



\*D-10754\*



J37



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL**

**Facultad de Ingeniería Mecánica**

**“ANÁLISIS TÉRMICO DE TERMOSIFONES SOLARES”\***

**PROYECTO DE GRADO**

**Previo a la Obtención. del Título de:**

**INGENIERO MECÁNICO**

Presentado por:

**Roberto Efraín Jaramillo Ortiz**

Guayaquil - Ecuador

1.989

## AGRADECIMIENTO

AL DR. ALFREDO BARRIGA,  
Director de Tópico de  
Graduación por su gran  
ayuda y colaboración en  
la realización de este  
trabajo.

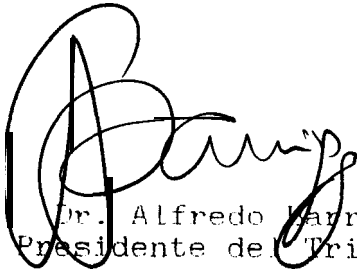
**DEDICATORIA**

**A MIS ABUELOS.**

**A MIS PADRES.**

**A MI ESPOSA.**

**A MI HIJO.**



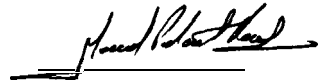
Dr. Alfredo Barriga  
Presidente del Tribunal



Dr. Alfredo Barriga  
Director  
Proyecto de Grado



Ing. Jorge Duque Rivera  
Miembro del Tribunal



Ing. Mario Patiño  
Miembro del Tribunal

DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por los hechos, ideas, i doctrinas expuestos en este Proyecto de Grado, me corresponden exclusivamente y, el patrimonio intelectual del mismo a la Escuela Superior Politécnica del Litoral".

(Reglamento de Tópico de Graduación).

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Roberto Efrain Jaramillo Ortiz', written over a horizontal dotted line.

ROBERTO EFRAIN JARAMILLO ORTIZ

## RESUMEN

El trabajo realizado consiste básicamente en la predicción analítica del comportamiento de determinado TERMOSIFON SOLAR. Tal análisis teórico se compara con pruebas experimentales en un termosifón que posee la Facultad de Ingeniería Mecánica de la ESPOL y que fuera donado años atrás por el gobierno italiano.

Se establece un modelo matemático que describe el funcionamiento del sistema, y que está encaminado a determinar la temperatura media del agua, y la razón de flujo másico. Tal modelo se plantea de la manera más general posible para así poder utilizarlo para estudiar cualquier TERMOSIFON SOLAR y ver de que manera se puede mejorar su rendimiento manejando los distintos parámetros de diseño envueltos en el sistema.

El modelo matemático será resuelto por medio del método de diferencia finita con la asistencia de un procesador de datos, para lo que se diseña un programa de computación en lenguaje D BASE que hace más dinámica la obtención de resultados, a la vez que éstos son más precisos.

En cuanto al estudio experimental, cabe anotar que no es el propósito de este trabajo hacerlo con absoluta precisión, sino que se espera tener una buena referencia para comparar con los resultados teóricos. Cuando se trabaja con energía solar los resultados experimentales serán tan precisos como precisas sean las lecturas de los parámetros meteorológicos, tales como: irradiación total incidente, temperatura ambiental y velocidad del viento, los cuales varían continuamente en el transcurso del tiempo. Para nuestro trabajo hemos tomado valores promedio durante cada hora de operación, lo cual es una buena aproximación para nuestro objetivo. Cabe anotar que en el equipo experimental se han tenido que hacer algunas asunciones o aproximaciones ya que no se cuenta con datos exactos de su construcción y materiales usados.

## INDICE GENERAL

### ANALISIS TERMICO DE TERMOSIFONES SOLARES

VI	RESUMEN -----	VI
VII	INDICE GENERAL -----	VIII
XI	INDICE DE FIGURAS -----	XI

## CAPITULO I

### GENERALIDADES

14	1.1 OBJETIVOS -----	14
15	1.2 JUSTIFICACION DEL PROYECTO -----	15
16	1.3 ALCANCE DEL PROYECTO -----	16
17	1.4 FACTIBILIDAD -----	17

## CAPITULO II

### TERMOSIFONES SOLARES

19	2.1 DESCRIPCION DEL SISTEMA -----	19
23	2.2 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO -----	23
25	2.3 VENTAJAS DEL SISTEMA -----	25



26	2.4 DESVENTAJAS DEL SISTEMA	26
27	2.5 CONSIDERACIONES DE DISEÑO	27

## CAPITULO I I 1

### ANALISIS TERMICO DEL SISTEMA

32	3.1 DESCRIPCION DEL CIRCUITO TERMICO	32
32	3.2 ECUACIONES FUNDAMENTALES	32
32	3.2.1 BALANCE DE ENERGIA DEL SISTEMA	32
38	3.2.2 BALANCE DE ENERGIA DEL TANQUE	38
39	3.3 DETERMINACION TEORICA DE LA TEMPERATURA MEDIA, RAZON DE FLUJO MASICO Y EFICIENCIA DEL SISTEMA	39
42	3.4 ANALISIS DE LA ENERGIA SOLAR INCIDENTE	42
45	3.5 ANALISIS DE LAS PERDIDAS DE ENERGIA DEL SISTEMA	45
45	3.5.1 PERDIDAS DEL COLECTOR	45
46	3.5.1.1 DISTRIBUCION DE TEMPERATURA EN LA PLACA	46
49	3.5.1.2 PERDIDAS DE CALOR HACIA ARRIBA EN EL COLECTOR	49
52	3.5.1.3 PERDIDAS DE CALOR HACIA ABAJO EN EL COLECTOR	52
54	3.5.1.4 EFICIENCIA DEL COLECTOR	54
63	3.5.2 PERDIDAS EN EL TANQUE Y LAS TUBERIAS CONECTORAS	63
64	3.6 ANALISIS DE LAS PERDIDAS DE CARGA	64

## CAPITULO IV

### METODO DE SOLUCION

674.1	METODO DE DIFERENCIA FINITA -----	68
674.2	DIAGRAMA DE FLUJO DEL PROGRAMA DE SOLUCION___	70

## CAPITULO V

### ANALISIS EXPERIMENTAL

78	5.1 PROCEDIMIENTO -----	78
83	5.2 DESCRIPCION DEL TERMOSIFON UTILIZADO .....	83
84	5.3 TABLAS DE DATOS -----	84
85	5.4 LISTADO DEL PROGRAMA DE SOLUCION , TABLA DE RESULTADOS Y GRAFICOS TEMPERATURA MEDIA DEL SISTEMA Vs. TIEMPO EXPERIMENTAL Y CALCULADA -----	84
104	5.5 ANALISIS DE RESULTADOS -----	104

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

BIBLIOGRAFIA

## INDICE DE FIGURAS

Fig.		Págs.
20 1.	REPRESENTACION ESQUEMATICA DEL SISTEMA DE TERMOSIFON SOLAR Y SU DISTRIBUCION HIPOTETICA DE TEMPERATURAS .	20 .
27 2.	REPRESENTACION ESQUEMATICA DEL COLECTOR SOLAR DE PLACA PLANA Y LA DISPOSICION DE SU BANCO DE TUBOS .	22
30 3.	INFLUENCIA DEL MATERIAL Y DEL GROSOR DE LA SUPERFICIE DE ABSORCION, COMO TAMBIEN DEL ESPACIAMIENTO ENTRE TUBOS, EN EL CALORENTREGADO AL FLUIDO .	30
33 4.	CIRCUITO TERMICO DEL SISTEMA.	33
35 5.	DIAGRAMA DE SANKEY .	34
35 6 .A	VOLUMEN DE CONTROL DEL SISTEMA	35
35 6 .B	VOLUMEN DE CONTROL DEL TANQUE .	36

44 7.	REPRESENTACION ESQUEMATICA DE LAS CARACTERISTICAS DE TRANSMISIVIDAD, ABSORTIVIDAD Y REFLECTIVIDAD DEL VIDRIO COVECTOR Y LA PLACA ABSORBEDORA DE UN COLECTOR SOLAR .	44
55 8.	DISTRIBUCION DE TEMPERATURAS EN LA PLACA ABSORBEDORA.	
59.	DIAGRAMA DE FLUJO DEL PROGRAMA DE SOLUCION.	71
80 10.	VISTA DEL PI RAMOMETRO .	80
80 11.	VISTA DEL REGISTRADOR DE DATOS METEREOLÓGICOS.	80
81 12.	VISTA DEL REGISTRADOR DE TEMPERATURAS.	81
81 13.	VISTA DEL SISTEMA DE TERMOSIFON SOLAR.	81
82 14.	VISTA DEL SISTEMA DE TERMOSIFON SOLAR .	82
83 15.	VISTA DEL SISTEMA DE TERMOSIFON SOLAR .	83
88 16.	GRAFICOS DE TEMPERATURA AMBIENTAL E IRRADIACION SOLAR VS. TIEMPO.	88



02 17. GRAFICOS DE TEMPERATURA MEDIA DEL SISTEMA  
CALCULADA VS. TIEMPO Y TEMPERATURAS  
PROMEDIO EXPERIMENTALES DE LA PLACA, DEL  
AGUA EN EL COLECTOR Y DEL AGUA EN EL  
TANQUE VS. TIEMPO.

102

03 18. GRAFICO DE LA RAZON DE FLUJO MASICO  
CALCULADO VS. TIEMPO.

103

## CAPITULO I

### GENERALIDADES

#### 1.1 OBJETIVOS

Los principales puntos hacia los cuales está enfocado este trabajo, se pueden resumir de la siguiente manera.

- a.- Establecer el modelo matemático que describa la operación del sistema, detallando cada uno de los parámetros y variables que intervienen en éste.
- b.- Establecer un método computacional de solución del modelo, el cual sea lo suficientemente versátil para poder ser aplicado a cualquier termosifón solar en distintas condiciones de operación, de manera que sea susceptible de ser usado tanto para diseñar sistemas que cumplan con determinado requerimiento como para estudiar sistemas existentes y mejorar su rendimiento.
- c.- Obtener a partir de la solución del modelo matemático la temperatura media del agua del

sistema y la razón de flujo másico del Termosifón Solar.

d.- Realizar pruebas experimentales a partir de las cuales se puedan obtener resultados para los parámetros arriba mencionados que se puedan comparar con los resultados del modelo propuesto para de esa forma determinar la validez del método y hacer las sugerencias del caso.



## 1.2 JUSTIFICACION DEL PROYECTO

En los últimos años nuestro país ha sufrido un aumento acelerado en los costos de las fuentes de energía no renovables, como son principalmente los derivados del petróleo, lo cual unido a las advertencias de los especialistas en el tema sobre un virtual agotamiento de éste recurso a mediano plazo, hace prioritario que la técnica vuelque sus esfuerzos hacia la utilización de fuentes energéticas inagotables y de bajo o ningún costo como es la energía solar. No hay que olvidar también el aspecto de la conservación del equilibrio ecológico, el cual se ve alterado por la tala indiscriminada de bosques en la búsqueda de una fuente alterna de energía, como es la leña y el carbón, y además por los desechos tóxicos que dejan los combustibles fósiles al ser usados. Es así como la utilización de la energía solar contribuye al

desarrollo de los pueblos no sólo representando un ahorro efectivo de recursos monetarios, sino también proporcionando un ambiente sano para la vida.

Si bien en países altamente industrializadas en los últimos tiempos se está de cierto modo disminuyendo inversión en estudios sobre utilización de energía solar básicamente por el alto costo inicial que los sistemas de este tipo representan, en nuestro país la realidad es muy distinta, ya que se cuenta con mano de obra barata y los equipos deben ser diseñados con tendencia al uso de materiales económicos y de fácil obtención.

### 1.3 ALCANCE DEL PROYECTO

El modelo matemático establecido, predice los parámetros de operación del sistema en estado cuasi-estable, es decir hacemos una aproximación al estado estable, ya que por un lado se basa en valores promedio de la irradiación solar, temperatura ambiental y velocidad del viento para cada hora de funcionamiento y por otro, no toma en cuenta el proceso de calentamiento del sistema en los momentos iniciales de operación. Sin embargo el comportamiento cuasi-estable es el que prevalece durante la mayor parte del día, y para fines prácticos es la base de diseño que se necesita.



Las pruebas experimentales para convalidar el modelo teórico son hechas en un termosifón solar que posee la Facultad de Ingeniería Mecánica de la ESPOL y que fuera donado años atrás por el gobierno italiano, equipo del cual desgraciadamente no se tienen referencias exactas de los materiales que lo constituyen y ciertos detalles de construcción que sería deseable conocer para tener más precisión en los resultados analíticos. Sin embargo se consideran los resultados obtenidos una buena aproximación para comparar el proceso teórico con el real.

#### 1.4 FACTIBILIDAD

En nuestro país en la zona del litoral la utilización del agua caliente corriente a nivel doméstico, está limitada a los estratos económicos altos de la población, siendo más extendido su uso en la Región Interandina. Uno de los factores que inciden en este bajo porcentaje de utilización es una gran medida el alto costo de operación ya que los sistemas tradicionales se basan en el uso de energía eléctrica. Pensamos que el sistema de Termosifón Solar como medio de obtención de agua caliente para consumo doméstico tendría gran acogida en nuestro medio tanto como reemplazo a los sistemas tradicionales cuanto como en

sistemas nuevos en lugares donde no se ha tenido esta comodidad mejorando así la economía doméstica y el nivel de vida según sea el caso.

## CAPITULO 11

### TERMOFONES SOLARES

#### 2.1 DESCRIPCION DEL SISTEMA

En la figura 1 se representa esquemáticamente el sistema de calentamiento de agua por termosifón solar. Este sistema se caracteriza porque la circulación de agua se da por medios naturales, esto es el fluido al pasar por el colector gana energía, la que se traduce en un incremento de temperatura, la que causa una diferencia de densidades dentro del sistema que es definitiva la que causa la circulación. El proceso de calentamiento del agua se da por un fenómeno de convección natural. El fluido circula del colector a la parte superior del tanque y de éste al colector por la parte inferior. Más adelante, en el apartado 2.2 se describe más detalladamente el proceso.

El componente principal del equipo es el colector, el cual se muestra esquemáticamente en la figura 2. Como se ve éste consta de un cajón metálico cubierto de vidrio, siendo aislado por los lados y la base, cabe anotar que la base tiene dimensiones bastante más

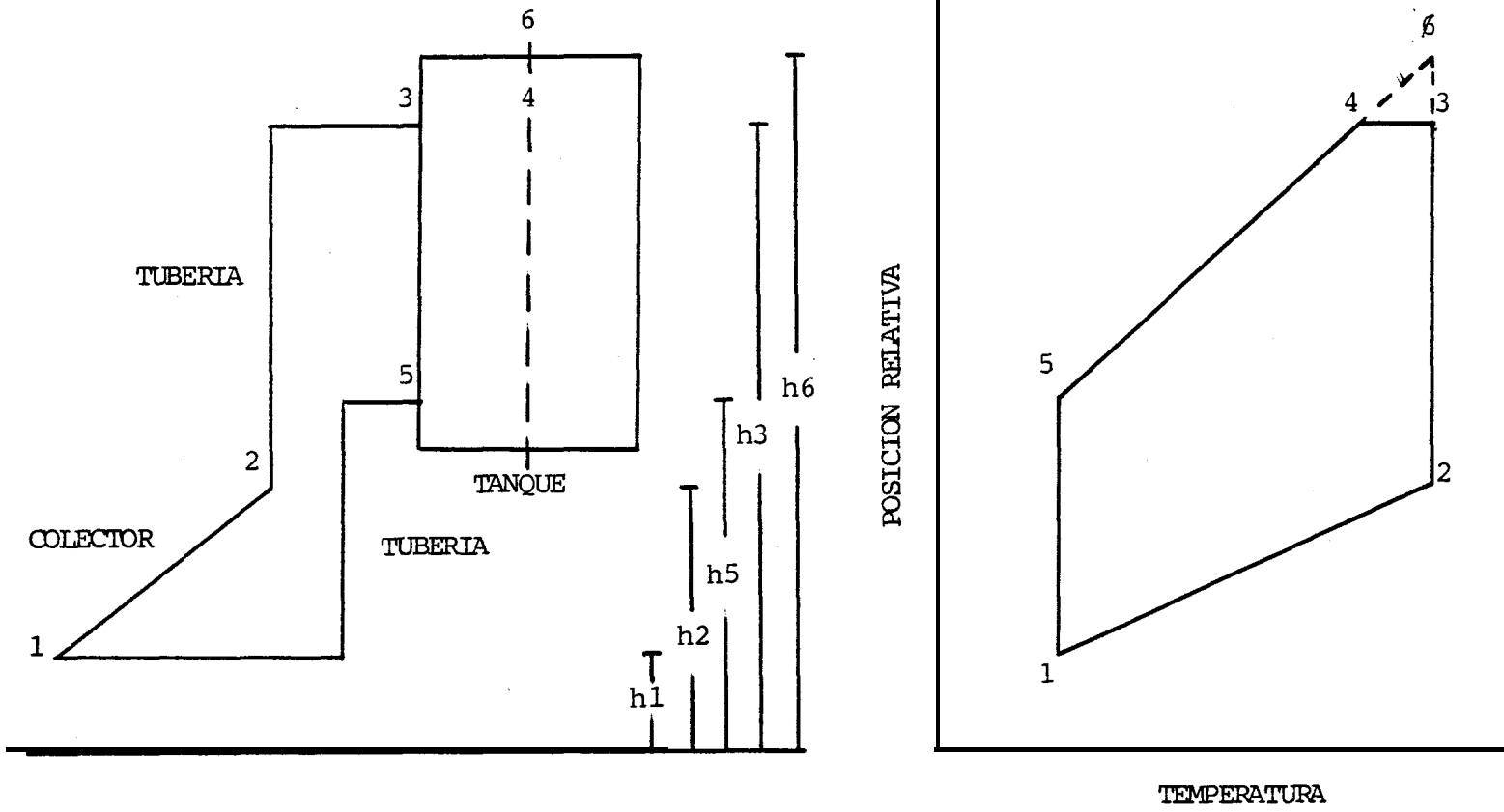


FIG. 1 REPRESENTACION ESQUEMATICA DEL SISTEMA DE TERMOSIFON SOLAR Y SU DISTRIBUCION HIPOTETICA DE TEMPERATURAS.

grandes que las caras laterales ya que sobre el aislante que la recubre va la placa absorbadora de los rayos solares a la que va soldado el banco de tubos por el que circula el fluido de trabajo y que se muestra esquemáticamente en la figura 2. El colector generalmente se dispone con una inclinación respecto a la horizontal.

El banco de tubos se conecta por su parte superior al tanque mediante tubería que debe ser bien aislada al igual que la de retorno el colector que comunica la parte inferior del tanque con la inferior del colector.

El otro elemento constitutivo del sistema es el tanque de almacenamiento cuyo objetivo es guardar no sólo el fluido, sino también almacenar su energía. Este debe tener dimensiones acordes con las del colector usado de manera que se pueda disponer de la cantidad apropiada de agua. El tanque debe ser perfectamente aislado para disminuir al máximo las pérdidas de calor.

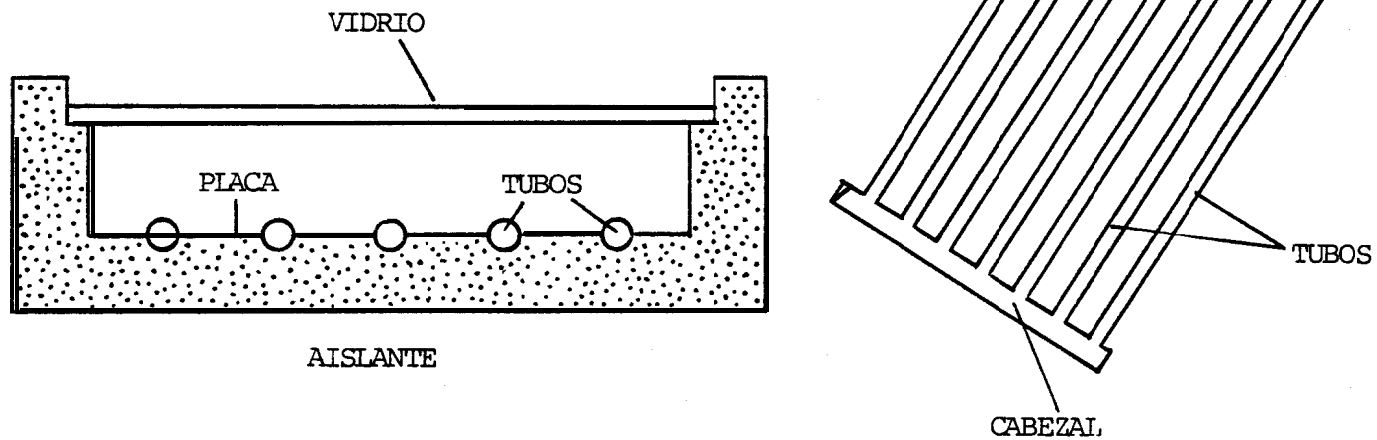


FIG. 2 REPRESENTACION ESQUEMATICA DEL COLECTOR SOLAR DE PLACA PLANA Y LA DISPOSICION DE SU BANCO DE TUBOS

## 1.2 PRINCIPIOS DE FUNCIONAMIENTO

Una vez descrita la construcción del sistema, pasemos a esquematizar el proceso de calentamiento y flujo del agua en el termosifón.

Los rayos solares inciden sobre el vidrio del colector el cual es altamente transparente a esta radiación (90 a 98%) dicha radiación es absorbida por la placa la cual actúa como una aleta pegada a cada uno de los tubos del colector promoviendo de esta manera la transferencia de calor a los tubos por un proceso de conducción que se puede modelar con mucha exactitud como unidimensional, los tubos se calientan tanto por este medio como directamente por la acción solar que incide sobre la parte expuesta de ellos y este calor es transferido al fluido, inicialmente en reposo, por un proceso de convección natural. Cabe anotar que la placa no absorbe toda la irradiación incidente ya que parte de esta energía es emitida como radiación en el rango de infrarrojo, al cual el vidrio es opaco, siendo las pérdidas principalmente por un proceso de convección libre entre la placa y el vidrio. Estos procesos se explican detalladamente en el capítulo 3.

En la figura 1 se representa esquemáticamente el sistema de termosifón solar y junto a este la

distribución hipotética de temperatura del mismo, distribución que se ha tomado de la referencia 3 y se basa en las siguientes asunciones:

- a.- La distribución de temperatura en el tanque y en los tubos del colector es lineal.
- b.- Las pérdidas de calor en los tubos conectores son despreciables, esto presupone tubos bien aislados.
- c.- El agua sube del colector hacia la parte superior del tanque.

Estas asunciones nos son útiles en este punto para esquematizar el funcionamiento del sistema, más adelante analizaremos su grado de validez para plantear el modelo matemático del mismo. Por el momento asumimos adicionalmente que la relación entre la densidad del agua y la temperatura es lineal, por lo tanto la curva de distribución de temperatura del sistema, también representará la distribución de la densidad del mismo de manera que el área dentro de esa curva será igual a el cabezal por termosifón que pueda ser definido así:

$$H_T = (\text{área 1-2-3-4-5}) \times g \quad [m]$$



$$H_T = 0,5(p_1 - p_2) \left[ 2(h_3 - h_1) - (h_2 - h_1) - \frac{(h_3 - h_5)^2}{(h_6 - h_5)} \right] g \quad (2.1)$$

definiendo:

$$f(h) = [2(h_3 - h_1) - (h_2 - h_1) - (h_3 - h_5)^2 / (h_6 - h_5)]$$

tenemos:

$$H_T = 0,5 (p_1 - p_2) g \quad f(h)$$

donde:

$p_1, p_2$  = densidades en los puntos 1 y 2

respectivamente [kg/m<sup>3</sup>]

$h_1, h_2, h_3, h_5, h_6$ : posiciones respecto al piso de los puntos 1, 2, 3, 5 y 6

respectivamente [m]

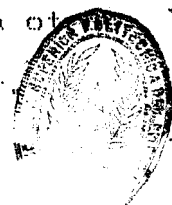
$g$  = aceleración local de la gravedad [m/s<sup>2</sup>]

Para que haya flujo másico este cabezal por termosifón así definido, debe vencer al cabezal friccional del sistema, dándose en ese momento la circulación natural.

### 2.3 VENTAJAS DEL SISTEMA

Entre las principales ventajas y beneficios que representa el uso de termosifones solares, podemos enumerar los siguientes:

- a.- Este sistema no requiere para su operación del uso de ningún otro tipo de energía que no sea la solar. Esto representa un claro beneficio en cuanto a un ahorro de energía de fuentes no renovables con el consiguiente ahorro de dinero para el usuario y de recursos para el país.
- b.- El costo inicial es bastante bajo respecto a otros sistemas de aprovechamiento de energía solar.



#### 2.4 DESVENTAJAS DEL SISTEMA

Entre las principales desventajas que representa el uso de termosifón solar, podemos enumerar las siguientes:

- a.- El termosifón solar es un sistema de baja eficiencia o bajo rendimiento, es decir la razón de energía transferida al agua para energía entregada al mismo, es bastante baja, habiendo sistemas de utilización del recurso solar que tienen mucho mejor rendimiento.
- b.- Otra de las desventajas es la estética, ya que el tanque debe estar elevado por encima del colector el cual a su vez debe estar expuesto totalmente a los rayos solares.

c.- Si bien la inversión inicial es baja respecto a otros equipos de utilización de energía solar, ésta no deja de ser elevada ya que se precisa usar buenos materiales especializados para mejorar el rendimiento.

## 2.5 CONSIDERACIONES DE DISEÑO

Enumeraremos a renglón seguido, algunos puntos que son importantes en el diseño y construcción del sistema de termosifón solar.

a.- Las temperaturas alcanzadas por el agua del termosifón solar pueden llegar alrededor de  $100^{\circ}\text{C}$  a presión atmosférica. (ref. 10).

b.- El caudal obtenido está en el rango de 40 lt/hr por  $\text{m}^2$  de colector. (ref. 11).

c.- El tanque debe estar elevado por lo menos unos 35 cm sobre la parte superior del colector. (ref.11).

d.- Tanto el tanque como las tuberías y el colector deben estar perfectamente aislados.

- e.- Los tubos conectores deben tener un diámetro interior mínimo de 14 mm. (ref. 11).
- f.- Los tubos conectores deben ser lo más lisos posible y presentar la menor cantidad posible de restricciones al flujo como codos, ensanchamientos, etc.
- g.- En nuestro país el colector debe estar inclinado por lo menos unos  $10^\circ$  respecto a la horizontal y mirando hacia el Sur en el hemisferio Norte o hacia el Norte en el hemisferio Sur. Existen en la bibliografía especializada datos más exactos sobre este tema según la latitud en que se encuentre. (ref. 10).
- h.- En general se recomienda que los tubos centrales de un colector sean de diámetro algo mayor que los de los extremos ya que se ha verificado en la práctica que se dan mayores flujos a través de los tubos exteriores, (ref. 11).
- i.- La experiencia indica que un volumen óptimo del tanque de almacenamiento es de 70 litros por metro cuadrado de colector. Esto es muy importante, ya que si el volumen es muy grande, la temperatura del fluido en el colector será baja, las pérdidas

serán menores, pero no se usará toda la capacidad y el costo de inversión será alto. Si por el contrario el volumen es muy pequeño, la temperatura del fluido en el colector será alta, las pérdidas mayores y habrá poco tiempo de suministro, (ref. 11).

j.- La aislación térmica del colector debe resistir sobre los  $100^{\circ}\text{C}$  por lo que generalmente se usa lana de vidrio o poliuretano, (ref. 11).

k.- La figura 3 nos sirve como base para seleccionar el tipo de superficie de absorción, de ella se desprende que la más deseable es la de cobre y la de mayor grosor, (ref. 11).

l.- La absorbencia de la placa, se puede mejorar con tratamientos superficiales y con el uso de pinturas especiales, para disminuir la emisividad de la superficie en infrarrojo, (ref. 11)

ll.- Respecto a las cubiertas usadas en los colectores, en la actualidad el único material confiable es aún el vidrio, se ha experimentado con diversas calidades de plásticos, debido a su bajo costo, pero sus características de transmisividad, se ven



FUENTE: *Energía Solar y Aplicaciones.*  
PEDRO SARMIENTO

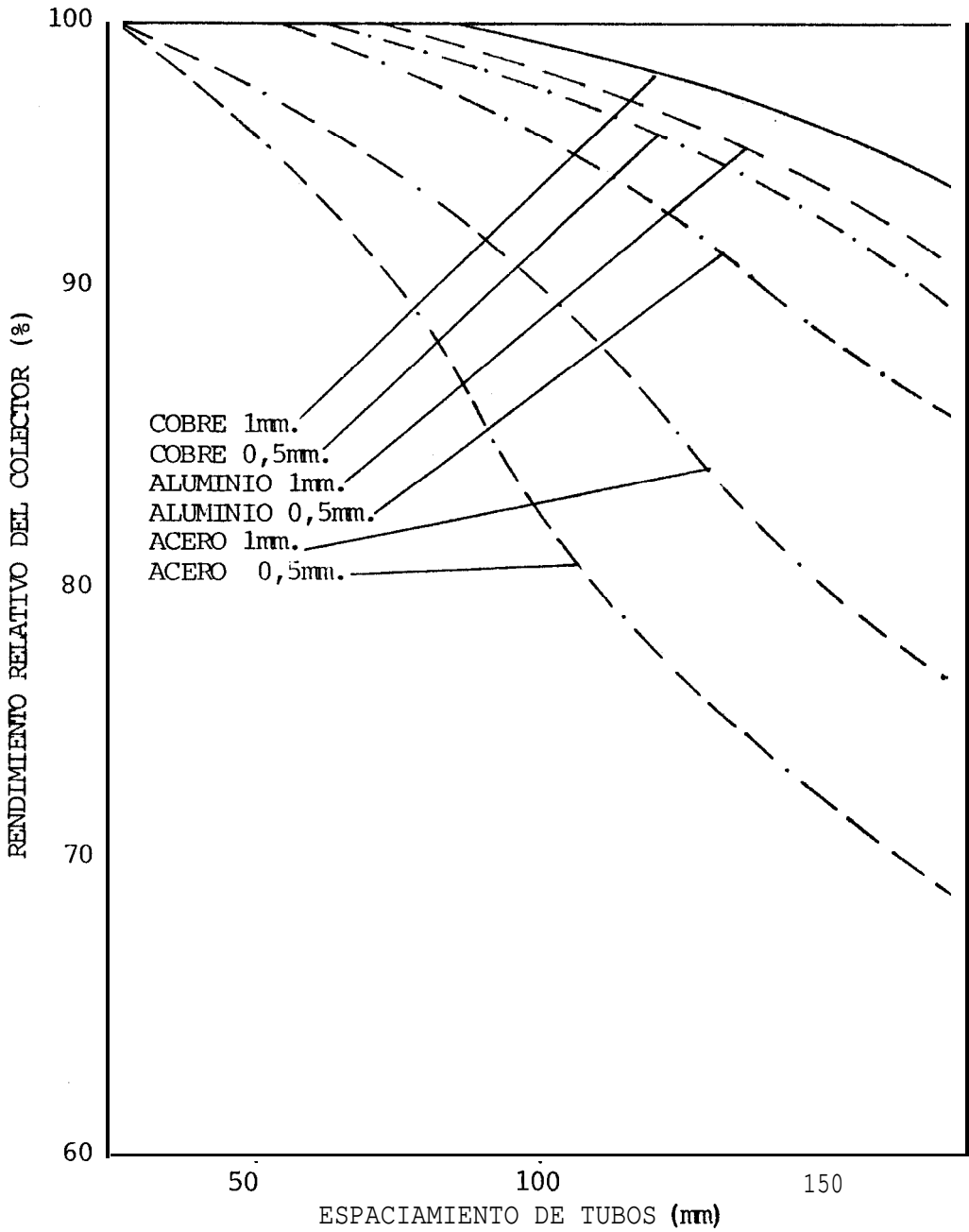


FIG. 3 Influencia del material y del grosor de la superficie de absorción, como tambien del espaciamento entre tubos, en el calor entregado al fluido.

alteradas negativamente con el paso del tiempo,  
(ref. 11).

## CAPITULO III

### ANALISIS TERMICO DEL SISTEMA

#### 3.1 DESCRIPCION DEL CIRCUITO TERMICO

En la figura 4 se esquematiza el circuito térmico equivalente en el sistema en el cual se representan los distintos procesos de Transferencia de Calor que se dan en él.

Adicionalmente en la figura 5 se presenta el diagrama de SANKEY correspondiente al sistema en el que se especifican las distintas pérdidas de energía que sufre el sistema durante el proceso.

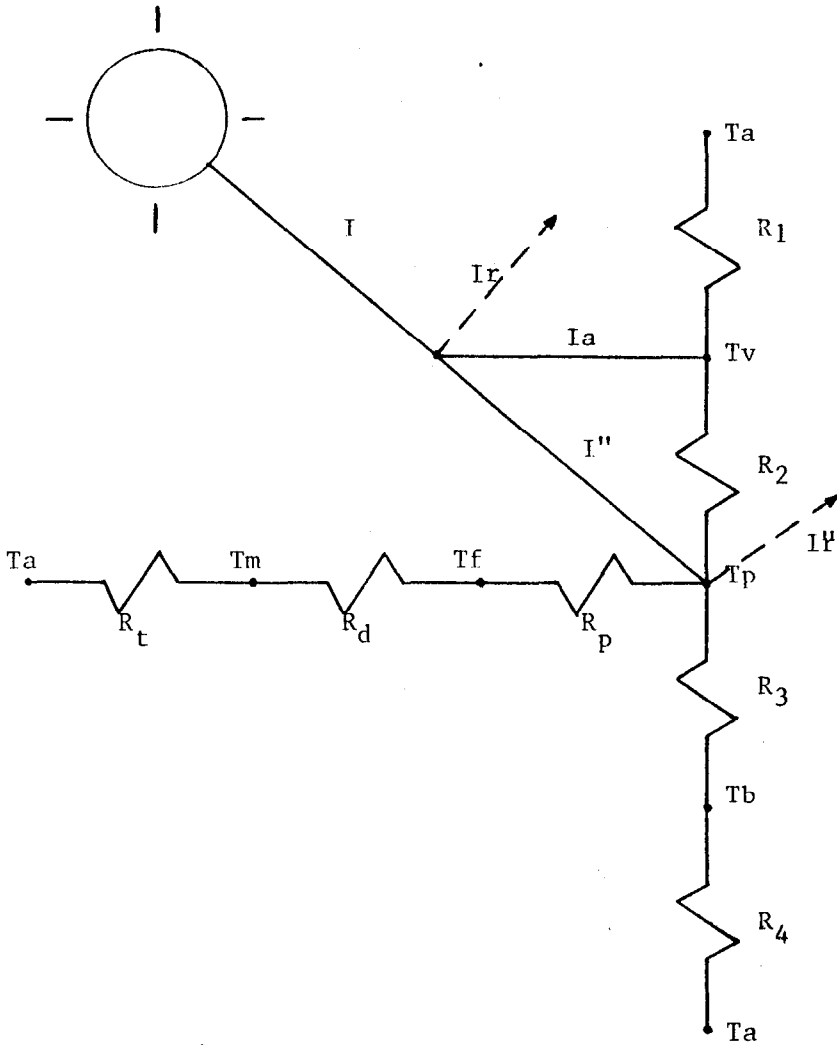
El análisis que haremos a continuación se basa en estos dos diagramas presentados en este apartado.

#### 3.2 ECUACIONES FUNDAMENTALES

##### 3.2.1 BALANCE DE ENERGIA DEL SISTEMA

En la figura 6.A se muestra el esquema del sistema





$T_a$  Temperatura Ambiente  
 $T_v$  Temperatura Cobertor  
 $T_p$  Temperatura Placa  
 $T_b$  Temperatura Base del colector  
 $T_f$  Temperatura del fluido en las tubos  
 $T_m$  Temperatura del fluido en el tanque

FIG. 4 CIRCUITO TERMICO DEL SISTEMA

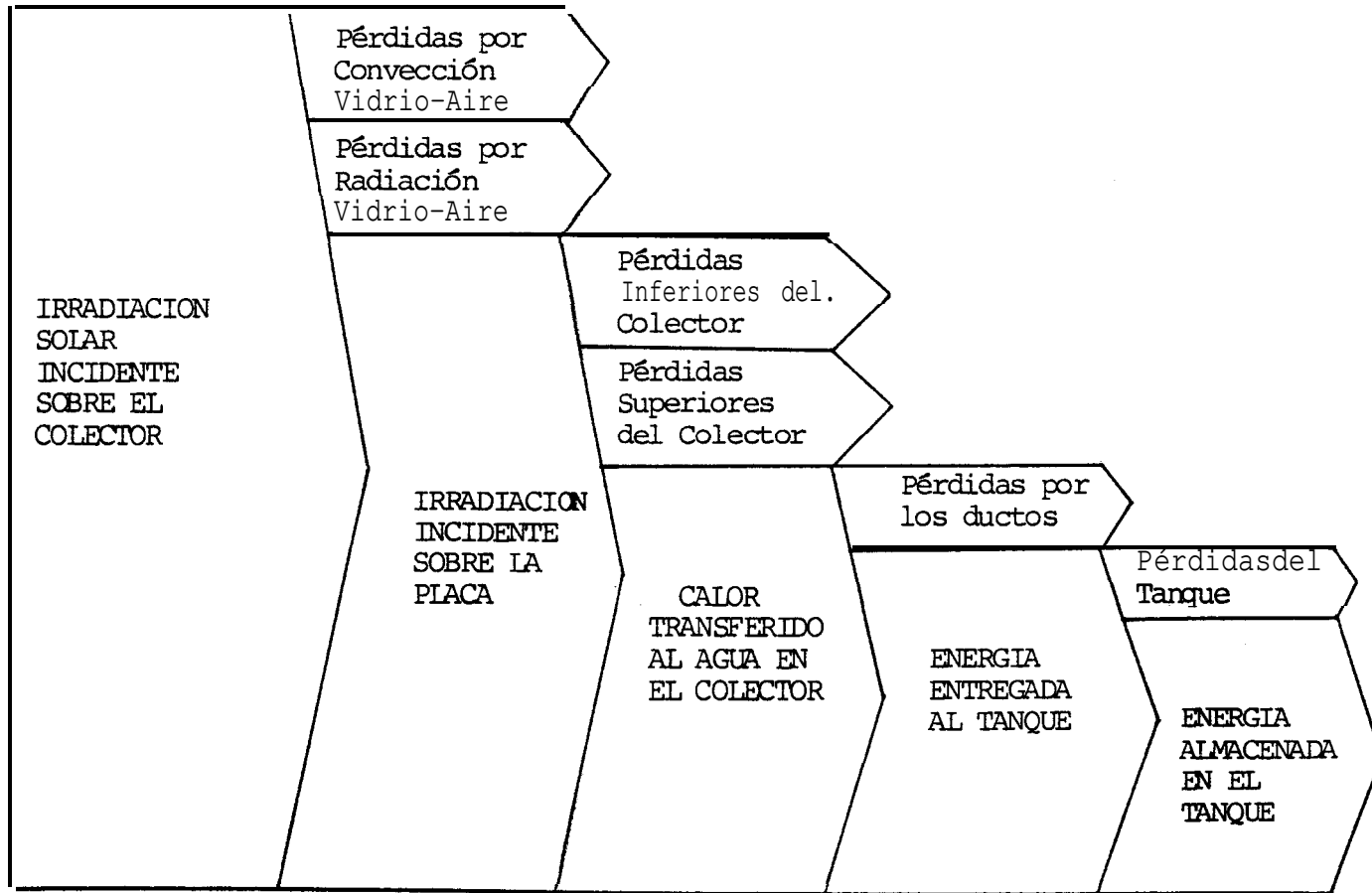


FIG. 5 DIAGRAMA DE SANKEY

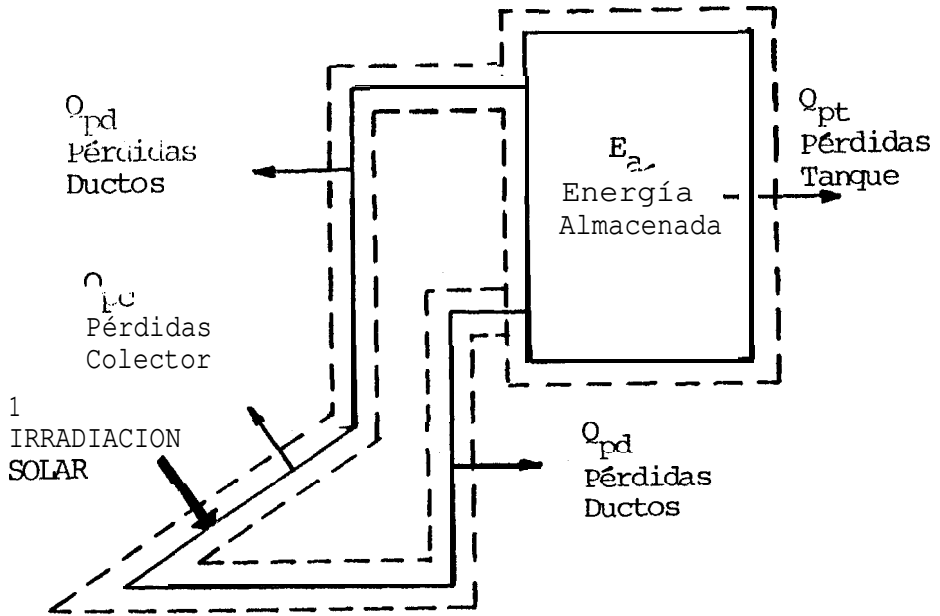


FIG. 6A VOLUMEN DE CONTROL DEL SISTEMA

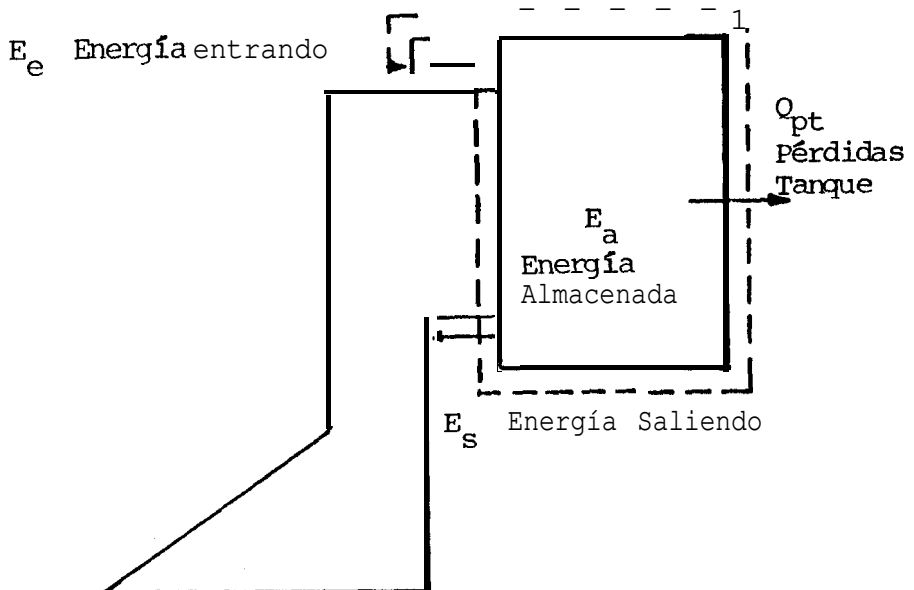


FIG. 6B VOLUMEN DE CONTROL DEL TANQUE

de termosifón solar y se delimita el volumen de control que encierra al mismo.

Para plantear el respectivo balance de energía dentro de tal volumen de control, nos basamos en las siguientes asunciones:

- a.- Las temperaturas medias de la placa colectora, los tubos de circulación y del tanque de almacenamiento son iguales a la respectiva temperatura media del agua almacenada dentro de ellos.
- b.- Las temperaturas medias del agua en el colector, el tanque y las tuberías conectoras son iguales y se denotan por una temperatura media del sistema  $T_m$ .

En base a ello tenemos que:

[energía solar efectiva] = [energía almacenada por el sistema] + [pérdidas al ambiente]

$$\tau \alpha F_c A_c I = \Sigma C_T \left( \frac{dT_m}{dt} \right) + \Sigma U_s (T_m - T_a) \quad (3.1)$$

donde:

$\tau$  = Transmisividad del vidrio [adim]

$\alpha$  = Absortividad de la placa [adim]

$F_c$  = Eficjencia del colector [adim]

$A_c$  = Area del colector  $[m^2]$

$I$  = Irradiación solar incidente  $[w/m^2]$

$\Sigma C_T$  = Sumatorio de las capacidades térmicas de la placa y sus tubos, tuberías conectoras, tanque y de la capacidad térmica del agua almacenada en ellos.

$\Sigma C_T = C_{Tc} + C_{Tt} + C_{Td} + C_{Tac} + C_{Tab} + C_{Tad}$

$C_{Tc}$  = Capacidad térmica del colector  $[J/^\circ K]$

$C_{Tt}$  = Capacidad térmica de los tubos  $[J/^\circ K]$

$C_{Td}$  = Capacidad térmica del tanque  $[J/^\circ K]$

$C_{Tac}$  = Capacidad térmica del agua  
en el colector  $[J/^\circ K]$

$C_{Tat}$  = Capacidad térmica del agua  
en los tubos  $[J/^\circ K]$

$C_{Tad}$  = Capacidad térmica del agua  
en el tanque  $[J/^\circ K]$

$\frac{dT_m}{d\theta}$  = Variación de la temperatura respecto al tiempo.

$\Sigma U_s$  = Sumatorio de los coeficientes de pérdidas de calor del sistema. Es decir hacia arriba y abajo del colector, por los tubos conectoros y por el tanque.

$\Sigma U_s = U_{c_s} + U_{c_a} + U_T + U_D$

$U_{c_s}$  = Coeficiente de pérdidas de calor  
hacia arriba del colector  $\frac{w}{[---]^\circ K}$

$U_{c3}$	= Coeficiente de pérdidas de calor hacia abajo del colector	$\left[ \frac{w}{^{\circ}K} \right]$
$U_T$	= Coeficiente de pérdidas de calor por los tubos del colector	$\left[ \frac{w}{^{\circ}K} \right]$
$U_D$	= Coeficiente de pérdidas de calor por el tanque del colector	$\left[ \frac{w}{^{\circ}K} \right]$
$T_m$	= Temperatura media del sistema	$[^{\circ}K]$
$T_a$	= Temperatura ambiental	$[^{\circ}K]$

### 3.2.2 BALANCE DE ENERGIA DEL TANQUE

En la fig. 6.B se muestra el esquema del sistema de termosifón solar, y se delimita el volumen de control que encierra al tanque de almacenamiento.

Para plantear la ecuación del balance de energía del tanque, nos basamos en las mismas asunciones del apartado anterior. Tenemos entonces:

[energía que entra] - [energía que sale] = [energía almacenada] + [pérdidas al ambiente]

$$m \text{ cpa } T_3 - m \text{ cpa } T_5 = C_{TTAN} \left( \frac{d T_m}{d \theta} \right) + U_D (T_m - T_a)$$

reagrupando:

$$m \text{ cpa } (T_3 - T_5) = C_{TTAN} \left( \frac{d T_m}{d \theta} \right) + U_D (T_m - T_a) \quad (3.2)$$

donde:

$C_{pa}$  = Calor específico del agua  $[J/kg \text{ } ^{\circ}K]$

$m$  = Flujo máBico por termosifón [kg/s]

$T_s$  = Temperatura del agua a la entrada  
al tanque [°K]

$T_b$  = Temperatura del agua a la salida  
al tanque [°K]

$CT_{TAN}$  = Capacidad térmica del tanque [J/°K]

$$CT_{TAN} = C_{Td} + C_{Tad}$$

### 3.3 DETERMINACION TEORICA DE LA TEMPERATURA MEDIA, LA RAZON DE FLUJO MASICO Y LA EFICIENCIA DEL SISTEMA

Los principales parámetros de funcionamiento del sistema de termosifón solar, son la temperatura media del agua y su razón de flujo másico, por lo que utilizaremos las dos ecuaciones de balance de energía antes mencionadas 3.1 y 3.2 para predecir teóricamente tales valores.

La ecuación 3.1, aplicada al sistema, se puede reordenar de la siguiente manera.

$$\frac{d T_m}{d \theta} + \frac{\sum U_s}{\sum C_T} T_m - \frac{\sum U_s T_a + \tau \alpha F_c A_c I}{\sum C_T} = 0 \quad (3.1)$$

La resolución de esta ecuación nos permite obtener la temperatura media instantánea del sistema  $T_m$  y

adicionalmente la respectiva razón de variación de ella respecto al tiempo  $dT_m/d\theta$ .

Para la determinación de la razón de flujo másico del sistema, remitámonos a la definición del cabezal por termosifón dada por la ecuación 2.1 que nos da el valor de dicho parámetro en metros de columna de agua, como se puntualiza en dicho apartado para que haya flujo másico tal cabezal debe vencer el respectivo cabezal friccional  $h_f$ , quedando entonces la ecuación 2.1 de la siguiente manera.

$$h_f = H_T$$

$$h_f = 0,5 (p_1 - p_2) g f(h) \quad (3.3)$$

podemos escribir la ecuación 3.3 en base a la diferencia de gravedades específicas  $G$  así:

$$h_f = 0,5 (G_1 - G_2) f(h) \quad (3.4)$$

Debido al gran rango de temperaturas dentro del cual trabaja el colector usaremos una relación parabólica entre la gravedad específicas ( $G$ ) y la temperatura  $T$  tomada de la referencia 3.

$$G = AT^2 + BT + C \quad (3.5)$$



Donde: T está dada en grados Farenheith ( $^{\circ}\text{F}$ ) y

$$A = -1,25 * 10^{-6}$$

$$B = 5,83 * 10^{-5}$$

$$C = 0,99967$$

quedándonos la ecuación 3.3 como:

$$hf = 0,5 [A(T_1^2 - T_2^2) + (T_1 - T_2)] f(h) \quad (3.6)$$

La temperatura media del sistema puede definirse como:

$$T_m = 0,5(T_2 + T_1) = 0,5(T_3 + T_5) \quad (3.7)$$

y entonces la ecuación 3.3 queda como:

$$hf = 0,5(T_5 - T_3) (2A T_m + B) f(h) \quad (3.8)$$

De la ecuación 3.2 despejamos  $(T_3 - T_5)$  y reemplazando en la anterior obtendremos:

$$hf = \frac{-0,5}{m C_p} \left[ C_{TAN} \frac{dT_m}{d\theta} - U_D(T_m - T_a) \right] (2AT_m + B) f(h) \quad (3.9)$$

El cabezal friccional se definirá más adelante como una función de  $m$ , reemplazando dicho valor en la ecuación 3.9 y con los valores instantaneos de  $T_m$  y  $(dT_m/d\theta)$  procedemos a resolverla para  $m$ , obteniéndose así la razón de flujo másico instantaneo.

Con los valores así obtenidos, podemos determinar la eficiencia instantanea del sistema definida por:

$$i = \frac{m \cdot c_p (T_2 - T_1)}{I \cdot A_c} \quad (3.10)$$

que es una medida de la capacidad de colección de calor del colector e indica la razón a la cual la energía radiante incidente es convertida en energía térmica útil.

Se puede definir también la eficiencia global del sistema como la razón del incremento en la energía térmica del agua almacenada en el tanque a la suma total de energía solar incidente sobre el colector durante determinado período de tiempo.

$$g = \frac{C_{TAN} (T^{\theta m} - T^{0m})}{\int_{0}^{\theta} A_c I \, d\theta} \quad (3.11)$$

donde:

$T^{\theta m}$  = Temperatura media del sistema en el tiempo  $\theta$

$T^{0m}$  = Temperatura media del sistema en el instante inicial

### 3.4 ANALISIS DE LA ENERGIA SOLAR INCIDENTE

Los colectores de sistema de termosifón solar por regla general se encuentran inclinados respecto a la horizontal en un ángulo que fluctúa entre  $10^\circ$  y  $45^\circ$  con la finalidad de mejorar la recepción de los rayos solares. No es el propósito de este trabajo hacer un

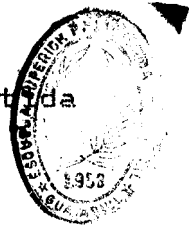
análisis detallado de los distintos ángulos solares que determinan la cantidad de energía solar que recibe el colector, por tal motivo en las pruebas experimentales se utiliza un piramómetro inclinado en igual ángulo que el colector.

En lo que respecta al fenómeno de radiación solar a través del vidrio, éste en general posee tres características bien definidas y que depende del tipo de vidrio y su espesor, estos son:

ABSORBENCIA:  $\alpha_v$  es la fracción de energía absorbida

TRANSMISIVIDAD:  $\tau_v$  es la fracción de energía transmitida

REFLEXIBILIDAD:  $p_v$  es la fracción de energía reflejada



BIBLIOTECA

Es decir, la energía radiante que llega al vidrio puede ser absorbida, reflejada y transmitida. Por la primera ley de la termodinámica tenemos:

$$\alpha + \tau + P = 1$$

Para el vidrio el valor de  $\tau$  es bastante mayor al de  $\alpha$  y  $p$ , en general su comportamiento es como se muestra en la figura 7.

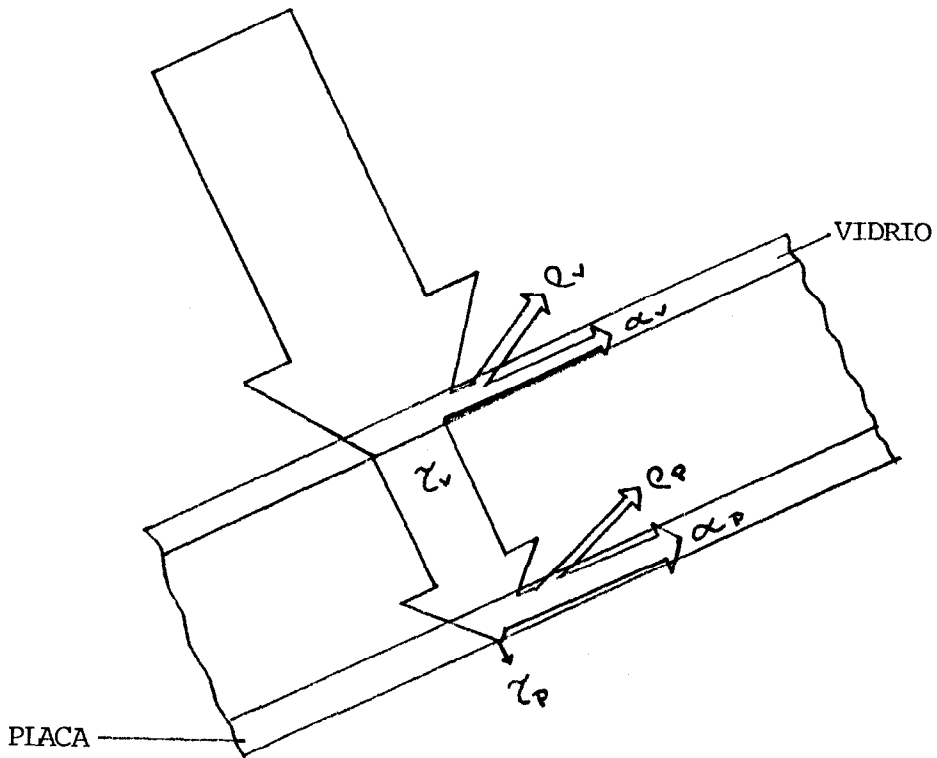


FIG. 7 REPRESENTACION  
 ESQUEMATICA DE LAS ARACTERISTICAS DE TRANSMISIVIDAD  
 ABSORTIVIDAD Y REFLECTIVIDAD DEL VIDRIO COBERTOR Y  
 PLACA ABSORBEDORA DE UN COLECTOR SOLAR.

Por lo tanto la fracción de energía solar es transmitida por el vidrio será:

$$I_v = \tau_v I_0 \quad (3.12)$$

De igual manera, como se aprecia en la figura la placa posee las mismas características, diferenciándose éstas en sus magnitudes, ya que mientras en el vidrio la transmisividad  $\tau$  se aproxima a la unidad en la placa metálica el valor de la absorptividad es el predominante. Estas características son las que hacen que estos materiales sean los apropiados para la construcción de colectores solares. En consecuencia la fracción de energía solar absorbida por la placa es

$$I = \alpha_p I_v \quad (3.13)$$

$$I = \alpha_p \tau_v I_0 \quad (3.14)$$



siendo este el valor que usaremos en nuestro análisis.

### 3. 3 ANALISIS DE LAS PERDIDAS DE ENERGIA DEL SISTEMA

#### 3.5.1 PERDIDAS DEL COLECTOR

El colector de energía solar es el elemento del sistema en donde tienen lugar los fenómenos más complejos de transferencia de calor del mismo, ya

que hay procesos combinados de radiación y convección. En esta parte veremos primeramente como referencia la distribución de temperaturas en la placa, posteriormente las pérdidas de calor del sistema, y por último analizaremos la eficiencia del colector, esto es la eficiencia de transferencia de calor desde la placa al fluido.

#### 3.5.1.1 DISTRIBUCION DE TEMPERATURA EN LA PLACA

Para el análisis de la distribución de temperatura en la placa, refirámonos a la figura 8 en la que se muestra un segmento en corte transversal de la placa colectora y el tubo adherido a ésta. La longitud de placa representada corresponde a la mitad del espaciamiento entre tubos ya que se puede demostrar que la distribución de temperatura es simétrica al centro de tal espaciamiento. Esto se debe a que el sistema se puede considerar como un tubo aleteado, con la aleta aislada en el extremo. Se asume que las pérdidas de calor son despreciables

Tal como se muestra en la figura 8, consideremos un elemento diferencial de longitud  $dx$ , espesor  $t$  y ancho unitario, siendo este último la longitud

del tubo o lo que es lo mismo de la placa. El balance de energía sobre tal elemento muestra que:

$$Q_x = Q_m(dx) + Q_{x+dx}$$

reemplazando los valores correspondientes a cada factor de la ecuación, considerando conducción unidimensional en el sentido del eje x, se tiene:

$$-kA \frac{dT}{dx} = Q_m(dx) + [-kA \frac{dT}{dx} - (-kA \frac{dT}{dx})]dx \quad (3.15)$$

donde:

$Q_m$  = Energía solar incidente [w/m<sup>2</sup>]

$k$  = Conductividad térmica de la placa [w/m<sup>o</sup>k]

$A$  = Área transversal al flujo de calor

o sea  $A = t$  [m<sup>2</sup>]

$dT/dx$  = Variación de la temperatura respecto a la coordenada x [°k/m]

Desarrollando la ecuación 3.12 obtenemos:

$$-kA \frac{dT}{dx} = Q_m(dx) - kA \frac{dT}{dx} - kA \frac{d^2T}{dx^2} dx$$

Reagrupando la ecuación anterior se tiene:

$$\frac{d^2T}{dx^2} + a = 0 \quad (3.16)$$

donde:

$$a = \frac{Q_m}{k t}$$

La solución general para T de la ecuación 3.16 nos da la distribución de temperatura a lo largo del eje x normal al del tubo:

$$T = -0.5 a x^2 + C_1 x + C_2 \quad (3.17)$$

Las constantes  $C_1$  y  $C_2$  se obtiene a partir de las condiciones de frontera:

1.- La temperatura de la porción de aleta o placa pegada al tubo es igual a la temperatura de base de la aleta, y se denota por  $T_b$ , entonces:

$$T(0) = T_b$$

2.- Debido a la simetría se considera que el extremo de la aleta está aislado, entonces el gradiente de temperatura en  $x = L$  será cero, esto es:

$$dT/dx)_{x=L} = 0$$

con tales condiciones se obtiene que:

$$C_1 = T_b$$



$$C_2 = \frac{Q_m L}{kt}$$

quedando entonces la ecuación 3.14 como

$$T = - \frac{Q_m}{2kt} x^2 + \frac{Q_m L}{kt} x + T_b \quad (3.18)$$

En la figura 8 se grafica una curva correspondiente a esta ecuación.

Haciendo  $(dT/dx)$  igual a cero y despejando  $x$ , se demuestra que la temperatura alcanza su valor máximo en el punto correspondiente a  $x=L$ , o a la mitad del espaciamiento entre tubos, lo que se puede verificar en la curva graficada.

Adicionalmente se considera una distribución lineal de temperatura a lo largo del eje paralelo a los tubos, que se incrementa en el sentido del flujo.

### 3.5.1.2 PERDIDAS DE CALOR HACIA ARRIBA EN EL COLECTOR

El análisis de la figura 4, q118 muestra el circuito térmico del sistema, nos permite identificar los distintos procesos de transferencia de calor desde la placa hacia arriba. La resistencia térmica  $R_2$  corresponde al

proceso combinado de radiación entre la placa y el vidrio y de convección libre en el espacio encerrado por ellas. La resistencia térmica  $R_1$ , representa así mismo el proceso combinado de radiación y convección entre el vidrio y el aire ambiental.

Existen correlaciones para cada uno de los procesos de transferencia de calor arriba mencionados, cuya aplicación sería complicada ya que requeriría conocer las temperaturas de la placa y la cubierta, los que no se conocen a priori por lo que la solución sería de tipo iterativo. Existe sin embargo un procedimiento simplificado para evaluar el coeficiente de pérdidas hacia arriba del colector  $U_{ps}$ , establecido por Hottel y Woertz y Klein (ref. 5) el cual es aplicable a colectores de varias cubiertas del mismo material y suficientemente preciso. Este método es también aplicable a colectores con superficies selectivas. Para esta aproximación las pérdidas de calor del colector hacia arriba se escribe de la siguiente manera (ref. 5 ec. 4.12).

$$Q_{ps} = Q_{psc} + Q_{psr} \quad (3.19)$$

Donde:

$$Q_{psc} = \frac{(T_p - T_a) A_c}{\frac{N}{C} + \frac{1}{h_{v,a}}} \quad [w]$$

$$\frac{C}{T_p} \left[ \frac{(T_p - T_a)}{(N+j)} \right]^{0.33}$$

Y

$$Q_{psr} = \frac{\sigma (T_p^4 - T_a^4) A_c}{\frac{1}{\epsilon_p + 0.05N(1+\epsilon_p)} + \frac{2N+j-1}{\epsilon_v} - N} \quad [w]$$

En esas ecuaciones:

$T_p$  = Temperatura media de la placa [ $^{\circ}k$ ]

$T_a$  = Temperatura ambiente [ $^{\circ}k$ ]

$N$  = Número de cubiertas

$C$  = Constante adimensional función del ángulo de inclinación del colector,  $\phi$ , definida como:

$$C = 365,9 (1 - 0.00883 \phi + 0.00013 \phi^2) \quad (3.20)$$

$h_{v,a}$  = Coeficiente convectivo entre el vidrio y el aire exterior en movimiento con una velocidad  $V$  del viento en [m/s] se define como: [ref. 5 ec. 3.61]

$$h_{v,a} = 5,7 + 3,8 V \quad [w/m^2 \cdot ^{\circ}k] \quad (3.21)$$

$j$  = Número adimensional función del coeficiente convectivo vidrio-aire y el número de cubiertas.

$$j = (1 - 0,04 h_{v,a} + 0,0005 h_{v,a}^2)(1 + 0,091N) \quad (3.22)$$

$\sigma$  = constante de Stefan-Boltzmann

$$\sigma = 5,67 * 10^{-8} \text{ w/m}^2 \text{ } ^\circ\text{k}^4$$

$A_L$  = Area de la placa colectora [m<sup>2</sup>]

$\epsilon_p$  = Emisividad de la placa colectora [adim]

$\epsilon_v$  = Emisividad del vidrio [adim]

A partir de la ecuación 3.16 y estableciendo un coeficiente convectivo equivalente para el término de radiación se puede obtener el coeficiente de pérdidas hacia arriba del colector como:

$$U_{ps} = U_{psc} + U_{psr} \quad (3.23)$$

donde:

$$U_{psc} = \frac{1}{\frac{N}{C} \left[ \frac{(T_p - T_a)}{T_p (N+j)} \right]^{0.33} + \frac{1}{h_{v,a}}} \quad \left[ \frac{\text{w}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{k}} \right]$$

Y

$$U_{psr} = \frac{\sigma (T_p + T_a) (T_p^2 + T_a^2)}{\frac{1}{\epsilon_p + 0,05N (1+\epsilon_p)} + \frac{2N+j-1}{\epsilon_v} N} \quad \left[ \frac{\text{w}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{k}} \right]$$

### 3.5.1.3 PERDIDAS DE CALOR HACIA ABAJO EN EL COLECTOR

Nuevamente el análisis del circuito térmico de la figura 4, nos permite identificar los procesos de transferencia de calor hacia abajo en el colector.

Estos procesos son el de conducción a través del aislante representado por la resistencia térmica  $R_3$ , y la resistencia térmica  $R_4$  representa el proceso de convección desde la base de la caja del colector al aire exterior.

En un colector bien aislado como lo son la mayoría de ellos, el proceso conectivo base-aire ambiental es insignificante, por lo que su valor es aproximadamente de cero.

La resistencia  $R_3$  corresponde al proceso de conducción a través del aislante. La determinación de este proceso es bastante compleja, sin embargo en un colector bien diseñado estas pérdidas son mínimas, y no es necesario determinarlas con exactitud. Si el aislante alrededor del colector es de igual espesor que el del fondo, como se ve en la figura 2, el calor perdido por conducción a través del aislante puede estimarse asumiendo conducción unidimensional alrededor del perímetro, pero añadiendo una constante geométrica, entonces para el colector de la figura 2 con la placa de dimensiones  $a$  por  $b$  el calor por conducción a través del aislante es (ref. 5 ec. 4.6).

$$Q_{P-I} = \frac{A_c k_a}{l_i} (T_p - T_a) \left[ 1 + \frac{(2h + l_i)(a+b)}{ab} \right] \quad (3.24)$$

Donde el coeficiente de pérdidas de calor se define por:

$$U_{P-I} = \frac{k_a}{l_i} \left[ 1 + \frac{(2h + l_i)(a+b)}{ab} \right] \quad (3.25)$$

donde:

$k_a$  = Conductividad térmica del aislante.

### 3.5.1.4 EFICIENCIA DEL COLECTOR

Para deducir la relación correspondiente a el factor de eficiencia del colector o eficiencia de placa, remitámonos a la figura 8 la cual representa una sección tipo de un tubo del colector y la placa adyacente al mismo. Respecto a tal fig., se hacen las siguientes asunciones:

- a.- Solamente la parte superior de la placa colectora, que está expuesta a la radiación solar, absorbe calor.
- b.- La parte inferior de la placa y tubos está perfectamente bien aislada y las pérdidas de calor ocurren solamente hacia arriba de la placa.

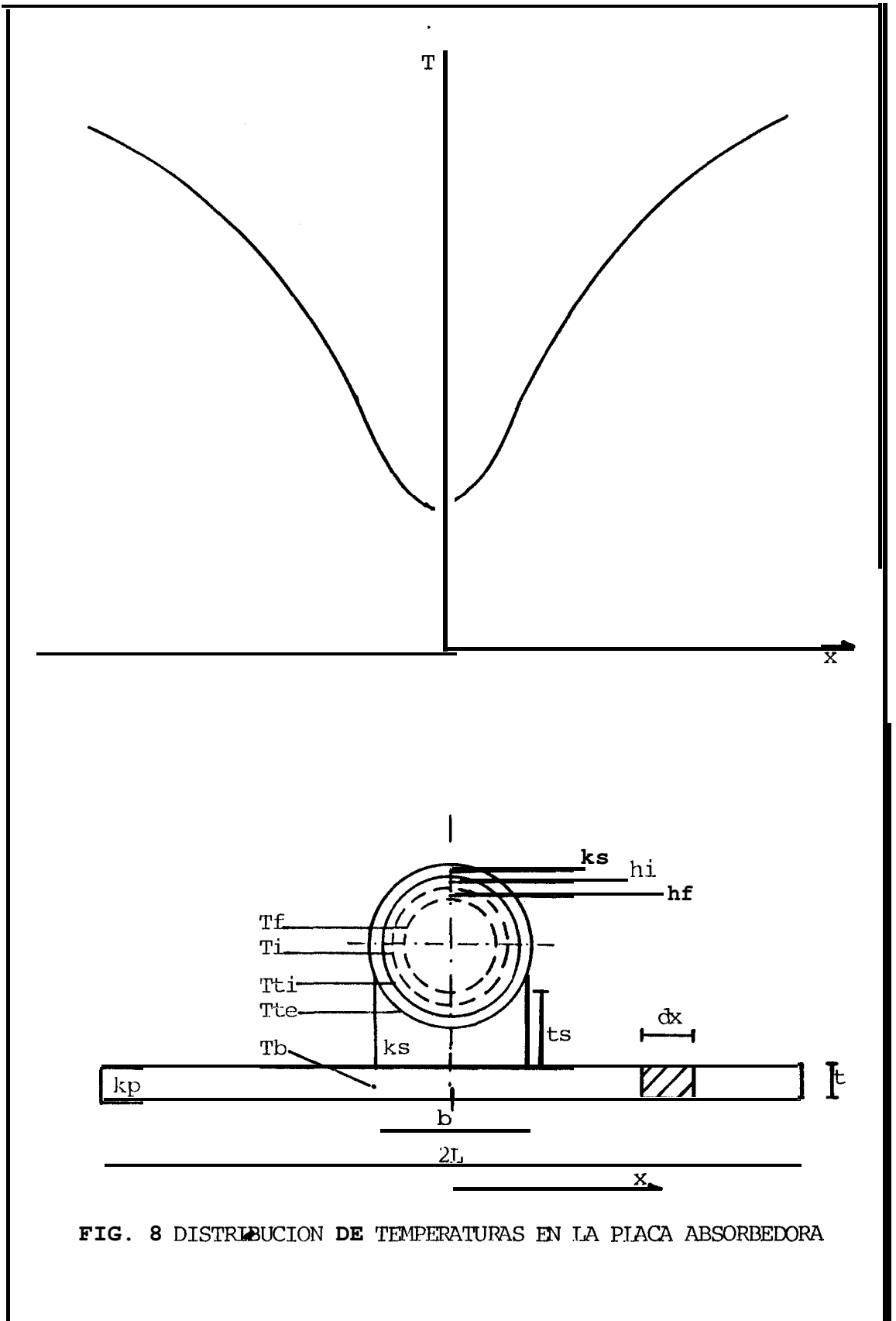


FIG. 8 DISTRIBUCION DE TEMPERATURAS EN LA PLACA ABSORBEDORA

c.- Los tubos están soldados a lo largo de toda su longitud como se muestra en la figura 8, el cordón de soldadura tiene una conductividad térmica denominada  $k_s$ .

d.- El proceso de transferencia de calor es de estado estable.

Analicemos inicialmente la razón de transferencia de calor de la aleta o placa al tubo.

La eficiencia de una aleta se define como el ratio de flujo de calor, a través de la aleta real sobre el flujo a través de una aleta de conductividad térmica infinita (esto es una aleta a temperatura uniforme). A continuación definiremos una expresión para evaluar esta eficiencia para un colector solar de placa plana.

La conducción en la dirección  $y$  es despreciable e el balance de calor determinado  $y_0$  para una sección del plato colector por unidad de longitud en la dirección  $y$  es como sigue:

$$\tau \alpha I dx - U_p s (T_p - T_a) dx + \left( -kt \frac{dT_p}{dx} \right)_{x, y_0} - \left( -kt \frac{dT_p}{dx} \right)_{x+dx, y_0} = 0 \quad (3.26)$$



Si  $k_p$  es independiente de la temperatura entonces:

$$\frac{dT_p}{dx} \Big|_{x+\Delta x, y_0} = \frac{dT_p}{dx} \Big|_{x, y_0} + \left( \frac{d^2 T_p}{dx^2} \Big|_{x, y_0} \right) \Delta x$$

Reemplazando este valor en la ecuación 3.26, obtenemos finalmente la ecuación diferencial que describe el fenómeno de transferencia de calor de la placa al tubo.

$$\frac{d^2 T_p}{dx^2} = \frac{U_p}{kt} [T_p (T_a + \alpha r I / U_p)] \quad (3.27)$$

Al igual que en el apartado 3.4.1.1 las condiciones de frontera de esta ecuación son:

- 1.-  $T(0) = T_b$
- 2.-  $dT/dx|_{x=0} = 0$

Si hacemos  $m^2 = U_p / kt$

$$\phi = T_p - (T_a + \alpha r I / U_p)$$

Las condiciones de frontera arriba indicados serán:

- 1.-  $d\phi/dx = 0$ , para  $x = 0$
- 2.-  $\phi = T_b - (T_a + \alpha r I / U_p)$ , para  $x = L$

entonces la solución general de la ecuación 3.27 será:

$$\vartheta = d_1 \sinh mx + d_2 \cosh mx \quad (3.28)$$

Las constantes  $d_1$  y  $d_2$  pueden ser determinadas a partir de las condiciones de frontera, quedando la solución particular de la siguiente manera:

$$\frac{T_p - (T_a + \alpha r I / U_p s)}{T_b - (T_a + \alpha r I / U_p s)} = \frac{\cosh mx}{\sinh mx} \quad (3.29)$$

A partir de esta ecuación, la razón de transferencia de calor al tubo puede ser evaluada, determinando el gradiente de temperatura en la base de la aleta, 0:

$$Q_p' = -kt (dT_p/dx) \text{ para } x = L$$

$$Q_p' = 1/m [\alpha r I - U_p s (T_b - T_a)] \tanh mL \quad (3.30)$$

ya que cada tubo esta conectado a las aletas por ambos lados, la razón de transferencia de calor al tubo será:

$$Q_p = 2 L [\alpha r I - U_p s (T_b - T_a)] \frac{\tanh mL}{m} \quad (3.31)$$

Si toda la aleta estuviera a la temperatura  $T_b$ , situación correspondiente físicamente a la de una placa de conductividad térmica infinita, la razón de transferencia de calor al tubo será máxima. Como se estableció antes, la razón de calor transferido con una aleta a la máxima razón obtenible es la eficiencia de aleta  $F$ . con esta definición, la ecuación 3.28 puede ser escrita como:

$$Q_p = 2L F [\alpha r I - U_p s (T_b - T_a)] \quad (3.32)$$

donde:

$$F = \frac{\tanh ml_c}{ml_c} \quad (3.33)$$

Adicionalmente al calor transferido por la aleta, la energía solar incidente directamente sobre el tubo provee energía útil a éste, ésta se puede evaluar por:

$$Q_p'' = b[\alpha r I - U_p s (T_b - T_a)] \quad (3.34)$$

La suma de las ecuaciones 3.32 y 3.34 nos da la razón total de calor transferido al tubo.

$$Q_p = (2L F + b)[\alpha r I - U_p s (T_b - T_a)] \quad (3.35)$$

Como se puede deducir de la figura 8, este calor útil entregado por la placa al tubo para ser transferido al agua debe vencer una serie de resistencias térmicas que se ennumeran a continuación:

- Resistencia de aleta  $r_e$
- Resistencia del cordón de soldadura  $r_w$
- Resistencia de la pared del tubo  $r_t$
- Resistencia debida a incrustaciones  $r_i$
- Resistencia filmica entre la pared del tubo y el agua  $r_a$

Por simple teoría de transferencia de calor se puede deducir cada uno de estas resistencias así:

$Q_p$  (a través de la soldadura) =

$$(T_b - T_{TE}) b \frac{k_w}{t_w} = \frac{(T_b - T_{TE})}{r_w} \quad (3.36)$$

$Q_p$  (a través de la pared) =

$$(T_{TE} - T_{TI}) A_m \frac{k_t}{t_t} = \frac{(T_{TE} - T_{TI})}{t-t} \quad (3.37)$$

$Q_p$  (a través de las incrustaciones) =

$$(T_{TI} - T_i) \pi d_i h_i = \frac{(T_{TI} - T_i)}{r_i} \quad (3.38)$$

$Q_p$  (a través de la película) =

$$(T_1 - T_f) \pi \, di \, hf \frac{(T_1 - T_f)}{r_f} \quad (3.39)$$

La nomenclatura para estas ecuaciones se da en la respectiva figura. El área media  $\hat{A}_m$  se define como:

$$\hat{A}_m = \frac{\pi (d_o - d_i)}{(\ln d_o/d_i)} \quad (3.40)$$

Sumando las ecuaciones 3.36, 3.37, 3.38 y 3.39 y reordenando obtenemos:

$$Q_p (r_e + r_c + r_1 + r_f) = (T_b - T_f) \quad (3.41)$$

Introduciendo la resistencia debida a la placa

$$r_e = \frac{1}{(2LF + b) U_{ps}} \quad (3.42)$$

En la ecuación 3.35 y eliminando  $T_b$  de las ecuaciones 3.35 y 3.41 obtenemos:

$$Q_p (r_c + r_e + r_1 + r_f) U_{ps} = [\alpha \pi I - U_{ps} (T_f - T_a)] \quad (3.43)$$

reescribiendo esta última ecuación en la forma

$$Q_p = P F_c [\alpha \pi I - U_{pe}; (T_f - T_a)] \quad (3.44)$$

el factor de eficiencia de la placa será:

$$F_c = \frac{1}{U_p P (r_e + r_w + r_f + r_s + r_j)} \quad (3.45)$$

En la práctica se ha comprobado que las resistencias debido a la soldadura y a el espesor de pared son despreciables (ref. 9). Para la mayoría de cálculos de intercambiadores de calor la resistencia por incrustaciones se asume aproximadamente de 0.001 a 0.010 [m<sup>2</sup>°k/w] dependiendo de la condición de servicio, esto es mientras más viejo sea el tubo, mayor será r<sub>w</sub> (ref. 9).

La resistencia fílmica corresponde al proceso de transferencia de calor por convección libre entre la pared del tubo y el fluido contenido en éste, al establecerse el flujo másico se ha comprobado que éste tiene lugar durante todo el proceso a bajos números de Reynolds. Esta circulación es promovida por las fuerzas de boyantés y se ha establecido que estas pueden tener marcado efecto en la transferencia de calor al agua que fluye, como ya se anotó, a bajos números de Reynolds. Esta circulación natural superpuesta a la convección forzada conduce a una situación de transferencia de calor bastante compleja para la

cual se ha desarrollado una serie de correlaciones basadas en trabajos experimentales de las cuales la más recomendable es la de Brown y Thomas (ref.2) con ciertas variaciones hechas por Ong (ref. 9).

$$Nu = 1.75 (\mu/\mu_p)^{0.14} [Gr + 0.0083(GrPr)^{0.75}]^{1/3} \quad (3.46)$$

Donde las propiedades del fluido se evalúan a la temperatura media del mismo y la viscosidad en la pared  $\mu_p$  a su temperatura, en la ecuación anterior:

$\mu$  = Viscosidad a la temperatura media del fluido

$Gr$  = Número de Graetz

$Gr$  = Número de Grashof

$Pr$  = Número de Prandtl

### 3.5.2 ANÁLISIS DE LAS PERDIDAS EN EL TANQUE Y EN LAS TUBERIAS CONECTORAS

El tanque reservorio y las tuberías conectoras en un sistema de termosifón solar generalmente están muy bien aisladas, por lo que las pérdidas de calor tienen lugar principalmente por conducción a través de las paredes y el aislante.

Adicionalmente por regla general las pérdidas a través de las tuberías pueden ser despreciadas cuando éstas están correctamente aisladas.

Para un tanque con espesor de pared  $m$  y de aislante  $n$  las pérdidas de calor por conducción se definen así:

$$Q_T = U A_m (T_m - T_a) \quad (3.47)$$

donde:

$U$  = Coeficiente global de pérdidas de calor definido por:

$$U = \frac{1}{\frac{m}{k_t} + \frac{n}{k_a}} \quad (3.48)$$

donde  $k_t$  y  $k_a$  son las conductividades térmicas de la pared y el aislante respectivamente.

### 3.6 ANALISIS DE LAS PERDIDAS DE CARGA DEL SISTEMA

En el apartado 3.3 donde se deduce una relación para determinar la razón de flujo másico por termosifón, se utilizó el factor de cabezal friccional el cual debe equilibrarse con el cabezal por termosifón para que se de la circulación del fluido. Este cabezal friccional se define como:



$$h_f = f_e \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} + k_e \frac{v^2}{2g} \quad (3.49)$$

Donde:

$f_e$	= Coeficiente de pérdida de carga primaria equivalente	[adim]
$l$	= Longitud del recorrido	[m]
$d$	= Diámetro interno del tubo	[m]
$v$	= Velocidad lineal media del fluido	[m/s]
$g$	= Aceleración local de la gravedad	[m/s <sup>2</sup> ]
$k_e$	= Coeficiente de pérdida de carga secundaria equivalente	[adim]

Analicemos inicialmente las pérdidas primarias a lo largo de los tubos a la que corresponde el coeficiente  $f_e$ . En el Termosifón hay que considerar tres etapas que son:

- 1.- Tubos del colector
- 2.- Cabezal del colector
- 3.- Tubos de alimentación y retorno

Entonces se tiene que:

$$f_e \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} = f_1 \frac{l_1}{d_1} \frac{v_1^2}{2g} + f_2 \frac{l_2}{d_2} \frac{v_2^2}{2g} + f_3 \frac{l_3}{d-\bar{n}} \frac{v_3^2}{2g} \quad (3.50)$$

donde los subíndices 1, 2 y 3 representan a los parámetros de los tubos del colector, los cabezales y los tubos conectores respectivamente. Se ha comprobado experimental y analíticamente [ref. 3, 8, 9] que el régimen de flujo en termosifones solares es laminar, es decir corresponde a números de Reynolds menores a 2000. Por lo tanto el coeficiente de pérdida de carga primaria según la ecuación de Poiseuille [ref. 7 ec. 9.17] es:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (3.51)$$

donde:  $Re$  = número de Reynolds definido como:

$$Re = \frac{v d \rho}{\mu} \quad (3.52)$$

para tuberías de diámetro  $d$  la velocidad se puede definir en función al flujo másico que los atraviesa así:

$$v = \frac{4m}{\rho \pi d^2} \quad (3.53)$$

reemplazando las ecuaciones 3.50 y 3.51 en 3.49 se obtiene:

$$f = \frac{16 d \mu}{m} \quad (3.54)$$

reemplazando 3.54 en 3.50 para cada una de las etapas se deduce el coeficiente de pérdida de carga equivalente:

$$f_e = f_1 + f_2 d_1 N^2 \left(\frac{l_2}{l_1}\right) \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^5 + f_3 d_1 N^2 \left(\frac{l_3}{l_1}\right) \left(\frac{d_1}{d_3}\right)^5$$

donde: N es el número de tubos en el colector

De igual manera se puede deducir el coeficiente de pérdida de carga secundaria equivalente  $k_e$ , el cual es:

$$k_e = k_1 + k_2 N^2 \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^4 + k_3 N^2 \left(\frac{d_1}{d_3}\right)^4 \quad (3.56)$$

Estos coeficientes corresponden a las pérdidas de carga en codos, restricciones y salidas y sus valores se pueden encontrar en los libros especializados [ref.7]. Sin embargo dichos valores son presentados para flujo turbulento, y como se anotó anteriormente el flujo en un termosifón solar es de tipo laminar. En este régimen el factor de corrección para la energía cinética es del 100% [ref. 8] por tanto los valores de los coeficientes de pérdida de carga secundaria para el flujo laminar serán el doble del valor de los de flujo turbulento.

## CAPITULO IV

## METODO DE SOLUCION

## 4.1 METODO DE DIFERENCIA FINITA

En el apartado 3.3 se estableció la ecuación 3.1 a partir del balance de energía del sistema, ecuación en la que la incognita sería la temperatura media del sistema que es el primer parámetro que nos interesa evaluar. Esta ecuación de tipo diferencial se puede presentar en la forma de diferencia finita de la siguiente manera:

$$\frac{T'm - T_m}{\theta} + \frac{\sum U_s}{\sum C_T} T_m - \frac{\sum U_s T_a + \alpha F_c A_c I}{\sum C_T} = 0 \quad (4.1)$$

En donde:

$\theta$  = Intervalo de tiempo [seg]

$T_m$  = Temperatura al inicio de  $\theta$  [°K]

$T'm$  = Temperatura al final de  $\theta$  [°K]

De la ecuación 4.1 se puede deducir la expresión correspondiente a la temperatura media, esta es:

$$T'm = \frac{(\sum U_s T_a + \alpha F_c A_c I)}{\sum C_T} \theta + \left(1 - \frac{\sum U_s}{\sum C_T} \theta\right) T_m \quad (4.2)$$

De igual forma se dedujo la relación (3.9) en base al balance de energía del tanque reservorio la cual también se presenta a continuación en la forma de diferencia finita esto es:

$$hf = \frac{-0.5}{m C_p} [C_{TAN} \left( \frac{T'_m - T_m}{\theta} \right) - U_D (T_m - T_a)] (2AT_m + B) f(h) \quad (4.3)$$

Una vez determinada  $T'_m$  mediante la ecuación 4.2 se reemplaza este valor en la ecuación 4.3, en la cual se pueden calcular o se conocen todos los factores que intervienen a excepción del flujo másico  $m$  que es la incognita a resolver.

Estas dos ecuaciones se resuelven en forma reiterada para cada intervalo de tiempo que se recomienda sea de 5 a 15 minutos lo que significa 12 a 4 valores de  $T_m$  para cada hora.

Los datos climáticos esto es irradiación solar, temperatura ambiental y velocidad del viento se toman como valores promedio para cada hora de trabajo.

En el siguiente apartado se presenta el diagrama de flujo del programa de computación para la resolución del modelo matemático tanto para  $T_m$  como para  $m$ . A continuación (apartado 4.3) se presenta el listado correspondiente al diagrama de flujo. Este programa se realizó en lenguaje D BASE.

#### 4.2 DIAGRAMA DE FLUJO DEL PROGRAMA SOLUCION

En la figura 9 se muestra el diagrama de flujo correspondiente al programa de solución.

Inicialmente se ingresan dos tipos de datos esto es los parámetros característicos del sistema o sea dimensiones y propiedades termofísicas de cada componente, las que en el rango de temperaturas de trabajo prácticamente son constantes. Posteriormente se ingresan los datos dinámicos esto es irradiación solar  $I(H)$ , temperatura ambiental  $T_a(H)$  y velocidad del viento  $V(H)$  con valores promedio para cada hora, representando a esta el subíndice  $H$ .

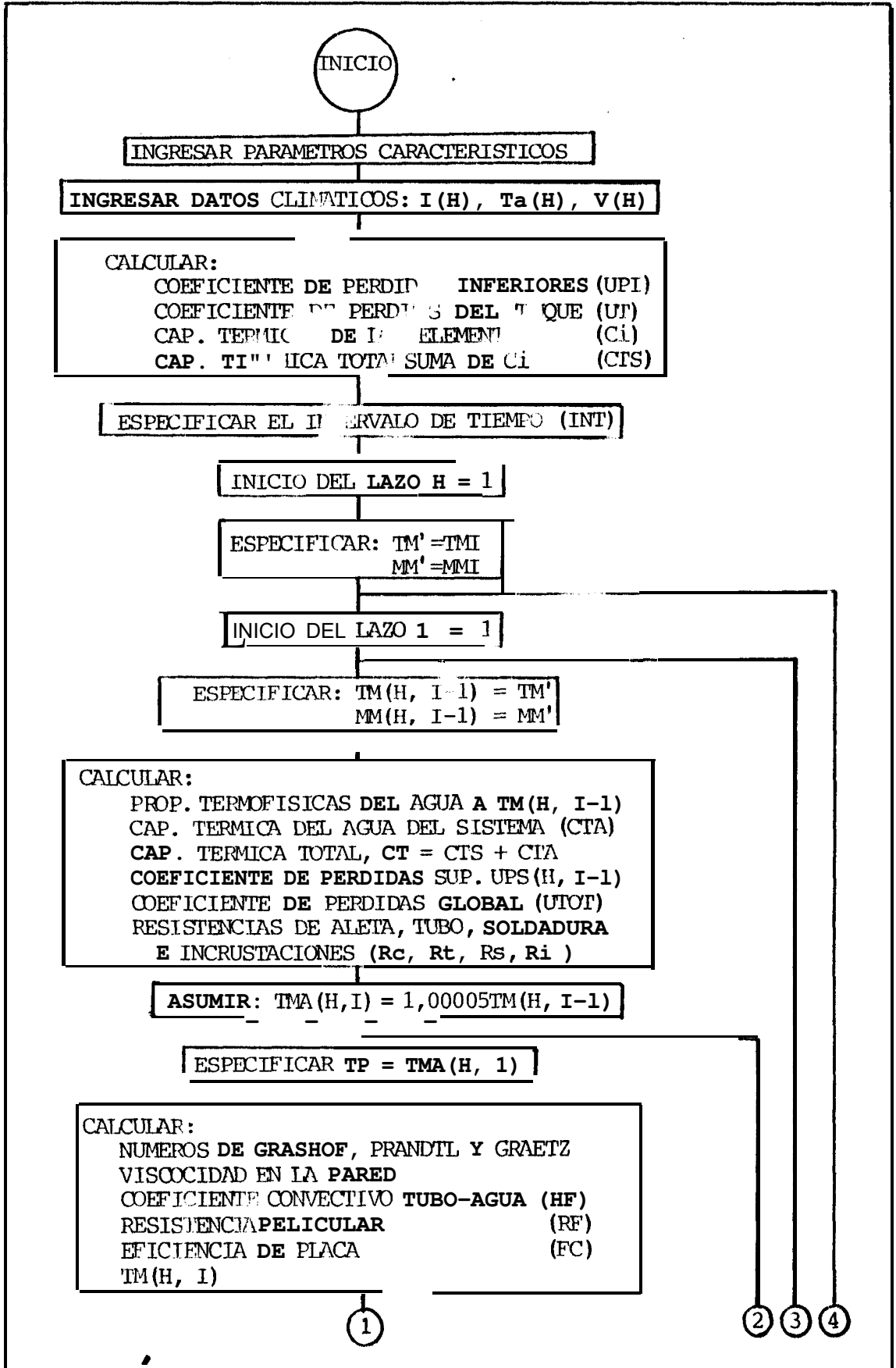
Luego se calculan los coeficientes de pérdidas de calor del tanque UT (ec. 3.48) e inferiores del colector UFI (ec. 3.25) que se toman como constantes. Se calculan después las capacidades térmicas,  $C_i$ , de cada componente del sistema a excepción del agua que depende de la temperatura media del sistema. El sumatorio de estas  $C_i$  nos da la capacidad térmica total del equipo. La relación es:

$$C_i = \rho V c_p \quad (4.4)$$

Donde:

$$\rho = \text{Densidad} \quad [\text{kg/m}^3]$$

$$V = \text{Volumen} \quad [\text{m}^3]$$



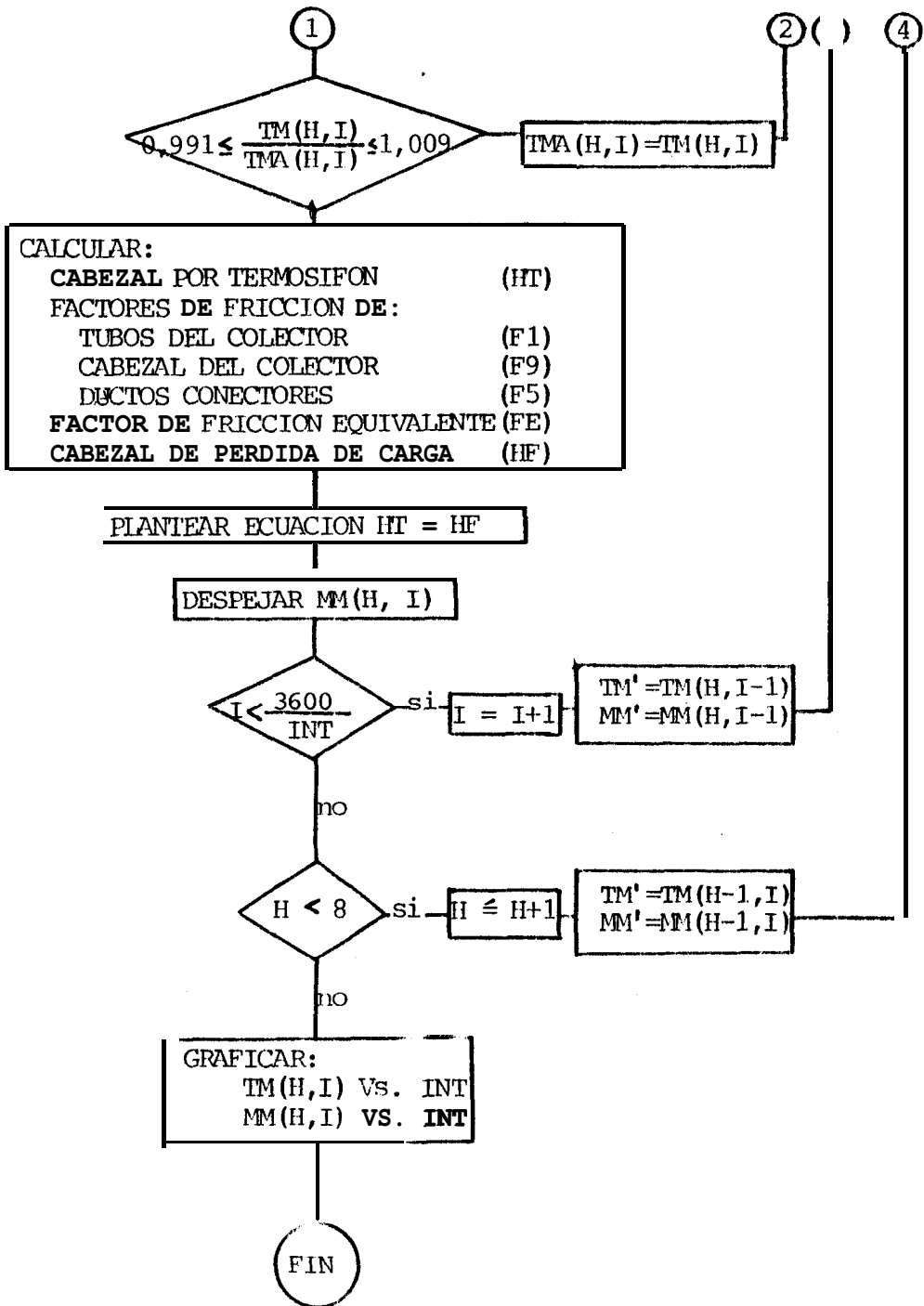


FIG. 9 DIAGRAMA DE FLUJO DEL PROGRAMA DE SOLUCION



$c_p$  = Calor específico [J/kg °K]

Una vez calculados estos parámetros constantes se especifica el intervalo de tiempo INT y se inicia el cálculo para la primera hora esto es  $H = 1$ . Se ingresan además la temperatura media y flujo másico iniciales TIN y MIN.

Luego se inicia el lazo para el primer intervalo de tiempo esto es  $I = 1$ , y en base a la temperatura media y al flujo másico iniciales del sistema se proceden a calcular los siguientes parámetros:

- a. Propiedades termofísicas del agua, para las que se utilizan las relaciones obtenidas de la referencia 3, así para la temperatura T en grados Kelvin se tiene:

#### DENSIDAD

$$\rho = -1.25 \cdot 10^{-3} (1.8 T - 459.2)^2 + 0.05829 (T - 459.2) + 999.5 \quad [\text{kg/m}^3] \quad (4.5)$$

#### CONDUCTIVIDAD TERMICA

$$k = 0.58842 + 1.2059 \cdot 10^{-3} (T - 283) \quad [\text{w/m}^\circ\text{K}] \quad (4.6)$$

VISCOSIDAD

$$\mu = \frac{0.01019}{2.1482\{(T-281.435)+[8078.4+(T-281.435)^2]^*\}-120}$$

[kg s/m<sup>2</sup>] (4.7)

COEFICIENTE DE EXPANSION

$$\beta = \frac{A + 2B(T-273) + 3C(T-273)^2}{1 + A(T-273) + B(T-273)^2 + C(T-273)^3}$$

[1/°K] (4.8)

Donde:

$$A = -0.06427 * 10^{-3}$$

$$B = 8.5053 * 10^{-6}$$

$$C = -6.79 * 10^{-9}$$

b.- Una vez calculados las características termofísicas del agua se puede calcular su capacidad térmica para esa temperatura, ésta sumada a la del sistema, nos da la capacidad térmica total necesaria para la ecuación 4.2.

c.- Luego se calcula el coeficiente de pérdida superiores del sistema UPS (ec. 3.23) para la temperatura inicial, y con éste el coeficiente global de pérdidas del sistema, necesario para la ecuación 4.2.

El último factor necesario para aplicar la ecuación 4.2 es la eficiencia de placa  $F_c$  (ec. 3.45). Para calcularla primeramente se evalúan las resistencias de soldadura, tubo, incrustaciones y aleta (ecs. 3.36, 3.37, 3.38, 3.42).

Para el cálculo de la resistencia pelicular debida al proceso de convección libre de la pared del tubo al fluido es necesario conocer la temperatura de pared, la que no se tiene a priori, por lo que se asume un valor igual al de la temperatura media del sistema al final del intervalo, la cual tampoco se conoce, pero se asume como 1,00005 veces la temperatura media al inicio del intervalo, y se establece un lazo iterativo. Con esa temperatura de pared  $T_p$  se evalúan los siguientes parámetros adimensionales:

- NUMERO DE GRASHOF

$$Gr = \frac{T d^3 \beta F^2}{\mu^2} \quad (4.9)$$

- NUMERO DE PRANDTL

$$Pr = \frac{\mu \cdot Cp}{k} \quad (4.10)$$

- NUMERO DE GRAETZ

$$Gz = \frac{m \cdot Cp}{k \cdot L} \quad (4.11)$$

También es necesario calcular la viscosidad a la temperatura de pared  $T_p$ , lo que se hace con la relación 4.7. Con estos valores se evalúa el coeficiente convectivo  $h_f$  (ec. 3.46) y con éste la resistencia pelicular  $r_f$  (ec. 3.39). Se procede entonces a calcular la eficiencia de placa  $F_c$  (ec. 3.45).

Con esos valores se procede a aplicar la ecuación 4.2 para evaluar la temperatura media del sistema al final del intervalo, este valor se compara con el asumido y si está dentro del rango aceptable se procede a calcular el cabezal por termosifón y el cabezal de pérdida de carga, los cuales se igualan y se obtiene la ecuación en función del flujo másico (4.3) de la que se despeja este valor por el método de Newton.

Una vez evaluada la temperatura media y el flujo másico se inicia el cálculo con el siguiente intervalo en el cual estos valores serán los iniciales.

Al terminar los cálculos para la primera hora esto es cuando  $(3600/\text{INT}) \leq I$ , se inicia el cálculo para el siguiente  $H$ .

Por último se grafican los valores de  $T_m$  Vs INT y  $M_m$  Vs. INT.

En el capítulo 5 correspondiente al análisis experimental se muestra el listado correspondiente al programa.

## CAPITULO V

### ANALISIS EXPERIMENTAL

#### 5.1 PROCEDIMIENTO

Con la finalidad de comparar la predicción teórica, es decir la resolución del modelo matemático mediante el programa de computación, con el comportamiento real de un termosifón solar, se realizaron observaciones del funcionamiento de determinado sistema durante un día soleado. El trabajo consistió básicamente en la recopilación periódica de dos tipos de parámetros, esto es datos climáticos, o sea irradiación solar, velocidad del viento y temperatura ambiental y por otra parte datos de temperaturas del sistema. Estos datos fueron tomados cada diez minutos de operación.

Los datos climáticos nos son de utilidad para el análisis teórico, es decir son datos de entrada en el programa de solución. Como se mencionó antes, estos valores se tomaron cada diez minutos y luego se promediaron valores para cada hora de trabajo que es como se ingresan los datos al programa y se lo puede observar en el listado del mismo que se presenta en el apartado 5.4 más adelante.

La irradiación solar se tomó mediante un piranómetro portátil dispuesto sobre el vidrio del colector como se ve en la figura 10. La temperatura ambiente y velocidad del viento se registraron en un equipo especialmente dispuesto para ello como se ve en la figura 11.

En lo que respecta a las tomas de temperaturas del sistema éstas se hicieron mediante termocuplas tipo J conectadas a un registrador de diez canales que se ve en la figura 12, se registraron las siguientes temperaturas del agua.

$T_1$  = Temperatura a la entrada al colector

$T_2$  = Temperatura a la salida del colector

$T_3$  = Temperatura a la entrada al tanque

$T_4$  = Temperatura a la salida del tanque

Adicionalmente se registraron temperaturas de la placa en distintos puntos de ella para obtener un valor promedio, esto es en el eje central entre dos tubos consecutivos, en el centro entre este eje y el tubo, y junto al tubo correspondiente todos estos puntos exactamente en el centro de la placa.

Todos estos valores de temperaturas son también tomados cada diez minutos y promediados durante cada

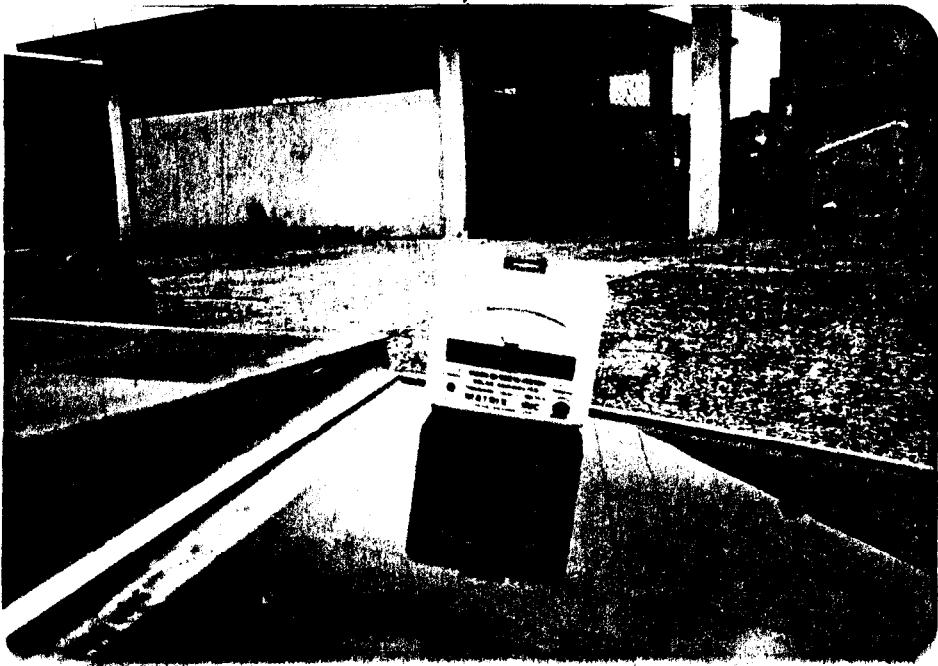


FIG. 10 VISTA DEL PIRAMOMETRO

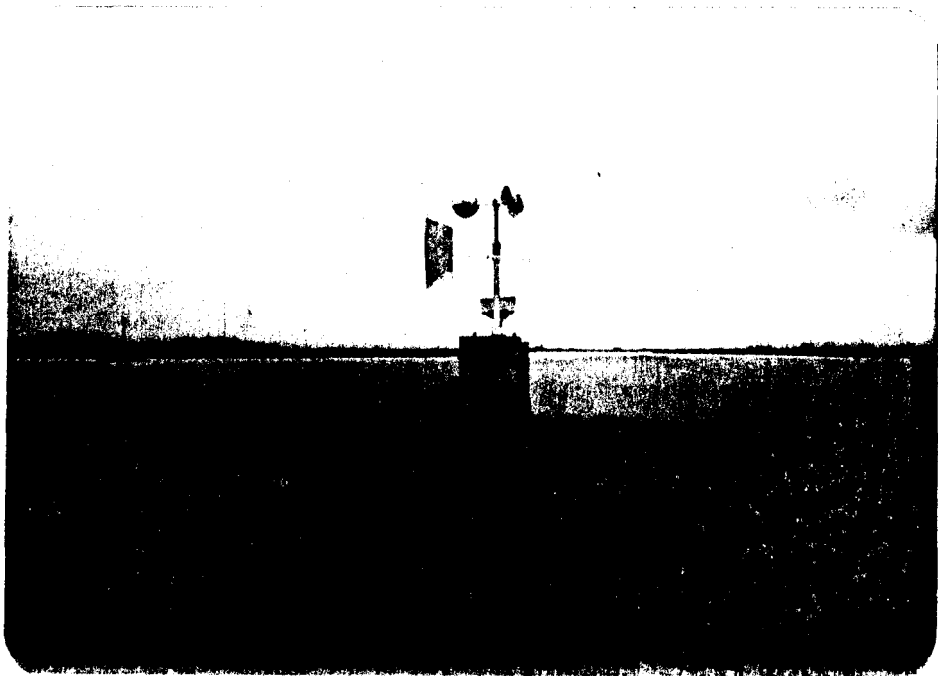


FIG. 11 VISTA DEL REGISTRADOR DE DATOS METEREOLÓGICOS



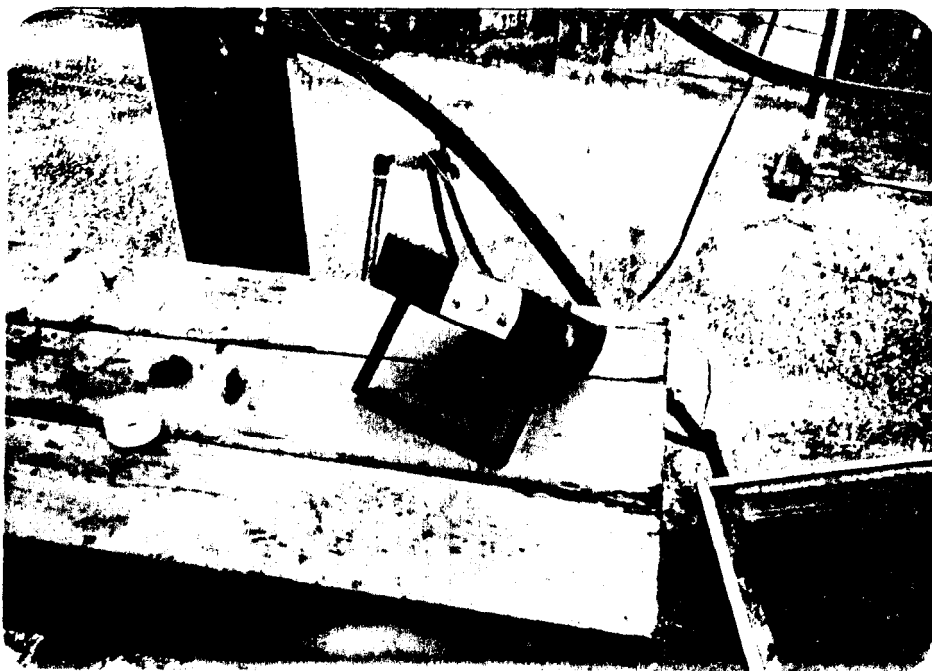


FIG. 12 VISTA DEL REGISTRADOR DE TEMPERATURAS

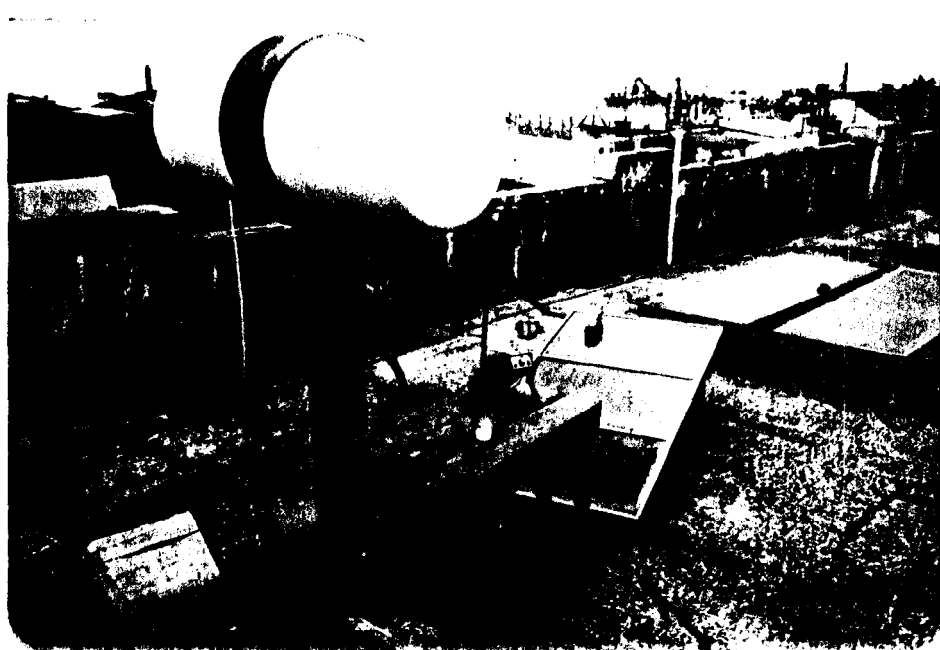


FIG. 13 VISTA DEL SISTEMA DE TERMOSIFON SOLAR

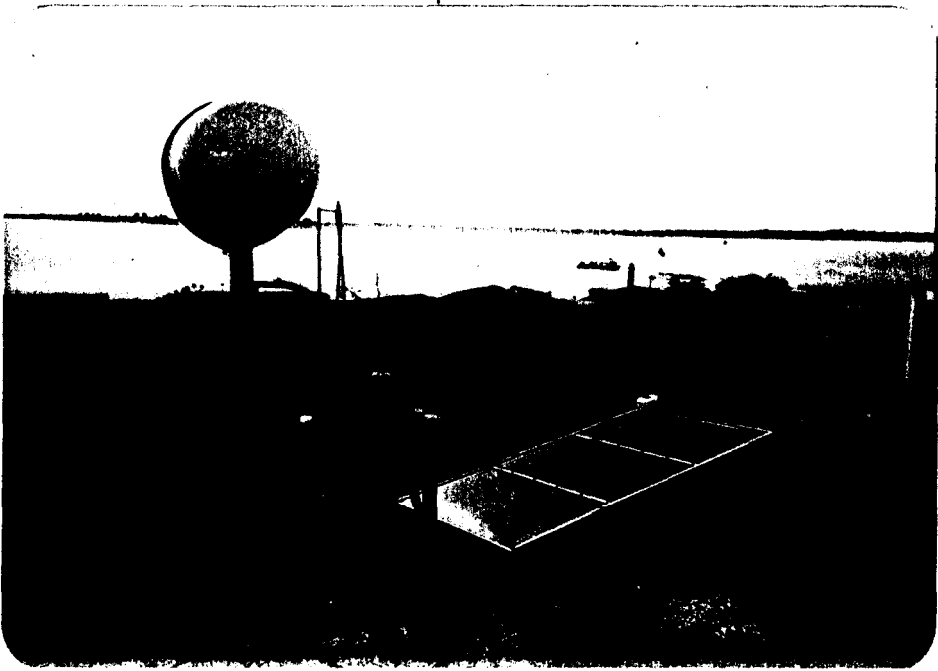


FIG. 14 VISTA DEL SISTEMA DE TERMOSLFON SOLAR

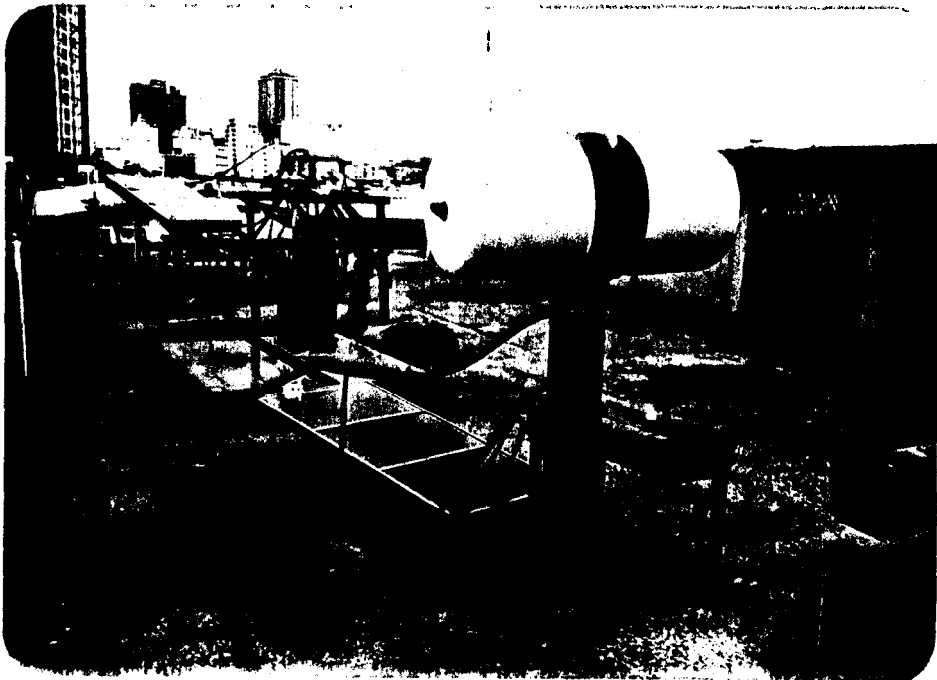


FIG. 15 VISTA DEL SISTEMA DE TERMOSIFON SOLAR

hora para ser graficados, junto a la curva teórica para poder comparar. Cabe anotar que no se grafican los valores cada diez minutos debido a que la curva teórica se obtiene en base a valores promedio de las condiciones climáticas para cada hora.

En lo que respecta al flujo másico, su determinación experimental en este tipo de sistemas presenta mucha dificultad ya que como se ha expuesto el régimen de flujo es de tipo laminar y la utilización de medidores de flujo convencionales introduciría excesiva restricción alterando el funcionamiento del sistema, se recomienda el uso de un anemómetro láser (ref. 8) o un método de inyección de tinte (ref. 9) instrumentos de los que desgraciadamente no se pudo disponer. De todas maneras como se vió en el desarrollo del modelo matemático la temperatura media del agua y el flujo másico guardan estrecha relación por lo que una correcta predicción de la primera implica lo propio con la segunda.

## 5.2 DESCRIPCION DEL TERMOSIFON UTILIZADO

Para las pruebas experimentales se utilizó un termosifón solar que posee la Facultad de Ingeniería Mecánica de la ESPOL y que fue donado años atrás por el gobierno italiano. En las figuras 13, 14 y 15 se

muestran varias tomas de este aparato. En el listado del programa se consignan los parámetros de construcción del equipo, esto es parámetros geométricos y características termofísicas de los componentes.

Como se ve en las fotografías el termosifón solar se compone de un colector de placa plana, siendo ésta de aluminio con aislamiento de lana de vidrio. El colector es de una sola cubierta de vidrio de 4 mm. de espesor.

Los tubos conectores son de caucho que es un material aislante lo que nos permite despreocupar las pérdidas de calor en las mismas.

El tanque contiene aproximadamente el 97.0% del fluido total del sistema. Esto es  $0.2 \text{ m}^3$  siendo el volumen total de  $0.204 \text{ m}^3$ . El tanque es metálico y está aislado en toda su superficie con lana de vidrio.

### 5.3 TABLAS DE DATOS

En este punto se presentan los distintos parámetros obtenidos durante la experimentación.

Se presentan dos tablas de datos, la primera (tabla 1)

corresponde a los datos climatológicos y están consignados en ella los valores de:

I (H)	irradiación solar	[w/m <sup>2</sup> ]
Ta (H)	temperatura ambiental	[°K]
V (H)	velocidad del viento	[m/s]

Los datos correspondientes a Ta (H) e I (H), se grafican en la figura 16.

En este caso el valor H corresponde a la hora del día, es decir desde H = 1 para el intervalo entre las 08h00 y las 09h00 hasta H = 8 para las 15h00 a las 16h00.

La otra tabla de datos (Tabla 2) corresponde a los valores de temperatura del sistema y se consignan los valores para:

T <sub>1</sub>	Temperatura de entrada al colector	[°K]
T <sub>2</sub>	Temperatura de salida del colector	[°K]
T <sub>3</sub>	Temperatura de entrada al tanque	[°K]
T <sub>4</sub>	Temperatura de salida del tanque	[°K]
T <sub>p1</sub>	Temperatura de placa centro de paso	[°K]
T <sub>p2</sub>	Temperatura de placa cuarto de paso	[°K]
T <sub>p3</sub>	Temperatura de placa junto al tubo	[°K]
T <sub>MC</sub>	Temperatura media del agua en el colector [T <sub>MC</sub> = ½ (T <sub>1</sub> + T <sub>2</sub> )]	[°K]
T <sub>MT</sub>	Temperatura media del agua en el	

tanque [ $T_{MT} = \frac{1}{2} (T_E + T_B)$ ] [°K]

$T_{MP}$  Temperatura media de la placa

[ $T_{MP} = \frac{1}{3} (T_{p1} + T_{p2} + T_{p3})$ ]

Todos estos datos se presentan como un valor promedio para cada hora del día.

TABLE 1  
 DAPOS CLIMATOLOGICOS  
 (FECHA 21/10/89)

H	HORA	I	Ta	V
1	8 - 9	475 . 20	297 . 0	0 . 8
2	9 - 10	659 . 88	300 . 0	0 . 9
3	10 - 11	689 . 16	303 . 0	0 . 9
4	11 - 12	734 . 20	304 . 5	1 . 3
5	12 - 13	852 . 07	306	1 . 7
6	13 - 14	875 . 61	307	1 . 8
7	14 - 15	666 . 60	307	2 . 1
8	15 - 16	459 . 44	307	2 . 3

TABLA 2

## TABLA DE DATOS DE TEMPERATURA DEL SISTEMA

H	HORA	T1	T2	T3	T5	TP1	TP2	TP3	Tmc	Tmt	Tmp
1	8 - 9	304.81	314.57	313.87	303.35	326.08	321.28	311.69	327.54	308.61	351.87
2	9 - 10	317.10	326.37	325.05	305.06	349.68	340.52	330.32	340.80	315.05	355.40
3	10 - 11	319.20	329.80	328.31	306.31	355.01	352.90	342.39	340.73	317.31	358.58
4	11 - 12	320.76	333.83	332.17	307.26	362.69	356.29	346.17	336.59	319.75	357.17
5	12 - 13	321.48	351.69	343.50	309.57	364.21	359.17	348.13	327.29	325.69	355.05
6	13 - 14	320.56	360.90	345.12	310.54	360.39	350.37	354.99	324.50	327.83	350.10
7	14 - 15	319.84	3X1.76	339.94	312.67	362.51	357.39	346.30	321.74	325.31	339.84
8	15 - 15	459.44	336.73	322.56	314.09	357.67	354.14	343.80	309.68	318.32	319.68

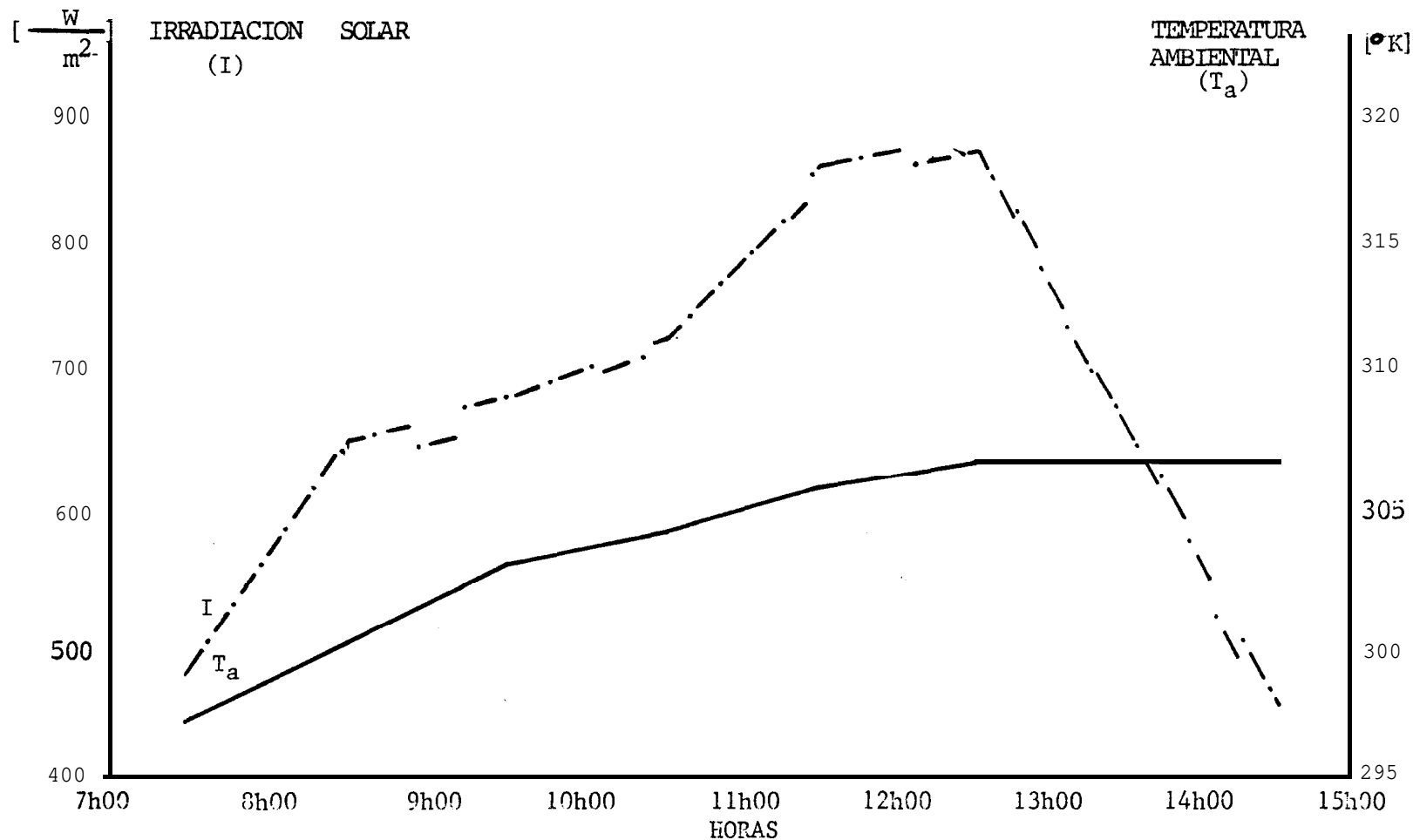


FIG. 16 GRAFICOS DE TEMPERATURA AMBIENTAL E IRRADIACION SOLAR Vs. TIEMPO



5.4 LISTADO DEL PROGRAMA DE SOLUCION, TABLA DE RESULTADOS Y GRAFICOS DE TEMPERATURA MEDIA DEL SISTEMA Y TIEMPO EXPERIMENTAL Y CALCULADA

A continuación se presenta el listado completo del programa de solución. En este están consignados inicialmente los parámetros constitutivos del sistema tanto sus características geométricas como termofísicas de cada elemento. En este listado se presentan también los datos climatológicos correspondientes al día 21 de octubre de 1989, fecha en las que se tomaron las mediciones.

La tabla 3 corresponde a los resultados obtenidos del programa correspondiente al listado. En esta tabla se consignan los valores obtenidos de temperatura media y razón de flujo másico del sistema esto es  $TM(H, I)$  y  $MM(H, I)$  donde  $H$  representa la hora del día empezando desde  $H = 1$  para las 08h00 a 09h00 hasta  $H = 8$  para las 15h00 a 16h00.  $I$  representa el intervalo de tiempo empezando  $I = 0$  para el instante inicial e incrementándose cada 10 minutos. Los resultados se presentan entonces así:

$TM(H, I)$	Temperatura media del sistema	[°k]
$MM(H, I)$	Razón de flujo másico	[kg/seg]

Por último sobre el gráfico obtenido del sistema para la temperatura media se grafican los valores experimentales de las temperaturas medias del agua en el colector, en el tanque y de la placa, esto es  $T_{MC}$ ,  $T_{MT}$  y  $T_{MP}$  dados en la tabla 2.

```

10
20      SOLUCION DEL MODELO MATEMATICO
30      DE UN TERMOSIFON SOLAR POR EL
40      METODO DE DIFERENCIA FINITA.
50
60
70
80 TIME1$=TIME#
90 KEY OFF
100 PI=3.141516
110 ' Lectura de Datos de los Elementos Constitutivos del Sistema
120 CLS
130 PRINT "      PARAMETROS CARACTERISTICOS DEL SISTEMA"
140 PRINT
150 ' A.- COLECTOR
160 PRINT "A.- COLECTOR"
170 PRINT "A.1.- PLACA COLECTORA"
180 PRINT "      MATERIAL: ALUMINIO"
190      INPUT "      CONDUCTIVIDAD      ":K1          '(W/M K)
200      INPUT "      DENSIDAD          ":R01         '(Kg/M3)
210      INPUT "      CALOR ESPECIFICO  ":C1          '(J/Kg K)
220      INPUT "      ABSORPTIVIDAD     ":A1          '(ADII)
230      INPUT "      EMISIVIDAD        ":EM1         '(ADII)
240      INPUT "      LONGITUD        ":L1          '(M)
250      INPUT "      ANCHO           ":B1          '(M)
260      INPUT "      ESPESOR         ":E1          '(M)
270      INPUT "      CLEAR ENTRE TUBOS":F          '(M)
280      K1=198      '(W/M K)
290      R01=2750    '(Kg/M3)
300      C1 =890    '(J/Kg K)
310      A1 =.95    '(ADII)
320      EM1=.95    '(ADII)
330      L1 =1.86   '(M)
340      B1 =.73    '(M)
350      E1 =6.000001E-04 '(M)
360      F =.073    '(M)
370 PRINT "A.2.- TUBOS DEL COLECTOR"
380 PRINT "      MATERIAL: COBRE"
390      INPUT "      CONDUCTIVIDAD      ":K2          '(W/M K)
400      INPUT "      DENSIDAD          ":R02         '(Kg/M3)
410      INPUT "      CALOR ESPECIFICO  ":C2          '(J/Kg K)
420      INPUT "      NUMERO DE TUBOS  ":N1         '(ADII)
430      INPUT "      DIAMETRO INTERIOR":D1         '(M)
440      INPUT "      DIAMETRO EXTERIOR":D2         '(M)
450      INPUT "      LONGITUD        ":L2          '(M)
460      INPUT "      ESPES. CORDON SOLD":E2         '(M)
470      INPUT "      CONDUCT. SOLDADURA":K3         '(W/M K)
480      K2=401     '(W/M K)
490      R02=8940   '(Kg/M3)
500      C2 =385    '(J/Kg K)

```

```

110 NT2=.10 ' (CM)
120 DI2=.011 ' (CM)
130 DE2=.0116 ' (CM)
140 L2 =1.86 ' (CM)
150 EB =.003 ' (CM)
160 KB =400 ' (LW/H K)
170 PRINT "A.3.- AISLANTE DEL COLECTOR"
180 PRINT " MATERIAL: LANA DE VIDRIO"
190 ' INPUT " CONDUCTIVIDAD " :CL
200 ' INPUT " DENSIDAD " :DK
210 ' INPUT " CALOR ESPECIFICO " :CS
220 ' INPUT " ESPESOR BASE " :EB
230 ' INPUT " ESPESOR LADOS " :EL
240 ' INPUT " ALTURA LADOS " :AL
250 PRINT
260 K3 =.036 ' (W/M K)
270 R03=105 ' (Lq/H)
280 C3 =795 ' (J/Kg K)
290 EA1=.04 ' (CM)
300 EA2=.04 ' (CM)
310 AA3=.0136 ' (CM)
320 PRINT
330 PRINT "A.4.- VIDRIO DEL COLECTOR"
340 PRINT " MATERIAL: VIDRIO DE 1000"
350 ' INPUT " CONDUCTIVIDAD " :CL
360 ' INPUT " DENSIDAD " :DK
370 ' INPUT " CALOR ESPECIFICO " :CS
380 ' INPUT " TRANSMISIVIDAD " :TA
390 ' INPUT " EMBISIVIDAD " :EB
400 ' INPUT " LONGITUD " :LA
410 ' INPUT " ANCHO " :BA
420 ' INPUT " ESPESOR " :EA
430 K4= 1.4 ' (W/M K)
440 R04=2300 ' (Kq/H)
450 C4 =750 ' (J/Kg K)
460 T4 =.86 ' (CM)
470 EA4=.86 ' (CM)
480 L4 =1.95 ' (CM)
490 B4 =.96 ' (CM)
500 EA =.005 ' (CM)
510 PRINT "A.5.- CABEZAL"
520 PRINT " MATERIAL: CERA"
530 ' INPUT " CONDUCTIVIDAD " :CL
540 ' INPUT " DENSIDAD " :DK
550 ' INPUT " CALOR ESPECIFICO " :CS
560 ' INPUT " LONGITUD TOP " :LA
570 ' INPUT " LONGITUD BOT " :LB
580 ' INPUT " ANCHO TOP " :BA
590 ' INPUT " ANCHO BOT " :BB
600 PRINT
610 K9=401 ' (Lq/H)

```

```

1010 R09=8940 (Kg/M3)
1020 C9 =385 (J/Kg K)
1030 L9 =1.92 (M)
1040 DI9=.0223 (M)
1050 DE9=.0229 (M)
1060 PRINT
1070 ' B.- TUBOS CONECTORES
1080 PRINT "B.- TUBOS CONECTORES"
1090 PRINT "B.1.- TUBOS"
1100 PRINT " MATERIAL:CAUCHO"
1110 ' INPUT " CONDUCTIVIDAD " :R09
1120 ' INPUT " DENSIDAD " :R05
1130 ' INPUT " CALOR ESPECIFICO " :C5
1140 ' INPUT " DIAMETRO INTERIOR " :DI9
1150 ' INPUT " DIAMETRO EXTERIOR " :DE9
1160 ' INPUT " LONGITUD TOTAL " :L9
1170 PRINT
1180 K5=.13 (W/M K)
1190 R05=1100 (Kg/M3)
1200 C5 =2000 (J/Kg K)
1210 DI9=.025 (M)
1220 DE5=.03 (M)
1230 L5 =7.5 (M)
1240 PRINT
1250 ' C.- TANQUE
1260 PRINT "C.- TANQUE"
1270 PRINT "C.1.- PAREDES"
1280 PRINT " MATERIAL: HIERRO GALVANIZADO"
1290 ' INPUT " CONDUCTIVIDAD " :K7
1300 ' INPUT " DENSIDAD " :R07
1310 ' INPUT " CALOR ESPECIFICO " :C7
1320 ' INPUT " ESPESOR " :E7
1330 ' INPUT " AREA LATERAL " :A7
1340 K7 =75 (W/M K)
1350 R07=7870 (Kg/M3)
1360 C7 =447 (J/Kg K)
1370 E7 =.003 (M)
1380 A7 =1.131 (M2)
1390 PRINT "C.2.- AISLANTE"
1400 PRINT " MATERIAL: LANA DE VIDRIO"
1410 ' INPUT " CONDUCTIVIDAD " :K8
1420 ' INPUT " DENSIDAD " :R08
1430 ' INPUT " CALOR ESPECIFICO " :C8
1440 ' INPUT " AREA LATERAL " :A8
1450 ' INPUT " ESPESOR " :E8
1460 PRINT
1470 K8=.036 (W/M K)
1480 R08=105 (Kg/M3)
1490 C8 =795 (J/Kg K)
1500 A8 =1.839 (M2)

```

```

1510      E8 =.00      (LMS)
1520 PRINT
1530 ' D.- SISTEMA
1540 PRINT "D.- SISTEMA"
1550 ' INPUT " INCLINACION DEL COLECTOR " :H1
1560 ' INPUT " ALTURA DE ENTRADA AL COLECTOR " :H2
1570 ' INPUT " ALTURA DE SALIDA DEL COLECTOR " :H3
1580 ' INPUT " ALTURA DE ENTRADA DEL TANQUE " :H4
1590 ' INPUT " ALTURA DE SALIDA DEL TANQUE " :H5
1600 ' INPUT " ALTURA DE TUBO DEL TANQUE " :H6
1610 ' INPUT " FACTOR PERDIDA MENOR EQUIVALE " :KE
1620 IC=10
1630 H1=.15
1640 H2=.46
1650 H3=1.65
1660 H4=1.55
1670 H6=2
1680 KE=118.01

```



```

1690 ' E.- AGUA
1700 PRINT "E.- AGUA"
1710 ' INPUT " CALOR ESPECIFICO " :CA
1720 ' INPUT " VOLUMEN TOTAL " :VA
1730 PRINT
1740      CA=4179      (10/10 F)
1750      VA=.206      (LMS)

```

```

1760 PRINT
1770 ' Lectura de datos climáticos
1780 DIM V(10), TA(10), I(10)
1790 INPUT "Ingresar fecha (dd/mm/aa): " :H:MM:AA
1800 PRINT "Ingresar datos climáticos: VUELO (m), TEMP. AMBIENTAL,
IRRADIACION"

```

```

1810 TIN=300
1820 HIN=0!
1830 WH=8
1840 FOR I=1 TO WH
1850 ' PRINT "H="; I; :H:MM:AA; V(I); TA(I); I(I)
1860      READ V(I), TA(I), I(I)
1870 NEXT I
1880 DATA 0.8,297.475,20
1890 DATA 0.9,300.659,80
1900 DATA 0.9,303.689,16
1910 DATA 1.3,304.5,734.2
1920 DATA 1.7,306.808,07
1930 DATA 1.8,307.878,61
1940 DATA 2.05,307.666,6
1950 DATA 2.31,307,459,48

```



```

1960 ' INPUT "Ingresar la aceleración de la gravedad (m/seg²) :G
1970 G=9.810001
1980 ' Inicialización del proceso
1990 ' Calcular Perdidas Inferiores del Colector (UPI)
2000 UPI=(K3/EA1)*(1+((2*AG*(EA1)*(L1*B1)-(L1*H1)))

```

```

2010 UPIA=UPI*L1*B1
2020 ' Calcular Perdidas del Tanque
2030 UT=1/((E8/K8)+(E7/K7))
2040 UTA=UT*A7
2050 ' Calculo de las Capacidades Termicas del Sistema (CT)
2060 ' A1. CT - PLACA
2070 CT1=R01*C1*L1*B1*E1
2080 ' A2. CT - TUBOS COLECCION
2090 CT2=R02*C2*NT2*(PI/4)*(DE5^2-DI5^2)*L5
2100 ' A3. CT - AISLANTE
2110 CT3=R03*C3*(B1*L1*EA1+2*L1*EA2+BA3+2*(D1-2*EA2)*EA2*AA3)
2120 ' A4. CT - VIDRIO
2130 CT4=R04*C4*L4*B4*E4
2140 ' B1. CT - TUBOS
2150 CT5=R05*C5*(PI/4)*(DE5^2-DI5^2)*L5
2160 ' C1. CT - PAREDES DEL TANQUE
2170 CT7=R07*C7*A7*E7
2180 ' C2. CT - AISLANTE DEL TANQUE
2190 CT8=R08*C8*A7*E8
2200 ' Sumatoria de Capacidades Termicas del Sistema
2210 CTS=CT1+CT2+CT3+CT4+CT5+CT7+CT8
2220 H=1
2230 TMTEMP=TMIN
2240 MMTEMP=MMIN
2250 ' Ingreso del Intervalo de tiempo
2260 INFUT "Ingrese el intervalo de tiempo [SEG]";INTER
2270 N=INT(3600/INTER)
2280 DIM TM(WH,N)
2290 DIM MM(WH,N)
2300 NEPER=2.718282
2310 FOR I=1 TO N
2320   TM(H,I-1)=TMTEMP
2330   MM(H,I-1)=MMTEMP
2340   ' Calculo de las Propiedades Termofisicas del agua
2350   ' Viscosidad
2360   UA=.01019/(2.14827*(1/TM(H,I-1)-281.435)+(8078.44
      (TM(H,I-1)-281.435)^2)-(1/27)-170)
2370   ' Densidad
2380   ROA=-1.249*10^(-3)*(1.8*TM(H,I-1)-459.2)^2+.05829*
      (1.8*TM(H,I-1)-457.4)+899.91
2390   ' Conductividad Termica
2400   KA=.58942+1.2959*10^(-3)*(TM(H,I-1)-273)
2410   ' Coeficiente de Expansion Termica
2420   B=(-.06427*10^(-5)+17.010*10^(-6)*(TM(H,I-1)-273)+
      2.037*10^(-7)*(TM(H,I-1)-273)^2)/(1-.06427*10^(-3)*
      (TM(H,I-1)-273)+8.503299*10^(-6)*(TM(H,I-1)-273)+2-
      6.7
2430   ' Calculo de la capacidad termica del agua del sistema
2440   CTA=ROA*KA*VA
2450   ' Calculo de la capacidad termica total
2460   CIT=CTS+CTA
2470   ' Calculo de las perdidas superiores del Colector
2480   C=365.9+(1-.00863*IC+.00017*IL)*
2490   HV=5.7+3.8*V(H)

```





```

3010 B=.00263*FE*L2/(K0A*TDIE*SNIF2)
3020 C=HTI
3030 DEF FNFX(X) =A*X^3+B*X^2+C
3040 DEF FNDR1(X)=3*A*X^2+2*B*X
3050 DEF FNDR2(X)=6*A*X+2*B
3060 X =.01 ' VALOR INICIAL
3070 EPS=.0005 ' EPSILON
3080 U=FNFX(X)/FNDR1(X)
3090 UPRIMA=1-FNFX(X)*FNDR2(X)/(FNDR1(X))^2
3100 D=U/UPRIMA:PRINT "VALOR D":X:D
3110 X=X-D:' PRINT "FNFX ":FNFX(X)
3120 IF ABS(D)>=EPS THEN GOTO 3080
3130 PRINT "SOLUCION EN X":X
3140 MM(H,I)=
3150 '
3160 ' Escribir MM(H,I)
3170 PRINT :PRINT "MM":I:".":I:MM(H,I)PRINT
3180 '
3190 '
3200 TMTEMP=TM(H,I)
3210 MMTEMP=MM(H,I)
3220 NEXT I
3230 ' Condicion de Lazo
3240 IF H=H1 THEN GOTO 3250 ELSE GOTO 3270
3250 H=H+1
3260 TMTEMP=TM(H-1,N)
3270 MMTEMP=MM(H-1,N)
3280 GOTO 2.10
3290 TIME2=TIME#
3300 '
3310 INPUT "SE IMPRIME RESULTADOS ";SN#
3320 IF SN#="S" OR SN#="E" THEN GOTO 3430 ELSE GOTO
3330 LPRINT " DATOS DE TEMPERATURA Y FLUJO DE AGUA CON RESPECTO
AL TIEMPO":LPRINT
3340 LINEA=0
3350 FOR J=1 TO WH
3360 FOR I=1 TO N
3370 LPRINT USING "TM( ## , ##)= ###.###
J:I;TM(J,I);
3380 LPRINT USING "MM( ## , ##)= 0.#####":J:I;MM(J,I)
3390 IF LINEA>55 THEN LPRINT CR$(10);:LINEA=0
3400 LINEA=LINEA+1
3410 NEXT I
3420 NEXT J
3430 ' Graficar TM(H,I) vs. INT
3440 GOSUB 3500
3450 ' Graficar M (H,I) vs. INT
3460 GOSUB 4070
3470 PRINT "Tiempo inicial ":TIME1#
3480 PRINT "Tiempo final ":TIME2#
3490 END
3500 ' Rutina para graficar:

```

```

3510 /
3520 / DATOS DE ENTRADA : VALOR MÍNIMO X1 MÁXIMO DE X2
3530 / VALOR MÍNIMO Y1 MÁXIMO DE Y2
3540 / NP. NÚMERO DE PUNTOS
3550 /
3560 MARGENX=30
3570 MARGENY=30
3580 ALTO=200
3590 LARGO=600
3600 NP=N
3610 X1=0
3620 X2=WH*NP#INTER
3630 Y1=270          ' INT(TH(1,1))
3640 Y2=360          ' INT(TH(WH, NP)*1)
3650 ESCALAX=(LARGO-2*MARGENX)/(X2-Y1)
3660 ESCALAY=(ALTO-2*MARGENY)/(Y2-Y1)
3670 FXI=INT(MARGENX)
3680 FYI=INT(ALTO-MARGENY)
3690 PXF=INT(MARGENX)
3700          PYF=(ALTO-MARGENY)-ESCALAY*(TH(1,1)-Y1)
3710 SCREEN 2,0
3720 LINE (MARGENX,ALTO-MARGENY)-(LARGO-MARGENX,ALTO-MARGENY)
3730 LINE (MARGENX,ALTO-MARGENY)-(MARGENX,MARGENY)
3740 FOR I=0 TO WH
3750     POSX=MARGENX+I*(LARGO-2*MARGENX)/WH
3760     LINE (POSX,ALTO-MARGENY-5)-(POSX,ALTO-MARGENY+5)
3770 NEXT I
3780     LOCATE 23,4 :PRINT 8
3790     LOCATE 23,12:PRINT 9
3800     LOCATE 23,20:PRINT 10
3810     LOCATE 23,28:PRINT 11
3820     LOCATE 23,36:PRINT 12
3830     LOCATE 23,44:PRINT 13
3840     LOCATE 23,53:PRINT 14
3850     LOCATE 23,62:PRINT 15
3860     LOCATE 23,70:PRINT 16
3870 LOCATE 22,75:PRINT "Y (H)"
3880 FOR I=0 TO 10
3890     POSY=ALTO-MARGENY-I*(ALTO-2*MARGENY)/10
3900     LINE (MARGENX-5,POSY)-(MARGENX+5,POSY)
3910 NEXT I
3920     LOCATE 3,1:PRINT 7:LOCATE 21,1:PRINT 11
3930 LOCATE 2,3:PRINT "D(1,1)"
3940 LOCATE 2,30:PRINT "TEMPERATURA (S. CUBIHO)"
3950 FOR J=1 TO WH
3960     FOR I=1 TO NP
3970         FXI=PXI
3980         FYI=PYF
3990         PXF=PXI+INTER*ESCALAX
4000         PYF=(ALTO-MARGENY)-ESCALAY*(TH(0,1)-Y1)

```

```

4010      LINE(INT(PXI),INT(PYI))-(INT(XI),INT(YI))
4020      NEXT J
4030      NEXT I
4040      X#=INKEY#:IF X#="" THEN 4040
4050      SCREEN 0,0
4060      RETURN
4070      ' RUTINA PARA GRAFICAR MH VS. I
4080      '
4090      ' DATOS DE ENTRADA : VALOR MINIMO X1 MAXIMO DE X2
4100      '                   VALOR MINIMO Y1 MAXIMO DE Y2
4110      '                   NP, NÚMERO DE PUNTOS
4120      '
4130      MARGENX=30
4140      MARGENY=30
4150      ALTO=200
4160      LARGO=600
4170      NP=N
4180      X1=0
4190      X2=WH*NP*INTER
4200      Y1=.32
4210      Y2=.49
4220      ESCALAX=(LARGO-2*MARGENX)/(X2-X1)
4230      ESCALAY=(ALTO-2*MARGENY)/(Y2-Y1)
4240      PXI=INT(MARGENX)
4250      PYI=INT(ALTO-MARGENY)
4260      PXF=INT(MARGENX)
4270      PYF=(ALTO-MARGENY)-ESCALAY*(Y2-Y1-PYI)
4280      SCREEN 2,0
4290      LINE (MARGENX,ALTO-MARGENY)-(ALTO-MARGENX,ALTO-MARGENY)
4300      LINE (MARGENX,ALTO-MARGENY)-(MARGENX,MARGENY)
4310      FOR I=0 TO WH
4320          POSX=MARGENX+I*(LARGO-2*MARGENX)/WH
4330          LINE (POSX,ALTO-MARGENY-5)-(POSX,ALTO-MARGENY+5)
4340      NEXT I
4350      LOCATE 23,4 :PRINT 6
4360      LOCATE 23,12:PRINT 7
4370      LOCATE 23,20:PRINT 10
4380      LOCATE 23,28:PRINT 11
4390      LOCATE 23,36:PRINT 12
4400      LOCATE 23,44:PRINT 13
4410      LOCATE 23,53:PRINT 14
4420      LOCATE 23,62:PRINT 15
4430      LOCATE 23,70:PRINT 16
4440      LOCATE 22,74:PRINT "I(H)"
4450      FOR I=0 TO 5
4460          POSY=ALTO-MARGENY-I*(ALTO-2*MARGENY)/5
4470          LINE (MARGENX-5,POSY)-(MARGENX+5,POSY)
4480      NEXT I
4490      LOCATE 3,1:PRINT USING "#.#####":Y2:LOCATE 21,1:
          PRINT USING "#.#####":I
4500      LOCATE 2,3:PRINT "MH [Kg/Seg]"

```

```
4510 LOCATE 2,30:PRINT "FLUJO DE MASA VS. TIEMPO"  
4520 FOR J=1 TO WH  
4530   FOR I=1 TO NP  
4540     PXI=PF  
4550     PYI=PYF  
4560     PXF=PF+INTER*ESCALAX  
4570     PYF=(ALTO-MARGENY)-ESCALAY*(MM(J,I)-Y1)  
4580     LINE(INT(PXI),INT(PYI))-(INT(PXF),INT(PYF))  
4590   NEXT I  
4600 NEXT J  
4610 X$=INKEY$:IF X$="" THEN 4040  
4620 SCREEN 0,0  
4630 RETURN
```

TABLA No. 3

## RESULTADOS DE TEMPERATURA Y FLUJO DE MASA CON RESPECTO AL TIEMPO

TM( 1 , 1)=	308.352	MM( 1 , 1)=	0.38407570
TM( 1 , 2)=	308.717	MM( 1 , 2)=	0.38905070
TM( 1 , 3)=	309.079	MM( 1 , 3)=	0.38820060
TM( 1 , 4)=	309.438	MM( 1 , 4)=	0.38732150
TM( 1 , 5)=	309.794	MM( 1 , 5)=	0.38646760
TM( 1 , 6)=	310.148	MM( 1 , 6)=	0.38559560
TM( 2 , 1)=	310.695	MM( 2 , 1)=	0.44520610
TM( 2 , 2)=	311.238	MM( 2 , 2)=	0.44432790
TM( 2 , 3)=	311.777	MM( 2 , 3)=	0.44339040
TM( 2 , 4)=	312.311	MM( 2 , 4)=	0.44242620
TM( 2 , 5)=	312.841	MM( 2 , 5)=	0.44146860
TM( 2 , 6)=	313.366	MM( 2 , 6)=	0.44050080
TM( 3 , 1)=	313.939	MM( 3 , 1)=	0.45307870
TM( 3 , 2)=	314.507	MM( 3 , 2)=	0.45212190
TM( 3 , 3)=	315.070	MM( 3 , 3)=	0.45113850
TM( 3 , 4)=	315.629	MM( 3 , 4)=	0.45015250
TM( 3 , 5)=	316.183	MM( 3 , 5)=	0.44914770
TM( 3 , 6)=	316.732	MM( 3 , 6)=	0.44814870
TM( 4 , 1)=	317.329	MM( 4 , 1)=	0.46055070
TM( 4 , 2)=	317.920	MM( 4 , 2)=	0.45949990
TM( 4 , 3)=	318.506	MM( 4 , 3)=	0.45842950
TM( 4 , 4)=	319.088	MM( 4 , 4)=	0.45736320
TM( 4 , 5)=	319.664	MM( 4 , 5)=	0.45627720
TM( 4 , 6)=	320.235	MM( 4 , 6)=	0.45518730
TM( 5 , 1)=	320.927	MM( 5 , 1)=	0.48513180
TM( 5 , 2)=	321.613	MM( 5 , 2)=	0.48401220
TM( 5 , 3)=	322.293	MM( 5 , 3)=	0.48283590
TM( 5 , 4)=	322.967	MM( 5 , 4)=	0.48165260
TM( 5 , 5)=	323.634	MM( 5 , 5)=	0.48044770
TM( 5 , 6)=	324.295	MM( 5 , 6)=	0.47924300
TM( 6 , 1)=	324.975	MM( 6 , 1)=	0.48373170
TM( 6 , 2)=	325.648	MM( 6 , 2)=	0.48250030
TM( 6 , 3)=	326.315	MM( 6 , 3)=	0.48125430
TM( 6 , 4)=	326.976	MM( 6 , 4)=	0.48000100
TM( 6 , 5)=	327.630	MM( 6 , 5)=	0.47874050
TM( 6 , 6)=	328.279	MM( 6 , 6)=	0.47747280
TM( 7 , 1)=	328.720	MM( 7 , 1)=	0.42110580
TM( 7 , 2)=	329.157	MM( 7 , 2)=	0.41981660
TM( 7 , 3)=	329.590	MM( 7 , 3)=	0.41862120
TM( 7 , 4)=	330.018	MM( 7 , 4)=	0.41739520
TM( 7 , 5)=	330.442	MM( 7 , 5)=	0.41619700
TM( 7 , 6)=	330.862	MM( 7 , 6)=	0.41497780
TM( 8 , 1)=	331.079	MM( 8 , 1)=	0.33509220
TM( 8 , 2)=	331.293	MM( 8 , 2)=	0.33389570
TM( 8 , 3)=	331.505	MM( 8 , 3)=	0.33285740
TM( 8 , 4)=	331.715	MM( 8 , 4)=	0.33185720
TM( 8 , 5)=	331.923	MM( 8 , 5)=	0.33083390
TM( 8 , 6)=	332.128	MM( 8 , 6)=	0.32980240

TM [ K]  
360

# TEMPERATURA VS. TIEMPO

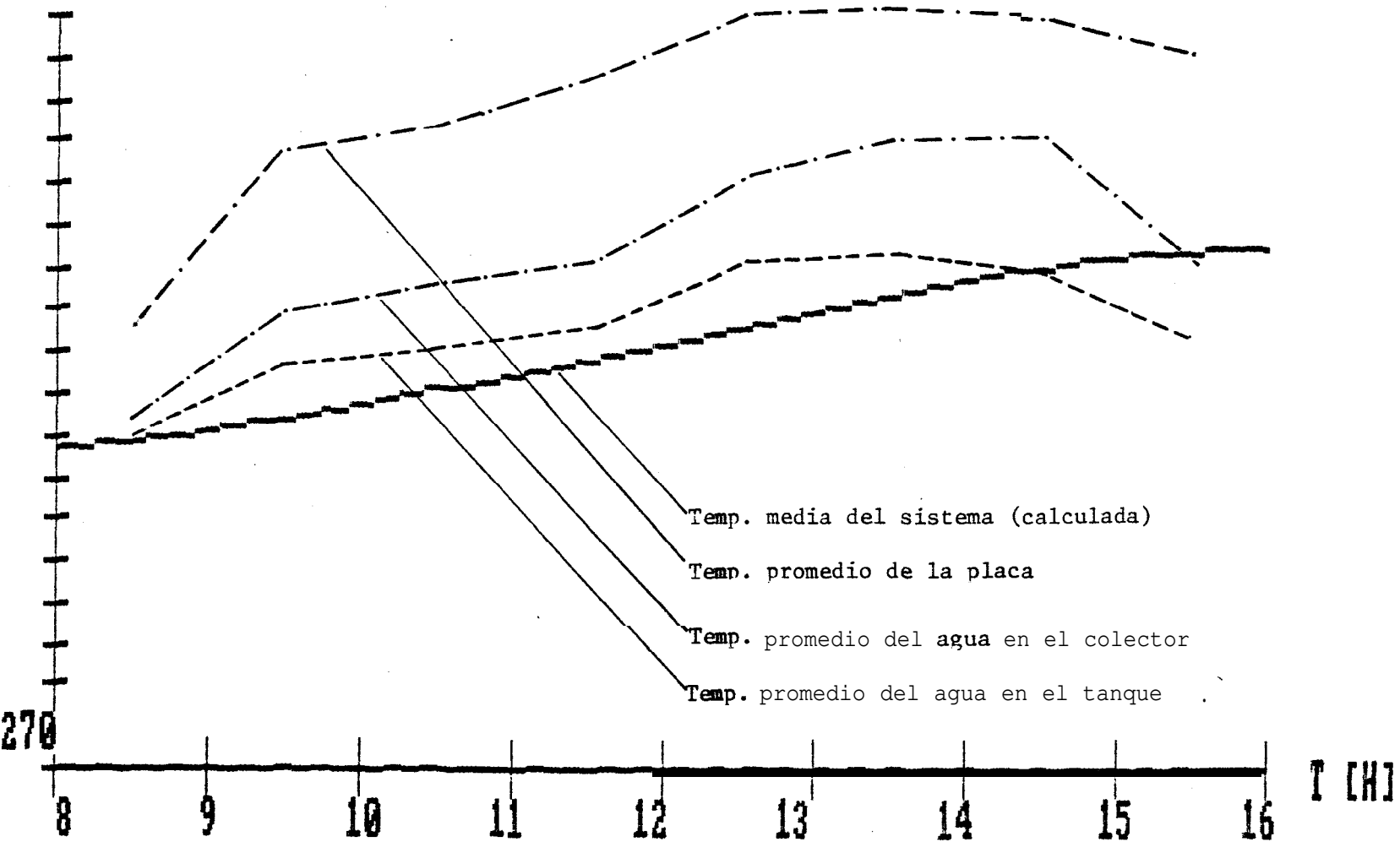


FIG. 17 GRAFICOS DE TEMPERATURA MEDIA DEL SISTEMA CALCULADA VS. TIEMPO Y TEMPERATURAS PROMEDIO EXPERIMENTALES DE LA PLACA; DEL AGUA EN EL COLECTOR Y DEL AGUA EN EL TANQUE VS. TIEMPO

MM [Kg/Seg]  
0.4900000

# FLUJODEMASA VS. TIEMPO

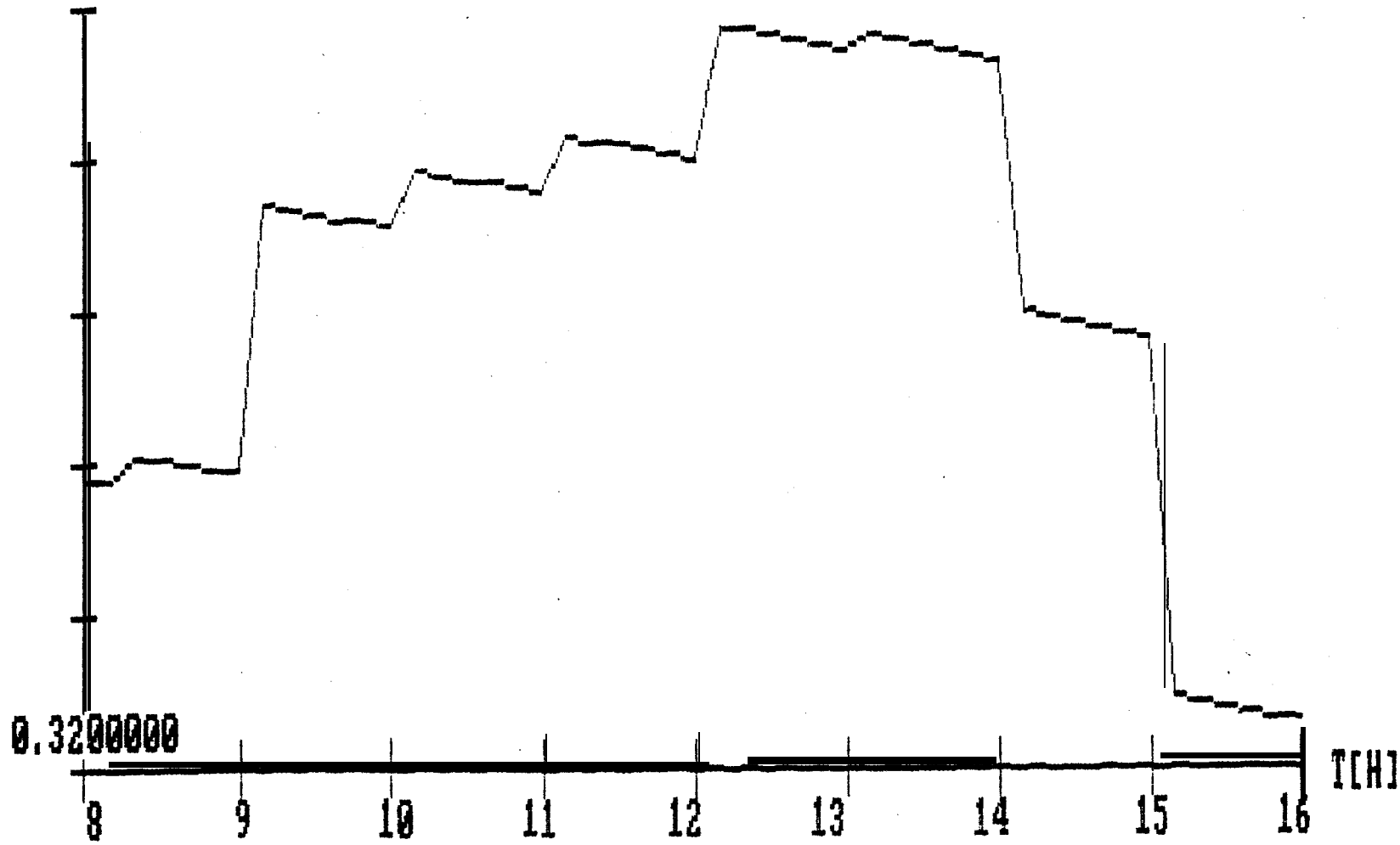


FIG. 18 GRAFICO DE LA RAZON DE FLUJO MASICO CALCULADO VS. TIEMPO

## 5.5 ANALISIS DE RESULTADOS .

Para realizar el análisis de los resultados obtenidos, estudiaremos el gráfico 2 (figura 17) en el que se representan por una parte la variación de la temperatura media del sistema respecto al tiempo obtenido analíticamente mediante el programa de solución del modelo matemático y por otra las variaciones respecto al tiempo de las temperaturas promedio de la placa del agua en los tubos del colector y del agua en el tanque.

Se observa que las temperaturas del agua del colector, del agua del tanque y de la placa no son iguales contrariamente a la asunción hecha para el planteamiento del modelo matemático. Sin embargo se observa que el comportamiento de la temperatura media del agua del tanque de almacenamiento está muy cercano a la predicción teórica, si se considera que el volumen de agua en el tanque representa el 97% del volumen total de agua del sistema se puede concluir que la predicción es muy aceptable para el comportamiento del sistema sobre todo tomando en cuenta que para fines de aplicación práctica es la temperatura en el tanque la que interesa.



Es importante notar que debido a la gran capacidad térmica del agua en el tanque, la temperatura de esta no es mayormente susceptible a las variaciones de la intensidad de radiación solar durante el día, sin embargo en la observación experimental se verifica esta variación, lo que se explica por el método usado para medir esa temperatura, es decir promediando la entrada y salida del tanque, habría sido recomendable tomarla en varios puntos dentro del tanque, lo que no se pudo hacer debido a que este es presurizado y no se nos permitió hacer los agujeros necesarios para disponer las termocuplas.

En cuanto a la distribución de temperatura de la placa respecto al tiempo, se observa que ésta es más alta que la del agua en los tubos del colector, lo que concuerda con el requerimiento para que haya una efectiva transferencia de calor al agua del sistema. Tomando en cuenta que la irradiación efectiva se inició a la 08h00 debido a que antes de esa hora el colector estuvo cubierto, se observa un rápido incremento de la temperatura de la placa en las primeras horas, al contrario de la temperatura del agua de los tubos que crece más rápidamente a las horas cercanas al medio día.

Como se puntualizó anteriormente fue imposible una medición directa del flujo másico del agua del sistema, se presenta por ello únicamente la predicción teórica para este parámetro, gráfico 3 (figura 18).

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Como se puntualizó anteriormente los resultados obtenidos del programa de solución del modelo matemático del sistema representan una muy buena predicción teórica de los parámetros principales del funcionamiento del sistema, esto es temperatura del agua en el tanque y flujo másico, se podría mejorar grandemente la precisión de los cálculos contando con métodos más precisos, también de medición de los distintos parámetros envueltos en los cálculos tales como irradiación solar, velocidad del viento y temperaturas tanto ambiental como de los componentes del sistema incluyendo la del agua en distintos puntos, y reduciendo el período en el cual se promedian los datos climatológicos. Por tanto nuestra recomendación para un trabajo de diseño o evaluación de sistemas ya existentes mediante el método aplicado aquí es la utilización de intervalos más cortos para los promedios de tales datos, o de ser posible modelar el comportamiento de estos parámetros climatológicos mediante funciones sinusoidales.

En el modelo matemático se enfocó el problema en estado estable lo cual no está completamente encuadrado en la realidad ya que cuando se trabaja con energía solar el funcionamiento del sistema está expuesto a variaciones en

En cuanto a los resultados de la predicción del flujo másico, podemos notar que éste si varía con los cambios en la irradiación solar, lo que se explica por la estrecha relación entre el cabezal por termosifón y la cantidad de energía entregada por el Sol al sistema.

A pesar de que este comportamiento periódico se encuadra en la realidad, los valores obtenidos se notan bastante grandes respecto a lo que se esperaría sobre la base experimental obtenida en la bibliografía (ref. 101). Sin embargo se observa que esta discrepancia no altera mayormente los resultados de la temperatura media del agua, respecto a las lecturas experimentales' por lo que se puede aceptar con las reservas del caso esta predicción del flujo másico. Se recomienda un estudio más a fondo de la determinación del cabezal friccional, que es donde puede estar el error.

Es importante anotar que el modelo matemático es válido para un régimen de operación positivo, es decir durante las horas de irradiación solar, ya que por la noche se tiene un fenómeno inverso en el sistema, es decir el fluido de trabajo sufre un enfriamiento.

A pesar de que se presentan resultados para un análisis en 1111 día soleado, se probó el programa simulando un día

nublado donde la irradiación solar decrece grandemente, obteniéndose resultados aceptables.

## BIBLIOGRAFIA

- 1.- BAKER, L. H. "Film Heat-Transfer Coeficients in Solar Collector Tubes at Low Reynolds Numbers". Solar Energy Vol. 11. (1967) pp. 78-85.
- 2.- BLISS, R. W. "The Derivation of Several Plate-Efficiency Factors Useful in the Design of Flat-Plate Solar Heat Collectors". Solar Energy Vol. 3 (1959) pp. 55-64.
- 3.- CLOSE, D. J. "The Perfomance of Solar Water Heaters with Natural Circulation". Solar Energy Vol. 6 (1962) pp. 33-40
- 4.- KERN, D. "Procesos de Transferencia de Calor". Compañía Editorial Continental, S.A. México (1981).
- 5.- KREITH F./KREIDER J. F. "Principles of Solar Engineering". McGraw - Hill Book Company. New York. 1978.
- 6.- LEON, M.A. "Diseño y Construcción de un Colector Solar de Placa Plana de Doble Exposición". Tesis Facultad de Ingeniería Mecánica, ESPOL, 1984.

- 7.- MATAIX, C. "Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas". Harper & Row Publishers Inc. New York. 1970.
- 8.- MORRISON G. L./RANATUNGA D.B.J.. "Thermosyphon Circulation in Solar Collectors". Solar Energy Vol. 24 (1980) pp. 191-198.
- 9.- ONG K. S., "A Finite Difference Method to Evaluate the Thermal Performance of a Solar Water Heater". Solar Energy, Vol. 16, (1974) pp. 137-147.
10. FAZMINO, MARCO. "Energía Solar: Teoría y Experimentos", ESPOL, Guayaquil-Ecuador.
11. SARMIENTO, PEDRO. "Energía Solar y Aplicaciones", Chile, 1974.
12. WHILLIER A./SALUJA G. "The Thermal Performance of Solar Water Heaters". Solar Energy, Vol. 9, (1965), pp. 21-26.
13. ZABALA, GONZALO. "Diseño y Pruebas de un Destilador Evaporativo de Agua que trabaje con combustión de leña y Biogas usando como suplemente Energía Solar con aplicación a uso rural", Tesis, Facultad de Ingeniería Mecánica. ESPOL, 1985.