TOTAL DE ENERGIA ELECTRICA</u>	<u>9.158</u>	<u>35</u>	<u>320.51</u>
ENERGIA CALORICA	KJ	S/KJ	S/.
COLECTOR SOLAR	3149709	.00000	0.00
COLECTOR AUXILIAR	545528	.00284	1541.87
<u>CONSUMO TOTAL DE ENERGIA CALORICA</u>	<u>545528</u>	<u>.00284</u>	<u>1541.87</u>
COSTO TOTAL DE OPERACION	TOTAL	S/.	1862.38

*** CICLO DE COMPRESION ***

ENERGIA ELECTRICA	KW-hr	S/KW-hr	S/.
COMPRESOR	119.567	35	4184.84
COSTO TOTAL DE OPERACION	TOTAL	S/.	4184.84

RELACION DE COSTOS (COMPRESION/ABSORCION) 2.247

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

- El sistema de refrigeración solar por absorción, se puede instalar con resultados satisfactorios en cuanto a ahorro de energía convencional se refiere, siempre y cuando, se opere durante horas en que se disponga de radiación solar directa, en el lugar a instalarse, la mayor parte del año. De no ser así, los costos de operación debidos al consumo de combustible, serán más elevados que en el ciclo convencional.
- El uso de espejos concentradores de radiación es prácticamente "necesario" en este sistema, para garantizar una temperatura adecuada de suministro de agua caliente para el funcionamiento del sistema, y para reducir costos de construcción e instalación de colectores, ya que es más fácil instalar espejos que colectores.
- El método de orientación del colector, de acuerdo a la declinación solar en 20° , 10° , 0° , -10° , y -20° , mejora la captación solar con respecto al método de orientación en ángulos de 15° , 0° y -15° .
- El uso de colectores del tipo ventana única, trabaja en forma adecuada para suplir la demanda de energía del sistema, si se usan

los espejos concentradores.

- El uso del sistema de dos generadores en recipientes diferentes con doble área de condensador para usar al mismo tiempo energía solar y convencional, es la mejor solución para cubrir la demanda de refrigerante, en caso de niveles de energía solar bajos, sin interferir con la eficiencia de captación de los colectores.
- El sistema de control de capacidad implementado aquí, que desvía agua de enfriamiento alrededor de la *torre de enfriamiento*, para incrementar la temperatura del condensador, cuando aumente la temperatura del agua caliente del colector, y evitar así, la producción excesiva de refrigerante, debe hacerse por medio de un control automático que regule la cantidad de flujo que se debe desviar por medio del by-pass.
- El uso de los tanques de almacenamiento de agua caliente y fría, son sumamente convenientes, para el almacenamiento de energía, y mejor funcionamiento del ciclo de refrigeración por absorción. La utilización de estos tanques disminuye el número de encendidas y apagadas del sistema, y ahorra energía, al quedar almacenada, para utilización en los días subsiguientes al arranque del sistema. Esto se observa cuando se hace el modelaje numérico con temperatura inicial del tanque de almacenamiento de agua caliente superior a la temperatura ambiente.



RECOMENDACIONES

- Se recomienda instalar este sistema en lugares donde se requiere acondicionamiento de aire, solamente durante las horas del día, preferiblemente entre las 9:00h y las 16:00h. Si se sale de estas horas, se requiere gastar energía convencional y el sistema deja de ser atractivo económicamente.

- Se recomienda también utilizar en lo posible *superficies absorbedoras selectivas* y *vidrios no-reflectivos*, y de bajo contenido de hierro, para mejora la eficiencia de los colectores solares, y así tener la menor área posible de colectores, destinados a la captación de energía solar.

- Los diseños obtenidos con el programa de diseño, deben ser siempre probados con el programa de modelaje para diferentes épocas del año, para garantizar el adecuado funcionamiento del sistema diseñado. Es así como se observarán las deficiencias del diseño, o las conveniencias. La decisión final sobre que diseño debe utilizarse, no debe ser hecha sin probar varios diseños previamente en el programa de modelaje.

- Se recomienda no utilizar letras minúsculas en el programa, y tratar de no cometer errores en la digitación. Algunos errores comunes de este tipo se prevenen, pero no todos. Si se produce un error muy grave, el programa puede "caerse", o simplemente, no

correr. En caso de que esto ocurra, o se dañen los archivos, debe intentar corregir los errores desde el programa fuente en el TURBOBASIC.

- El programa puede también caerse, o detenerse si se encuentra con temperaturas menores de 14°C como temperatura ambiente, por lo tanto se recomienda usar este programa para lugares con clima cálido la mayor parte del año, o sea, para lugares entre los paralelos 20 N y 20 S. El programa de ingreso de datos lo aceptará, pero al correr el programa de diseño, es posible que se detenga.

- El programa puede mejorarse, ampliando módulos de cálculo, por ejemplo, considerando la radiación difusa para días nublados, o implementando módulos de impresión de resultados, o grabación en disco o diskette, para esto se recomienda usar los programas fuente y alterarlos, siempre y cuando no se superen los 64Kbytes que puede utilizar el TURBOBASIC de memoria RAM. La violación de esta recomendación puede traer errores de corrida en el programa objeto.

A P E N D I C E A

DATOS CLIMATOLOGICOS
MES : JULIO DE 1989 *

HORA	TEMPERATURA (°C)			HUMEDAD RELATIVA (%)			NUBOSIDAD (OCTAS)		VIENTO (NUDOS)		DIRECC.
	T med	T máx	T mín	HR med	HR máx	HR mín	NUB med	VELmed	VELmáx		
01:00	20.6	23.0	19.0	85	90	77	5	9	14	SSW	
02:00	20.5	22.8	18.8	86	91	78	5	8	14	SSW	
03:00	20.4	22.6	18.8	86	91	78	6	8	12	SSW	
04:00	20.4	22.4	19.0	86	91	78	6	8	13	SSW	
05:00	20.3	22.4	19.0	87	91	80	6	7	11	SSW	
06:00	20.3	21.9	19.0	87	93	80	6	8	13	SW	
07:00	20.3	22.0	19.2	87	92	80	7	8	12	SW	
08:00	21.1	22.7	20.3	83	87	75	7	8	11	SW	
09:00	22.2	23.7	21.8	78	83	72	7	7	13	SW	
10:00	23.5	25.7	23.9	73	81	67	6	7	11	SW	
11:00	24.6	27.4	24.6	69	77	58	6	6	10	SSW	
12:00	25.7	28.9	24.9	65	77	55	6	7	10	SSW	
13:00	26.6	30.0	24.6	63	75	54	6	6	10	SE	
14:00	27.1	30.0	24.3	61	75	52	6	6	11	SE	
15:00	27.3	30.3	24.2	61	71	51	6	5	10	SE	
16:00	27.2	29.8	23.8	62	70	53	5	5	10	SE	
17:00	26.6	29.6	24.2	64	73	54	6	6	15	SSE	
18:00	25.7	28.2	23.8	68	76	56	5	8	11	SSW	
19:00	24.7	26.5	23.1	71	79	63	5	6	17	SSW	
20:00	23.6	25.5	22.4	77	82	66	3	11	17	SW	
21:00	22.6	24.6	21.1	77	83	69	3	9	17	SSW	
22:00	21.8	23.0	20.1	80	86	75	3	9	17	SSW	
23:00	21.2	22.8	19.6	82	87	76	4	9	16	SSW	
24:00	20.8	22.3	19.2	84	88	75	4	9	13	SSW	

* FUENTE : DIRECCION GENERAL DE AVIACION CIVIL, DEPARTAMENTO DE METEOROLOGIA, SECCION CLIMATOLOGIA

TABLA A-1

DATOS CLIMATOLÓGICOS
MES : AGOSTO DE 1989 *

HORA	TEMPERATURA (°C)			HUMEDAD RELATIVA (%)			NUBOSIDAD (OCTAS)			VIENTO (NUDOS)			DIRKCC-
	T med	T máx	T mín	HR med	HR máx	HR mín	NUB med	NUB med	NUB med	VEImed	VEImed	VEImáx	
01:00	20.0	21.1	18.8	84	88	79	5	5	5	10	10	13	SW
02:00	19.8	20.9	18.6	85	88	80	5	5	5	9	9	15	SW
03:00	19.6	20.7	18.5	86	92	80	6	6	6	9	9	11	SSW
04:00	19.5	20.3	18.6	87	93	80	6	6	6	9	9	11	SSW
05:00	19.4	20.2	18.3	87	94	81	6	6	6	7	7	12	SSW
06:00	19.4	20.1	18.4	87	94	80	7	7	7	7	7	11	SW
07:00	19.5	20.3	18.5	87	92	80	7	7	7	6	6	10	SSW
08:00	20.1	20.8	18.7	83	88	77	7	7	7	7	7	12	SW
09:00	21.2	23.3	19.8	79	84	71	7	7	7	7	7	11	SW
10:00	22.6	24.2	21.2	73	80	64	7	7	7	6	6	10	SSW
11:00	24.2	26.0	21.4	68	78	59	6	6	6	7	7	11	SSW
12:00	26.0	27.5	22.9	61	70	54	5	5	5	6	6	10	SE
13:00	27.0	28.7	22.9	59	69	49	5	5	5	6	6	9	SE
14:00	27.8	29.4	24.5	57	68	52	4	4	4	5	5	10	SE
15:00	28.1	29.8	25.0	56	64	51	4	4	4	6	6	9	SE
16:00	28.0	29.7	24.5	57	68	49	4	4	4	6	6	8	SSE
17:00	27.4	29.5	24.7	59	66	49	4	4	4	7	7	11	SSE
18:00	26.1	27.4	24.1	65	73	56	5	5	5	5	5	11	SSE
19:00	24.7	26.6	23.2	70	76	61	5	5	5	8	8	11	SSW
20:00	23.5	25.2	21.5	72	77	66	4	4	4	9	9	14	SSW
21:00	22.1	23.8	20.5	76	83	71	3	3	3	11	11	15	SSW
22:00	21.1	22.9	20.1	79	86	74	4	4	4	11	11	18	SSW
23:00	20.5	22.0	19.7	82	86	75	4	4	4	11	11	15	SW
24:00	20.2	21.5	19.3	83	87	88	4	4	4	11	11	14	SSW

* FUENTE : DIRECCION GENERAL DE AVIACION CIVIL, DEPARTAMENTO DE METEOROLOGIA, SECCION CLIMATOLOGIA

TABLA A-2

DATOS CLIMATOLÓGICOS
MES : SEPTIEMBRE DE 1989 *

HORA	TEMPERATURA (°C)			HUMEDAD RELATIVA (%)			NUBOSIDAD (OCTAS)		VIENTO (NUDOS)		DIRECC.
	T med	T máx	T mín	HR med	HR máx	HR mín	NUB med	VEImed	VELmáx		
01:00	21.0	22.7	19.8	83			5	8	12	SW	
02:00	20.9	22.6	19.7	83			6	8	12	SW	
03:00	20.8	22.5	19.7	83			6	7	12	SW	
04:00	20.8	22.2	19.6	84			6	6	9	SW	
05:00	20.7	22.2	19.6	84			7	7	11	SW	
06:00	20.7	22.3	19.5	84			7	6	9	SSW	
07:00	20.8	22.2	19.6	84			7	6	9	SW	
08:00	21.6	23.6	19.9	80			7	7	12	SW	
09:00	22.8	25.6	20.6	75			7	7	11	SW	
10:00	24.3	27.7	21.7	70			7	6	10	SSW	
11:00	25.7	29.2	22.5	65			6	6	8	S	
12:00	27.0	30.1	24.0	62			7	6	8	SE	
13:00	28.0	30.8	24.6	59			7	6	10	SE	
14:00	28.7	31.8	24.8	57			7	6	10	SE	
15:00	28.9	32.1	24.3	56			7	7	10	SSE	
16:00	28.6	31.5	23.6	57			7	8	10	SSE	
17:00	27.8	30.6	23.3	60			7	7	13	SSE	
18:00	26.1	28.5	23.1	66			7	10	13	SSW	
19:00	24.8	27.4	22.2	71			7	9	16	SSW	
20:00	23.6	25.0	21.7	74			7	9	15	SSW	
21:00	22.5	23.8	21.0	77			4	11	16	SSW	
22:00	21.8	23.6	20.4	79			4	11	16	SSW	
23:00	21.4	23.2	20.2	81			4	11	16	SSW	
24:00	21.3	22.7	20.3	81			5	9	14	SSW	

* FUENTE : DIRECCION GENERAL DE AVIACION CIVIL, DEPARTAMENTO DE METEOROLOGIA, SECCION CLIMATOLOGIA

TABLA A-3

DATOS CLIMATOLÓGICOS
MES : OCTUBRE DE 1989 *

HORA	TEMPERATURA (°C)			HUMEDAD RELATIVA (%)			NUBOSIDAD (OCTAS)		VIENTO (NUDOS)		DIRECC.
	T med	T máx	T mín	HR med	HR máx	HR mín	NUB med	NUB med	VELmed	VELmáx	
01:00	21.8	23.9	20.2	82			5		8	12	SW
02:00	21.7	23.0	20.1	83			6		8	11	SW
03:00	21.5	22.6	19.9	83			6		7	10	SSW
04:00	21.4	22.9	19.8	84			6		6	9	SW
05:00	21.4	22.9	19.8	83			7		7	9	SW
06:00	21.4	22.9	19.6	84			7		6	9	SSW
07:00	21.5	22.9	19.7	83			7		6	8	SW
08:00	22.4	23.8	20.4	79			7		6	9	SW
09:00	23.7	26.1	21.6	74			7		8	8	SW
10:00	25.2	28.6	23.4	69			7		5	8	SSW
11:00	26.8	29.4	23.6	64			6		6	9	SE
12:00	27.9	31.2	23.5	60			6		6	10	SE
13:00	28.6	32.7	24.1	58			5		6	9	SE
14:00	29.1	33.2	24.9	57			5		5	9	SE
15:00	29.2	32.8	24.8	57			5		5	9	SE
16:00	29.0	32.5	24.5	57			5		5	9	SE
17:00	28.0	31.6	24.5	61			5		6	10	S
18:00	26.5	29.0	24.2	66			6		9	14	SSW
19:00	25.3	27.8	23.0	70			6		8	15	SSW
20:00	24.2	26.1	21.4	73			6		9	15	SSW
21:00	23.1	24.8	21.2	76			5		10	18	SSW
22:00	22.4	24.1	20.8	78			5		11	15	SW
23:00	22.1	24.1	20.2	80			5		10	15	SW
24:00	21.9	24.5	20.2	80			6		10	13	SW

* FUENTE : DIRECCION GENERAL DE AVIACION CIVIL, DEPARTAMENTO DE METEOROLOGIA, SECCION CLIMATOLOGIA

TABLA A-4

DATOS CLIMATOLÓGICOS
MES: NOVIEMBRE DE 1989 *

HORA	TEMPERATURA (°C)			HUMEDAD RELATIVA (%)			NUBOSIDAD (OCTAS)		VIENTO (NUDOS)		DIRECC.
	T med	T máx	T mín	HR med	HR máx	HR mín	NUB med	VELmed	VELmáx		
01:00	22.3	23.5	20.8	81	86	75	6	8	12	SW	
02:00	22.2	23.5	21.0	81	86	74	6	8	13	SW	
03:00	22.2	23.2	20.9	81	86	76	7	7	11	SW	
04:00	22.2	23.2	20.7	80	86	76	7	6	9	SW	
05:00	22.2	23.4	20.6	81	87	73	7	5	9	SSW	
06:00	22.2	23.6	20.5	81	87	72	8	6	9	SW	
07:00	22.3	24.0	21.0	81	86	75	7	5	11	SW	
08:00	23.3	24.9	21.9	77	86	68	7	5	10	SW	
09:00	24.6	26.9	23.0	71	81	60	7	5	8	SSW	
10:00	26.1	28.6	24.3	66	75	59	6	3	8	SSW	
11:00	27.6	29.9	25.2	61	73	50	5	5	7	SE	
12:00	28.6	31.6	25.5	57	72	46	5	4	7	SSW	
13:00	29.9	32.4	25.9	54	70	43	5	6	9	SSW	
14:00	30.3	33.1	26.2	53	68	43	5	5	13	SW	
15:00	30.8	33.7	26.6	52	64	44	4	5	11	SSW	
16:00	30.3	33.0	25.8	53	69	44	5	6	11	S	
17:00	29.3	31.6	25.0	57	70	47	5	6	12	SSW	
18:00	27.6	29.6	24.4	64	74	57	5	9	13	SW	
19:00	26.4	28.1	24.3	67	76	59	5	9	12	SSW	
20:00	25.1	27.2	23.5	70	80	59	4	12	15	SW	
21:00	23.9	25.5	22.6	73	82	64	5	12	16	SW	
22:00	23.2	24.7	21.7	76	83	68	4	10	15	SW	
23:00	28.8	24.5	21.2	78	84	70	4	10	15	SW	
24:00	22.5	23.8	20.9	80	86	71	5	9	14	SW	

* FUENTE : DIRECCION GENERAL DE AVIACION CIVIL, DEPARTAMENTO DE METEOROLOGIA, SECCION CLIMATOLOGIA

TABLA A-5

DATOS CLIMATOLÓGICOS
MES: DICIEMBRE DE 1989 *

HORA	TEMPERATURA (°C)			HUMEDAD RELATIVA (%)			NUBOSIDAD (OCTAS)		VIENTO (NUDOS)		DIRECC.
	T med	T máx	T mín	HR med	HR máx	HR mín	NUB med	NUB med	VKlmed	VKlmax	
01:00	22.7	24.4	20.9	78	86	67	5	5	9	16	SW
02:00	22.6	24.2	20.7	79	86	68	6	6	8	15	SW
03:00	22.5	24.1	20.8	79	86	69	7	7	8	12	SW
04:00	22.6	24.1	21.2	79	84	73	7	7	6	9	SW
05:00	22.7	23.8	21.4	78	84	71	7	7	5	10	SSW
06:00	23.7	24.0	21.5	78	84	71	7	7	5	8	SW
07:00	23.9	24.1	21.4	78	84	71	7	7	6	8	SW
08:00	26.6	26.8	22.0	73	80	64	7	7	5	9	SW
09:00	27.6	28.3	23.4	69	76	59	7	7	6	6	SW
10:00	29.5	29.8	24.4	73	71	53	6	6	5	6	SSW
11:00	28.3	31.1	25.6	57	69	49	6	6	3	8	ESE
12:00	29.5	31.9	26.6	53	66	45	6	6	5	8	SE
13:00	30.2	33.0	26.6	52	66	42	6	6	6	8	SE
14:00	31.0	33.7	27.1	50	65	42	6	6	5	8	SE
15:00	31.3	35.8	27.5	49	64	37	5	5	5	8	SE
16:00	30.9	33.8	26.7	50	68	39	5	5	6	8	SSE
17:00	30.0	33.0	26.3	53	70	42	6	6	6	12	SSE
18:00	28.5	31.0	25.6	58	72	48	6	6	8	16	SSW
19:00	27.3	30.0	25.0	63	72	53	6	6	9	15	SSW
20:00	26.1	28.5	24.0	65	75	53	5	5	12	15	SW
21:00	24.9	27.4	22.8	69	77	59	4	4	11	15	SW
22:00	24.1	26.8	22.0	71	79	62	4	4	10	12	SW
23:00	23.5	25.9	21.5	74	81	62	4	4	9	13	SW
24:00	23.0	25.0	21.0	76	85	65	4	4	10	15	SW

* FUENTE : DIRECCION GENERAL DE AVIACION CIVIL, DEPARTAMENTO DE METEOROLOGIA, SECCION CLIMATOLOGIA

TABLA A-6

DATOS CLIMATOLÓGICOS
MES: ENERO DE 1990 *

HORA	TEMPERATURA (°C)			HUMEDAD RELATIVA (%)			NUBOSIDAD (OCTAS)		VIENTO (NUDOS)		DIRKCC.
	T med	T máx	T mín	HR med	HR máx	HR mín	NUB med	VELmed	VELmáx		
01:00	24.7	26.8	22.9	78	93	66	7	6	10	SW	
02:00	24.5	26.3	22.5	79	94	64	7	5	8	WSW	
03:00	24.3	25.8	22.5	80	95	69	8	5	10	SW	
04:00	24.1	25.7	22.6	81	95	70	8	5	8	SW	
05:00	24.0	25.7	22.5	81	95	71	8	3	6	WSW	
06:00	24.0	25.5	22.2	81	94	71	7	5	9	SSW	
07:00	24.0	26.0	22.1	82	95	73	7	4	8	SSW	
08:00	24.8	26.8	23.0	78	90	64	7	3	9	SSW	
09:00	25.9	29.3	23.6	74	95	58	7	3	8	SSW	
10:00	27.5	30.0	24.5	68	90	45	7	3	7	SSW	
11:00	29.0	31.7	25.1	62	91	43	6	3	6	SSE	
12:00	30.3	33.8	25.8	57	82	41	6	5	6	ESE	
13:00	31.1	33.6	26.3	55	79	39	6	4	7	SE	
14:00	31.8	34.8	27.0	53	75	38	6	4	7	NNE	
15:00	31.9	34.7	26.8	52	74	38	6	4	7	SE	
16:00	31.6	34.0	27.6	53	70	39	6	4	10	SSW	
17:00	30.9	33.8	27.8	56	72	43	7	8	10	SSW	
18:00	29.7	32.4	27.2	60	75	48	7	7	11	SSW	
19:00	28.7	31.2	26.8	63	78	47	7	5	15	SSW	
20:00	27.6	29.7	24.7	67	92	51	6	9	12	SW	
21:00	26.7	28.6	24.2	70	94	55	6	9	14	SW	
22:00	25.9	28.4	24.0	72	94	58	6	8	13	SW	
23:00	25.5	28.0	23.8	74	92	61	7	7	12	SW	
24:00	25.1	27.2	23.7	77	92	66	7	7	11	SW	

* FUENTE : DIRECCION GENERAL DE AVIACION CIVIL. DEPARTAMENTO DE METEOROLOGIA. SECCION CLIMATOLOGIA

TABLA A-7

DAIOS CLIMATOLÓGICOS
MES: FEBRERO DE 1990 *

HORA	TEMPERATURA (°C)			HUMEDAD RELATIVA (%)			NUBOSIDAD (OCTAS)		VIENTO (NUDOS)		DIRECC.
	T med	T máx	T mín	HR med	HR máx	HR mín	NUB med	VELmed	VELmáx		
01:00	24.9	26.3	22.5	83	96	73	7	6	10	SW	
02:00	24.7	26.1	22.7	84	95	76	7	5	7	WSW	
03:00	24.5	25.7	22.6	85	95	78	7	6	9	SW	
04:00	24.4	25.6	22.3	86	96	73	7	5	6	SW	
05:00	24.3	25.6	22.4	87	96	73	7	5	6	SW	
06:00	24.2	25.3	22.7	87	96	77	7	5	7	WSW	
07:00	24.2	25.1	22.7	88	97	78	8	3	8	SSW	
08:00	24.7	26.5	22.9	86	96	75	8	3	7	N	
09:00	25.7	27.6	23.5	81	95	67	7	4	7	N	
10:00	26.7	29.7	23.4	77	94	62	7	4	6	NNE	
11:00	28.1	31.3	23.5	71	93	56	7	4	6	NNE	
12:00	29.1	32.9	24.8	67	93	52	7	4	8	NNE	
13:00	30.1	34.9	25.7	63	84	46	7	4	6	NE	
14:00	30.7	34.0	26.4	60	80	46	7	5	9	N	
15:00	30.8	33.8	26.6	61	86	47	7	4	7	NNE	
16:00	30.4	34.2	25.8	61	86	46	7	4	6	NNE	
17:00	29.7	32.5	25.4	64	89	47	7	4	8	N	
18:00	28.8	31.7	23.8	70	93	50	7	3	7	NNE	
19:00	27.7	30.0	23.4	73	95	57	7	4	8	NNE	
20:00	26.8	29.3	23.3	77	97	61	7	3	9	S	
21:00	26.2	28.5	23.4	78	96	61	7	7	9	SW	
22:00	25.8	27.6	23.4	80	97	60	6	8	8	SW	
23:00	25.4	27.3	23.0	81	95	63	6	7	8	SW	
24:00	25.0	26.6	22.5	83	97	70	6	7	9	SW	

* FUENTE : DIRECCION GENERAL DE AVIACION CIVIL, DEPARTAMENTO DE METEOROLOGIA, SECCION CLIMATOLOGIA

TABLA A-8

DAIOS CLIMATOLOGICOS
MES: MARZO DE 1990

HORA	TEMPERATURA (°C)		HUMEDAD RELATIVA (%)			NUBOSIDAD (OCTAS)		VIENTO (NUDOS)		DIRECC.
	T med	T máx	T mín	HR med	HR máx	HR mín	NUB med	VELmed	VELmáx	
01:00	25.0	26.5	23.9	79	94	68	7	6	10	SW
02:00	24.7	26.4	23.5	80	94	67	7	5	7	SW
03:00	24.6	25.9	23.2	81	94	61	7	4	7	SW
04:00	24.4	25.6	22.9	82	93	69	7	4	9	SW
05:00	24.3	25.5	22.7	83	96	72	7	4	8	SW
06:00	24.2	25.2	22.6	83	95	72	7	3	6	W
07:00	24.2	25.1	22.6	84	97	73	7	5	6	SW
08:00	25.2	26.8	22.9	80	95	64	7	3	5	WSW
09:00	26.7	28.5	23.6	75	93	63	7	3	8	SE
10:00	27.8	30.3	23.8	70	93	56	6	4	6	N
11:00	29.8	31.7	23.7	66	93	51	6	6	8	NNE
12:00	29.9	32.6	24.3	63	90	49	6	4	6	N
13:00	30.6	34.0	25.5	60	81	49	7	3	7	NW
14:00	30.8	34.3	27.3	60	72	47	6	4	7	NE
15:00	30.8	33.9	27.2	61	79	48	6	4	5	NNE
16:00	30.8	33.6	27.3	60	76	50	6	4	5	NNE
17:00	30.1	33.1	27.2	62	76	52	6	3	8	WSW
18:00	29.0	31.1	26.9	67	88	52	6	6	9	SW
19:00	28.0	29.6	24.9	72	90	54	7	7	10	SW
20:00	27.4	28.8	24.7	73	92	57	6	4	14	SW
21:00	26.7	28.0	24.1	75	92	58	6	6	12	SSW
22:00	26.2	27.8	24.3	74	92	61	6	6	12	SW
23:00	25.7	27.2	23.7	75	94	59	6	7	11	SW
24:00	25.3	26.9	23.8	77	93	67	6	6	11	SSW

* FUENTE : DIRECCION GENERAL DE AVIACION CIVIL. DEPARTAMENTO DE METEOROLOGIA. SECCION CLIMATOLOGIA



TABLA A-9



DATOS CLIMATOLÓGICOS
MES: ABRIL DE 1990 *

HORA	TEMPERATURA (°C)			HUMEDAD RELATIVA (%)			NUBOSIDAD (OCTAS)		VIENTO (NUDOS)		DIRRECC.
	T med	T máx	T mín	HR med	HR máx	HR mín	NUB med	VELmed	VELmáx		
01:00	25.0	26.5	23.9	79	94	68	7	6	10	SW	
02:00	24.7	26.4	23.5	80	94	67	7	5	7	SW	
03:00	24.6	25.9	23.2	81	94	61	7	4	7	SSW	
04:00	24.4	25.6	22.9	82	93	69	7	4	9	SSW	
05:00	24.3	25.5	22.7	83	96	72	7	4	8	SW	
06:00	24.2	25.2	22.6	83	95	72	7	3	6	SW	
07:00	24.2	25.1	22.6	84	97	73	7	5	6	SW	
08:00	25.2	26.8	22.9	80	95	64	7	3	5	N	
09:00	26.5	28.5	23.6	75	93	63	7	3	8	NNE	
10:00	27.8	30.3	23.8	70	93	56	6	4	6	NNE	
11:00	29.0	31.7	23.7	66	93	51	6	6	8	NNE	
12:00	29.9	32.6	24.6	63	90	49	6	4	6	NNE	
13:00	30.6	34.0	25.5	60	81	49	7	3	7	NE	
14:00	30.8	34.3	27.3	60	72	47	6	4	7	NNE	
15:00	30.8	33.9	27.2	61	79	48	6	4	5	NNE	
16:00	30.8	33.6	27.3	60	76	50	6	4	5	NNE	
17:00	30.1	33.1	27.2	62	76	52	6	3	8	NE	
18:00	29.0	39.1	26.9	67	88	52	6	6	9	E	
19:00	28.0	29.6	24.9	72	90	54	7	7	10	SW	
20:00	27.4	28.8	24.7	73	92	57	6	4	14	S	
21:00	26.7	28.0	24.1	75	92	58	6	6	12	SW	
22:00	26.2	27.8	24.3	74	92	61	6	6	12	SW	
23:00	25.7	27.2	23.7	75	94	59	6	7	11	SW	
24:00	25.3	26.9	23.8	77	93	67	6	6	11	SW	

* FUENTE : DIRECCION GENERAL DE AVIACION CIVIL, DEPARTAMENTO DE METEOROLOGIA, SECCION CLIMATOLOGIA

TABLA A-10

DATOS CLIMATOLÓGICOS
MES: MAYO DE 1990 *

HORA	TEMPERATURA (°C)			HUMEDAD RELATIVA (%)			NUBOSIDAD (OCTAS)		VIENTO (NUDOS)		DIRECC.
	T med	T máx	T mín	HR med	HR máx	HR mín	NUB med	VELmed	VELmáx		
01:00	24.1	25.3	22.5	78	86	72	5	7	12	SW	
02:00	23.8	24.5	22.5	80	88	74	6	7	11	SW	
03:00	23.6	24.2	22.7	81	93	74	6	6	9	SW	
04:00	23.4	24.2	22.6	81	90	74	6	4	13	SSW	
05:00	23.4	24.4	22.6	81	91	74	6	4	11	SW	
06:00	23.3	24.6	22.4	82	91	75	6	5	11	SW	
07:00	23.4	24.2	22.5	82	92	73	6	5	9	SSW	
08:00	24.4	25.8	22.7	78	92	64	7	5	9	SW	
09:00	25.6	27.9	23.5	72	88	61	6	4	8	SSW	
10:00	27.0	29.1	24.3	67	86	58	6	5	8	SSW	
11:00	28.4	30.9	25.5	62	78	52	6	4	7	SW	
12:00	29.5	32.1	25.9	59	75	49	6	3	7	ESE	
13:00	30.4	33.7	26.5	57	73	45	6	3	5	ESE	
14:00	30.7	34.0	26.9	56	71	46	6	4	8	NNE	
15:00	30.8	34.2	26.8	56	70	44	6	4	6	N	
16:00	30.7	33.6	27.3	57	73	43	6	4	8	NNE	
17:00	30.0	32.6	27.3	60	71	42	7	4	8	NNE	
18:00	29.0	31.3	26.7	64	70	52	7	6	7	SSW	
19:00	28.2	30.2	26.2	67	73	56	7	5	8	SSW	
20:00	27.4	29.0	26.0	68	80	58	6	6	8	SSW	
21:00	26.3	28.2	24.5	69	80	62	5	8	11	SW	
22:00	25.5	27.2	24.0	71	80	65	5	8	12	SW	
23:00	24.9	26.8	23.6	75	86	66	5	7	11	SW	
24:00	24.4	25.8	22.8	77	86	70	5	6	14	SSW	

* FUENTE : DIRECCION GENERAL DE AVIACION CIVIL, DEPARTAMENTO DE METEOROLOGIA, SECCION CLIMATOLOGIA

TABLA A-11

DATOS CLIMATOLÓGICOS
MES: JUNIO DE 1990 *

HORA	TEMPERATURA (°C)			HUMEDAD RELATIVA (%)			NUBOSIDAD (OCTAS)		VIENTO (NUDOS)		DIRCC.
	T med	T máx	T mín	HR med	HR máx	HR mín	NUB med	VELmed	VELmáx		
01:00	23.3	25.0	22.1	82	95	75	5	8	11	SW	
02:00	23.1	24.5	21.9	83	95	78	6	7	13	SW	
03:00	23.1	24.4	21.9	83	94	78	6	6	10	SW	
04:00	23.0	24.0	21.8	83	89	80	6	6	12	SW	
05:00	22.9	24.4	21.4	84	92	80	7	7	11	SW	
06:00	22.9	24.4	21.8	84	93	79	7	5	8	SW	
07:00	23.0	24.4	21.7	83	93	74	8	6	8	SW	
08:00	23.6	24.8	22.1	80	91	68	7	6	9	SW	
09:00	24.7	26.5	23.3	76	86	64	6	5	8	SSW	
10:00	26.0	28.0	23.8	71	85	59	6	5	7	SSW	
11:00	27.2	29.5	24.7	66	81	55	7	5	9	SW	
12:00	28.1	30.7	26.0	63	76	51	7	4	8	SE	
13:00	28.9	31.6	26.4	61	70	48	7	4	7	SE	
14:00	29.3	32.3	26.6	60	69	50	7	4	7	SE	
15:00	29.4	32.5	26.8	59	73	49	6	3	8	SE	
16:00	29.3	32.5	26.6	60	72	50	6	3	7	SE	
17:00	29.0	32.2	26.4	62	70	49	6	5	8	SE	
18:00	28.0	30.4	26.0	66	75	58	6	3	10	SSE	
19:00	27.0	29.2	24.8	70	76	59	6	7	10	SSW	
20:00	26.1	28.8	24.3	72	80	63	5	7	11	SSW	
21:00	25.3	28.4	23.5	74	81	65	4	8	12	SSW	
22:00	24.4	27.4	22.6	77	90	66	4	9	12	SW	
23:00	23.9	26.5	22.3	79	94	70	4	8	12	SW	
24:00	23.5	26.0	22.2	81	96	71	4	8	12	SW	

* FUENTE : DIRECCION GENERAL DE AVIACION CIVIL, DEPARTAMENTO DE METEOROLOGIA, SECCION CLIMATOLOGIA

TABLA A-12

A P E N D I C E B

```

*****
*          PROGRAMA PARA CREACION DE ARCHIVOS DE DATOS DE CLIMA          *
*          USADO EN LOS PROGRAMAS PARA DISEÑO Y MODELAJE              *
*****
*
*          AUTOR : XAVIER RODOLFO ALVAREZ MORAIRA                      *
*
*****

```

```

$INCLUDE "DEDALO08.INC" 'INCLUYE CONSTANTES PARA CREAR,COMPLETAR O CORREGIR ARCHV. DE DATOS DE CLIMA
$INCLUDE "DEDALO04.INC" 'INCLUYE SUBROUTINAS PARA MANEJO DE CARACTERES
$INCLUDE "DEDALO06.INC" 'INCLUYE SUBROUTINAS PARA AYUDA "WC.HELP
$INCLUDE "DEDALO07.INC" 'INCLUYE SUBROUTINAS PARA CREAR,COMPLETAR O CORREGIR ARCHV. DE DATOS DE CLIMA
$INCLUDE "DEDALO09.INC"

```

```

$STACK 10240          'PARA PREVENIR OVERFLOW EN LA PILA

```

```

OPEN "DEDALOFN.AME" FOR INPUT AS #1
INPUT #1,FILENAME$
CLOSE #1

```

```

CLS:COLOR 1,11:LOCATE 1,22:PRINT "CREANDO ARCHIVO";
COLOR 31,0:PRINT " ";FILENAME$;:COLOR 1,11
REGISTROX=0

```

```

OPEN "R",#7,FILENAME$, 27
FIELD #7, 3 AS MS$,2 AS HA$,4 AS TD$,4 AS TX$,4 AS TN$,2 AS HD$,2 AS HX$,2 AS HN$,2 AS WD$,2 AS WX$

```

```

FOR MESX=1 TO 12
  CALL SELMES(MESX,MES$)
  FOR HORAX=1 TO 24
    REGISTROX=REGISTROX+1
90    CALL PANTREGISTRO
    COLOR 0,11
    LOCATE 5,42: PRINT REGISTROX
    LOCATE 7,26: PRINT MES$
    LOCATE 7,46: PRINT USING "##:00";HORAX
100   K=1:M=9 :N=27: CALL COMP(TMED$,4)
110   K=2:M=10:N=27: CALL COMP(TMAX$,4)
120   K=3:M=11:N=27: CALL COMP(TMIN$,4)
130   K=4:M=9 :N=48: CALL COMP(HMED$,2)
140   K=5:M=10:N=48: CALL COMP(HMAX$,2)
150   K=6:M=11:N=48: CALL COMP(HMIN$,2)
160   K=7:M=13:N=37: CALL COMP(WVRED$,2)
170   K=8:M=14:N=37: CALL COMP(WVMAX$,2)
180   SALIRX=%FALSE
    DO
      M=18:N=47:COLOR 0,11
      CALL ReadKBD(CH$)
      CALL IBMCh (CH$)

```

```

IF SCREEN(18,47)=78 AND CH$=CHR$(13) THEN
  CALL CLRREG:GOTO 100
END IF
SELECT CASE LEFT$(CH$,1)
  CASE CHR$(1)
    CALL HELP:GOTO 90
  CASE CHR$(5),CHR$(9)
    GOTO 170
  CASE CHR$(24),CHR$(4)
    GOTO 190
  CASE CHR$(13),"S","s"
    PRINT "S":SALIRX=%TRUE
  CASE "N","n"
    PRINT "N":CALL CLRREG:GOTO 100
END SELECT
LOOP UNTIL SALIRX
190 SALIRX=%FALSE
DO
  M=19:N=47:COLOR 0,11
  CALL ReadKBD(CH$)
  CALL IBMCh (CH$)
  SELECT CASE LEFT$(CH$,1)
    CASE CHR$(1)
      CALL HELP:GOTO 90
    CASE CHR$(5),CHR$(9)
      GOTO 180
    CASE CHR$(24),CHR$(4)
      GOTO 100
    CASE CHR$(13),"n","N"
      PRINT "N":SALIRX=%TRUE
    CASE "S","s"
      PRINT "S":GOTO 1000
  END SELECT
  LOOP UNTIL SALIRX
  *ASIGNACION DE VARIABLES A MEMORIA INTERMEDIA
  RSET MS$= MES$
  RSET HA$= HKI$(HORAX)
  RSET TX$= HKS$(VAL(TMAY$))
  RSET TD$= HKS$(VAL(TMED$))
  RSET TN$= HKS$(VAL(TMIN$))
  RSET HX$= HKI$(INT(VAL(HRMAX$)))
  RSET HD$= HKI$(INT(VAL(HRMD$)))
  RSET HN$= HKI$(INT(VAL(HRMIN$)))
  RSET WD$= HKI$(INT(VAL(WVMD$)))
  RSET WX$= HKI$(INT(VAL(WVMAX$)))
  PUT #7, REGISTROX
  LOCATE 23,10:PRINT " SE ESCRIBE REGISTRO "
  NEXT HORAX
  BEEP
  NEXT MESX
1000 CLOSE #7
  FILEAPY$=FILENAME$+".APY"
  IF MESX<=12 AND HORAX<24 THEN

```



```

OPEN "R",#3,FILEAPY$, 2
FIELD #3, 2 AS MMES$
RSET MMES$=MKI$(MMES%)
PUT #3,1
CLOSE #3
ELSE
PRINT "BORRA ARCHIVO FILEAPY$":KILL FILEAPY$
END IF
COLOR 7,0
RUN "DISENO.TBC"
END

```

```

*****
*          PROGRAMA PARA CORREGIR DE ARCHIVOS DE DATOS DE CLIMA          *
*          USADO EN LOS PROGRAMAS PARA DISENO Y MODELAJE                *
*****
*
*          AUTOR : XAVIER RODOLFO ALVAREZ MORRIRA                       *
*
*****

```

```

$INCLUDE "DEDALO08.INC" *INCLUYE CONSTANTES PARA CORREGIR, COMPLETAR Y CREAR ARCHIVOS DE DATOS DE CLIMA
$INCLUDE "DEDALO04.INC" *INCLUYE SUBROUTINAS PARA MANEJO DE CARACTERES
$INCLUDE "DEDALO06.INC" *INCLUYE SUBROUTINAS PARA AYUDA "WC.HELP
$INCLUDE "DEDALO07.INC" *INCLUYE SUBROUTINAS PARA CORREGIR,COMPLETAR Y CREAR ARCHIVOS DE DATOS DE CLIMA
$INCLUDE "DEDALO09.INC"

```

```
$STACK 10240
```

```

OPEN "FERROR" FOR INPUT AS #4
INPUT #4,AX
CLOSE #4

```

```

OPEN "DEDALOFN.AME" FOR INPUT AS #3
INPUT #3,FILENAME$
CLOSE #3
PRINT "CORREGIENDO ARCHIVO "+FILENAME$+" PARA EL MES N*="?:AX
?"EN HORA DIGITE PARA LAS 9 HORAS"
OPEN "R",#7,FILENAME$, 27
FIELD #7, 3 AS MS$,2 AS HA$,4 AS TD$,4 AS TX$,4 AS TN$,2 AS HD$,2 AS HX$,2 AS HM$,2 AS WD$,2 AS WY$
10 COLOR 7,0:INPUT "DIGITE EL NUMERO DEL MES DEL ARCHIVO QUE DESEA ALTERAR":MMES$
IF MMES%=0 THEN MMES%=NUMES%
MES%=MMES%
INPUT "DIGITE LA HORA DEL MES DEL ARCHIVO QUE DESEA ALTERAR":HORAX
IF HORAX=0 THEN HORAX=HORASS%
REGISTRO%=MMES%*24-24+HORAX
CALL SELMES(MMES%,MES$)
90 CALL PANTREGISTRO
COLOR 0,11
LOCATE 5,42:REGISTRO%

```

```

LOCATE 7,26: ?MRS$
LOCATE 7,46: ?USING "##:00";HORAX
100 K=1:M=9 :N=27:CALL COMP(THED$,4)
110 K=2:M=10:N=27:CALL COMP(TMAX$,4)
120 K=3:M=11:N=27:CALL COMP(TMIN$,4)
130 K=4:M=9 :N=48:CALL COMP(HRMED$,2)
140 K=5:M=10:N=48:CALL COMP(HRMAX$,2)
150 K=6:M=11:N=48:CALL COMP(HRMIN$,2)
160 K=7:M=13:N=37:CALL COMP(WVMED$,2)
170 K=8:M=14:N=37:CALL COMP(WVMAX$,2)
180 SALIRX=%FALSE
    DO
        M=18:N=47:COLOR 0,11
        CALL ReadKBD(CH$)
        CALL IBMCh (CH$)
        IF SCREEN(18,47)=78 AND CH$=CHR$(13) THEN
            CALL CLRREG:GOTO 100
        END IF
        SELECT CASE LEFT$(CH$,1)
            CASE CHR$(1)
                CALL HELP:GOTO 90
            CASE CHR$(5),CHR$(9)
                GOTO 170
            CASE CHR$(24),CHR$(4)
                GOTO 190
            CASE CHR$(13),"S","s"
                ? "S":SALIRX=%TRUE
            CASE "N","n"
                ? "N":CALL CLRREG:GOTO 100
        END SELECT
        LOOP UNTIL SALIRX
190 SALIRX=%FALSE
    DO
        M=19:N=47:COLOR 0,11
        CALL ReadKBD(CH$)
        CALL IBMCh (CH$)
        SELECT CASE LEFT$(CH$,1)
            CASE CHR$(1)
                CALL HELP:GOTO 90
            CASE CHR$(5),CHR$(9)
                GOTO 180
            CASE CHR$(24),CHR$(4)
                GOTO 100
            CASE CHR$(13),"n","N"
                ? "N":SALIRX=%TRUE
            CASE "S","s"
                ? "S":GOTO 1000
        END SELECT
        LOOP UNTIL SALIRX
*ASIGNACION DE VARIABLES A MEMORIA INTERMEDIA
RSET MS$= MRS$
RSET HA$= MKI$(HORAX)
RSET TX$= MKS$(VAL(TMAX$))

```

```

RSET TD$= MKS$(VAL(TMRD$))
RSET TN$= MKS$(VAL(TMIN$))
RSET HX$= MKI$(INT(VAL(HRMAX$)))
RSET HD$= MKI$(INT(VAL(HRMED$)))
RSET HN$= MKI$(INT(VAL(HRMIN$)))
RSET WD$= MKI$(INT(VAL(WVMED$)))
RSET WX$= MKI$(INT(VAL(WVMAX$)))
PUT #7, REGISTROX
LOCATE 23,10:? " SE ESCRIBE REGISTRO
500 BEEP:COLOR 7,0
? "DESEA ALTERAR OTRO REGISTRO"
CALL ReadKBD(CH$)
SELECT CASE CH$
CASE "S", "s"
GOTO 10
CASE "N", "n"
GOTO 1000
CASE ELSE
GOTO 500
END SELECT
1000 CLOSE #7
COLOR 7,0
RUN "DISENO.TBC"
END

```

```

*****
*          PROGRAMA PARA COMPLETAR  ARCHIVOS DE DATOS DE CLIMA          *
*          USADO EN LOS PROGRAMAS PARA DISEÑO Y MODELAJE              *
*****
*
*          AUTOR : XAVIER RODOLFO ALVAREZ MORAIRA                      *
*
*****

```

```

$INCLUDE "DEDALO08.INC"  "INCLUYE CONSTANTES PARA COMPLETAR,CORREGIR Y CREAR ARCHVS. DE DATOS DE CLIMA
$INCLUDE "DEDALO04.INC"  "INCLUYE SUBROUTINAS DE MANEJO DE CARACTERES
$INCLUDE "DEDALO06.INC"  "INCLUYE ARCHIVO PARA AYUDA "WC.HELP"
$INCLUDE "DEDALO07.INC"  "INCLUYE SUBROUTINAS PARA COMPLETAR,CORREGIR Y CREAR ARCHVS. DE DATOS DE CLIMA
$INCLUDE "DEDALO09.INC"
$STACK 10240
OPEN "DEDALOPN.AMF" FOR INPUT AS #3
INPUT #3,FILENAME$
CLOSE #3
CLS:COLOR 1,11:LOCATE 1,18:? "COMPLETANDO ARCHIVO";
COLOR 31,0:? " ";FILENAME$;-COLOR 1,11
FILEAPY$=FILENAME$+".APY"
OPEN "R", #1,FILEAPY$, 2
FIELD #1,2 AS NMES$
GET #1,1
NMES$%=CVI(NMES$)

```

```

CLOSE #1
REGISTRO%=NMESS%*24-24
OPEN "R",#7,FILENAME$, 27
FIELD #7, 3 AS MS$,2 AS HA$,4 AS TD$,4 AS TX$,4 AS TN$,2 AS HD$,2 AS HX$,2 AS HM$,2 AS WD$,2 AS WL$
IF NMESS%=12 THEN
MES%=NMESS%:GOTO 50
END IF
FOR MES%=NMESS% TO 12
50  CALL SELMES(MES%,MES$)
    FOR HORAX%=1 TO 24
        REGISTRO%=REGISTRO%+1
90  CALL PANTREGISTRO
        COLOR 0,11
        LOCATE 5,42: ?REGISTRO%
        LOCATE 7,26: ?MES$
        LOCATE 7,46: ?USING "##:00";HORAX%
100 K=1:M=9 :M=27:CALL COMP(THED$,4)
110 K=2:M=10:M=27:CALL COMP(TMAX$,4)
120 K=3:M=11:M=27:CALL COMP(TMIN$,4)
130 K=4:M=9 :M=48:CALL COMP(HRMD$,2)
140 K=5:M=10:M=48:CALL COMP(HRMAX$,2)
150 K=6:M=11:M=48:CALL COMP(HRMIN$,2)
160 K=7:M=13:M=37:CALL COMP(WWMD$,2)
170 K=8:M=14:M=37:CALL COMP(WWMAX$,2)
180 SALIRX=%FALSE
        DO
            M=18:M=47:COLOR 0,11
            CALL ReadKBD(CH$)
            CALL IBMCh (CH$)
            IF SCREEN(18,47)=78 AND CH$=CHR$(13) THEN
                CALL CLRREG:GOTO 100
            END IF
            SELECT CASE LEFT$(CH$,1)
                CASE CHR$(1)
                    CALL HELP:GOTO 90
                CASE CHR$(5),CHR$(9)
                    GOTO 170
                CASE CHR$(24),CHR$(4)
                    GOTO 190
                CASE CHR$(13),"S","s"
                    ? "S":SALIRX=%TRUE
                CASE "N","n"
                    ? "N":CALL CLRREG:GOTO 100
            END SELECT
            LOOP UNTIL SALIRX
190 SALIRX=%FALSE
        DO
            M=19:M=47:COLOR 0,11
            CALL ReadKBD(CH$)
            CALL IBMCh (CH$)
            SELECT CASE LEFT$(CH$,1)
                CASE CHR$(1)
                    CALL HELP:GOTO 90

```

```
        CASE CHR$(5),CHR$(9)
          GOTO 180
        CASE CHR$(24),CHR$(4)
          GOTO 100
        CASE CHR$(13),"n","N"
          ? "N":SALIR%-XTRUE
        CASE "S","s"
          ? "S":GOTO 1000
      END SELECT
      LOOP UNTIL SALIR%
      *ASIGNACION DE VARIABLES A MEMORIA INTERMEDIA
      RSET MS$=MES$
      RSET HA$=MKI$(HORAX)
      RSET TX$=MKS$(VAL(TMAX$))
      RSET TD$=MKS$(VAL(TMED$))
      RSET TN$=MKS$(VAL(TMIN$))
      RSET HX$=MKI$(INT(VAL(HRMAX$)))
      RSET HD$=MKI$(INT(VAL(HRMED$)))
      RSET HN$=MKI$(INT(VAL(HRMIN$)))
      RSET WD$=MKI$(INT(VAL(WVMED$)))
      RSET WX$=MKI$(INT(VAL(WVMAX$)))
      PUT #7, REGISTRO%
      LOCATE 23,10:?" SE ESCRIBE REGISTRO
      NEXT HORAX
      BEEP
      IF MES%=12 THEN 1000
      NEXT MES%
      CLOSE #7:COLOR 7,0
1000 IF MES%<=12 AND HORAX<24 THEN
      OPEN "R",#1,FILEAPY$, 2
      FIELD #1, 2 AS MMRES$
      RSET MMRES$=MKI$(MES%)
      PUT #1,1
      CLOSE #1
    ELSE
      PRINT "BORRA ARCHIVO FILEAPY$":KILL FILEAPY$
    END IF
      RUN "DISENO.TBC"
END
```

APENDICE C

CALCULO DE PERDIDAS DE CALOR A TRAVES DE LAS PAREDES DE LOS TANQUES

Para calcular las pérdidas de calor en el tanque de almacenamiento de calor, se usa la metodología del libro "*Principios de transferencia de calor*", por Kreizig. Aquí se usan unidades en Sistema Inglés, por lo tanto las unidades deben transformarse.

El método a utilizarse es teniendo un espesor de aislante, asumir temperatura interior (T_{HST}) igual a la temperatura de ebullición a una atmósfera de presión, es decir, 212 °F. Se asume la temperatura en la pared exterior del aislante de 10 °F menor, es decir 202 °F para calcular la resistencia fílmica, y la temperatura del medio circundante en el exterior, igual a la temperatura ambiente. Se hacen cálculos por separado para techo, piso y paredes laterales, se efectúan iteraciones hasta que se obtienen los valores deseados, las iteraciones y resultados aparecen en la pantalla del programa en unidades de Sistema Inglés. La suma de energía cedida al ambiente por unidad de tiempo se transforma luego al Sistema Internacional.

A continuación se realiza un ejemplo de cálculo.

$T_{INTC} = 212 \text{ } ^\circ\text{F}$ ` Temperatura interior del tanque caliente.

$T_{EXT} = 202 \text{ } ^\circ\text{F}$ ` Temperatura exterior de la pared del aislante
asumida.

$T_{AMB} = 26.7 \text{ } ^\circ\text{C} = 80.08 \text{ } ^\circ\text{F}$

Debido a que el diámetro del tanque es igual a su altura, la longitud característica para las paredes laterales y el techo o piso serán iguales al D_{HST} (Diámetro del tanque de almacenamiento de calor).

$L = 2.28 \text{ m} = 7.4784 \text{ pies}$

Del apéndice III del libro aquí mencionado, tomamos el valor de conductividad térmica del aire, y su número de Prandtl.

$K_{AIRE} = 0.014 \text{ BTU/HR-pie } ^\circ\text{F}$; $Pr = 0.72$ A $32 \text{ } ^\circ\text{F}$

$K_{AIRE} = 0.0154 \text{ BTU/HR-pie } ^\circ\text{F}$; $Pr = 0.72$ A $100 \text{ } ^\circ\text{F}$

El programa pide la *conductividad térmica del aislante*, se toma el corcho como aislante cuya conductividad térmica es.

$K_{AIS} = 0.025 \text{ BTU / HR-pie } ^\circ\text{F}$

El circuito de transferencia de calor se resume en el siguiente gráfico para pared, piso o techo.

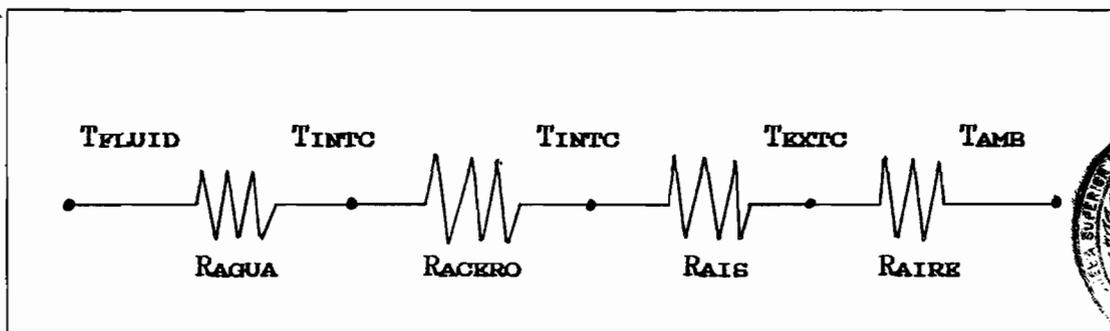


FIG. C.1.

Se asume que la resistencia térmica en la película de agua del interior del tanque es cero, debido a que a la temperatura asumida de 212 °F existe cambio de fase. Además se asume que la resistencia térmica de la placa de acero de la que se asume está hecho el tanque es nula, debido a la alta conductividad térmica del metal, por lo tanto, la temperatura del fluido en el interior del tanque es igual a la temperatura del metal del tanque, ($T_{INTC} = T_{FLUID}$), y la ecuación que describe la rapidez de flujo de calor será:

$$q/A = (T_{FLUID} - T_{AMB}) / (\cancel{R_{AGUA}} + \cancel{R_{METAL}} + R_{AIS} + R_{AIRE})$$

Por lo tanto la ecuación queda:

$$q/A = (T_{FLUID} - T_{AMB}) / (R_{AIS} + R_{AIRE})$$

La resistencia del aislante por unidad de área es fácilmente calculable. Para esto, el programa pide el espesor del aislante **RAIS** en pulgadas, si no se digita nada, se asume espesor de 3", luego la

resistencia del aislante será.

$$R_{AIS} = E_{AIS} / K_{AIS} = (3/12)/0.025 =$$

$$R_{AIS} = 10 \text{ HR-pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F/ BTU}$$

Ahora el problema está en evaluar el valor de la resistencia filmica del aire en el exterior del tanque, utilizando las fórmulas de convección libre. Para cualquier superficie, será necesario evaluar el módulo adimensional de *GRASHOF*.

$$GR = RO^2 g \beta (T - T_{\infty}) L^3/\mu^2$$

donde, para éste sistema de unidades.

$$RO^2 g \beta / \mu^2 = 3160 [1/^\circ\text{F-pie}^3] \quad \text{para } 32 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$RO^2 g \beta / \mu^2 = 1760 [1/^\circ\text{F-pie}^3] \quad \text{para } 100 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Por lo tanto *GRASHOF* será

$$GR = 3160 (T_{EXTC} - T_{AMB}) * L^3$$

$$GR = 1.6124E+08$$

Debido a que los tanques de almacenamiento no son excesivamente grandes y las temperaturas exterior de la superficie es pequeña, se asume que la película se mantiene con flujo laminar, por lo que se toma el número de Nussel como.

$$Nu_L = h_c L / k = 0.480 (GR_L)^{1/4}$$

Por lo tanto el coeficiente de película será para la pared.

$$H_{PARED} = K_{AIRE} * 0.48 * GR_L^{1/4} / L$$

$$H_{PARED} = 0.101 \text{ BTU} / \text{HR-pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Luego la resistencia térmica de la película de aire será

$$R_{AIRE} = 1 / H_{PARED} = 9.87 \text{ HR-pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F} / \text{BTU}$$

Por lo tanto,

$$\begin{aligned} q/A &= (T_{INTC} - T_{AMB}) / (R_{CORCHO} + R_{AIRE}) = \\ &= (212-80)/(10+9.87) \end{aligned}$$

$$q/A = 6.64 \text{ BTU/HR-pie}^2$$

Ahora, se calculará el ΔT entre las superficie exterior e interior del aislante.

$$\Delta T_{AISL} = (q/A) * R_{AIS}$$

$$\Delta T_{AISL} = 6.64 \text{ (BTU/HR-pie}^2) * 10 \text{ (HR-pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F/BTU)}$$

$$\Delta T_{AISL} = 66.4 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Con este valor se recalcula nuevamente el valor de la temperatura exterior del aislante y se itera, recalculando un nuevo número de *GRASHOF*, 5 veces más, hasta lograr convergencia.

Los resultados de esta iteración calculados por el computador se muestran a continuación para la pared, techo y piso con la respectiva pérdida de calor en sistema inglés.

***** DIMENSIONES DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE CALOR *****

DIAMETRO DEL TANQUE	2.28 m
ALTURA DEL TANQUE	2.28 m
ESPESOR DE AISLANTE	3"
CONDUCTIVIDAD TERMICA DEL AISLANTE	0.025 BTU/HR-pie °F
RESIST. AIS POR UNID. DE AREA	10 HR-pie ² °F/BTU
TEMPERATURA INTERIOR ASUMIDA	212 °F

PERDIDAS DE CALOR A TRAVES DE: **PARED** DEL TANQUE DE ALMACEN. DE **CALOR**

QTRANSF EN ESTA SUPERFICIE = **1120.8 BTU/HR**

ITERAC.	GRASHOF	HPARED	RAIRE	Q/A	DTAIS	TEXT
1	1.61E+08	0.101	9.87	6.64	66.4	202.0
2	8.64E+07	0.087	11.53	6.13	61.3	145.6
3	9.32E+07	0.088	11.32	6.19	61.9	150.7
4	9.24E+07	0.088	11.34	6.18	61.8	150.1
5	9.24E+07	0.088	11.34	6.18	61.8	150.2

PERDIDAS DE CALOR A TRAVES DE: **TECHO** DEL TANQUE DE ALMACEN. DE **CALOR**

QTRANSF EN ESTA SUPERFICIE = **293.6 BTU/HR**

ITERAC.	GRASHOF	HPARED	RAIRE	Q/A	DTAIS	TEXT
1	1.61E+08	0.101	9.87	6.64	66.4	202.0
2	8.64E+07	0.087	11.53	6.13	61.3	145.6
3	9.32E+07	0.088	11.32	6.19	61.9	150.7
4	9.24E+07	0.088	11.34	6.18	61.8	150.1
5	9.24E+07	0.088	11.34	6.18	61.8	150.2

PERDIDAS DE CALOR A TRAVES DE: **PISO** DEL TANQUE DE ALMACEN. DE **CALOR**

QTRANSF EN ESTA SUPERFICIE = **188.9 BTU/HR**

ITERAC.	GRASHOF	HPARED	RAIRE	Q/A	DTAIS	TEXT
1	1.61E+08	0.101	9.87	6.64	66.4	202.0
2	8.64E+07	0.087	11.53	6.13	61.3	145.6
3	9.32E+07	0.088	11.32	6.19	61.9	150.7
4	9.24E+07	0.088	11.34	6.18	61.8	150.1
5	9.24E+07	0.088	11.34	6.18	61.8	150.2

La pérdida de calor total será

$$Q_{HST} = Q_{TECHO} + Q_{PARED} + Q_{PISO}$$

$$Q_{HST} = 1303.3 \text{ BTU/HR} = 28.19 \text{ KJ/min}$$

Con el mismo procedimiento se calculará la ganancia de calor del tanque de almacenamiento de frío con la diferencia que la temperatura en el interior del tanque es menor que la temperatura ambiente, el flujo de calor será en dirección contraria y por lo tanto de signo negativo.

APENDICE D

SUBROUTINA PARA CALCULAR PUNTOS EN EL DIAGRAMA P-X-T DE LA SOLUCION BROMURO DE LITIO AGUA

Existen 2 subrutinas para este diagrama, la una calcula la *concentración* de la solución en el *absorbedor*, X_A a partir de la *temperatura del absorbedor* y del *evaporador* (línea 30000), la otra con la *temperatura del condensador* y la *concentración del generador* calcula la *temperatura del generador* T_G (línea 35000)

La primera subrutina utiliza el concepto de la igualdad de presión de vapor expresado en la **sección 1.4.** entre el agua del evaporador que está a 5 °C y la solución del absorbedor que está a 34.2 °C, para el instante de diseño.

$$T_1 = T_{ABS} = 34.2 \text{ °C}$$

$$T_2 = T_{EV} = 5 \text{ °C}$$

Lo que se hace es tomar puntos de las curvas del *diagrama p-x-t* y realizar regresiones con la hoja electrónica. Debido a que cada curva tiene 5 °C de diferencia, el método numérico que se utiliza es el siguiente.

Se busca entre que rangos a partir de 25 °C con intervalos de 5°C, en

que intervalo está $T_1 = 34.2$ °C. Los rangos serán de 30 °C y 35 °C, y se utilizarán las ecuaciones que se acomoden a las curvas de 30 °C y 35 °C. Aquí se selecciona un punto inferior y un punto superior.

PUNTI = 30

PUNTS = 35

Se usa un lazo para incrementar los valores de x (concentración) a partir de 50% con incrementos de 0.05% utilizando la ecuación para 30 °C.

$$Y_{30} = 30.00992 - 0.10602 * X + 0.00305826 * X^2 - 0.0001796 * X^3$$

Aquí el computador escoge el valor de x que cumpla la siguiente condición.

$$ABS(Y_{30} - T_2) \leq 0.05$$

Es decir, se selecciona el valor de x que en la ecuación Y_{30} de un valor cercano a T_2 ($T_2 = 5$ °C). Con esto encontramos el valor de concentración de la solución que tendría un absorbedor a 30 °C en equilibrio con un evaporador a 5 °C en cuanto a sus presiones de vapor de agua se refiere. De aquí la *concentración* x calculada será el *extremo inferior* para hacer la interpolación.

EXTINF = 55%

Ahora se usa la ecuación Y_{35} , se usa otra vez el lazo para

incrementar valores de x (concentración) a partir de 50 %.

$$Y_{35} = 35.2055 - 0.0292142 * X - 0.00204387 * X^2 - 0.00011586 * X^3$$

Luego se vuelve a utilizar la condición

$$\text{ABS}(Y_{35} - T_2) \leq 0.05$$

La *concentración de la solución* que tendría el absorbedor a 35 °C en equilibrio con un evaporador a 5 °C será el *extremo superior* de la interpolación.

$$\text{EXTSUP} = 57\%$$

El punto interno de interpolación es

$$\text{PUNT} = 34.2 \text{ °C}$$

Ahora va a una subrutina de interpolación, calculando primero la distancia entre los extremos.

$$\text{DEXT} = \text{PUNTS} - \text{PUNTI} = 35 - 30$$

$$\text{DEXT} = 5$$

$$\text{DPUNT} = \text{PUNT} - \text{PUNTI} = 34.2 - 30 =$$

$$\text{DPUNT} = 4.2$$

El valor de la concentración exacta que se busca será:

$$XPUNT = (EXSUP-EXTINF)*DPUNT/DEXT + EXINF$$

$$XPUNT = (57-55)*4.2/5 + 55$$

$$XPUNT = 56.7 \%$$

FIN DE SUBROUTINA ...

El programa almacena este valor en la variable X_A , o sea es el valor de la concentración del absorbedor.

$$X_A = XPUNT = 56.7\%$$

La siguiente subrutina (línea 35000) recibe el valor de la concentración del generador y la temperatura del condensador a la cual debe producirse equilibrio en la presión vapor.

$$X_G = 58.8\%$$

$$T_{CO} = T_{ABS} = 34.2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

El algoritmo de la subrutina es mucho más sencillo, porque ya se tiene el valor de x directamente para ingresar en las ecuaciones de Y_{NN} .

$$X = X_G = 58.8\%$$

$$T_1 = T_{CO} = 34.2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Aquí se hace un lazo asociado a un contador I , de tal manera que $I=1$ corresponda al cálculo de Y_{25} , $I=2$ a Y_{30} , $I=3$ a Y_{35} , etc. De esta forma se calcula el valor de Y_{25} , Y_{30} , Y_{35} , Y_{40} ,... hasta que se

cumpla la condición.

$$\text{ABS}(T_1 - Y) < 5$$

Es decir hasta que la diferencia de T_1 y Y sea menor a 5 °C. Como la evaluación de las curvas se hace en forma ascendente, esta condición se cumplirá cuando se haya encontrado el *punto inferior* de la interpolación.

$$\text{PUNTI} = Y = 31.8 \text{ °C} \quad (\text{menor que } T_{\infty} = 34.2 \text{ °C})$$

El *extremo inferior* será para este caso cuando $I=10$

$$\text{EXTINF} = 20 + I * 5$$

$$\text{EXTINF} = 70$$

Ahora se calcula para $I+1$ el *punto superior*.

$$\text{PUNTS} = 35.4 \text{ °C} \quad (\text{menor que } T_{\infty} = 34.2 \text{ °C})$$

El *extremo superior* será

$$\text{EXSUP} = \text{EXTINF} + 5$$

$$\text{EXSUP} = 75 \text{ °C}$$

Esto quiere decir que T_G estará entre 70 y 75 °C.

A continuación se almacena el valor de T_1 en la variable PUNT

$$\text{PUNT} = T_1 = 34.2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Ahora se va a la subrutina de interpolación, primero calcula la distancia entre extremos.

$$\text{DEXT} = \text{PUNTS} - \text{PUNTI} = 35.4 - 31.8$$

$$\text{DEXT} = 3.6$$

La distancia entre puntos.

$$\text{DPUNT} = \text{PUNT} - \text{PUNTI} = 34.2 - 31.8$$

$$\text{DPUNT} = 2.7$$

El valor de la temperatura exacta que se busca será.

$$\text{XPUNT} = (\text{EXTSUP} - \text{EXTINF}) * \text{DPUNT} / \text{DEXT} + \text{EXTINF}$$

$$\text{XPUNT} = (75-70) * 2.4 * 3.6 + 70$$

$$\text{XPUNT} = 73.3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

FIN DE SUBROUTINA ...

El programa almacena este valor en la variable T_G

$$T_G = \text{XPUNT} = 73.3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Este será el valor de la temperatura del generador.

APENDICE E

SUBROUTINA PARA CALCULAR PUNTOS EN EL DIAGRAMA H-X DE LA SOLUCION BROMURO DE LITIO AGUA

Son 2 subrutinas para este diagrama, una de ellas con la temperatura de concentración de un punto, calcula la entalpía del punto, (línea 40000), la otra subrutina utiliza la entalpía y concentración y encuentra la temperatura correspondiente, (línea 45000).

Las ecuaciones de las cuales se sacaron regresión son para soluciones con temperaturas de 25 °C, 30, 40,... hasta 100 °C, Para la primera subrutina, entran las variables de *temperatura* T_1 y *concentración* x , luego se determina entre que intervalos de temperatura se encuentra T_1 .

Para ejemplo se tendrán los primeros datos, $T_1 = T_{ABS}$ y $X = X_A$ (Temperatura y concentración del absorbedor.

$$T_1 = 34.2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$X = 56.8 \text{ } \%$$

Luego, T_1 está entre los rangos de 30 y 40 °C, por lo tanto el *punto inferior* y *punto superior* serán:

$$\text{PUNTI} = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{PUNTS} = 35.4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Con la *concentración* x se calculan los valores de Y en las ecuaciones de entalpía para:

$$Y_{30} = -310.4274 + 22.8456*X - .678642*X^2 + .0055727*X^3$$

$$Y_{30} = -181.05 \text{ KJ/KG}$$

$$Y_{40} = 110.456 - 0.797733*X - .20913113*X^2 + .002452447*X^3$$

$$Y_{40} = -160.15 \text{ KJ/KG}$$

De aquí los *extremos superior e inferior* serán:

$$\text{EXTINF} = Y_{30} = -180.05$$

$$\text{EXTSUP} = Y_{40} = -160.15$$

El *punto interno* de interpolación es.

$$\text{PUNT} = T_1 = 34.2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Ahora se va a la subrutina de interpolación, y se calcula la *distancia entre extremos*.

$$\text{DEXT} = \text{PUNTS} - \text{PUNTI} = 40 - 30$$

$$\text{DEXT} = 10$$

La *distancia entre puntos*.

$$DPUNT = PUNT - PUNTI = 34.2 - 30$$

$$DPUNT = 4.2$$

El valor de la entalpía que se busca será.

$$XPUNT = (EXTSUP - EXTINF) * DPUNT / DEXT + EXTINF$$

$$XPUNT = (-160.15 - (-180.05)) * 4.2 / 10 + (-180.5)$$

$$XPUNT = -172.228$$

FIN DE SUBROUTINA ...

El programa almacena este valor en la variable H_A

$$H_A = XPUNT = -172.228 \text{ KJ/KG}$$

En la otra subrutina se entra con el valor de la *entalpía h* y *concentración x* del punto para hallar la *temperatura* del punto del *diagrama $h-x$* .

Para ejemplo se tendrán los primeros datos, el punto interno de la interpolación viene del programa como $PUNT = H(3)$ y la concentración será $X = X(3)$

$$PUNT = -117.508 \text{ KJ/KG}$$

$$X = 56.77 \%$$

Luego, con la *concentración x* se calculan los valores de Y en las ecuaciones de entalpía para Y_{30} , Y_{40} , Y_{50} ...dentro de un lazo, con

una variable I asociada, de forma similar a el caso anterior, se hace que el valor de Y_{NN} se almacene en PUNTI, y el valor de Y_{NN+10} se almacene en PUNTS, hasta que se cumpla la condición:

$$PUNTS > PUNT \geq PUNTI$$

Esta condición se cumple para $I = 4$

$$Y_{70} = PUNTS = -100 \text{ KJ/KG, y}$$

$$Y_{60} = PUNTI = -120 \text{ KJ/KG}$$

Por lo tanto el *extremo inferior* será:

$$EXTINF = 20 + I * 10 =$$

$$EXTINF = 60$$

El extremo superior será:

$$EXTSUP = EXTFIN + 10$$

$$EXTSUP = 70:$$

Ahora se va a la subrutina de interpolación, y se calcula la *distancia entre extremos*.

$$DEXT = PUNTS - PUNTI = -100 - (-120)$$

$$DEXT = 20$$

La *distancia entre puntos*.

$$DPUNT = PUNT - PUNTI = -117.508 - (-120)$$

$$DPUNT = 2.4920$$

El valor de la entalpía que se busca será.

$$XPUNT = (EXTSUP - EXTINF) * DPUNT / DEXT + EXTINF$$

$$XPUNT = (70-60) * 2.492 / 20 + 60$$

$$XPUNT = 61.573$$

FIN DE SUBROUTINA ...

El programa almacena este valor en la variable T(3)

$$T(3) = XPUNT = 61.573 \text{ } ^\circ\text{C}$$

APENDICE F

PROGRAMA PARA CALCULAR LAS CONSTANTES ATMOSFERICAS

C Y S

Para hacer este programa se parte de la ec. (2.7) que calcula la radiación recibida de acuerdo a el ángulo zenit.

$$I(z) = I_0 * e^{-C(\text{SEC } Z)^B}$$

Y la ec. (2.8) que calcula la radiación recibida sobre una superficie horizontal en la superficie terrestre, que es lo que en realidad sensa el instrumeto de medición de radiación que se usa para determinar estas constantes.

$$I(c) = I(z) * \cos(z)$$

Reemplazando la una en la otra tenemos

$$I(c) = I_0 \cos(z) e^{-C(\text{SEC } Z)^B}$$

$$I(c)/I_0 \cos(z) = e^{-C(\text{SEC } Z)^B}$$

Observado esta relación, es notorio que obedece a la *ley exponencial*, es decir es una ecuación de la forma $y = y_0 + e^{kx}$, por lo tanto, aplicando logaritmo a ambos lados de la ecuación tenemos.

$$\ln[I(c)/I_0 \cos(z)] = -C(\text{SEC } Z)^B$$

Pero $I(z)=I(c)/\cos(z)$ e $I(z)$ por definición nunca puede ser mayor que I_0 , por lo tanto, $I(c)/I_0 \cos(z)$ siempre será una cantidad menor que la unidad y positiva, el logaritmo de una cantidad semejante, tiene signo negativo, por lo tanto se multiplica por (-1) ambos miembros de la ecuación, para convertirlos en positivos.

$$-\ln[I(c)/I_0 \cos(z)] = C(\text{SEC } Z)^{-S}$$

Al analizar esta ecuación, se observa que obedece a la ley potencial.

$$y = k * x^n$$

donde $y = -\ln[I(c)/I_0 \cos(z)]$

$$x = \text{SEC } (Z)$$

$$k = C$$

$$n = S$$

Sacando logaritmo a ambos lados de la ecuación tenemos

$$\ln y = n \ln x + \ln k$$

Reemplazando valores tenemos

$$\ln \{-\ln [I(c)/I_0 \cos(z)] \} = S \ln (\text{SEC } Z) + \ln C$$

Si somos aún más observadores, nos daremos cuenta de que esta ecuación tiene la forma de la ecuación de la recta.

$$Y = A X + B$$

donde: $Y = \ln \{-\ln [I(c)/I_0 \cos(z)] \}$

$$X = \ln (\text{SEC } Z)$$

$$A = S$$

$$B = \ln C$$

Por el método de mínimos cuadrados, tenemos

$$A = \frac{n * \sum X_i Y_i - \sum X_i * \sum Y_i}{n * \sum X_i^2 - (\sum X_i)^2}$$

$$B = \frac{\sum Y_i * \sum X_i^2 - \sum X_i Y_i * \sum X_i}{n * \sum X_i^2 - (\sum X_i)^2}$$

Luego, para hallar los valores de C y S se tiene

$$A = S$$

$$C = e^B$$

Los datos que se tomarán en el programa, corresponden a días despejados que se pueden considerar como modelo. Se tomó para ello fechas del año 1988, cuyos datos de radiación los proporcionó la estación meteorológica de la ESPOL. Aquí se presentan los datos como deben ingresarse al programa para el 16/06/1988 y en la siguiente página la copia de la hoja obtenida por el pirheliómetro.

HORA ESTANDAR	RADIACION	HORA ESTANDAR	RADIACION
7.	0.6	12.	21.9
7.5	3.9	12.5	22.4
8.	6.8	13.	22.4
8.5	10.0	13.5	22.0
9.	13.0	14.	20.3
9.5	15.3	14.5	19.3
10.	18.0	15.	17.3
10.5	19.1	15.5	15.0
11.	20.0	16.	16.0
11.5	21.3	17.	17.0

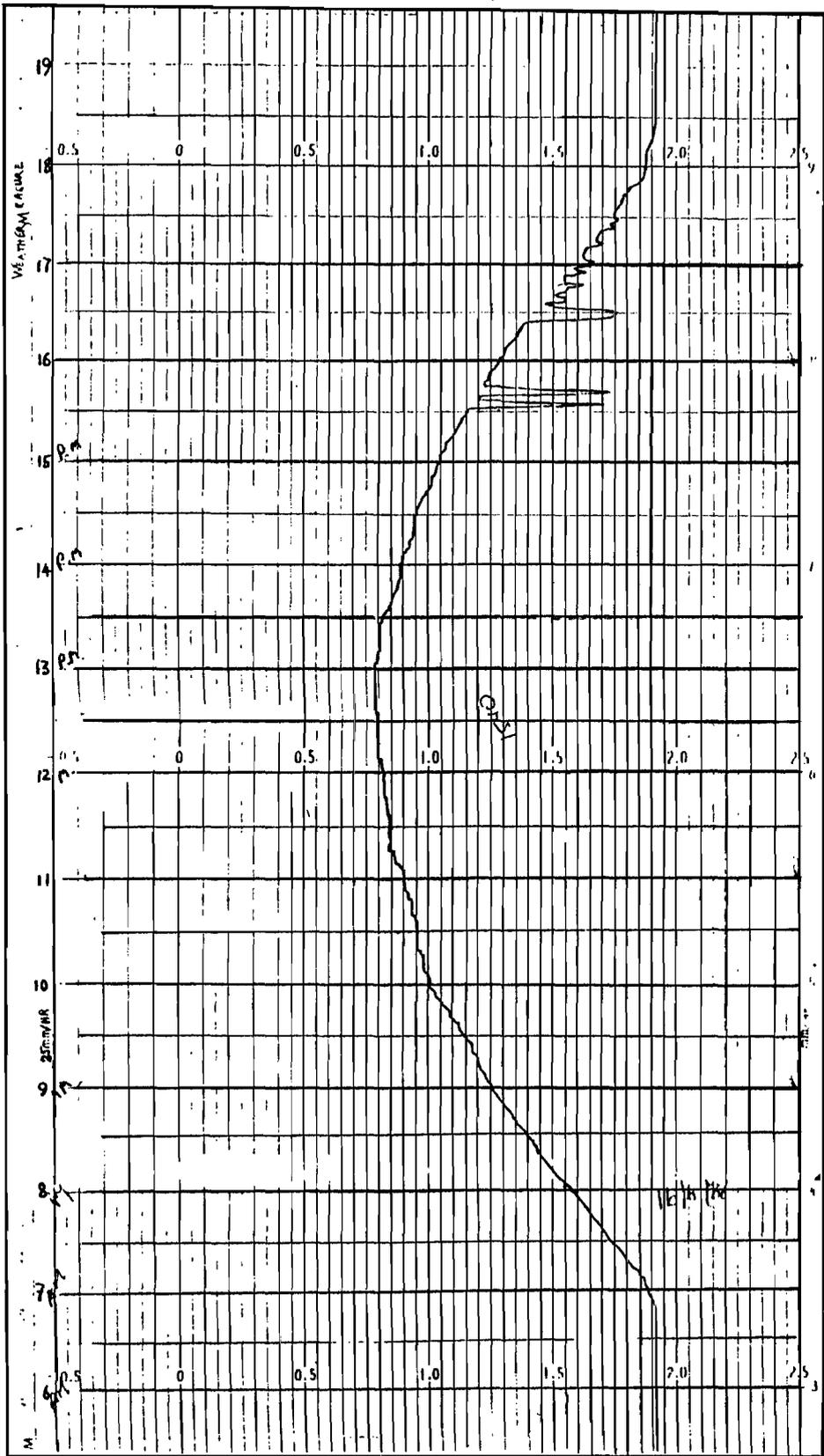


FIG. F.1.

```

*****
*          PROGRAMA PARA CALCULO DE LAS CONSTANTES ATMOSFERICAS          *
*                  C y S                  *
*          USADAS EN LOS PROGRAMAS PARA DISEÑO Y MODELAJE              *
*****
*
*          AUTOR : XAVIER RODOLFO ALVAREZ MOREIRA                      *
*
*****

```

```

OPEN "DEDALOFN.AME" FOR INPUT AS #3
INPUT #3,FILENAME$
CLOSE #3

```

```

ENTER$=CHR$(255)+CHR$(17)+CHR$(196)+CHR$(217)+CHR$(255):PI=3.1415927/180
DIM Y(500),X(500)

```

```

**** ASIGNACION DE CONSTANTES C Y S PARA LA ECUACION I(z)= I0 * exp(-C*(sec(z))^S)
CALL TITULO
DO
  LOCATE 7,1:?"INGRESE LA LATITUD GEOGRAFICA DE          ";; COLOR 9,0:?" FILENAME$+" ";
  COLOR 7,0:INPUT LAT
  LOOP UNTIL LAT<90 AND LAT >-90
  LAT=LAT*PI
DO
  LOCATE 8,1:?"INGRESE LA LONGITUD GEOGRAFICA ";;:COLOR 31,0:?" W ";;:COLOR 7,0:?" DE          ";;:COLOR 9,0:?"
  FILENAME$+" ";;:COLOR 7,0:INPUT LONG LOOP UNTIL LONG<360 AND LONG>0
  LHST=INT(LONG/15)*15
  LOCATE 9,1:?"LA LONGITUD DEL MERIDIANO PARA HORA STANDAR PARA ";;:COLOR 9,0:?"FILENAME$;
  COLOR 7,0 :?" ES ";;:LHST
DO
  ? "CONOCE LOS VALORES DE C Y S .....(S/W)";:C$=INPUT$(1):? C$
  IF C$="S" THEN
    CALL VALIDA (C,S):PRINT "C=";C,:"S=";S
  ELSE
    CLS:COLOR 1,11

```

```

?
?
?  LOS VALORES DE C Y S SE DETERMINAN EXPERIMENTALMENTE
?  PARA ESTO SE NECESITA TENER A LA MANO LOS DATOS
?  MEDIDOS POR EL PIROHELIOMETRO, ES DECIR LOS DATOS DE
?  RADIACION GLOBAL MEDIDOS EN EL PLANO HORIZONTAL
?  PREFERIBLEMENTE LOS OBTENIDOS DE DIAS DESPEJADOS
?
?
?  EN ESTE PROGRAMA SE LO PUEDE HACER FACILMENTE
?  DIGITANDO LA FECHA Y LA RADIACION DETECTADA
?  EN CADA HORA ESTANDAR
?  PARA INGRESAR MAS FACILMENTE EL VALOR DE RADIACION
?  SE RECOMIENDA SOLAMENTE CONTAR EL NUMERO DE DIVISIONES
?  EN EL PAPEL EN VEZ DE INGRESAR SU VALOR EN UNIDADES
?  DE CAL/M 2-MIN COMO ESTA EN EL INSTRUMENTO
?  POR EJEMPLO .....
?
?

```

CALL READCONT:COLOR 1,11

LOCATE 1,62:?"	FECHA 31/12	
LOCATE 2,62:?"		
LOCATE 3,62:?"		
LOCATE 4,62:?"	HSTD	RAD
LOCATE 5,62:?"		
LOCATE 6,62:?"	10	21
LOCATE 7,62:?"	11	23.6
LOCATE 8,62:?"	12	25
LOCATE 9,62:?"	12.5	25
LOCATE 10,62:?"	13	24.6
LOCATE 11,62:?"	13.5	23.8
LOCATE 12,62:?"	14	22
LOCATE 13,62:?"	14.5	20
LOCATE 14,62:?"	15	17
LOCATE 15,62:?"	15.5	14.5
LOCATE 16,62:?"	16	11.5
LOCATE 17,62:?"	16.5	8
LOCATE 18,62:?"	17	5
LOCATE 19,62:?"	17.5	2
LOCATE 20,62:?"		

CALL READCONT: COLOR 7,0

2050 C1S:LOCATE 22,20:COLOR 14,0:?"DIGITE SOLO ";;COLOR 31,1:?" ENTER\$;
 COLOR 14,0:?" PARA TERMINAR INGRESO DE DATOS..."
 COLOR 7,0:J=2:BEEP

DO

LOCATE 1,1:INPUT "INGRESE DIA ";D

IF D>31 OR D<0 THEN BEEP

LOOP UNTIL D>=0 AND D<=31

IF D=0 THEN 10000

2100 LOCATE 1,40:INPUT "INGRESE No. DE MES..... ";MES

SELECT CASE MES

CASE 1

N=D

CASE 2

N=31+D

CASE 3

N=59+D

CASE 4

N=90+D

CASE 5

N=120+D

CASE 6

N=151+D

CASE 7

N=181+D

CASE 8

N=212+D

CASE 9

N=243+D

CASE 10

N=273+D

CASE 11

```

      N=304+D
CASE 12
      N=334+D
CASE ELSE
      BEEP:GOTO 2100
END SELECT
B=360*(N-81)/364: B=B*PI
E=9.87*SIN(2*B)-7.53*COS(B)-1.5*SIN(B)
DELTA=.4092797*SIN(.017214206*(284+N))
? :IO=1353*(1+0.033*(COS(PI*360*N/365)))
3000 J=J+1:IF J>20 THEN 2050
      K=K+1:LOCATE 2,31:COLOR 15,1:? USING " DATO N° = ### ";K:COLOR 7,0
3050 DO
      LOCATE J,1:INPUT "INGRESE HORA ESTANDAR ....":HST
      IF HST>17 OR HST<7 THEN BEEP
      IF HST=0 THEN 2050
      LOOP UNTIL HST<=17 OR HST>=7
      HS=HST+K/60+4*(LHST-LONG)/60
      W=(HS-12)*15: W=W*PI
      COSZ=SIN(LAT)*SIN(DELTA)+COS(LAT)*COS(DELTA)*COS(W)
      IF COSZ=0 THEN 3050
      IF COSZ<1E-5 THEN COSZ=1E-5
      SECZ=1/COSZ
      DO
      LOCATE J,40:INPUT "INGRESE RADIACION DETECTADA":IC
      IC=IC/20      'PARA REDUCIR A CAL/m2 min
      IC=IC*697.67  'PARA REDUCIR A W/m2
      IF IC>.9*10*COSZ THEN
      BEEP
      LOCATE 21,1:? " VALOR DEMASIADO ELEVADO, POR FAVOR DESECHELO "
      CALL READCONT
      LOCATE 21,1:? "
      END IF
      LOOP UNTIL IC<=.9*10*COSZ AND IC>0
      YK=IC/10/COSZ
      IF K=490 THEN
      BEEP:LOCATE 21,20:COLOR 31,4:? " ATENCION: FALTAN 10 DATOS PARA TERMINAR DIMENSION DE LA MATRIZ "
      LOCATE 22,20:? " POR FAVOR DIGITE SOLO LA TECLA ";:COLOR 31,1:? ENTER$;:COLOR 31,4
      ? "EN CUANTO SEA POSIBLE "
      COLOR 7,0:BEEP:BEEP:BEEP:BEEP
      END IF
      ON ERROR GOTO 50000
      Y(K)=LOG(-LOG(YK))
      X(K)=LOG(SECZ)
      GOTO 3000
10000 CLS
      IF K=0 THEN
      DO
      LOCATE 10,1:? "ACASO NO VA A CALCULAR NINGUN VALOR DE C Y S (S/M) ? ";
      CHT$=INPUT$(1):LOCATE 10,45:? CHT$
      LOOP UNTIL CHT$="S" OR CHT$="N"
      IF CHT$="S" THEN 2050 ELSE 11050
      END IF

```

```

FOR I=1 TO K
    SXY=X(I)*Y(I)+SXY
    SX= X(I)+SX
    SY= Y(I)+SY
    SX2=X(I)*X(I)+SX2
NEXT I
CC= K*SX2-SX^2
A=(K*SXY-SX*SY)/CC
B=(SY*SX2-SXY*SX)/CC
S=A
C=EXP(B)
CALL TITULO: ? "S....";S
? "C....";C
11000 CALL READCONT
    LOCATE 12,1:?"LOS VALORES TIPICOS DE C ESTAN ENTRE .25 Y .5      "
    LOCATE 13,1:?"LOS VALORES TIPICOS DE S ESTAN ENTRE .35 Y .8      "
    LOCATE 14,1:?"SI NO TIENE ESTOS VALORES DEBE DE INTRODUCIR MAS DATOS"
DO
    LOCATE 10,1:?"APRUEBA LOS VALORES DE C Y S.....(S/N)?  ";;CHT%=INPUT$(1):LOCATE 10,50:?" CHT%
    IF CHT%="S" THEN 11100
    IF CHT%="N" THEN SX=0:SY=0:SXY=0:SX2=0:GOTO 2050
LOOP UNTIL CHT%="S" OR CHT%="N"
11050 CALL VALIDA(C,S)
11100 PRINT "C=";C;":?"S=";S
END IF
LOOP UNTIL C%="S" OR C%="N"
LAT=LAT/PI:DEDAL001$=FILENAME$+".DT1"
OPEN DEDAL001$ FOR OUTPUT AS #1
PRINT #1,C,S,LAT,LONG,LHST
CLOSE #1
RUN "DISENO.TBC"
END

20000 BEEP:LOCATE 13,1:COLOR 20,0:?"VALOR INCORRECTO DE MES, POR FAVOR DIGITE UN NUMERO ENTERO ENTRE 1 Y 12"
CALL READCONT:LOCATE 13,1:COLOR 7,0:?"
.
RETURN
END
21000 ?"YK#";YK#;:"?IC";IC;:"?I0";I0;:"?COSZ";COSZ#;?:"??"ERROR No.";ERR:RESUME NEXT
50000 ?"YK";YK;:"?COSZ";COSZ;?"LAT";LAT;:"?PI";PI:STOP

SUB Readcont
    SHARED ENTER$
    LOCATE 23,20:COLOR 14,0:?" PRESIONE"
    LOCATE 23,32:COLOR 31,1:?" ENTER$
    LOCATE 23,39:COLOR 14,0:?" PARA CONTINUAR"
DO
    RRT$=INKEY$
LOOP UNTIL RRT$=CHR$(13)
LOCATE 23,10:COLOR 0,0:?" "
COLOR 7,0
END SUB

```

```
SUB TITULO
  CLS:COLOR 0,11
  ? "      DETERMINACION LAS CONSTANTES C Y S DE LA ECUACION      "
  ? "      I(z) = I0 * EXP( -C*(sec(z))^S)                        "
  ? "      PARA EL CALCULO DE LA RADIACION GLOBAL EN DIAS DESPEJADOS  ":COLOR 4,11
  ? "      _____":COLOR 7,0:??
END SUB
```

```
SUB INGRESO(S,V,M$,VF)
DO
  LOCATE S,62:?"      ":LOCATE S,1:?"DIGITE LA ";:M$+="- ";:?:USING "#.##";VF:?:INPUT V
  IF V=0 THEN
    V=VF:LOCATE S,62:??V
  END IF
  IF V>1 THEN
    LOCATE 22,5:?"EL VALOR DE LA VARIABLE DEBE SER MENOR QUE LA UNIDAD":BEEP:CALL READCONT
    LOCATE 22,5:?"      "
  END IF
LOOP UNTIL V<1.01 AND V>=0
END SUB
```

```
SUB VALIDA (C,S)
?"      EN CASO DE NO DIGITAR VALORES SE ASUMIRAN "
?"      CONSTANTES USADAS PARA EL CIELO EN CLIMA DESERTICO":?
CALL INGRESO (16,C,"CONSTANTE EXPERIMENTAL ..... C",.357)
CALL INGRESO (17,S,"CONSTANTE EXPERIMENTAL ..... S",.678)
END SUB
```

APENDICE G

PROGRAMA PARA CALCULAR LA RELACION ENTRE
RADIACION DIFUSA Y RADIACION TOTAL PARA LOS 12 MESES DEL AÑO

Este programa está unido al programa del apéndice anterior denominado MOJAVE.BAS por razones de programación y organización de archivos, es necesario aclarar que sus resultados se gravan en un archivo con extensión ".DT2", y no pueden ser vistos hasta ejecutar el programa de diseño.

El primer paso en el programa, es determinar el número de día del año en que se inicia y termina cada mes, con el objeto de obtener los promedios mensuales deseados.

MES	DIA INICIAL	DIA FINAL
ENERO	1	31
FEBRERO	32	59
MARZO	60	90
ABRIL	91	120
MAYO	121	151
JUNIO	152	181
JULIO	182	212
AGOSTO	213	243
SEPTIEMBRE	244	273
OCTUBRE	274	304
NOVIEMBRE	305	334
DICIEMBRE	335	365

Con esto, se calcula para cada día de mes, dentro de un lazo que va desde el primer día de mes hasta el último, los siguientes parámetros.

Declinación (δ) de la ec. (2.1)

$$\delta = 23.45 * \text{sen} [360 * (284+n)/365]$$

tomando el primer día del año como ejemplo, $n = 1$

$$\delta = -23.011^\circ$$

Numero de horas de sol (s) de la ec. (2.17)

$$s = (2/15) \cos^{-1} [\tan (\text{LAT}) \tan \delta]$$

$$s = 12.1209 \text{ horas}$$

Radiación extraterrestre promedio diario (H_o) de la ec. (2.20)

$$H_o = (24/\pi) I_o [1 + 0.034 \cos(2\pi n /365)] * \\ * [\cos (\text{LAT}) \cos (\delta) \text{sen} (w_a) + w_a \text{sen} (\text{LAT}) \text{sen} (\delta)]$$

donde w_a es el ángulo horario entre el amanecer y anochecer dado por la ec. (2.16)

$$\cos w_a = \tan(\text{LAT}) \tan(\delta)$$

$$w_a = \cos^{-1} [\tan (\text{LAT}) \tan (\delta)]$$

$$w_a = 90.93^\circ$$

El valor de H_o será para $LAT = -2.19^\circ$

$$H_o = 10111.99 \text{ W/m}^2$$

De la misma manera, se calcula para cada día del mes, y luego se promedian los valores de declinación (δ), número de horas de sol (s), radiación extraterrestre (H_o), y se elige el número de horas del día más largo del mes N_m . La razón por la que se elige el número de horas de sol calculadas y no el número de horas de sol real, es porque se quiere hacer cálculos para días despejados, y no para días nublados, lo que complicaría el cálculo debido a la difusión de la luz a causa de las nubes.

Luego de terminar el lazo para el primer mes del año, los resultados promedios del primer mes del año son:

$$\delta = -20.85^\circ$$

$$s = 12.12 \text{ horas}$$

$$H_o = 10189.5 \text{ W/m}^2$$

Posteriormente, se toman las constantes A y b de la ec. (2.15) de acuerdo al mes del año, para enero, de acuerdo a estudios del Ing. Marco Pazmiño.

$$A = 0.25951$$

$$b = 0.34601$$

Con esto se calcula el valor de la radiación solar total ($D+S$) promedio mensual (Hh) a partir de la ec. (2.15)

$$Hh = H_0 (A' + b s/Nm)$$

$$Hh = 6166.2 \text{ W/m}^2$$

De la ec. (2.14) el índice de claridad mensual Kt es

$$Kt = Hh / H_0$$

$$Kt = 0.605$$

De acuerdo a la fórmula de Liu y Jordan de la ec. (2.13)

$$S/(D+S) = 1.390 - 4.027 Kt + 5.531 Kt^2 - 3.180 Kt^3$$

$$S/(D+S) = 0.290$$

Se procede de la misma forma para los otros meses, los resultados del programa y el programa se listan a continuación.

MES	Nm	s	H ₀	Hh	Kt	S/(D+S)	δ
ENERO	12.12	12.11	10189.5	6166.2	.605	.290	-20.85
FEBRERO	12.09	12.07	10425.7	6306.2	.605	.290	-13.33
MARZO	12.04	12.01	10421.4	6301.3	.605	.290	-2.39
ABRIL	11.98	11.95	9988.0	6039.7	.605	.290	9.49
MAYO	11.92	11.90	9348.2	5747.9	.615	.283	18.81
JUNIO	11.88	11.88	8960.4	5513.9	.615	.282	23.08
JULIO	11.90	11.89	9104.2	5599.3	.615	.282	21.10
AGOSTO	11.96	11.93	9661.4	5938.7	.615	.283	13.30
SEPTIEMBRE	12.02	11.99	10192.6	6264.6	.615	.283	1.99
OCTUBRE	12.08	12.05	10355.5	6365.4	.615	.283	-9.85
NOVIEMBRE	12.12	12.10	10197.3	6271.7	.615	.283	-19.05
DICIEMBRE	12.13	12.12	10061.8	6193.0	.615	.283	-23.10

```

*****
*          PROGRAMA PARA CALCULO DE RELACION ENTRE          *
*          RADIACION DIFUSA A TOTAL                          *
*          USADO EN LOS PROGRAMAS PARA DISEÑO Y MODELAJE    *
*****
*
*          AUTOR : XAVIER RODOLFO ALVAREZ MORRIRA          *
*
*****

```

```

DIM DIA(13),NM(12),HH(12),KT(12),HOM(12),RDTOT(12),SPROM(12),DPH(12)
CLS:LAT=LAT*PI:TL=-TAN(LAT):SL=SIN(LAT):CL=COS(LAT)
FOR I=1 TO 13:READ DIA(I):NEXT I
DATA 0,31,59,90,120,151,181,212,243,273,304,334,365
LOCATE 11,35:COLOR 31,0:"POR FAVOR ESPERE ...":COLOR 7,0
FOR K=1 TO 12
  L=DIA(K)+1:M=DIA(K+1)
  FOR N =L TO M
    D =0.4092797*SIN(.017214206*(284+N)):X=TL*TAN(D)
    HS=ATN(X/SQR(1-X*X))+1.5707963
    HO=10336.16*(1+0.034*COS(.017214206*N))*(CL*COS(D))*SIN(HS)+HS*SL*SIN(D)
    S=7.639435*HS:SO=SO+HO:SS=SS+S:DNA=DNA+D
    IF SM<S THEN SM=S
  NEXT N
  DMES=DIA(K+1)-DIA(K):DPM(K)=DNA/DMES:HOM(K)=SO/DMES:NM(K)=SM:SPROM(K)=SS/DMES
  IF K<5 THEN
    A=0.25951: B=0.34601
  ELSE
    A=0.23268: B=0.38289
  END IF
  HH(K)=HOM(K)*(A+B*SPROM(K)/SM)
  KT(K)=HH(K)/HOM(K)
  RDTOT(K)=1.390-4.027*KT(K)+5.531*KT(K)^2-3.108*KT(K)^3
  SM=0:SO=0:SS=0:DNA=0
NEXT K:DEDALO2$=FILENAME$+".DT2"
OPEN "R",#2,DEDALO2$,32
FIELD #2,4 AS DIA$,4 AS NM$,4 AS SPROM$,4 AS HOPROM$,4 AS HH$,4 AS KT$,4 AS RDTOT$,4 AS DECLIN$
FOR I=1 TO 12
  RSET DIA$=MKS$(DIA(I))
  RSET NM$ =MKS$(NM(I))
  RSET SPROM$=MKS$(SPROM(I))
  RSET HOPROM$=MKS$(HOM(I))
  RSET HH$=MKS$(HH(I))
  RSET KT$=MKS$(KT(I))
  RSET RDTOT$=MKS$(RDTOT(I))
  RSET DECLIN$=MKS$(DPH(I))
  PUT #2,1
NEXT I
CLOSE #2
RUN "DEDALO.EXE"
END

```

APENDICE H

SUBROUTINA PARA REALIZAR BALANCE DEL COLECTOR SOLAR CALCULO DE EFICIENCIA DEL COLECTOR ENTRE 2 TEMPERATURAS Y TEMPERATURA MAXIMA ALCANZABLE

Con los datos de la pg. 149 en el CAPITULO IV y con la radiación captada por el colector se puede hacer un balance entre la energía que ingresa y egresa de cada superficie del colector. Para iniciar el balance, se asume que las temperaturas de la superficie del colector y del vidrio, son iguales a la temperatura ambiente T_{AMB} .

Radiación captada	$S_{FLUX} = I(c) = 743.64 \text{ W/m}^2$
Reflectividad del vidrio	$W1 = 0.12$
Reflectividad de la superficie	$\bar{A} = 0.03$
Emisividad del vidrio	$VEPS = 0.95$
Emisividad de la superficie	$SEPS = 0.95$
Factor de humedad atmosférica por radiación térmica infrarroja del medio ambiente (para clima húmedo)...	$B' = 0.90$
Temperatura ambiente	$T_{AMB} = 26.7 \text{ } ^\circ\text{C}$
Reflectividad del espejo	$R_{REFL} = 0.97$
Velocidad del viento	$W_{VEL} = 8 \text{ nudos}$

Para comprender mejor el significado e importancia de la variables de esta subrutina, ver las secciones 2.2.4., 2.2.5 y la FIG. 2.16.

Como se explica aquí, se asume inicialmente que la temperatura de la **superficie(2)** (*superficie captadora de radiación*) es igual a la **TAMB** y también a la temperatura del fluido **FLTEMP**, entonces:

$$FLTEMP = T_{superficie(2)} = T_{AMB} = 26.7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

También se asume que la temperatura inicial del vidrio es igual a la temperatura ambiente.

$$T2 = T_{AMB} = 26.7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Las pérdidas por reflexión serán

$$NETLOS = W1 + \bar{A}$$

$$NETLOS = 0.12$$

El flujo solar neto será:

$$NSFLUX = (1 - NETLOS) * SFLUX$$

$$NSFLUX = 654.4 \text{ W/m}^2$$

La radiación térmica infrarroja ambiental es según la ley de Stefan-Boltzman.

$$ETIR(B) = 5.68E-8 * (T_{AMB} + 273)^4$$

$$ETIR(B) = 458.24 \text{ W/m}^2$$

El flujo de radiación térmica infrarroja ambiental recibido por el vidrio es modificado por el factor atmosférico de humedad.

$$ETIREFLUX = ETIR(B) * B'$$

$$ETIREFLUX = 412.42 \text{ W/m}^2$$

La temperatura del fluido se asume es igual a la de la superficie colectora, y por lo tanto, la radiación infrarroja recibida por el vidrio de la ventana desde la superficie receptora es.

$$TIR1UP = 5.68E-8 * (FLTEMP + 273)^4 * SEPS$$

$$TIR1UP = 435.33 \text{ W/m}^2$$

La diferencia de temperatura entre el fluido y el vidrio del colector será.

$$DIFTFV = FLTEMP - T2$$

$$DIFTFV = 0$$

Para la primera iteracion se asume que ambas temperaturas son iguales a la temperatura ambiente.

La energía que recibe la ventana de la superficie absorbadora por *convección libre*, se puede obtener de la **TABLA 2.1**, o del polinomio obtenido por regresión numérica.

$$\begin{aligned} CW2UP = & 1.8056 * DIFTFV + 0.06386919 * DIFTFV^2 - \\ & 0.00094933353 * DIFTFV^4 + 8.3546132E-06 * DIFTFV^4 \\ & - 2.9043464E-08 * DIFTFV^5 \end{aligned}$$

$$CW2UP = 0 \text{ W/m}^2$$

La energía que ingresa al vidrio de la ventana es por lo tanto.

$$VINPUT = ETIRFLUX + TIR1UP + CW2UP$$

$$VINPUT = 412.42 + 435.33 + 0$$

$$VINPUT = 847.75 \text{ W/m}^2$$

El coeficiente convectivo hw se calcula a partir de la velocidad del viento $WVEL$ en cm/seg. A partir de la FIG. 2.15. se obtiene una regresión numérica de la curva, que se expresa en la siguiente ecuación para ingresar en el programa.

$$hw = 0.0376237 * WVEL + 6$$

donde

$$WVEL = 8 \text{ nudos} = 411.52 \text{ cm/seg}$$

luego

$$hw = 21.4829 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

La temperatura de ventana se asume es igual a la T_{AMB} , y la energía que entrega la ventana al medioambiente, por convección forzada por el viento, será:

$$CW2DW = (T2 - T_{AMB}) * hw$$

$$CW2DW = 0$$

La radiación térmica infrarroja que entrega la ventana al medio ambiente será:

$$TIR2UP = 5.68E-08 * (T2 - 273)^4 * VEPS$$

$$TIR2UP = 435.33 \text{ W/m}^2$$

Y la que entrega a la superficie receptora será la misma, puesto que lo único que cambia es la dirección de la emisión, que es hacia abajo.

$$TIR2DW = TIR2UP = 435.33 \text{ W/m}^2$$

La energía que sale del vidrio de la ventana será por lo tanto.

$$VOUPT = TIR2UP + TIR2DW + CW2DW$$

$$VOUPT = 870.66 \text{ W/m}^2$$

Ahora se obtiene la diferencia entre la energía que ingresa y egresa del vidrio de la ventana para obtener un balance.

$$DIFVID = VINTPUT - VOUPT = -22.91 \text{ W/m}^2$$

Esto quiere decir, un déficit de energía en el vidrio, o sea, que pierde energía, por lo tanto debe bajar su temperatura, para mantener un equilibrio. Como se indica en la sección 2.2.5, se hará que decaiga la temperatura asumida del vidrio, hasta que la diferencia en el balance de energía esté dentro de un rango de $\pm 5 \text{ W/m}^2$, en decrementos sucesivos de $0.2 \text{ }^\circ\text{C}$. El equilibrio se logra cuando la temperatura del vidrio sea de $26.1 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$T2 = 26.1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$DIFTFV = 0.6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$ETIRFL = 412.4 \text{ W/m}^2$$

$$TIR1UP = 435.3 \text{ W/m}^2$$

$$\frac{CW2UP}{VINPUT} = \frac{1.1 \text{ W/m}^2}{848.9 \text{ W/m}^2}$$

$$VINPUT = 848.9 \text{ W/m}^2$$

La energía que ingresa será

$$TIR2UP = 431.9 \text{ W/m}^2$$

$$TIR2DW = 431.9 \text{ W/m}^2$$

$$\frac{CW2DW}{VOUTP} = \frac{-12.9 \text{ W/m}^2}{850.8 \text{ W/m}^2}$$

$$VOUTP = 850.8 \text{ W/m}^2$$

La diferencia entre ingreso y egreso de energía para el vidrio será.

$$DIFVID = VINPUT - VOUTP = -2.0 \text{ W/m}^2$$

que está dentro de los rangos de $\pm 5 \text{ W/m}^2$.

Como ya se tiene un "equilibrio" en el balance térmico de la ventana del colector, se procede a calcular la eficiencia del colector. La radiación que recibe la *superficie absorbadora* o *superficie(0)*, es el flujo solar neto, es decir.

$$SUNO = NSFLUX = 654.4 \text{ W/m}^2$$

La radiación térmica infrarroja que recibe de la ventana a $26.1 \text{ } ^\circ\text{C}$ es

$$TIR1DW = TIR2DW = 431.9 \text{ W/m}^2$$

El ingreso total de energía a la superficie colectorá será:

$$\text{SINPUT} = \text{SUNO} + \text{TIR1DW} = 1086.3 \text{ W/m}^2$$

La radiación térmica infrarroja que deja escapar la superficie colectora será igual a :

$$\text{TIROUP} = \text{TIR1UP} = 433.3 \text{ W/m}^2$$

La energía cedida por convección a la superficie del vidrio será:

$$\text{CWOUP} = \text{CW2UP} = 1.1 \text{ W/m}^2$$

El total de energía que sale de la superficie será:

$$\text{SOUTP} = \text{TIROUP} + \text{CWOUP} =$$

$$\text{SOUTP} = 434.4 \text{ W/m}^2$$

La diferencia entre la energía que entra y sale de la superficie es

$$\text{DIFSUP} = \text{SINPUT} - \text{SOUTP} = 651.9 \text{ W/m}^2$$

Luego la eficiencia del colector para esta temperatura de la superficie absorbadora será

$$\text{EFF} = \text{DIFSUP} / \text{SFLUX}$$

$$\text{EFF} = 0.8766 = 87.66\%$$

Una vez calculada la eficiencia del colector, a esta temperatura de superficie (y de fluido), se incrementará en 1 °C la temperatura de fluido, hasta que la eficiencia del colector sea *menor al 10%* ($\text{EFF} < .10$) una vez se cumpla esta condición, se sale del lazo y el programa identifica esta temperatura de fluido como la temperatura

máxima alcanzable. Luego calcula la *eficiencia promedio* entre los valores inicial y final de temperatura, en esta subrutina el valor de eficiencia no interesa, solo interesa que se supere la temperatura de diseño de ingreso de agua caliente al *generador*. Pero posteriormente y de acuerdo a los requerimientos del programa, es importante calcular la eficiencia promedio del colector entre rangos determinados de temperatura, tanto para el *diseño*, como para el *modelaje numérico*.

B I B L I O G R A F I A

1. MEINEL A. and MEINEL M., "Applied Solar Energy and Introduction", Fourth Edition, University of Arizona, 1979.
2. BOHORQUEZ R., "Diseño y Construcción de un Refrigerador Solar empleando el Ciclo de Absorción Intermitente", capítulo I. Tesis de Grado, Espol. Guayaquil, 1984.
3. PAREDES. R., "Diseño y construcción de un Colector parabólico compuesto de tubos evacuados para aplicaciones de temperaturas intermedias", pg. 33, 150. Tesis de Grado, Espol. Guayaquil, 1988.
4. FAIRES V.M., SIMMANG C.M., "Thermodynamics", Sixth Edition. New York, 1978.
5. McQUISTON F.C., PARKER J.D., "Heating, Ventilation and Air Conditioning", Fifth Edition, 1982.
6. FOX R.W., McDONALD A.T., "Introduction to Fluid Mechanics", Second Edition, 1978.
7. DUFFIE J., BECKMAN W., "Solar Engineering of Thermal Processes", 1980.
8. VASQUEZ J. y MORENO C., "Datos Gráficos y Ecuaciones", Publicación Espol, 1984.
9. KOCHAR G.S. and SATCUNANATHAN S., "Optimum Operating Conditions of Absorption Refrigeration Systems for Flat-Plate Solar-Collector Temperatures", Solar Engineering, 1981.

10. KEENAN J. and KEYES F., "Thermodynamics Proprieties of Steam". First Edition, Massachusetts Institute of Technology. 1967.
11. FISHER B., BIERSHENK J. and VISOVSKY J., "Thermodynamics Proprieties of Steam Software Steamcalc", John Wiley & Sons Inc. NewYork 1984.
12. KREITH F., "Principios de Transferencia de calor", Primera Edición, México, 1970.
13. HEINEMANN K., "Heating and Air Conditioning Systems using Flat-Plate collectors and Absortion Chiller", Alten Associates, Inc., Mountain View, California.
14. TRANE AIR CONDITIONING MANUAL, chapter VII.
15. GROSSMAN G., BOURNE J, BEN-DROR, KIMCHI Y, VARDI I.. "Design Improvements in LiBr Absortion Chillers for Solar Applications". Transaction of the ASME, Journal of Solar Energy Engineering, pp.56/Vol 103, 1981.
16. ARKLA INDUSTRIES INC. "Equipment Specifications".
17. PROCEEDINGS OF THE 1978 INTERNATIONAL SOLAR ENERGY SOCIETY CONGRESS. Nerbelhi, januar. 1978. "Perfomance Predictions of a LiBr Absorption Air Conditioner Utilizing Solar Energy, by LAZZRIN R., RIZZON E., SOVRANO M., BOLDRIN B., SCALABIN G.", Intituto di Fisica Tecnica, Università di Padova, Italy. pg 1572-1576.