

UES
503
0611
1994
A. 2

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA



"DISEÑO, CONSTRUCCION Y PRUEBAS DE UN SISTEMA EXPERIMENTAL DE GENERACION DE VAPOR DE AGUA A BAJA PRESION, UTILIZANDO ENERGIA SOLAR"

TRABAJO DE GRADUACION PRESENTADO POR:

HUMBERTO BAÑOS SERRANO
JUAN ROBERTO DOÑAN CACERES
SAUL ROLANDO MOLINA PADILLA
WIL ANTONIO FUENTES UMANZOR.

15100817
15100217



PARA OPTAR AL TITULO DE:

INGENIERO MECANICO

ABRIL DE 1994

SAN SALVADOR, EL SALVADOR, CENTRO AMERICA



**UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR.
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA.
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA.**

**TRABAJO DE GRADUACION PREVIO A LA OPCION AL GRADO DE:
INGENIERO MECANICO.**

**TITULO: DISEÑO, CONSTRUCCION Y PRUEBAS DE UN SISTEMA
EXPERIMENTAL DE GENERACION DE VAPOR DE AGUA
A BAJA PRESION, UTILIZANDO ENERGIA SOLAR.**

**PRESENTADO POR: HUBERTO BANOS SERRANO.
JUAN ROBERTO DONAN CACERES.
SAUL ROLANDO MOLINA PADILLA.
WIL ANTONIO FUENTES UMANZOR.**

TRABAJO DE GRADUACION APROBADO POR



**UNIVERSIDAD DE
EL SALVADOR
ESCUELA DE INGENIERIA
MECANICA
Facultad de Ingenieria
y Arquitectura**

COORDINADOR Y ASESOR : ING. ERNESTO SIGÜENZA RAMIREZ.

ASESOR : ING. JOSE FRANCISCO ZULETA MORATAYA.

SAN SALVADOR, ABRIL DE 1994.

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR.

RECTOR:

DR. FABIO CASTILLO FIGUEROA.

SECRETARIO GENERAL:

LIC. MIRNA ANTONIETA PERLA DE ANAYA.

FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA.

DECANO:

ING. JOAQUIN ALBERTO VANEGAS AGUILAR.

SECRETARIO:

ING. JOSE RIGOBERTO MURILLO CAMPOS.

ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA.

DIRECTOR:

ING. RIGOBERTO VELASQUEZ PAZ.

DEDICATORIA.

Dedico este trabajo a:

MI MADRE : VILMA HAYDEE FUENTES, por su constante e inmenso sacrificio, por ser el bastión principal para lograr en mí el empuje necesario para salir adelante. Gracias, madre.

MI ABUELA : ANASTACIA CONCEPCION SANTOS, que en todo momento me ofreció su apoyo; lo poco que tenía jamás dudo en dármelo. Gracias a ella pude comenzar mi carrera y fue mi incentivo constante para alcanzar mis objetivos. Abuela, eres una santa, muchas gracias por todo lo que has sido conmigo.

MI ABUELO : JOSE LEONARDO FUENTES, con especial recuerdo. Que Dios lo tenga en Su Gloria.

MI PADRE : JOSE ANTONIO UMANZOR. Desde el cielo podrá disfrutar de este triunfo, ya que su mayor anhelo era el ver coronada mi carrera. Padre, descansa en paz, tu gran sueño se hizo realidad.

MIS HERMANOS : JOSE SALVADOR, VILMA JEANNETE e IRIS HAYDEE, con fraternal cariño.

MI NOVIA, MIS TIOS, MIS PRIMOS, MIS AMIGOS, MIS PROFESORES Y A TODOS AQUELLOS QUE INTERVINIERON EN UNA U OTRA FORMA EN PODER ALCANZAR UNA DE MIS METAS.

WIL ANTONIO.

DEDICATORIA.

A DIOS TODOPODEROSO : Por permitirme alcanzar este triunfo.

A MI MADRE : MARIA ISABEL, en especial, por animarme, apoyarme y acompañarme siempre en mi camino.

A MI PADRE : ANGEL DE JESUS , por apoyarme en todo momento.

A MI ESPOSA E HIJA : FREDESVINDA y MIRIAN ISABEL, por darme alegría y su sacrificio junto a mí.

A MIS HERMANOS : RAMIRO, ANA MIRIAN, ANGEL, VICTOR, MILTON y JAIME, por la ayuda, apoyo y comprensión que me dan en todo momento.

A TODOS MIS SOBRINOS Y CUNADOS.

HUMBERTO.

DEDICATORIA.

A DIOS TODOPODEROSO : Por iluminarme y guiarme en el arduo camino de la vida, por darme la fortaleza para vencer las dificultades y por la felicidad de tener una familia y amigos que han estado conmigo siempre, apoyándome incondicionalmente durante toda mi vida.

A USTED, MADRECITA : Que me ha inculcado profundos valores morales y espirituales y acompañado durante toda mi formación profesional, con inmenso amor, ternura y paciencia.

A MI PADRE (Q.D.D.G.), HERMANOS, FAMILIARES Y AMIGOS.

JUAN ROBERTO.

DEDICATORIA.

Este triunfo lo dedico muy especialmente a:

- DIOS TODO PODEROSO** : Porque El me concedió la vida y la sabiduría necesaria para alcanzarlo.
- MI QUERIDA MADRE** : MARTHA INEZ PADILLA DE MOLINA, porque en todo momento supo darme el apoyo necesario, no importando la magnitud del sacrificio que tuviera que hacer.
- MI QUERIDO PADRE** : EUGENIO ABRAHAM MOLINA MONGE, porque al igual que mi madre, estuvo siempre conmigo ayudándome a alcanzar la meta propuesta.
- MI SEÑORA E HIJO** : DINORA MARGARITA y DENNYS ROLANDO, porque su presencia me ha dado fortaleza para poder alcanzar este triunfo.
- MIS HERMANOS** : YANIRA MARIBEL, HERBERT ABRAHAM y JAIME ERNESTO, por motivarme y apoyarme todo el tiempo.
- DEMÁS FAMILIARES
Y AMIGOS** : Que de alguna manera me ayudaron a coronar mi carrera.

SAUL ROLANDO.

INDICE.

	Página
Introducción	1
Definición de variables	iii

CAPITULO UNO:

DISPOSITIVOS DE APROVECHAMIENTO DE LA ENERGIA SOLAR.

1.1. Sistema BIC de Generación de Vapor (Boiling Inner Collector)	1
1.2. Precalentador Solar de Agua	4
1.3. Colector Concentrador de Canal Parabólico	10
1.4. Resumen	16

CAPITULO DOS:

DISPOSITIVOS TERMICOS.

2.1. Tanque de Almacenamiento de Vapor	17
2.2. Tuberías y Mangueras	23
2.3. Resumen	24

CAPITULO TRES:

SISTEMA DE SEGUIMIENTO DEL MOVIMIENTO APARENTE DEL SOL.

3.1. Mecanismo de Seguimiento	26
3.2. Resumen	34

CAPITULO CUATRO:

BALANCE ENERGETICO DEL SISTEMA DE GENERACION DE VAPOR EN CONDICION DE OPERACION DE ESTADO ESTABLE.

4.1. Precalentador Solar de Agua	35
4.1.1. Descripción del Programa	39
4.1.2. Flujograma	40
4.1.3. Definición de Variables	42
4.1.4. Programa	45
4.2. Colector Concentrador. Tubo Absorbedor	47
4.2.1. Descripción del Programa	50
4.2.2. Flujograma	52
4.2.3. Definición de Variables	56

4.2.4. Programa	59
4.3. Tanque de Almacenamiento	63
4.3.1. Descripción del Programa	68
4.3.2. Flujograma	70
4.3.3. Definición de Variables	74
4.3.4. Programa	78
4.4. Tuberías y Mangueras	82
4.4.1. Descripción del Programa	84
4.4.2. Flujograma	86
4.4.3. Definición de Variables	91
4.4.4. Programa	93
4.5. Resumen	96

CAPITULO CINCO:

PRUEBAS Y ANALISIS DE RESULTADOS.

Nota Preliminar	98
5.1. Comportamiento del Sistema sometido a Máxima Operación	99
5.2. Comportamiento del Sistema sin Precalentador	102
5.3. Comportamiento del Sistema con Precalentador	108
5.4. Análisis de Resultados. Conclusiones	114

CAPITULO SEIS:

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES GENERALES.

6. Conclusiones y Recomendaciones Generales	119
Referencias Bibliográficas	122

ANEXOS.

A-1. Promedio de Horas de Brillo Solar para El Salvador.	1-A
A-2. Control Automático del Nivel de Agua	2-A
A-2.1. Descripción del Funcionamiento	2-A
A-2.2. Circuito del Control Automático del Nivel de Agua	4-A
A-3. Dibujos Técnico-Mecánicos	5-A
A-3.1. Lista de Piezas	5-A
A-3.2. Dibujos	7-A
A-4. Costos Directos	48-A

INTRODUCCION.

En El Salvador, lo mismo que en todos los países en vías de desarrollo, la energía solar ha venido tomando gran importancia debido a que los combustibles tradicionales tienden a desaparecer. Además, el alto índice de contaminación ambiental registrado por combustión de hidrocarburos en los últimos años, ha hecho que las investigaciones se orienten al desarrollo de técnicas que mejoren el aprovechamiento de dicha energía.

Las aplicaciones referentes a la utilización de la energía solar son muchas y muy variadas. La que se presenta en este libro está orientada a la generación de vapor de agua, para lo cual se diseña un sistema basado en un colector concentrador de canal parabólico.

Este informe consta de seis capítulos. El primero trata sobre los dispositivos encargados de absorber la energía solar, es decir, el precalentador y el colector concentrador, definiéndose los criterios y parámetros fundamentales que han de servir para la selección de los materiales y la realización de un diseño apropiado. Así mismo, en este capítulo se hace una descripción general del funcionamiento del sistema.

En el segundo capítulo se presenta lo concerniente a los dispositivos térmicos, en el cual se discuten los mismos aspectos señalados en el primer capítulo, pero referidos específicamente al tanque de almacenamiento del vapor y al sistema de tuberías y mangueras.

El capítulo tercero se refiere al diseño del mecanismo de seguimiento del movimiento aparente del sol.

En el cuarto capítulo se presentan los modelos matemáticos que predicen el comportamiento térmico del Precalentador, Colector Concentrador, Tanque de Almacenamiento y del Sistema de Tuberías y Mangueras, los cuales, mediante procesos iterativos, permiten calcular datos importantes como la temperatura media de placa, el flujo de masa de vapor generado y las pérdidas de calor que se dan a través de los diferentes elementos térmicos que conforman el sistema. Para tal fin se han elaborado programas para computadoras que facilitan este análisis.

El quinto capítulo contiene los resultados de las pruebas realizadas y de los modelos matemáticos, presentándose además el correspondiente análisis y comparación.

El capítulo sexto contiene las conclusiones y recomendaciones generales producto del estudio realizado.

Se incluye como anexos el circuito eléctrico del control de nivel del líquido en el tanque, el listado de piezas y los dibujos técnicos mecánicos de los elementos que conforman el sistema.

DEFINICION DE VARIABLES.

- A : - Area de contacto total entre placa y tubo (m^2).
 - Area de contacto del líquido con la pared vertical del tanque (m^2).
- A_1 : Area de contacto del agua en el interior del tanque (m^2).
- A_2 : Area de transferencia de calor debido al agua en el exterior del tanque (m^2).
- A_a : Area de apertura no sombreada del concentrador (m^2).
- A_c : - Ancho del colector (m).
 - Area real de contacto entre placa y tubo (m^2).
 - Area de contacto entre el absorbedor y sus soportes (m^2).
- A_L : Area lateral (m^2).
- A_p : Area de placa absorbidora (m^2).
- A_r : Area del absorbedor (m^2).
- A_{1v} : Area de contacto del vapor en el interior del tanque (m^2).
- A_{2v} : Area de transferencia de calor debido al vapor en el exterior del tanque (m^2).
- A_v : - Area de vacío entre placa y tubo (m^2).
 - Area de contacto del vapor con la pared vertical del tanque (m^2).
- a : - Apertura de la parábola (m).
 - Constante para el cálculo del índice de claridad, k_t .
- b : Constante para el cálculo del índice de claridad, k_t .
- c : - Distancia entre centros de dos engranajes (m).
 - Constante para el cálculo de Nusselt.
 - Variable que interviene en el cálculo de U_t .
- C_b : Coeficiente de transferencia térmica en la superficie de contacto ($W/m^2 \cdot ^\circ K$).
- C_p : Calor específico a presión constante ($J/Kg \cdot ^\circ K$).
- $\cos \theta$: Coseno del ángulo de incidencia de la radiación directa para un plano inclinado.
- $\cos \theta_z$: Coseno del ángulo cenital.
- D_1 : Diámetro exterior de tubería o manguera más aislante (m).

- D_2 : Diámetro exterior total de tubería o manguera (m).
 D_{E1} : Diámetro equivalente correspondiente al agua en el segmento circular para D_i en el tanque (m).
 D_{E2} : Diámetro equivalente correspondiente al vapor en el segmento circular para D_i en el tanque (m).
 D_{E3} : Diámetro equivalente correspondiente al agua en el segmento circular para D_o en el tanque (m).
 D_{E4} : Diámetro equivalente correspondiente al vapor en el sector circular para D_o en el tanque (m).
 D_{E5} : Diámetro correspondiente al agua en el segmento circular para D_o más aislante (m).
 D_{E6} : Diámetro equivalente correspondiente al vapor en el sector circular para D_o más aislante (m).
 D_{E7} : Diámetro equivalente correspondiente al agua en el segmento circular para el diámetro total (m).
 D_{E8} : Diámetro equivalente correspondiente al vapor en el sector circular para el diámetro exterior total (m).
 D_o : Diámetro exterior (m).
 D_i : Diámetro interior (m).
 d : Diámetro primitivo o de paso de una rueda dentada (mm).
 d_e : Diámetro exterior de la rueda dentada (mm).
 e : - Espesor del diente de las ruedas dentadas (mm).
 - Variable que interviene en el cálculo de U_t .
 F : Factor de eficiencia de aleta.
 F' : Factor de eficiencia del colector.
 F'' : Factor de flujo del colector.
 F_R : Factor de remoción de calor.
 f : - Distancia focal (m).
 - Variable que interviene en el cálculo de U_t .
 G_{av} : Radiación solar que incide en un plano horizontal en la superficie terrestre (W/m^2).
 G_{cb} : Radiación solar directa incidente sobre una superficie inclinada (W/m^2).
 G_o : Radiación solar incidente sobre una superficie horizontal extraterrestre para cualquier tiempo (W/m^2).
 G_{on} : Radiación extraterrestre medida sobre un plano normal a la radiación (W/m^2).

- Gr : Número de Grashof.
- g : Aceleración de la gravedad (m/s^2).
- H : Nivel de agua dentro del tanque (m).
- H_s : Angulo solar horario ($^{\circ}$).
- h : - Altura del diente para engranajes (mm)
 - Hora en que se realiza la prueba (horario de 24 hr, en enteros y décimas).
 - Coeficiente de transferencia de calor por convección ($W/m^2 -^{\circ}K$).
- h₁ : - Coeficiente convectivo en la superficie cilíndrica del interior del tanque, debido al líquido ($W/m^2 -^{\circ}K$).
 - Coeficiente convectivo en el interior de tuberías y mangueras ($W/m^2 -^{\circ}K$).
- h₂ : Coeficiente convectivo en la superficie cilíndrica del interior del tanque, debido a vapor ($W/m^2 -^{\circ}K$).
- h_{fi} : Coeficiente de transferencia de calor por convección desde el absorbedor hacia el fluido de trabajo ($W/m^2 -^{\circ}K$).
- h_k : Coeficiente de transferencia de calor por conducción ($W/m^2 -^{\circ}K$).
- h_m : Coeficiente convectivo medio ($W/m^2 -^{\circ}K$).
- h_{1V} : Coeficiente convectivo debido al líquido en la pared vertical en el interior del tanque ($W/m^2 -^{\circ}K$).
- h_{2V} : Coeficiente convectivo debido al vapor en la pared vertical en el interior del tanque ($W/m^2 -^{\circ}K$).
- h_w : Coeficiente de transferencia de calor por convección debido a corrientes de viento ($W/m^2 -^{\circ}K$).
- h_{wv} : Coeficiente convectivo en la pared vertical del tanque debido a corrientes de viento ($W/m^2 -^{\circ}K$).
- h_x : Coeficiente convectivo local ($W/m^2 -^{\circ}K$).
- I : Momento de inercia del centro de gravedad de un cuerpo con respecto a su eje de suspensión ($Kg-m^2$).
- i : Relación de transmisión en engranajes.
- K : Conductividad térmica del aislante ($W/m-^{\circ}K$).
- K_A : Conductividad térmica del acero ($W/m-^{\circ}K$).
- K_a : Conductividad térmica del aire ($W/m-^{\circ}K$).
- K_f : Conductividad térmica del agua ($W/m-^{\circ}K$).
- K_m : Conductividad térmica de la madera ($W/m-^{\circ}K$).

- K_t : Conductividad térmica del tubo del precalentador (W/m-°K).
 k_t : Índice de claridad.
 L : - Latitud (°).
 - Longitud del péndulo (m).
 - Longitud característica (m).
 - Longitud de tuberías (m).
 L_a : Espesor de la capa de aire entre la placa y el fondo del precalentador (m).
 L_{f1} : Espesor de la fibra de vidrio en el fondo del precalentador (m).
 L_{f2} : Espesor de la fibra de vidrio en las paredes laterales del precalentador (m).
 L_g : Rugosidad del cobre (m).
 L_{m1} : Espesor de la madera en el fondo del precalentador (m).
 L_{m2} : Espesor de la madera en las paredes laterales del precalentador (m).
 L_T : Longitud del tanque (m).
 m : Módulo (mm).
 \dot{m} : Flujo de masa en las tuberías (Kgm/seg).
 \dot{m}_r : Flujo de masa real (Kgm/seg).
 \dot{m}_t : Flujo de masa teórico (Kgm/seg).
 N : - Número de horas teóricas de brillo solar.
 - Número de cubiertas transparentes del precalentador.
 N_u : Número de Nusselt (adimensional).
 $N_{u(x)}$: Número de Nusselt local (adimensional).
 N_{av} : Promedio de horas de brillo solar para el mes en que se realizan las pruebas (hrs.). Anexo 1.
 n : - Constante para el cálculo de Nusselt.
 - Número del día del año en que se realizan las pruebas.
 - Factor de seguridad en diseño.
 - Número de revoluciones por minuto (rpm).
 p : Paso circular de engranajes (mm).
 P : Presión interna del tanque (KPa).
 Pr : Número de Prandtl.
 Q_{CA} : Calor transferido desde el líquido hacia el ambiente a través de la superficie cilíndrica del tanque (W).

- Q_{CV} : Calor transferido desde el vapor hacia el ambiente a través de la superficie cilíndrica del tanque (W).
- Q_{eff} : Calor efectivo (W).
- Q_{PA} : Calor transferido desde el fluido hacia el ambiente a través de los extremos verticales del tanque (W).
- Q_{PT} : Calor total perdido en el tanque, tuberías y mangueras (W).
- Q_T : Calor total transferido desde el tanque hacia el ambiente (W).
- Q_{Tb} : Calor transferido desde el fluido hacia el ambiente a través de tuberías y mangueras (W).
- Q_{TC} : Calor total en el Concentrador (W).
- Q_u : - Calor útil del Precalentador (W).
 - Calor útil del Colector Concentrador (W).
- q : Flujo de calor (W/s).
- R_b : Razón de la radiación directa sobre una superficie inclinada a la radiación directa sobre una superficie horizontal, en cualquier tiempo.
- Re : Número de Reynolds (adimensional).
- R_r : Radio reflector (m).
- r_c : Radio crítico del aislante sobre cilindros y tubos (m).
- S : - Radiación solar absorbida por unidad de área de apertura no sombreada (W/m).
 - Ancho de la lámina del colector (m).
- S_y : Esfuerzo de fluencia en tensión (KPa).
- S_{sy} : Esfuerzo de fluencia en cortadura (KPa).
- T : Período del péndulo (seg).
- \bar{T} : Temperatura media de radiación ($^{\circ}K$).
- T_a : Temperatura ambiente ($^{\circ}K$).
- T_b : Transmisividad atmosférica para radiación directa (adimensional).
- T_{c1} : Temperatura de cubierta transparente interna del precalentador ($^{\circ}K$).
- T_{c2} : Temperatura de cubierta externa transparente del precalentador ($^{\circ}K$).
- T_f : Temperatura del fluido ($^{\circ}K$).
- T_{fi} : Temperatura del fluido a la entrada ($^{\circ}K$).

- T_{fis} : Temperatura del fluido a la entrada del sistema ($^{\circ}K$).
 T_{fm} : Temperatura media del fluido entre la entrada y la salida del sistema ($^{\circ}K$).
 T_{fo} : Temperatura del fluido a la salida del absorbedor ($^{\circ}K$).
 T_{pm} : Temperatura media de placa ($^{\circ}K$).
 $T_{pm,r}$: Temperatura media real de placa ($^{\circ}K$).
 $T_{pm,t}$: Temperatura media teórica de placa ($^{\circ}K$).
 T_r : Temperatura media del absorbedor ($^{\circ}K$).
 T_{ret} : Temperatura del fluido en tubería de retorno ($^{\circ}K$).
 T_s : Temperatura de cielo ($^{\circ}K$).
 t : Espesor del material del tanque (m).
 U_b : Coeficiente de pérdidas del fondo ($W/m^2-^{\circ}K$).
 U_e : Coeficiente de pérdidas laterales ($W/m^2-^{\circ}K$).
 U_L : Coeficiente global de pérdidas de calor ($W/m^2-^{\circ}K$).
 U_{Lat} : Coeficiente de conducción de calor en una placa plana ($W/m^2-^{\circ}K$).
 U_t : Coeficiente frontal de pérdidas de calor ($W/m^2-^{\circ}K$).
 V : Velocidad del viento (m/s).
 W : - Distancia entre tubos del precalentador (m).
 - Angulo solar horario ($^{\circ}$).
 x : Espesor del aislante en los soportes del absorbedor (m).
 X_1 : Espesor de la pared del tanque (m).
 X_2 : Espesor del aislante del tanque (m).
 X_3 : Espesor de la envoltura de acero del tanque (m).
 X_o : Centro de gravedad del péndulo compuesto (m).
 z : Número de dientes en engranajes.
 α_p : Absorbencia del recubrimiento de la placa absorbadora.
 α_r : Absorbencia de recubrimiento del absorbedor.
 β : - Coeficiente de expansión volumétrica del agua ($1/^{\circ}K$).
 - Inclinación del colector ($^{\circ}$).
 δ : - Espesor de la placa absorbadora (m).
 - Declinación del sol ($^{\circ}$).
 - Angulo de dispersión de la radiación ($^{\circ}$).
 ϵ_g : Emisividad del vidrio (adimensional).
 ϵ_p : Emisividad del recubrimiento de la placa absorbadora (adimensional).

- ϵ_r : Emisividad del recubrimiento del absorbedor (adimensional).
 ρ : - Reflectividad especular de la superficie reflectora.
 - Densidad del fluido (Kgm/m^3).
 γ : Factor de intercepción de la radiación solar reflejada.
 $\Delta \dot{m}$: Diferencia entre \dot{m}_r y \dot{m}_t (Kgm/seg).
 τ_c : Transmisividad del vidrio.
 θ : Amplitud del péndulo ($^\circ$).
 ϕ_r : Angulo de borde ($^\circ$).
 σ : - Constante de Stefan-Boltzmann ($5.669 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}^4$).
 - Esfuerzo de Von Mises (KPa).
 σ_A, σ_B : Esfuerzos principales.
 σ_L : Esfuerzo longitudinal (KPa).
 σ_t : Esfuerzo tangencial (KPa).
 μ : Viscosidad dinámica (Pa-s).
 ν_f : Viscosidad cinemática del fluido (m^2/s).
 η_o : Eficiencia óptica del colector.
 η_c : Eficiencia térmica instantánea del colector.
 η_{Sist} : Eficiencia del sistema.

CAPITULO UNO:

DISPOSITIVOS DE APROVECHAMIENTO
DE LA ENERGIA SOLAR.

1. DISPOSITIVOS DE APROVECHAMIENTO DE LA ENERGIA SOLAR.

La energía solar se puede utilizar para la generación de vapor empleando dispositivos que la aprovechen y transformen en energía calorífica útil.

En este capítulo se presentan los dispositivos que han sido diseñados para satisfacer la demanda de energía térmica del sistema, los cuales son el precalentador solar de agua y el colector concentrador de superficie parabólica; cada uno de ellos se detallan en secciones separadas, presentándose primeramente una descripción generalizada de los diferentes elementos que los conforman además de las bases teóricas necesarias para realizar un diseño apropiado considerando la disponibilidad de los materiales en el mercado local.

1.1. SISTEMA BIC DE GENERACION DE VAPOR (BOILING INNER COLLECTOR).

El Sistema BIC de Generación de Vapor fue desarrollado por Barber y Nichols y permite que el líquido bombeado por el tubo absorbedor vaporice dentro del mismo. La ventaja principal que ofrece es la simplicidad de control de flujo, ya que el sistema es autocontrolable esencialmente sin necesidad de requerimientos secundarios para el control de la temperatura de operación. Como consecuencia, se puede mantener una temperatura constante de transferencia de calor durante el proceso. [2]

Esta forma de control simple es posible debido al principio de recirculación natural después del proceso de vaporización en el tubo absorbedor y condensación en el tanque de almacenamiento. De esta manera se obtiene una relación directa entre la temperatura y la presión a las cuales el fluido se encuentra en el estado de saturación. De modo que, al mismo tiempo que el tubo absorbedor se mantiene inundado, es posible controlar la temperatura del fluido a través de un control simple de presión. Por lo tanto, no es necesario regular la velocidad del agua proporcionada por una bomba para alcanzar la presión o la temperatura de operación del sistema. [2]

En la figura 1 puede apreciarse cada uno de los dispositivos y mecanismos que conforman el Sistema de Generación de Vapor y la forma en que se encuentran instalados; estos dispositivos y mecanismos son:

- Precalentador solar.
- Colector Concentrador.
- Mecanismo de seguimiento del movimiento aparente del sol.
- Tanque de almacenamiento del vapor.
- Condensador. [5]

El sistema BIC original no incluye un precalentador. Este dispositivo ha sido incorporado al sistema en estudio para mejorar la eficiencia del mismo.

Para iniciar la operación del sistema se bombea agua hasta lograr el nivel máximo requerido dentro del tanque de almacenamiento, momento en el cual se desconecta la bomba automáticamente mediante un dispositivo de control de nivel. El sistema comienza a operar una vez que el absorbedor queda enfocado hacia el sol y se ha vencido la inercia térmica del sistema.

Una parte del agua bombeada queda retenida en el precalentador donde se eleva su temperatura por la acción de la energía solar. Esta cantidad de agua es la que posteriormente entra al tanque al accionarse nuevamente la bomba cuando se alcanza el nivel mínimo del líquido en el mismo. Otra cantidad de agua queda retenida en el tubo absorbedor y en el tanque de almacenamiento. Al incrementarse la temperatura en el absorbedor aumenta la presión hasta que da inicio el proceso de vaporización. El vapor generado se desplaza hacia la parte superior del absorbedor, debido a las fuerzas ascensionales y a la inclinación que posee el mismo. Durante el calentamiento inicial, el vapor condensa y calienta el agua contenida en el tanque. El agua evaporada en el absorbedor es reemplazada por el agua que fluye desde el fondo del tanque de almacenamiento a través de la línea de retorno. Cuando se incrementa la producción de vapor, se incrementa la presión y la temperatura dentro de dicho tanque. Al alcanzarse la presión de operación, se abre automáticamente la válvula de suministro en la línea de vapor y permite el flujo del mismo hacia el dispositivo de condensación acoplado al sistema para medir el flujo de masa de

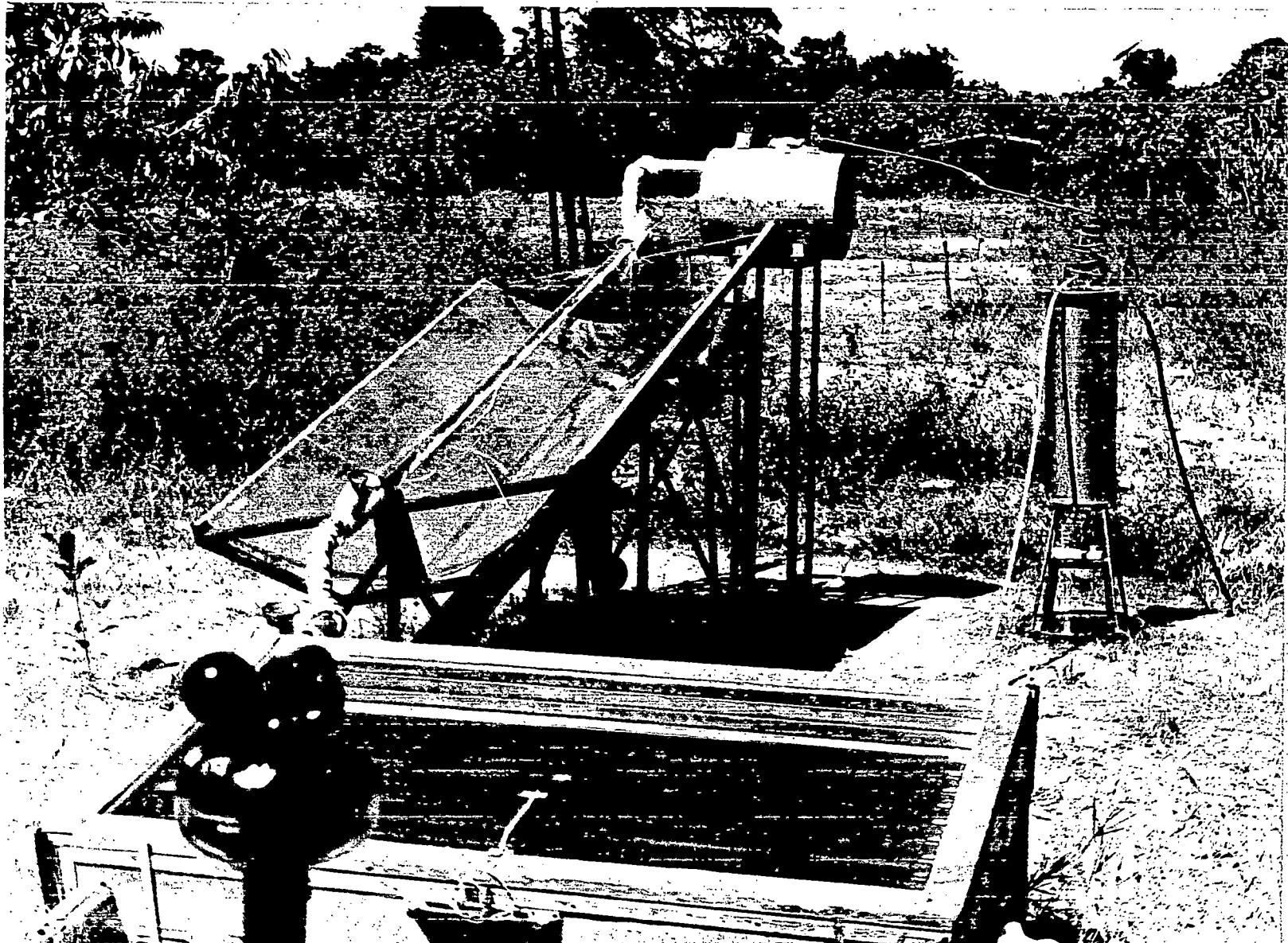


Figura 1. Sistema de generación de vapor BIC modificado.

vapor que logra generarse. [2,5]

Un mecanismo de electrodos sumergidos regula el nivel de líquido en el tanque de almacenamiento, accionando la bomba a conveniencia (anexo 2).

1.2. PRECALENTADOR SOLAR DE AGUA.

El precalentador utilizado en el sistema de generación de vapor es un colector solar de placa plana que se comporta como un intercambiador de calor, el cual transforma la energía solar absorbida en energía calorífica transfiriéndola luego al fluido de trabajo. [9]

Un colector solar de placa plana aprovecha tanto la energía directa del sol como la difusa, por lo que no necesita un sistema de seguimiento continuo.

La función principal de este dispositivo dentro del sistema de generación de vapor es lograr que el agua salga del precalentador a una temperatura mayor a la del ambiente. Cualquier ganancia de temperatura en el agua se manifiesta en un beneficio directo al llegar al tubo absorbedor del concentrador parabólico, puesto que ésta se convertirá en vapor en menos tiempo que si entrara a temperatura ambiente.

Los componentes principales que constituyen el precalentador solar son:

- Cubiertas transparentes.
- Conjunto de placa y tubo absorbedor.
- Aislante.
- Caja del colector.
- Tuberías de conexión.

La cubierta transparente consiste en una o varias placas que permiten el paso de los rayos solares hacia el interior del colector. Sus funciones son:

- Permitir el paso de la radiación solar (en la que predominan las ondas cortas), lo que produce una elevación de temperatura en la placa absorbidora. [1]
- Retener la radiación de onda larga que se emite desde la placa absorbidora ya que bajo estas condiciones la cubierta

transparente se comporta como un cuerpo opaco, contribuyéndose con esto a un mayor aprovechamiento de la energía captada. [1]

- Impedir la circulación directa del aire a temperatura ambiente sobre la placa absorbidora, reduciéndose así las pérdidas de calor. [1]

El uso de más de una cubierta transparente mejora el aprovechamiento de la energía captada por el colector. Una recomendación práctica de diseño es el empleo de dos cubiertas ya que el aprovechamiento de la energía disponible que se logra al instalar tres o más, no es significativo en relación a los costos en los que se incurre. [9]

Los materiales que mas comúnmente se emplean para las cubiertas son el vidrio claro, láminas de polietileno, placas de acrílico y fibra de vidrio laminado. Todos estos materiales poseen las características siguientes:

- Alta transmisividad a las longitudes de onda corta.
- Baja transmisividad a las longitudes de onda larga.
- Baja absorbencia. [24]

La tabla 1 presenta una comparación de diversos materiales usados como cubiertas.

El conjunto de placa y tubo de absorción es el elemento que debe absorber la mayor cantidad posible de energía que atraviesa el sistema de cubiertas y transferirla al fluido de trabajo. Debe poseer un recubrimiento que mejore considerablemente la absorción de energía y disminuya la energía re-radiada, o sea, debe poseer una máxima absorbencia de radiación de onda corta y mínima emisividad de radiación de onda larga. [5, 10]

Se emplean dos tipos generales de recubrimientos: Selectivos y no selectivos. Los recubrimientos selectivos absorben la mayor parte de la radiación solar que incide sobre ellos y emiten muy poca radiación térmica; los no selectivos absorben también la mayor parte de la radiación solar, pero emiten gran cantidad de la misma (tabla 2). [10]

El conjunto de placa y tubo absorbedor puede ser de cobre, aluminio, acero al carbón, acero inoxidable o una combinación de ellos. [10]

Tabla 1. Comparación de propiedades de diversos materiales que se usan para la cubierta transparente del colector. [10]

Tipo de cubierta	% de Transmisividad de Energía Solar (Onda Corta)	% de Transmisividad Infrarroja (Onda Larga)	Resistencia al clima
Vidrio Blanco	91.5	2	Excelente
Vidrio Templado con bajo cont. de hierro	87.5	2	Excelente
Láminas de Vidrio con bajo cont. de hierro	87.5	2	Excelente
Vidrio Flotado y Templado	84.3	2	Excelente
Fibra de Vidrio	77 a 87	0.1 a 0.3	Aceptable
Láminas Acrílicas	80 a 90	2	Regular
Láminas de Policarbonatos	73 a 84	2	Deficiente
Teflón FEP	90 a 92	25 a 26	Aceptable
Película de poliéster	80 a 87	20 a 21	Aceptable

Tabla 2. Absorbencia y emisividad de algunos recubrimientos. [5]

Tipo de cubierta	Absorbencia	Emisividad
Cromo negro	0.96	0.12
Niquel negro	0.90	0.07
Oxido de cobre	0.88	0.15
PbO ₂	0.98	0.30
Aluminio anódico	0.95	0.80
Pinturas	0.97	0.91

El factor principal para seleccionar el material del absorbedor es la conductividad térmica. En la tabla 3 se presenta la conductividad térmica de algunos materiales empleados para este propósito. [33]

Para lograr la máxima eficiencia del colector debe estar aislado en el fondo y en los laterales, reduciéndose así la transferencia de calor hacia el ambiente. Las pérdidas de calor que se producen a través de los mismos son función de la conductividad térmica y del espesor del aislante. [10]

En general, puede considerarse que los materiales aislantes consisten de pequeños espacios de aire rodeados de paredes sólidas. La baja conductividad térmica de estos materiales se atribuye a la baja conductividad térmica del aire encerrado en los intersticios o celdas del material y en la extensión superficial relativamente pequeña del material sólido a través del cual puede ser llevado el calor por conducción. [6]

Un buen aislante debe poseer alta resistencia a la transferencia de calor, ser resistente a la putrefacción o desintegración e incombustible. [6]

Tabla 3. Conductividad térmica de algunos materiales usados como absorbedores. [33]

MATERIAL	K(W/m-°C) a 100°C
Acero con 0.5% C	52
Acero inoxidable	17
Aluminio	206
Cobre	379

Un material aislante comúnmente utilizado es la fibra de vidrio para altas temperaturas, el cual proporciona resultados satisfactorios. [10]

En el caso de superficies planas, entre más grueso es el aislante, menor es la transferencia de calor a través del mismo pero su costo aumenta, por lo que se recomienda utilizar un espesor aproximado de 50 mm. (2 plg.). [33]

La caja del colector solar sirve como un recipiente apropiado para contener el conjunto de placa y tubo absorbedor y como apoyo para las cubiertas.

En la lámina 4 se puede apreciar las partes que conforman el

precalentador del sistema.

El colector posee una abertura de 1435*720 mm, a través de la cual la luz solar entra y llega hasta el conjunto de placa y tubo absorbedor.

La mejor alternativa para las cubiertas (pieza 2) es el vidrio templado con bajo contenido de hierro. Tal como se dijo anteriormente, se emplean dos cubiertas para disminuir las pérdidas hacia el exterior y mejorar el aprovechamiento de la energía solar que incide sobre el colector.

El espesor del vidrio empleado es de 5 mm, debido a que cuanto menor sea su espesor, menor es su coeficiente de extinción y mayor es la radiación transmitida a través del mismo. No es recomendable un espesor menor debido a que puede romperse más fácilmente.

Para la placa de absorción se utiliza lámina de hierro negro de 0.8*730*1305 mm, sobre la cual se ajusta el tubo absorbedor (pieza 3), que tiene forma de serpentín, por medio de tiras de lámina de 0.25 mm. de espesor (calibre 31). Estas tiras de lámina rodean el tubo por la parte superior y se ajustan a la placa base con pletinas de hierro de 3.175*12.7 mm (1/8*1/2 plg.) utilizando remaches POP de $\phi 3.175 \times 12.7$ mm (1/8*1/2 plg.) con una separación de 100 mm entre ellos. La figura 2 muestra el montaje de los mismos.

Es conveniente fabricar el serpentín con tubo de cobre, dado que es un material con un coeficiente de conductividad térmica elevado. Además, el conjunto de placa y tubo absorbedor posee un recubrimiento de tipo no selectivo (pintura negra mate).

La eficiencia de un colector solar de placa plana es mayor tanto menor sea la distancia entre los tubos del absorbedor. Para el precalentador solar, la separación entre tubos está limitada por las dimensiones de los mismos y de los codos de unión, lográndose una distancia mínima de 66 mm. (figura 3).

Las dimensiones de la placa de absorción y la separación entre tubos permite la colocación de diez de ellos para formar el serpentín (Lámina 5).

El diámetro interno de los tubos del absorbedor es de 21 mm, por lo que el volumen de agua que podrá almacenarse en el precalentador solar resulta ser de 4.39 lts.

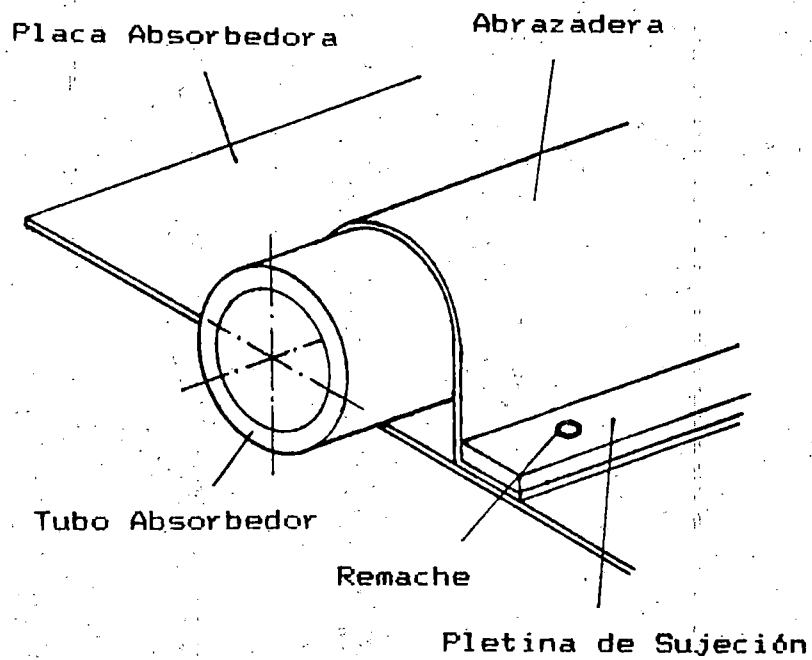


Figura 2. Forma de sujeción del tubo y placa de absorción.

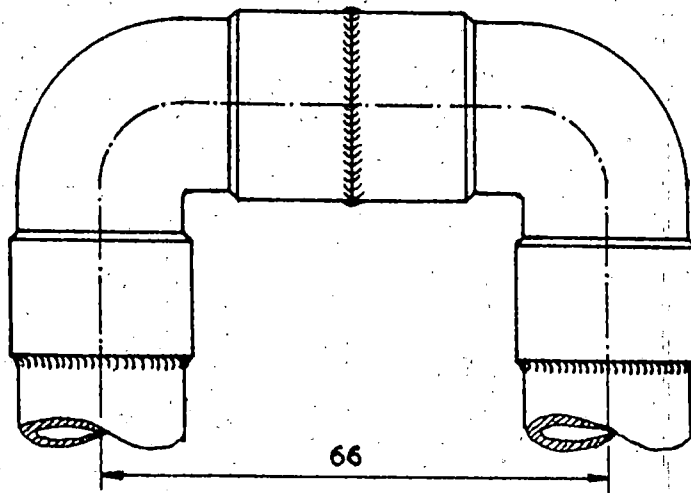


Figura 3. Unión de los tubos que conforman el absorbedor.

1.3. COLECTOR CONCENTRADOR DE CANAL PARABOLICO.

De una manera general, el vapor de agua se produce llevando al punto de ebullición el agua contenida en un recipiente adecuado denominado industrialmente caldera o generador de vapor. [35]

El generador de vapor del sistema consiste en un colector concentrador de canal parabólico con tubo absorbedor cilíndrico. Este es un mecanismo de colección solar cuya función principal es incrementar la intensidad de la radiación solar incidente sobre el absorbedor donde se encuentra el agua, lo que permite elevar la temperatura de la misma hasta llevarla a su punto de ebullición y convertirla en vapor. Consta, en términos generales, de un concentrador y un absorbedor de la energía solar directa. El concentrador es llamado también sistema óptico y es la parte del colector concentrador que dirige la radiación sobre el absorbedor. Este último elemento puede poseer una cubierta transparente con lo que se logra reducir considerablemente las pérdidas de calor en el mismo. [26]

El concentrador está constituido básicamente por una superficie reflectora con forma de canal parabólico (Figura 4). En ausencia de imperfecciones de esta superficie, los rayos solares que inciden sobre ella son reflejados hacia el foco de la misma produciendo una línea perfecta. Tal condición es imposible de conseguir en la práctica puesto que las irregularidades propias de esta superficie y el proceso de construcción de la misma hacen que exista una dispersión de la imagen reflejada, resultando una franja y no una línea recta. Esta imagen reflejada está caracterizada por un ángulo de dispersión δ (Figura 5), siendo más grande cuanto mayores sean las irregularidades que posea la superficie reflectora. Además, el aumento del tamaño de la imagen es directamente proporcional al radio reflector r_r y a la distancia focal f . Al aumentar el tamaño de la imagen, debe aumentarse también las dimensiones del absorbedor para poder captar la radiación solar dirigida por el concentrador, lo cual provoca un aumento de las pérdidas térmicas. [26]

La superficie reflectora del concentrador debe poseer buena reflectividad a la radiación solar. La tabla 4 presenta los

valores de reflectividad especular de algunos materiales empleados como reflectores solares.

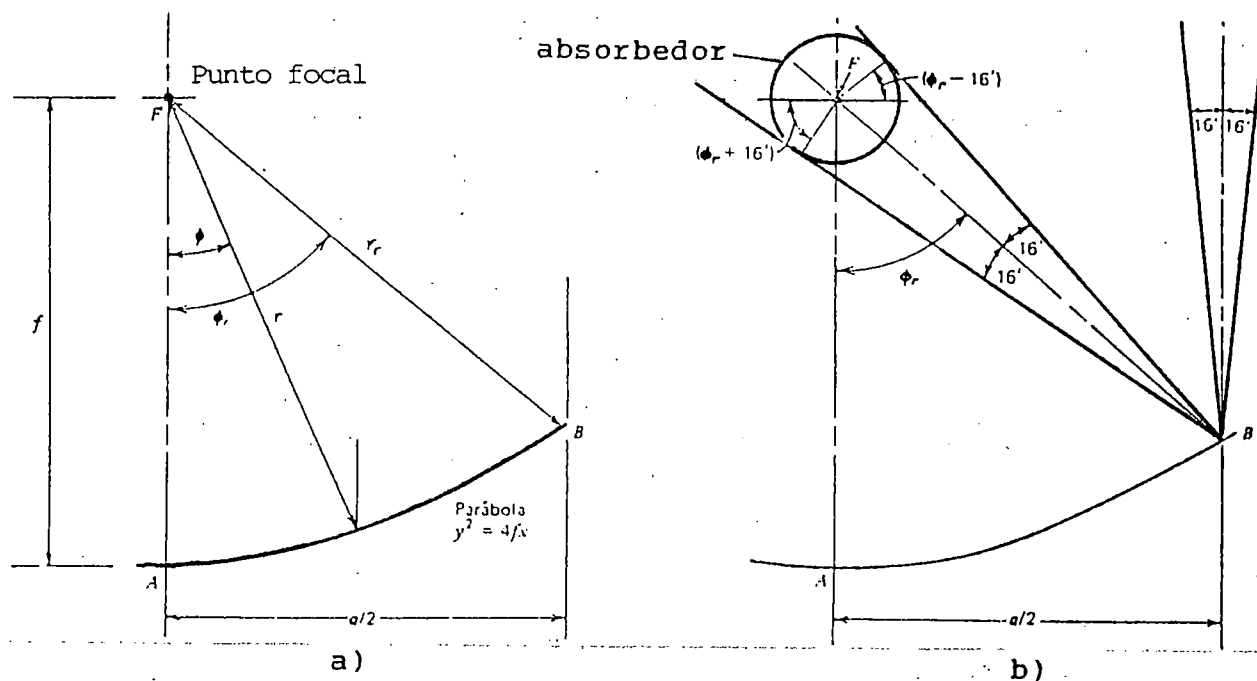


Figura 4. a) Sección transversal de un concentrador parabólico lineal que muestra las dimensiones generales. b) Dimensiones de la imagen. [26]

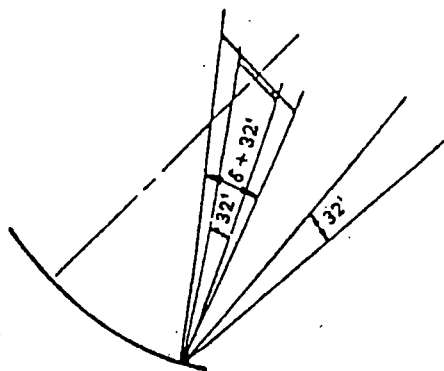


Figura 5. Esquema de una parte del concentrador, con un ángulo de dispersión δ sumado a los $32'$ del ángulo de intercepción solar. [3]

Probablemente, el aluminio es el mejor material para la reflexión directa de la radiación solar. Si su superficie está perfectamente pulida, posee una gran reflectividad aún cuando una capa de alúmina (óxido de aluminio) se forma instantáneamente; esta capa de óxido no reduce considerablemente la reflectividad del aluminio, pues es lo suficientemente transparente y delgada. [4]

Tabla 4. Valores de reflectividad especular (ρ)
de materiales reflectores. [8]

MATERIAL	(ρ)
Plata	0.94 \pm 0.02
Oro	0.76 \pm 0.03
Acrílico aluminizado	0.86
Aluminio Anodizado	0.82 \pm 0.05
Superficies varias de aluminio (rango)	0.82 - 0.92
Cobre	0.75

La duración y la reflectividad de una superficie de aluminio puede mejorarse considerablemente mediante el anodizado. [14]

El ancho de la lámina reflectora requerida para poder conformar la superficie parabólica del concentrador se determina con la ecuación: [5]

$$S = \int_{-x}^x \sqrt{\frac{x^2}{4f^2} + 1} dx \quad (1)$$

Referente al absorbedor utilizado en los colectores concentradores de imagen lineal, éstos pueden ser planos o cilíndricos. [26]

La Figura 4 muestra la sección transversal de un concentrador parabólico lineal. En esta figura se ilustran varios factores claves para determinar el tamaño apropiado del absorbedor que logre interceptar toda la radiación incidente sobre él. [26]

El rayo incidente de la radiación solar tiene un ángulo de 0.53° ($32'$) e incide sobre el concentrador en dirección paralela al plano central de la parábola. [26]

El efecto del ángulo de dispersión δ para determinar el tamaño del absorbedor puede considerarse como una adición al ángulo de intercepción solar de $32'$ (Figura 5). Entonces, la figura 4-b puede modificarse reemplazando el ángulo de $16'$ del rayo reflejado por $\delta/2 + 16'$. De esta manera, el diámetro del absorbedor

necesario para interceptar toda la imagen solar reflejada por el concentrador se determina con la ecuación: [26]

$$D_o = 2r_r \text{sen}(\delta/2 + 16') \quad (2)$$

Con los aspectos previamente señalados, es posible realizar un diseño apropiado del colector concentrador a utilizar, teniéndose además en cuenta la disponibilidad de materiales en el país y la factibilidad de realización de acuerdo a los recursos técnicos disponibles.

Para determinar las dimensiones apropiadas de la superficie reflectora que conforma el concentrador debe determinarse primero la ubicación del foco de la parábola. Esta distancia focal puede ser igual a la altura total de la superficie reflectora, es decir, el ángulo de borde ϕ_r debe ser igual a 90° . Con esto se logra mantener pequeño el tamaño de la imagen reflejada en el absorbedor.

Entonces, si se establece un ancho de apertura igual a 1 metro (figura 6), se tiene:

$$\begin{aligned} a &= 1.0 \text{ m} \\ x_1 &= 0.5 \text{ m} \\ r_r &= 0.5 \text{ m} \\ \phi_r &= 90^\circ \end{aligned}$$

Con estas dimensiones, el foco de la superficie parabólica queda ubicado a 0.25 m desde el vértice de la misma.

La magnitud del arco necesario para cumplir con estas condiciones puede calcularse a partir de la ecuación 1, resultando:

$$S = 1.1478 \text{ m.}$$

A este valor es necesario agregarle 50 mm más, los cuales servirán para sujetar la lámina (pieza 23) a la armadura del concentrador (pieza 6) mediante dos regletas de aluminio (pieza 24) de 2.5x17.7x2411 mm y tornillos para lámina (pieza 22) de $\phi 3.175 \times 19.01$ mm ($\phi 1/8" \times 3/4"$) (Lámina 9).

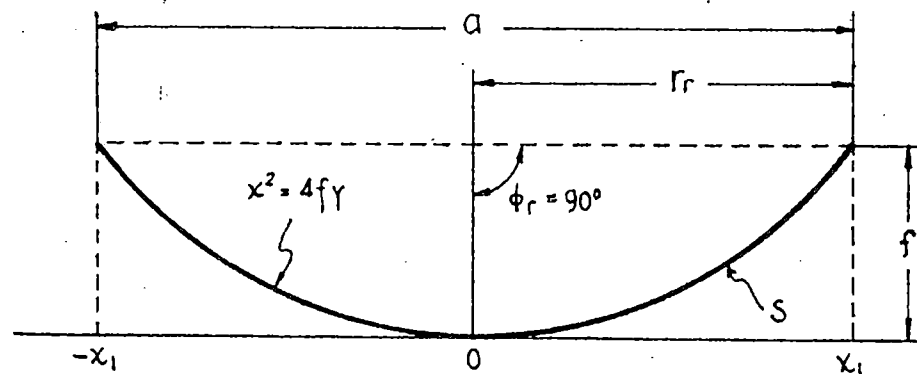


Figura 6. Dimensiones características del canal parabólico.

Debido a que las láminas de aluminio que puede encontrarse en el país no son anodizadas, es necesario realizar este tratamiento. Para ello, la lámina debe ser, primero, cuidadosamente pulida, e inmediatamente después, proceder al anodizado. En El Salvador existen algunas empresas que realizan este tratamiento pero no realizan el pulido previo, por lo que los resultados pueden no ser satisfactorios para la aplicación específica a este sistema.

Una alternativa para resolver esta problemática es la utilización de papel de aluminio autoadhesivo, conocido en el país bajo la marca comercial TECHNALIGHT, cuyas características de reflectividad son aceptables y posee buena adherencia.

Por tanto, la superficie reflectora del sistema se construye aplicando papel de aluminio adhesivo a dos partes de lámina galvanizada, cada una de $0.25 \times 599.5 \times 2355$ mm, unidas en la línea que forma el vértice de la parábola mediante una pletina de aluminio de $2.5 \times 17.7 \times 2355$ mm, cuyo conjunto se fija a la pieza inferior de tubo industrial de la armadura del concentrador con remaches POP de $\phi 3.175 \times 12.7$ mm ($\phi 1/8 \times 1/2$ pulg.). En los puntos donde se colocan los remaches se debe utilizar un alza de 2.5 mm de espesor para compensar la diferencia de altura entre la pieza de tubo industrial de la armadura y la parte superior de las pletinas que conforman la parábola.

La forma parabólica se logra conformando adecuadamente siete

pletinas de aluminio (pieza 21) de 2.5x17.7x1250 mm, las cuales se adaptan posteriormente a la armadura del concentrador con tornillos para lámina (pieza 22) de $\phi 3.175 \times 12.7$ mm ($\phi 1/8 \times 1/2$ pulg.), como se puede observar en la lámina 9. Sobre estas pletinas descansa la superficie reflectora (pieza 23).

La armadura del concentrador (pieza 6) se construye de tubo industrial cuadrado de 25.4 mm (1 pulg.), con lo cual se logra buena estabilidad y bajo peso (Lámina 11).

Debido a que el concentrador se orienta continuamente siguiendo el movimiento aparente del sol, éste se monta por sus extremos en dos rodamientos oscilantes (autoalineantes) de bolas (láminas 7 y 8, pieza 8), por medio de un eje de apoyo (pieza 9) y un eje de transmisión (pieza 14); estos ejes se ajustan a presión en los rodamientos (pieza 8), y a la base (pieza 5), con ajuste deslizante y fijados a ésta mediante los pasadores elásticos (pieza 13).

La transmisión del movimiento desde el mecanismo de seguimiento hacia el concentrador se logra por medio de una junta cardán (lámina 8).

El diámetro del tubo absorbedor debe ser del tamaño adecuado, capaz de interceptar toda la radiación solar proveniente de la superficie reflectora. Este diámetro puede determinarse mediante la ecuación (2), considerando un ángulo de dispersión $\delta = 3.5^\circ$, resultando un diámetro de 35.2 mm. El material del cual se fabrica este elemento debe ser capaz de absorber la energía reflejada por el concentrador y luego transmitirla al fluido de trabajo. Como puede apreciarse en la tabla 3, el cobre constituye una buena alternativa debido a su alta conductividad térmica. Por esta razón, el tubo absorbedor del concentrador será de cobre, de 35 mm de diámetro exterior, al cual corresponde un diámetro interior de 32 mm.

Este tubo absorbedor debe poseer un recubrimiento para mejorar la absorción de energía.

El absorbedor está sujeto por el extremo superior (salida de vapor) a la armadura del concentrador mediante una brida (pieza 26). Otra brida similar lo sujeta por el extremo inferior. En la lámina 5 puede observarse la forma en que el absorbedor está

anclado. En los extremos se coloca entre la brida (pieza 26) y el tubo absorbedor (pieza 25) y entre éste y su apoyo, una tira de asbesto de 4 mm de espesor, para reducir la transferencia de calor desde el mismo hacia la estructura y el ambiente.

1.4. RESUMEN.

El precalentador y el colector concentrador son los elementos del sistema encargados de captar la energía solar y transformarla en energía calorífica. El primero de estos elementos es un colector solar de placa plana mediante el cual se eleva la temperatura del fluido en el mismo, lográndose que el tiempo necesario para lograr la condición de Operación de Estado Estable del sistema sea menor. El segundo elemento es un colector concentrador de canal parabólico, el cual concentra la energía solar hacia el absorbedor del mismo. Ambos dispositivos han sido diseñados de manera que permanezcan orientados hacia el Sur, con una inclinación correspondiente a la Latitud de San Salvador. En el caso particular del colector concentrador, es necesario que este permanezca enfocado en todo momento hacia el sol.

Debido a que es necesario almacenar el vapor generado en el absorbedor del concentrador y lograr alcanzar la condición de Operación de Estado Estable del sistema, debe elaborarse un diseño adecuado del dispositivo que realice estas funciones. Estos y otros aspectos son presentados en el siguiente capítulo.

CAPITULO DOS:

DISPOSITIVOS TERMICOS.

2. DISPOSITIVOS TERMICOS.

El vapor generado en el absorbedor del concentrador parabólico es almacenado en un depósito apropiado llamado tanque de almacenamiento. Este dispositivo es un elemento muy importante para el buen funcionamiento del sistema, ya que se encarga de mantener inundado el tubo absorbedor y de controlar la operación del mismo.

Para el diseño del tanque deben tenerse en cuenta aspectos como la resistencia de materiales, análisis térmico, facilidad de construcción y adaptabilidad al sistema.

En este capítulo se presentan todos los aspectos anteriormente mencionados, poniendo especial énfasis en la seguridad y funcionalidad de cada elemento; se analizan las propiedades de los materiales a utilizar en el caso de las mangueras y aislantes, con el objeto de minimizar la transferencia de calor hacia el ambiente y asegurar un funcionamiento eficiente del sistema.

2.1. TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE VAPOR.

Debido a que es necesario alcanzar una presión y temperatura de operación determinadas, es importante el uso de un dispositivo que permita lograr estas condiciones. Este dispositivo es el tanque de almacenamiento de vapor. Dentro del mismo debe mantenerse el nivel del líquido necesario para lograr que el tubo absorbedor esté siempre inundado, previniéndose así la condición de operación en seco del mismo.

Al alcanzar la presión de diseño en el sistema, debe permitirse la salida del vapor almacenado en el tanque, por lo que este elemento posee una válvula de suministro que lo libera.

Prácticamente, el tanque de almacenamiento del vapor del sistema es un recipiente sometido a presión. En los recipientes cilíndricos sujetos a presión se presentan esfuerzos radiales y tangenciales cuyo valor depende del radio del elemento en consideración. [7]

Cuando se trata de recipientes cilíndricos cuya pared tiene un espesor de $1/10$ de su radio o menos, se puede considerar que el

esfuerzo radial producido por la presión del contenido del cilindro es muy pequeño en comparación con el esfuerzo tangencial y está uniformemente distribuido en todo el espesor de la pared. Cuando se acepta esta hipótesis, al elemento en cuestión se le llama recipiente a presión de pared delgada. [7]

Para este tipo de recipiente, el esfuerzo tangencial o circunferencial esta dado por: [7]

$$\sigma_t = \frac{PD_i}{2t} \quad (3)$$

Y el esfuerzo longitudinal por:

$$\sigma_L = \frac{PD_i}{4t} \quad (4)$$

Al diseñar elementos mecánicos que deban resistir las fallas se debe estar seguro que los esfuerzos internos no rebasen los esfuerzos que el material es capaz de resistir. Si el material que se empleará es dúctil, entonces lo que más interesa es la resistencia de fluencia, ya que una deformación permanente se considera como falla. [7]

La Teoría de la Energía de la Distorsión es un criterio de falla que se utiliza para el diseño de elementos mecánicos. Esta define el principio de fluencia en elementos dúctiles sometidos a esfuerzos. [7]

Para un estado de esfuerzos biaxial, la Teoría de la Energía de la Distorsión define el esfuerzo de Von Mises con la ecuación: [7]

$$\sigma' = (\sigma_A^2 - \sigma_A\sigma_B + \sigma_B^2)^{1/2} \quad (5)$$

Para esta misma teoría, el esfuerzo de fluencia en cortadura se define como: [7]

$$S_{sy} = 0.77 S_y \quad (6)$$

Para la Teoría de la Energía de la Distorsión, el factor de seguridad se expresa por: [7]

$$n = Ssy/\sigma' \quad (7)$$

En lo referente al aislamiento térmico, puede parecer que entre más grueso sea el aislante que se utilice en un dispositivo o tubería menor será la pérdida total de calor. Esto es cierto siempre para aislamientos planos pero no para aislamientos curvos, por lo que es necesario determinar un radio crítico. [5]

El radio crítico del aislamiento térmico requerido para un recipiente cilíndrico o tubería se define mediante la ecuación: [33]

$$r_c = K/h \quad (8)$$

Se debe mantener el radio crítico tan pequeño como sea posible, de manera que la aplicación del aislante térmico proporcione una reducción y no un aumento en la pérdida de calor por una tubería. Esto, obviamente, se puede lograr usando un material aislante de baja conductividad térmica. [33]

El coeficiente de transferencia de calor por convección h , se determina por medio del parámetro adimensional llamado Número de Nusselt, el cuál se expresa por la ecuación: [33]

$$N_u = h D / K \quad (9)$$

Para flujo de aire a través de un cilindro, McAdams [28] recomienda utilizar las relaciones siguientes:

$$N_u = 1.25(0.32 + 0.43Re^{0.52}), \text{ para } 0.1 < Re < 1000 \quad (10)$$

$$N_u = 0.3Re^{0.6}, \text{ para } 1000 < Re < 50000 \quad (11)$$

donde el número de Reynolds se expresa mediante la ecuación: [28]

$$Re = \rho V D / \mu \quad (12)$$

En todas las ecuaciones anteriores, las propiedades se deben determinar a la media aritmética entre las temperaturas del recipiente y del fluido. [28]

Para determinar el espesor óptimo del aislante a utilizar, puede analizarse la figura 7, para la cual el calor transferido, despreciando la resistencia térmica por radiación debido a que la diferencia de temperatura entre la superficie del aislante y el ambiente es pequeña, es: [33]

$$q = \frac{T_1 - T_a}{\frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi KL} + \frac{1}{hA}} \quad (13)$$

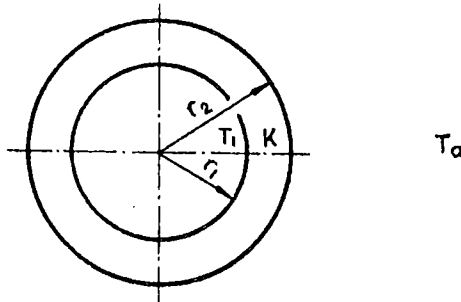


Figura 7. Sección transversal del tanque de almacenamiento del vapor. [5]

Para seleccionar este espesor, puede construirse una tabla variándolo y calculando la cantidad de calor transferido desde el recipiente hacia el ambiente mediante la ecuación (13) y tomar el más conveniente, valorando la reducción de la transferencia de calor, la existencia en el país del espesor analizado y el costo del mismo. [5]

Para el diseño del tanque de almacenamiento del vapor generado en el tubo absorbedor, debe tenerse en cuenta su función, aspectos de resistencia y soldabilidad del material, el fluido de trabajo, comodidad en el manejo e instalación de los diversos accesorios que deberán adaptarse y su mantenimiento. [5]

El material del cual se construye debe resistir la acción corrosiva del agua y del vapor, además de los esfuerzos a que estará sometido. [5]

El acero inoxidable posee excelentes propiedades anticorrosivas y buena resistencia a la tensión, pero presenta dificultades para ser soldado y, además, su precio es

considerablemente elevado. Una alternativa de solución es utilizar un acero al carbono, por ejemplo, un AISI 1018, el cual posee bajo costo, buena resistencia a la tensión y es fácil de soldar. Para disminuir los efectos corrosivos del vapor y del agua se le aplica pintura anticorrosiva a base de plata. [5]

Para dimensionar el recipiente debe tenerse en cuenta el volumen de agua contenido en el serpentín del precalentador solar. También se debe considerar que en el interior del tanque se instalan algunos dispositivos necesarios para su buen funcionamiento y para controlar su operación, por lo que debe proporcionar el espacio suficiente para manejar herramientas con facilidad en su interior.

Como se determinó, el volumen de agua contenido en el serpentín del precalentador solar es de 4.39 litros. Las dimensiones del tanque que permiten almacenar dicho volumen resultan muy pequeñas para lograr la instalación fácil de los dispositivos de operación y control y también sería difícil la limpieza y mantenimiento interno del mismo. Por estas razones, y aunque el volumen del tanque sea mucho mayor que el señalado, la longitud de éste es 0.35 m, con un diámetro de 0.3 m.

El espesor mínimo de la pared del tanque que debe cumplir con las normas de seguridad establecidas se determina aplicando el proceso inverso que se utiliza para encontrar los esfuerzos de fluencia, utilizando la Teoría de la Energía de la Distorsión y las ecuaciones para los recipientes de pared delgada sometidos a presión. Tal como se ha mencionado, el tanque se fabricará de acero AISI 1018, con una resistencia a la fluencia $S_y = 220.64$ MPa (32 Kpsi). [7]

La presión de operación puede fijarse en cualquier valor a través de la válvula de suministro. Si se trabaja con una presión máxima de operación de 172.3 KPa man. (25 Psig) el espesor de la pared mínimo del tanque de almacenamiento resulta de 0.872 mm.

Debe considerarse también otros factores para determinar el espesor, tales como la factibilidad de construcción, existencia del material con el espesor requerido, posibilidad y facilidad para adaptar los dispositivos de control y operación, posibilidad de soldar tuberías para adaptar los dispositivos, etc. Por tanto,

dado que el espesor calculado es muy pequeño para poder cumplir con las condiciones mencionadas, éste puede aumentarse a un valor apropiado. Por estas razones, el espesor del recipiente a emplear será de 3.175 mm (1/8 pulg.).

Para reducir la transferencia de calor del tanque hacia el exterior, éste debe ser cubierto con un aislante térmico. [5]

En primer lugar, se debe evaluar el radio crítico para determinar si la aplicación del aislante ayudará a disminuir la mencionada transferencia de calor. [5]

El coeficiente de transferencia de calor por convección debido a las corrientes de viento sobre el recipiente puede determinarse igualando la ecuación (9) con (10) o (11), dependiendo del número de Reynolds calculado.

Si se utiliza fibra de vidrio como aislante, cuya conductividad térmica es $K = 0.052 \text{ W/m-}^\circ\text{C}$, y considerando una temperatura ambiente $T_a = 27^\circ\text{C}$ y de saturación $T_{\text{sat.}} = 130^\circ\text{C}$ correspondiente a una presión de saturación de 273.7 KPa abs. (25 Psig), se obtiene un radio crítico de $6.65 \times 10^{-3} \text{ m}$.

Como r_c es menor que el radio del tanque, es conveniente aislarlo, reduciéndose así las pérdidas de calor a través del mismo.

El espesor óptimo del aislante a utilizar puede determinarse aplicando el procedimiento descrito, evaluando el calor transferido al ambiente mediante la ecuación (13), resultando un espesor de 25.4 mm (1 pulg.).

Para el correcto funcionamiento y operación del tanque se debe instalar en el mismo un visor de nivel, un manómetro, un termómetro y una válvula reguladora de presión y de suministro.

El visor del nivel (pieza 84) es necesario siempre que se diseñe un recipiente destinado a contener o almacenar un fluido para controlar el nivel del mismo en cualquier momento. Este visor se coloca en una pared vertical del recipiente, de tal manera que la parte superior del visor se comuniquen con la cámara de vapor y la inferior con la cámara de agua. El material del cual se construye este accesorio es vidrio pyrex, dada su resistencia a altas temperaturas. [5]

Ya que la presión de operación del sistema es pequeña, el

manómetro (82) a emplear en el tanque es de 206.64 KPa (30 psi) de capacidad.

El tanque de almacenamiento de vapor posee un control automático del nivel de agua (anexo 2), cuya función es accionar o desconectar la bomba según se alcance el nivel mínimo o máximo de agua dentro del recipiente, respectivamente.

La válvula reguladora de presión y suministro (pieza 83) permite el paso del vapor al condensador cuando se alcanza la presión de operación del sistema. Esta válvula puede regularse por medio de un tornillo con el cual se ajusta la presión que ejerce un resorte en su interior, pudiéndose establecer la presión de operación en un rango de 0 a 172.38 KPa man. (0 a 25 Psig).

La lámina 39 muestra en detalle el tanque de almacenamiento de vapor.

2.2. TUBERIAS Y MANGUERAS.

Debido a que el tubo absorbedor del concentrador no debe funcionar en ningún momento en seco, se debe alimentar el líquido desde el tanque de almacenamiento hacia el mismo. Para tal efecto, se tiene un sistema de tuberías y mangueras.

Es necesario realizar un análisis térmico para determinar si la utilización de un aislante reducirá la transferencia de calor desde estos elementos hacia el ambiente.

El radio crítico se determina mediante la expresión:

$$r_c = K/h \quad (8\text{-Repetida})$$

donde:

$$h = N_u K_A / D \quad (9\text{-Repetida})$$

$$N_u = 0.3 Re^{0.6} \quad (11\text{-Repetida})$$

$$Re = V D \rho / \mu \quad (12\text{-Repetida})$$

Considerando los valores de $D = 0.022$ m, $K = 0.052$ W/m-°K, $V = 5$ m/s y las propiedades del aire a 27°C, y sustituyendo valores en la ecuación (9-Repetida), se obtiene un valor de

$h = 71 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{K}$, resultando de la ecuación (8-Repetida):

$$r_c = 7.32 \times 10^{-4} \text{ m.}$$

Como r_c es menor que el radio de la tubería, es conveniente utilizar un aislante alrededor de la misma para reducir las pérdidas de calor a través de ellas.

Las mangueras, al igual que la tubería rígida, tienen la función de transportar un fluido, pero poseen la ventaja de ser flexibles y absorber vibraciones.

La manguera debe seleccionarse de acuerdo a las condiciones de su aplicación y protegerse contra los efectos de temperatura, presión y corrosión. [34]

La presión de trabajo de las mangueras debe limitarse a la cuarta parte de la cantidad de presión necesaria para reventarla. [34]

Las mangueras pueden clasificarse en función de:

- El material.
- El tipo de servicio.
- La presión.
- El tipo de estructura. [34]

Sin embargo, también se clasifican como:

- No metálicas.
- No metálicas reforzadas.
- Metálicas. [34]

La tubería que se utiliza en el sistema es de acero galvanizado de 12.7 mm (1/2 pulg.) de diámetro nominal. Las mangueras son de tipo no metálicas reforzadas codificadas como T312, la cual trabaja dentro de un margen desde -40 hasta 135°C y soporta una presión de trabajo de 2413.25 KPa (350 Psi).

2.3. RESUMEN.

El tanque de almacenamiento del vapor es un dispositivo sometido a presión cuya función es la de mantener inundado el tubo absorbedor, alcanzar la presión y temperatura de operación y almacenar el vapor generado por el sistema.

Para el diseño de este elemento se utiliza la Teoría de la Energía de Distorsión y se tiene en cuenta aspectos como la soldabilidad del material, el fluido de trabajo, la comodidad en el manejo e instalación de los accesorios y su mantenimiento.

Para determinar si la aplicación de un aislante contribuirá a disminuir las pérdidas de calor se evalúa el radio crítico. Esta misma situación se aplica a las tuberías y mangueras. Si se determina que la aplicación del aislante es favorable, se debe calcular el espesor óptimo del mismo considerando la relación existente entre su costo y la disminución correspondiente de las pérdidas.

Las tuberías y mangueras en el sistema poseen la función de transportar el agua desde el tanque de almacenamiento hacia el tubo absorbedor así como también el vapor desde el absorbedor hacia el tanque. En el capítulo siguiente se presenta los aspectos referentes al diseño del mecanismo de seguimiento del movimiento aparente del sol.

CAPITULO TRES:

**SISTEMA DE SEGUIMIENTO
DEL MOVIMIENTO APARENTE
DEL SOL.**

3. SISTEMA DE SEGUIMIENTO DEL MOVIMIENTO APARENTE DEL SOL.

Cuando se diseña cualquier sistema que involucre a los colectores concentradores, es necesario considerar un mecanismo de orientación apropiado mediante el cual pueda mantenerse siempre enfocada la radiación solar hacia el absorbedor del colector, ya que estos dispositivos son capaces de aprovechar únicamente la componente directa de la misma.

Del correcto funcionamiento del mecanismo de orientación y seguimiento, depende en gran medida el aprovechamiento de la energía que pueden proporcionar los colectores concentradores. Es por eso que debe prestarse especial atención en el diseño y construcción del mismo.

En este capítulo se detalla claramente la función del mecanismo de seguimiento del movimiento aparente del sol dentro del sistema de generación de vapor y se presentan los aspectos que permitirán diseñarlo apropiadamente. Así mismo, se describe el tipo de mecanismo utilizado, detallando cada uno de los elementos que lo conforman.

Debe señalarse que para el diseño de este dispositivo, así como para los anteriores, se ha considerado las diferentes limitaciones de carácter técnico y económico que existen en el país, de tal manera que pueda ser construido con los recursos disponibles.

3.1. MECANISMO DE SEGUIMIENTO.

Los concentradores con receptores mucho más pequeños que el área de apertura son efectivos solamente con radiación directa, por lo que la orientación del concentrador es importante, requiriéndose de un sistema de seguimiento del movimiento aparente del sol para este tipo de colectores. [26]

El sistema óptico lineal o cilíndrico enfocará la radiación directa al receptor sólo si el sol se encuentra ubicado en la dirección del plano central del concentrador, esto es, el plano que incluye el eje focal y la línea del vértice del reflector. Para este tipo de sistema, es posible girar el reflector alrededor

de un eje simple y lograr este requerimiento. [26]

En el sistema presentado, el eje de rotación del reflector está orientado de Norte a Sur, con ajuste continuo a razón de 15° /hora para compensar el cambio horario de la posición del sol, lográndose ésto mediante un mecanismo de seguimiento de tipo programado basado en un mecanismo de reloj operado por un peso y controlado por un péndulo y una rueda de escape. [4, 22]

Las partes más importantes que conforman este mecanismo son:

- Ruedas dentadas.
- Ancora.
- Rueda de escape.
- Péndulo.

Referente al áncora y rueda de escape, en la sección 6.7.3 de la referencia bibliográfica NQ. 5 se detallan claramente los aspectos teóricos, así como también la forma de trazado del conjunto Ancora-Rueda de escape, por lo que en esta sección sólo se retoman los aspectos referentes a las ruedas dentadas y el péndulo.

Las ruedas dentadas son elementos que tienen por objeto transmitir un movimiento de rotación entre dos árboles o ejes. [5]

Las relaciones fundamentales empleadas para el diseño de las ruedas dentadas son: [7]

$$d = m.z \quad (14)$$

$$h = 2.25 m \quad (15)$$

$$d_e = (z + 2)m \quad (16)$$

$$e = P/2 \quad (17)$$

$$p = \pi.m \quad (18)$$

$$c = (d_1 + d_2)/2 \quad (19)$$

Otro concepto importante empleado en las transmisiones mediante ruedas dentadas es la llamada relación de transmisión o valor del tren, y que se expresa mediante la relación: [7]

$$i = \frac{\text{Producto de los números de dientes de las ruedas impulsoras}}{\text{Producto de los números de dientes de las ruedas impulsadas}} \quad (20)$$

o también, en función de las rpm de entrada y salida:

$$i = \frac{n \text{ salida}}{n \text{ entrada}} \quad (21)$$

El péndulo es el órgano regulador del sistema de escape de los dispositivos de relojería. El sistema de escape tiene la función de regular la marcha del tren de ruedas dentadas y hacer que éste tenga un movimiento constante. [22]

El péndulo simple o ideal es el compuesto por un cuerpo pesado y esférico suspendido de un hilo (de peso despreciable) y que se encuentra trabajando en el vacío, es decir, las leyes que rigen su funcionamiento sólo se emplean cuando el péndulo no es influenciado ni por la resistencia del aire ni por el peso del hilo que lo sostiene (Fig.8).[22]

En un péndulo simple con una amplitud θ menor que 10° , el período T (tiempo requerido para que el sistema efectúe un ciclo completo de movimiento) puede expresarse como: [20]

$$T = 2\pi\sqrt{\frac{L}{g}} \quad (22)$$

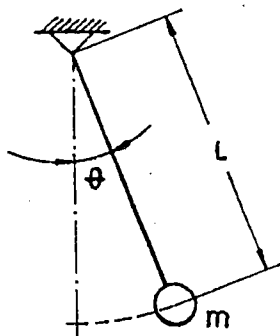


Figura 8. Péndulo simple. [20]

Por otra parte, el péndulo compuesto es uno formado por una varilla A y un peso B (figura 9), los cuales sustituyen al péndulo simple en las aplicaciones prácticas. Este péndulo no trabaja en el vacío y está expuesto al rozamiento del aire. [22]

Para poder dimensionar un péndulo compuesto es necesario definir el llamado centro de oscilación o percusión. Este es el punto de aplicación de la resultante de todas las fuerzas que tienden a imprimir una rotación al cuerpo alrededor de cierto eje. [16]

El tiempo que emplea un péndulo simple en hacer sus oscilaciones es igual al que emplea uno compuesto, tomando como longitud el centro de oscilación. [22]

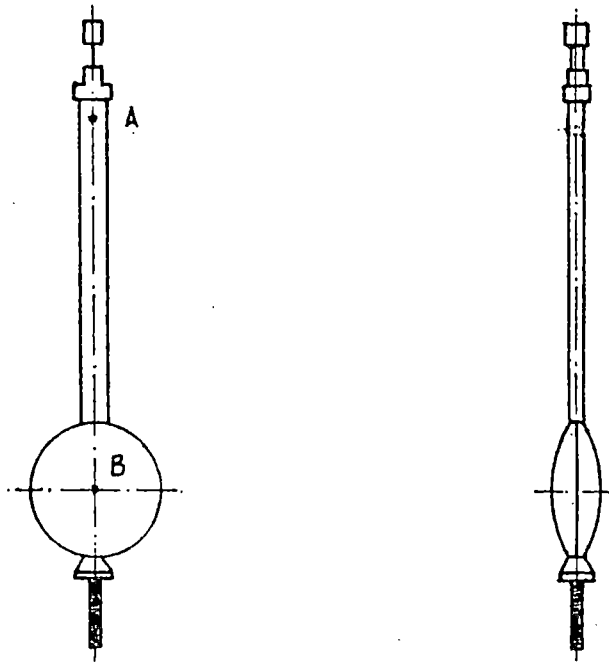


Figura 9. Péndulo compuesto. [22]

La distancia desde el eje de suspensión del péndulo compuesto a su centro de oscilación puede determinarse a través de la ecuación (22) o mediante la expresión: [16]

$$l = I / (m \times o) \quad (23)$$

Para poder dimensionar apropiadamente las diferentes partes que lo forman, es necesario establecer ciertos puntos de partida que permitirán realizar el análisis y determinar las dimensiones

principales de los componentes.

En primer lugar, es necesario establecer la velocidad a la que trabajará el eje de la rueda de escape. Este valor se fija en 1 rpm y dado que la rueda de escape posee 30 dientes, el período de oscilación del péndulo es de 2 segundos. Entonces, la distancia desde el eje de suspensión del péndulo a su centro de oscilación puede encontrarse empleando la ecuación (23), resultando:

$$l = 0.994 \text{ m}$$

La determinación de la localización del centroide del disco y de la longitud de la varilla se logra calculando los momentos de inercia respecto al eje de suspensión tanto de la varilla como del disco, tomando como punto de partida las dimensiones de la figura (10). Así, los resultados son:

$$d_1 = 106.1 \text{ cm}$$

$$L = 116.6 \text{ cm}$$

En cuanto a las ruedas dentadas, habiéndose establecido la velocidad del eje de la rueda de escape en 1 rpm ($21600^\circ/\text{hr}$) y sabiendo que lo esperado es que el colector concentrador gire a una velocidad de $15^\circ/\text{hr}$, se puede utilizar la ecuación (21) para determinar el valor del tren, resultando:

$$i = 0.000694$$

Por facilidad de construcción y economía de recursos, el mecanismo de transmisión del movimiento se diseña con ruedas impulsoras de igual número de dientes, lo mismo que las impulsadas. La razón principal de esto es que para fabricar ruedas dentadas es necesario utilizar diferentes números de fresas modulares, dependiendo del número de dientes a construir con cada una de ellas. Entonces, para la construcción de las ruedas dentadas se selecciona un módulo igual a 2, ya que si se elige uno mayor las dimensiones aumentan, resultando las ruedas impulsoras demasiado grandes y, por consiguiente, más pesadas. Si se elige un

módulo más pequeño las dimensiones de las ruedas impulsoras resultan demasiado pequeñas, dificultándose así su construcción.

Una relación que cumple aproximadamente el valor de i es la que resulta de seleccionar 5 pares de ruedas, considerando las impulsoras con 14 dientes y las impulsadas con 60, resultando:

$$i = 0.000692$$

Los resultados obtenidos al utilizar las ecuaciones 14 a 19 se presentan en la tabla 5.

Tabla 5. Dimensiones de las ruedas dentadas.

RUEDAS	Z	m (mm)	d (mm)	h (mm)	de (mm)	e (mm)	p (mm)	c (mm)
Impulsoras	14	2	28	4.5	32	3.14	6.28	74
Impulsadas	60		120		124			

Debido a que en las transmisiones por ruedas dentadas existen las fricciones por deslizamiento y rodadura, se debe seleccionar materiales cuyos coeficientes de fricción sean pequeños. El conjunto acero-aleaciones de bronce cumplen con esta condición.

En la lámina 18 se puede apreciar el mecanismo de seguimiento del sistema. Los cojinetes de deslizamiento (pieza 46) en los que se apoyan los ejes de acero (piezas 39 a 45) de las ruedas dentadas son de bronce fosfórico, con el objeto de reducir la fricción entre ambos elementos. Estos casquillos de bronce pueden ser lubricados a través del agujero realizado en la parte superior de cada uno de ellos.

Las ruedas dentadas, rueda de escape (pieza 37), áncora (pieza 38) y conector del desplazamiento del péndulo (pieza 48), así como otras partes del sistema, están acoplados a sus ejes respectivos mediante pasadores elásticos (pieza 54). Una vez montado, el pasador presiona y se fija uniformemente a las paredes del agujero que lo contiene debido a su elasticidad. Las mayores ventajas de este tipo de pasador estriban en que no se necesita demasiada

presión ni acabado superficial del agujero donde se aloja, como en el caso de pasadores rectificadas. [21]

Es necesario destacar la importancia que tiene la puesta a punto del sistema, especialmente lo que se refiere al mecanismo de escape. En ese sentido, la penetración que tienen las paletas de entrada y salida del áncora con la rueda de escape debe ser la apropiada; si ésta fuese excesiva o deficiente, se puede corregir el problema elevando o descendiendo el eje (pieza 45) que soporta al áncora, a través de los cojinetes deslizantes que lo sostienen, desplazando estos últimos en las ranuras realizadas para tal fin en el marco (pieza 27), pero controlando siempre la perfecta nivelación del eje. También se puede regular el centrado de las paletas del áncora mediante las piezas (48) y (65) a través del tornillo y tuerca que las une.

El disco del péndulo descansa sobre la pieza (69), apropiada a la forma que éste posee y puede regularse la posición de su centroide a través de la rosca realizada en la varilla (pieza 63) y la tuerca (pieza 70). Esto último sirve para hacer más rápido o más lento el período del péndulo, según se requiera, ya que se altera la longitud del mismo.

El mecanismo de seguimiento funciona mediante un peso suspendido de un cable cuyo extremo se encuentra unido al tambor (pieza 28) y arrollado al mismo.

El peso transmite una fuerza al sistema de engranes a través del cable. Debido a la configuración del tren de ruedas dentadas, esta fuerza se modifica y transmite a todo el sistema hasta llegar a la rueda de escape. La velocidad de rotación apropiada del concentrador se logra a través del péndulo que regula, en base a su período, la velocidad de giro de la rueda de escape y por consiguiente, de todo el tren de ruedas, ya que detiene momentáneamente a la rueda de escape a través del conector y del áncora, mientras realiza su recorrido. Cuando el péndulo acciona el áncora y la pone en movimiento, deja en libertad un sólo diente de la rueda de escape, transmitiéndose este pequeño movimiento a través de todo el tren de ruedas del sistema. Este proceso se repite con cada oscilación del péndulo.

3.2. RESUMEN.

El mecanismo de seguimiento del movimiento aparente del sol es el dispositivo que permite el enfoque continuo del colector concentrador hacia el sol, debido a que los colectores concentradores solamente pueden aprovechar la radiación solar directa.

Este mecanismo ha sido programado para orientar el concentrador a razón de 15° /hora con el fin de compensar el cambio horario de la posición del sol. Esto se logra mediante un conjunto de ruedas dentadas y un sistema de escape controlado por el movimiento de un péndulo y accionado por un peso.

En el siguiente capítulo se presenta los modelos matemáticos que permiten predecir el comportamiento térmico del precalentador, colector concentrador, tanque de almacenamiento y del sistema de tuberías y mangueras.

1077

1077

CAPITULO CUATRO:

BALANCE ENERGETICO DEL SISTEMA
DE GENERACION DE VAPOR
EN CONDICIONES DE OPERACION
DE ESTADO ESTABLE.

4. BALANCE ENERGETICO DEL SISTEMA DE GENERACION DE VAPOR EN CONDICION DE OPERACION DE ESTADO ESTABLE.

En la Referencia Bibliográfica No. 5 se definen la mayor parte de las ecuaciones, necesarias para predecir el comportamiento térmico del sistema. Tomando como base estas formulaciones teóricas, en el presente capítulo se hace una recopilación de las mismas para luego realizar los modelos matemáticos correspondientes.

Debido a que el análisis resulta largo y tedioso se han elaborado programas de computadora para facilitar los cálculos. Dichos programas se han hecho de manera que describan el comportamiento individual de cada dispositivo, por lo que se presenta en primer lugar el balance energético del Precalentador, luego del Colector Concentrador, el Tanque de almacenamiento y el Sistema de Tuberías y Mangueras.

4.1. PRECALENTADOR SOLAR DE AGUA.

El análisis para evaluar el comportamiento térmico de los colectores solares de placa plana ha sido abordado ampliamente por muchos investigadores. La referencia bibliográfica N^o 9 ha servido de guía para elaborar el método de análisis aplicado al precalentador, el cual se resume a continuación, presentándose las ecuaciones que intervienen en el programa de computadora respectivo.

$$Q_u = A_p F_R [S - U_L (T_{fi} - T_a)] \quad (24)$$

$$F_R = \frac{\dot{m} C_p}{A_p U_L} \left[1 - e^{-\frac{A_p U_L F'}{\dot{m} C_p}} \right] \quad (25)$$

$$F' = \frac{\frac{1}{U_L}}{W \left[\frac{1}{U_L (D_o + (W - D_o) F)} + \frac{1}{C_b} + \frac{1}{\pi D_f h_{fi}} \right]} \quad (26)$$

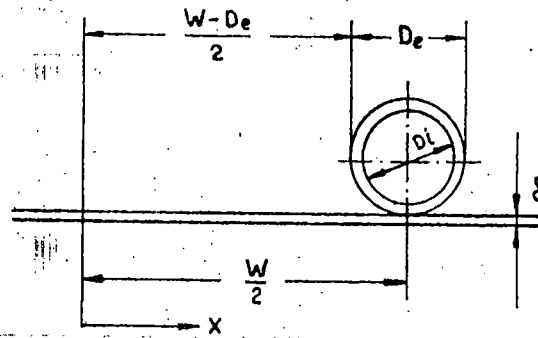


Figura 11. Configuración de aleta. [9]

$$C_b = \frac{1}{Lg} \left(\frac{A_c}{A} + \frac{2K_A K_t}{K_A + K_t} + \frac{A_v K_A}{A} \right) \quad (27)$$

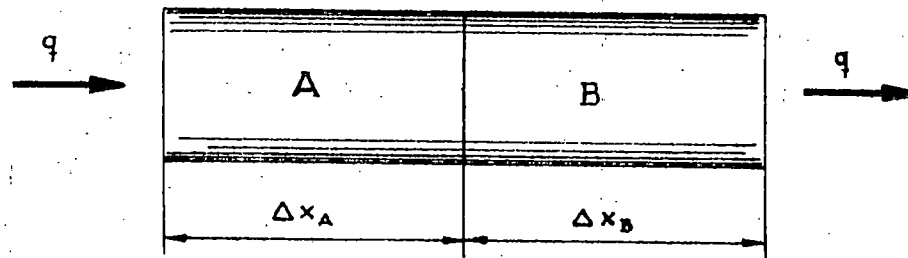


Figura 12. Situación física del efecto de la resistencia térmica de contacto. [33]

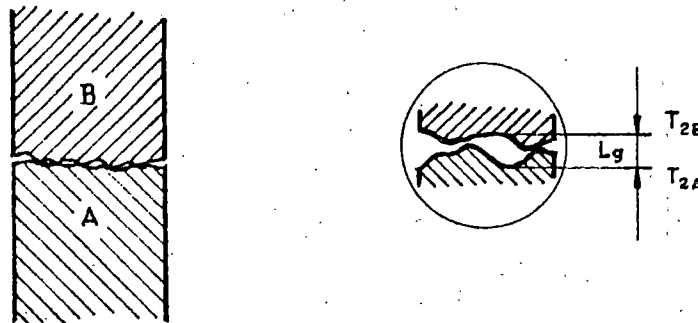


Figura 13. Modelo de unión rugosa para el cálculo de C_b . [33]

$$A = A_c + A_v \quad (28)$$

$$F = \frac{\tanh\left[\frac{m(W - D_o)}{2}\right]}{\frac{m(W - D_o)}{2}} \quad (29)$$

$$m = \sqrt{\frac{U_L}{K_t \delta}} \quad (30)$$

$$h_{fi} = Nu K_f / D_i \quad (31)$$

$$Nu = c(GrPr)^n \quad (32)$$

$$c = 0.59 ; n = 1/4 , \text{ para } 10^4 < GrPr < 10^9$$

$$c = 0.13 ; n = 1/3 , \text{ para } 10^9 < GrPr < 10^{12}$$

$$Gr = g\beta(T_{pm} - T_{fm})[D_i^3 / \nu^2] \quad (33)$$

$$U_L = U_e + U_b + U_t \quad (34)$$

$$U_e = U_{Lat} [A_L / A_p] \quad (35)$$

$$U_{Lat} = \frac{K_m}{L_{m2}} + \frac{K}{L_{f2}} \quad (36)$$

$$U_b = \frac{L_s}{K_s} + \frac{L_{m1}}{K_m} + \frac{L_{f1}}{K} \quad (37)$$

$$U_t = \left[\frac{N}{\frac{c}{T_p} \left[\frac{T_p - T_a}{N_{tf}} \right]^{\sigma}} + \frac{1}{h_v} \right]^{-1} +$$

$$\frac{\sigma(T_{pm} + T_a)(T_{pm}^2 + T_a^2)}{(e_p + 0.00591Nh_v)^{-1} + \frac{2N_{tf} - 1 + 0.133e_p}{e_g} - N} \quad (38)$$

$$c = 520(1 - 0.000051\beta^2), \text{ para } 0^\circ < \beta < 70^\circ \quad (39)$$

$$\text{Para } 70^\circ < \beta < 90^\circ \text{ usar } \beta = 70^\circ$$

$$f = (1 + 0.089h_w - 0.1166h_w \epsilon_p)(1 + 0.07866 N) \quad (40)$$

$$e = 0.43(1 - 100/T_{pm}) \quad (41)$$

$$h_w = 5.7 + 3.8V \quad (42)$$

$$S = 1.02 G_{av} \tau_c \alpha_s \quad (43)$$

$$G_{av} = G_o R_b k_t \quad (44)$$

$$G_o = 1353(1 + 0.033 \cos(360n/365))(\text{Sen}L \text{Sen}\delta + \text{Cos}L \text{Cos}\delta \text{Cos}H_s) \quad (45)$$

$$H_s = (12 - h)15 \quad (46)$$

$$\delta = 23.45 \text{Sen}\{360(284 + n)/365\} \quad (47)$$

$$k_t = a + b(N_{av}/N) \quad (48)$$

Para San Salvador, $a = 0.407$ y $b = 0.28$

$$N = (2/15) \cos^{-1}[-\tan L \tan \delta] \quad (49)$$

$$R_b = \frac{[\text{Cos}(L - \beta) \text{Cos}\delta \text{Cos}H_s + \text{Sen}(L - \beta) \text{Sen}\delta]}{[\text{Cos}L \text{Cos}\delta \text{Cos}H_s + \text{Sen}L \text{Sen}\delta]} \quad (50)$$

$$T_{pm} = T_{fi} + \frac{Q_u(1 - FR)}{A_p U_L FR} \quad (51)$$

El resultado de la ecuación (51) se compara con la temperatura de la placa asumida; si no son iguales, se toma el último valor calculado y se realiza el análisis expuesto hasta que no existe variación entre ambas.

4.1.1. DESCRIPCION DEL PROGRAMA.

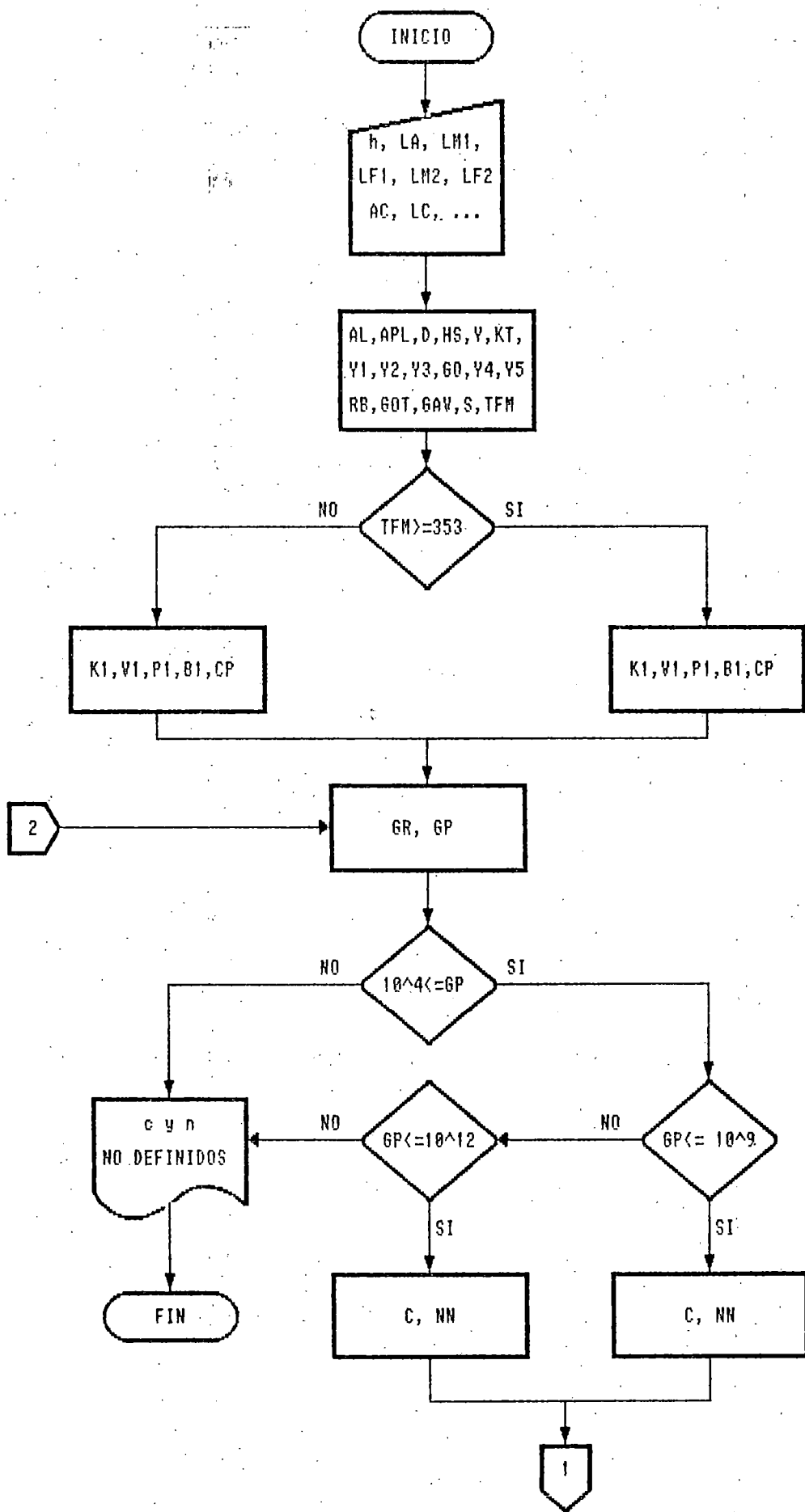
Se trata de un programa elaborado en lenguaje BASIC, el cual tiene como objetivo calcular la temperatura media de placa y el calor útil del precalentador, por medio de un proceso iterativo.

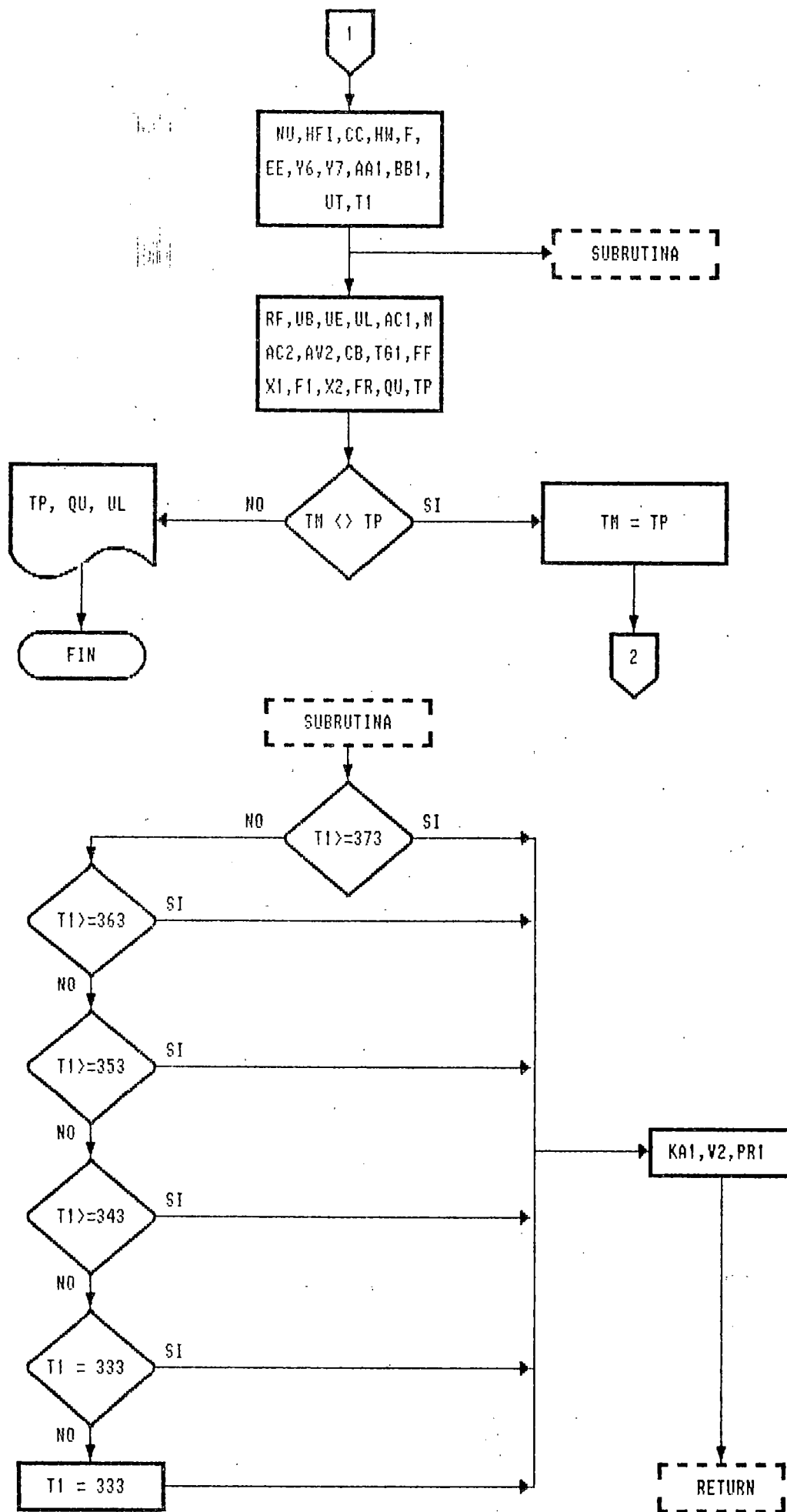
Básicamente, el programa consta de cinco áreas importantes; en la primera se introducen todos los datos necesarios para poder realizar los cálculos.

En la segunda parte se calcula la declinación solar, el ángulo solar horario, la radiación directa horaria sobre una superficie horizontal en condiciones de cielo claro, etc., para completar el cálculo de la radiación solar absorbida por unidad de área de apertura no sombreada.

En la tercera parte se realiza el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección desde las paredes del tubo hacia el fluido en su interior; para ello, se determinan las propiedades físicas del agua a la media aritmética de las temperaturas entre la entrada y la salida del precalentador.

En la cuarta parte se calcula el coeficiente global de pérdidas de calor hacia el ambiente, evaluándose primero los coeficientes de pérdida en el frente, los laterales y el fondo. Luego, en la quinta parte se realiza el proceso iterativo en donde compara la temperatura de placa que se asume con la calculada.





4.1.3. DEFINICION DE VARIABLES.

A(a)	:	Constante para el cálculo del índice de claridad K_t .
AA1	:	Variable utilizada en la reducción de la ecuación de U_t .
AC(A _c)	:	Ancho del colector (m).
AC1	:	Area de contacto total entre placa y tubo (m^2).
AC2(A _c)	:	Area real de contacto entre placa y tubo (m^2).
AL	:	Area total lateral del colector (m^2).
AP	:	Ancho de placa absorbadora (m).
APL(A _p)	:	Area de placa absorbadora (m^2).
AP1(α_p)	:	Absorbencia del recubrimiento de la placa absorbadora.
AV2(A _v)	:	Area de vacío entre placa y tubo (m^2).
B(β)	:	Inclinación del colector ($^\circ$).
B1(β)	:	Coefficiente de expansión térmica del agua ($1/^\circ K$).
BB(b)	:	Constante para cálculo de k_t .
BB1	:	Variable utilizada en la reducción de la ecuación de U_t .
C(c)	:	Constante para calcular Nusselt.
CB(C _b)	:	Coefficiente de transferencia térmica en la superficie de contacto ($W/m^2-^\circ K$).
CC(c)	:	Variable que intervine en el cálculo de U_t .
CP(C _p)	:	Calor específico a presión constante ($J/Kg-^\circ K$).
D(δ)	:	Declinación del sol ($^\circ$).
DE(D _o)	:	Diámetro exterior del tubo (m).
DI(D _i)	:	Diámetro interior del tubo (m).
E(e)	:	Variable que interviene en el cálculo de U_t .
EC	:	Espaciamiento entre cubiertas transparentes (m).
EG(ϵ_g)	:	Emisividad del vidrio (adimensional).
EP(ϵ_p)	:	Emisividad del recubrimiento de la placa(adimensional).
EPA(δ)	:	Espesor de la placa absorbadora (m).
F(f)	:	Variable que interviene en el cálculo de U_t .
F1(F')	:	Factor de eficiencia del colector.
FF(F)	:	Factor de eficiencia de aleta.
FM(\dot{m})	:	Flujo de masa en el precalentador (Kg/s).

- FR(F R) : Factor de remoción de calor.
- GAV(G av) : Radiación solar que incide sobre un plano horizontal en la superficie terrestre (W).
- GO(G o) : Radiación solar que incide sobre una superficie horizontal fuera de la atmósfera para cualquier tiempo entre la salida y puesta del sol (W).
- GOT : Variable para reducir la ecuación de G_{av} .
- GP(GrPr) : Producto Grashof-Prandtl.
- GR(Gr) : Número de Grashof (adimensional).
- HC : Altura del colector (m).
- HFI(h fi) : Coeficiente de transferencia de calor por convección desde el absorbedor hacia el fluido de trabajo ($W/m^2-^{\circ}K$).
- HS(H s) : Angulo solar horario ($^{\circ}$).
- HW(h w) : Coeficiente convectivo debido a corrientes de viento ($W/m^2-^{\circ}K$).
- K : Conductividad térmica de la fibra de vidrio ($W/m-^{\circ}K$).
- K1(K f) : Conductividad térmica del agua ($W/m-^{\circ}K$).
- KA(K a) : Conductividad térmica del aire ($W/m-^{\circ}K$).
- KB(K t) : Conductividad térmica del cobre ($W/m-^{\circ}K$).
- KM(K m) : Conductividad térmica de la madera ($W/m-^{\circ}K$).
- KP : Conductividad térmica del hierro ($W/m-^{\circ}K$).
- KT(k t) : Índice de claridad.
- L : Latitud local ($^{\circ}$).
- LA(L a) : Espesor de la capa de aire bajo la placa (m).
- LC : Longitud del colector (m).
- LF1(L f1) : Espesor de la fibra de vidrio en el fondo (m).
- LF2(L f2) : Espesor de la fibra de vidrio lateral (m).
- LG(L g) : Rugosidad del cobre (m).
- LM1(L m1) : Espesor de la madera bajo la placa (m).
- LM2(L m2) : Espesor de la madera en los laterales (m).
- LP(L p) : Longitud de placa absorbedora (m).
- M : Variable que interviene para calcular F.
- N(n) : n-ésimo día del año.
- N1(N) : Número de cubiertas transparentes.
- NAV(N av) : Promedio de horas de brillo solar para el mes de

- pruebas (anexo 1).
- NN(n) : Constante para cálculo de Nusselt (adimensional).
- NU(N_u) : Número de Nusselt (adimensional).
- Pl(Pr) : Número de Prandtl (adimensional).
- QU(Q_u) : Calor útil del precalentador (W).
- RB(R_b) : Razón de la radiación solar sobre una superficie inclinada respecto a la radiación sobre una superficie horizontal con cielo claro (adimensional).
- RF : Resistencia total a la transferencia de calor por el fondo del precalentador ($m^2 \cdot ^\circ K/W$).
- S : Radiación solar absorbida por unidad de área de colección no sombreada del precalentador (W/m^2).
- TC(τ_c) : Transmisividad de la cubierta transparente (adimensional).
- TA(T_a) : Temperatura ambiente ($^\circ K$).
- TFI(T_{fi}) : Temperatura del fluido a la entrada del precalentador ($^\circ K$).
- TFO(T_{fo}) : Temperatura del fluido a la salida del precalentador ($^\circ K$).
- TFM(T_{fm}) : Temperatura media del fluido entre la entrada y la salida del precalentador ($^\circ K$).
- TM(T_{pm}) : Temperatura media de placa asumida ($^\circ K$).
- TP(T_{pm}) : Temperatura media de placa calculada ($^\circ K$).
- UB(U_b) : Coeficiente global de pérdidas de calor por el fondo ($W/m^2 \cdot ^\circ K$).
- UE(U_e) : Coeficiente global de pérdidas de calor laterales ($W/m^2 \cdot ^\circ K$).
- UL(U_L) : Coeficiente global de pérdidas de calor ($W/m^2 \cdot ^\circ K$).
- UT(U_t) : Coeficiente global de pérdidas de calor frontales ($W/m^2 \cdot ^\circ K$).
- V : Velocidad del viento (m/s).
- VI(v_f) : Viscosidad cinemática del agua (m^2/s).
- W : Espaciamiento entre tubos (m).
- Y(N) : Número de horas teóricas del brillo solar (hr).

4.1.4. PROGRAMA.

```

2  REM "BALANCE DE ENERGIA DEL PRECALENTADOR"
5  INPUT "HORA"; h
10 INPUT "ESPESOR DE LA CAPA DE AIRE BAJO LA PLACA (m)"; LA,
    "ESPESOR DE LA MADERA BAJO LA PLACA (m)"; LM1, "ESPESOR DEL
    AISLANTE EN EL FONDO (m)"; LF1, "ESPESOR DE LA MADERA EN LOS
    LATERALES (m)"; LM2, "ESPESOR DEL AISLANTE LATERAL (m)"; LF2,
    "ANCHO DEL COLECTOR (m)"; AC, "LONGITUD DEL COLECTOR (m)";
    LC, "ALTURA DEL COLECTOR (m)"; HC
15 INPUT "ESPACIO ENTRE CUBIERTAS TRANSPARENTES (m)"; EC,
    "ESPESOR DE LA PLACA ABSORBEDORA (m)"; EPA, "DIAMETRO
    EXTERIOR DEL TUBO (m)"; DE, "DIAMETRO INTERIOR DEL TUBO (m)";
    DI, "ESPACIAMIENTO ENTRE TUBOS (m)"; W, "ANCHO DE PLACA
    ABSORBEDORA (m)"; AP, "LONGITUD DE PLACA ABSORBEDORA (m)";
    LP, "LATITUD LOCAL (°)"; L, "INCLINACION DEL COLECTOR (°)"; B
20 "n-ESIMO DIA"; N, "CONDUCTIVIDAD TERMICA DEL AISLANTE (W/m2-°k)";
    K, "CONDUCTIVIDAD TERMICA DEL HIERRO (W/m2-°k)"; KP,
    "CONDUCTIVIDAD TERMICA DEL COBRE (W/m2-°k)"; KB,
    "CONDUCTIVIDAD TERMICA DE LA MADERA (W/m2-°k)"; KM,
    "EMISIVIDAD DEL RECUBRIMIENTO DE LA PLACA"; EP
25 INPUT "RUGOSIDAD DEL COBRE (m)"; LG, "EMISIVIDAD DEL VIDRIO";
    EG, "TRANSMISIVIDAD DEL VIDRIO"; TC, "VELOCIDAD DEL VIENTO
    (m/s)"; V, "NUMERO DE CUBIERTAS TRANSPARENTES"; N1, "PROMEDIO
    DE HORAS DE BRILLO SOLAR (ANEXO 1)"; NVA, "ABSORBENCIA DEL
    RECUBRIMIENTO DE LA PLACA"; AP1, "TEMPERATURA AMBIENTE (°K)";
    TA, "TEMPERATURA DEL FLUIDO A LA ENTRADA (°K)"; TFI,
    "TEMPERATURA DEL FLUIDO A LA SALIDA (°K)"; TFO, "FLUJO DE
    MASA (Kg/s)"; FM, "CTE. PARA EL CALCULO DE Kt"; A, "CTE.
    PARA EL CALCULO DE Kt"; BB, "TEMPERATURA MEDIA DE PLACA
    ASUMIDA (°K)"; TM
30 AL = 2*HC*(LC + AC): APL = LP*AP
40 D = 23.45*SIN(360*(284 + N)/365)
50 HS = (12 - h)*15: Y = 2*ACS(-TANL*TAND)/15: KT = A +
    BB*NAV/Y: Y1 = 1 + 0.033*COS(360*N/365): Y2 = SINL*SIND:
    Y3 = COSL*COSD*COSHS
60 GO = 1353*Y1*(Y2 + Y3): Y4 = COS(L - B)*COSD*COSHS: Y5 =

```

```

SIN(L - B)*SIND: RB = (Y4 + Y5)/(Y3 + Y2): GOT = GO*RB: GAV =
GOT*KT: S = 1.02*GAV*TC*AP1
70 TFM = (TFI + TFO)/2
75 REM "CALCULO DE hfi"
80 IF TFM >= 353 THEN 100
90 K1 = -7E-4*TFM + 0.9091: VI = 5E-9*TFM - 1.35E-6: PI =
0.35*TFM - 9.775: B1 = -6.2E-6*TFM + 2.7586E-3: CP = -0.8*TFM
+ 4469.4: GOTO 110
100 K1 = -7E-4*TFM + 0.9231: V1 = 3.9E-9*TFM - 1.0507E-6: P1 =
0.026*TFM - 7.208: B1 = -6.3E-6*TFM + 2.9189E-3: CP = -1.3*TFM
+ 4666.9
110 GR = 9.81*B1*(TM - TFM)*DI^3/V1^2: GP = P1*GR
120 IF 10^4 <= GP THEN 140
130 PRINT "c Y n NO ESTAN DEFINIDOS PARA GrPr": END
140 IF GP <= 10^9 THEN C = 0.59: NN = 0.25: GOTO 170
150 IF GP <= 10^12 THEN C = 0.13: NN = 1/3: GOTO 170
160 GOTO 130
170 NU = C*GP^NN: HFI = K1*NU/DI: CC = 520*(1-0.000051*B^2): HW =
5.7 + 3.8*V: F = (1 + 0.89*HW - 0.1166*HW*EP)*(1 +
0.07866*N1): EE = 0.43*(1 - 100/TM): Y6 = 5.67E-8*(TM
+ 7A)*(TM^2 + TA^2): Y7 = (EP + 0.00591*N1*HW)^(-1)
180 AA1 = (N1/(CC/TM*((TM - TA)/(N1 + F))^EE) + 1/HW)^(-1): BB1 =
Y6/(Y7 + (2*N1 + F - 1 + 0.133*EP)/EG - N1): UT = AA1 + BB1:
T1 = TM: GOSUB 1500
185 REM "CALCULO DEL CALOR UTIL Y TEMPERATURA MEDIA DE PLACA"
190 RF = LA/KA1 + LM1/KM + LF1/K: UB = 1/RF: UE = (KM/LM2 +
K/LF2)*AL/APL: UL = UB + UT + UE
200 AC1 = PI*LP*0.75: AC2 = 0.45*AC1: AV2 = 0.55*AC1: CB =
1/LG*(AC2*2*KP*KB/(AC1*(KP + KB)) + AV2*KA1/AC1)
210 M = SQR(UL/(KP*EPA)): TG1 = M*(W - DE)/2: FF =
HYPTAN(TG1)/TG1: X1 = 1/(UL*(DE + (W - DE)*FF)): F1 =
(1/UL)/(W*(X1 + 1/CB + 1(PI*DI*HFI)))
220 X2 = APL*UL*F1/(FM*CP): FR = FM*CP*(1-EXP(-X2))/(APL*UL): QU
= APL*FR*(S - UL*(TFI - TA))
230 TP = TFI + QU*(1 - FR)/(APL*UL*FR)
235 REM "PROCESO ITERATIVO"
240 IF TM <> TP THEN TM = TP: GOTO 110

```

```

250 PRINT "TP="; TP, "QU="; QU, "UL="; UL
260 END
1500 IF T1 => 373 THEN 1560
1510 IF T1 => 363 THEN 1570
1520 IF T1 => 353 THEN 1580
1530 IF T1 => 343 THEN 1590
1540 IF T1 => 333 THEN 1600
1550 T1 = 333: GOTO 1540
1560 KA1 = 6.5E-5*T1 + 0.007855: V2 = 0.116*T1 - 20.138:
      PRI = -E - 4*T1 + 0.7253: GOTO 1610
1570 KA1 = 8E-5*T1 + 0.00226: V2 = 103*T1 - 15.289:
      PRI = -2E-4*T1 - 0.7626: GOTO 1610
1590 KA1 = 9E-5*T1 - 1.27E-3: V2 = 0.107*T1 - 16.681:
      PRI = -2E-4*T1 + 0.7626: GOTO 1610
1600 KA1 = 6E-5*T1 + 9.02E-3: V2 = 0.105*T1 - 15.995:
      PRI = -2E-4*T1 - 0.7626
1610 RETURN

```

4.2. COLECTOR CONCENTRADOR. TUBO ABSORBEDOR.

El cálculo del funcionamiento térmico de los colectores concentradores sigue en general el mismo análisis que se utiliza en los colectores de placa plana. Es por ello que muchas de las ecuaciones que se aplican a los colectores planos también se utilizan en los colectores concentradores. Otras ecuaciones poseen mucha similitud para ambos tipos, variando ligeramente debido a las características físicas propias de cada uno.

El análisis para evaluar el comportamiento térmico de los colectores concentradores ha sido ampliamente abordado en la referencia bibliográfica 5.

A continuación se presenta un resumen de las ecuaciones empleadas para el análisis del comportamiento térmico del colector concentrador utilizado en el sistema de generación de vapor.

$$Q_u = A_a F_R [S - A_r U_L (T_{fi} - T_a) / A_a] \quad (52)$$

$$F_R = F' F'' \quad (53)$$

$$F' = U_o / U_L \quad (54)$$

$$U_o = \left[\frac{1}{U_L} + \frac{D_o}{h_{fi} D_i} + \frac{D_r LN\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2K_c} \right]^{-1} \quad (55)$$

$$h_{fi} = N_u K_f / D_i \quad (31\text{-Repetida})$$

$$N_u = c(GrPr)^n \quad (32\text{-Repetida})$$

$$c = 0.59; \quad n = 1/4 \quad \text{para } 10^4 < GrPr < 10^9$$

$$c = 0.13; \quad n = 1/3 \quad \text{para } 10^9 < GrPr < 10^{12}$$

$$Gr = g\beta(T_r - T_{fm})D_i^3 / \nu^2 \quad (33\text{-Repetida})$$

$$U_L = h_w + h_r + h_k \quad (56)$$

$$h_w = Nu K_a / D_r \quad (9\text{-Repetida})$$

$$Nu = 1.25(0.32 + 0.43Re^{0.52}) \quad (10\text{-Repetida})$$

Para $0.1 < Re < 1000$

$$Nu = 0.3Re^{0.6} \quad (11\text{-Repetida})$$

Para $1000 < Re < 50000$

$$Re = [\rho V D_r] / \mu \quad (12\text{-Repetida})$$

$$h_r = 4\sigma\epsilon_r \bar{T}^3 \quad (57)$$

$$\bar{T} = (T_r + T_s) / 2 \quad (58)$$

$$T_s = 0.0552T_a^{1.5} \quad (59)$$

$$h_k = K A_c / (x A_r) \quad (60)$$

$$F'' = \frac{\dot{m}C_p}{A_r U_L F'} [1 - \text{Exp}(\frac{-A_r U_L F'}{\dot{m}C_p})] \quad (61)$$

$$S = G_{cb} \eta_o \text{Cos}\theta \quad (62)$$

$$G_{cb} = G_{on} T_b \text{Cos}\theta \quad (63)$$

$$G_{on} = 1353[1 + 0.033\text{Cos}(360 n/365)] \quad (64)$$

$$T_b = a_o + a_1 \text{Exp}(-k/\text{Cos}\theta_z) \quad (65)$$

Para San Salvador:

$$a_o = 0.18011; \quad a_1 = 0.69426; \quad k = 0.34068$$

$$\text{Cos}\theta_z = \text{Cos}L * \text{Sen}\delta + \text{Cos}\delta * \text{Cos}L * \text{Cos}H_s \quad (66)$$

$$\delta = 23.45 \text{Sen}\{360(284 + n)/365\} \quad (47\text{-Repetida})$$

$$H_s = (12 - h)15 \quad (46\text{-Repetida})$$

$$\text{Cos}\theta = \{[\text{Sen}(L-\beta)\text{Sen}\delta + \text{Cos}(L-\beta)\text{Cos}\delta\text{Cos}W]^2 + \text{Cos}^2\delta\text{Sen}^2W\}^{1/2} \quad (67)$$

$$\eta_o = \rho_s \gamma (1 - A_r/A_a) \alpha_r \quad (68)$$

$$\dot{m} = Q_u / [C_p(T_{fo} - T_{fi})] \quad (69)$$

$$\eta_c = Q_u / (G_{cb} A_a) \quad (70)$$

El proceso para el cálculo de la ganancia de energía útil en el colector concentrador requiere de un valor supuesto de flujo de masa, el cual se introduce en la ecuación (61) para calcular F'' . Este valor asumido de m se recalcula a través de la ecuación (69); si ambos valores difieren, se toma el último valor calculado y se repite el proceso, hasta que entre ellos no exista diferencia.

4.2.1 DESCRIPCION DEL PROGRAMA.

Para poder evaluar el comportamiento térmico del colector concentrador del sistema generador de vapor, se ha elaborado un programa para computadora debido a que es un proceso largo y tedioso, teniéndose que realizar iteraciones para calcular algunos valores que describen el comportamiento.

El programa ha sido elaborado en lenguaje BASIC y diseñado para ser ejecutado en una calculadora programable CASIO FX-850P.

Inicialmente, se introducen todos los valores de las variables necesarias para calcular los diferentes parámetros. En pantalla aparecen las unidades en que estos valores deben introducirse para evitar resultados erróneos. A continuación se calcula el n-ésimo día del año en el que se realiza la prueba del sistema. Posteriormente, se evalúan los parámetros que hacen posible el cálculo de la energía disponible a través del método elaborado por Hottel (1976), con el que se estima la radiación directa transmitida a través de la atmósfera despejada y que toma en cuenta el ángulo de cénit, la altitud del lugar donde se realiza la prueba y el tipo de clima de la región. Asimismo, para el cálculo de esta energía disponible se toma en cuenta las características ópticas y físicas del concentrador.

Después de calcularse la energía disponible y para poder evaluar el coeficiente de pérdidas de calor desde el absorbedor hacia el ambiente (UL), se determinan, mediante interpolaciones (de ser necesario), las propiedades físicas del aire; con ellas y de acuerdo a las ecuaciones apropiadas para evaluar los parámetros adimensionales de Reynolds y Nusselt, se determinan los coeficientes de transferencia de calor por radiación (hr) y por convección debido a las corrientes de viento (hw). El término UL también involucra la transferencia de calor por conducción que existe hacia la estructura que soporta el tubo absorbedor.

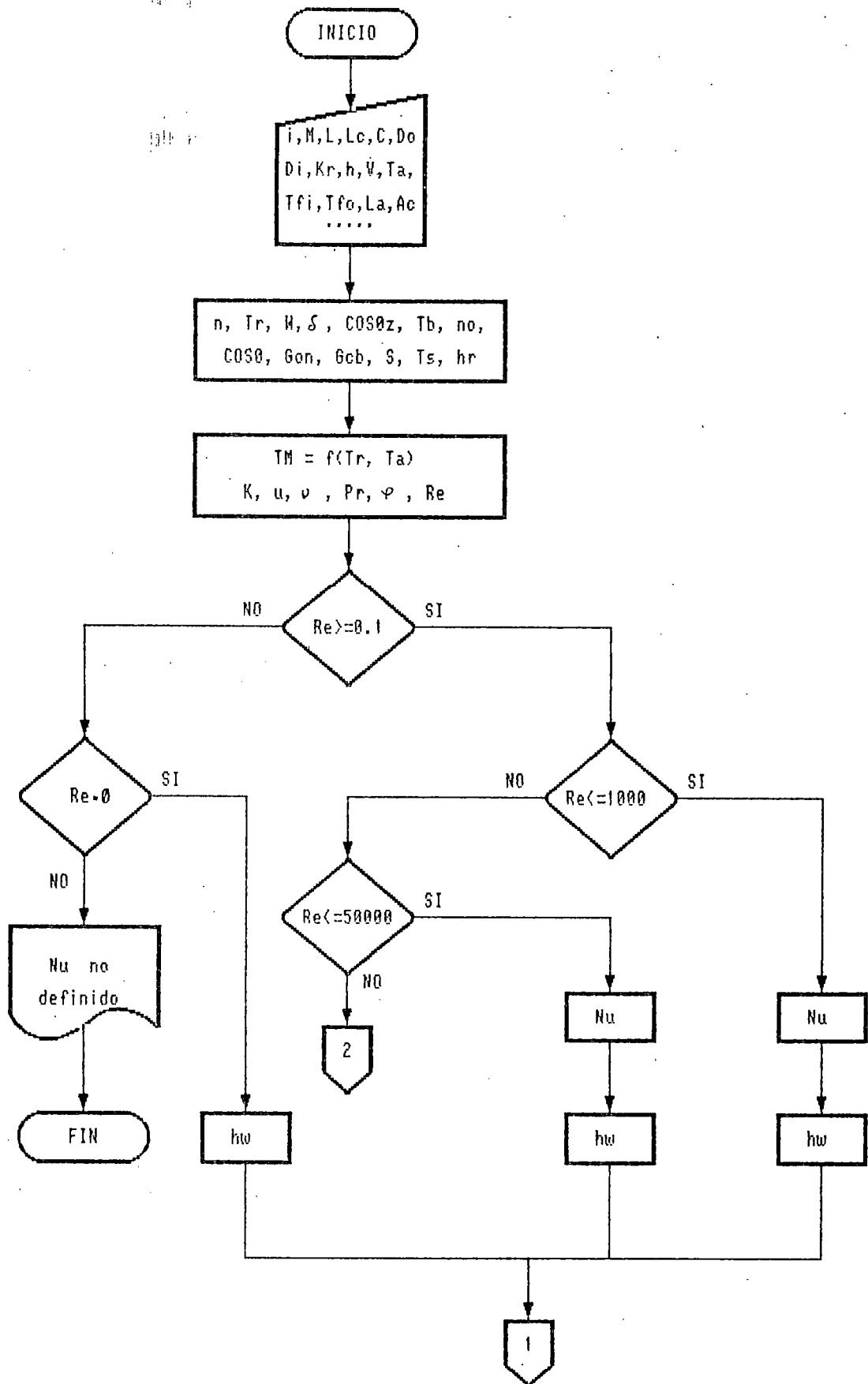
Seguidamente, para evaluar el coeficiente global de transferencia de calor desde el absorbedor al fluido (U_o), se calculan las propiedades físicas del agua; utilizando estos nuevos valores se calcula el producto de los parámetros adimensionales Grashof-Prandtl. Así, mediante el valor del número de Nusselt se

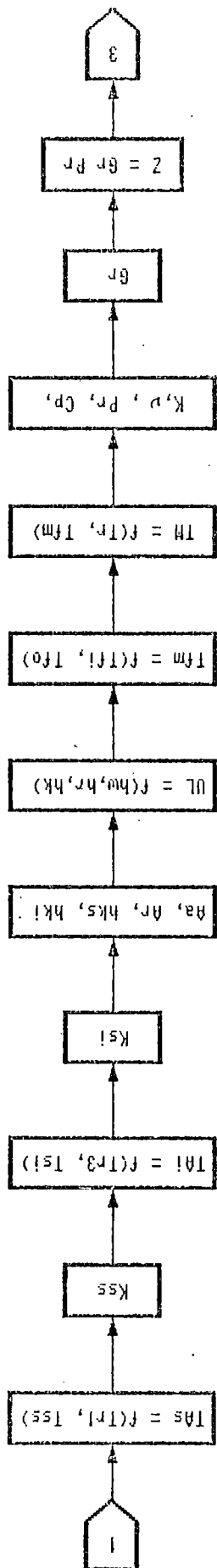
determina el coeficiente de transferencia de calor por convección desde el absorbedor hacia el fluido de trabajo (h_{fi}) y, con esto, el valor de U_o .

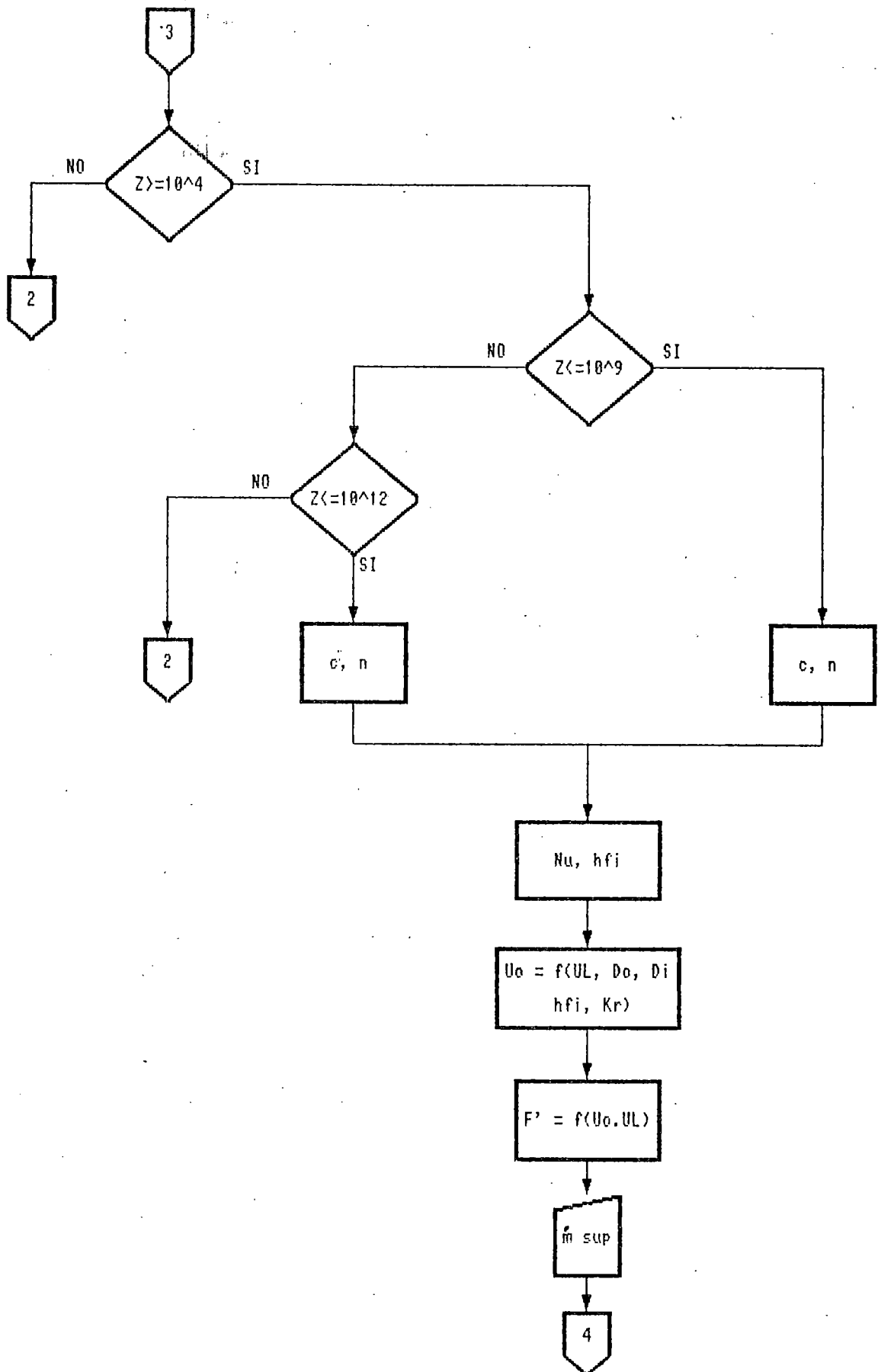
Después de evaluarse U_o se determina el factor de eficiencia de flujo (F'), el cual sirve para evaluar los factores de flujo (F'') y de remoción de calor (FR). Para este fin, se introduce previamente un valor supuesto de flujo de masa (m), con lo que se determina la ganancia de energía útil (Q_u) del absorbedor. El valor supuesto de flujo de masa se compara posteriormente con el resultado que se obtiene en la línea 810. Si ambos valores coinciden, los valores encontrados de Q_u y m son los esperados; si no, se sustituye el valor supuesto de m por el calculado (m_a) en la línea 810 y se repite el proceso para el cálculo de Q_u hasta que los valores de m y m_a coinciden. Posteriormente se evalúa, en base a estos últimos resultados, la eficiencia térmica instantánea del colector (η_c).

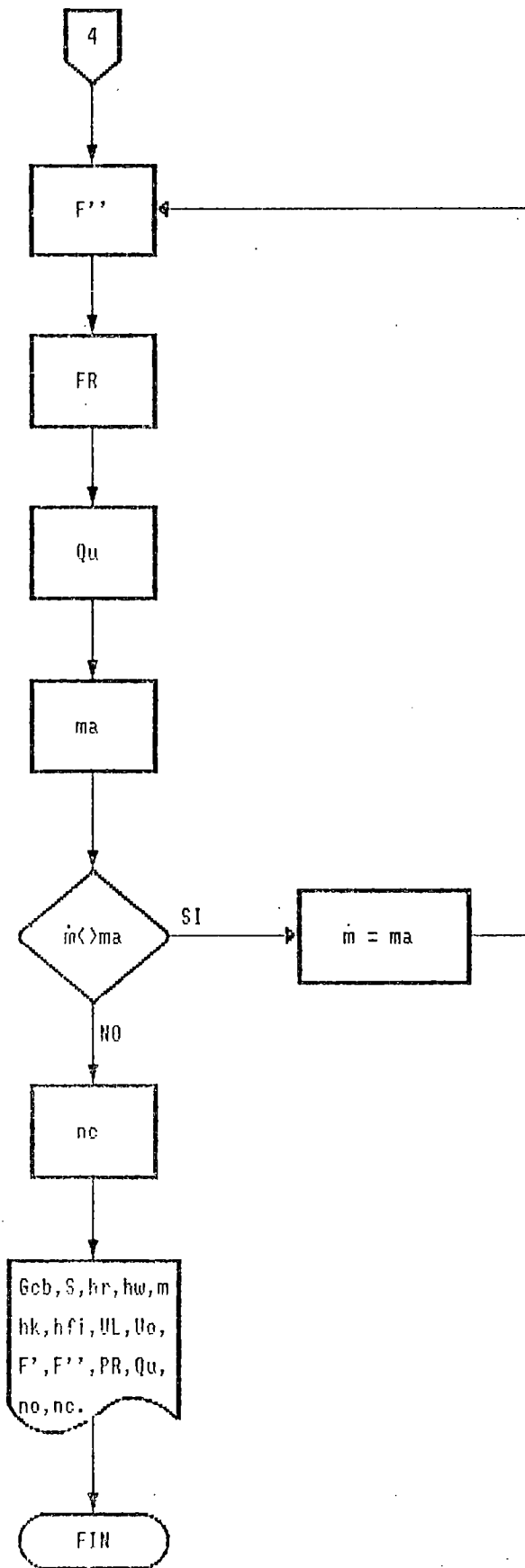
Finalmente, se imprimen los valores de interés que han sido calculados a lo largo del programa descrito.

4.2.2. FLUJOGRAMA.









4.2.3. DEFINICION DE VARIABLES.

$a_t(\alpha_r)$:	Absorbencia del recubrimiento del absorbedor (adim.).
Aa	:	Area de apertura no sombreada del concentrador (m^2).
Ac	:	Area de contacto entre el absorbedor y sus soportes (m^2).
Ar	:	Area del absorbedor cilindrico (m^2).
B(β)	:	Coefficiente de expansión volumétrica del agua ($1/^\circ K$).
c	:	Constante para la determinación del número de Nusselt para la convección libre desde un cilindro inclinado.
C	:	Ancho del concentrador (m).
Cp	:	Calor específico del agua a presión constante ($J/Kg-^\circ K$).
d(δ)	:	Declinación del sol ($^\circ$).
D(ρ)	:	Densidad del aire (Kg/m^3).
Di	:	Diámetro interior del tubo absorbedor (m).
Dr(D _o)	:	Diámetro exterior del tubo absorbedor (m).
er(ϵ_r)	:	Emisividad del recubrimiento del absorbedor.
F(F')	:	Factor de flujo del colector.
Fi(γ)	:	Factor de intercepción de la radiación solar reflejada por el reflector del concentrador.
FR(F _R)	:	Factor de remoción de calor del colector.
Fl(F')	:	Factor de eficiencia de flujo del colector.
Gcb(G _{cb})	:	Radiación directa incidente sobre una superficie inclinada (W/m^2).
Gon(G _{on})	:	Radiación extraterrestre medida sobre un plano normal a la radiación (W/m^2).
Gr	:	Número de Grashof para el agua.
hl(h)	:	Hora en que se realiza la prueba, en horario de 24 horas.
hfi(h _{fi})	:	Coefficiente de transferencia de calor por convección desde el absorbedor hacia el fluido de trabajo ($W/m^2-^\circ K$).

- $h_{ki}(h_k)$: Coeficiente de transferencia de calor por conducción desde el extremo inferior del absorbedor hacia la estructura del concentrador ($W/m^2-^{\circ}K$).
- $h_{ks}(h_k)$: Coeficiente de transferencia de calor por conducción desde el extremo superior del absorbedor hacia la estructura del concentrador ($W/m^2-^{\circ}K$).
- $h_r(h_r)$: Coeficiente de transferencia de calor por radiación desde el absorbedor hacia el ambiente ($W/m^2-^{\circ}K$).
- $h_w(h_w)$: Coeficiente de transferencia de calor por convección desde el absorbedor hacia el ambiente debido a las corrientes de viento ($W/m^2-^{\circ}K$).
- i : Día calendario en el que se efectúa la prueba.
- $I(\cos\theta)$: Coseno del ángulo de incidencia de la radiación directa para un plano inclinado.
- K_a : Conductividad térmica del aire ($W/m-^{\circ}K$).
- $K_f(k_f)$: Conductividad térmica del agua ($W/m-^{\circ}K$).
- K_{si} : Conductividad térmica del asbesto en el soporte inferior del absorbedor ($W/m-^{\circ}K$).
- K_{ss} : Conductividad térmica del asbesto en el soporte superior del absorbedor ($W/m-^{\circ}K$).
- $K_t(k_t)$: Conductividad térmica del material del absorbedor ($W/m-^{\circ}K$).
- L : Latitud ($^{\circ}$).
- $L_a(x)$: Espesor del asbesto en los soportes del absorbedor (m).
- L_c : Longitud efectiva del absorbedor (m).
- \dot{m} : Flujo de masa supuesto (Kg/s).
- \dot{m}_a : Flujo de masa calculado (Kg/s).
- M : Número del mes en el que se realiza la prueba.
- n : n-ésimo día del año correspondiente a la fecha en que se realiza la prueba.
- $\eta_c(\eta_c)$: Eficiencia térmica instantánea del colector.
- $N(n)$: Constante para determinar el número de Nusselt para la convección libre desde un cilindro inclinado.
- $Nu(N_u)$: Número de Nusselt para flujo de aire a través del absorbedor (adimensional).
- $Nu_l(N_u)$: Número de Nusselt para la convección libre desde el

- absorbedor (adimensional).
- Pr : Número de Prandtl para el aire (adimensional).
- Pr2 : Número de Prandtl para el agua (adimensional).
- Qu(Q_u) : Ganancia de energía útil por unidad de área de apertura del concentrador (W).
- Re : Número de Reynolds para el aire (adimensional).
- Rf(ρ_s) : Reflectividad especular de la superficie reflectora del concentrador (adimensional).
- S : Radiación absorbida por unidad de área de apertura (W/m²).
- Ta(T_a) : Temperatura ambiente (°K).
- TAi : Temperatura media entre la pared inferior del absorbedor y su apoyo en la estructura del concentrador (°K).
- TAs : Temperatura media entre la parte superior del absorbedor y su apoyo en la estructura del concentrador (°K).
- Tb(τ_b) : Transmisividad atmosférica para la radiación directa.
- Tfi(T_{fi}) : Temperatura de entrada del fluido en el absorbedor (°K).
- Tfm : Temperatura media del fluido en el absorbedor (°K).
- Tfo(T_{fo}) : Temperatura de salida del fluido en el absorbedor (°K).
- TM : Temperatura media entre el absorbedor y el ambiente (°K).
- TM1 : Temperatura media entre el absorbedor y Tfm (°K).
- Tr(T_r) : Temperatura promedio del absorbedor (°K).
- Tr1 : Temperatura del absorbedor en el extremo superior (°K).
- Tr2 : Temperatura del absorbedor en la parte media (°K).
- Tr3 : Temperatura del absorbedor en el extremo inferior (°K).
- Ts(T_s) : Temperatura de cielo (°K).
- Tsi : Temperatura del soporte inferior del absorbedor (°K).
- Tss : Temperatura del soporte superior del absorbedor

(°K).

$u(\mu)$: Viscosidad dinámica del aire (Pa-seg).
 $UL(U_L)$: Coeficiente global de pérdidas de calor ($W/m^2-°K$).
 $Uo(U_o)$: Coeficiente global de transferencia de calor desde el absorbedor hacia el fluido de trabajo ($W/m^2-°K$).
 $v(v)$: Viscosidad cinemática del aire (m^2/s).
 V : Velocidad del viento (m/s).
 $vf(v_f)$: Viscosidad cinemática del agua (m^2/s).
 W : Angulo solar horario.
 $z(\cos\theta_z)$: Coseno del ángulo cenital.
 $Z(GrPr)$: Producto Grashof-Prandtl del agua.

4.2.4. PROGRAMA.

```

10 PRINT "BALANCE ENERGETICO EN EL ABSORBEDOR SIN CUBIERTA"
20 INPUT "DIA DE PRUEBA"; i, "MES (INTRODUZCA EL NUMERO)"; M,
  "LATITUD"; L, "LONGITUD EFECTIVA DEL ABSORBEDOR (m)"; Lc,
  "ANCHO EFECTIVO DEL CONCENTRADOR (m)"; C, "DIAMETRO EXTERIOR
  DEL ABSORBEDOR (m)"; Dr, "DIAMETRO INTERIOR DEL ABSORBEDOR
  (m)"; Di, "ABSORBENCIA DEL RECUBRIMIENTO DEL ABSORBEDOR
  (m)"; at
30 INPUT "EMISIVIDAD DEL RECUBRIMIENTO DEL ABSORBEDOR"; er,
  "CONDUCTIVIDAD TERMICA DEL MATERIAL DEL ABSORBEDOR (W/m-
  °K)"; kt, "REFLECTIVIDAD ESPECULAR DEL REFLECTOR"; Rf,
  "FACTOR DE INTERCEPCION"; Fi
40 INPUT "HORA (SEGUN HORARIO DE 24 Hrs., EN HORAS)"; h1,
  "VELOCIDAD DEL VIENTO (m/s)"; V, "TEMPERATURA AMBIENTE
  (°K)"; Ta, "TEMPERATURA DE ENTRADA DEL FLUIDO EN EL
  ABSORBEDOR (°K)"; Tfi, "TEMPERATURA DE SALIDA DEL FLUIDO EN
  EL ABSORBEDOR (°K)"; Tfo, "ESPESOR DEL AISLANTE EN LOS
  SOPORTES (m)"; La, "AREA DE CONTACTO ENTRE EL ABSORBEDOR Y
  SUS SOPORTES (m2)"; Ac
50 INPUT "TEMPERATURA EN EL EXTREMO SUPERIOR DEL ABSORBEDOR
  (°K)"; Tr1, "TEMPERATURA EN EL MEDIO DEL ABSORBEDOR (°K)";
  Tr2, "TEMPERATURA EN EL EXTREMO INFERIOR DEL ABSORBEDOR
  (°K)"; Tr3, "TEMPERATURA EN EL SOPORTE SUPERIOR DEL
  ABSORBEDOR (°K)"; Tss, "TEMPERATURA EN EL SOPORTE INFERIOR
  
```

```

DEL ABSORBEDOR (°K)"; Tsi
60  IF M = 1 THEN n = i: GOTO 180
70  IF M = 2 THEN n = 31 + i: GOTO 180
80  IF M = 3 THEN n = 59 + i: GOTO 180
90  IF M = 4 THEN n = 90 + i: GOTO 180
100 IF M = 5 THEN n = 120 + i: GOTO 180
110 IF M = 6 THEN n = 151 + i: GOTO 180
120 IF M = 7 THEN n = 181 + i: GOTO 180
130 IF M = 8 THEN n = 212 + i: GOTO 180
140 IF M = 9 THEN n = 243 + i: GOTO 180
150 IF M = 10 THEN n = 273 + i: GOTO 180
160 IF M = 11 THEN n = 304 + i: GOTO 180
170 IF M = 12 THEN n = 334 + i
180 Tr = (Tr1 + Tr2 + Tr3)/3
190 W = (12 - h1)*15: d = 23.45*SIN(360*(284 + n)/365):
z = SIN(L)*SIN(d) + COSd*COSL*COSW: Tb = 0.18011 +
0.69426*Exp(-0.34068/z): no = Rf*(1 - Dr/c)*at
200 I = ((COSd*COSW)^2 + (COSd)^2*(SINW)^2)^0.5: p = ACSI
210 Gon = 1353*(1 + 0.033*COS(360*n/365)): Gcb = Gon*Tb*I:
S = Gcb*no*I
220 Ts = 0.0552*Ta^1.5
230 REM "PROPIEDADES DEL AIRE"
240 TM = (Tr + Ta)/2
250 a1 = 300: b1 = 320: c1 = 340: d1 = 360: e1 = 400
260 g1 = TM - a1: i1 = TM - b1: j1 = TM - c1: L1 = TM - d1:
m1 = TM - e1
270 IF TM >= b1 THEN 290
280 k = 7.725E-5*g1 + 2.624E-2: u = 4.635E-8*g1 + 1.846 E-5:
D = -3.685 E-3*g1 + 1.1769: Pr = -2.5 E-4*g1 + 0.708:
v = 9.44 E-8*g1 + 1.5689 E-5: GOTO 360
290 IF TM < c1 THEN 330
300 IF TM < d1 THEN 340
310 IF TM < e1 THEN 350
320 D = -2.002 E-3*m1 + 0.8822: u = 3.99 E-8*m1 + 2.2857E-5:
v = 1.14425 E-7*m1 + 2.5909 E-5: k = 6.94 E-5*m1 +
3.3651 E-2: Pr = -1.25 E-4*m1 + 0.689: GOTO 360
330 D = 3.25 E-3*i1 + 1.1032: u = 4.545 E-8*i1 + 1.9391 E-5:

```

```

v = 9.88E-8*i1 + 1.7577E-5: k = 7.485E-5*i1 + 2.7785 E-2:
Pr = -2 E-4*i1 + 0.703: GOTO 360
340 D = -2.885 E-3*j1 + 1.0382: u = 4.375 E-8*j1 + 2.03 E-5:
v = 1.0215 E-7*j1 + 1.9553 E-5: k = 7.485 E-5*j1 +
2.9282 E-2: Pr = -2 E-4*j1 + 0.699: GOTO 360
350 D = -2.4575E-3*i1 + 0.9805: u = 4.205E-8*i1 + 2.1175E-5:
v = 1.07825 E-7*i1 + 2.1596 E-5: k = 7.18 E-5* i1 +
3.0779 E-2: Pr = -1.5 E-4*i1 + 0.695
360 hr = 4*5.67 E-8*er*((Tr + Ts)/2)^3: Re = D*v*Dr/u
370 IF 0.1 <= Re THEN 400
380 IF Re = 0 THEN hw = 0: GOTO 440
390 PRINT "Nu NO DEFINIDO": END
400 IF Re<=1000 THEN Nu = 1.25*(0.32 + 0.43*Re^0.52):GOTO 430
410 IF Re <= 50000 THEN Nu = 0.3*Re^0.6: GOTO 430
420 GOTO 430
430 hw = Nu*k/Dr
440 REM "CONDUCTIVIDAD TERMICA DEL ASBESTO EN LOS SOPORTES"
450 TAs = (Tr1 + Tss)/2: a3 = 293: b3 = 373: c3 = TAs - a3:
d3 = TAs - b3: IF TAs > b3 THEN 470
460 Kss = c3*3.875E-4 + 0.159: GOTO 480
470 Kss = d3*1E-4 + 0.19
480 TAI = (Tr3 + Tsi)/2: e3 = TAI - a3: f3 = TAI - b3:
IF TAI > b3 THEN 510
500 Ksi = e3*3.875E-4 + 0.159: GOTO 520
510 Ksi = f3*1E-4 + 0.19
520 Aa = (C - Dr)*Lc: Ar = PI*Dr*Lc: hks = Kss*Ac/(La*Ar):
hki = Ksi*Ac/(La*Ar)
530 UL = hw + hr + 2*(hks + hki)
540 REM "PROPIEDADES DEL AGUA"
550 Tfm = (Tfi + Tfo)/2
560 TM1 = (Tr + Tfm)/2
570 f2 = 333: a2 = 353: b2 = 373: c2 = 393: d2 = 413
580 m2 = TM1 - f2: g2 = TM1 - a2: i2 = TM1 - b2:
j2 = TM1 - c2: l2 = TM1 - d2
590 IF TM1 >= a2 THEN 610
600 Kf = 9.5E-4*m2 + 0.65: vf = -5.65E-9*m2 + 0.478E-6:
Pr2 = -0.04*m2 + 3.03: Cp = 0.8*m2 + 4179:

```

```

      B = 6.05E-6*m2 + 5.11E-4: GOTO 680
610  IF TM1 <= b2 THEN 650
620  IF TM1 <= c2 THEN 660
630  IF TM1 <= d2 THEN 670
640  Kf = -2E-4*i2 + 0.685: vf = -1.3E-9*i2 + 0.217E-6:
      Pr2 = -2E-3*i2 + 1.26: Cp = 2.95*i2 + 4287:
      B = 4.9E-6*i2 + 9.12E-4: GOTO 680
650  Kf = 7.5E-4*g2 + 0.669: vf = -3.5E-9*g2 + 0.363E-6:
      Pr2 = -0.024*g2 + 2.23: Cp = 1.25*g2 + 4195: B = 6E-6*g2 +
      6.32E-4: GOTO 680
660  Kf = 1E-4*i2 + 0.684: vf = -2.15E-9*i2 + 0.295E-6:
      Pr2 = -0.014*i2 + 1.75: Cp = 1.5*i2 + 4220: B = 5.6E-6*i2 +
      7.52E-4: GOTO 680
670  Kf = -5E-5*j2 + 0.686: vf = -1.75E-9*j2 + 0.252E-10:
      Pr2 = -0.0105*j2 + 1.47: Cp = 1.85*j2 + 4250:
      B = 5.4E-6*j2 + 8.64E-4
680  Gr = 9.81*B*(Tr - Tfm)*Di^3/vf^2: Z = Gr*Pr2
690  IF 10^4 <= Z THEN 710
700  GOTO 390
710  IF Z <= 10^9 THEN c = 0.59: N = 0.25: GOTO 740
720  IF Z <= 10^12 THEN c = 0.13: N = 1/3: GOTO 740
730  GOTO 390
740  Nul = c*Z^N: hfi = Nul*kf/Di
750  Uo = ((1/UL)+(Dr/hfi*Di)) + (Dr*LN(Dr/Di)/(2*Kt))^(-1)
760  F1 = Uo/UL
780  INPUT "FLUJO DE MASA SUPUESTO EN EL ABSORBEDOR(Kg/s)"; m
790  a = m*Cp/(Ar*UL*F1): F = a*(1-EXP(-1/a)): FR = F*F1
800  Qu = Aa*FR*(s - Ar*UL*(Tfi - Ta)/Aa)
810  ma = Qu/(Cp*(Tfo - Tfi))
820  IF m <> ma THEN m = ma: GOTO 790
830  nc = Qu/(Gcb*Aa)
840  BEEP 1: PRINT "HORA:"; h1, "Gcb="; Gcb, "W/m2", "s="; s,
      "W/m2", "hr="; hr, "W/m2-°C", "hw="; hw, "W/m2-°C", "hfi=";
      hfi, "W/m2-°C", "UL="; UL, "W/m2-°C", "Uo="; Uo, "W/m2-°C",
      "F'="; F1, "F''="; F, "FR="; FR, "Qu =" ; Qu, "W", "m="; m,
      "Kg/s", "EFIC.OPT. no="; no, "EFIC. DEL COLECTOR INSTANTANEA
      nc="; nc

```

850 END

4.3. TANQUE DE ALMACENAMIENTO.

Para la evaluación de la transferencia de calor en el tanque de almacenamiento, es necesario determinar los coeficientes convectivos en el interior debidos al agua y al vapor y en el exterior debido a corrientes de viento.

Calor transferido desde el líquido hacia el ambiente a través de la superficie cilíndrica, Q_{CA} (W). [33]

$$Q_{CA} = \frac{T_f - T_a}{\frac{1}{h_1 A_1} + \frac{\ln(D_{E1}/D_{E3})}{2\pi K_A L_T} + \frac{\ln(D_{E5}/D_{E3})}{2\pi K L_T} + \frac{\ln(D_{E7}/D_{E5})}{2\pi K_A L_T} + \frac{1}{h_w A_2}} \quad (71)$$

- Determinación del coeficiente convectivo en la superficie cilíndrica del interior del tanque debido al agua, h_1 (W/m²°K). [33]

$$N_u = c(GrPr)^n \quad (72)$$

$$c = 0.53 ; n = 0.25, \text{ para } 10^4 < GrPr < 10^9$$

$$c = 0.13 ; n = 1/3, \text{ para } 10^9 < GrPr < 10^{12}$$

$$h = N_u K / L \quad (73)$$

$$Gr = \frac{g \beta (T_v - T_f) L^3}{\nu_f^2} \quad (74)$$

Las propiedades del fluido se deben determinar a la media aritmética de las temperaturas de la superficie del recipiente T_w y la del fluido T_f . [29]

- Diámetros equivalentes para calcular la transferencia de calor en el tanque (ver figuras 14 y 15). [15]

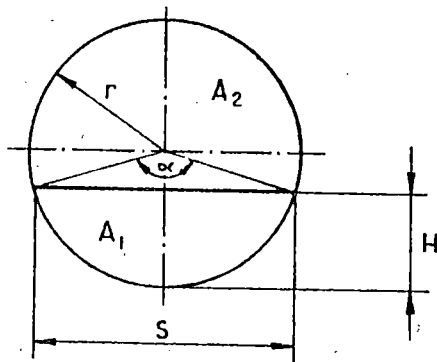


Figura 14. Segmento circular. [15]

$$D_1 = (4A_1/\pi)^{1/2} \quad (75)$$

$$A_1 = (H/65)(3H^2 + 4S^2) \quad (76)$$

$$S = 2r\text{Sen}(\alpha/2) \quad (77)$$

$$D_2 = (4A_2/\pi)^{1/2} \quad (78)$$

$$A_2 = \pi r^2 - A_1 \quad (79)$$

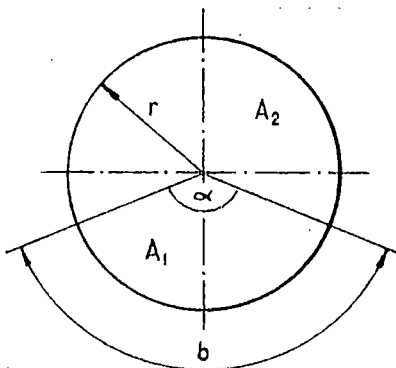


Figura 15. Segmento circular. [15]

$$D_3 = (4A_3/\pi)^{1/2} \quad (80)$$

$$A_3 = b r / 2 \quad (81)$$

$$b = (\pi r \alpha) / 180 \quad (82)$$

$$D_4 = (4A_4/\pi)^{1/2} \quad (83)$$

$$A_4 = \pi r^2 - A_3 \quad (84)$$

- Determinación del coeficiente convectivo en la superficie cilíndrica en el exterior del tanque debido a corrientes de viento, h_w ($W/m^2 \cdot ^\circ k$).

En numerosos casos prácticos existen la convección libre y forzada al mismo tiempo. Para determinar la situación existente, se examina la relación: [35]

$$\frac{g \beta (T_v - T_f) L}{v^2} = \frac{Gr}{Re^2} \quad (85)$$

Esta ecuación representa la relación entre las fuerzas de empuje con las de inercia. El tipo de convección se puede determinar de la forma siguiente: [35]

- Gr/Re^2 : Grande ==> Convección libre pura.
- $Gr/Re^2 \approx 1$ ==> Libre y forzada simultáneamente.
- Gr/Re^2 : Pequeña ==> Convección forzada pura.

- Determinación de h_w por convección forzada: [35]

$$h_w = (K N_u) / L \quad (86)$$

$$N_u = c Re^n Pr^{1/3} \quad (87)$$

$$Re = (V L) / (v_f) \quad (88)$$

Las constantes c y n para la ecuación (87) aparecen en la tabla 6. [35]

Tabla 6. Constantes c y n para la ecuación (87). [35]

Re	c	n
1 - 4	0.989	0.330
4 - 40	0.911	0.385
40 - 4000	0.683	0.466
4000 - 40000	0.193	0.618
40000 - 25000	0.0266	0.805

- Determinación de h_w por convección libre.

Para determinar h_w por convección libre se utiliza la ecuación (72) y se realiza el análisis para aire.

La transferencia de calor por radiación desde el exterior del aislante del tanque hacia el ambiente se desprecia, debido a que la diferencia de temperatura entre ellos es pequeña.

Para determinar el coeficiente convectivo debido al líquido se asume una temperatura de pared en el interior del tanque y luego se verifica si las temperaturas son iguales; si no lo son se sigue un proceso iterativo hasta que no exista variación significativa entre ambas.

La ecuación que se utiliza para verificar la temperatura de pared asumida es:

$$T_w' = T_f - Q_{CA}(1/h_1 A_1) \quad (89)$$

- Determinación del coeficiente convectivo en la superficie cilíndrica en el interior del tanque debido al vapor, h_2 ($W/m^2 \cdot ^\circ K$).

Para determinar h_2 se utiliza la ecuación (72) y se realiza el mismo análisis.

Calor transferido desde el vapor hacia el ambiente a través de la superficie cilíndrica del tanque, Q_{CV} (W).

$$Q_{CV} = \frac{T_f - T_a}{\frac{1}{h_2 A_{1V}} + \frac{\ln(D_{E4}/D_{E2})}{2\pi K_A L_T} + \frac{\ln(D_{E6}/D_{E4})}{2\pi K L_T} + \frac{\ln(D_{E8}/D_{E6})}{2\pi K_A L_T} + \frac{1}{h_w A_{2V}}} \quad (90)$$

- Determinación del calor transferido desde el fluido hacia el ambiente a través de los extremos del tanque, Q_{PA} (W).

$$Q_{PA} = \frac{T_f - T_a}{\frac{1}{h_{1V} A} + \frac{X_1}{K_A A} + \frac{X_2}{K A} + \frac{X_3}{K_A A} + \frac{1}{h_{wV} A}} \quad (91)$$

- Determinación del coeficiente convectivo debido al líquido en la pared vertical en el interior del tanque, h_{1v} ($W/m^2 \cdot ^\circ K$).

El número medio de Nusselt para convección libre desde una placa vertical se puede determinar mediante la ecuación (72). Los valores de las constantes c y n para este caso se presentan en la tabla 7. [35]

Tabla 7. Constantes c y n para la convección libre desde una placa vertical a temperatura uniforme. [35]

Tipo de flujo	Rango de $GrPr$	c	n
Laminar	$10^4 - 10^9$	0.59	1/4
Turbulento	$10^9 - 10^{12}$	0.10	1/3

El diámetro equivalente para una placa vertical en forma de disco es 0.9 de su diámetro. [35]

- Determinación del coeficiente convectivo en la pared vertical debido a corrientes de viento, h_{wv} ($W/m^2 \cdot ^\circ K$).

Para determinar h_{wv} es necesario hacer el análisis de convección libre y forzada combinadas teniendo en cuenta la relación Gr/Re^2 .

- Determinación de h_{wv} por convección forzada.

El número de Nusselt para convección forzada desde una placa vertical se calcula por medio de la siguiente expresión: [35]

$$Nu(x) = 0.332Pr^{1/3}Re^{1/2} \quad (92)$$

$$Nu(x) = \{h(x)L\}/K_a \quad (93)$$

$$h_m = 2h(x) \quad (94)$$

- Determinación de h_{wv} por convección libre.

Para determinar h_{wv} por convección libre se utiliza la ecuación (72) y se realiza el análisis para aire, utilizando los valores de las constantes c y n que aparecen en la Tabla 7.

- Calor transferido desde el vapor hacia el ambiente a través de los extremos del tanque, Q_{pv} (W).

$$Q_{pv} = \frac{T_f - T_a}{\frac{1}{h_{2v}A_v} + \frac{X_1}{K_A A_v} + \frac{X_2}{K A_v} + \frac{X_3}{K_A A_v} + \frac{1}{h_{wv}A_v}} \quad (95)$$

- Determinación del coeficiente convectivo debido al vapor en pared vertical en el interior del tanque, h_{2v} ($W/m^2 \cdot ^\circ K$).

Para determinar h_{2v} se utiliza la ecuación (72) y se realiza el análisis para vapor de agua utilizando los valores de las constantes c y n que aparecen en la la Tabla 7.

- Calor transferido desde el tanque hacia el ambiente, Q_T (W).

$$Q_T = Q_{CA} + Q_{CV} + 2Q_{PA} + 2Q_{PV} \quad (96)$$

4.3.1. DESCRIPCIÓN DEL PROGRAMA.

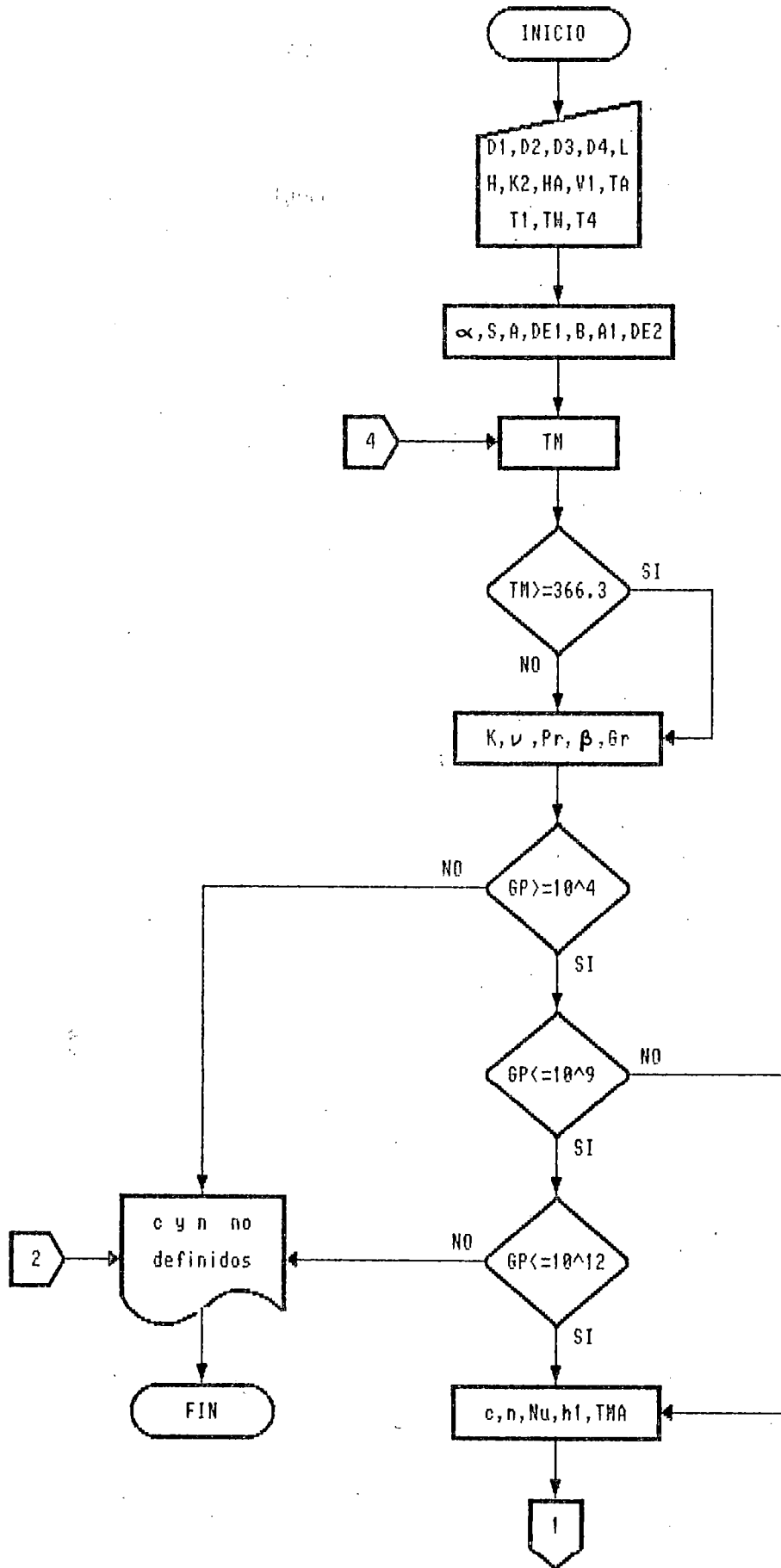
El programa está elaborado en lenguaje BASIC para ser corrido en cualquier computadora que posee este lenguaje. El programa inicia solicitando todos los datos que necesitará en el desarrollo del mismo; luego calcula los diámetros equivalentes correspondientes a las áreas de contacto del vapor y del agua, después calcula la temperatura de película entre el agua y la pared del tanque, para encontrar las propiedades del agua a esta temperatura y realizando interpolaciones dependiendo del rango en que se encuentre la temperatura de película. Con las propiedades del agua se determina el número de Grashof, el número de Nusselt y el coeficiente convectivo correspondiente.

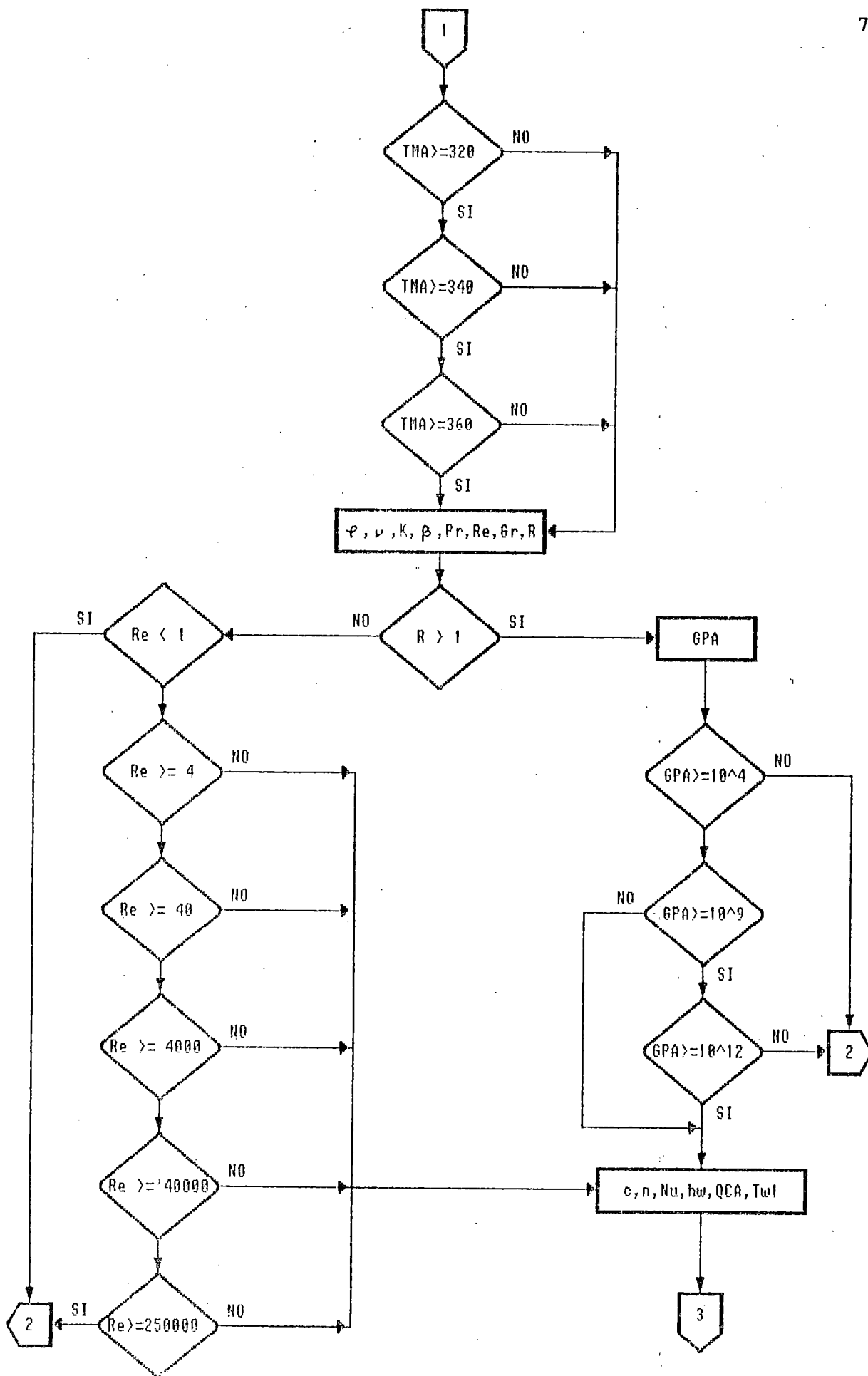
Posteriormente, se calcula la temperatura media entre la pared

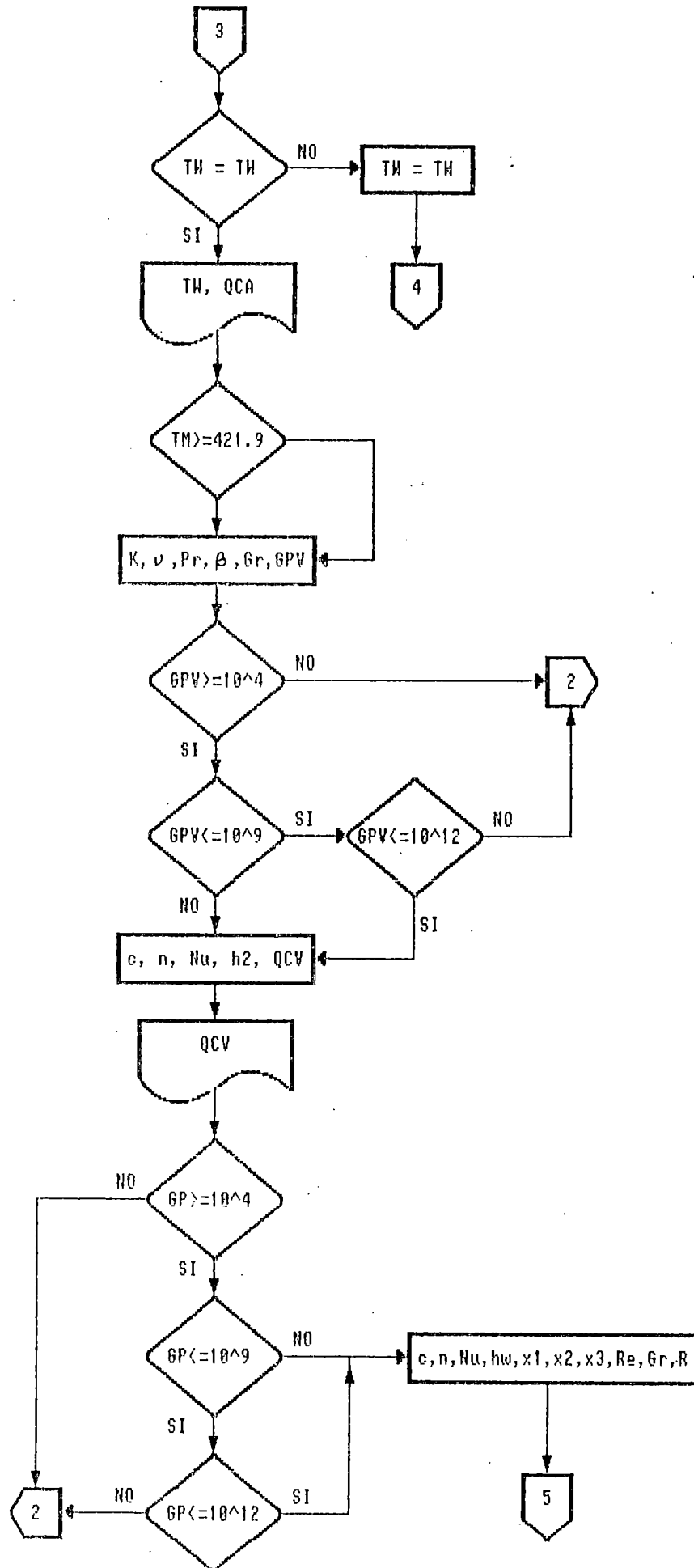
del exterior del tanque y el ambiente para determinar las propiedades del aire. Se realizan interpolaciones dependiendo del rango en que se encuentre la temperatura media para calcular el número de Reynolds, Grashof y verificar si la convección es libre, forzada o ambas y, dependiendo de esto, se calcula el número de Nusselt y el coeficiente convectivo debido a corrientes de viento; con todos estos valores se determina el calor que el agua le transfiere al ambiente a través de la superficie cilíndrica, luego se realiza un proceso iterativo para determinar la verdadera temperatura de pared en el interior del tanque.

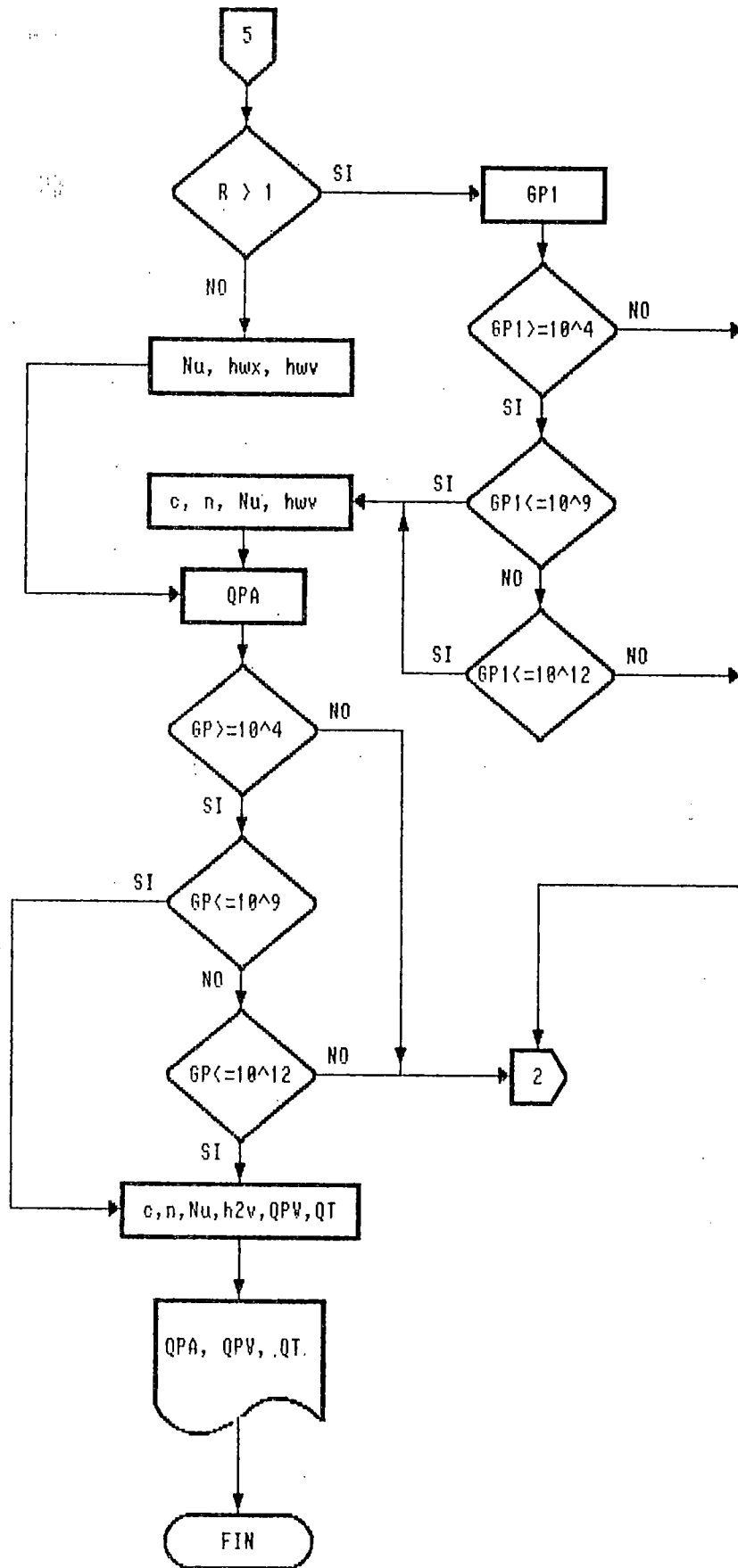
Teniendo las temperaturas correctas, se determinan las propiedades del vapor de agua realizando interpolaciones, se calcula el número de Grashof, Nusselt y el coeficiente convectivo correspondiente al vapor en el interior del tanque. Todo esto para evaluar la transferencia de calor desde el vapor hacia el ambiente a través de la superficie cilíndrica.

El programa continúa calculando el número de Nusselt para el agua en la pared vertical para determinar el coeficiente convectivo correspondiente al agua. Luego se calcula los números de Reynolds, Grashof y Nusselt del aire y el coeficiente convectivo debido a corrientes de viento en pared vertical, dependiendo si es convección libre o forzada; con estos valores, se evalúa la transferencia de calor desde el vapor hacia el ambiente a través de las paredes verticales. Después, se calcula el Nusselt del vapor en la pared vertical y el coeficiente convectivo y luego se evalúa la transferencia de calor desde el vapor hacia el ambiente a través de las paredes verticales. Finalmente el programa suma todas las transferencias de calor y se obtiene así la pérdida total de calor en el tanque de almacenamiento.









4.3.3. DEFINICION DE VARIABLES.

- AA(α) : Angulo de abertura del segmento circular y sector circular (rad).
- A1(A 1) : Area del segmento circular correspondiente al agua para D₁ (m²).
- A2(A 2) : Area del segmento circular correspondiente al vapor de agua para D₁ (m²).
- A3(A 3) : Area del sector circular correspondiente al agua para D₂ (m²).
- A4(A 4) : Area del sector circular correspondiente al vapor de agua para D₂ (m²).
- A5 : Area del sector circular correspondiente al agua para D₃ (m²).
- A6 : Area del sector circular correspondiente al vapor de agua para D₃ (m²).
- A7 : Area del sector circular correspondiente al agua para D₄ (m²).
- A8 : Area del sector circular correspondiente al vapor de agua para D₄ (m²).
- B(β) : Coeficiente de expansión térmica del agua (1/°K).
- BA(β) : Coeficiente de expansión térmica del aire (1/°K).
- BB1(b) : Perímetro del sector circular correspondiente al agua para D₂ (m).
- BB2 : Perímetro del sector circular correspondiente al agua para D₃ (m).
- BB3 : Perímetro del sector circular correspondiente al agua para D₄ (m).
- BV(β) : Coeficiente de expansión térmica para el vapor (1/°K).
- C(c) : Constante para el cálculo de Nusselt del agua en superficie cilíndrica.
- C1(c) : Constante para el cálculo del Nusselt del aire en superficie cilíndrica.
- C2(c) : Constante para el cálculo del Nusselt del vapor en superficie cilíndrica.
- C3(c) : Constante para el cálculo del Nusselt del agua en la

- pared vertical.
- C4(c) : Constante para el cálculo del Nusselt del aire en pared vertical.
- C5(c) : Constante para el cálculo del Nusselt del vapor en pared vertical.
- DA : Densidad del aire (Kg/m^3).
- D1(D 1) : Diámetro interior del tanque (m).
- D2(D 0) : Diámetro exterior del tanque (m).
- D3(D 1) : Diámetro exterior más aislante (m).
- D4(D 2) : Diámetro total (m).
- DE1(D 2) : Diámetro equivalente correspondiente al agua en segmento circular para D₁ (m).
- DE2(D 2) : Diámetro equivalente correspondiente al vapor en segmento circular para D₁ (m).
- DE3(D 3) : Diámetro equivalente correspondiente al agua en sector circular para D₂ (m).
- DE4(D 4) : Diámetro equivalente correspondiente al vapor en sector circular para D₂ (m).
- DE5 : Diámetro equivalente correspondiente al agua en sector circular para D₃ (m).
- DE6 : Diámetro equivalente correspondiente al vapor en sector circular para D₃ (m).
- DE7 : Diámetro equivalente correspondiente al agua en sector circular para D₄ (m).
- DE8 : Diámetro equivalente correspondiente al vapor en sector circular para D₄ (m).
- GP(GrPr) : Producto de los números de Grashof por Prandtl para el agua.
- GPA(GrPr) : Producto de números de Grashof por Prandtl para el aire en superficie cilíndrica.
- GPV(GrPr) : Producto de los números de Grashof por Prandtl para vapor.
- GP1(GrPr) : Producto de los números de Grashof por Prandtl para aire en pared vertical.
- GR(Gr) : Número de Grashof para el agua (adim.).
- GRA(Gr) : Número de Grashof para el aire en superficie cilíndrica (adimensional).

- GRA1(Gr) : Número de Grashof para el aire en pared vertical (adimensional).
 GRV(Gr) : Número de Grashof para el vapor (adimensional).
 hw(h_w) : Coeficiente convectivo debido a corrientes de viento en superficies cilíndricas (W/m²-°K).
 hwv(h_{wv}) : Coeficiente convectivo debido a corrientes de viento en pared vertical (W/m²-°K).
 hwx(h_{wx}) : Coeficiente convectivo local debido a corrientes de viento en pared vertical (W/m²-°K).
 h1(h₁) : Coeficiente convectivo debido al agua en superficie cilíndrica (W/m²-°K).
 h1v(h_{1v}) : Coeficiente convectivo debido al agua en pared vertical (W/m²-°K).
 h2(h₂) : Coeficiente convectivo debido al vapor en superficie cilíndrica (W/m²-°K).
 h2v(h_{2v}) : Coeficiente convectivo debido al vapor en pared vertical (W/m²-°K).
 H : Nivel de agua (m).
 K(K_f) : Conductividad térmica del agua (W/m-°K).
 KA(K) : Conductividad térmica del aislante (W/m-°K).
 KV(K_v) : Conductividad térmica del vapor (W/m-°K).
 K1(K_a) : Conductividad térmica del aire (W/m-°K).
 K2(K_A) : Conductividad térmica del acero (W/m-°K).
 L(L_T) : Longitud del tanque (m).
 n(n) : Constante para el cálculo de Nusselt del agua en superficie cilíndrica.
 n1(n) : Constante para el cálculo de Nusselt del aire en superficie cilíndrica.
 n2(n) : Constante para el cálculo de Nusselt del vapor en superficie cilíndrica.
 n3(n) : Constante para el cálculo de Nusselt del agua en pared vertical.
 n4(n) : Constante para el cálculo de Nusselt del aire en pared vertical.
 n5(n) : Constante para el cálculo de Nusselt del vapor en pared vertical.
 Na2(N_u) : Número de Nusselt del aire en pared vertical (adim).



- NU(N u) : Número de Nusselt del agua en superficie cilíndrica (adim.).
- NUa(N u) : Número de Nusselt del aire en superficie cilíndrica (adim.).
- Nal(N u) : Número de Nusselt del aire en pared vertical (adim.).
- NUV(N u) : Número de Nusselt del vapor en superficie cilíndrica (adim.).
- NUl(N u) : Número de Nusselt del agua en pared vertical (adim.).
- NVl(N u) : Número de Nusselt del vapor en pared vertical (adim.).
- P(Pr) : Número de Prandtl del agua (adim.).
- PA(Pr) : Número de Prandtl del aire (adim.).
- PV(Pr) : Número de Prandtl del vapor (adim.).
- QCA(Q CA) : Transferencia de calor desde el agua hacia el ambiente a través de la superficie cilíndrica (W).
- QCV(Q CV) : Transferencia de calor desde el vapor hacia el ambiente a través de la superficie cilíndrica (W).
- QPA(Q PA) : Transferencia de calor desde el agua hacia el ambiente a través de la pared vertical (W).
- QPV(Q PV) : Transferencia de calor desde el vapor hacia el ambiente a través de la pared vertical (W).
- QT(Q T) : Pérdida total de calor en el tanque de almacenamiento de vapor (W).
- Re(Re) : Número de Reynolds del aire en superficie cilíndrica.
- Rel(Re) : Número de Reynolds del aire en pared vertical.
- RR : Relación de los números de Gr y Re^2 para aire en superficie cilíndrica.
- RRl : Relación de los números de Gr y Re^2 para aire en pared vertical.
- S : Longitud correspondiente al nivel de agua (m).
- TA(T a) : Temperatura ambiente ($^{\circ}K$).
- TM : Temperatura de película entre el agua y la pared en el interior del tanque ($^{\circ}K$).
- TMA : Temperatura de película entre el aire y la pared en

el exterior del tanque ($^{\circ}\text{K}$).

$T_w(T_w)$: Temperatura asumida en la pared en el interior del tanque ($^{\circ}\text{K}$).

$T_{w1}(T_{w1})$: Temperatura real en la pared interior del tanque ($^{\circ}\text{K}$).

$T_1(T_p)$: Temperatura del fluido dentro del tanque ($^{\circ}\text{K}$).

T_4 : Temperatura de la pared en el exterior del tanque ($^{\circ}\text{K}$).

$V(v)$: Viscosidad cinemática del agua (m^2/s).

$V_A(v)$: Viscosidad cinemática del aire (m^2/s).

$V_V(v)$: Viscosidad cinemática del vapor (m^2/s).

$V_1(V)$: Velocidad del viento (m/s).

$X_1(X_1)$: Espesor del material del tanque (m).

$X_2(X_2)$: Espesor del aislante (m).

$X_3(X_3)$: Espesor de la envoltura (m).

4.3.4 PROGRAMA.

```

10  REM "BALANCE ENERGETICO EN EL TANQUE DE ALMACENAMIENTO"
20  INPUT "DIAMETRO INTERIOR DEL TANQUE (m)"; D1, "DIAMETRO
    EXTERIOR DEL TANQUE (m)"; D2, "DIAMETRO MAS AISLANTE (m)";
    D3, "DIAMETRO TOTAL (m)"; D4, "LONGITUD DEL TANQUE (m)"; L,
    "NIVEL DEL AGUA (m)"; H, "CONDUCTIVIDAD TERMICA DEL ACERO
    (W/m-°K)"; H2, "CONDUCTIVIDAD TERMICA DEL AISLANTE (W/m-°K)";
    KA
30  INPUT "VELOCIDAD DEL VIENTO (m/s)"; V1, "TEMPERATURA AMBIENTE
    (°K)"; TA, "TEMPERATURA DEL FLUIDO DENTRO DEL TANQUE (°K)";
    T1, "TEMPERATURA ASUMIDA EN LA PARED EN EL INTERIOR DEL
    TANQUE (°K)"; TW, "TEMPERATURA ASUMIDA EN LA PARED EN EL
    EXTERIOR DEL TANQUE (°K)"; T4
40  REM "CALCULO DE LOS DIAMETROS EQUIVALENTES"
50  AA = 2*ACS((D1/2 - H)/(D1/2))
60  S = D1*SIN(AA/2)
70  A1 = H/(G*S)*(3*H^2 + 4*S^2)
80  DE1 = (4*A1/PI)^(1/2)
90  A2 = PI*D1^2/4 - A1
100 DE2 = (4*A2/PI)^(1/2)

```

```

110  BB1 = D2/2*AA
120  A3 = BB1*D2/4
130  DE3 = (4*A3/PI)^(1/2)
140  A4 = PI*D2^2/4 - A3
150  DE4 = (4*A4/PI)^0.5
160  BB2 = DE3/2*AA
170  A5 = BB2*D3/4
180  DE5 = (4*A5/PI)^0.5
190  A6 = PI*D3^2/4 - A5
200  DE6 = (4*A6/PI)^0.5
210  BB3 = D4/2*AA
220  A7 = BB3*D4/4
230  DE7 = (4*A7/PI)^0.5
240  A8 = PI*D4^2/4 - A7
250  DE8 = (4*A8/PI)^0.5
260  REM "CALCULO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR DEBIDO AL AGUA A
      TRAVES DE LA SUPERFICIE CILINDRICA"
270  TM = (T1 + Tw)/2
280  IF TM >= 366.3 THEN 310
290  K = 1.0397E(-3)*TM + 0.2992: V = -4.9946E(-9)*TM +
      2.1445E(-6): P = -0.1213*TM + 46.3229:
      B = 8.1500E(-6)*TM - 2.2880E(-3)
300  GOTO 320
310  K = -1.7102E(-4)*TM + 0.7426: V = -1.4671E(-9)*TM +
      8.5242E(-7): P = -8.7308E(-3)*TM + 5.0781:
      B = 5.7800E(-6)*TM - 2.9079E(-3)
320  GR = 9.81*B*(T1 - Tw)*DE1^3/V^2
330  GP = GR*P
340  IF GP >= 10^4 THEN 360
350  PRINT "c Y n NO ESTAN DEFINIDOS PARA ESTE RANGO DE GrPr": END
360  IF GP <= 10^9 THEN 390
370  IF GP <= 10^12 THEN 400
380  GOTO 350
390  c = 0.53: n = 0.25: GOTO 410
400  c = 0.13: n = 1/3
410  NU = c*GP^n: h1 = NU*K/DE1
420  REM "CALCULO DEL COEFICIENTE CONVECTIVO DEBIDO A CORRIENTES

```

```

DE VIENTO EN SUPERFICIE CILINDRICA"
430 TMA = (T4 + TA)/2
450 DA = -3.6850E(-3)*TMA + 2.2824: VA = 4.6350E(-8)*TMA +
4.5600E(-6): K1 = 7.7250E(-5)*TMA + 3.0650E(-3):
BA = -5.5E(-14)*TMA + 3.4994E(-11):
PA = -2.5000E(-4)*TMA + 0.7830: GOTO 520
520 Re = DA*D4*V1/VA
530 GRA = 9.81*BA*(T4 - TA)*D4^3/(VA*DA)^2
540 RR = GRA/Re^2
550 IF RR > 1 THEN 690
560 IF Re < 1 THEN 670
570 IF Re >= 4 THEN 590
580 C1 = 0.989: n1 = 0.330: GOTO 680
590 IF Re >= 40 THEN 610
600 C1 = 0.911: n1 = 0.385: GOTO 680
610 IF Re >= 4000 THEN 630
620 C1 = 0.683: n1 = 0.466: GOTO 680
630 IF Re >= 40000 THEN 650
640 C1 = 0.193: n1 = 0.618: GOTO 680
650 IF Re >= 250000 THEN 670
660 C1 = 0.0266: n1 = 0.805: GOTO 680
670 PRINT "C1 Y n1 NO ESTAN DEFINIDAS PARA ESTE RANGO DE Re": END
680 NUa = C1*Re^n1*PA^(1/3): GOTO 760
690 GPA = GRA*PA
700 IF GPA >= 10^9 THEN 730
710 IF GPA <= 10^12 THEN 740
720 GOTO 670
730 C1 = 0.53: n1 = 0.25: GOTO 750
740 C1 = 0.13: n1 = 1/3
750 NUa = C1*GPA^n1
760 hw = NUa*K1/D4
770 QCA = (T1-TA)/(1/(h1*PI*DE1*L) + LN(DE3/DE1)/(2*PI*K2*L) +
LN(DE5/DE3))/(2*PI*KA*L) + LN(DE7/DE5)/(2*PI*K2*L) +
1/(hw*PI*DE7*L))
780 REM "CALCULO ITERATIVO DE Tw"
790 Tw1 = T1 - QCA/(h1*PI*DE1*L)
810 IF Tw <> Tw1 THEN 830

```

```

820 Tw = Tw1: GOTO 270
850 PRINT "T4="; T4, "Tw="; Tw, "QCA="; QCA
860 REM "CALCULO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR DEBIDO AL VAPOR DE
      AGUA EN LA SUPERFICIE CILINDRICA"
870 IF TM >= 421.9 THEN 890
880 KV = 9.2024E(-5)*TM - 9.225E(-3): VV = 1.3517E(-7)*TM -
      2.8690E(-5): PV = -2.0450E(-4)*TM + 1.0363:
      BV = -0.3953*TM + 297.2342: GOTO 900
890 KV = 9.0090E(-5)*TM - 8.4090E(-3): VV = 1.5063E(-7)*TM -
      3.5211E(-5): PV = -1.8018E(-4)*TM + 1.0260:
      BV = -0.3220*TM + 267.9064
900 GRV = 9.81*BV*(T1 - Tw)*DE2^3/VV^2
910 GPV = GRV*PV
920 IF GPV >= 10^4 THEN 940
930 PRINT "c2 Y n2 NO ESTAN DEFINIDAS PARA EL RANGO DE GrPr": END
940 IF GPV <= 10^9 THEN 970
950 IF GPV <= 10^12 THEN 980
960 GOTO 930
970 c2 = 0.53: n2 = 0.25: GOTO 990
980 c2 = 0.13: n2 = 1/3
990 NUV = c2*GPV^n2: h2 = NUV*KV/DE2
1000 QCV = (T1 - TA)/(1/(h2*DE2*L) + LN(DE4*DE2)/(2*PI*K2*L) +
      LN(DE6/DE4)/(2*PI*KA*L) + LN(DE8/DE6)/(2*PI*K2*L) +
      1/(hw*PI*DE8*L))
1010 PRINT "QCV="; QCV
1020 REM "CALCULO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR DEBIDO AL AGUA A
      TRAVES DE LAS PAREDES VERTICALES"
1030 IF GP >= 10^4 THEN
1040 PRINT "c3 Y n3 NO ESTAN DEFINIDOS PARA EL RANGO DE GrPr": END
1050 IF GP <= 10^9 THEN 1080
1060 IF GP <= 10^12 THEN 1090
1070 GOTO 1040
1080 c3 = 0.59: n3 = 0.25: GOTO 1100
1090 c3 = 0.10: n3 = 1/3
1100 NU1 = c3*GP^n3: h1v = NU1*K/DE1
1110 X1 = D2 - D1: X2 = D3 - D2: X3 = D4 - D3
1120 REM "CALCULO DEL COEFICIENTE CONVECTIVO DEBIDO A CORRIENTE DE

```

```

VIENTO EN PARED VERTICAL"
1130 Re1 = DA*0.9*D4*V1/VA
1140 GRA1 = 9.81*BA*(T4 - TA)*(0.9*D4)^3/(VA*DA)^2
1150 RR1 = GRA1/Re1^2
1160 IF RR1 > 1 THEN 1190
1170 Na1 = 0.332*PA^(1/3)*Re1^0.5
1180 hwx = Na1*K1/(0.9*D4): hww = 2*hwx: GOTO 1280
1190 GP1 = GRA1*PA
1200 IF GP1 >= 10^4 THEN 1220
1210 PRINT "c4 Y n4 NO ESTAN DEFINIDOS PARA EL RANGO DE GrPr": END
1220 IF GP1 <= 10^9 THEN 1250
1230 IF GP1 <= 10^12 THEN 1260
1240 GOTO 1210
1250 c4 = 0.59: n4 = 0.25: GOTO 1270
1260 c4 = 0.10: n4 = 1/3
1270 Na2 = c4*GP1^n4: hww = Na2*K1/(0.9*D4)
1280 QPA = (T1 - TA)/(1/(h1v*A1) + X1/(K2*A1) + X2/(KA*A1) +
X3/(K2*A1) + 1/(hww*A1))
1290 REM "CALCULO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR DEBIDO AL VAPOR DE
AGUA A TRAVES DE LAS PAREDES VERTICALES"
1300 IF GPV >= 10^4 THEN 1320
1310 PRINT "c5 Y n5 NO ESTAN DEFINIDOS PARA EL RANGO DE GrPr": END
1320 IF GPV <= 10^9 THEN 1350
1330 IF GPV <= 10^12 THEN 1360
1340 GOTO 1310
1350 c5 = 0.59: n5 = 0.25: GOTO 1370
1360 c5 = 0.1: n5 = 1/3
1370 Nv1 = c5*GPV^n5: h2v = Nv1*Kv/DE2
1380 QPV = (T1 - TA)/(1/(h2v*A2) + X1/(K2*A2) + X2/(KA*A2) +
X3/(K2*A2) + 1/(hww*A2))
1390 PRINT "QPA="; QPA, "QPV="; QPV
1400 QT = QCA + QCV + 2*QPA + 2*QPV
1410 PRINT "QT="; QT: END

```

4.4. TUBERIAS Y MANGUERAS.

Para determinar la transferencia de calor en tuberías y

mangueras, se debe calcular el coeficiente convectivo debido al fluido en el interior, lo mismo que el coeficiente convectivo debido a corrientes de viento en el exterior de las tuberías y mangueras.

Calor transferido desde el fluido hacia el ambiente a través de las tuberías y mangueras, Q_{Tb} (W).

$$Q_{Tb} = \frac{T_f - T_a}{\frac{1}{h_1 A_1} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi K_1 L_T} + \frac{\ln(D_1/D_o)}{2\pi K_2 L_T} + \frac{\ln(D_2/D_1)}{2\pi K_3 L_T} + \frac{1}{h_w A_2}} \quad (97)$$

- Determinación del coeficiente convectivo debido al fluido en el interior de las tuberías y mangueras inclinadas, h_1 ($W/m^2 \cdot ^\circ K$). [33]

$$Nu = c(GrPr)^n \quad (72\text{-Repetida})$$

$$c = 0.53 ; \quad n = 0.25 \quad \text{para } 10^4 < GrPr < 10^9$$

$$c = 0.13 ; \quad n = 1/3 \quad \text{para } 10^4 < GrPr < 10^{12}$$

$$h = Nu \, K/L \quad (73\text{-Repetida})$$

$$Gr = [g\beta(T_f - T_a)L^3]/[\nu f^2] \quad (74\text{-Repetida})$$

Para tuberías y mangueras verticales, las constantes son:

$$c = 0.59 ; \quad n = 0.25 \quad \text{para } 10^4 < GrPr < 10^9$$

$$c = 0.10 ; \quad n = 1/3 \quad \text{para } 10^9 < GrPr < 10^{13}$$

- Determinación del coeficiente convectivo debido a corrientes de viento en tuberías y mangueras inclinadas, h_w ($W/m^2 \cdot ^\circ K$).

Es necesario hacer el análisis de convección libre y forzada teniendo en cuenta la relación Gr/Re^2 .

- Cálculo de h_w por convección libre en tuberías y mangueras

inclinadas. [35]

$$N_u = (0.60 - 0.488(\text{Sen}\beta)^{1.02})(\text{GrPr})^{1/4} + (1/12)(\text{Sen}\beta)^{1.75}$$

(98)

Para $\text{GrPr} < 2 \times 10^4$

- Cálculo de h_w por convección forzada en tuberías y mangueras inclinadas.

Para determinar h_w por convección forzada se debe utilizar las ecuaciones (86), (87) y (88); este mismo análisis sirve también para tuberías y mangueras verticales.

- Coeficiente convectivo debido a corrientes de viento por convección libre en tuberías y mangueras verticales, h_w ($\text{W/m}^2\text{-}^\circ\text{K}$).

Para determinar h_w por convección libre se debe utilizar las ecuaciones (72) y (73) utilizando las constantes para tuberías y mangueras verticales.

4.4.1. DESCRIPCION DEL PROGRAMA.

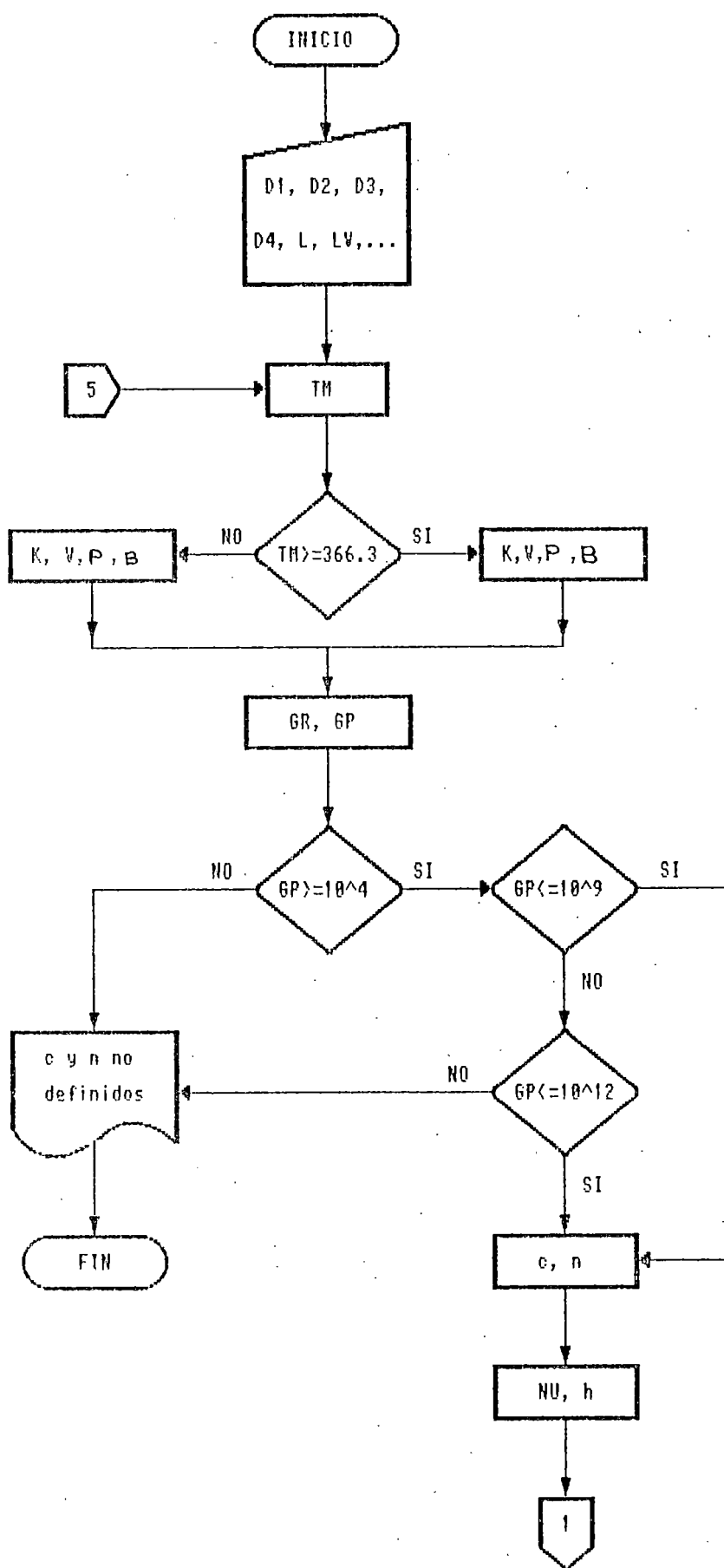
El programa está elaborado en lenguaje BASIC para ser ejecutado en cualquier computadora con este lenguaje. El programa inicia solicitando todos los datos que necesitará en el desarrollo del mismo, después determina la temperatura de película entre el agua y la pared de la tubería para encontrar las propiedades del fluido a esta temperatura, realizando interpolaciones si es necesario. Teniendo las propiedades, se determinan los números de Grashof y Nusselt y el coeficiente convectivo debido al agua.

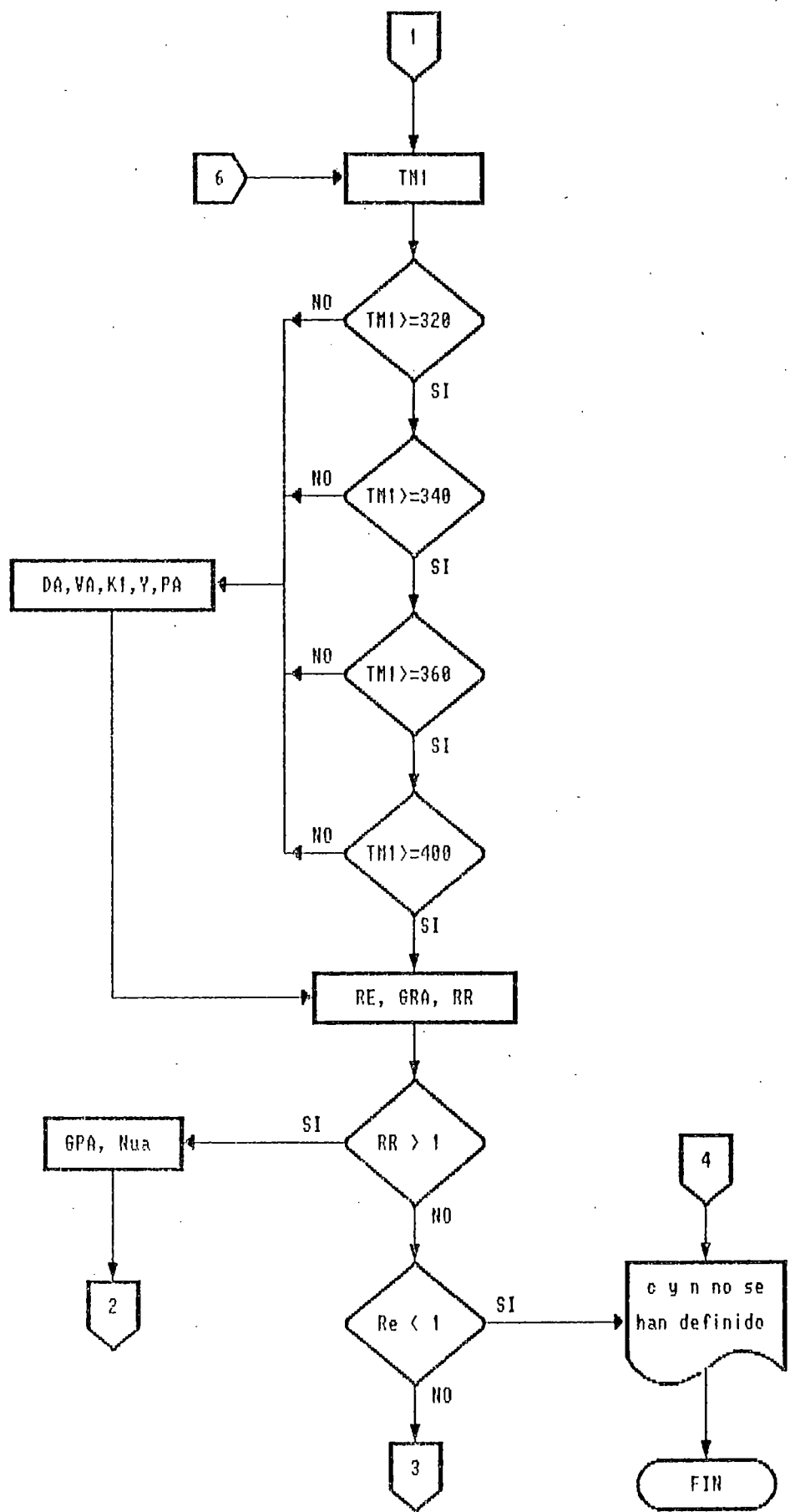
Posteriormente, se calcula la temperatura de película entre la pared exterior de la tubería y el ambiente, para determinar las propiedades del aire y evaluar los números de Reynolds y Grashof y verificar si la convección es libre, forzada o ambas. Dependiendo de esto, se calcula el número de Nusselt para tubería inclinada y, posteriormente, el coeficiente convectivo debido a corrientes de

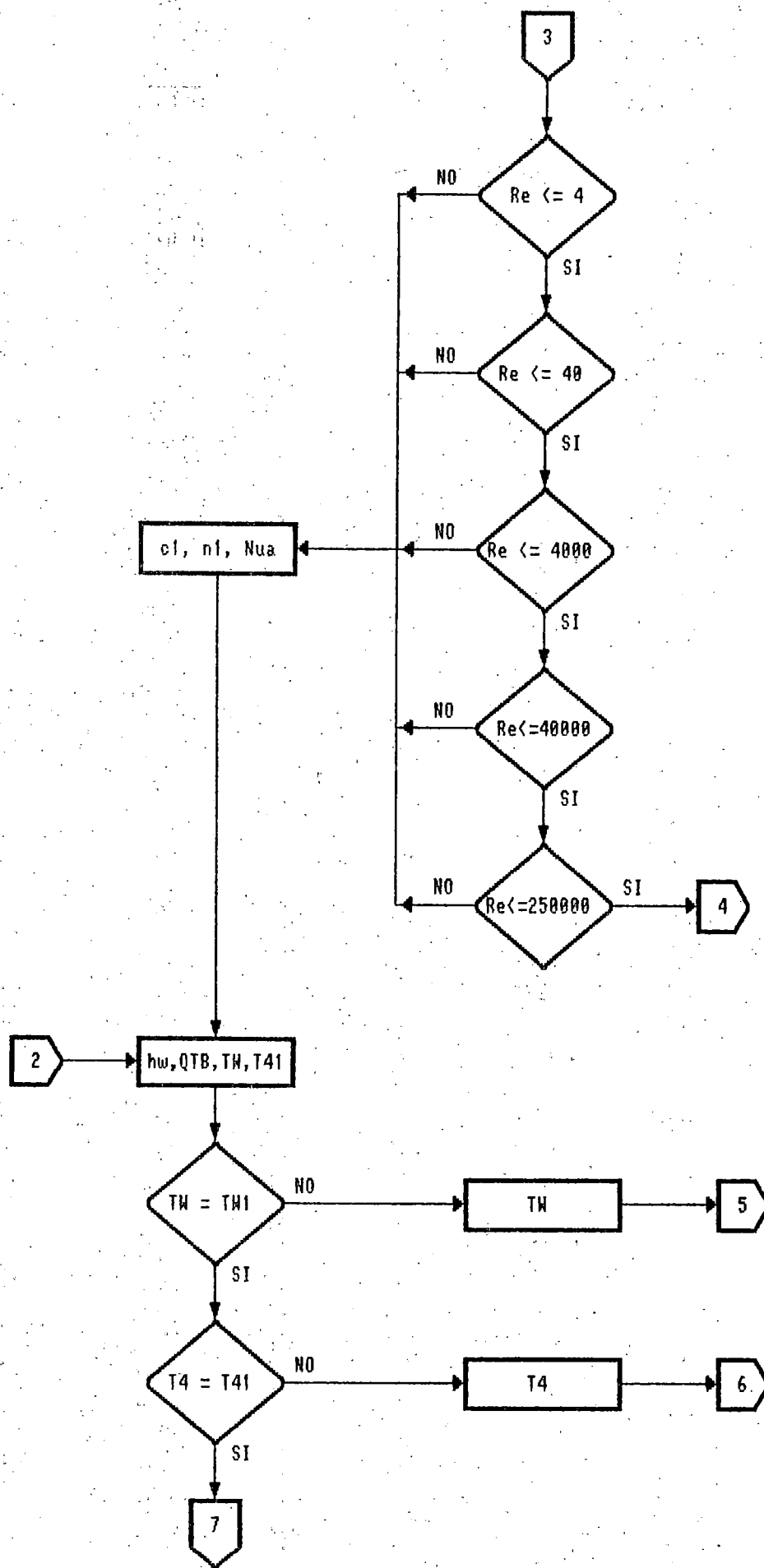
viento.

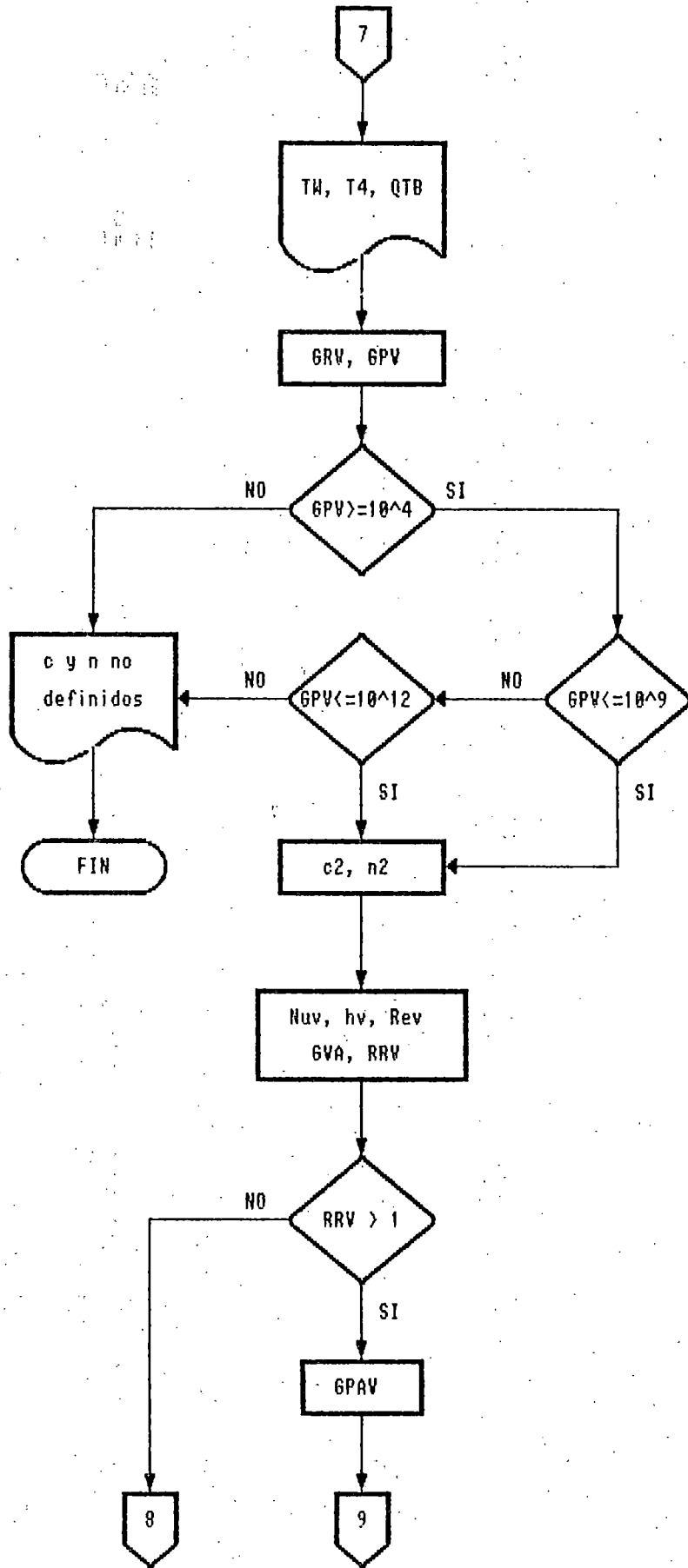
Con los coeficientes convectivos ya calculados, se determina el calor que el agua le transfiere al ambiente a través de las tuberías inclinadas. Luego se realiza un proceso iterativo para determinar las verdaderas temperaturas de pared en el interior y exterior de las tuberías.

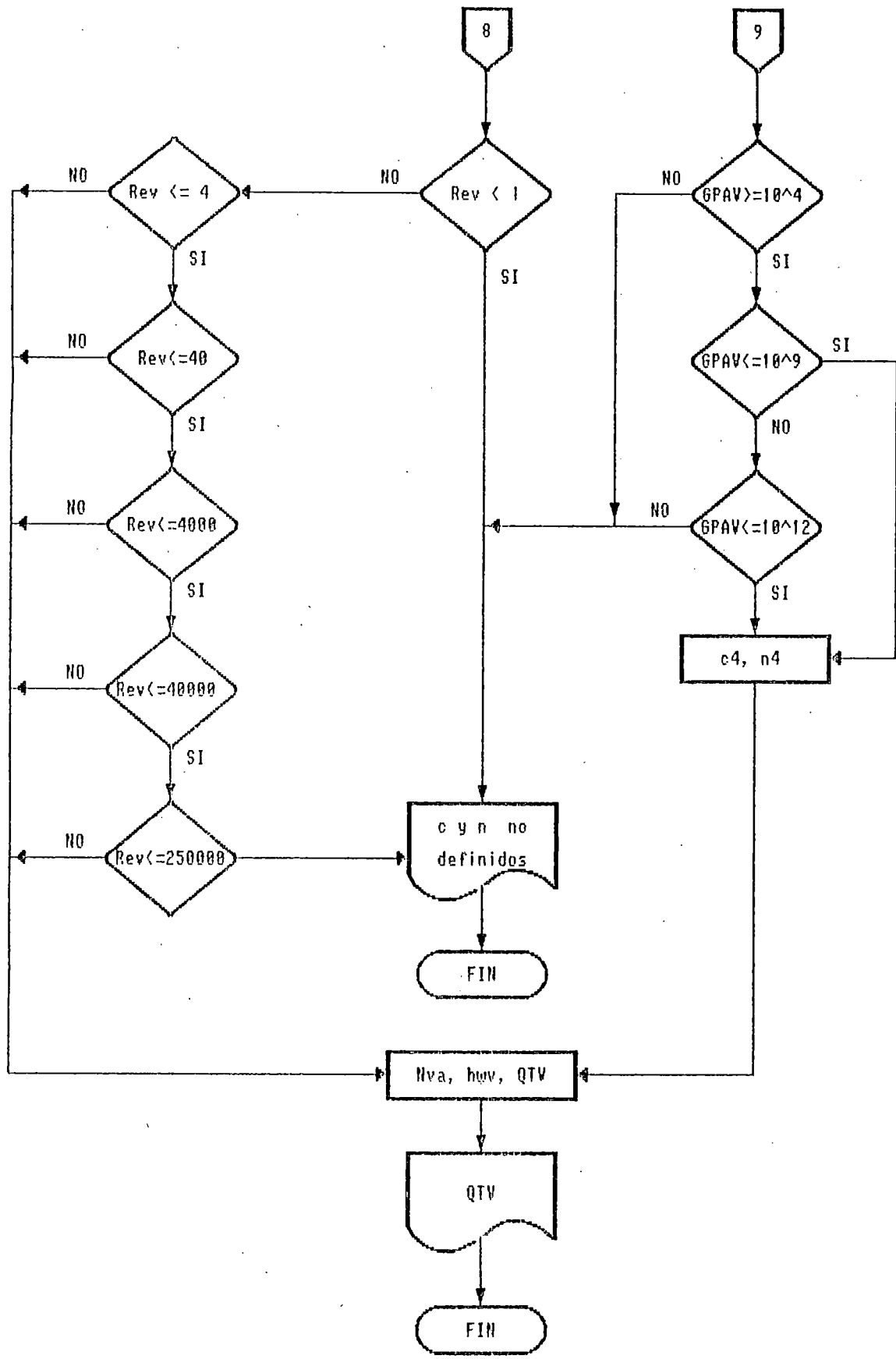
El programa continúa calculando los números de Grashof y Nusselt y el coeficiente convectivo en el interior de la tubería vertical; luego se calculan los números de Reynolds y Grashof y se compara si la convección es libre, forzada o ambas; dependiendo de esto, se determina el número de Nusselt y el coeficiente convectivo debido a corrientes de viento en la tubería vertical. Finalmente, se evalúa la transferencia de calor desde el agua hacia el ambiente a través de la tubería vertical.











4.4.3. DEFINICION DE VARIABLES.

B(β)	: Coeficiente de expansión térmica del agua ($1/^\circ\text{K}$).
BA(β)	: Coeficiente de expansión térmica del aire ($1/^\circ\text{K}$).
c(c)	: Constante para el cálculo de Nusselt del agua en tubería inclinada.
c1(c)	: Constante para el cálculo de Nusselt del aire en tubería inclinada.
c2(c)	: Constante para el cálculo de Nusselt del agua en tubería vertical.
c3,c4(c)	: Constante para el cálculo de Nusselt del aire en tubería vertical.
DA	: Densidad del aire (Kg/m^3).
D1(D _i)	: Diámetro interior de la tubería (m).
D2(D _o)	: Diámetro exterior de la tubería (m).
D3(D ₁)	: Diámetro exterior de la tubería más aislante (m).
D4(D ₂)	: Diámetro total (m).
GR(Gr)	: Número de Grashof del agua en tubería inclinada.
GRA(Gr)	: Número de Grashof del aire en tubería inclinada.
GRV(Gr)	: Número de Grashof del agua en tubería vertical.
GP(GrPr)	: Producto de los números de Grashof-Prandtl para agua en tubería inclinada.
GPA(GrPr)	: Producto de los números de Grashof-Prandtl para aire en tubería inclinada.
GPV(GrPr)	: Producto de los números de Grashof-Prandtl para agua en tubería vertical.
GPAV(GrPr)	: Producto de los números de Grashof-Prandtl para el aire en tubería vertical.
GVA(Gr)	: Número de Grashof para el aire en tubería vertical.
h(h ₁)	: Coeficiente convectivo debido al agua en tubería inclinada ($\text{W/m}^2\text{-}^\circ\text{K}$).
hv(H ₁)	: Coeficiente convectivo debido al agua en tubería vertical ($\text{W/m}^2\text{-}^\circ\text{K}$).
hw(h _w)	: Coeficiente convectivo debido a corrientes de viento en tubería inclinada ($\text{W/m}^2\text{-}^\circ\text{K}$).
hwv(h _w)	: Coeficiente convectivo debido a corrientes de viento en tubería vertical ($\text{W/m}^2\text{-}^\circ\text{K}$).

$K(K_f)$: Conductividad térmica del agua ($W/m-^{\circ}K$).
$KA(K)$: Conductividad térmica del aislante ($W/m-^{\circ}K$).
$K1(K_a)$: Conductividad térmica del aire ($W/m-^{\circ}K$).
$K2(K_A)$: Conductividad térmica de la tubería ($W/m-^{\circ}K$).
$K3(K_A)$: Conductividad térmica del acero ($W/m-^{\circ}K$).
$L(L_T)$: Longitud de la tubería inclinada (m).
$LV(L_T)$: Longitud de la tubería vertical (m).
n	: Constante para el cálculo de Nusselt del agua en tubería inclinada.
$n1(n)$: Constante para el cálculo de Nusselt del aire en tubería inclinada.
$n2(n)$: Constante para el cálculo de Nusselt del agua en tubería vertical.
$n3, n4(n)$: Constante para el cálculo de Nusselt del aire en tubería vertical.
$NU(N_u)$: Número de Nusselt del agua en tubería inclinada (adimensional).
$NUa(N_u)$: Número de Nusselt del aire en tubería inclinada (adimensional).
$NUV(N_u)$: Número de Nusselt del agua en tubería vertical (adimensional).
$Nva(N_u)$: Número de Nusselt del aire en tubería vertical (adimensional).
$P(Pr)$: Número de Prandtl del agua (adimensional).
$PA(Pr)$: Número de Prandtl del aire (adimensional).
$QTB(Q_{Tb})$: Transferencia de calor desde el fluido hacia el ambiente a través de la tubería inclinada (W).
$QTV(Q_{Tb})$: Transferencia de calor desde el fluido hacia el ambiente a través de la tubería vertical (W).
$Re(Re)$: Número de Reynolds del aire en tubería inclinada (adimensional).
$Rev(Re)$: Número de Reynolds del aire en tubería vertical (adimensional).
RR	: Relación Gr/Re^2 en tubería inclinada.
RRV	: Relación Gr/Re^2 en tubería vertical.
$TA(T_a)$: Temperatura ambiente ($^{\circ}K$).
$Tw(T_w)$: Temperatura asumida en el interior de la tubería

(°K).

Twl : Temperatura real en el interior de la tubería (°K).

TM : Temperatura de película entre el agua y la pared del tubo (°K).

TM1 : Temperatura de película entre el aire y la pared exterior del tubo (°K).

T1(T f) : Temperatura del fluido dentro de la tubería (°K).

T4 : Temperatura asumida en la pared exterior de la tubería (°K).

T41 : Temperatura real en la pared exterior de la tubería (°K).

V(v f) : Viscosidad cinemática del agua (m²/s).

VA(v f) : Viscosidad cinemática del aire (m²/s).

V1(V) : Velocidad del viento (m/s).

x(β) : Angulo de inclinación de la tubería (rad).

4.4.4. PROGRAMA.

```

10  REM "TRANSFERENCIA DE CALOR EN TUBERIAS Y MANGUERAS"
20  INPUT "DIAMETRO INTERIOR (m)"; D1, "DIAMETRO EXTERIOR (m)";
    D2, "DIAMETRO EXTERIOR MAS AISLANTE (m)"; D3, "DIAMETRO TOTAL
    (m)"; D4, "LONGITUD DE LA TUBERIA INCLINADA (m)"; L,
    "LONGITUD DE LA TUBERIA VERTICAL (m)"; LV
30  INPUT "VELOCIDAD DEL VIENTO (m/s)"; V1, "TEMPERATURA AMBIENTE
    (°K)"; TA, "TEMPERATURA DEL FLUIDO DENTRO DE LAS TUBERIAS
    (°K)"; T1, "TEMPERATURA ASUMIDA EN LA PARED INTERIOR DE LA
    TUBERIA (°K)"; TW, "TEMPERATURA ASUMIDA EN LA PARED EXTERIOR
    DE LA TUBERIA (°K)"; T4, "CONDUCTIVIDAD TERMICA DE LA TUBERIA
    (W/m-°K)"; K2, "CONDUCTIVIDAD TERMICA DEL ACERO (W/m-°K)";
    KA, "ANGULO DE INCLINACION DE LA TUBERIA (rad)"; x
40  REM "COEFICIENTE CONVECTIVO EN CILINDROS INCLINADOS"
50  TM = (T1 + TW)/2
60  IF TM >= 366.3 THEN 80
70  K = 1.0396E-3*TM + 0.2992: V = -4.9946E-9*TM + 2.1446E-6:
    P = -0.1213*TM + 46.3229: B = 8.15E-6*TM - 2.2880E-3: GOTO 90
80  K = -1.7102E-4*TM + 0.7426: V = -1.4671E-9*TM + 8.5242E-7:
    P = -8.7308E-3*TM + 5.0781: B = 5.78E-6*TM - 2.9079E-3

```

```

90  GR = 9.81*B*(T1 - TW)*L^3/V^2
100 GP = GR*P
110 IF GP >= 10^4 THEN 130
120 PRINT "c Y n NO ESTAN DEFINIDAS PARA ESTE RANGO DE GrPr": END
130 IF GP <= 10^9 THEN 160
140 IF GP <= 10^12 THEN 170
150 GOTO 120
160 c = 0.53: n = 0.25: GOTO 180
170 c = 0.13: n = 1/3
180 Nu = c*GP^n: h = Nu*K/L
190 REM "CALCULO DEL COEFICIENTE CONVECTIVO DEBIDO A CORRIENTES
    DE VIENTO"
200 TM1 = (T4 + TA)/2
210 IF TM1 >= 320 THEN 230
220 DA = -3.685E-3*TM1 + 2.2824: VA = 4.635E-8*TM1 + 4.56E-6:
    K1 = 7.725E-5*TM1 + 3.065E-3: Y = -9.24E 8*TM1 + 3.509E 11:
    PA = -2.5E-4*TM1 + 0.783: GOTO 290
230 IF TM1 >= 340 THEN 250
240 DA = -3.25E-3*TM1 + 2.1432: VA = 45.45E-9*TM1 + 4.847E-6:
    K1 = 74.85E-6*TM1 + 3.833E-3: Y = -6.775E 8*TM1 + 2.72E 11:
    PA = -2E-4*TM1 + 0.767: GOTO 290
250 IF TM1 >= 360 THEN 270
260 DA = -2.885E-3*TM1 + 2.0191: VA = 43.65E-9*TM1 + 5.425E-6:
    K1 = 74.85E-6*TM1 + 3.833E-3: Y = -4.65E 8*TM1 + 1.998E 11:
    PA = -2E-4*TM1 + 0.767: GOTO 290
270 IF TM1 >= 400 THEN 290
280 DA = -2.4574E-3*TM1 + 1.8652: VA = 42.05E-9*TM1 + 6.037E-6:
    K1 = 71.8E-6*TM1 + 4.931E-3: Y = -3.017E 8*TM1 + 1.41E 11:
    PA = -1.5E-4*TM1 + 0.749
290 Re = DA*D4*V1/VA
300 GRA = 9.81*VA*(T4 - TA)*L^3/(VA*DA)^2
310 RR = GRA/Re^2
320 IF RR > 1 THEN 460
330 IF Re < 1 THEN 440
340 IF Re <= 4 THEN 360
350 c1 = 0.989: n1 = 0.33: GOTO 450
360 IF Re <= 40 THEN 380

```

```

370 c1 = 0.911: n1 = 0.385: GOTO 450
380 IF Re <= 4000 THEN 400
390 c1 = 0.683: n1 = 0.466: GOTO 450
400 IF Re <= 40000 THEN 420
410 c1 = 0.193: n1 = 0.618: GOTO 450
420 IF Re <= 250000 THEN 440
430 c1 = 0.266: n1 = 0.805: GOTO 450
440 PRINT "c1 Y n1 NO ESTAN DEFINIDOS PARA ESTE RANGO DE Re": END
450 Nua = c1*Re^n1*PA^(1/3): GOTO 480
460 GPA = GRA*PA
470 Nua = (0.6 - 0.488*(SINX)^1.03)*GPA^0.25 + 1/12*(SINX)^1.75
480 hw = Nua*K1/V4
490 QTB = (T1 - TA)/(1/(h*pi*D1*L) + LN(D2/D1)/(2*pi*K2*L) +
LN(D3/D2)/(2*pi*KA*L) + LN(D4/D3)/(2*pi*K3*L) + 1/(hw*pi*D4*L))
500 REM "CALCULO ITERATIVO DE Tw Y T4"
510 TW1 = T1 - QTB/(h*pi*D1*L)
520 T41 = QTB/(hw*pi*D4*L)*TA
530 IF TW = TW1 THEN 550
540 TW = TW1: GOTO 50
550 IF T4 = T41 THEN 570
560 T4 = T41: GOTO 200
570 PRINT "TW="; TW, "T4="; T4, "QTB="; QTB
580 REM "CALCULO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN LA TUBERIA
VERTICAL"
590 GRV = 9.81*B*(T1 - TW)*LV^3/V^2
600 GPV = GRV*P
610 IF GPV <= 10^4 THEN 630
620 PRINT "c2 Y n2 NO ESTAN DEFINIDAS PARA ESTE RANGO DE GrPr":
END
630 IF GPV <= 10^9 THEN 660
640 IF GPV <= 10^12 THEN 670
650 GOTO 20
660 c2 = 0.59: n2 = 0.25: GOTO 680
670 c2 = 0.1: n2 = 1/3
680 Nuv = c2*GPV^n2: hv = Nuv*K/Lv
690 REM "CALCULO DEL COEFICIENTE CONVECTIVO DEBIDO A CORRIENTES
DE VIENTO EN CILINDRO VERTICAL"

```

```

700 Rev = DA*Lv*V1/VA: GVA = Y*(T4 - TA)*Lv^3
710 RRV = GVA/Rev^2
720 IF RRV > 1 THEN 860
730 IF Rev < 1 THEN 840
740 IF Rev <= 4 THEN 760
750 c3 = 0.989: n3 = 0.330: GOTO 850
760 IF Rev <= 40 THEN 780
770 c3 = 0.911: n3 = 0.385: GOTO 850
780 IF Rev <= 4000 THEN 800
790 c3 = 0.683: n3 = 0.466: GOTO 850
800 IF Rev <= 40000 THEN 820
810 c3 = 0.193: n3 = 0.618: GOTO 850
820 IF Rev <= 250000 THEN 840
830 c3 = 0.266: n3 = 0.805: GOTO 850
840 PRINT "c3 Y n3 NO ESTAN DEFINIDAS PARA EL RANGO DE Rev": END
850 Nva = c3*Rev^n3*PA^(1/3): GOTO 950
860 GPAV = GVA*PA
870 IF GPAV >= 10^4 THEN 890
880 PRINT "c4 Y n4 NO ESTAN DEFINIDAS PARA EL RANGO DE GrPr": END
890 IF GPAV <= 10^9 THEN 920
900 IF GPAV <= 10^12 THEN 930
910 GOTO 880
920 c4 = 0.59: n4 = 0.25: GOTO 940
930 c4 = 0.1: n4 = 1/3
940 Nva = c4*GPAV^n4
950 hwv = Nva*K1/Lv
960 QTV = (T1 - TA)/((1/(hv*pi*D1*Lv) + LN(D2/D1)/(2*pi*K2*Lv) +
LN(D3/D2)/(2*pi*Kλ*Lv) + LN(D4/D3)/(2*pi*K3*Lv) +
1/(hwv*pi*D4*Lv))
970 PRINT "QTV="; QTV
980 END

```

4.5. RESUMEN.

El complicado y tedioso análisis necesario para evaluar el comportamiento térmico del sistema de generación de vapor se facilita grandemente mediante el uso de programas para

computadoras. A través de los mismos es posible predecir el comportamiento de cualquier sistema similar, a diferentes razones de escala.

Debe tenerse presente que no existe forma de elaborar un modelo matemático que describa exactamente el comportamiento térmico de cualquier sistema, ya que las correlaciones que se utilizan para tal fin son empíricas y difieren según el autor, quienes establecen márgenes de error que varían hasta un $\pm 25 \%$ de los resultados prácticos.

Los resultados obtenidos mediante estos modelos se presentan en el siguiente capítulo, conteniendo también, los valores obtenidos durante las pruebas y además, las gráficas para facilitar el análisis.

CAPITULO CINCO:

PRUEBAS Y ANALISIS DE RESULTADOS.

5. PRUEBAS Y ANALISIS DE RESULTADOS.

El presente capítulo establece un estudio y comparación de los resultados del comportamiento energético del sistema de generación de vapor medidos experimentalmente y los resultados obtenidos de los programas de computadora. Se presentan tablas en ambos casos para facilitar la comparación. En el primer caso, las tablas contienen datos medidos cada 15 minutos. En el segundo caso, las tablas contienen los resultados de los programas.

Algunos datos experimentales han sido graficados con el fin de visualizar y facilitar el análisis de la variación de éstos con respecto al tiempo.

Una vez el sistema se encuentra en Operación de Estado Estable, se evalúa el comportamiento general del mismo cuando existe o no precalentador y se verifican los modelos matemáticos predictivos. Para lograrlo, se hace una comparación entre los resultados obtenidos de los modelos matemáticos y los datos experimentales, determinando la desviación que existe entre el flujo de masa de vapor real y el calculado teóricamente, lo mismo que para la temperatura media de placa. Además, se evalúan las eficiencias térmicas del sistema en ambos casos.

NOTA PRELIMINAR.

Las pruebas del sistema de generación de vapor se iniciaron el 28 de septiembre de 1993; para entonces, éste sólo contaba con el precalentador, colector concentrador y tanque de almacenamiento. El primero de octubre se probó el sistema a máxima operación alcanzando una presión de 172.38 KPa man (25 Psig); luego, el 11 de octubre se instaló el condensador a la salida de la válvula de suministro, con el fin de medir el flujo de masa generado por el sistema.

Las pruebas se realizaron durante 18 días no continuos, debido a las condiciones atmosféricas propias de la época (lluvia y nubosidad) y ajustes realizados al sistema, siendo el último día de prueba el 30 de Noviembre. La presión se fijó en 34.44 KPa man (5 Psig), tomándose datos cada 15 minutos.

Para el análisis se han seleccionado los resultados obtenidos de aquellos días que presentaron las mejores condiciones atmosféricas.

5.1 COMPORTAMIENTO DEL SISTEMA SOMETIDO A MAXIMA OPERACION.

Las primeras pruebas realizadas fueron enfocadas a determinar el comportamiento del sistema a máxima presión, para lo cual el arreglo incluía el precalentador, el colector concentrador y el tanque de almacenamiento. La válvula de suministro instalada en el tanque de almacenamiento fue cerrada totalmente.

Las pruebas se realizaron el 1 de octubre de 1993, desde las 9.00 A.M. hasta las 4:15 P.M. En la tabla 8 se muestran los valores medidos cada 15 minutos. En la figura 16 se muestra la variación del comportamiento diario del precalentador, del concentrador y del tanque de almacenamiento, en función de la temperatura media de placa, temperatura media del absorbedor y temperatura y presión del fluido en el tanque, respectivamente. En misma figura puede observarse que la presión y la temperatura del fluido en el tanque aumentan proporcionalmente con las temperaturas del absorbedor y de la placa del precalentador hasta alcanzar su punto máximo cuando el sistema se encuentra en condición de Operación de Estado Estable.

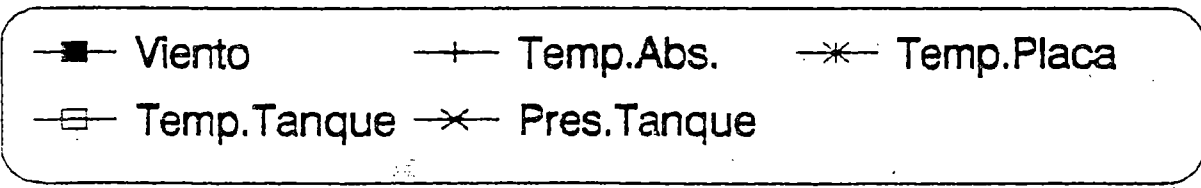
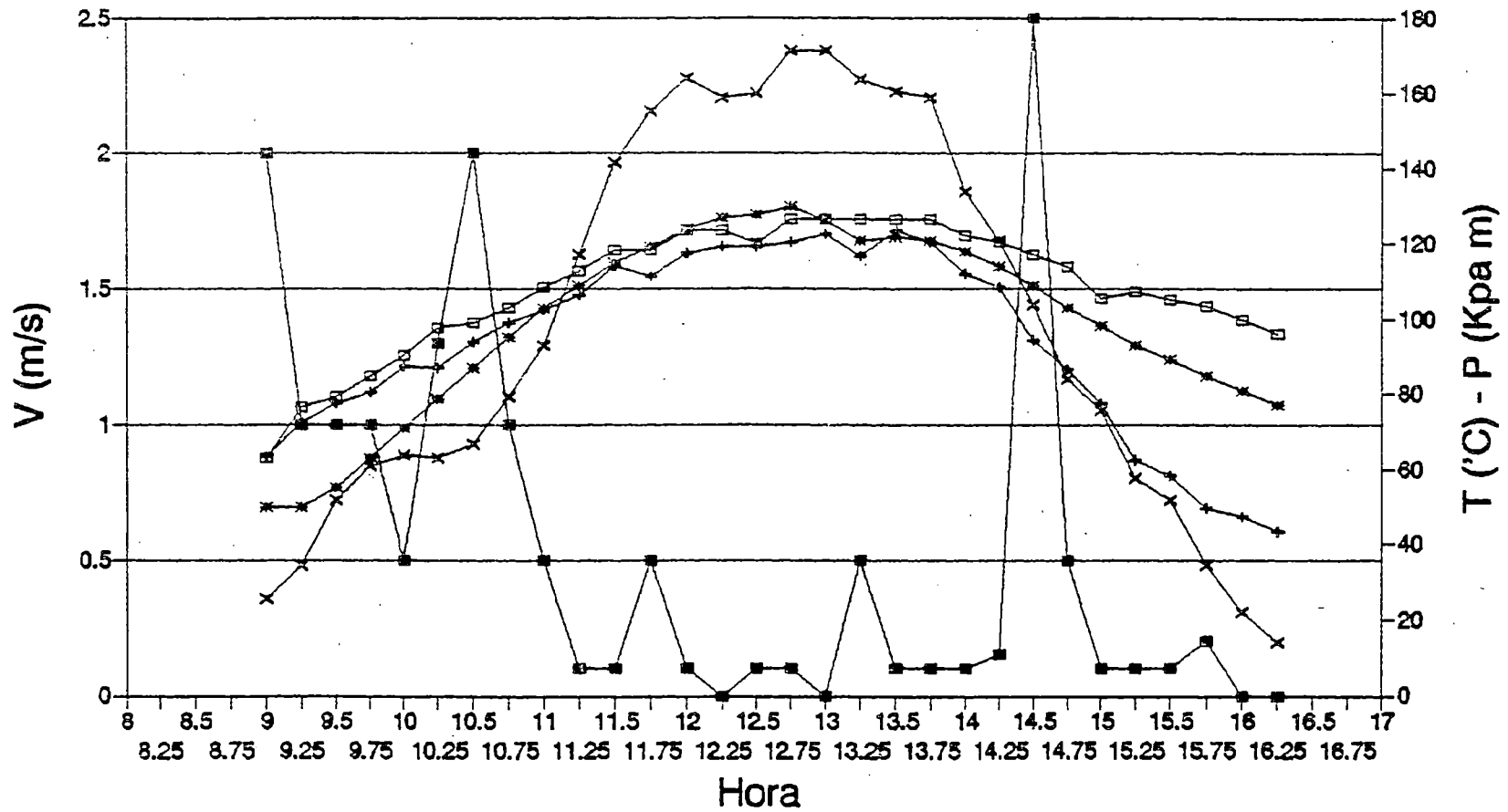
Las condiciones atmosféricas fueron favorables durante la mañana, con cielo completamente claro. A partir de las 11:44 A.M. las nubes comenzaron a interrumpir la radiación directa del sol sobre el sistema durante cortos periodos. Aún así, a las 12:07 P.M. se alcanzó una presión de 172.38 KPa man (25 Psig), momento en el cual se abrió automáticamente la válvula de suministro, cerrándose nuevamente al caer la presión hasta 151.69 KPa man (22 Psig). El mismo fenómeno se repitió a las 12:28, 12:46, 1:02 y 1:22 P.M. A partir de la 1:51 P.M., la obstaculización de la radiación directa fue cada vez más frecuente y durante largos periodos, hasta que, a partir de las 2:45 P.M., el Sol se nubló completamente provocando una caída rápida de la temperatura del absorbedor y de la presión del tanque. Esto es: El sistema es efectivo sólo si existe radiación solar directa.

TABLA 8. Comportamiento del sistema sometido a máxima operación.

Fecha: 1 de Octubre de 1993.

HORA	Ta (°C)	V (m/s)	PRECALENTADOR (°C)				ABSORBEDOR (°C)				SOPORTES (°C)		TANQUE		Tret. (°C)
			Tpn.	Tc1	Tc2	Tfo	Tr1	Tr2	Tr3	Tr	Tsi	Tss	Tf (°C)	P (KPa)	
9:00	26.0	2.0	50	24	32	40.0	91	99	90	93.3	40	42	62.8	25.5	29.4
9:15	27.0	1.0	50	42	33	41.1	105	72	40	72.3	36	51	76.7	34.5	29.4
9:30	26.0	1.0	55	45	34	45.0	108	83	42	77.7	36	46	79.4	51.7	33.9
9:45	28.0	1.0	63	52	35	50.6	108	87	47	80.7	37	57	85.0	60.7	42.2
10:00	27.0	0.5	71	59	42	54.4	111	96	55	87.3	40	58	90.5	63.8	50.0
10:15	28.0	1.3	79	64	45	61.7	109	90	62	87.0	41	58	97.8	62.8	60.0
10:30	27.0	2.0	87	70	49	68.3	111	101	70	94.0	43	58	98.9	66.9	67.8
10:45	28.0	1.0	95	76	52	75.0	112	107	78	99.0	46	60	102.8	79.3	75.0
11:00	28.5	0.5	103	82	56	79.4	118	108	82	102.7	45	65	100.3	93.1	86.9
11:15	29.0	0.1	109	86	60	85.6	120	112	87	106.3	52	71	112.8	117.2	90.6
11:30	30.0	0.1	115	92	64	89.4	124	123	95	114.0	53	72	118.3	141.4	96.1
11:45	30.0	0.5	119	93	64	92.2	123	119	93	111.7	52	72	118.3	155.2	95.6
12:00	29.0	0.1	124	97	66	93.9	129	127	97	117.7	55	75	123.3	164.1	103.1
12:15	29.5	0.0	127	100	67	98.9	127	125	105	119.0	57	77	123.9	158.6	106.7
12:30	29.5	0.1	128	100	62	106.7	127	127	103	119.0	57	78	120.0	160.0	110.6
12:45	30.0	0.1	130	100	60	108.9	129	129	103	120.3	57	78	126.7	171.0	111.1
13:00	28.0	0.0	126	98	61	107.8	129	129	110	122.7	60	79	126.7	171.0	114.4
13:15	29.0	0.5	121	95	59	108.9	124	125	101	116.7	62	79	126.7	163.5	114.4
13:30	30.0	0.1	122	93	58	111.1	129	128	113	123.3	61	80	126.7	160.3	115.6
13:45	31.0	0.1	121	93	58	103.3	127	123	111	120.3	60	81	126.7	158.6	111.7
14:00	31.0	0.1	118	91	60	98.3	118	120	98	112.0	55	68	122.2	133.8	100.0
14:15	30.0	0.1	114	88	58	95.6	119	112	95	108.7	56	73	120.6	120.7	100.6
14:30	29.0	2.5	109	83	54	87.8	105	98	80	94.3	52	65	117.2	103.5	95.6
14:45	31.0	0.5	103	79	52	108.8	93	90	77	86.7	48	58	113.9	84.1	111.7
15:00	28.0	0.1	98	75	51	75.6	83	78	71	77.3	45	51	105.6	75.9	75.6
15:15	27.0	0.1	93	72	48	67.8	66	64	58	62.7	41	44	107.2	57.9	66.7
15:30	27.0	0.1	89	68	45	64.4	62	63	50	58.3	32	43	105.0	51.7	60.0
15:45	26.0	0.2	85	65	44	58.9	52	51	46	49.7	36	37	103.3	34.5	54.4
16:00	26.0	0.0	81	63	42	54.4	49	49	45	47.7	35	37	100.0	22.1	48.9
16:15	25.0	0.0	77	60	41	51.1	45	45	41	43.7	34	34	96.1	13.8	43.3

Fig. 16. Comportamiento del Sistema.
Máxima operación



Las temperaturas del fluido en el tanque y de la placa del precalentador exhiben un comportamiento similar entre ambos, pero puede verse que su caída es menos drástica, en comparación con la temperatura del absorbedor, a medida que declina el día. Debe aclararse que la curva que describe la temperatura del absorbedor representa los valores promedio de las temperaturas medidas en los extremos y en el medio del mismo.

En base a estos resultados y dado que la capacidad máxima de la válvula de suministro es de 172.38 KPa man (25 Psig), puede decirse que es posible lograr mayores presiones de operación que las alcanzadas, siempre que las condiciones climatológicas lo permitan y que se disponga de una válvula de suministro de mayor capacidad.

5.2 COMPORTAMIENTO DEL SISTEMA SIN PRECALENTADOR.

Después de evaluar la capacidad máxima del sistema, se acopló el condensador a la salida de la válvula de suministro, para determinar el flujo de masa generado. Pudo constatarse a través de las pruebas que las temperaturas de entrada y salida del flujo en el absorbedor eran iguales bajo estas condiciones, no permitiendo esta situación evaluar el comportamiento del sistema mediante los programas de computadora elaborados, por lo que se separó el precalentador y se evaluó el sistema contando solamente con el concentrador, el tanque de almacenamiento y el condensador.

Las pruebas se realizaron el 27 de Noviembre de 1993, desde las 8:30 A.M. hasta las 4:15 P.M., regulándose la presión de operación en 34.44 KPa man (5 Psig). El cielo estuvo completamente claro todo el día, pero las velocidades de viento fueron muy altas por la mañana hasta la 1:50 P.M., por lo que el sistema no logró estabilizarse sino hasta las 2:15 P.M. A partir de ese momento se observó una condensación continua del vapor generado. El flujo de masa se determinó utilizando una probeta graduada en la cual se recogía el condensado durante 30 segundos, convirtiendo posteriormente esos valores a las unidades correspondientes. En la tabla 9 se presentan los valores de la prueba realizada.

TABLA 9. Comportamiento del sistema sin precalentador.

Fecha: 27 de Noviembre de 1993.

HORA	Ta (°C)	V (m/s)	Tfis (°C)	Tfi (°C)	Tfo (°C)	ABSORBEDOR (°C)				SOPORTES (°C)		TANQUE			Tret (°C)	mx10 ⁵ Kg/s
						Tr1	Tr2	Tr3	Tr	Tsi	Tss	Tf (°C)	P (KPa)	H (m)		
8:30	24	5.0	24.4	26.1	82.2	84	95	39	72.7	33	59	23.3	13.8	0.120	21.1	0
8:45	24	5.0	25.0	32.2	97.2	102	82	27	70.3	27	65	47.2	21.4	0.120	22.8	0
9:00	26	1.5	26.1	27.8	101.1	103	98	26	75.7	26	69	64.4	31.0	0.120	22.8	0
9:15	25	3.0	26.7	26.7	103.3	104	91	28	74.3	27	68	63.3	37.2	0.125	23.9	0
9:30	25	4.0	27.2	27.2	102.2	100	90	30	73.3	28	69	65.6	33.1	0.125	26.7	0
9:45	24	3.0	27.8	29.4	102.8	101	87	33	73.7	28	69	75.0	37.2	0.130	31.1	0
10:00	26	4.0	29.9	33.3	102.8	100	91	35	75.3	30	67	75.6	35.9	0.130	35.6	0
10:15	26	4.0	30.6	37.8	102.8	97	87	32	72.0	30	70	79.4	35.9	0.130	40.6	0
10:30	25	4.5	32.2	41.1	101.1	101	94	36	77.0	32	65	82.2	29.3	0.135	43.3	0
10:45	25	3.5	34.4	45.6	102.8	99	92	35	75.3	33	71	85.6	35.9	0.140	48.9	0
11:00	25	5.0	36.1	47.2	100.6	97	97	41	78.3	35	70	86.7	27.6	0.140	48.9	0
11:15	25	3.0	37.8	52.2	102.2	99	93	41	77.7	35	71	86.7	34.5	0.140	54.4	0
11:30	27	3.0	40.6	59.4	102.8	100	90	50	80.0	38	74	90.6	35.2	0.140	58.3	0
11:45	27	3.5	43.3	63.3	102.8	99	94	51	81.3	38	73	93.3	35.9	0.140	61.7	0
12:00	28	4.0	44.4	66.1	102.8	103	93	54	83.3	38	71	95.6	36.6	0.145	63.9	0
12:15	26	4.0	46.4	67.8	102.8	102	93	60	85.0	40	74	95.0	34.5	0.145	65.6	0
12:30	25	2.5	48.9	71.1	102.8	103	100	68	90.3	41	72	96.1	35.9	0.145	67.2	0
12:45	26	2.0	51.7	77.2	101.7	102	97	75	91.3	43	73	97.2	31.0	0.145	71.1	0
13:00	28	3.0	53.3	80.0	103.3	104	103	73	93.3	43	73	100.0	35.9	0.150	72.8	0
13:15	30	3.0	56.1	85.6	103.3	105	105	72	94.0	47	75	101.1	35.9	0.150	76.1	0
13:30	30	3.5	57.7	87.8	102.8	104	104	71	93.0	47	73	101.7	33.8	0.150	77.8	0
13:45	29	2.0	61.1	93.9	103.3	107	107	72	95.3	49	79	102.8	35.2	0.155	80.6	0
14:00	28	0.0	64.4	97.0	103.3	107	109	96	104.0	50	80	103.3	34.5	0.160	85.0	0
14:15	30	0.6	65.0	99.4	103.3	110	109	99	106.0	51	78	104.4	34.5	0.160	87.8	4.00
14:30	31	0.5	65.6	100.0	103.3	100	108	98	104.7	52	79	104.4	34.5	0.165	87.8	10.00
14:45	32	0.5	65.0	100.0	103.3	100	109	98	105.0	52	79	103.9	34.5	0.170	87.8	7.30
15:00	31	0.4	67.8	101.0	103.5	110	109	100	106.3	52	82	103.9	31.0	0.160	88.9	8.33
15:15	32	0.4	68.3	100.6	102.8	107	100	99	104.7	53	82	103.9	34.5	0.160	88.9	3.00
15:30	32	0.3	67.8	100.0	102.8	109	109	98	105.3	53	81	103.9	33.1	0.170	89.4	2.33
15:45	30	0.0	67.2	98.9	102.2	104	109	98	103.3	51	66	103.3	31.0	0.120	87.8	0
16:00	26	0.3	65.4	93.3	98.9	98	103	90	97.0	50	54	100.6	20.7	0.120	85.0	0
16:15	32	0.0	62.2	91.1	97.8	99	103	80	96.7	47	56	98.3	13.8	0.120	82.2	0

La figura 17 es una gráfica que muestra el comportamiento del sistema sin el precalentador a través de las curvas de temperatura, presión, flujo de masa y velocidad de viento, en función del tiempo de transcurso diario. De ésta se observa que a medida que transcurre el tiempo de prueba, las temperaturas del absorbedor y del fluido en el tanque, así como la presión dentro del mismo, van en aumento. Debe aclararse que la curva que representa la temperatura del absorbedor está trazada considerando el valor promedio de las temperaturas censadas en el medio y los extremos superior e inferior del mismo, siendo progresivamente mayores desde el extremo inferior hacia el superior, como puede apreciarse en la tabla 9. Por esta razón, la temperatura promedio de este elemento resulta ser menor que la del fluido dentro del tanque, aunque en realidad el extremo superior y el punto medio del absorbedor poseen mayor temperatura.

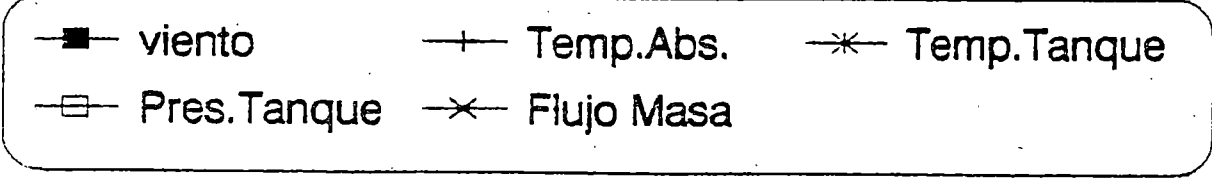
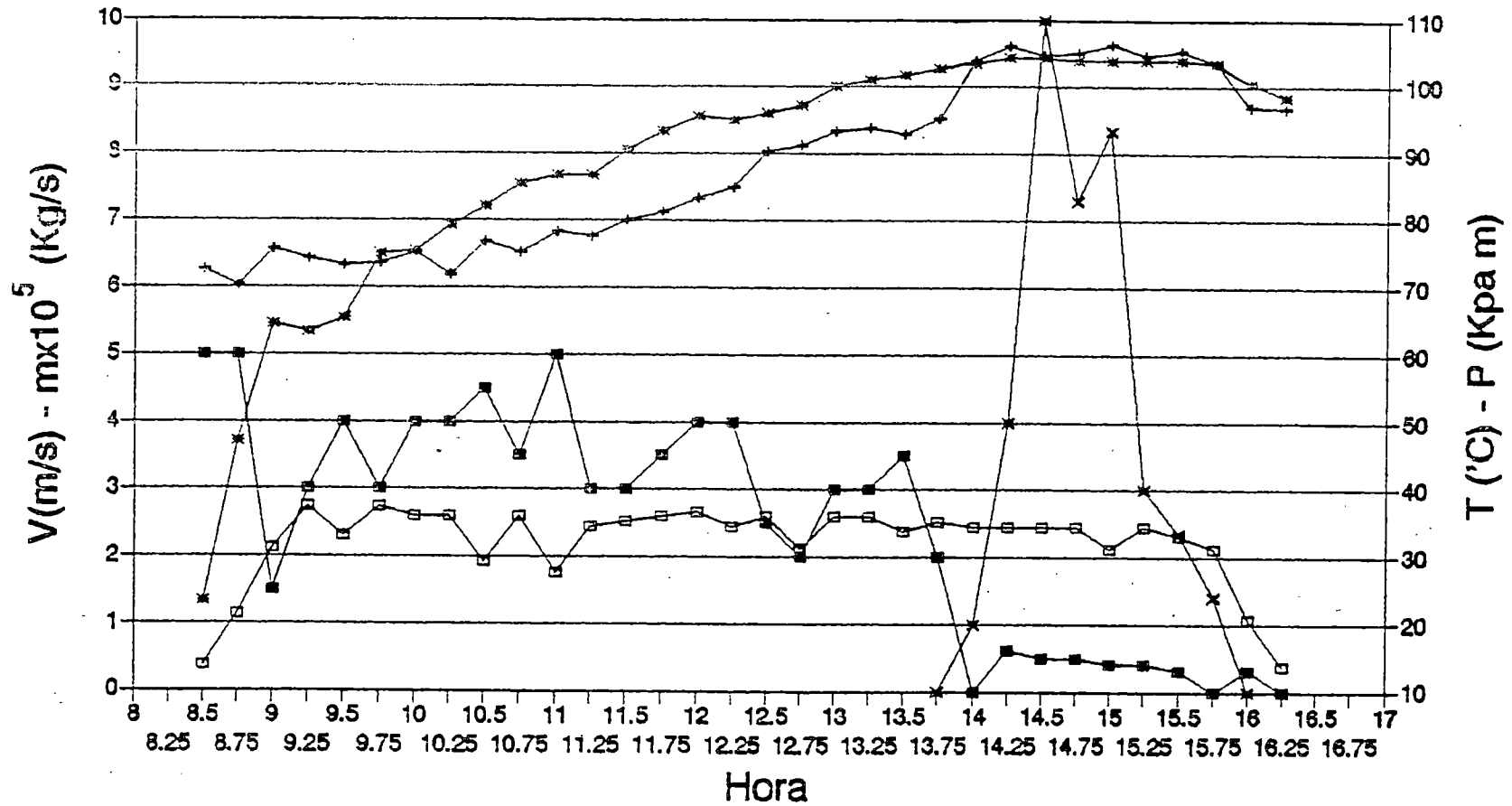
Como puede apreciarse de esta misma gráfica, una vez que el sistema se encuentra en Operación de Estado Estable, comienza a manifestarse un flujo de masa de vapor progresivamente mayor. Esto está relacionado con la velocidad del viento, puesto que al descender esta última, el flujo de vapor aumenta, gracias a una reducción de las pérdidas de calor que se dan por la acción del viento.

A medida que transcurre el tiempo la radiación solar disminuye, reflejándose en una caída en la tendencia de las curvas antes mencionadas.

La tabla 10 muestra los valores de las variables utilizadas para correr los programas con los cuales se evalúan los comportamientos del colector concentrador, el tanque de almacenamiento y del conjunto de tuberías y mangueras. Algunos valores tales como la velocidad del viento y las temperaturas del ambiente, del absorbedor y del tanque deben ser tomadas de la tabla 9 para la hora correspondiente.

El comportamiento del sistema se evalúa en el período en que se encuentra en Operación de Estado Estable, es decir, desde las 2:15 p.m. a las 3:30 p.m. La tabla 11 muestra los resultados obtenidos de los programas de computadora elaborados previamente. El calor perdido a través del tanque y del conjunto de tuberías y

Fig.17. Comportamiento del Sistema.
 Generador sin precalentador.



mangueras del sistema se ha incrementado en un 10% para considerar el calor disipado a través de las válvulas y uniones no aisladas. En la misma tabla se presenta el flujo de masa medido experimentalmente y el porcentaje de error existente entre éste y el flujo de masa teórico proporcionado por el programa.

El valor del flujo de masa teórico se ha evaluado mediante la ecuación:

$$\dot{m}_t = \frac{Q_{eff}}{C_p(T_{tanque} - T_{fio})} \quad (99)$$

El calor efectivo se calcula con la expresión:

$$Q_{eff} = Q_u - Q_{TP} \quad (100)$$

La eficiencia instantánea del sistema sin precalentador se determina por medio de la ecuación:

$$\eta_{inst} = \frac{Q_{off}}{S \cdot A_n} \times 100 \quad (101)$$

TABLA 10. Valores de las variables utilizadas en los programas de computadora.

CONCENTRADOR	TANQUE	TUBERIAS	MANGUERAS
L = 13.7 grados	D1 = 0.3 mt.	D1 = 0.0155 mt.	D1 = 20.5E(-3) mt.
Lc = 2.35 mt.	D2 = 0.306 mt.	D2 = 0.022 mt.	D2 = 0.028 mt.
C = 1.0 mt.	D3 = 0.357 mt.	D3 = 0.071 mt.	D3 = 0.058 mt.
Dr = 0.035 mt.	D4 = 0.358 mt.	D4 = 0.072 mt.	D4 = 0.58 mt.
Di = 0.032 mt.	L = 0.35 mt.	L = 3.7 mt.	L = 1.31 mt.
at = 0.97	K2 = 62.3 W/m ² K	LV = 0.4 mt.	LV = 0.57 mt.
er = 0.91	KA = 0.052 W/m ² K	Tw = 359 °K	Tw = 359 °K
Kt = 370 W/m ² K	Tw = 375 °K	T4 = 311 °K	T4 = 311 °K
Rf = 0.7	T4 = 311 °K	K2 = 62.3 W/m ² K	K2 = 0.1436 W/m ² K
Fi = 0.6		K3 = 62.3 W/m ² K	K3 = 62.3 W/m ² K
La = 0.004 mt.		KA = 0.052 W/m ² K	KA = 0.052 W/m ² K
Ac = 1.6E(-4) mt		x = 13.7*pi/180	x = 13.7*pi/180

TABLA 11. Resultados de los programas de computadora para evaluar el comportamiento del sistema sin precalentador.

Fecha: 27 de Noviembre de 1993.

HORA	14:15	14:30	14:45	15:00	15:15	15:30	VALORES PROMEDIOS
Sconc. (W/m ²)	290.61	285.01	278.37	270.52	261.21	242.76	271.41
Qu, conc. (W)	196.60	202.01	192.50	196.69	184.75	179.25	191.97
Qperd. tanq. (W)	72.27	68.44	67.93	65.0	65.01	59.97	66.44
Qperd. tub. (W)	62.26	61.36	60.26	62.59	60.86	61.33	61.44
Qperd. mang. (W)	38.77	30.12	37.43	38.87	38.2	38.44	36.96
Qptxl.1 (W)	190.63	184.81	182.18	183.11	180.4	175.71	182.79
Qeff (W)	5.97	17.30	10.32	13.58	4.35	3.54	9.18
$\dot{m}_t \times 10^5$ (Kg/s)	3.590	10.56	6.39	8.924	2.858	2.326	5.77
$\dot{m}_r \times 10^5$ (Kg/s)	4.0	10.0	7.3	8.333	3.0	2.33	5.83
$\frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}_r} \times 100$	10.25	5.60	12.46	7.09	4.7	0.3	6.73
Eficiencia del sistema	0.91	2.68	1.63	2.21	0.73	0.64	1.47

5.3. COMPORTAMIENTO DEL SISTEMA CON PRECALENTADOR.

Una vez conocido el comportamiento individual del concentrador se procedió a evaluar el sistema incorporándole el precalentador, realizándose las pruebas el día 21 de octubre de 1993, desde las 8:15 A.M. hasta las 3:15 P.M., manteniendo la presión de operación en 37.92 KPa man (5.5 Psig). Las condiciones climatológicas fueron favorables, con cielo claro hasta la 1:25 P.M. y velocidades de viento moderadas. A partir de la 1:25 P.M. la interposición de nubes entre el sol y el sistema fue en aumento, durando algunas veces hasta 40 minutos, lo que ocasionó caídas rápidas de las temperaturas de placa del precalentador y del absorbedor del concentrador.

Como puede apreciarse de la tabla 12, el sistema se estabilizó a las 12:00 M. y se mantuvo en Operación de Estado Estable hasta, aproximadamente, la 1:30 P.M.

La figura 18 muestra las tendencias de las temperaturas del absorbedor, placa del precalentador y del fluido en el tanque, así como la presión en el mismo, velocidad del viento y el flujo de masa del vapor generado por el sistema, todos ellos en función del tiempo. Se puede apreciar que el sistema tiende a estabilizarse más rápidamente que cuando no se encuentra conectado el precalentador. La tendencia de las curvas de las propiedades en esta figura son similares a las observadas en las figuras 16 y 17, con la diferencia que con la inclusión del precalentador el sistema comienza a generar vapor más rápidamente aún sin haber alcanzado la Operación de Estado Estable. Nuevamente, debe aclararse que la curva que representa la temperatura del absorbedor es el valor promedio de las censadas en los tres puntos mencionados.

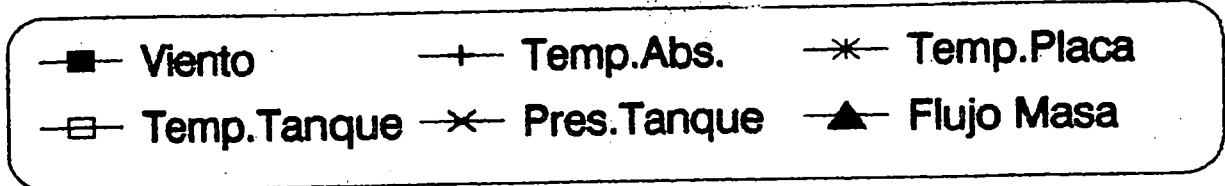
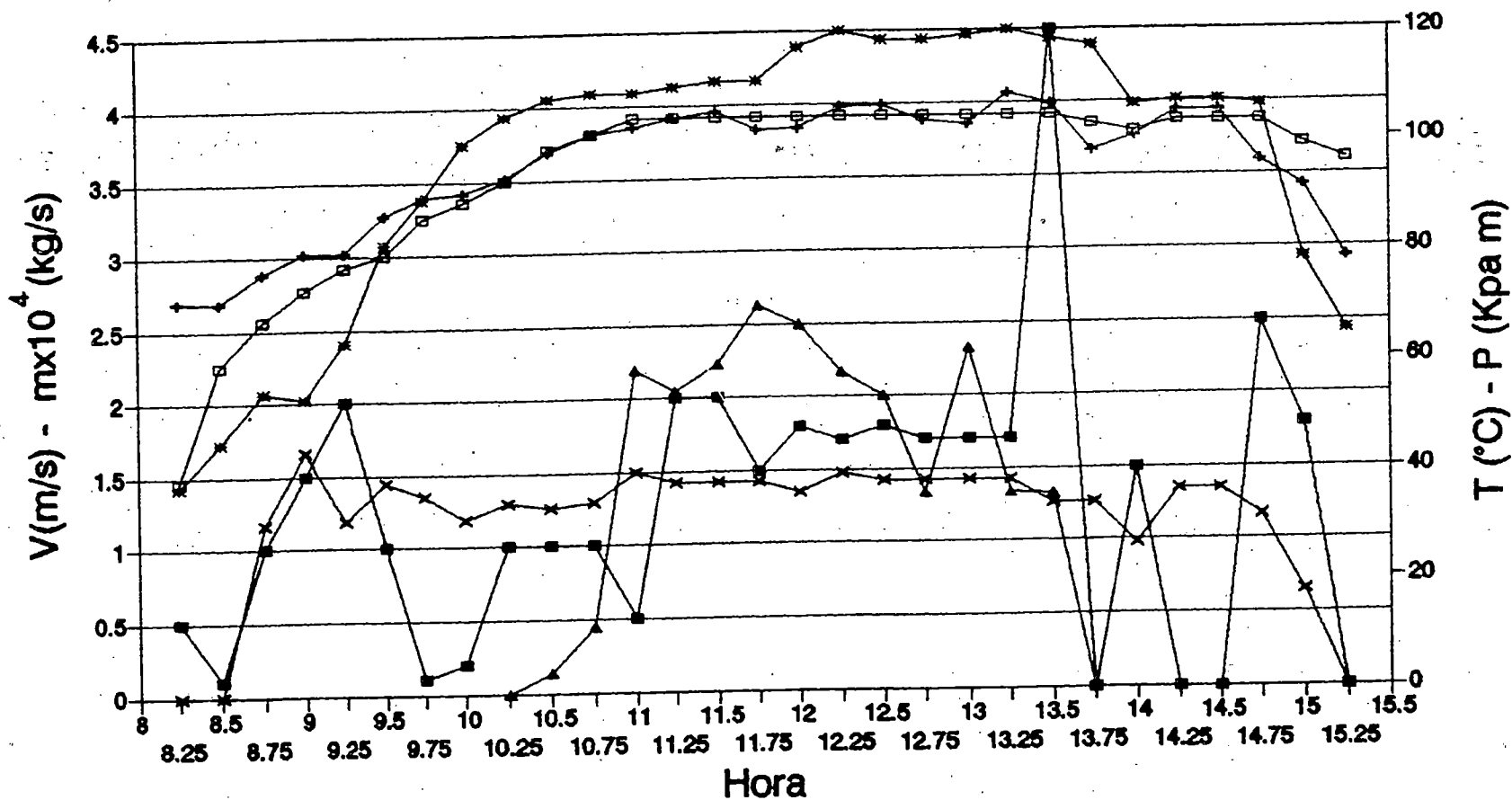
Al analizar detenidamente la figura 18, puede apreciarse que la temperatura y la presión del fluido en el tanque y la temperatura promedio del absorbedor, se estabilizan y mantienen aproximadamente constantes desde las 11:00 a.m. hasta la 1:30 p.m., pero la temperatura media de placa del precalentador logra alcanzar esta condición un poco más tarde (12:00 m.).

TABLA 12. Comportamiento del sistema con precalentador.

Fecha: 21 de octubre de 1993.

HORA	Ta (°C)	V (m/s)	PRECALENTADOR (°C)					ABSORBEDOR (°C)				SOPORTES (°C)		TANQUE			\dot{m} x10 ⁴ Kg/s
			Tfi	Tfo	Tpn	Tc1	Tc2	Tr1	Tr2	Tr3	Tr	Tsi	Tss	Tf (°C)	P (KPa)	H (m)	
8:15	25	0.5	28.89	30.0	38	33	28	91	88	36	71.7	32	64	38.1	0.0	0.143	0
8:30	26	0.1	30.56	32.2	46	40	32	98	79	37	71.3	32	73	60.0	13.8	0.143	0
8:45	26	1.0	32.22	36.7	55	46	35	102	84	40	75.3	32	72	68.3	31.03	0.142	0
9:00	26	1.5	35.00	41.7	64	53	38	106	95	41	80.7	32	75	73.9	44.14	0.141	0
9:15	27	2.0	36.11	46.1	69	60	42	102	88	52	80.7	35	77	77.8	31.7	0.142	0
9:30	28	1.0	37.78	51.7	82	66	46	104	100	58	87.3	39	82	91.1	38.6	0.143	0
9:45	28	0.1	37.78	56.7	90	72	48	105	100	66	90.3	42	78	86.7	35.9	0.143	0
10:00	28	0.2	38.33	62.2	100	79	51	102	99	73	91.3	45	76	89.4	31.7	0.140	0
10:15	26	1.0	41.11	68.9	105	85	56	103	101	77	93.7	49	80	93.3	34.5	0.139	0
10:30	31	1.0	41.67	95.6	108	88	59	105	103	87	98.3	53	80	98.9	33.8	0.147	0.13
10:45	30	1.0	42.78	104.4	109	90	61	106	105	94	101.7	58	82	101.7	34.5	0.151	0.45
11:00	27	0.5	42.78	107.2	109	90	61	104	107	97	102.7	56	83	104.4	40.0	0.152	2.2
11:15	29	2.0	43.33	107.2	110	91	62	106	107	100	104.3	57	80	104.4	37.9	0.150	2.05
11:30	30	2.0	43.33	107.2	111	91	62	105	106	106	105.7	58	82	104.4	37.9	0.150	2.23
11:45	29	1.5	44.44	106.6	111	90	61	100	105	101	102.0	58	76	104.4	37.9	0.150	2.62
12:00	32	1.8	44.44	106.6	117	94	63	102	105	100	102.3	60	82	104.4	35.9	0.147	2.5
12:15	30	1.7	47.22	107.2	120	96	64	106	111	101	106.0	61	81	104.4	39.3	0.148	2.167
12:30	32	1.8	47.77	107.2	118	94	62	106	110	103	106.3	59	80	104.4	37.9	0.146	2.0
12:45	30	1.7	48.89	106.6	118	94	63	103	104	100	102.3	61	81	104.4	37.9	0.147	1.333
13:00	31	1.7	48.89	106.6	119	94	64	105	106	97	102.7	59	77	104.4	37.9	0.147	2.33
13:15	31	1.7	48.89	106.6	120	94	65	109	110	106	108.3	62	79	104.4	37.9	0.147	1.33
13:30	31	4.5	48.89	106.1	118	92	62	108	108	103	106.3	59	73	104.4	33.8	0.147	1.33
13:45	29	0.0	48.89	103.9	117	92	62	98	98	97	97.7	60	72	102.8	33.8	0.146	0
14:00	30	1.5	48.33	99.4	106	86	59	101	105	95	100.3	57	68	101.1	26.2	0.146	0
14:15	30	0.5	48.89	100.0	106	86	60	105	106	97	102.7	60	69	103.8	27.6	0.145	0
14:30	30	0.0	50.56	100.5	107	87	61	107	108	100	105.0	63	71	103.3	35.9	0.145	0
14:45	28	2.5	50.00	97.78	106	85	60	95	97	95	95.7	60	68	103.3	31.03	0.144	0
15:00	28	1.8	47.77	82.22	109	72	50	87	85	82	84.7	50	62	98.9	15.2	0.143	0
15:15	30	0.0	32.22	66.67	65	56	42	81	82	71	78.0	46	57	96.1	0.0	0.143	0

Fig.18. Comportamiento del Sistema.
Generación con Precaentador.



Durante las pruebas con precalentador las temperaturas de entrada y salida del fluido en el absorbedor del concentrador eran iguales cuando el sistema se estabilizaba. Debido a ello, para evaluar el comportamiento del concentrador bajo estas condiciones, fue necesario tomar estos valores como promedios de los obtenidos cuando se analizó el sistema sin precalentador, resultando la temperatura del fluido a la entrada del absorbedor, $T_{fi} = 100^{\circ}\text{C}$ y a la salida, $T_{fo} = 103.33^{\circ}\text{C}$. La tabla 13 muestra los valores de entrada del programa de computadora para evaluar el comportamiento del precalentador. Los valores correspondientes al concentrador, tanque y sistema de tuberías y mangueras son los presentados en la tabla 10. Las temperaturas del absorbedor, soportes, tanque y ambiente, así como las velocidades de viento, se toman de la tabla 12 a la hora respectiva y para el periodo en que el sistema permanece en operación de estado estable. En la tabla 14 se presentan los valores proporcionados por los programas. Al igual que cuando se evaluó el sistema sin precalentador, el calor perdido a través del tanque y del conjunto de mangueras y tuberías se ha incrementado en un 10% por las mismas razones. Así mismo, para evaluar el aporte de energía del precalentador y, debido a que no se conoce el flujo de masa en el mismo, se ha considerado que éste asciende al 10% del flujo de masa que se genera en el absorbedor. Así, en esta última tabla se muestra las temperaturas medias real y teórica de la placa del precalentador y la respectiva desviación entre ambas para cada hora específica. Lo mismo se hace con los flujos de masa.

El flujo de masa teórico se determina mediante la expresión:

$$\dot{m}_t = \frac{Q_{eff}}{C_p(T_{f \text{ tanque}} - T_{fi \text{ pre}})} \quad (102)$$

La eficiencia térmica instantánea del sistema con precalentador se evalúa con la expresión:

$$\eta_{sist} = \frac{Q_{eff}}{A_p S_{pre} + A_a S_{conc}} \times 100 \quad (103)$$

**TABLA 13. Valores utilizados en el programa
para el precalentador solar.**

LA = 0.005 mt.	L = 13.7 grados
LN1 = 0.03 mt.	N = 294
LF1 = 0.049 mt.	K = 0.052 (W/m-°K)
LM2 = 0.03 mt.	KP = 62.3 (W/m-°K)
LF2 = 0.025 mt.	KB = 370 (W/m-°K)
AC = 0.78 mt.	KM = 0.1471 (W/m-°K)
LC = 1.49 mt.	EP = 0.91
HC = 0.021 mt.	LG = 0.9036E(-6) mt.
EC = 0.025 mt.	EG = 0.937
EPA = 0.015 mt.	TC = 0.88
DE = 0.0222 mt.	N1 = 2
DI = 0.021 mt.	NAV = 11.73
W = 0.066 mt.	API = 0.97
AP = 0.73 mt.	A = 0.28
LP = 1.305 mt.	BB = 0.407
L1 = 0.049 mt.	TH = 400 °K
B = 13.7 grados	

TABLA 14. Resultados de los programas de computadora para evaluar el sistema con precalentador.

Fecha: 21 de octubre de 1993.

HORA	12:00	12:15	12:30	12:45	13:00	13:15	VALORES PRONEDIOS
Sprecal. (W/m ²)	806.07	804.34	799.17	798.58	778.60	763.29	798.34
Qu, prec. (W)	205.59	198.94	191.25	183.05	196.93	176.71	192.07
Sconc. (W/m ²)	848.78	348.56	347.91	346.81	345.25	343.19	346.75
Qu, conc. (W)	62.00	62.40	59.94	59.13	64.48	58.64	61.09
Qperd. tanq. (W)	85.58	86.20	85.58	86.20	85.57	85.57	85.78
Qperd. tub. (W)	60.07	63.68	60.07	63.68	62.59	62.59	62.11
Qperd. man. (W)	38.19	39.57	38.19	39.57	38.88	38.88	38.88
Qpt (W)	202.24	208.39	202.23	208.31	205.74	205.74	205.45
Qeff (W)	65.35	52.95	48.96	33.79	55.67	29.61	47.72
T _{pm, t} (°C)	125.90	125.50	127.00	125.80	123.10	123.91	125.20
T _{pm, r} (°C)	117.00	120.00	118.00	118.00	119.00	120.00	118.67
$\frac{\Delta T_{pm}}{T_{pm, r}} \times 100$	7.61	4.58	7.63	6.61	3.45	3.26	5.52
$\dot{m}_t \times 10^4$ (Kg/m/s)	2.59	2.10	1.96	1.39	2.29	1.22	1.92
$\dot{m}_r \times 10^4$ (Kg/m/s)	2.50	2.17	2.00	1.33	2.33	1.33	1.94
$\frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}_r} \times 100$	3.60	3.85	1.95	4.45	1.69	8.47	3.87
Eficiencia del sistema (%)	4.19	3.40	3.16	2.19	3.65	1.97	3.09

5.4. ANALISIS DE RESULTADOS Y CONCLUSIONES.

Los aspectos señalados previamente en las secciones de este capítulo, muestran que la generación de vapor de un sistema que aprovecha la energía solar se ve positivamente influenciado al incorporarle un precalentador a la entrada del concentrador, pues con esto se consigue reducir el tiempo necesario para que el agua vaporice dentro del absorbedor, gracias a la reducción de la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida de este elemento.

En la figura 19 puede apreciarse las eficiencias térmicas correspondientes al comportamiento que exhibe el sistema cuando éste posee o no precalentador y en la figura 20, una comparación gráfica de los flujos de masa del vapor generado por los mismos.

Debe recordarse que, aunque ambas figuras se han representado en un mismo gráfico, no corresponden a la misma fecha ni periodo de transcurso diario lo cual influye en los resultados generales; pero sin embargo, estas gráficas sirven para observar la influencia que tiene el uso del precalentador en el sistema de generación de vapor.

A pesar que las velocidades de viento el día que se incorporó el precalentador fueron mayores (alrededor de 384%), la generación de vapor fue alrededor de 3.3 veces más alta, resultando por tanto una mayor eficiencia correspondiente a un 210% más que cuando no se utilizó el precalentador. Esto se debe a que existe una mayor disponibilidad de calor total. Sin embargo, las eficiencias en ambos casos resultan demasiado bajas, debido a que el calor disipado a través de los elementos que conforman el sistema es muy alto, como puede apreciarse en las figuras 21 y 22. Para mejorar el rendimiento en ambos arreglos, se debe prestar mayor atención al diseño y construcción de los elementos y dispositivos del sistema, a fin de reducir el calor perdido; esto especialmente respecto al concentrador, puesto que las pérdidas que se dan en este elemento ascienden a 65% del total.

Las mejoras en este dispositivo pueden ser:

- Reducir el coeficiente convectivo debido a corrientes de viento mediante el uso de una cubierta transparente en el

Fig.19. Eficiencia de los arreglos.

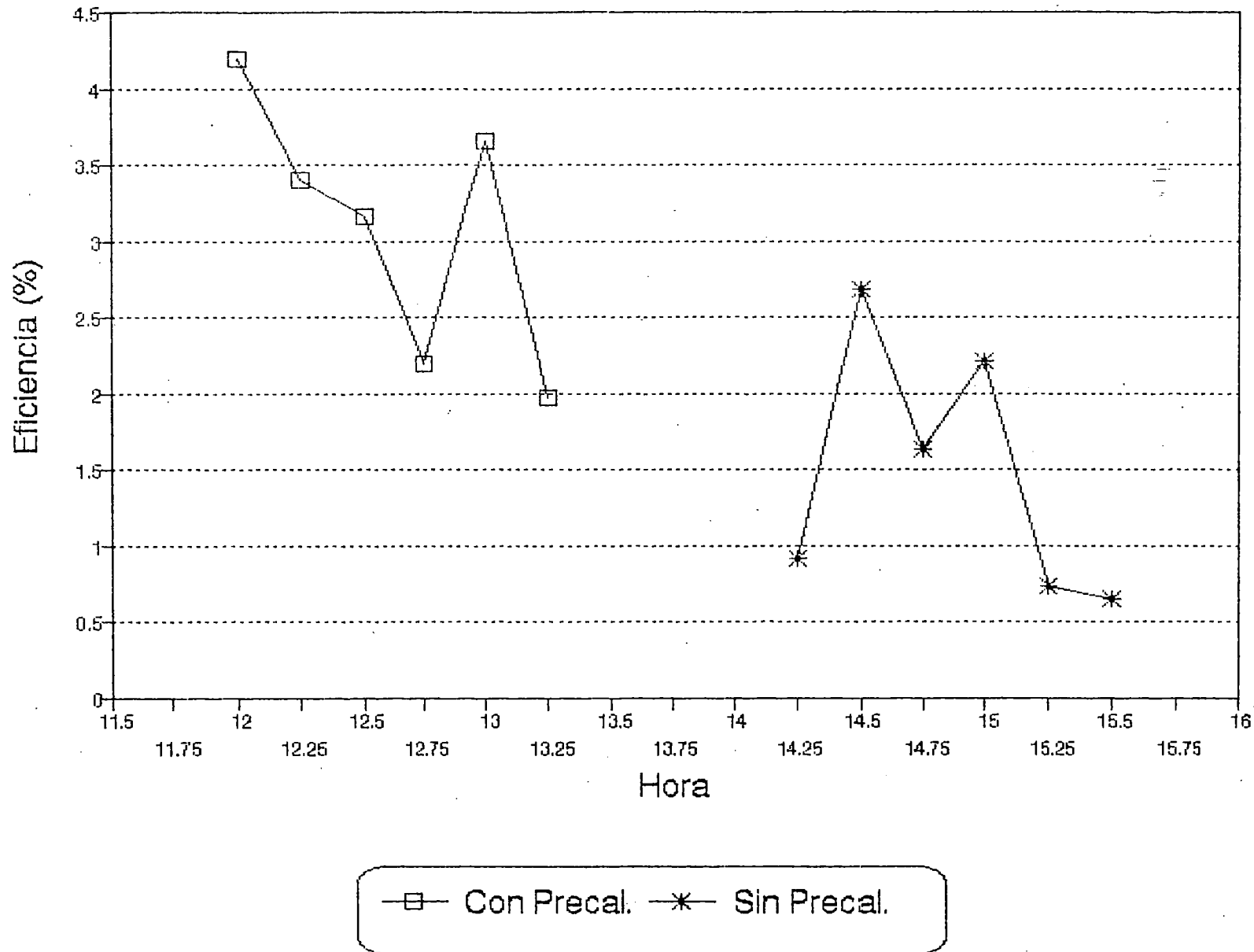
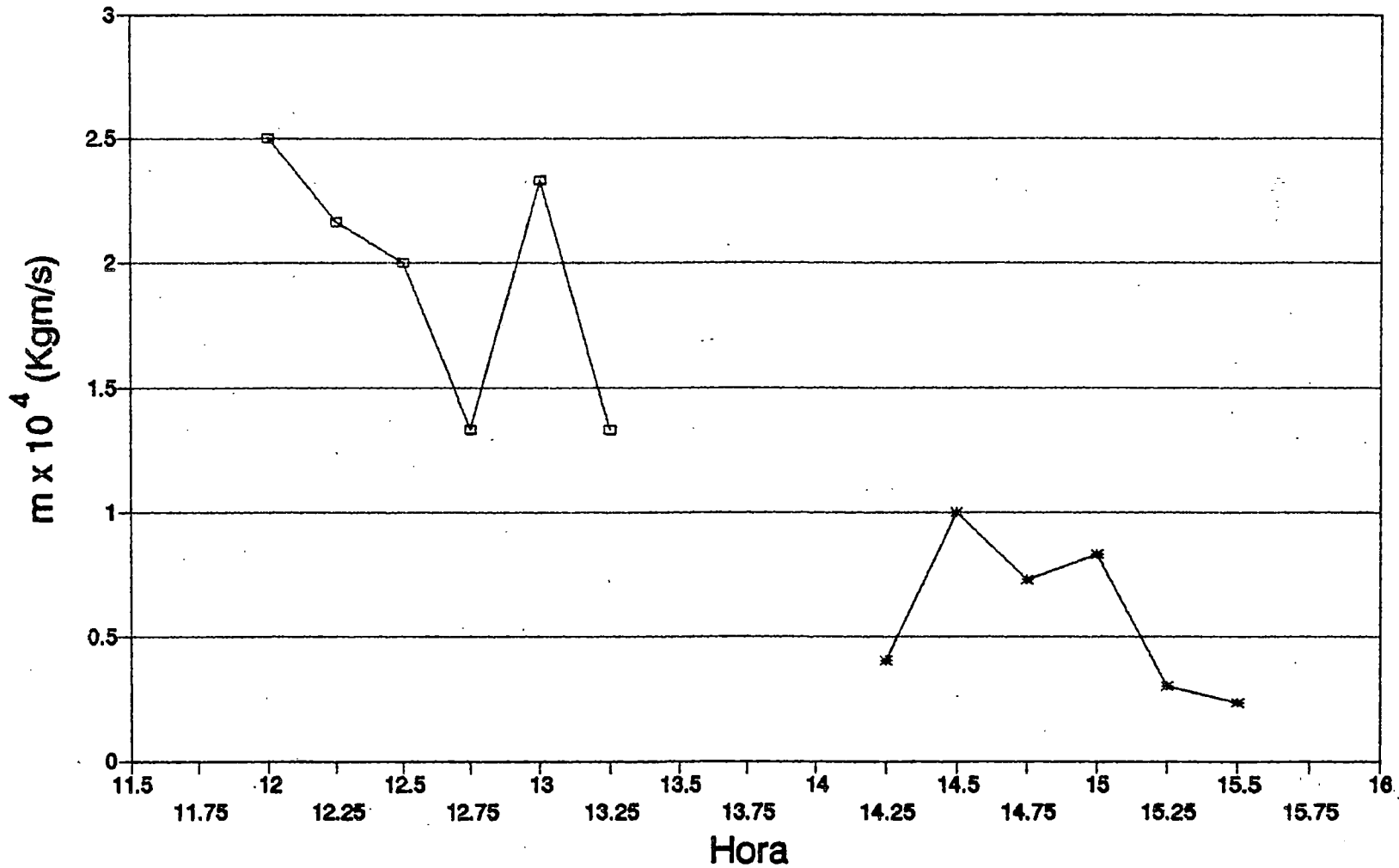


Fig20.Flujos de masa.



—□— Con precal. —*— Sin precal.

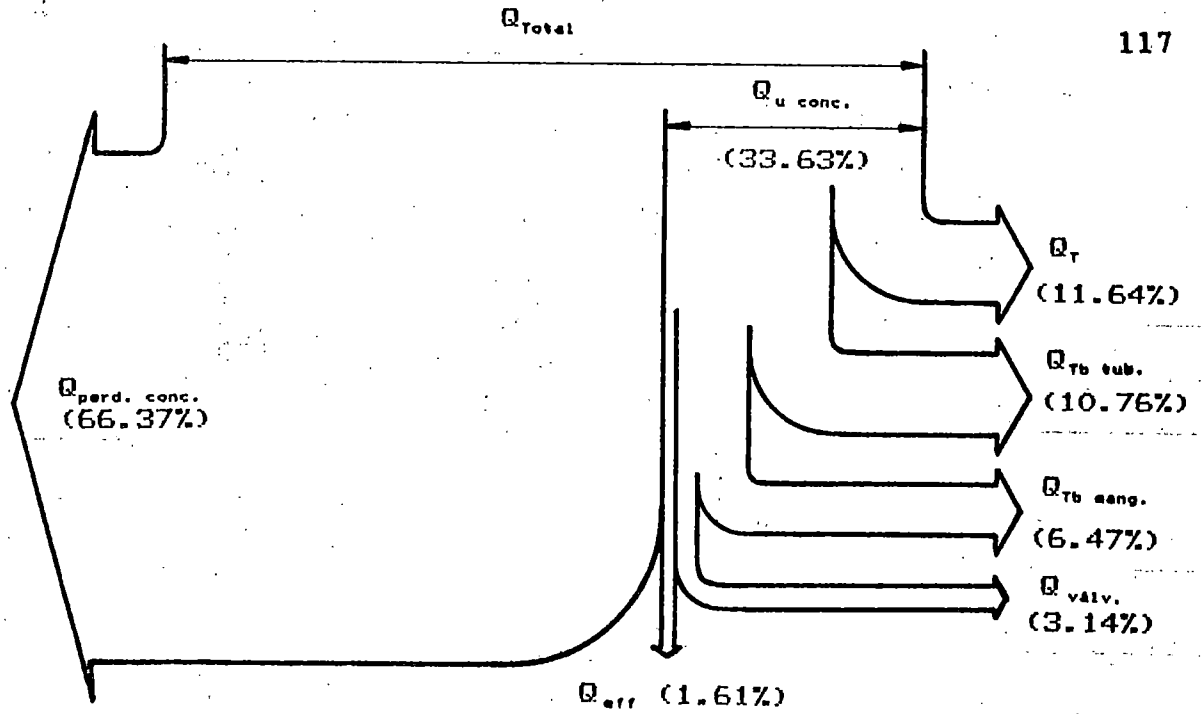


Figura 21. Diagrama de Exergía del Sistema de Generación de Vapor sin Pre calentador (Valores Promedios).

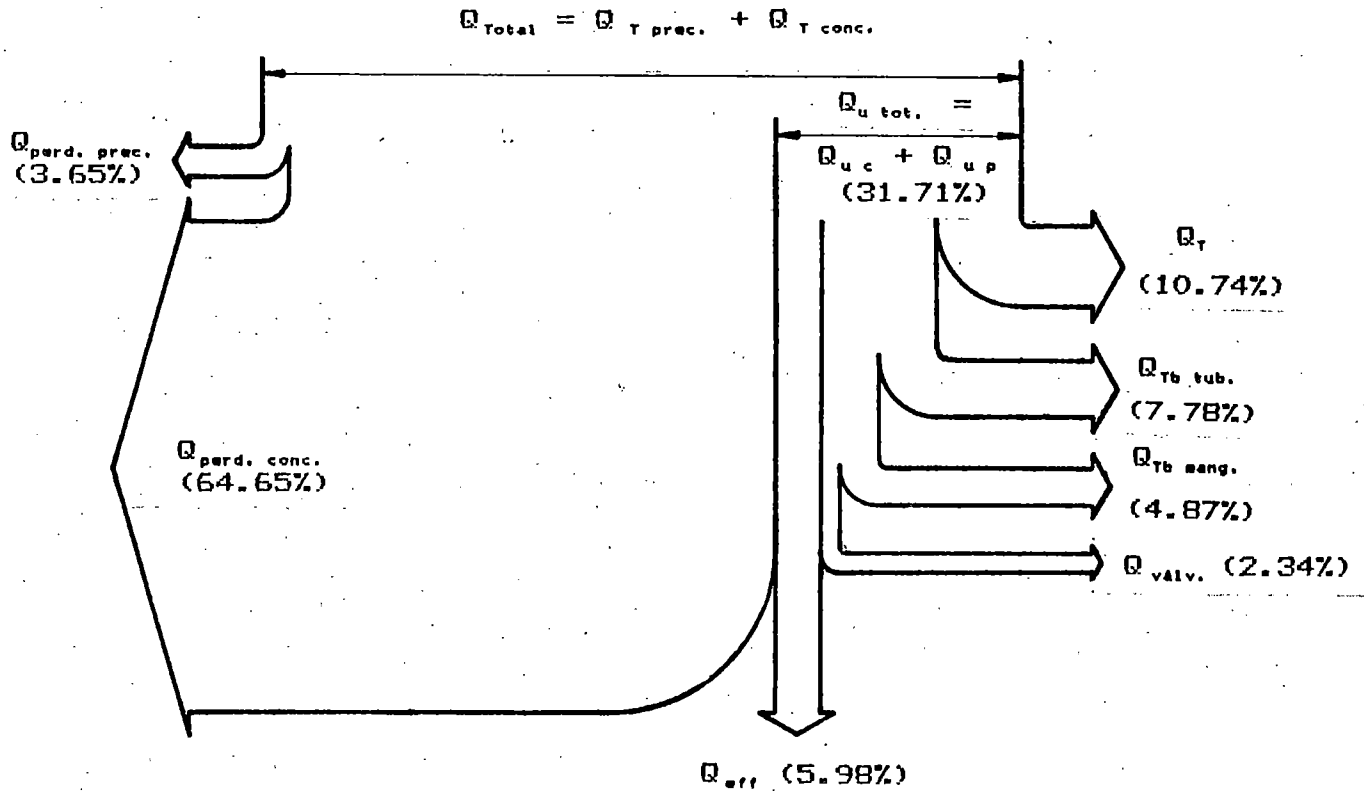


Figura 22. Diagrama de Exergía del Sistema de Generación de Vapor con Pre calentador (Valores Promedios).

absorbedor.

- Proteger el sistema de las corrientes de viento.
- Utilizar un recubrimiento selectivo en el absorbedor para minimizar la energía perdida por radiación desde el mismo.
- Utilizar una superficie reflectora de mayor reflectividad especular.
- Mejorar el proceso de construcción de la superficie parabólica y el enfoque de la misma, a fin de aumentar al máximo el factor de intercepción de la radiación concentrada sobre el absorbedor.

Comparando los resultados obtenidos experimentalmente, puede comprobarse que la incorporación de un precalentador al sistema BIC original resulta ser una modificación importante ya que éste ayuda a elevar la eficiencia del sistema de generación de vapor y reducir el tiempo en que este último alcanza la Operación de Estado Estable.

En cuanto a la exactitud de los programas de computadora elaborados para predecir el comportamiento térmico del sistema, puede apreciarse de las tablas 11 y 14 que las desviaciones que se obtienen al comparar los resultados teóricos y prácticos del flujo de masa de vapor del sistema y la temperatura media de placa del precalentador, éstas se encuentran dentro del margen aceptable para propósitos de Ingeniería.

CAPITULO SEIS:

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES
GENERALES.

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES GENERALES.

De los resultados obtenidos en las pruebas pudo establecerse que el sistema diseñado sólo opera satisfactoriamente cuando el cielo está completamente despejado, es decir, cuando los rayos del sol inciden directamente sobre los dispositivos que aprovechan su energía, especialmente, sobre el Colector Concentrador. El paso de una nube de gran extensión provoca una caída rápida de la temperatura del absorbedor, con lo cual se reduce o anula la producción de vapor y disminuye la presión en el tanque, aunque las temperaturas de placa del Precalentador y del fluido en el tanque no se ven sensiblemente afectadas.

La capacidad de generación de vapor del sistema se ve positivamente influenciada al incorporar el precalentador, como puede constatarse a través de los resultados obtenidos, lo que contribuye a mejorar la eficiencia del sistema y a lograr una estabilización más rápida de la operación del mismo. Esto implica que se hace necesario continuar con la investigación mediante la evaluación de un sistema de mayores dimensiones y que además involucre nuevas ideas que permitan desarrollar dispositivos mucho más eficientes, en los que se tome en cuenta los recursos técnicos y económicos disponibles, no limitándose a la reproducción de modelos ya elaborados. En tal sentido, el diseño del conjunto de placa y tubo de absorción del precalentador incorporado al sistema en estudio ha resultado satisfactorio.

En base a los resultados prácticos obtenidos y a los valores estimados mediante los programas de computadora, puede constatarse que la utilización del papel de aluminio autoadhesivo empleado en el sistema óptico del colector concentrador del prototipo construido no es la alternativa más apropiada, debido a que su reflectividad especular no es muy buena y a la facilidad con que se raya al tratar de limpiarla aún con paños suaves. Se recomienda continuar el estudio con la evaluación de una superficie reflectora constituida por una lámina de aluminio pulida y anodizada, ya que ésta posee mejor reflectividad y mayor resistencia a la intemperie. También es necesario mejorar los métodos de fabricación del sistema óptico, pues pudo apreciarse

durante las pruebas que existe una gran dispersión de la energía solar que debería incidir sobre el absorbedor, provocando grandes pérdidas de energía en el dispositivo mencionado.

La utilización de una cubierta cilíndrica transparente alrededor del absorbedor, resultaría en un mayor aprovechamiento de la energía, ya que se reducen las pérdidas por convección que se dan si el absorbedor se encuentra desnudo. Además, el uso de esta cubierta transparente posee el mismo efecto descrito en la sección 1.2, es decir, permite el paso de la radiación de onda corta, retiene la radiación de onda larga e impide la circulación directa del aire a temperatura ambiente sobre el absorbedor, todo lo cual contribuye a un mayor aprovechamiento de la energía disponible.

Un aspecto importante que mejoraría la eficiencia del sistema, es la utilización de un recubrimiento selectivo sobre los absorbedores del precalentador y del concentrador, reduciéndose gran parte de la energía radiada por los mismos y aumentándose la capacidad de absorción y transmisión de la energía hacia el fluido de trabajo.

En cuanto al mecanismo de seguimiento se observó que el diseño del marco que soporta los ejes y ruedas dentadas no es el apropiado, debido a que se notó continuos desajustes que impedían su correcto funcionamiento. La recomendación para posibles estudios posteriores es la elaboración de un diseño que involucre mayor rigidez y estabilidad de este elemento. Así mismo, debido a que es necesario ajustar adecuadamente la entrada y salida de las paletas del Ancora con mucha precisión, es conveniente incorporar al conector del movimiento del péndulo un mecanismo de tornillo micrométrico que facilite esta operación. De igual manera, la incorporación de un mecanismo de trinquete en el tambor donde se enrolla el cable del peso resultaría de mucha utilidad cuando éste deba ser elevado para accionar el mecanismo de seguimiento. Los demás elementos que conforman este mecanismo funcionan adecuadamente.

Debido a que no se contaba con información acerca de la relación existente entre el área de colección de la energía solar y las dimensiones del tanque de almacenamiento del vapor y, a

través de los resultados de las pruebas, se comprobó que este elemento está sobredimensionado; por tanto, es conveniente reducir el tamaño del mismo ya que con ésto se lograría disminuir las pérdidas de calor y el sistema se estabilizaría más rápidamente, pues al existir una menor cantidad de agua almacenada en él, la inercia térmica a vencer es menor.

La utilización de un condensador para poder evaluar la capacidad de generación de vapor del sistema no resulta ser la solución más apropiada. Al respecto, es recomendable la utilización de un venturi, puesto que así se logra mayor precisión en la toma de los valores del flujo de vapor generado por el sistema en un instante determinado.

Finalmente, un aspecto que mejoraría el estudio y desarrollo de dispositivos y sistemas de aprovechamiento de la energía solar en El Salvador, es la adquisición de equipos de medición apropiados, puesto que para la realización de esta investigación fue necesario hacer uso de modelos matemáticos para predecir, por ejemplo, la radiación solar disponible en la superficie terrestre, no contándose con valores reales. Esto naturalmente influye en los resultados que puedan obtenerse al realizar un estudio en particular, limitándose así el desarrollo del aprovechamiento de esta importante fuente de energía no contaminante y disponible a gran escala.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS.

1. APLICACION DE ENERGIA SOLAR.
ICAITI, 1983.
2. A SIMPLE PROCESS HEAT COLLECTOR SYSTEM.
Batton/Barber.
ASME paper, 80-C2/sol-18.
Marzo, 1980.
3. CURSO PRACTICO SOBRE SISTEMAS DE VAPOR.
ASIMEI, 1986.
4. DIRECT USE OF THE SUN'S ENERGY.
Farrington Daniels.
Ballantine Books, 1964.
5. DISEÑO DE UN SISTEMA DE GENERACION SOLAR DE VAPOR DE AGUA A BAJA PRESION PARA USOS EXPERIMENTALES.
Doñán/Fuentes/Molina.
Proyecto de Ingenieria Mecánica.
U.E.S., F.I.A., E.I.M., 1992.
6. DISEÑO DE UN EQUIPO DE LABORATORIO PARA LA DETERMINACION DE CONDUCTIVIDADES TERMICAS DE MATERIALES METALICOS.
Mayorga/Molina/Romagoza.
Trabajo de Graduación.
U.E.S., F.I.A., E.I.M., 1986.
7. DISEÑO EN INGENIERIA MECANICA.
Shigley/Mitchell.
McGraw-Hill, 1985.

8. DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN COLECTOR SOLAR DE CONCENTRACION DE CANAL PARABOLICO PARA USOS EXPERIMENTALES.
E. Sigüenza.
Trabajo de Graduación.
U.E.S., F.I.A., E.I.M., 1983.
9. ENERGIA SOLAR.
Ernesto Sigüenza, Ing. Mecánico.
Recopilación Bibliográfica.
U.E.S., F.I.A., E.I.M., 1990.
10. ENERGIA SOLAR.
Richard H. Montgomery.
Editorial LIMUSA, 1986.
11. FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE MOMENTO, CALOR Y MASA.
Weity/Wicks/Wilson.
Editorial LIMUSA, S.A. de C.V., 1989.
12. HIDRAULICA PRACTICA.
Simon, Andrew L.
Editorial LIMUSA, S.A. de C.V., 1986.
Primera Edición.
13. INTRODUCCION A LA MECANICA DE LOS FLUIDOS.
Fox, R. W./McDonald, A.T.
Nueva Editorial Interamericana.
Segunda Edición.
14. INTRODUCCION A LA METALURGIA FISICA.
H. Avner, Sydney.
McGraw-Hill, 1979.
15. MANUAL DE FORMULAS TECNICAS.
Kurt Greck.
Representaciones y servicios de Ingeniería.
18 Edición, 1981.

16. MANUAL DEL INGENIERO MECANICO.
Baumeister/Avallone/Baumeistere III
McGraw-Hill, 2ª Edición en Español, 1982.
17. MECANICA DE LOS FLUIDOS.
Streeter, Victor L./Wylie, E. Benjamin.
McGraw-Hill Book Company, INC.
Octava Edición.
18. MECANICA DE LOS FLUIDOS Y MAQUINAS HIDRAULICAS.
Mataix, Claudio.
HARLA, 1982.
Segunda Edición.
19. MECANICA VECTORIAL PARA INGENIEROS. ESTATICA.
Beer/Johnston.
McGraw-Hill, 1973.
20. MECANICA VECTORIAL PARA INGENIEROS. DINAMICA.
Beer/Johnston.
McGraw-Hill, 1979.
21. METALL TECHNIK. GRUNDSTUFE FERTIGUNSTECHNIK UND METALLBAU.
Hahn/Husemann/Ignatowitz/Kluge/Lämmlin/Schmidt/
Steinmüller.
Editorial Europa-Lehrmittel, 1987.
22. METODO TEORICO-PRACTICO PARA LA ENSEÑANZA DE LA RELOJERIA.
A. F. J.
Isela, Argentina.
23. PRINCIPIOS Y SISTEMAS DE REFRIGERACION.
Pita, Edward G.
Editorial LIMUSA, S.A. de C.V., 1991.
Primera Edición.

24. SECADO SOLAR DE GRANOS.
ICAITI, 1985.
25. SOCIETIES FOR COATING TECHNOLOGY.
Richar Wolf.
56 th. Anual Meeting.
Chicago, 1978.
26. SOLAR ENERGY THERMAL PROCESSES.
Beckmam/Duffie.
John Willey and Sons, 1980.
27. TABELLENBUCH/METALL.
Fischer/Kilgus/Leopold/Röhrer/Schilling.
Editorial Europa-Lehrmittel.
Alemania, 1987.
28. TRANSMISION DE CALOR.
McAdams, William H.
McGraw-Hill Book Company, INC.
Tercera Edición.
29. TRANSFERENCIA DE CALOR.
M. Necati Özsisik
McGraw-Hill, 1980.
Primera Edición.
30. TRANSFERENCIA DE CALOR.
Karlekar/Desmond.
McGraw-Hill, 1985.
31. TERMODINAMICA.
Faires, Virgil Moring.
Unión Tipográfica Editorial Hispanoamericana.
Primera Edición en Español.

32. TRASFERENCIA DE CALOR.
McGraw-Hill Book Company, INC., 1980.
33. TRANSFERENCIA DE CALOR.
Holman, J. P.
Compañía Editorial Continental, S.A. de C.V.
Segunda Edición, México, 1987.
34. VALVULAS Y ACCESORIOS DE TUBERIAS.
TPC Program Training.
35. VAPOR DE AGUA, TEORIA Y APLICACIONES.
García Ferrer (Traducción del Francés).
LIMUSA, 1987.

ANEXOS.

A - 1. PROMEDIO DE HORAS DE BRILLO SOLAR PARA EL SALVADOR.

1-A

ESTACION	MES											
	ENERO	FEB.	MARZO	ABRIL	MAYO	JUNIO	JULIO	AGOSTO	SEPT.	OCT.	NOV.	DIC.
Ahuachapán	11.27	11.58	11.93	12.32	12.64	12.81	12.47	12.47	12.11	11.73	11.38	11.20
Finca los Andes	11.28	11.58	11.93	12.32	12.64	12.80	12.74	12.47	12.11	11.73	11.38	11.20
Los Planes de Montec.	11.25	11.56	11.93	12.33	12.66	12.84	12.77	12.49	12.11	11.72	11.36	11.17
Cerro Verde	11.28	11.58	11.93	12.31	12.64	12.80	12.74	12.47	12.11	11.73	11.39	11.21
Acajutla	11.29	11.59	11.93	12.31	12.62	12.79	12.72	12.46	12.11	11.73	11.40	11.22
San Andres	11.28	11.58	11.93	12.31	12.64	12.80	12.73	12.47	12.11	11.73	11.39	11.21
Santa Tecla	11.29	11.58	11.93	12.31	12.63	12.79	12.73	12.46	12.11	11.73	11.39	11.21
Observatorio	11.29	11.58	11.93	12.31	12.63	12.79	12.73	12.46	12.11	11.73	11.39	11.21
Estacion Matriz	11.29	11.58	11.93	12.31	12.63	12.79	12.73	12.46	12.11	11.73	11.39	11.21
Nueva Concepción	11.26	11.57	11.93	12.32	12.65	12.82	12.75	12.48	12.11	11.72	11.37	11.19
Las Pilas	11.25	11.56	11.93	12.33	12.66	12.83	12.77	12.49	12.11	11.72	11.36	11.17
Santa Cruz Porrillo	11.30	11.59	11.93	12.30	12.62	12.78	12.71	12.46	12.11	11.74	11.40	11.23
Apastepeque	11.29	11.58	11.93	12.31	12.63	12.79	12.73	12.46	12.11	11.73	11.39	11.21
Santiago de María	11.30	11.59	11.93	12.31	12.62	12.78	12.72	12.46	12.11	11.74	11.40	11.23
Beneficio de Carrera	11.31	11.59	11.94	12.30	12.61	12.77	12.71	12.45	12.11	11.74	11.41	11.24
San Niguel	11.30	11.59	11.93	12.30	12.62	12.78	12.71	12.46	12.11	11.74	11.40	11.23
Sesori	11.29	11.58	11.93	12.31	12.63	12.79	12.73	12.46	12.11	11.73	11.39	11.21
Cerro Cacahuatique	11.28	11.58	11.93	12.31	12.63	12.80	12.73	12.47	12.11	11.73	11.39	11.21
San Francisco Gotera	11.29	11.58	11.93	12.31	12.63	12.79	12.73	12.46	12.11	11.73	11.39	11.21
La Galera	11.27	11.57	11.93	12.32	12.65	12.81	12.75	12.48	12.11	11.72	11.38	11.19
La Unión	11.31	11.59	11.94	12.30	12.61	12.77	12.71	12.45	12.11	11.74	11.41	11.24
Cerrón Grande	11.27	11.58	11.93	12.32	12.64	12.81	12.74	12.47	12.11	11.3	11.38	11.20

A - 2. CONTROL AUTOMATICO DEL NIVEL DE AGUA.

A - 2.1. DESCRIPCION DEL FUNCIONAMIENTO.

El dispositivo electrónico que controla el nivel de agua dentro del tanque de almacenamiento está formado básicamente por un sensor de nivel, interruptores y una fuente de voltaje.

El sensor de nivel está constituido por tres electrodos metálicos, uno de referencia y dos utilizados para detectar los niveles máximo y mínimo.

Las señales generadas por el sensor son enviadas a los interruptores que están formados por Q1-Q3, Q2-Q4, SCR1 y RY; este último es el que maneja el voltaje para el motor de la bomba.

La alimentación de voltaje esta dada por el transformador TR1 y el circuito rectificador y filtro formado por D1, D2, D3, D4 y C1.

Partiendo de la condición de que la cantidad de agua está abajo del nivel mínimo, Q2 se encuentra apagado, manteniendo a Q4 encendido.

Por medio del visor de voltaje R3-R4, y la R5, se aplica voltaje a la compuerta de SCR1 preparándolo así para la condición de encendido.

Q1 se encuentra también apagado y Q3 se mantiene

encendido; en estas condiciones, el SCR1 y el RY se encuentran encendidos, produciendo así el funcionamiento del motor de la bomba.

Cuando el agua alcanza el nivel mínimo, enciende Q2 y se apaga Q4, desconectando así el voltaje de compuerta de SCR1.

Al llegar al nivel máximo, se enciende Q1, se apaga Q3 y el SCR1 y RY se desconectan, apagando así el motor de la bomba.

Si el agua baja del nivel máximo, Q1 se apaga y Q3 enciende, aplicando voltaje a SCR1, pero la condición de Q2-Q4 no permite que se active SCR1.

Hasta que el agua llega abajo del nivel mínimo, se produce nuevamente el ciclo descrito anteriormente.

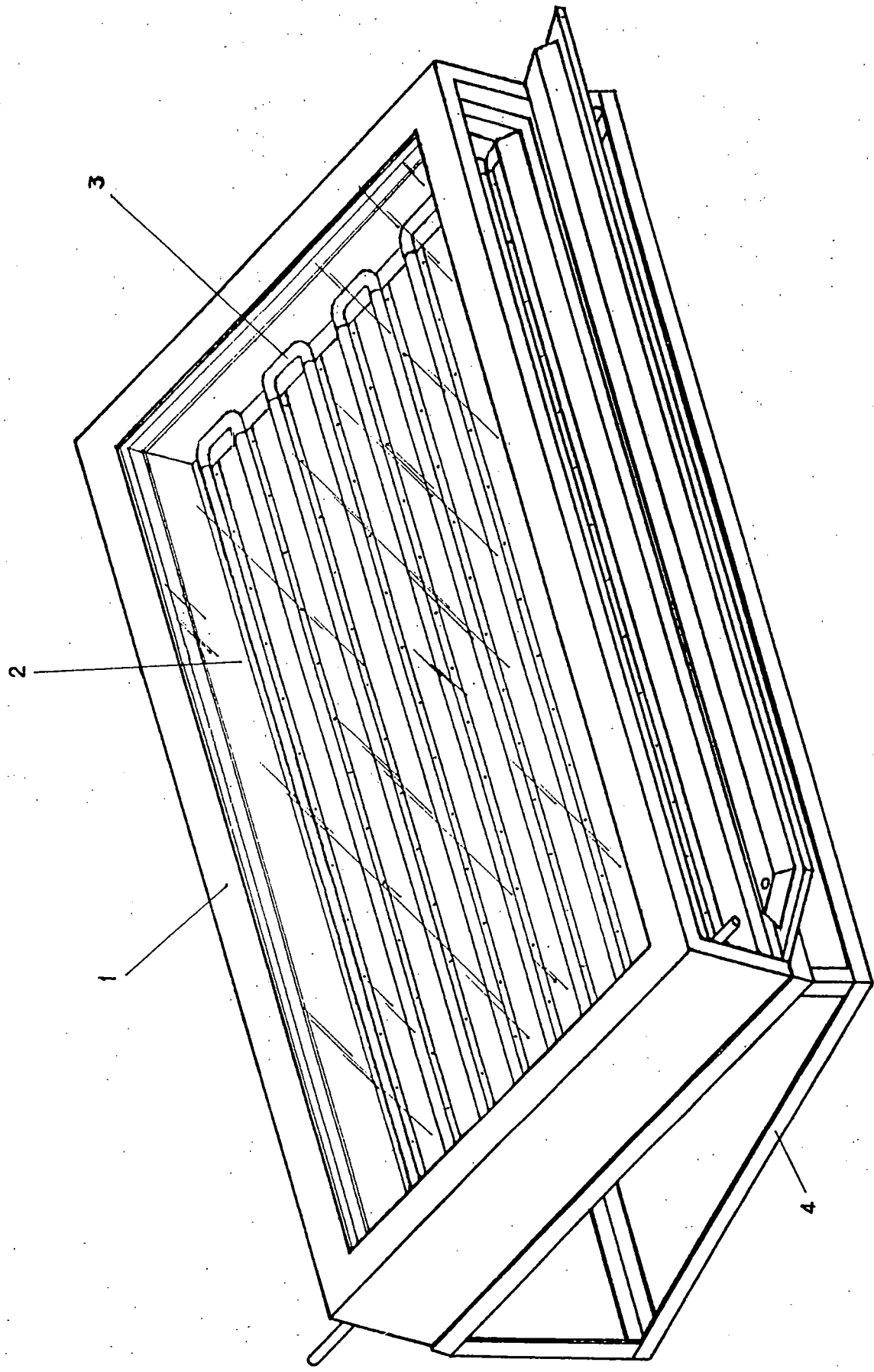
A - 3 . DIBUJOS TECNICO - MECANICOS

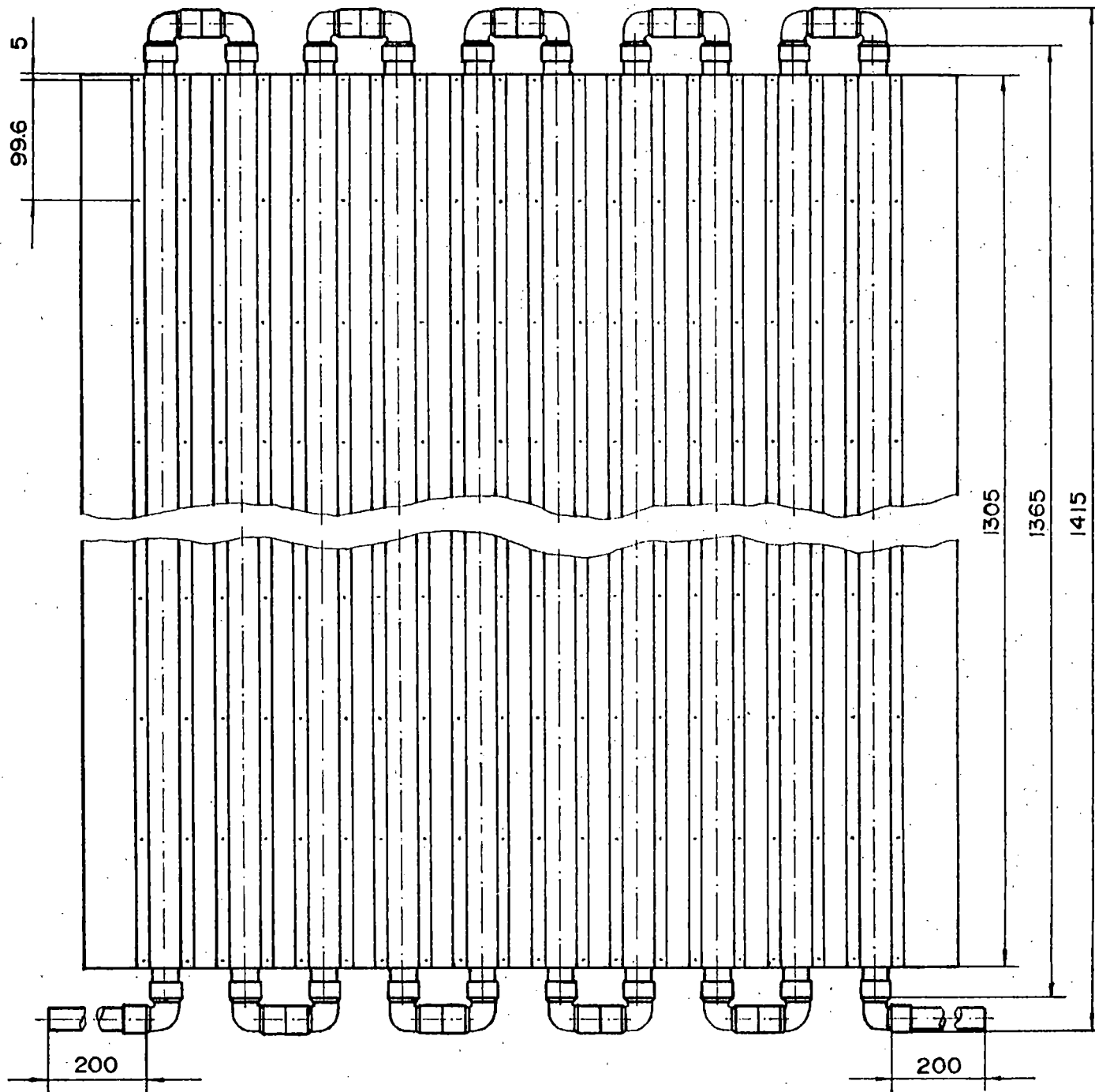
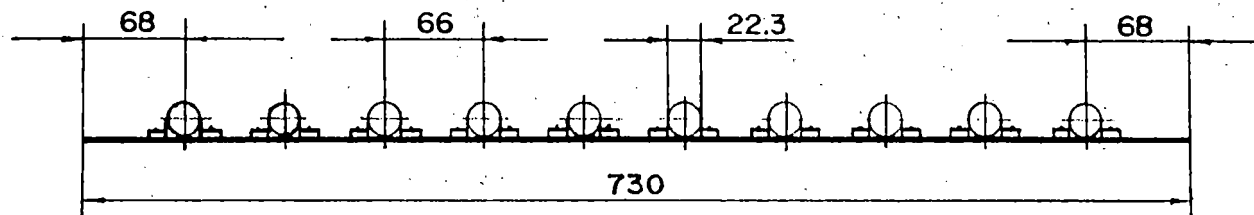
A - 3.1. LISTA DE PIEZAS

43	1	Eje	Acero inoxidable		Ø9.525X2Ø3
42	1	Eje	Acero inoxidable		Ø9.525X2Ø3
41	1	Eje	Acero inoxidable		Ø9.525X2Ø3
40	1	Eje	Acero inoxidable		Ø9.525X2Ø3
39	1	Eje de transmisión	Acero inoxidable		Ø9.525X277
38	1	Ancora	Acero inoxidable		
37	1	Rueda de escape	Bronce fosfórico		Ø63X18
36	1	Rueda dentada	Acero inoxidable		Ø127X38
35	1	Rueda dentada	Bronce fosfórico		Ø35X18
34	3	Rueda dentada	Bronce fosfórico		Ø35X23
33	3	Rueda dentada	Acero inoxidable		Ø127X23
32	1	Tornillo prisionero	Acero AISI 1Ø1Ø	DIN 417	M4x8
31	1	Rueda dentada	Bronce fosfórico		Ø35x23
3Ø	2	Tuerca hexagonal	Acero	DIN 934	M3 - 8.8
29	1	Rueda dentada	Acero Inoxidable		Ø127x13
28	1	Tambor	Acero		
27	2	Marco	Pletina Acero		
26	2	Brida	Acero		
25	1	Absorbedor / Concentrador	Cobre		Ø35x3ØØØ
24	2	Regleta	Aluminio		2.5x17.7x2411
23	1	Concentrador	Lám. Acero Galv.		No. 3Ø
22	49	Tornillo para lámina	Acero AISI 1Ø1Ø	DIN 7972	6.8x12.7-C
21	7	Pletina parabólica	Aluminio		2.5x17.7x1252
2Ø	1	Horquilla	Acero AISI 1Ø2Ø		
19	2	Arandela de seguridad	Acero	DIN 6799	Ø4
18	2	Pasador	Acero AISI 1Ø2Ø		Ø1Øx33
17	1	Articulación	Acero AISI 1Ø2Ø		Ø19x19
16	2	Pasador elástico	Acero	DIN 1481	Ø4x19
15	1	Horquilla	Acero AISI 1Ø2Ø		
14	1	Eje de transmisión	Acero AISI 1Ø2Ø		Ø25x128
13	2	Pasador elástico	Acero	DIN 1481	Ø5x25
12	4	Tuerca hexagonal	Acero	DIN 934	M5-8.8
11	4	Arandela plana	Acero	DIN 433	Ø5.5
1Ø	4	Tornillo hexagonal	Acero	DIN 931	M5x3Ø-8.8
9	1	Eje de apoyo	Acero AISI 1Ø2Ø		Ø25x7Ø
8	2	Rodamiento oscilante de bola		FA6 22Ø2TV	Ø15
7	2	Caja de rodamiento	Acero AISI 1Ø2Ø		63x25
6	1	Armadura	Tubo industrial		1"
5	1	Base / Concentrador	Hierro angular		1x1x1/8"
4	1	Base / Precalentador	Hierro angular		1x1x1/8"
3	1	Absorbedor / Precalentador	Acero - Cobre		
2	2	Cubierta transparente	Vidrio		5x745x1453
1	1	Caja / Precalentador	Madera - Lámina		217xØ92x15ØØ
Pos.	Cant.	Denominación	Material	Norma	Medidas
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			GENERADOR DE VAPOR - LISTA DE PIEZAS -		ESCALA LAMINA No. 1

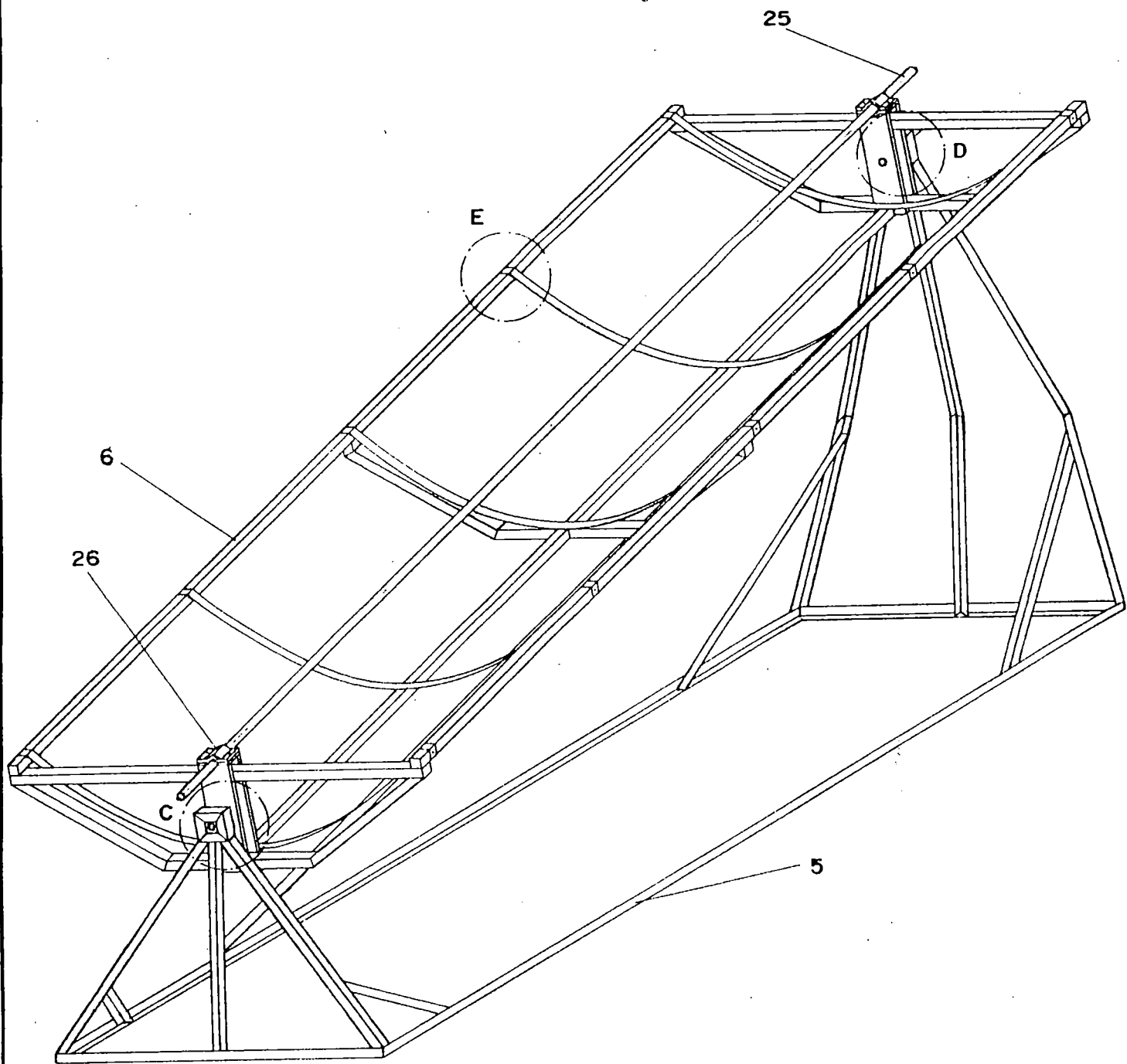
85	1	Condensador	Acero - cobre		#234x770
84	1	Visor del nivel	Vidrio - Pyrex		#1/4"
83	1	Válvula de suministro	Bronce fosfórico		#41x52
82	1	Manómetro			
81	1	Termómetro			
80	1	Cubierta	Lámina acero		No.30
79	1	Aislante	Fibra de vidrio		25.4
78	1	Tuerca hexagonal	Acero	DIN 934	M10 - 8.8
77	1	Arandela de presión	Acero elástico	DIN 127	#10.2
76	1	Brida	Acero AISI 1020		
75	1	Tortuga	Acero AISI 1018		
74	1	Tanque	Acero AISI 1018		#300X350
73	6	Tuerca hexagonal	Acero	DIN 934	M5 - 8.8
72	6	Arandela plana	Acero	DIN 433	#5.5
71	6	Tornillo hexagonal	Acero AISI 1018	DIN 931	M5X15
70	1	Tuerca hexagonal	Acero		3/8 NC
69	1	Apoyo	Acero AISI 1020		#21X10
68	1	Disco	Acero AISI 1020		#153X22
67	1	Tuerca hexagonal	Acero	DIN 934	M3 - 8.8
66	1	Tornillo hexagonal	Acero AISI 1018	DIN 931	M3x10
65	1	Regulador	Pletina Acero		2.4x9.5x100
64	1	Pasador	Acero AISI 1020		#3x9.5
63	1	Péndulo	Acero AISI 1020		#9.525x1170
62	2	Tuerca hexagonal	Acero	DIN 934	M3 - 8.8
61	2	Tornillo hexagonal	Acero AISI 1018	DIN 931	M3x20
60	1	muelle	Acero elástico		0.2x7x55
59	2	Brida	Acero AISI 1020		2.5X9.5X20
58	1	Tuerca hexagonal	Acero	DIN 934	M14-8.8
57	1	Arandela plana	Acero	DIN 433	#15
56	3	Tuerca hexagonal	Acero	DIN 934	M10 - 8.8
55	3	Arandela plana	Acero	DIN 433	#11
54	15	Pasador elástico	Acero	DIN 1481	#4X22
53	1	Espiga	Acero inoxidable		#20X01
52	3	Espiga	Acero inoxidable		#20X25
51	2	Tubo	Acero galvanizado		R1/2"X200
50	20	Tuerca hexagonal	Acero	DIN 934	M3 - 8.8
49	20	Tornillo hexagonal	Acero AISI 1018	DIN 931	M3X25
48	1	Conector de movimiento	Acero AISI 1020		
47	14	Arandela de seguridad	Acero	DIN 6799	#8.5
46	14	Cójinete de deslizamiento	Acero - Bronce		#19X53
45	1	Eje	Acero inoxidable		#9.525X203
44	1	Eje	Acero inoxidable		#9.525X203
Pos.	Cant.	Denominación	Material	Norma	Medidas
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			GENERADOR DE VAPOR - LISTA DE PIEZAS -		ESCALA LAMINA No. 2

A - 3.2. D I B U J O S





Pos.	Cant.	Denominación	Material	Norma	Medidas
3	1	Absorbedor/Precaentador	Acero - Cobre		730 x 1415
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			GENERADOR DE VAPOR - PRECALENTADOR -		ESCALA 1:5 LAMINA No. 5



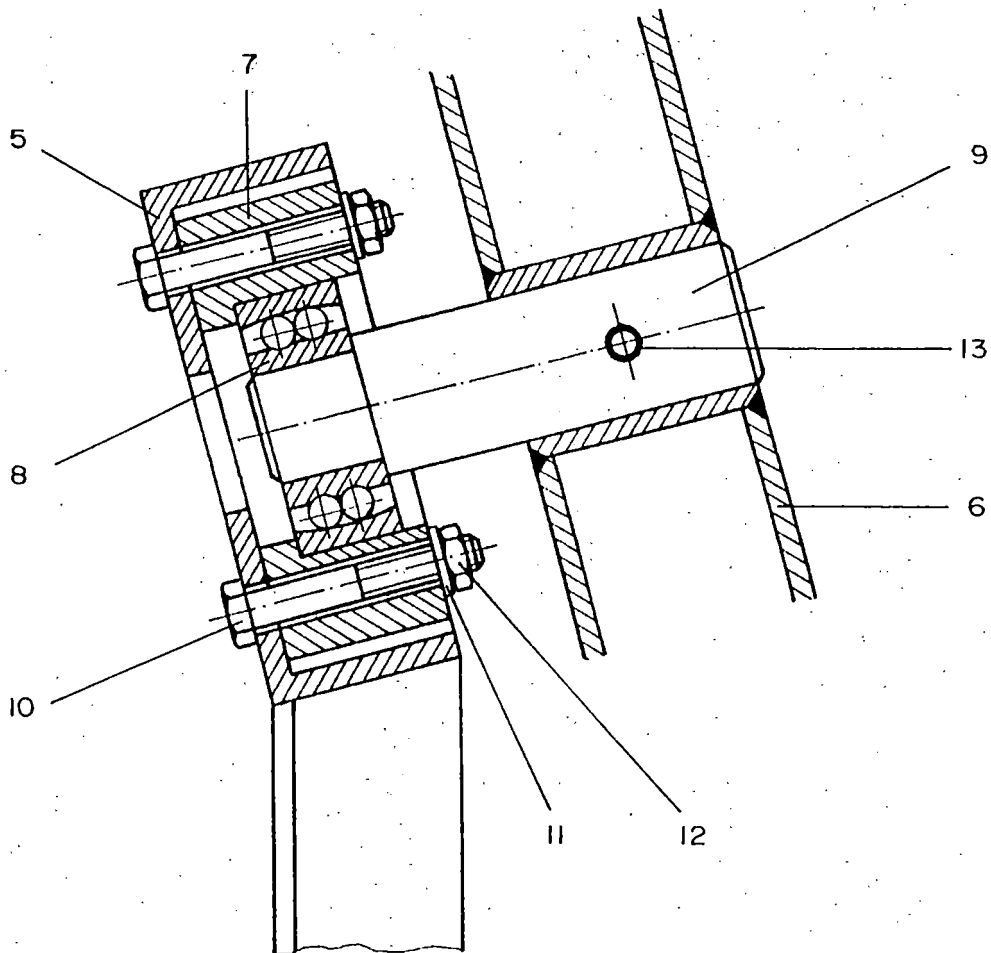
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

GENERADOR DE VAPOR
- COLECTOR CONCENTRADOR -

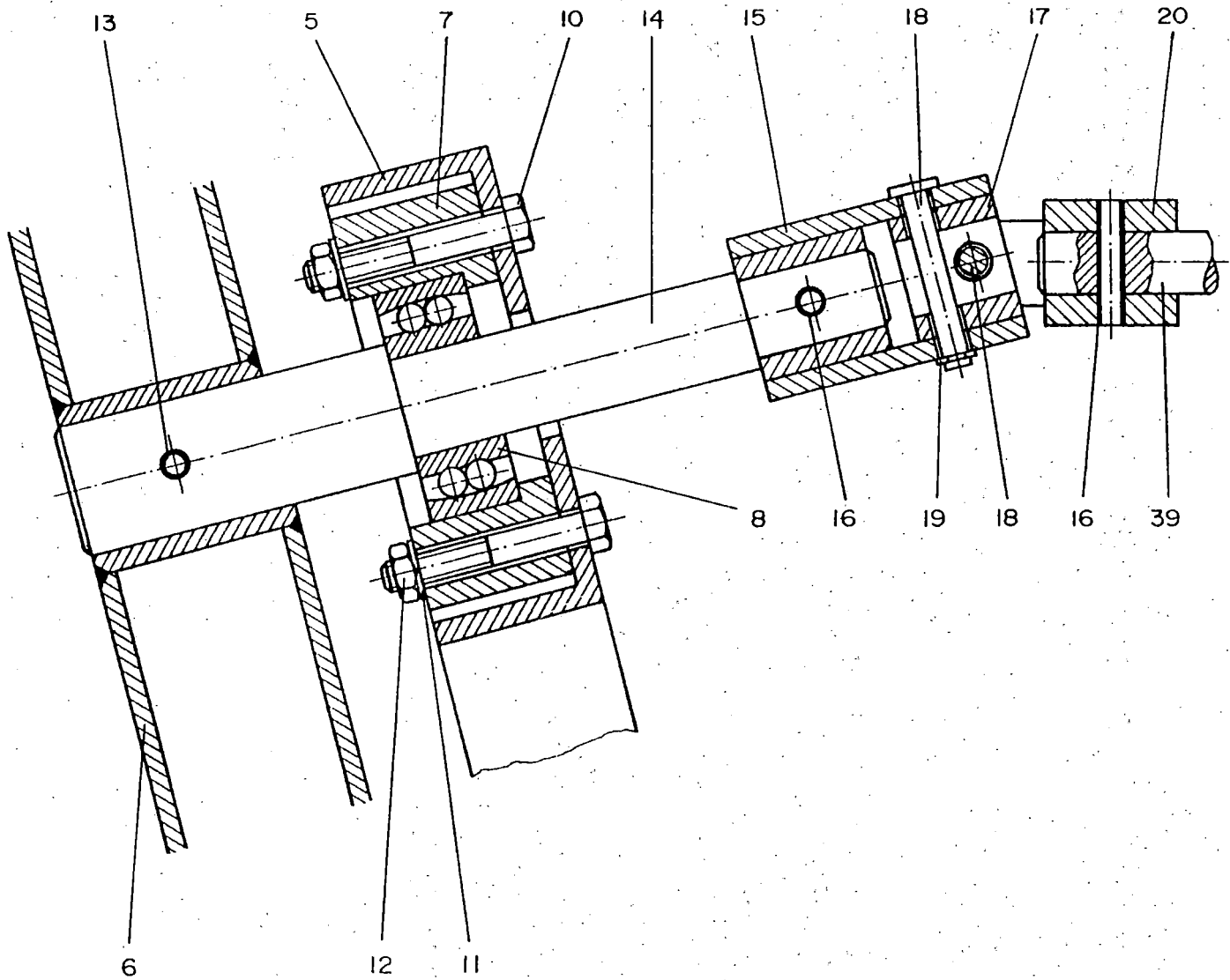
ESCALA 1:15

LAMINA No. 6

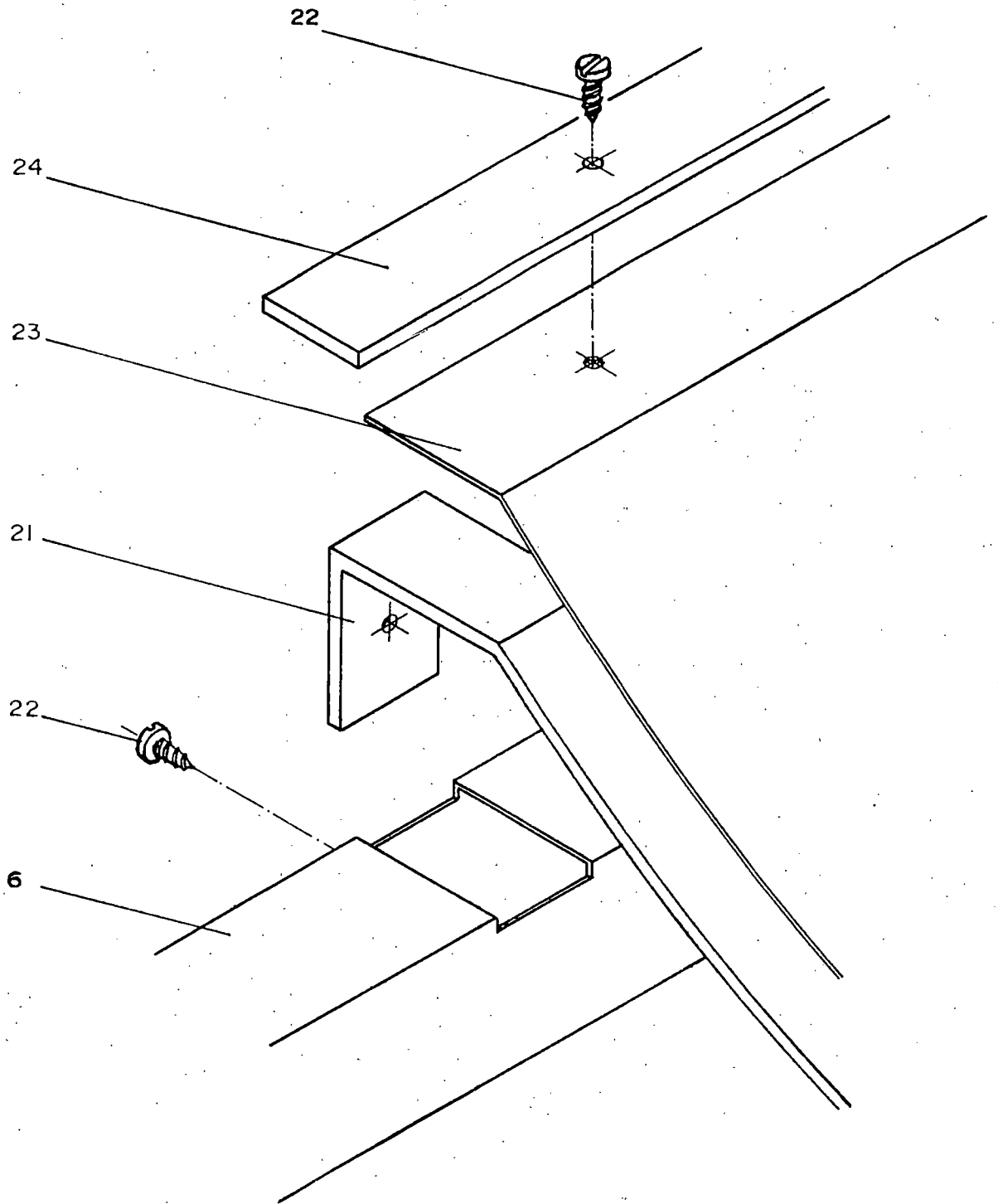
DETALLE C



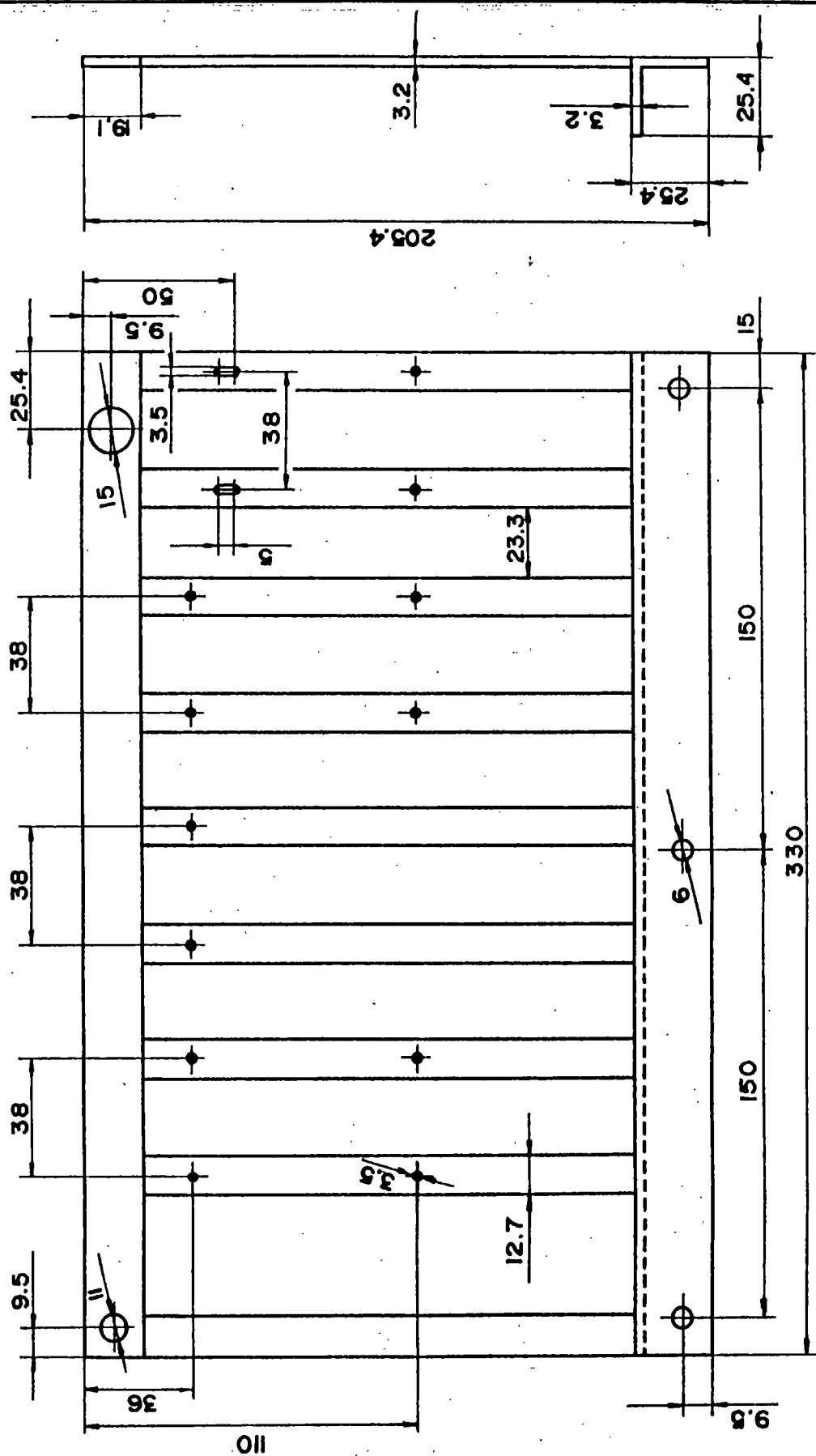
DETALLE D



DETALLE E



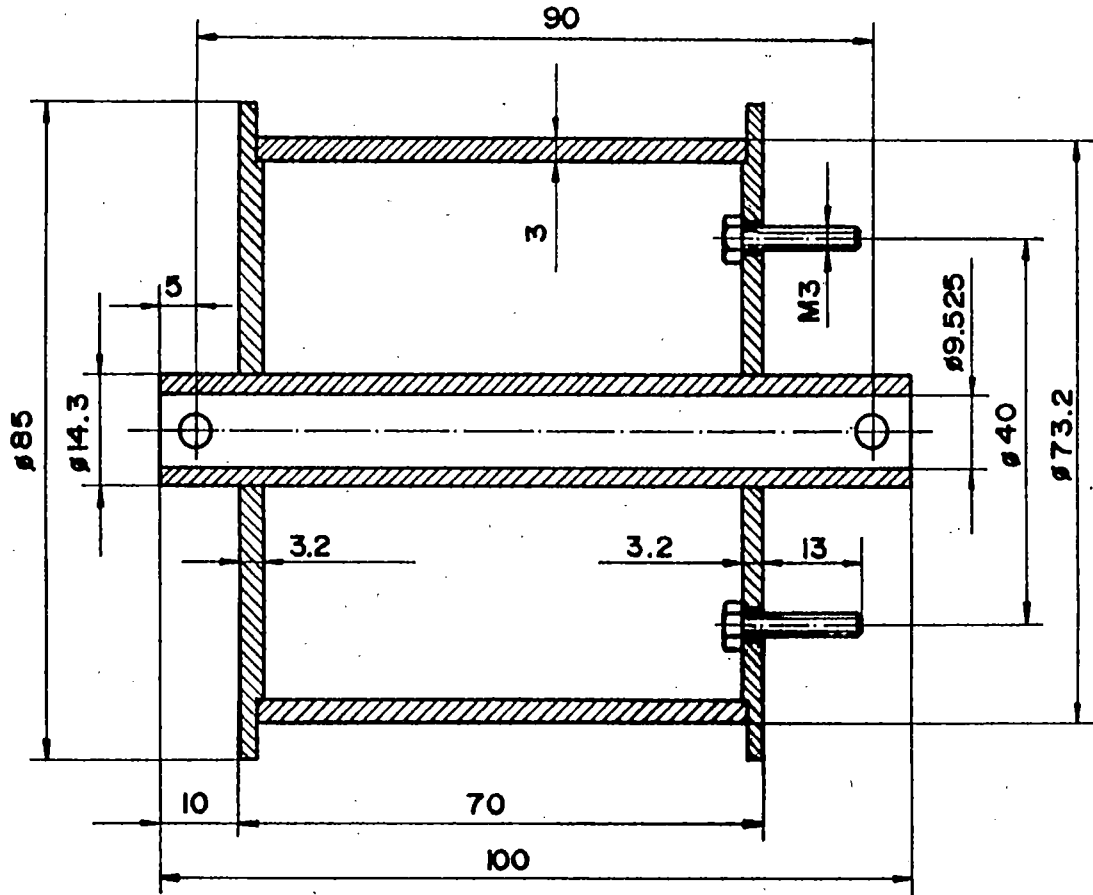
27



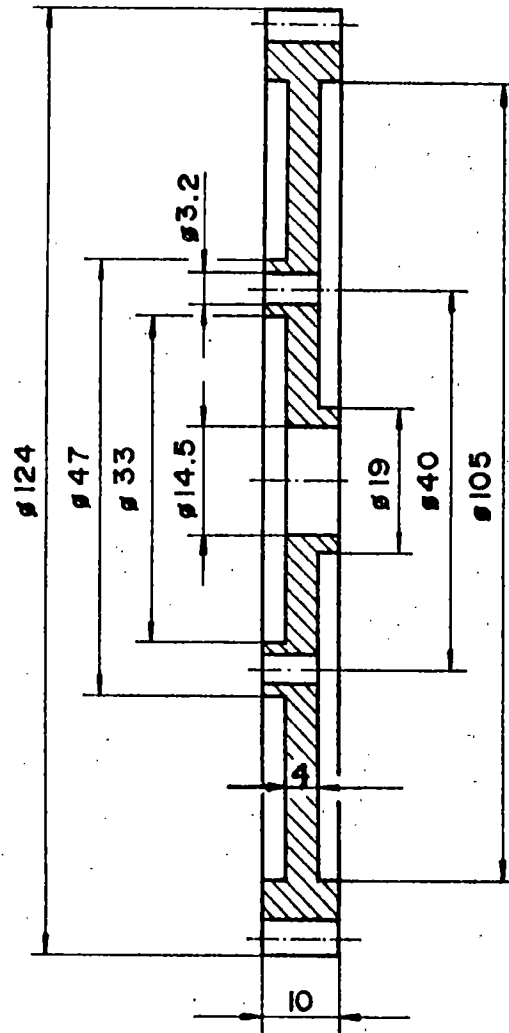
Todos los agujeros son pasantes

27	2	Marco	Pletina acero		
Pos.	Cant.	Denominación	Material	Norma	Medidas
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			GENERADOR DE VAPOR - MECANISMO DE SEGUIMIENTO -		ESCALA 1:2 LAMINA No. 19

28



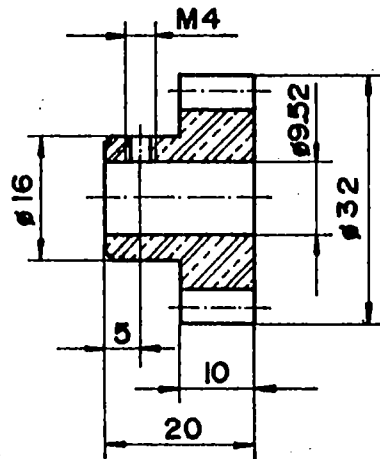
28	1	Tambor	Acero		
Pos.	Cant.	Denominación	Material	Norma	Medidas
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			GENERADOR DE VAPOR - MECANISMO DE SEGUIMIENTO -		ESCALA 1:1 LAMINA No. 20



MODULO	2
No. DE DIENTES	60
ALTURA DEL DIENTE	4.5
ANGULO DE PRESION	20°

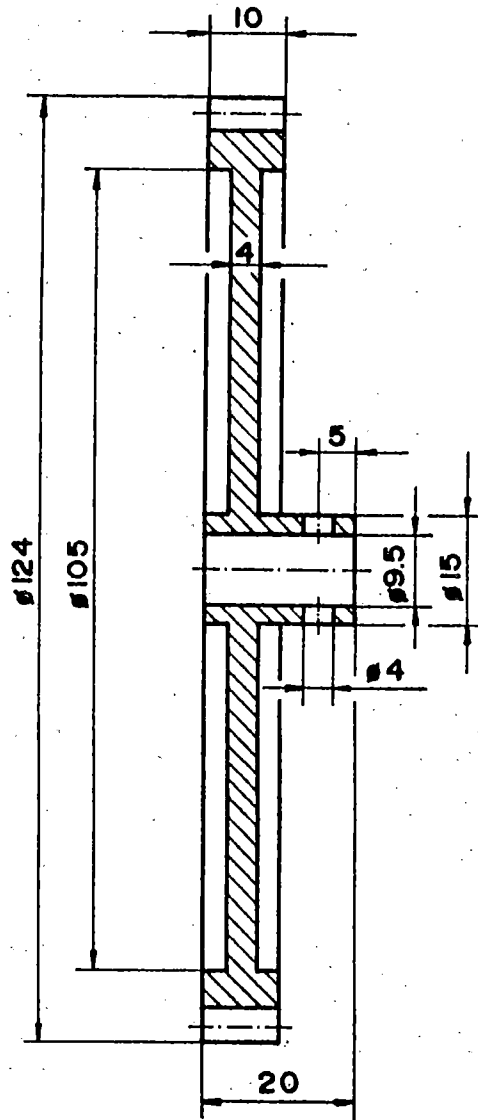
29	1	Rueda dentada	Acero inoxidable		$\phi 127 \times 13$
Pos.	Cant.	Denominación	Material	Norma	Medidas
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			GENERADOR DE VAPOR - MECANISMO DE SEGUIMIENTO -		ESCALA 1:1 LAMINA No. 21

31



MODULO	2
No. DE DIENTES	14
ALTURA DEL DIENTE	4.5
ANGULO DE PRESION	20°

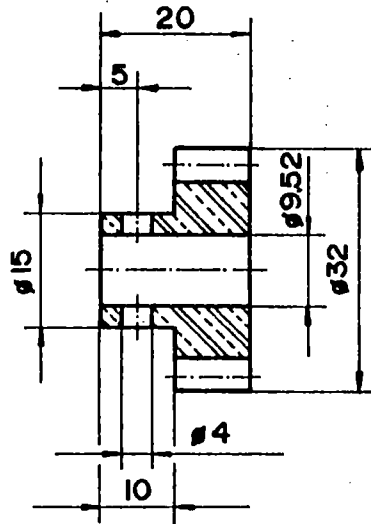
31	1	Rueda dentada	Bronce fosfórico		∅35x23
Pos.	Cant.	Denominación	Material	Norma	Medidas
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			GENERADOR DE VAPOR - MECANISMO DE SEGUIMIENTO -		ESCALA 1:1 LAMINA No.22



MODULO	2
No. DE DIENTES	14
ALTURA DEL DIENTE	4.5
ANGULO DE PRESION	20°

33	3	Rueda dentada	Acero inoxidable		$\phi 127 \times 23$
Pos.	Cant.	Denominación	Material	Norma	Medidas
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			GENERADOR DE VAPOR - MECANISMO DE SEGUIMIENTO -		ESCALA 1:1 LAMINA No.23

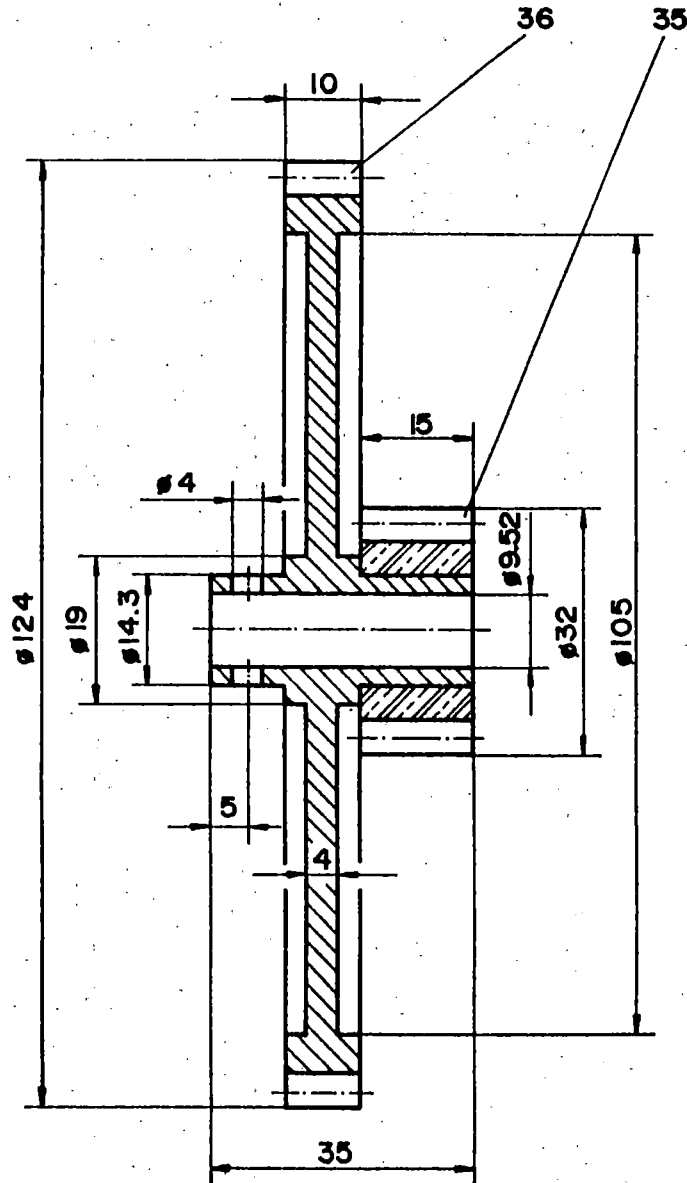
34



MODULO	2
No. DE DIENTES	14
ALTURA DEL DIENTE	4.5
ANGULO DE PRESION	20°

34	3	Rueda dentada	Bronce fosfórico		∅35x23
Pos.	Cant.	Denominación	Material	Norma	Medidas
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			GENERADOR DE VAPOR - MECANISMO DE SEGUIMIENTO -		ESCALA 1:1 LAMINA No. 24

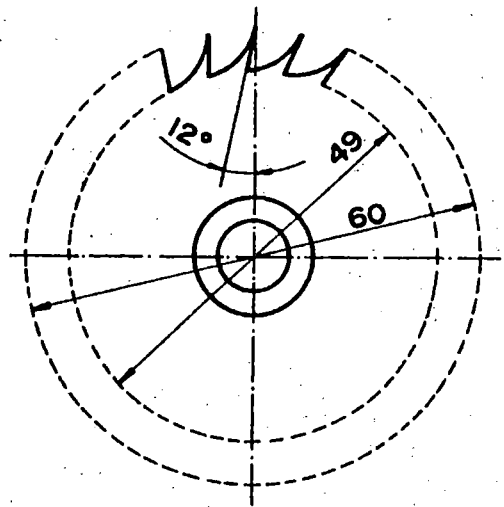
35
36



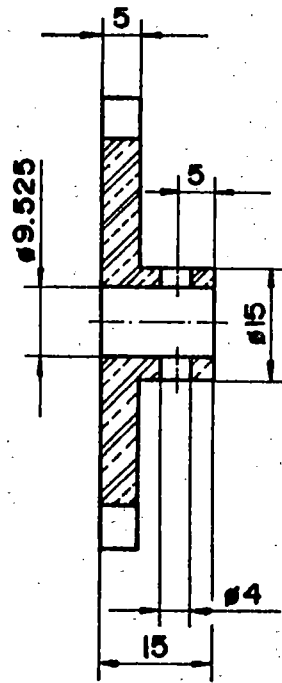
DATOS	RUEDA	PIÑON
MODULO	2	2
No. DE DIENTES	60	14
ALTURA DEL DIENTE	4.5	4.5
ANGULO DE PRESION	20°	20°

36	1	Rueda dentada	Acero inoxidable		∅127x38
35	1	Rueda dentada	Bronce fosfórico		∅35x18
Pos.	Cant.	Denominación	Material	Norma	Medidas
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			GENERADOR DE VAPOR - MECANISMO DE SEGUIMIENTO -		ESCALA 1:1 LAMINA No. 25

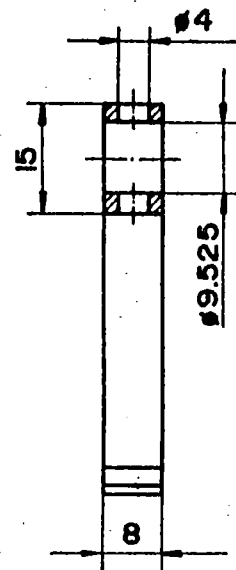
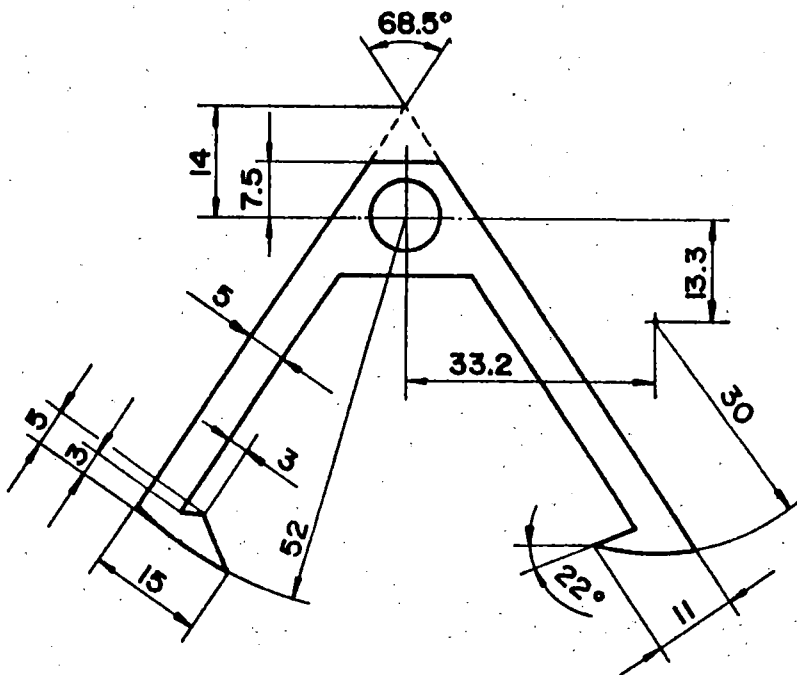
37



30 dientes

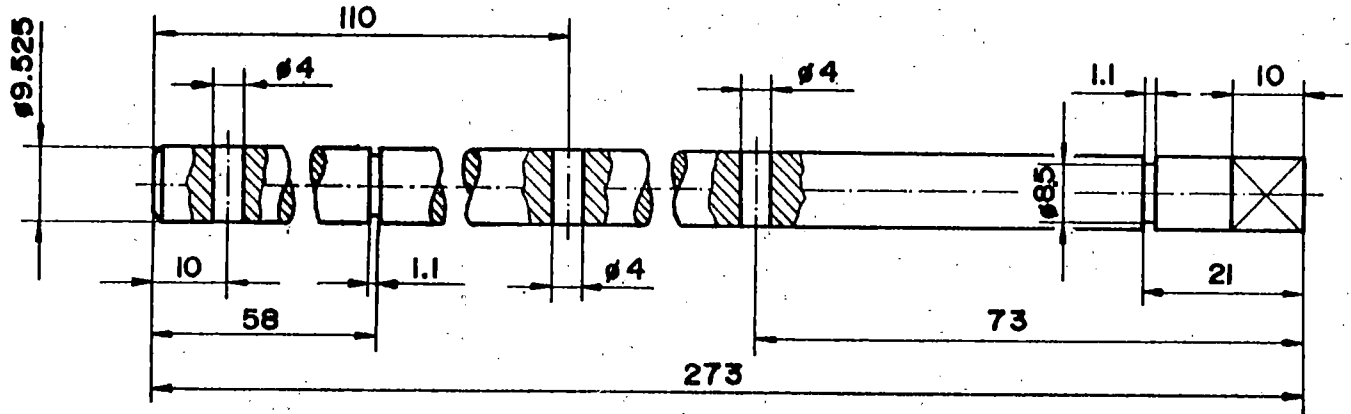


38

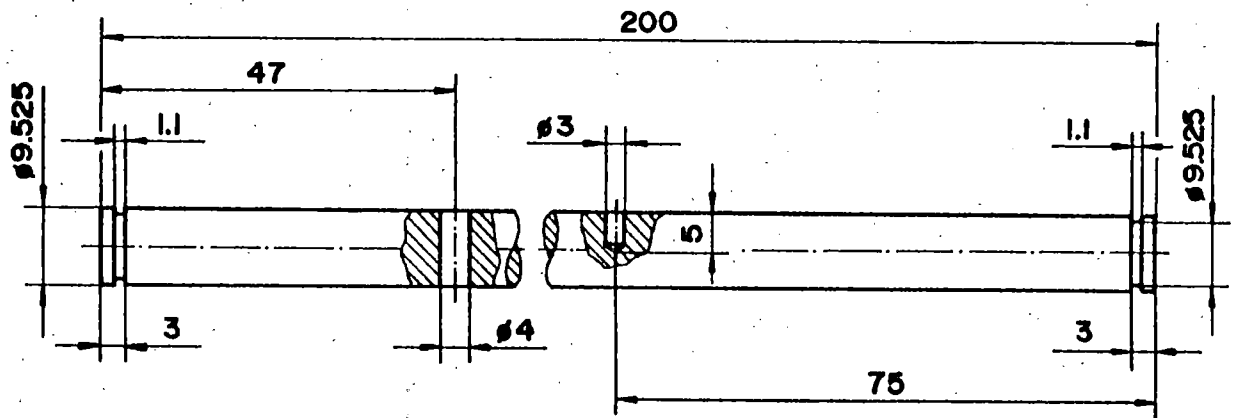


38	1	Ancora	Acero inoxidable		
37	1	Rueda de escape	Bronce fosfórico		∅63x18
Pos.	Cant.	Denominación	Material	Norma	Medidas
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			GENERADOR DE VAPOR - MECANISMO DE SEGUIMIENTO -		ESCALA 1:1 LAMINA No. 26

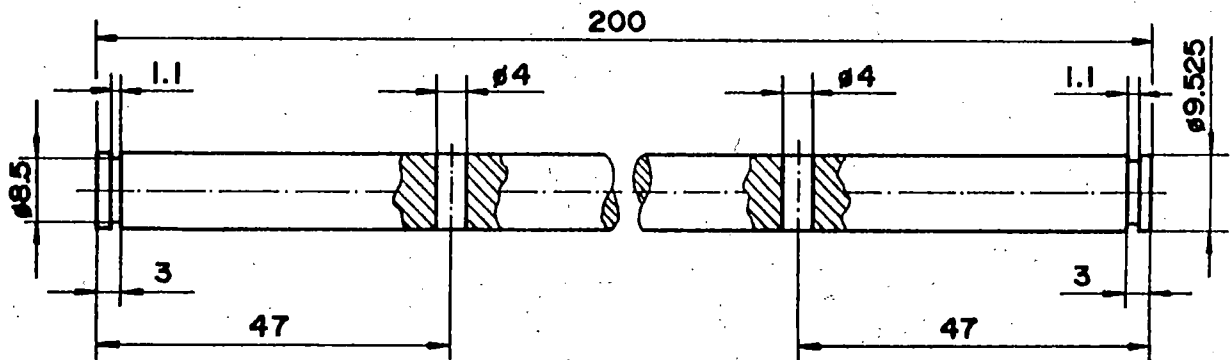
39



40



41



41	1	Eje	Acero inoxidable	(Rectificado)	$\phi 9.525 \times 203$
40	1	Eje	Acero inoxidable	(Rectificado)	$\phi 9.525 \times 203$
39	1	Eje de transmisión	Acero inoxidable	(Rectificado)	$\phi 9.525 \times 277$
Pos.	Cant.	Denominación	Material	Norma	Medidas

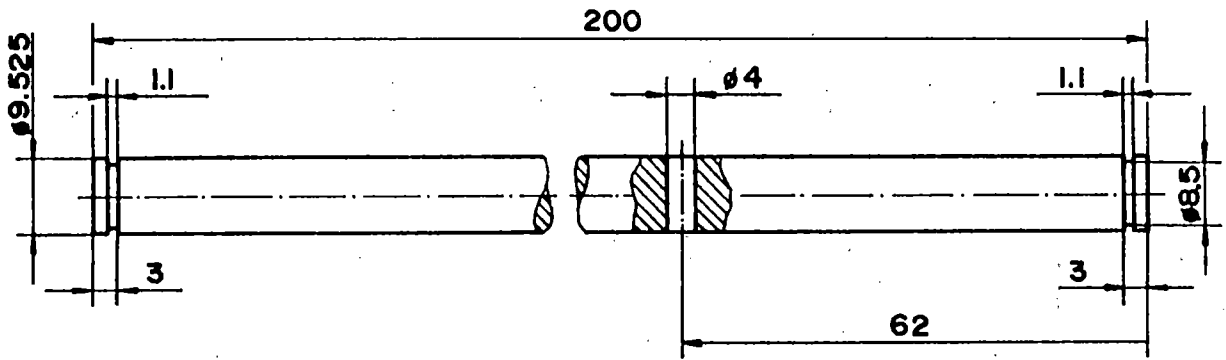
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

GENERADOR DE VAPOR
- MECANISMO DE SEGUIMIENTO -

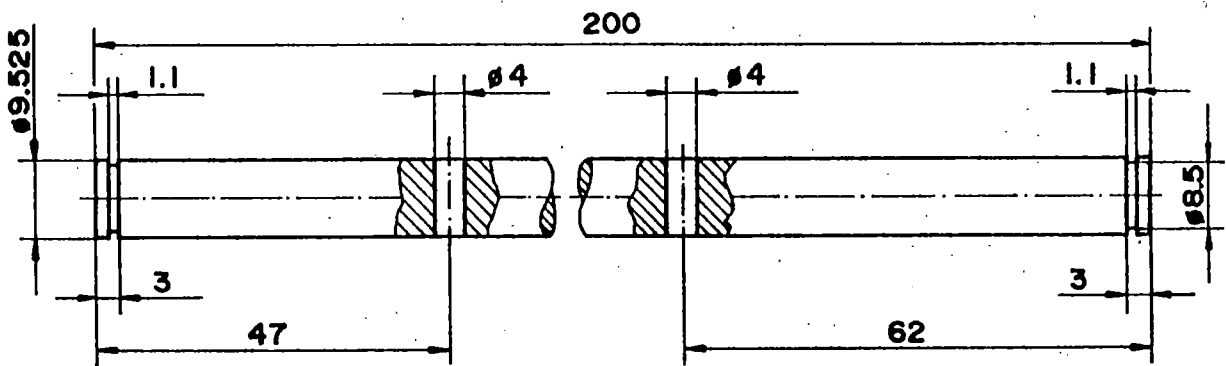
ESCALA 1:1

LAMINA No. 27

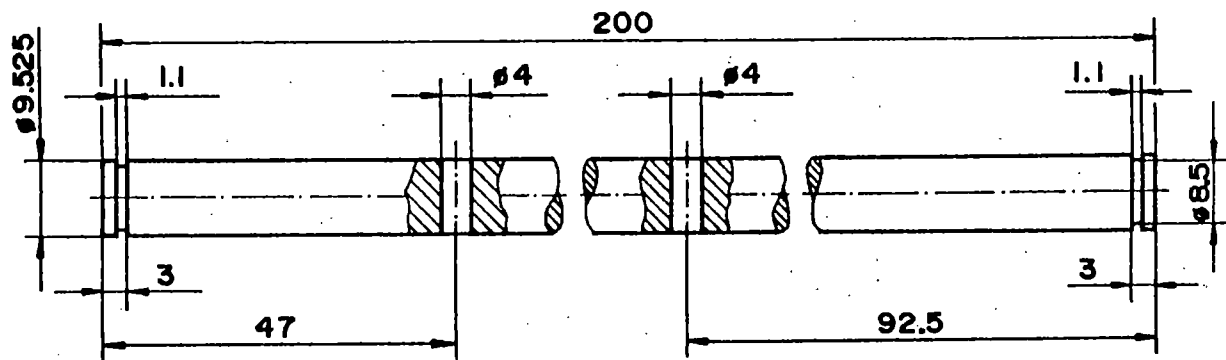
42



43



44



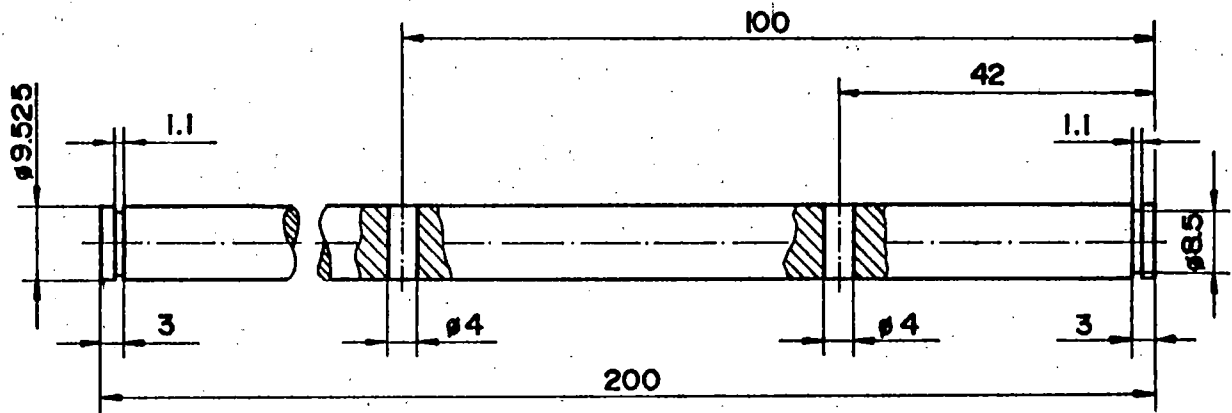
Pos.	Cant.	Denominación	Material	Norma	Medidas
44	1	Eje	Acero inoxidable	(Rectificado)	∅9.525 x 203
43	1	Eje	Acero inoxidable	(Rectificado)	∅9.525 x 203
42	1	Eje	Acero inoxidable	(Rectificado)	∅9.525 x 203

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
 FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA
 ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

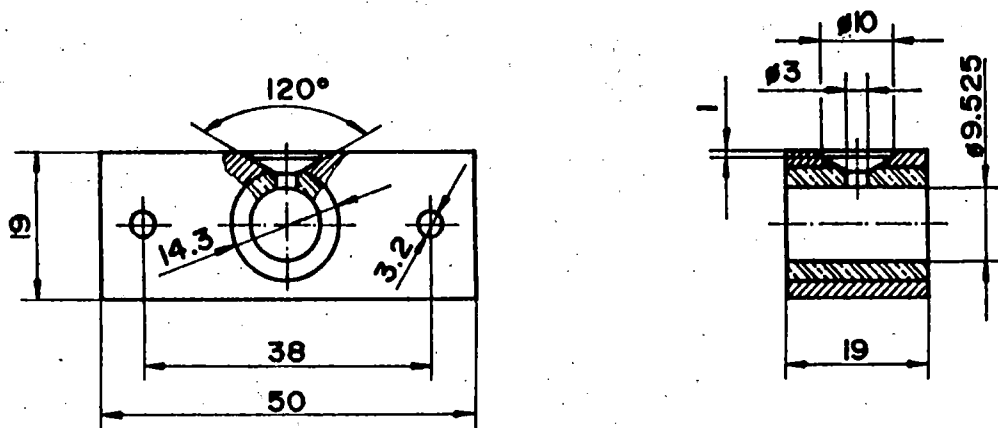
GENERADOR DE VAPOR
 - MECANISMO DE SEGUIMIENTO -

ESCALA 1:1
 LAMINA No. 28

45

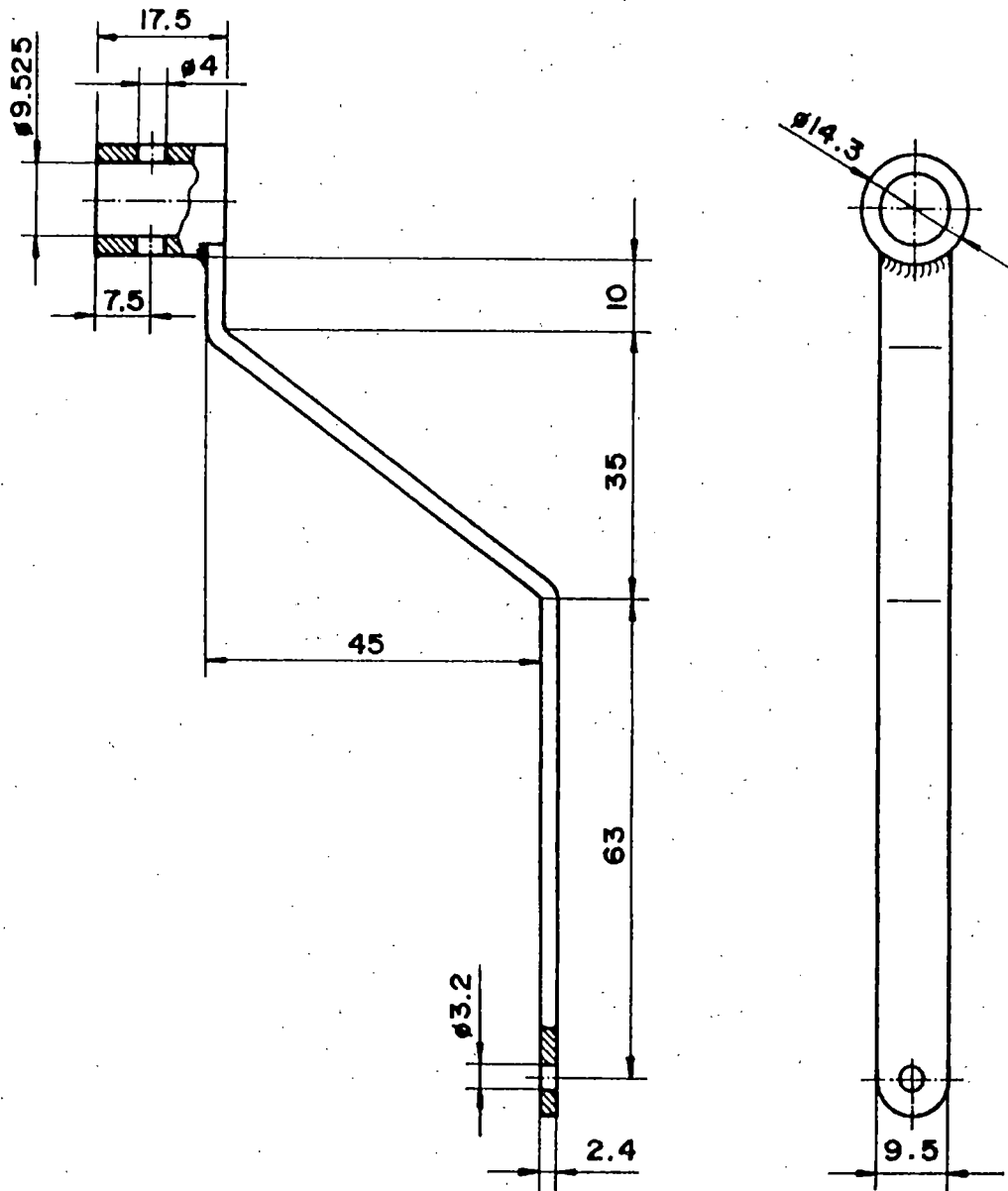


46



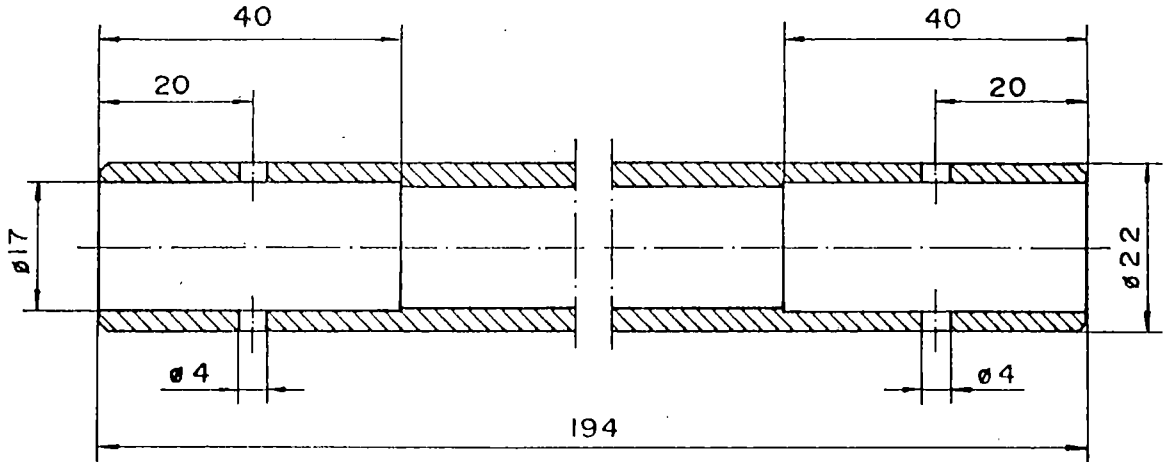
46	14	Cojinetes de deslizamiento	Acero-Bronce		$\varnothing 19 \times 53$
45	1	Eje	Acero Inoxidable		$\varnothing 9.525 \times 203$
Pos.	Cant.	Denominación	Material	Norma	Medidas
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			GENERADOR DE VAPOR - MECANISMO DE SEGUIMIENTO -		ESCALA 1:1 LAMINA No. 29

48

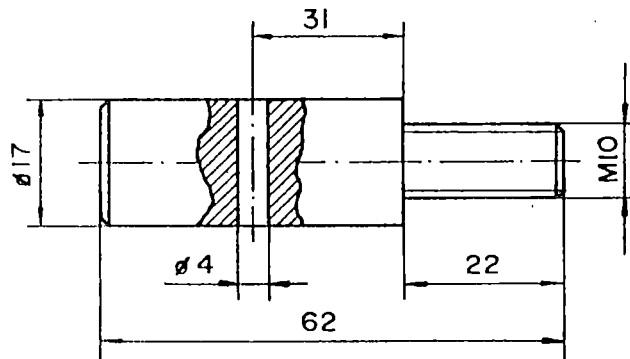


48	1	Conector de movimiento	Acero AISI 1020		
Pos.	Cant.	Denominación	Material	Norma	Medidas
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			GENERADOR DE VAPOR - MECANISMO DE SEGUIMIENTO -		ESCALA 1:1 LAMINA No. 30

51

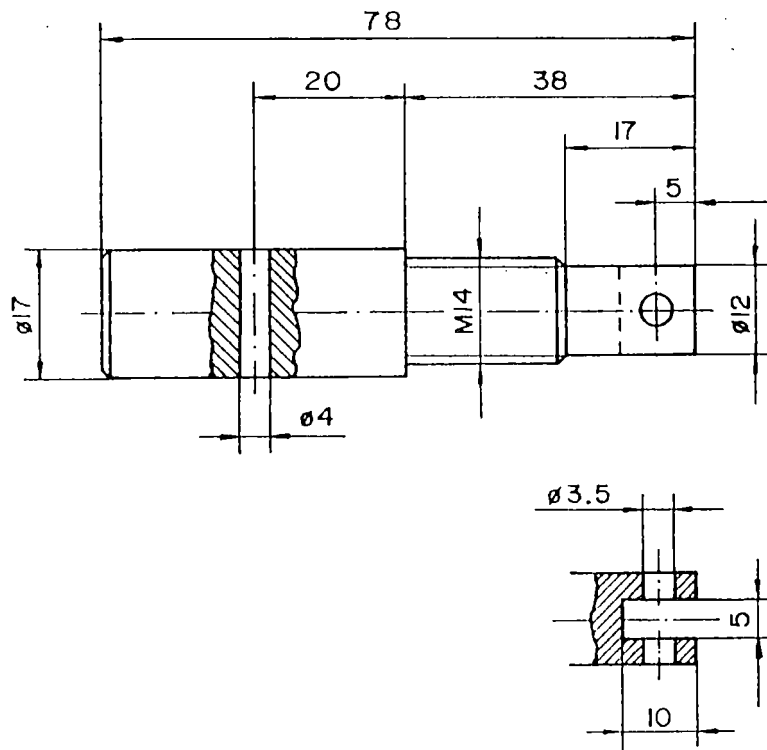


52



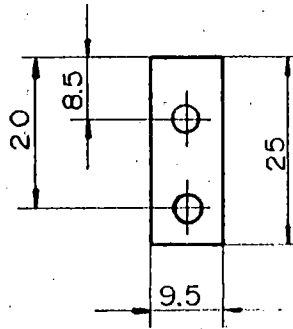
52	3	Espiga	Acero inoxidable		∅ 28x25
51	2	Tubo	Acero galvanizad.		R1/2"x200
Pos.	Cant.	Denominación	Material	Norma	Medidas
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			GENERADOR DE VAPOR - MECANISMO DE SEGUIMIENTO -		ESCALA 1:1 LAMINA No.31

53



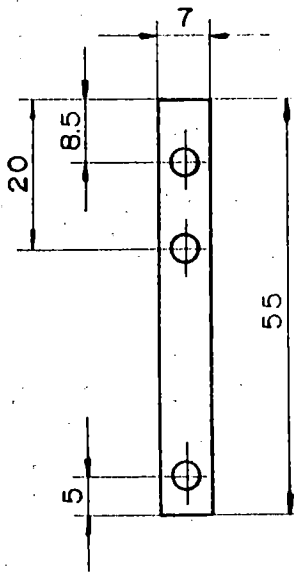
53	1	Espiga	Acero inoxidable		Ø20x81
Pos.	Cant.	Denominación	Material	Norma	Medidas
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			GENERADOR DE VAPOR - MECANISMO DE SEGUIMIENTO -		ESCALA 1:1 LAMINA No. 32

59



Espesor 2.5

60



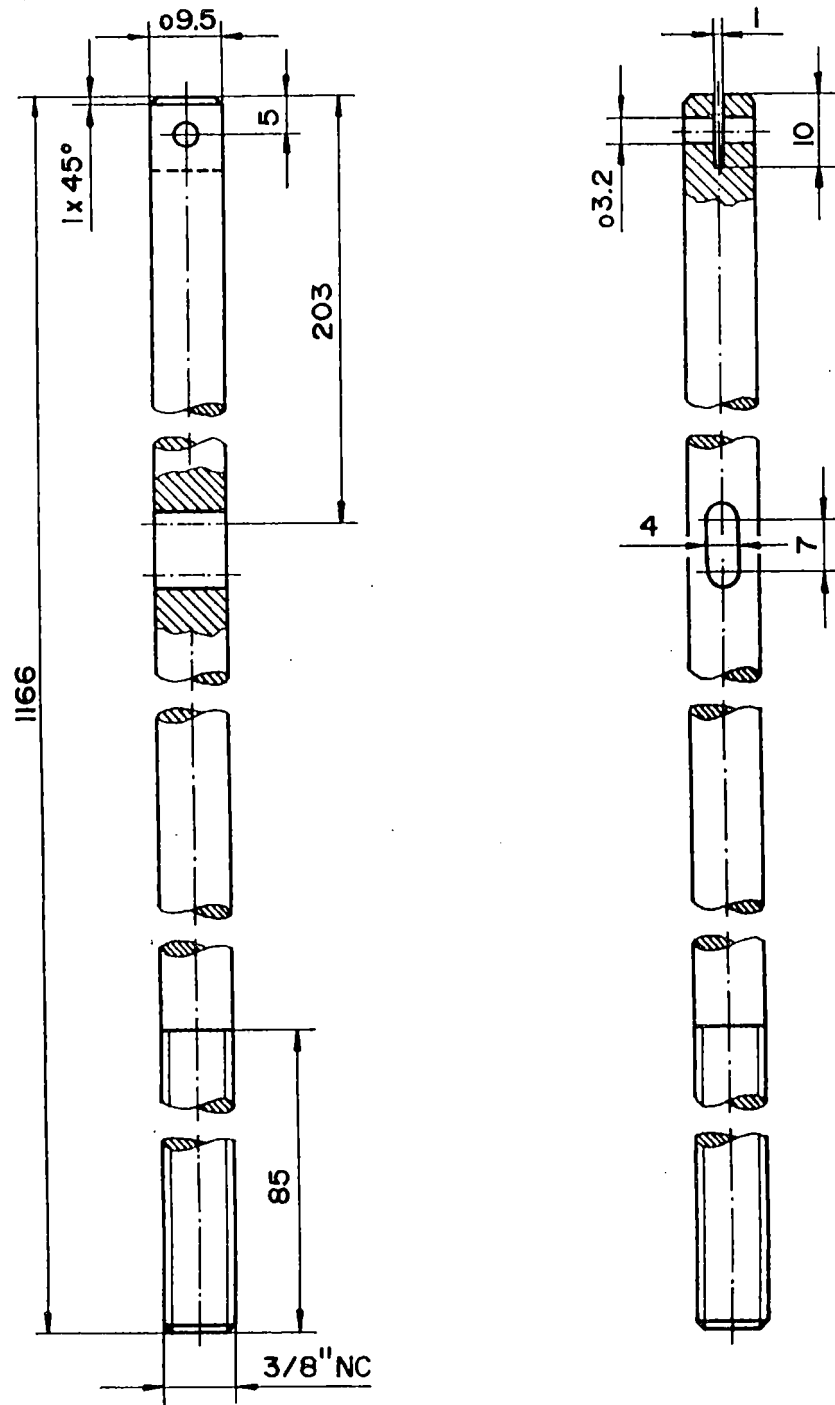
Espesor 0.2

Todos los agujeros son pasantes de $\phi 3.5$

Pos.	Cant.	Denominación	Material	Norma	Medidas
60	1	Muelle	Acero elástico		0.2x7x55
59	2	Brida	Acero AISI 1020		2.5x9.5x28

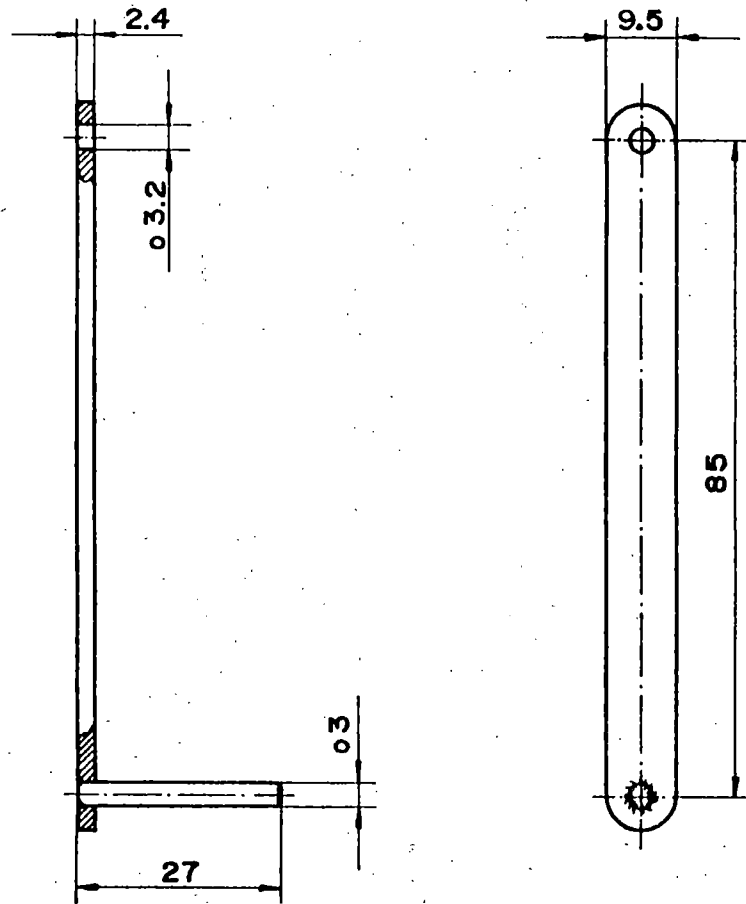
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	GENERADOR DE VAPOR - MECANISMO DE SEGUIMIENTO -	ESCALA 1:1
		LAMINA No.33

63



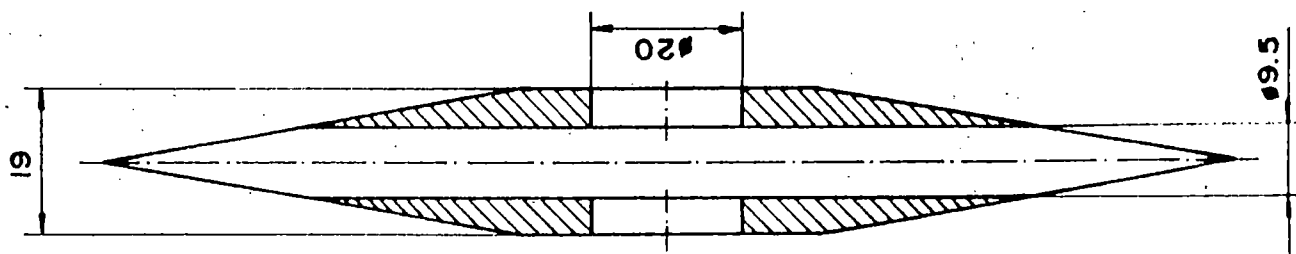
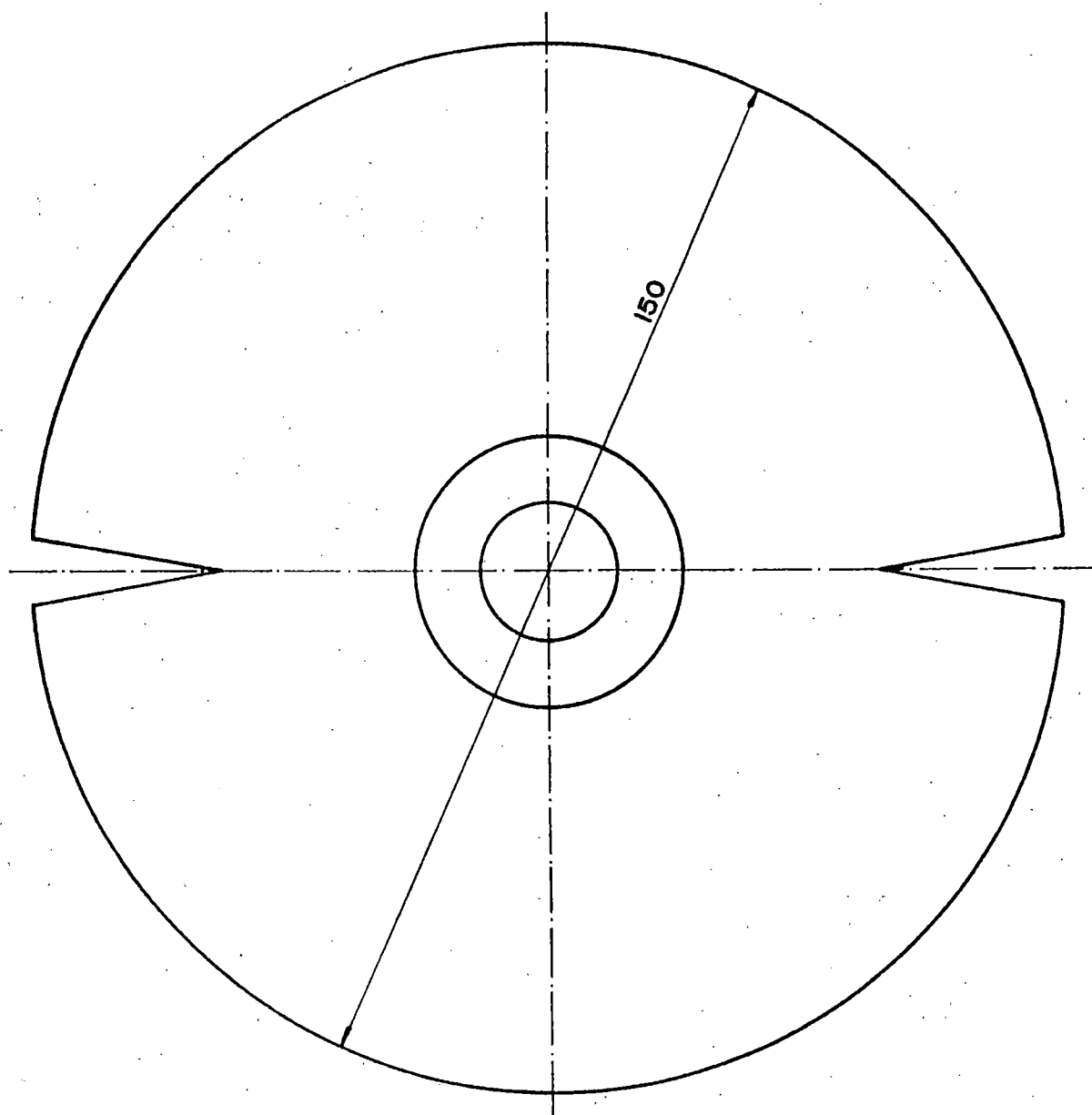
63	1	Péndulo	Acero AISI 1020		∅9.525x1170
Pos.	Cant.	Denominación	Material	Norma	Medidas
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			GENERADOR DE VAPOR - MECANISMO DE SEGUIMIENTO -		ESCALA 1:1 LAMINA No.34

65



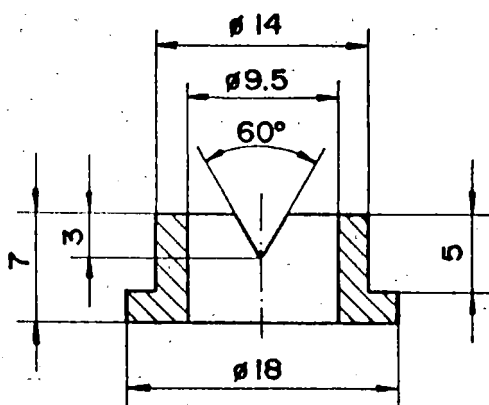
65	1	Regulador	Pletina de acero		2.4x9.5x100
Pos.	Cant.	Denominación	Material	Norma	Medidas
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			GENERADOR DE VAPOR - MECANISMO DE SEGUIMIENTO -		ESCALA 1:1 LAMINA No. 35

68



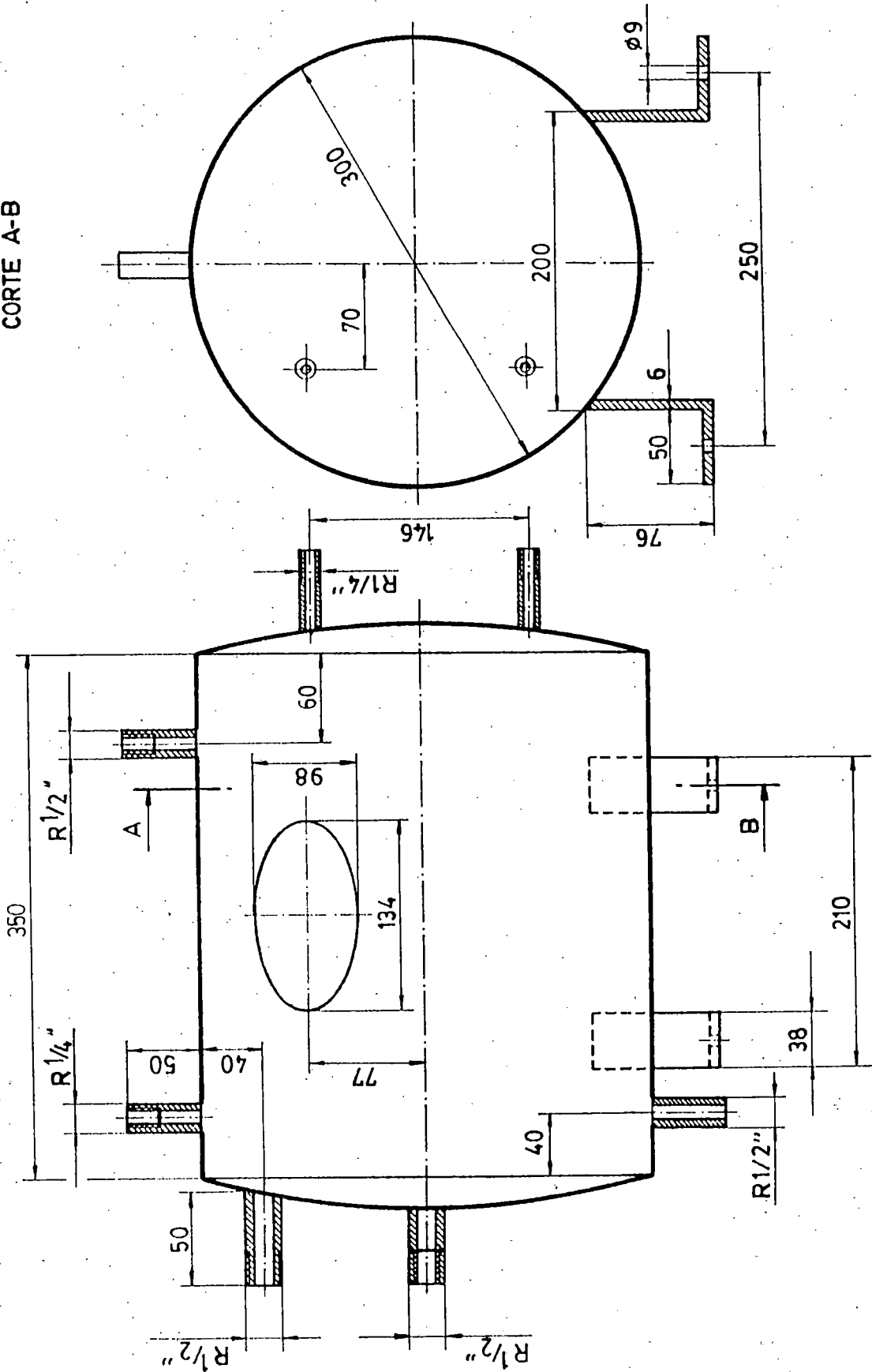
68	1	Disco	Acero AISI 1020		Ø153 x 22
Pos.	Cant.	Denominación	Material	Norma	Medidas
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			GENERADOR DE VAPOR -MECANISMO DE SEGUIMIENTO-		ESCALA 1:1 LAMINA No. 36

69



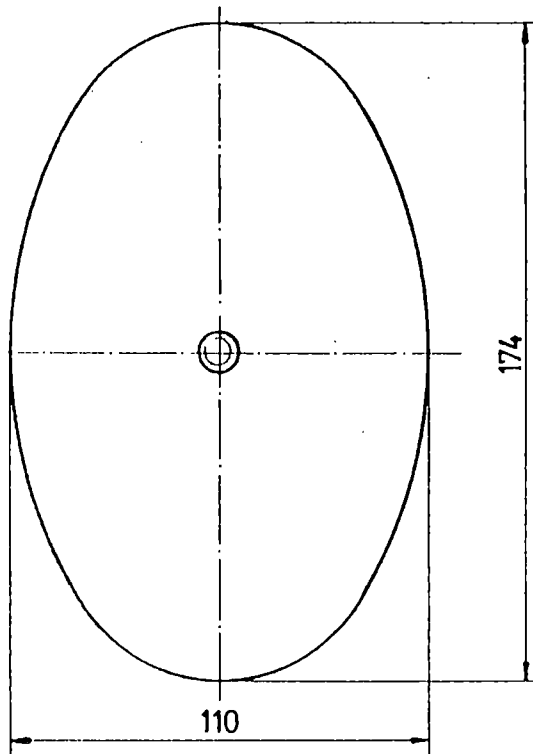
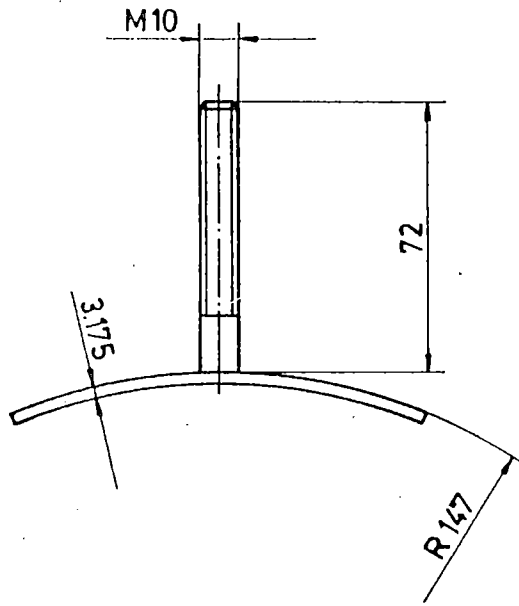
69	1	Apoyo	Acero AISI 1020		$\phi 21 \times 10$
Pos.	Cant.	Denominación	Material	Norma	Medidas
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			GENERADOR DE VAPOR - MECANISMO DE SEGUIMIENTO -		ESCALA 2:1 LAMINA No.37

CORTE A-B



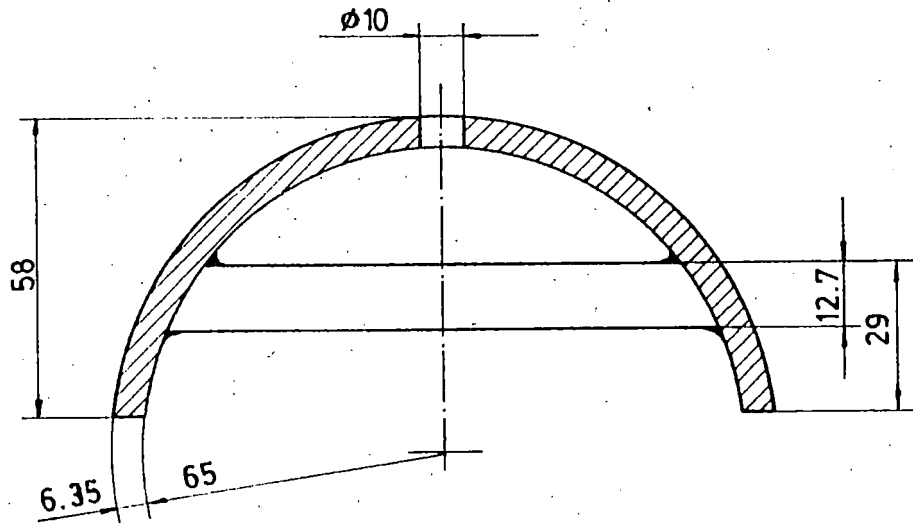
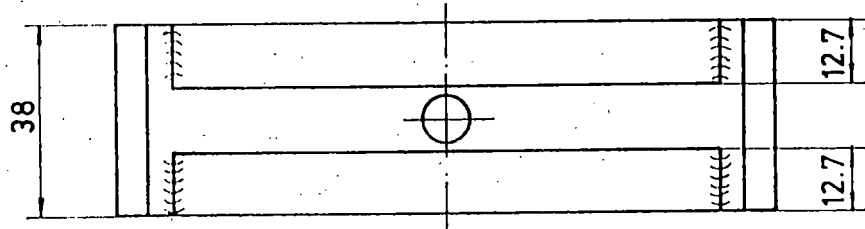
74

74	1	Tanque	Acero AISI 1018		∅ 300 x 350
Pos.	Cant.	Denominación	Material	Norma	Medidas
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			GENERADOR DE VAPOR - TANQUE DE ALMACENAMIENTO -		ESCALA 1:4 LAMINA No. 39



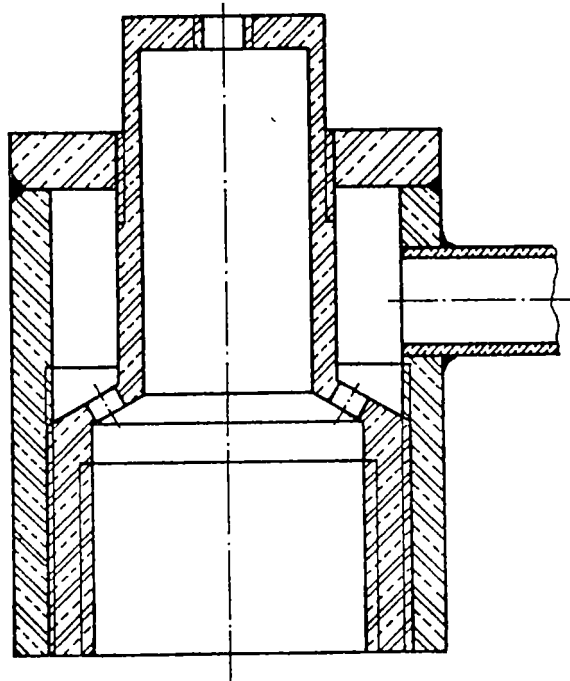
75	I	Tortuga	Acero AISI 1018		
Pos.	Cant.	Denominación	Material	Norma	Medidas
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			GENERADOR DE VAPOR - TANQUE DE ALMACENAMIENTO -		ESCALA 1:2 LAMINA No.40

76



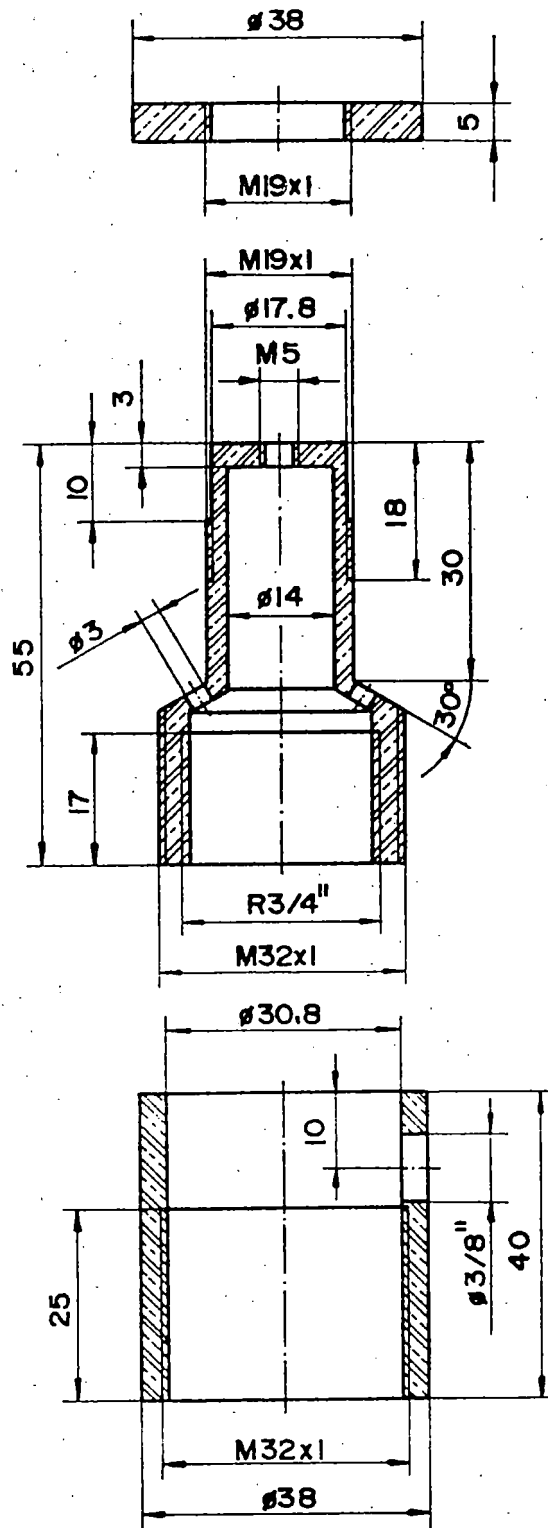
76	1	Brida	Acero AISI 1020		
Pos.	Cant.	Denominación	Material	Norma	Medidas
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			GENERADOR DE VAPOR -TANQUE DE ALMACENAMIENTO-		ESCALA 1:1.5 LAMINA No. 41

83

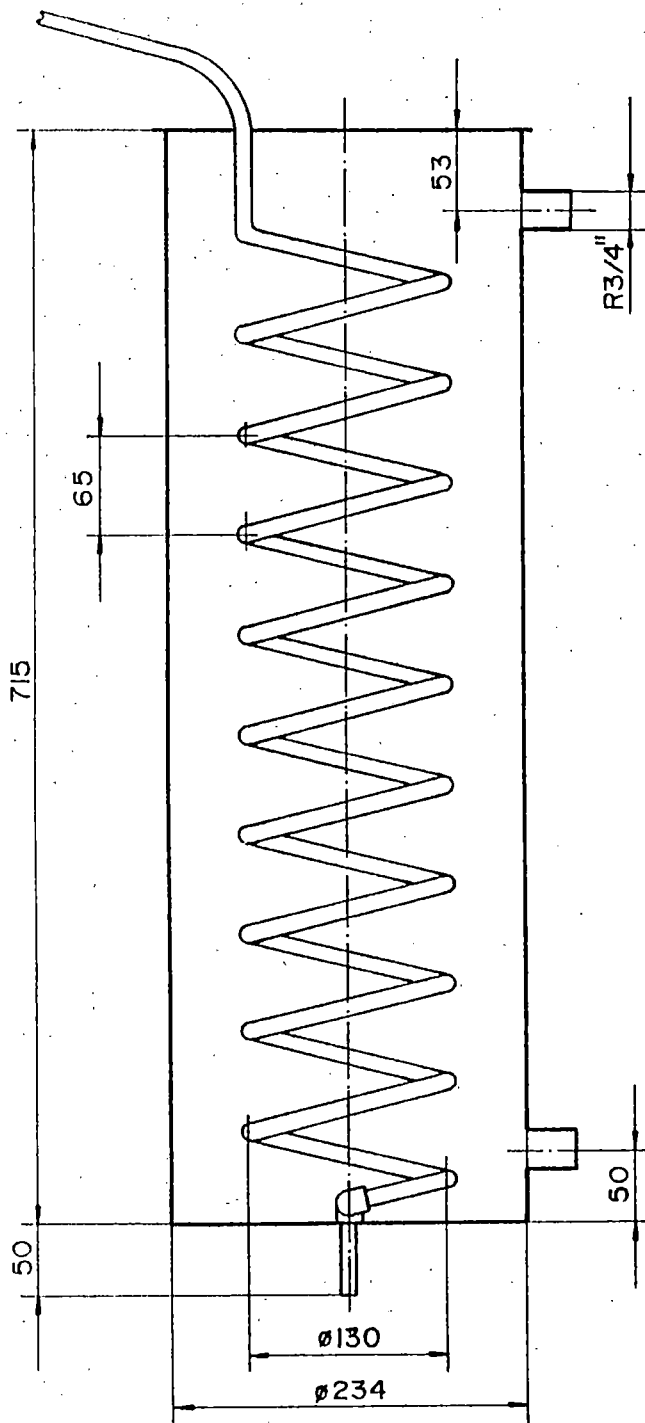


83	1	Válvula de suministro	Bronce fosfórico		∅41x52
Pos.	Cant.	Denominación	Material	Norma	Medidas
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			GENERADOR DE VAPOR -TANQUE DE ALMACENAMIENTO-		ESCALA 1.5:1 LAMINA No.42

83



83	I	Válvula de suministro	Bronce fosfórico		$\phi 41 \times 52$
Pos.	Cant.	Denominación	Material	Norma	Medidas
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			GENERADOR DE VAPOR - TANQUE DE ALMACENAMIENTO -		ESCALA 1:1 LAMINA No.43



85	1	Condensador	Acero-Cobre		∅ 234x770
Pos.	Cant.	Denominación	Material	Norma	Medidas
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			GENERADOR DE VAPOR - CONDENSADOR -		ESCALA 1:5 LAMINA No. 44

A - 4 COSTOS DIRECTOS

CANTIDAD	UNI.	DETALLE	PRECIO UNITARIO	COSTO TOTAL
17.3	m	Pletina de Aluminio de 11/16x3/32"	¢ 10.00	¢ 173.00
2	Lbs	Acero Inoxidable de 3/8"	26.00	52.00
3	Lbs	Bronce Sólido de 1 3/8"	31.90	95.70
2	Lbs	Bronce Sólido 5/8"	31.90	63.80
1.5	Lbs	Acero 1020 de 3/8"	8.80	13.20
20	-	Codos de Bronce soldables de 7/8"	9.75	195.00
9	-	Varillas de plata	2.95	26.60
1	-	Manómetro de 0 - 30 Psi	51.15	51.15
2	m^2	Lámina de hierro de 1/32"	30.25	60.50
30	m	Pletina de 1/8x1/2"	2.70	80.00
42	m	Angulo de 1/8x1"	0.06	255.00
12	m	Tubo industrial cuadrado de 1"	6.50	78.00
2	m	Pletina de 1/8x3/4"	2.25	4.50
3	pies	Eje rectificado	18.00	54.00
2	-	Baleros	80.00	160.00
1	Lb	Electrodo extra rojo	14.30	14.30
5.5	m	Tubo de cobre rígido	24.65	135.60
36	-	Tornillos tipo estufa 1/8x1 1/4"	0.15	5.40
4	-	Pines huecos de 3/16x1 1/2"	1.50	6.00
14	-	Seguros tipo "e" de 7/16"	2.00	28.00
2	-	Seguros tipo "e" de 3/16"	1.50	3.00
4	-	Tuercas hexagonales de 10 mm	0.70	2.80
4	-	Arañelas de presión de 7/16"	0.15	0.60
8	-	Tacos plásticos cuadrados de 1x1"	0.75	6.00
6	m^2	Lámina lisa calibre 30	18.00	108.00
70	-	Tornillos golosos de 1/8x5/8"	0.07	4.90
2	Lbs	Electrodo chino de 3/32"	5.50	11.00
35	-	Tuercas hexagonales de 1/8"	0.10	3.40
8	-	Camisas galvanizadas de 1/2"	4.00	32.00
1	-	Tapón macho galvanizado 1/2"	3.50	3.50
30	m	Cable de acero 1/16"	1.75	84.50
2	-	Cepo galvanizado de 1/8"	1.50	3.00
2	Lbs	Bronce sólido de 2 3/4"	31.90	63.80
1	-	Guardacabo de 1/8"	1.50	1.50
300	-	Remaches POP de 1/8x3/8"	0.09	27.00
3 1/2	Pliegos	Lámina de aluminio autoadhesivo TECHNALIGHT	140.00	490.00
1	-	Camisa galvanizada de 1/4"	5.25	5.25
1	-	Niple galvanizado 1/4x2 1/2"	5.25	5.25

CANTIDAD	UNI.	DETALLE	PRECIO UNITARIO	COSTO TOTAL
4	-	Tapones machos galvanizados de 1/2"	2.60	10.40
1	-	Válvula galvanizada 1/2"	69.00	69.00
2	-	Tubos de silicone transparente	64.00	128.00
7	"	Abrazaderas flexibles	7.15	28.60
6	pies	Manguera de 3/4"	8.00	35.20
0.25	Lbs	Acero inoxidable de 1/4"	35.00	8.75
0.25	Lbs	Acero inoxidable de 1/2"	35.00	8.75
0.5	m	Sealon 12 mm	61.60	30.80
3	-	Cinta teflon	3.50	10.50
3	-	Niples de 1/2x3"	3.50	7.00
1	-	Unión Universal galvanizada	4.00	4.00
1	-	Spray de pintura de aluminio	35.90	35.90
1	-	Spray de pintura negra	38.60	38.60
100	-	Remaches POP de 1/8x1/2"	0.90	9.00
4	-	Rollos de tirros	6.50	26.00
2	-	Tee galvanizadas de 1/2"	6.00	12.00
1	-	Grifo de 1/2"	27.00	27.00
0.25	Lbs	Varilla de Bronce de 1/8"	44.00	11.00
1	-	Camisa galvanizada de 3/4"	5.25	5.25
5	-	Codos de cobre soldables de 3/8"	9.30	46.50
2	pies	Tubo de cobre de 3/8"	5.20	10.40
1	-	Tapón galvanizado de 3/4"	3.00	3.00
2	-	Niples galvanizados de 1/2x2 1/2"	2.50	5.00
30	pie^2	Aislante de fibra de vidrio	4.30	129.00
1	-	Vidrio para visor de nivel	22.00	22.00
4	-	Termómetros	430.00	1720.00

SUB-TOTAL ₡ 4842.90

10% DE IMPREVISTOS ₡ 484.30

TOTAL ₡ 5327.20