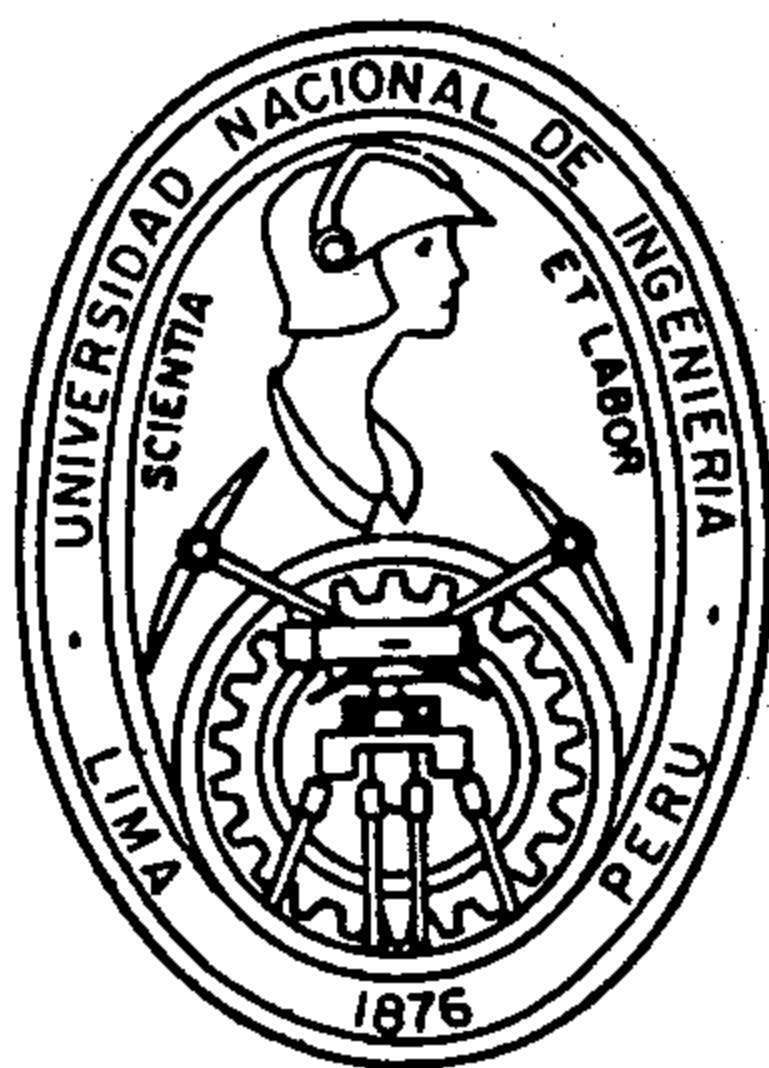


Universidad Nacional de Ingeniería

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



‘ Diseño de un Sistema de Calentamiento de Agua con Energía Solar para Ahorro de Combustible en un Caldero Acuotubular de 1000 BHP ’

T E S I S

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO MECANICO

JUAN IGNACIO SANCHEZ DAVALOS

PROMOCION: 1980 - 1

LIMA • PERU • 1990

I N D I C E G E N E R A L

| | PAG. |
|---|------|
| | |
| CAPITULO I .- INTRODUCCION | |
| | |
| 1. Generalidades. | |
| 1.1 Antecedentes | 3 |
| 1.2 Justificación | 3 |
| 1.2.1 Economías de la energía en la industria. | 6 |
| 1.2.2 Situación energética en el Perú - Rama hidrocarburos | 11 |
| 1.3 Objetivos | 12 |
| | |
| CAPITULO II .- GENERALIDADES | |
| | |
| 2.1. Descripción General. | 14 |
| 2.1.1 Componentes principales. | 14 |
| 2.1.2 Clasificación de calderas. | 15 |
| 2.1.3 Materiales de Fabricación. | 17 |
| 2.1.4 Tamaño. | 18 |
| 2.1.5 Contenido de los tubos. | 19 |
| 2.1.5.a Calderas tubos de humo. | 19 |
| 2.1.5.b Calderas de tubos de agua. | 29 |
| 2.1.6 Combustibles. | 43 |
| 2.1.7 Circulación. | 43 |

| | |
|--|----|
| 2.2. Especificaciones del caldero acuotubular de 1000 BHP. | 44 |
| 2.2.1. Domos del caldero. | 44 |
| 2.2.2 Equipo de combustión. | 44 |
| 2.2.3 Equipo de bombeo, pre-calentamiento y filtardo. | 45 |
| 2.2.4 Ubicación del caldero en la planta de generación de energía. | 45 |
| 2.3. Análisis de alternativas usando energía solar. | 46 |
| 2.3.1 Tratamiento del agua, anterior al calentamiento usando energía solar. | 46 |
| 2.3.2 Calentamiento del agua posterior al Pre-calentamiento , usando energía solar. | 46 |
| 2.3.2.a Determinación del flujo de agua tratada que ingresa al tanque de condensado. | 46 |
| 2.3.2.b Cálculo de la temperatura de diseño en los colectores solares para elevar en 10°C la temperatura del agua de alimentación. | 70 |
| 2.3.2.c Determinación del calor útil. | 84 |
| 2.3.2.d Conclusiones. | 85 |

| | |
|---|----|
| 2.3.3 Toma de decisión a partir de las dos alternativas planteadas. | 87 |
|---|----|

CAPITULO III. - DISEÑO DE UN SISTEMA DE PRE - CALENTAMIENTO DE ENERGIA SOLAR PARA UN GENERADOR DE 1000 BHP.

| | |
|--|-----|
| 3.1 Generalidades | |
| 3.2 Balance térmico del caldero. | 91 |
| 3.2.a Balance energético del caldero. | 91 |
| 3.2.b Balance exergetico del caldero. | 91 |
| 3.3 Descripción de la Planta. | 92 |
| 3.3.a Planta de producción de la Empresa. | 92 |
| 3.3.b Descripción de la Planta de generación de energía térmica. | 94 |
| 3.4 Selección y/o diseño de los componentes del sistema de precalentamiento del agua utilizando energía solar. | 97 |
| 3.4.a Introducción. | 97 |
| 3.4.b Parámetros atmosféricos. | 99 |
| 3.5 Determinación de la inclinación y orientación de los colectores. | 100 |
| 3.6 Determinación de la intensidad de la radiación horizontal (I_{th}). | 119 |

| | | |
|------|---|-----|
| 3.7 | Determinación de la relación radiación directa colector y radiación directa horizontal (R_D). | 120 |
| 3.8 | Determinación del factor de conversión de radiación horizontal a inclinada (R). | 121 |
| 3.9 | Determinación de la intensidad de radiación total (I_{tc}). | 122 |
| 3.10 | Determinación de la eficiencia del colector y del área de colección. | 123 |
| | 3.10.1 Generalidades | 123 |
| | 3.10.2 Cálculo del rendimiento del colector. | 124 |
| | 3.10.3 Cálculo del área de colección mensual. | 125 |
| | 3.10.4 Alternativas para suplir el deficit de enrgía en los meses críticos. | 126 |
| 3.11 | Selección de una unidad modular de colector solar para sistemas de gran capacidad. | 131 |
| | 3.11.1 Generalidades | 131 |
| | 3.11.2 Eficiencia del colector a seleccionar. | 131 |

| | |
|--|-----|
| 3.11.3 Distribución del flujo y presión en un banco de colectores tipo rejilla. | 131 |
| 3.11.4 Selección de una unidad modular del colector. | 139 |
| 3.11.5 Disposición de los colectores. | 143 |
| 3.11.6 Selección de tuberías y pérdidas de presión. | 146 |
| 3.11.6.a Caída de presión en una fila de 5 colectores. | 146 |
| 3.11.6.b Caída de presión del sistema solar. | 153 |
| 3.11.7 Cálculo del vaso de expansión. Diseño del tanque de almacenamiento y selección de la bomba. | 153 |

CAPITULO IV.- ASPECTOS ECONOMICOS.

| | |
|---|-----|
| 4.1 Datos generales del sistema de calentamiento solar. | 169 |
| 4.1.1 Costos. | 169 |
| 4.1.2 Ahorro del combustible. | 169 |
| 4.2 Valor del ahorro de combustible al final del año. | 184 |

| | | |
|-------|--|-----|
| 4.3 | Periodo de retorno de la Inversión. | 187 |
| 4.3.a | Costo de Instalación del Sistema solar. | 187 |
| 4.3.b | Calculo del período de recuperación. | 187 |
| 4.3.c | Calculo de la tasa interna de Retorno (TIR). | 188 |

Bibliografía.

Anexos.

Planos.

P R O L O G O

El presente trabajo se destina a plantear que en los programas de ahorro de combustible en máquinas térmicas en este caso, el caldero de vapor de agua. Las industrias ubicadas donde la radiación solar es importante utilicen ésta como alternativa.

En el primer capítulo se expone la situación energética del país recogiendo los informes que proporciona la Comisión Nacional de Energía. Además se indican los objetivos que se persigue en la tesis.

En el segundo capítulo se hace una descripción general de los generadores de vapor, las características del caldero acuatubular de 1000 BHP, las alternativas en el uso de la energía solar y la temperatura del agua a la salida de los colectores.

En el tercer capítulo se diseña el sistema que busca el ahorro del combustible en el caldero, se selecciona y se diseña los componentes del sistema y se describe la planta.

En el capítulo cuarto se hace un estudio económico de la instalación del sistema y el periodo de retorno de la inversión.

De cada capítulo del trabajo se indican las definiciones teóricas fundamentales, las principales fórmulas y relaciones de cálculo en los anexos respectivos.

Al realizar la presente tesis, el autor se basó en la experiencia que se acumularon durante muchos años en centros Científicos, Docentes y Empresas Industriales.

CAPITULO I

GENERALIDADES

1.1 Antecedentes

En el problema energético de un país hay dos asuntos fundamentales a considerar. Su desarrollo económico está ligado con su consumo de energía.

Así un peruano consume 21 Kwh por día, que indica doce veces menos al habitante de los Estados Unidos de América (Ref.15). Segundo, las fuentes de energía que se usan mayormente son fuentes agotables, especialmente el petróleo. En el Perú más del 60 % del consumo de energía proviene del petróleo (Ref. 15).

Nuestra Industria y medios de transporte han sido diseñados para usar Petróleo. Cambiar esto significaría un elevado costo. Por otro lado las reservas mundiales de Petróleo ,al ritmo del consumo actual alcanzarán de 30 a 50 años más (Ver ref. 15).

En el Perú las reservas probadas del Petróleo hasta el año 1987 era de 456.8 millones de barriles (Anexo A). Habría que ver con optimismo que las reservas reales se eleven más. Además la desaparición paulatina lo hará

cada ves más caro.

En el Perú las fuentes Regenerativas de mayor importancia y crecimiento relativo son la Energía Hidráulica, la Energía Solar y la Biomasa. La Energía Hidráulica satisface actualmente el 6 % del consumo nacional, utilizando el 3 % del potencial técnico y económicamente aprovechable (Ref. 15). La segunda fuente energética renovable de importancia es la Energía Solar.

Dentro de este panorama, desde inicios de la Década de los años 70 se han venido realizando Trabajos de Investigación y Proyectos Técnicos que aprovechan la fuente de Energía Solar, para aplicaciones diversas, tales como el calentamiento del agua, deshidratación de productos, destiladores y calefacción Solar.

Referente al calentamiento del agua es la rama que mayor desarrollo se tiene. Se ha avanzado desde la construcción de calentadores de agua de 90 litros de capacidad (uso doméstico, referencia 2), hasta sistemas solares de calentamiento para 3,000 litros de agua diarios, hasta una temperatura de 40°C abarcando una superficie de calentamiento de 768 m² aproximadamente (Fabrica de lana de Arequipa). Trabajos de investigación indican que es factible construir sistemas de calentamiento de agua de 20,000 litros/día de capacidad

(Ref. 37).

En la rama del secado (deshidratación) se han desarrollado sistemas con capacidades que pueden secar 2 a 4 toneladas de productos en tiempos promedios bajos por ejemplo el secador solar construido por INTITEC para la Empresa Backus-Johnson, para secar 2.5 Ton. de arros en 2.5 días aproximadamente.

En la rama de calefacción solar, el proyecto INTITEC-Centromin que tienen como finalidad de adoptar un sistema de calefacción a los campamentos ubicados en la Oroya. Proyecto que fue demostrado su factibilidad, esperando su ejecución.

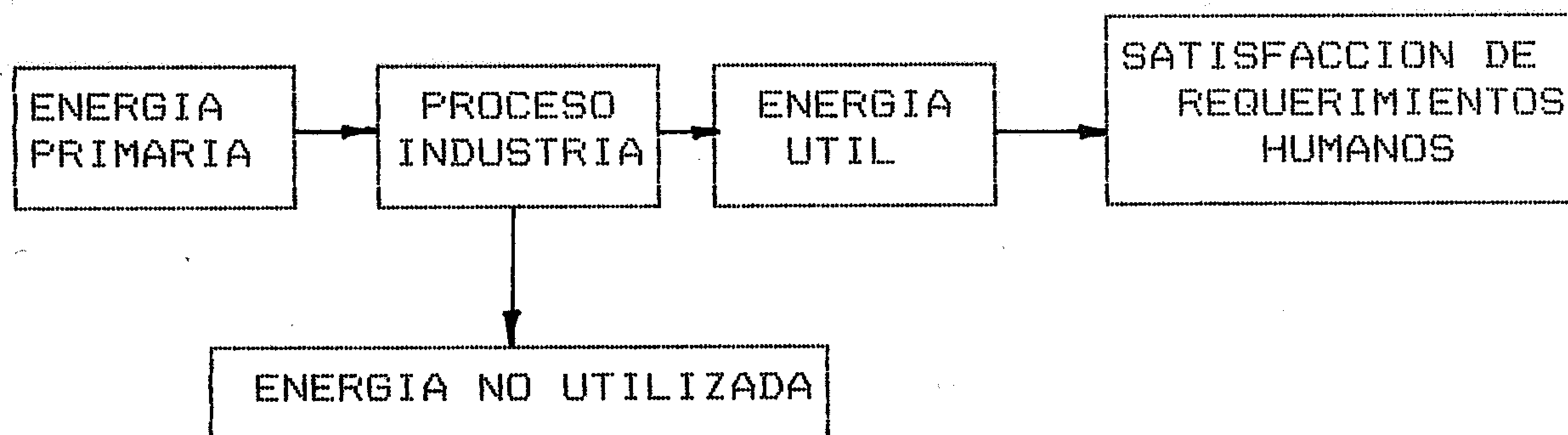
La mayoría de los trabajos en la rama de la Energía Solar fueron promovidos por el Instituto de Investigación Tecnológica (INTITEC), a través de su Departamento de Energía . La Universidad Nacional de Ingeniería por intermedio de sus facultades de Mecánica y Ciencias a través de convenios firmados con la Sociedad Alemana para la Cooperación Técnica (GTZ), el financiamiento de recursos internos y convenios con las Universidades de Provincias viene desarrollando trabajos a través de diversos Proyectos que buscan aprovechar el recurso solar.

El reto es usar esta fuente de Energía Renovable con fines de uso Industrial.

1.2 Justificación

1.2.1 Economía de la Energía en al Industria

Lo que se busca es bajar el consumo de Energía Primaria Fósil. El esquema general de un proceso de transformación de flujo energético en la Industria es la siguiente. (referencia 31).



$$\text{ENERGIA PRIMARIA} = \text{ENERGIA NO UTILIZADA} + \text{ENERGIA UTIL}$$

La eficiencia energética se define :

$$\eta_e = \frac{\text{Energía Util}}{\text{Energía Primaria}}$$

En la Industria actual la variación de la Eficiencia Energética es : $0.1 < \eta_e < 0.5$

Lo que se busca, siendo posible es : $0.6 < \eta_e < 0.7$ (referencia 31). Para lograrlo existen tres alternativas

básicas :

- a. Minimizar los requerimientos de Energía útil para fabricar un producto dado, es decir las necesidades de energía del proceso, lo cual es difícil en la práctica.
- b. Reemplazar los combustibles fósiles con otras fuentes menos escasas o renovables (Energía Solar, Geotérmica, empleo energético de desechos Industriales, etc.). Técnica que en general requiere altas inversiones.
- c. Disminuir las pérdidas de transformación entre la Energía potencial (combustibles) y la Energía útil, osea mejorar la eficiencia de transformación.

El industrial busca economía de explotación antes que economía de energía. Al comparar dos inversiones que consumen energías diferentes, él escojerá aquella que le asegure los costos de explotación más bajos, aun si su rendimiento de transformación es comparativamente menor lo cual ilustra el siguiente ejemplo.

La Energía fósil "A" cuesta x intis/kcal

La energía renovable "B" cuesta Y intis/kcal

Hipótesis : A cuesta el doble de B

$$x = 2 Y \dots\dots\dots(\alpha)$$

La solución "A" tiene un rendimiento del 60 %

La solución "B" tiene un rendimiento del 40 %

Para la misma producción :

La solución "A" consume "a" K cal

La solución "B" consume "b" K cal

Podemos afirmar que :

$$a < b \dots\dots\dots(B)$$

En términos de costo, de (a) y (B)

$$ax > by \dots\dots\dots(\theta)$$

Conclusión : La solución "B" es más interesante en explotación, aunque tenga menor rendimiento. El factor limitante para aprovechar la energía renovable es la inversión inicial, que es alta. Todo proceso industrial es una serie de operaciones unitarias que transforman una materia prima en producto terminado utilizando cierto número de factores energéticos : Vapor, Electricidad , aire comprimido , etc. \ Tal como se ilustra en el siguiente esquema :

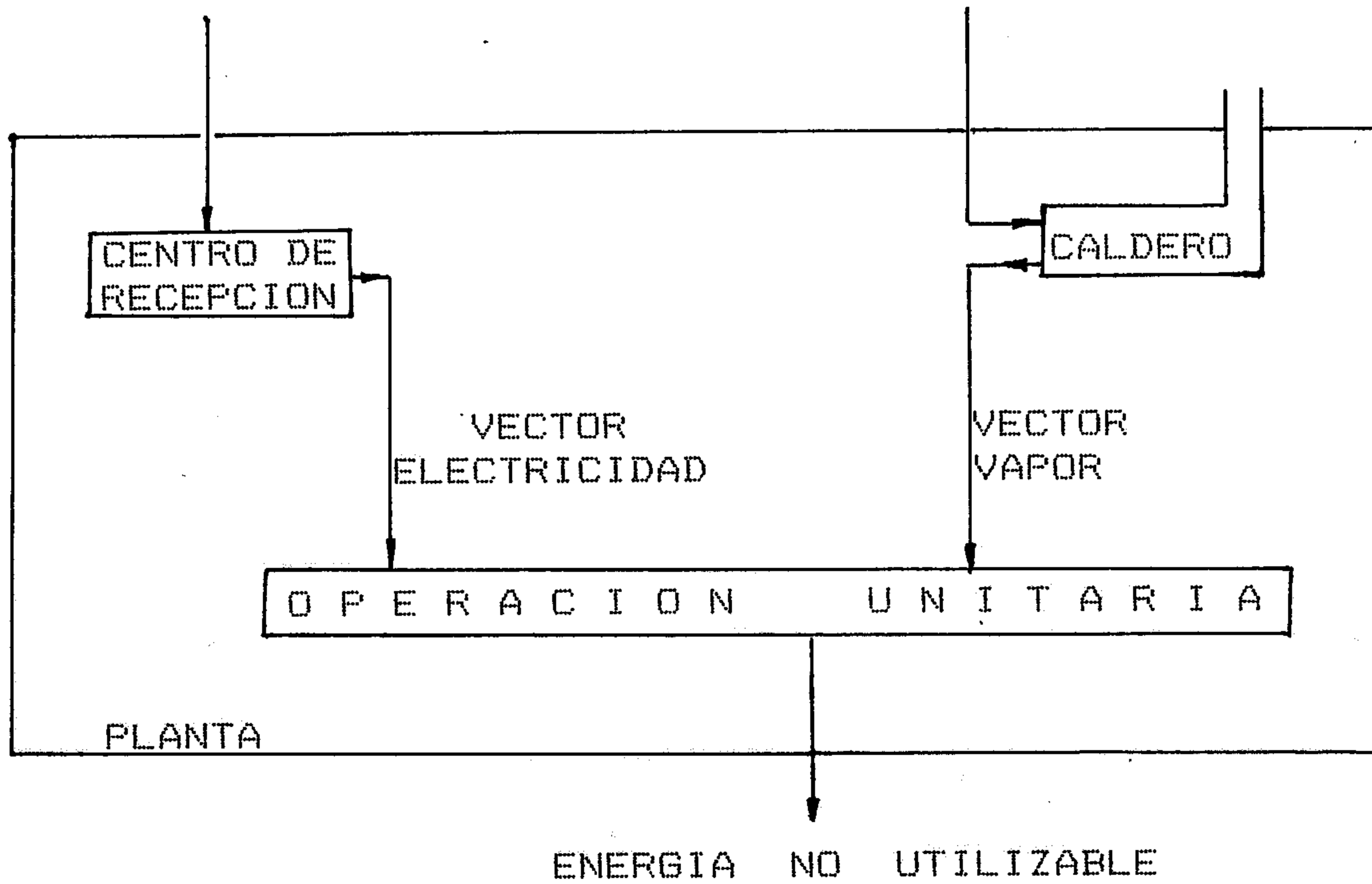


Fig. 1.1

Caso clásico de utilización de energía en la planta.

En las plantas industriales, para mejorar su eficiencia energética, optan por las siguientes alternativas :

- I. Mejorar el rendimiento global; que significa disminuir en lo posible la utilización de la Energía. Este rendimiento está definido por :

$$Re = Rg \times Rd \times Ru$$

Donde :

Rg = Rendimiento de generación

Rd = Rendimiento de distribución

Ru = Rendimiento de Utilización.

- II. Optimizar el potencial de la Energía Primaria, mediante la utilización en cascada. Tal como lo indica en el esquema de la fig. 1.2

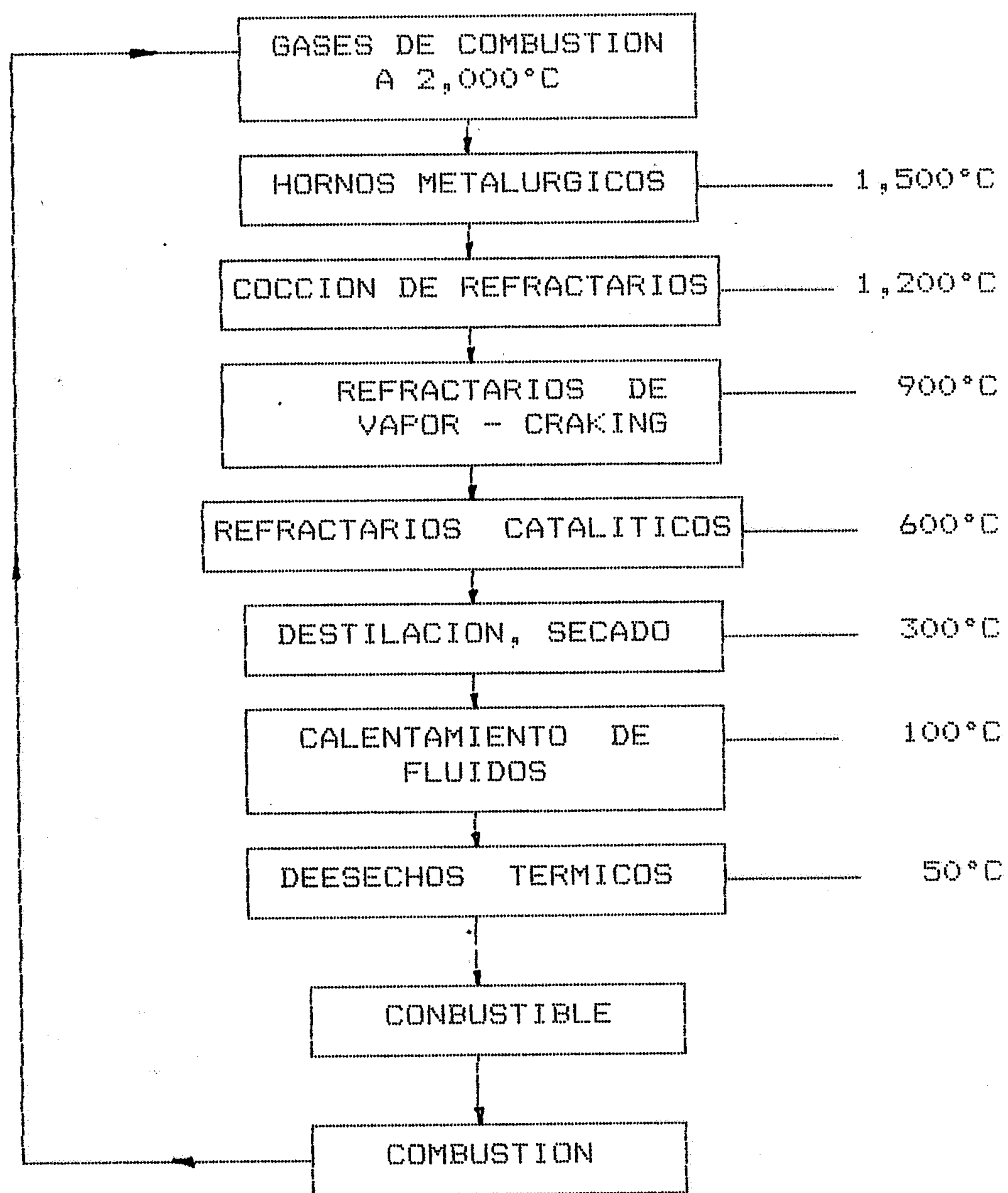


Fig.1.2

Esquema de la utilización de la energía en cascada

En este trabajo se busca mejorar la eficiencia energética, con el ahorro de la Energía Primaria - Petróleo Residual No 6 con un sistema de Precalentamiento aprovechando la Energía Solar.

1.2.2 Situación Energética del Perú - Rama Hidrocarburos.

Del comercio exterior de Energía, el petróleo crudo se importaba para abastecer el consumo del Mercado Nacional, esto ocurrió hasta el año 1977. A partir de 1978 hasta 1984, el Perú fue un país exportador de petróleo. Cabe indicar que entre 1983 y 1984 la exportación de este rubro disminuye significativamente, por la mayor demanda del producto en el mercado interno y la baja de la producción debido a la política económica del Gobierno de esa fecha.

En el año 1987, el país ha de importar petróleo, en este año se importó 280 mil TEP (Toneladas Equivalentes de Petróleo) .- Situación que encarece este producto. Ver Anexo A.

Actualmente la importación cubre el 20 - 25 % del consumo del Mercado Nacional (Boletines de Petro Perú). Se realiza principalmente con fines de mezcla, ya que el petróleo de la selva es bastante denso.

De las reservas probadas hasta 1987 ; 268.8 millones de barriles son las desarrolladas y 188.0 millones no desarrolladas. Ver tabla I-A . El ritmo de consumo energético y el desarrollo de los programas de exploración del petróleo, no abastecen las necesidades del mercado.- Esta situación obliga a la Industria realizar proyectos de ahorro de consumo energético proveniente del Petróleo. El uso de la Energía Solar cumple este fin.

1.3 Objetivos

En este trabajo se busca elevar la temperatura de ingreso del agua de alimentación al caldero en 10°C aprox.; con la finalidad de ahorrar el consumo de Petróleo Diesel No 6. El agua previamente tratada en los ablandadores con lecho de Zeolita, se almacenará en un tanque. Posteriormente sera calentado en un sistema de colectores solares hasta llegar a una temperatura de 83°C . Finalmente ingresará al tanque de almacenamiento del agua de alimentación del caldero; mezclandose con el condensado del vapor de la planta.

En síntesis se trata de hacer un Pre calentamiento de un volumen de agua con el aporte de Energía Solar. El objetivo es el ahorro de combustible y la obtención de

un vapor de agua de mejor calidad. En los tambores de vapor que se usan para el secado del papel; al ingresar vapor de mejor calidad aumenta las RPM y esto significa que la producción aumenta. La justificación económica de este Proyecto en términos de ahorro del combustible demuestra factibilidad.

CAPITULO II

II. GENERADORES DE VAPOR

2.1 Descripción General

La caldera es un aparato termico que alimentado continuamente de una sustancia líquida por aplicación de suficiente energía calorífica provoca la evaporación de dicha sustancia . Es un dispositivo para generar vapor. Sin embargo muchas calderas diseñadas para vapor pueden convertirse en calentadores de agua.

2.1.1 Componentes Principales :

- a. **Hogar o Camara de Fuego :** Donde se realiza la combustión del combustible.
- b. **Camara de Agua :** Volumen físico ocupado por el agua en sus fases líquido y vapor.
- c. **Conductos de Humos o de Gases de Combustión**
- d. **Equipos Accesorios :** Conjuntos de equipos e instrumentos que complementan el funcionamiento de la caldera. Por ejemplo, la bomba de agua de alimentación, la bomba de inyección del combustible, ventilador, termostatos, válvulas, etc.

En la definición técnica escueta se comprende como caldera únicamente el cuerpo que forma el recipiente y la superficie de la calefacción por convección. Con la aparición de las paredes enfriadas por agua para el fogón, sobre calentadores, calentadores de aire y economizadores. Se creó el término de generador de vapor, para dar al equipo una denominación más apropiada. Cuando la cámara de fuego es autocontenido, la palabra caldera se sobreentiende que describe a la unidad generadora de vapor en su conjunto. Tal como se ve en la fig. 2.0.

2.1.2. Clasificación de las Calderas

2.1.2.a De acuerdo al uso.

Sus características varían de acuerdo a la naturaleza de servicio que prestan, reciben las calderas el nombre de estacionarias (instaladas en tierra) y móviles (para navios y locomotoras).

Las calderas estacionarias se utilizan para calefacción de edificios, para plantas de calefacción central de servicio público, como plantas de vapor para procesos industriales, plantas de vapor para centrales termoeléctricas locales, centrales de fuerza para servicio público (Plantas

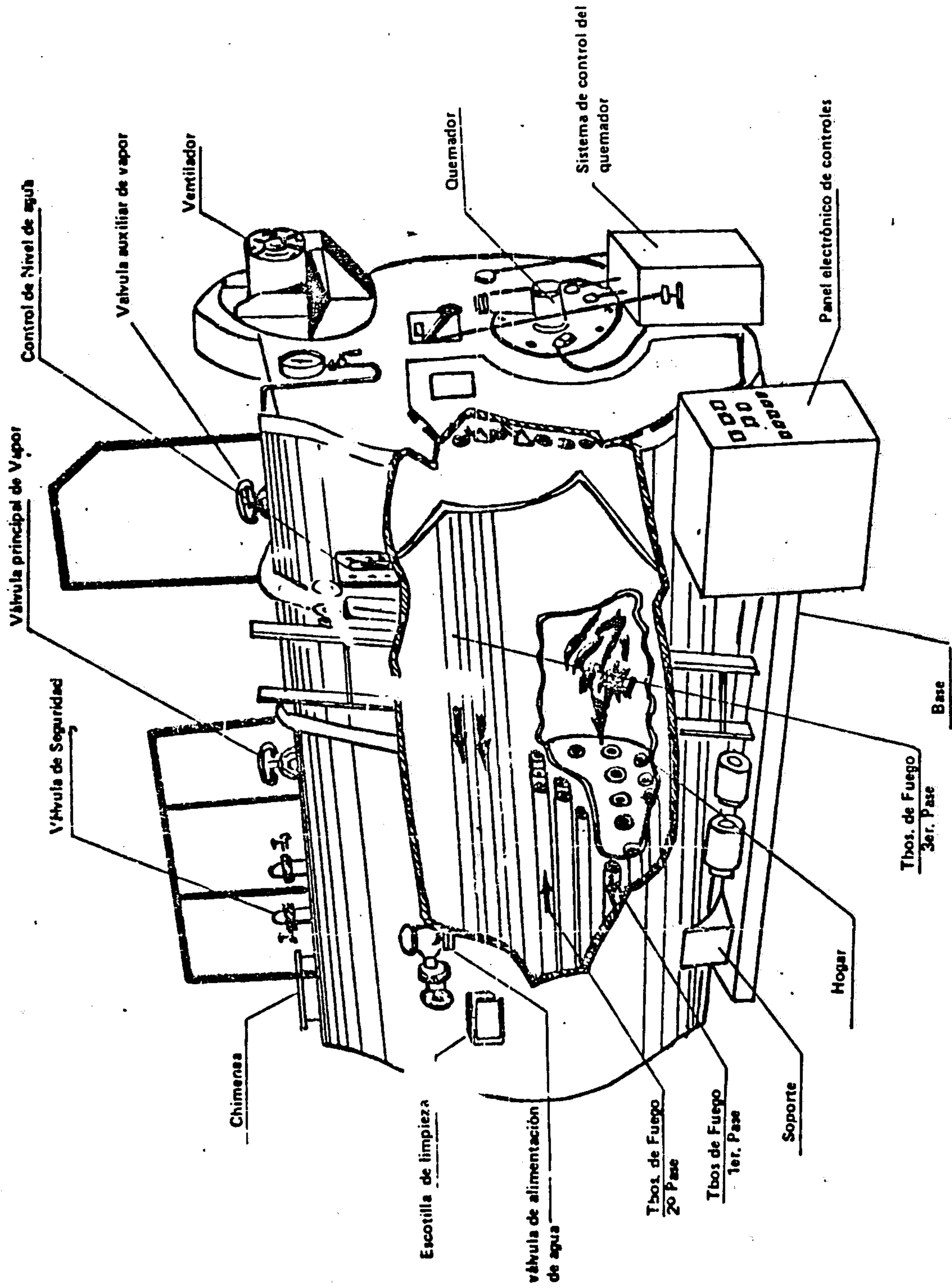


Fig. 2.0 Caldero Piro-tubular de 150 Psig.

Termoeléctricas) o unidades generadoras para servicios especiales.

Las calderas para servicios secundarios están consideradas como auxiliares, tales como las que se usan a bordo de los barcos para cubrir sus necesidades durante su estancia en el puerto.

2.1.2.b De acuerdo a la Presión

De acuerdo al código de calderas ASME, se diferencian las calderas por las siguientes características :

- I. **Calderas de calefacción de baja presión:** Comprenden todas las calderas de vapor que no exceden 1.5 kg/cm², y todas las calderas para agua caliente que operan a presiones que no exceden de 11.25 kg/cm² y cuya temperatura no sobrepasa los 121°C
- II. **Calderas para generación de fuerza :** Se consideran dentro de esta sección, todas aquellas calderas cuyas condiciones de operación sobrepasan los límites señalados anteriormente.

2.1.3. Materiales de Fabricación :

La sección de los materiales para la construcción de calderas está controlada por lo dispuesto en la sección del código de calderas ASME. Las calderas para la generación de fuerza se construyen usualmente con

aceros especiales. Las calderas de miniatura pueden fabricarse de cobre, acero inoxidable y similares. Las calderas de calefacción de Presión baja, se fabrican por lo general de hierro colado o de acero.

2.1.4 Tamaño

2.1.4.a Calderas de Acero:

El instituto de normas de calderas de acero, estandariza el tamaño y clasificación de calderas de fogón de acero, calderas Escocesas, Quemadores para calderas de fabricación de la siguiente manera :

1. La determinación de los calderos comerciales se basa unicamente en la superficie de calefacción. Las llamadas "Veintidos" alcanzan superficies desde 12 hasta 332 m² de superficies de calefacción y con rendimiento maximo de 163,296 a 4'536,000 Kcal/h.
2. Las capacidades de calderas Residenciales quedan comprendidas en la llamada categoría diecisiete de 1.49 a 27.3 m² de superficie de calefacción con rendimientos hasta 453,600 kcal/h .
3. Calderas para petróleo combustible,estan catalogados en la llamada categoría "Catorce" con un rendimiento normal hasta 453,600 kcal/h. (Ver ref.29).

2.1.4.b Calderas de Hierro Colado :

Estan catalogadas en la llamada categoria "Treinta y Tres" segun el Instituto de Normas para calderas de Hierro Colado para calefaccion hasta una presi3n de 1.05 kg/cm² y un rendimiento de hasta 3,143 kg. de vapor por hora.

2.1.5. Contenido de los Tubos

2.1.5.a Calderas Piro-tubulares (tubos humo) :

Estas son calderas dotadas de tubos rectos, rodeados de agua y a trav3s de cuyo interior pasan los gases de la combusti3n.

Su aplicaci3n esta limitada a bajas presiones de capacidad.

Rango de Presi3n : Hasta 250 PSIG (17.6 Kg/cm²)

Rango de Capacidad : Hasta 25,000 Lb/h (11,360 Kg/h)

Son de bajo costo inicial f3cil de construcci3n, gran capacidad de almacenamiento de agua lo que hace que su tiempo de puesta en operaci3n desde fr3a sea grande, pero asu vez le permite soportar fluctuaciones de carga por hacer un efecto de acumulador de vapor.

Se fabrican de acuerdo a la Disposici3n de Tubos, pudiendo ser horizontales 3 verticales. En las

horizontales los tubos deben de estar totalmente sumergidos. Estas calderas por su diseño ofrecen riesgo de explosión por lo que se deben de fabricar de planchas de gran espesor, lo que hace que la relación (peso /capacidad) sea grande.

CLASIFICACION DE CALDERAS PIROTUBULARES

I. De Fogon Externo .- Que pueden ser :

- Horizontales tubulares de retorno.
- De fogon de caja corta.
- Calderas de tipo Compacto.

II. De Fogon Interno .- Que pueden ser :

II.a Horizontales Tubulares

Rango de Presión : Hasta 17.6 Kcal/cm²

Rango de Capacidad : Hasta 6,800 Kg/h

(Ver Fig.2.1)

Estas pueden ser :

II.a.1. Locomóviles o de Locomotora.

Rango de Presión : Hasta 17.6 Kcal/cm²

Rango de Capacidad : De 454 - 6,804 Kg/h

(Ver figuras : 2.2, 2.3, 2.4 y 2.5)

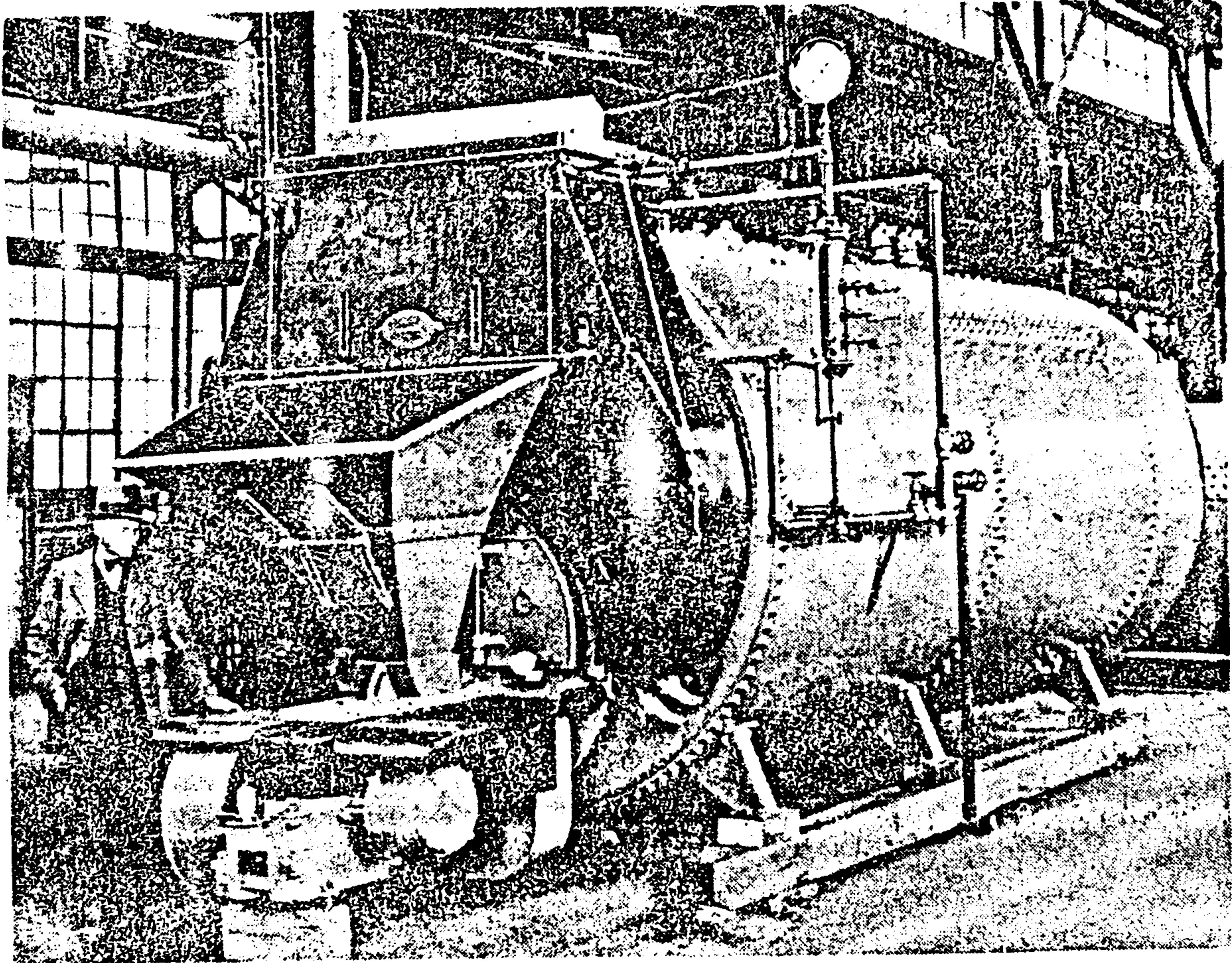


Fig.2.1.

Caldera de tipo Escoces (De fogón interno). Tapa posterior seca (con recubrimiento refractario), caldera de alimentador integral de combustible.

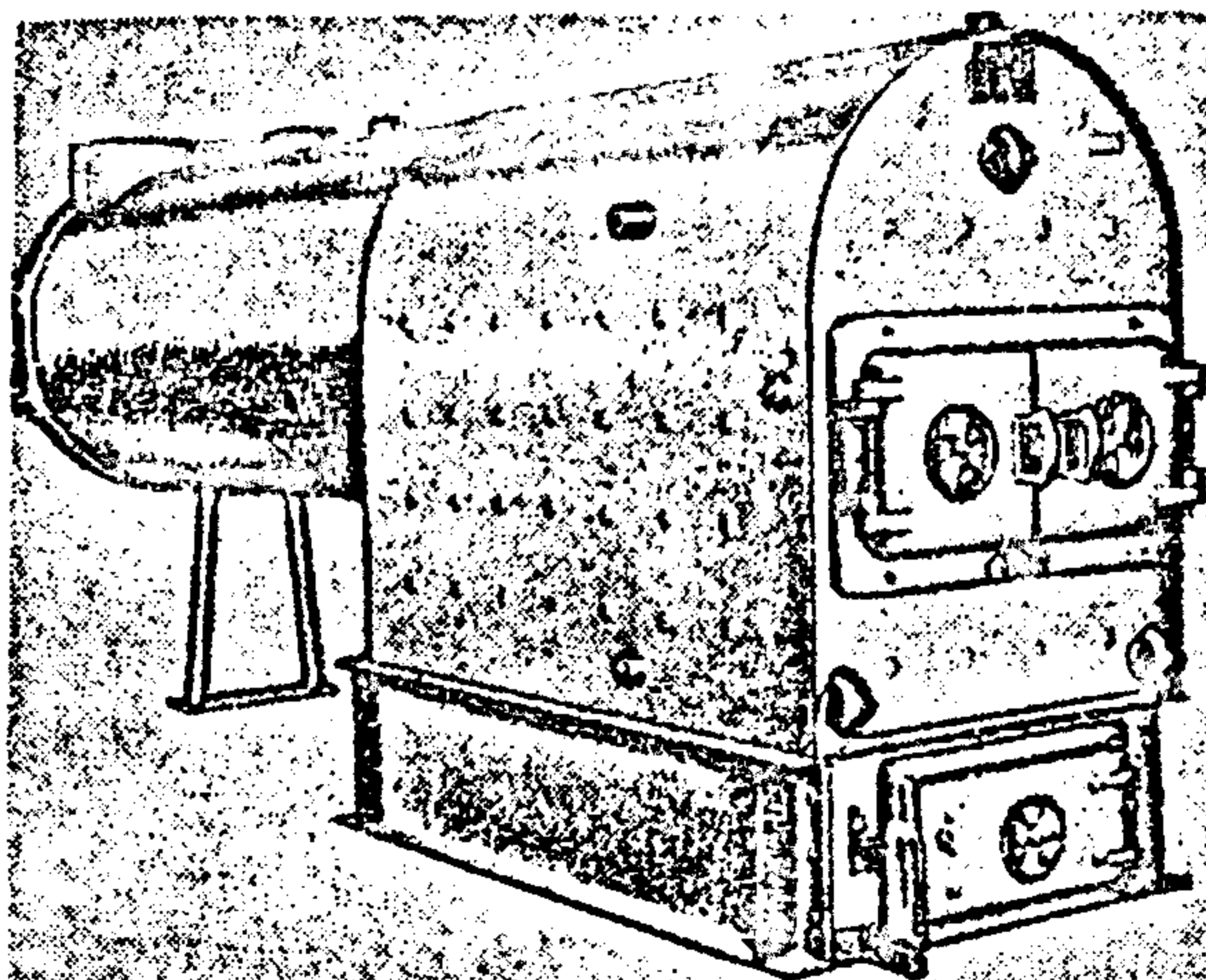


Fig. 2.2.

Caldera de tipo Locomovil para alimentación manual de carbon
(Carbon de piedra)

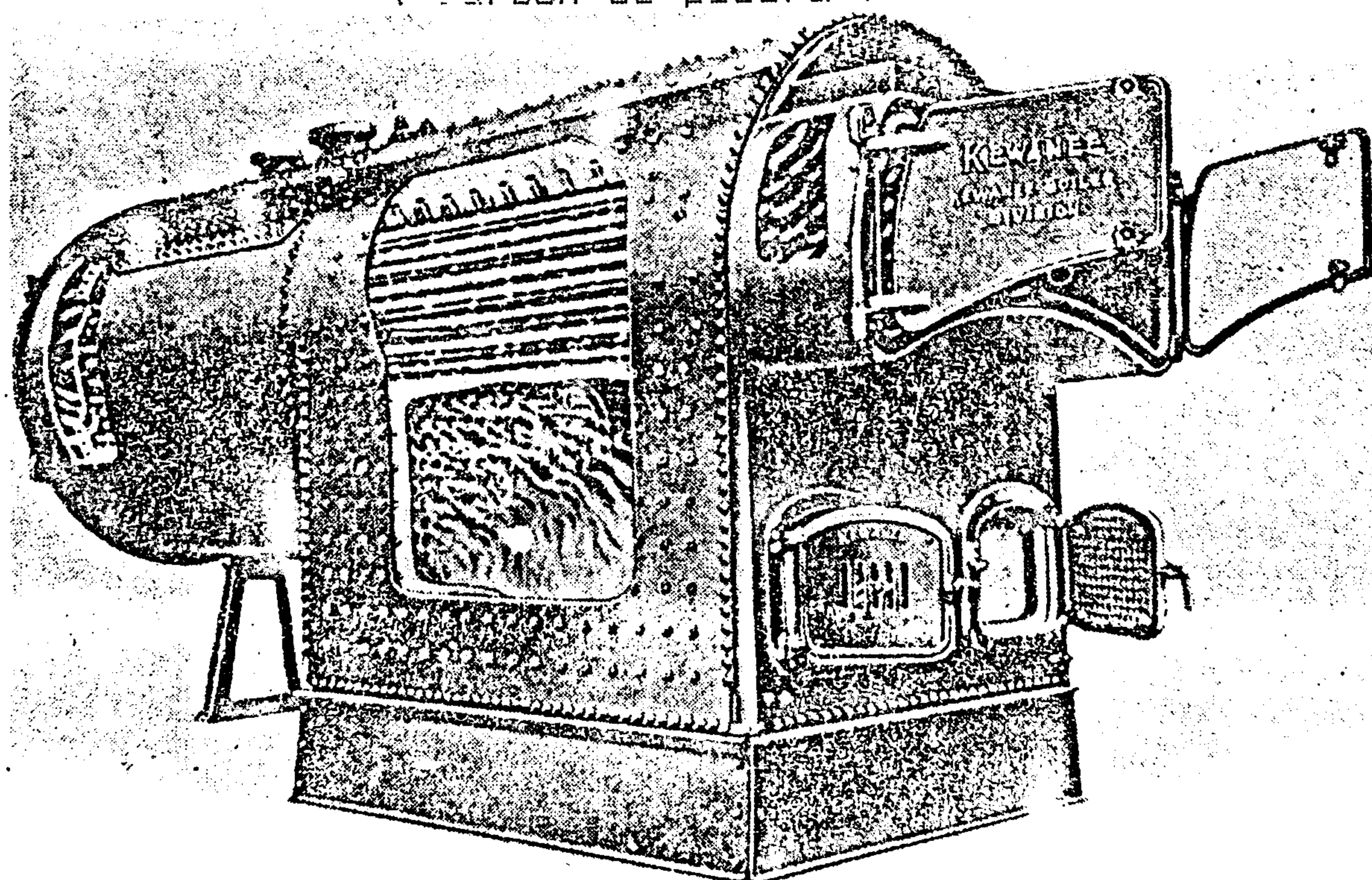


Fig. 2.3.

Caldera de Fogon corto, con piernas de agua. Capacidad de
10,500 Lb. (4,763 Kg de vapor por hora a 150 Lb/plg².g (
10.5 Kg/cm².g)

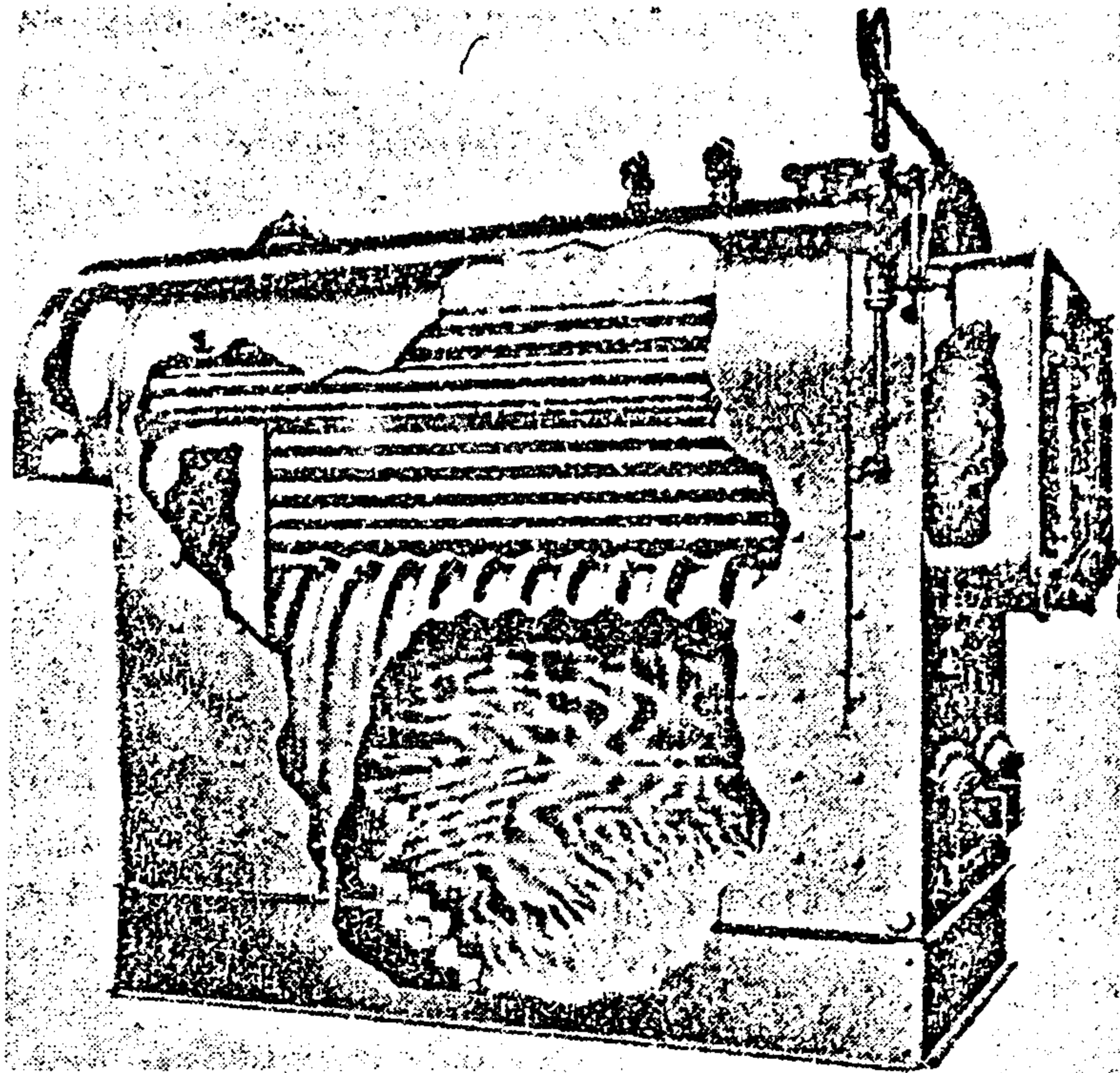


Fig. 2.4.

Caldera de calefacción compacta con fogón de caja. Fogón de lámina corrugada; cámara de combustión de material refractario para quemar petróleo.

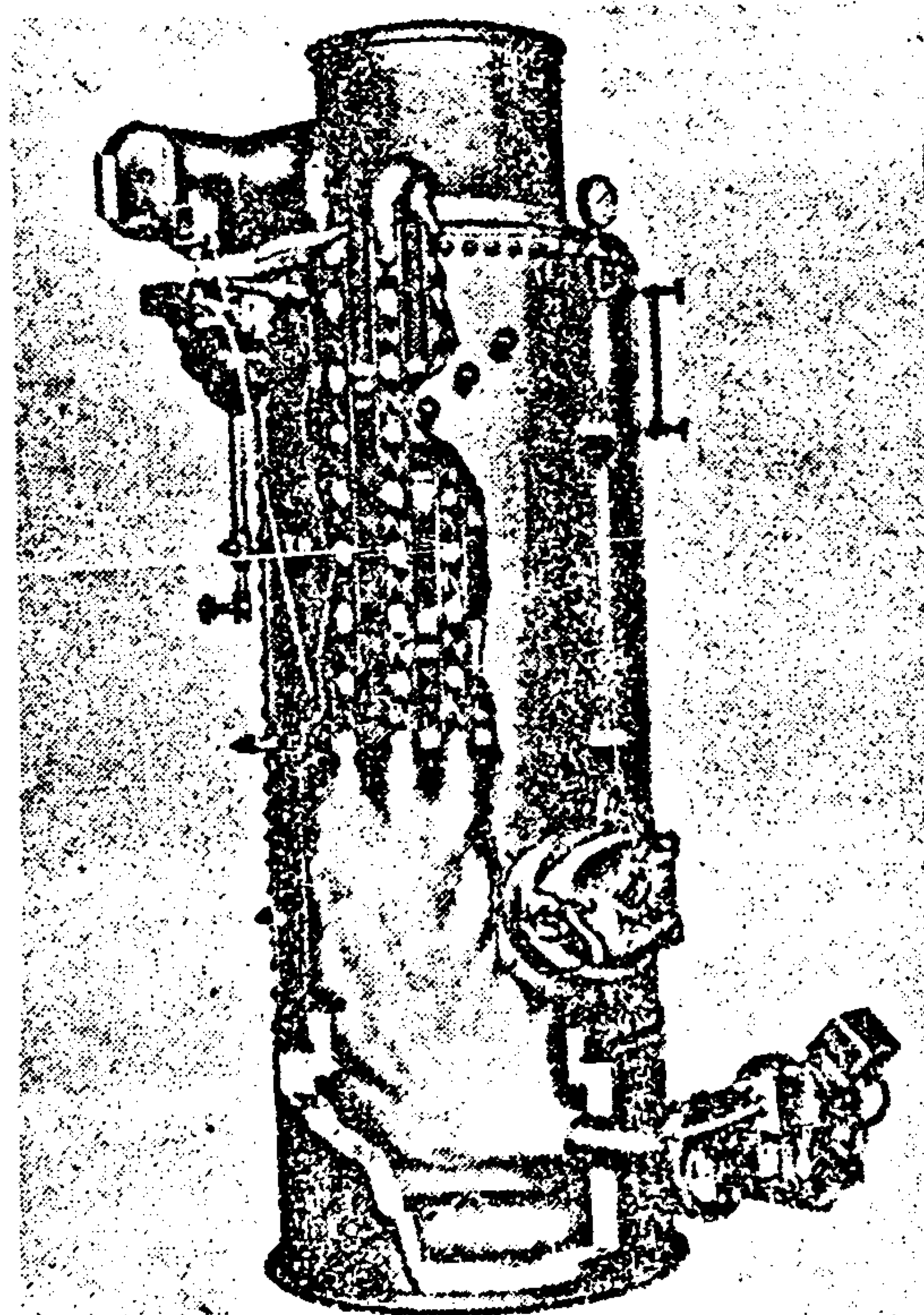


Fig. 2.5.

Caldera tubular vertical. Quemador de petróleo, con deflectores espirales de turbulencia de los gases, dentro de los tubos.

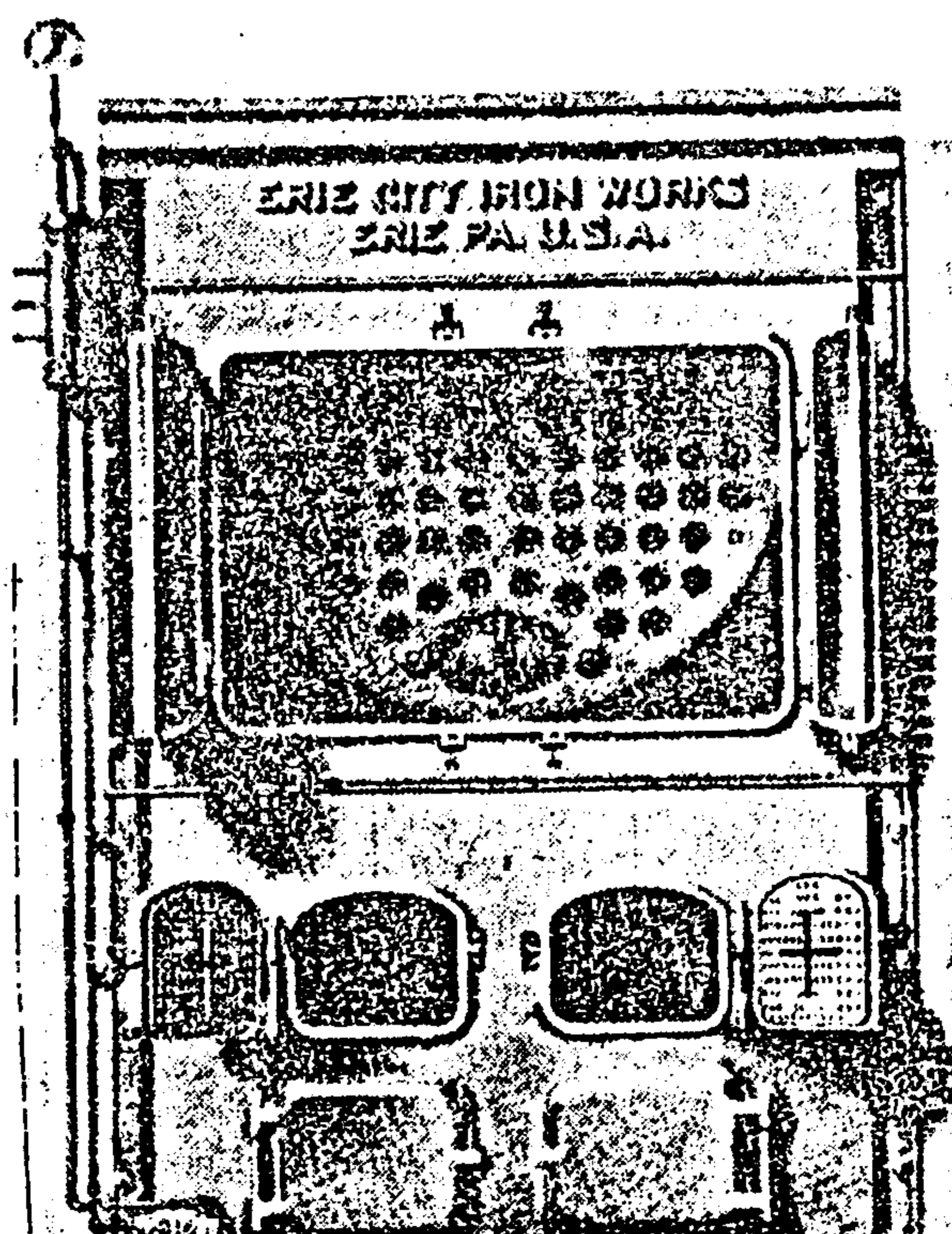


Fig. 2.6.

Caldera tubular horizontal de retorno. Unidad montada sobre muros de tabique; de alimentación manual con carbon.

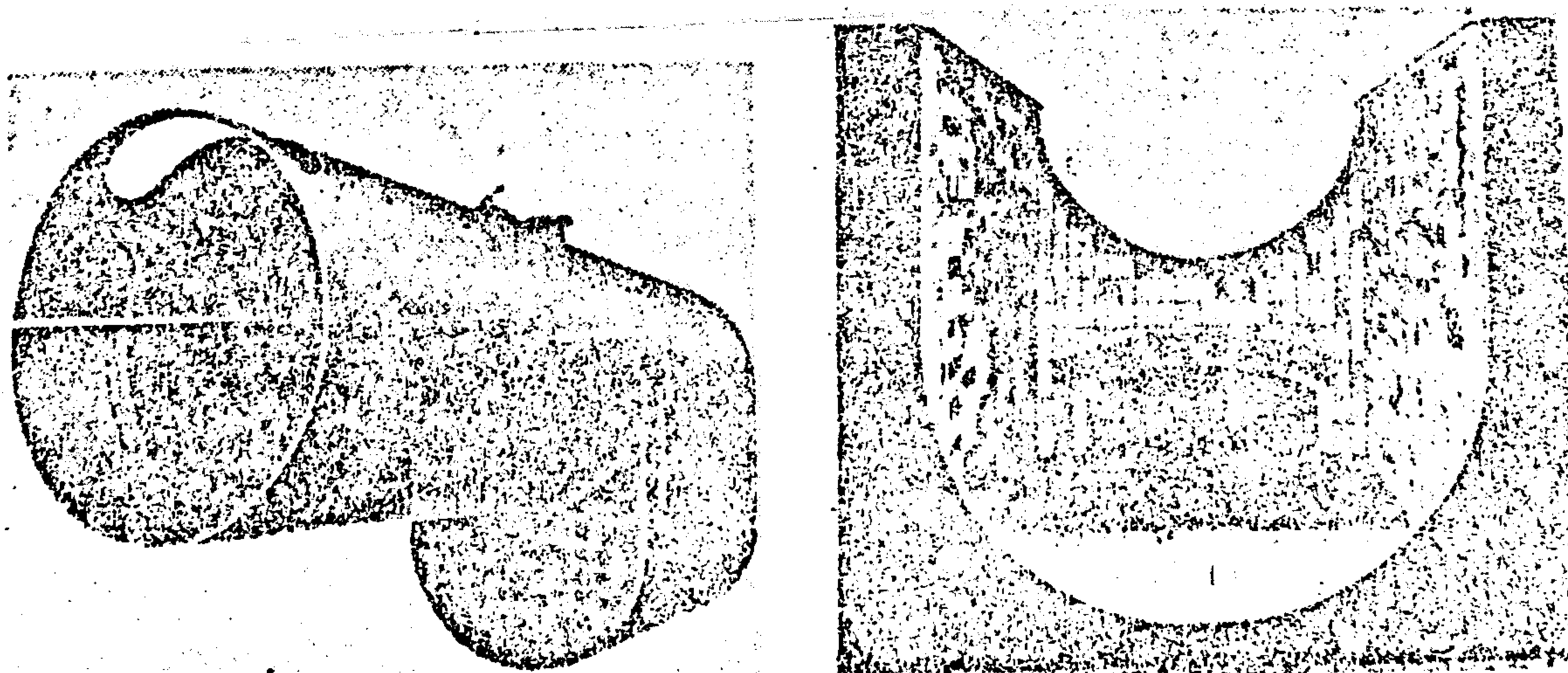


Fig. 2.8.

Caldera de caja de fuego corta.

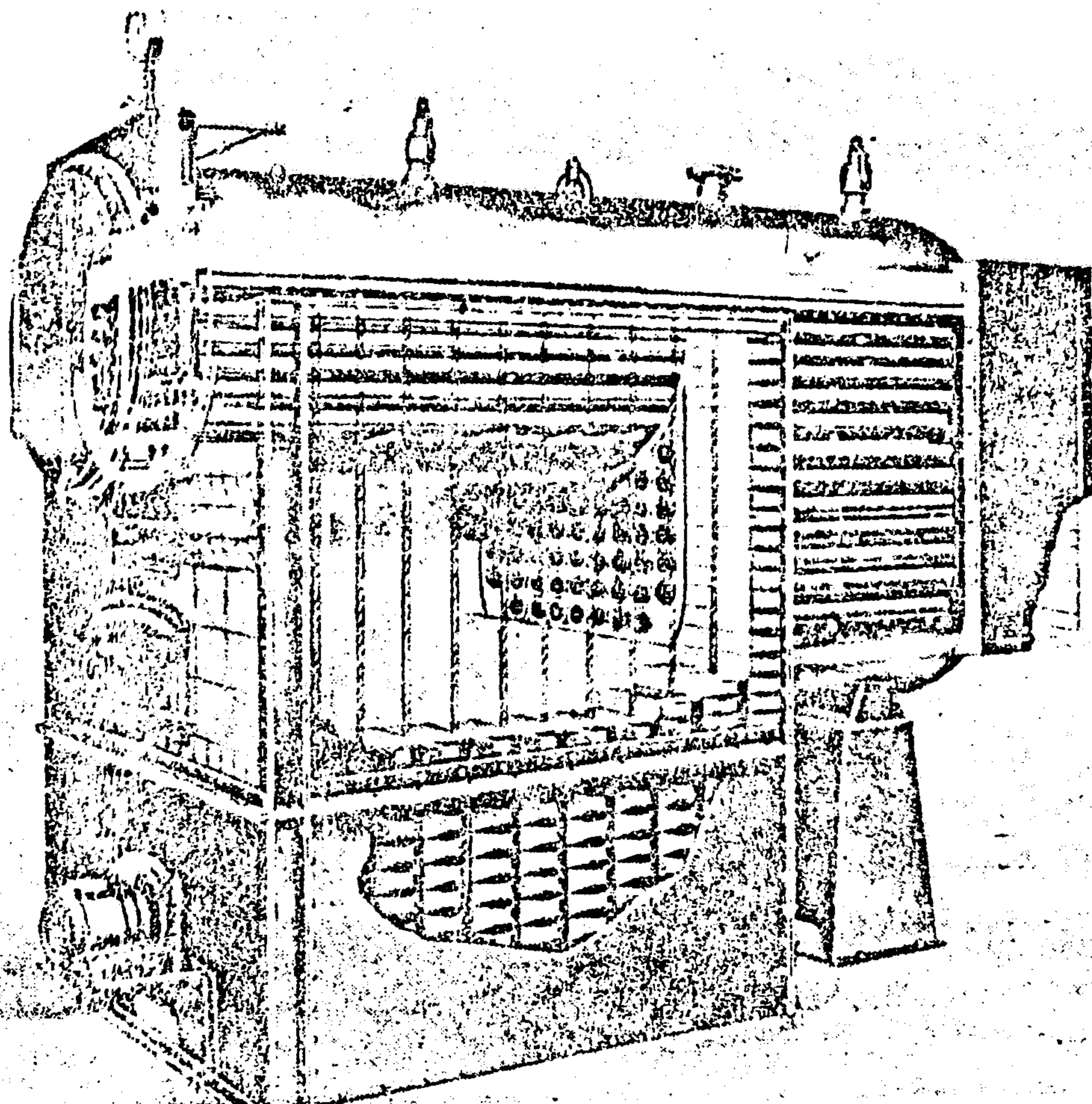


Fig. 2.7.

Caldera de fogón corto. Unidad montada sobre tabiques con forro de acero : quemador de aceite combustible.

II.a.2. De Fogon Corto :

Rango de Presión : Hasta 17.6 Kg/cm²

Rango de Capacidad : Hasta 6,804 Kg/h

(Ver figuras : 2.6, 2.7 y 2.8)

II.a.3 Calderas de Tipo Compacto

Rango de Capacidad : 159 hasta 5,670 Kg/h

(Ver la fig. 2.4.)

II.a.4 Calderas Escocesas:

Rango de Presión : Hasta 17.6 Kg/cm²

Rango de Capacidad : Hasta 6,804 Kg/h

En el flujo de los gases, la caldera puede tener 2, 3, ó 4 retornos. (Ver las figuras 2.4, 2.10 y 2.11.)

II.b. Calderas Verticales Tubulares

Estas pueden ser de fuerza, portatíl de cabezal plano o sumergido, de Domo Recto, del tipo Mannig y de caja de humo-cónica.

Este tipo de calderas, tienen un rango de presión hasta 17.6 Kg/cm² y un rango de capacidad hasta 1,655 Kg/h de vapor. Es usado como unidad de fuerza portátil, particularmente en las obras de construcción por su constitución robusta y transporte fácil. (Ver 2.12 y 2.13).

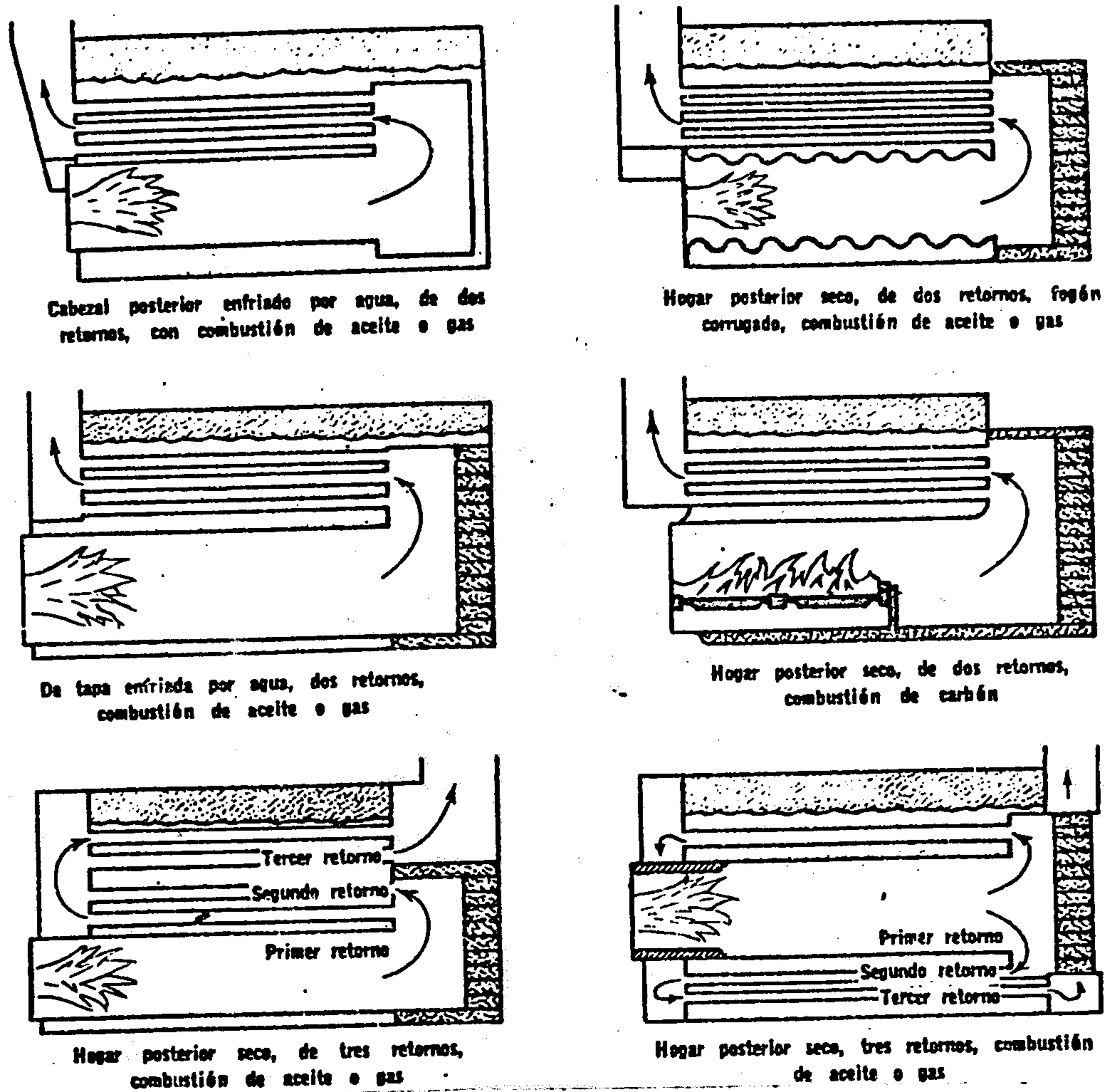


Fig. 2.9. Flujo de los gases de combustión en los tipos calderas escocesas.

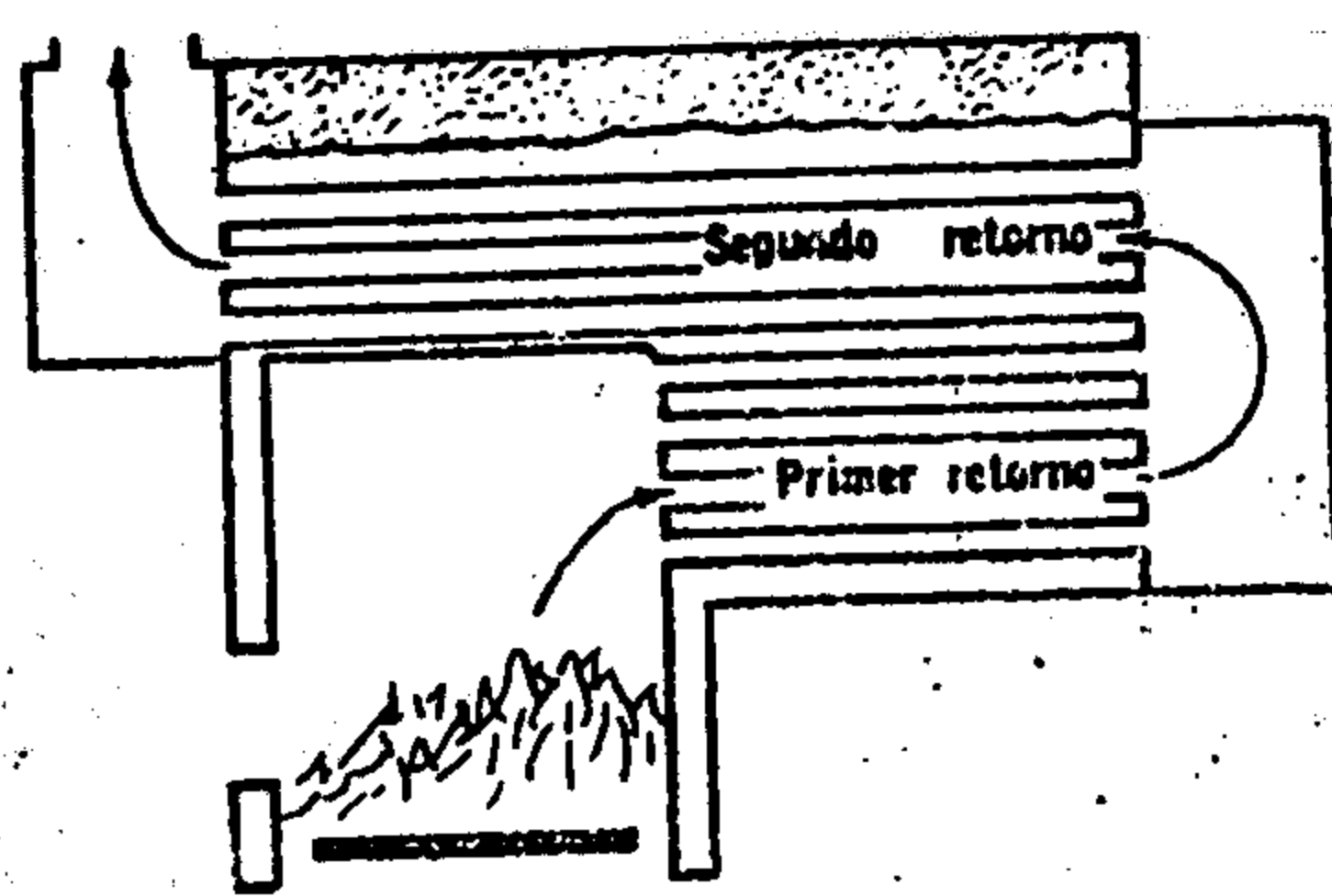


Fig. 2.10. Flujo de los gases de la combustión de una caldera de fogón de caja corta.

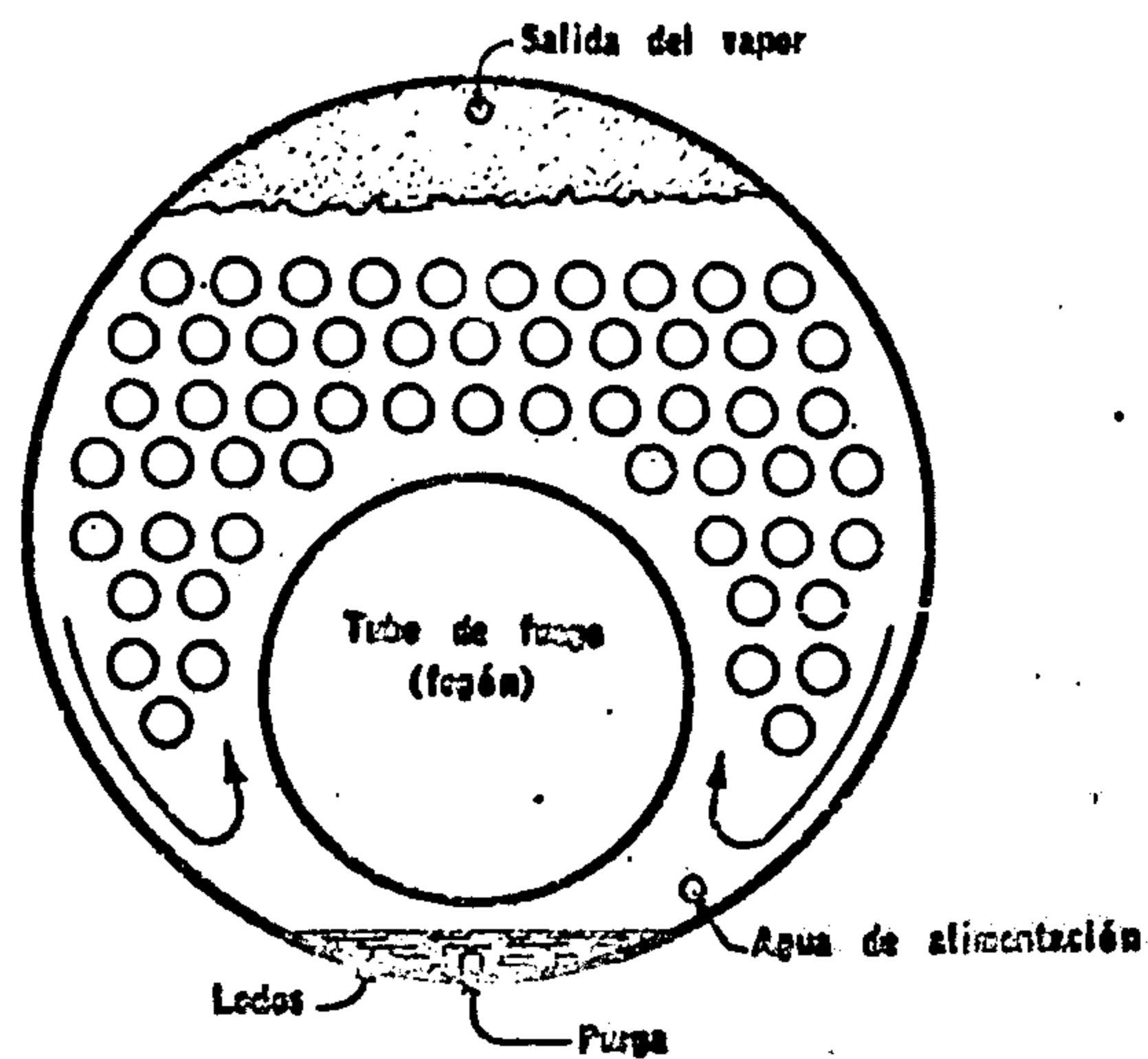


Fig. 2.11.
Circulación del agua en la caldera escocesa.

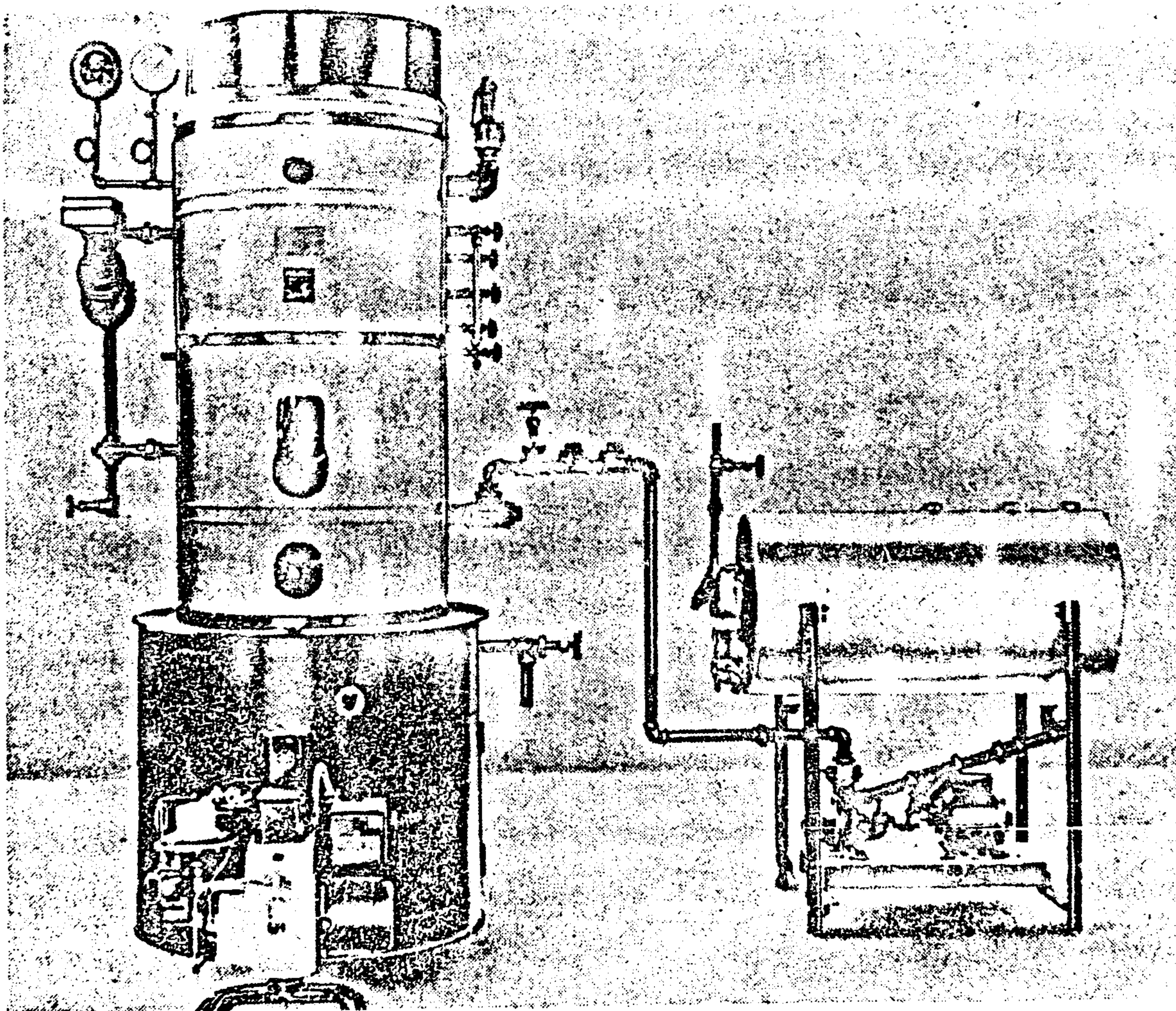


Fig. 2.12.
Caldera de miniatura vertical de tubos de humo (Tipo Manning). Para combustión de aceite, de gas o combinada ; con sistema de retorno de condensados.

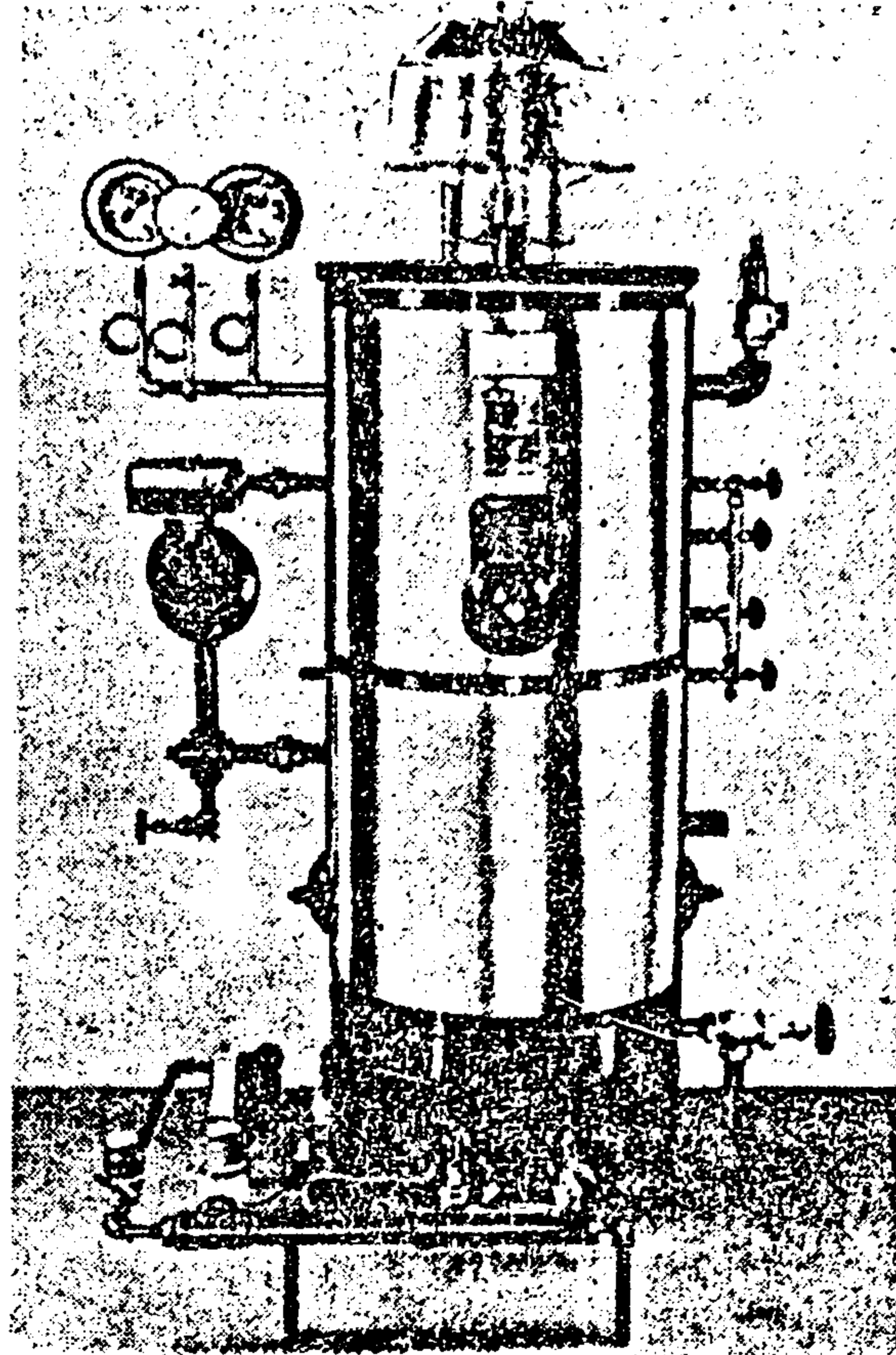


Fig. 2.13.

Caldera de miniatura vertical de tubos de humo. Con quemador de gas, con flama variable (alta y baja).

2.1.5.b Calderas de tubos de agua (acuotubulares)

En estas calderas los tubos contienen en su interior el vapor o el agua mientras que el fuego es aplicado en la superficie exterior de los mismos. Los tubos generalmente unidos a uno ó más Domos, se disponen ya sea paralelos al eje de la caldera o en ángulo recto con respecto al mismo. Los Domos por lo regular son colocados horizontalmente, su aplicación comprende los rangos de altas presiones y capacidades.

Rango de Presión : Desde 150 PSIG (10.55 Kg/cm²)

Rango de capacidad : Desde 15,000 lb/h (6,804 Kg/h)

Los valores maximos de presión y capacidad están

limitados por la calidad de los materiales empleados y su costo.

Encontrándose en la actualidad calderas diseñadas para presiones de hasta 5,000 PSIG (351 Kg/cm²) y capacidad hasta 900,000 Lb/h (409,000 Kg/h) como en el caso de las grandes calderas de centrales termoeléctricas. Son de mayor costo inicial que las de tubos de fuego, pero su eficiencia es mayor. Su contenido de agua es relativamente pequeño comparado con su gran superficie de calentamiento, lo que sumado a la eficiente circulación de agua le permite alcanzar en corto tiempo sus condiciones de operación.

Dado que los colectores de agua y vapor (Domos) no son de gran tamaño y como los tubos trabajan con presión interna, el espesor de la pared de los mismos es comparativamente pequeña dando lugar a una relación Peso/Capacidad pequeña, lo que es una ventaja con el objeto de aprovechar mejor el calor proveniente de la llama y los gases de combustión, así como mejorar la circulación del agua se utilizan arreglos de tubos que se muestran en las figuras 2.1., 2.2. y 2.3.

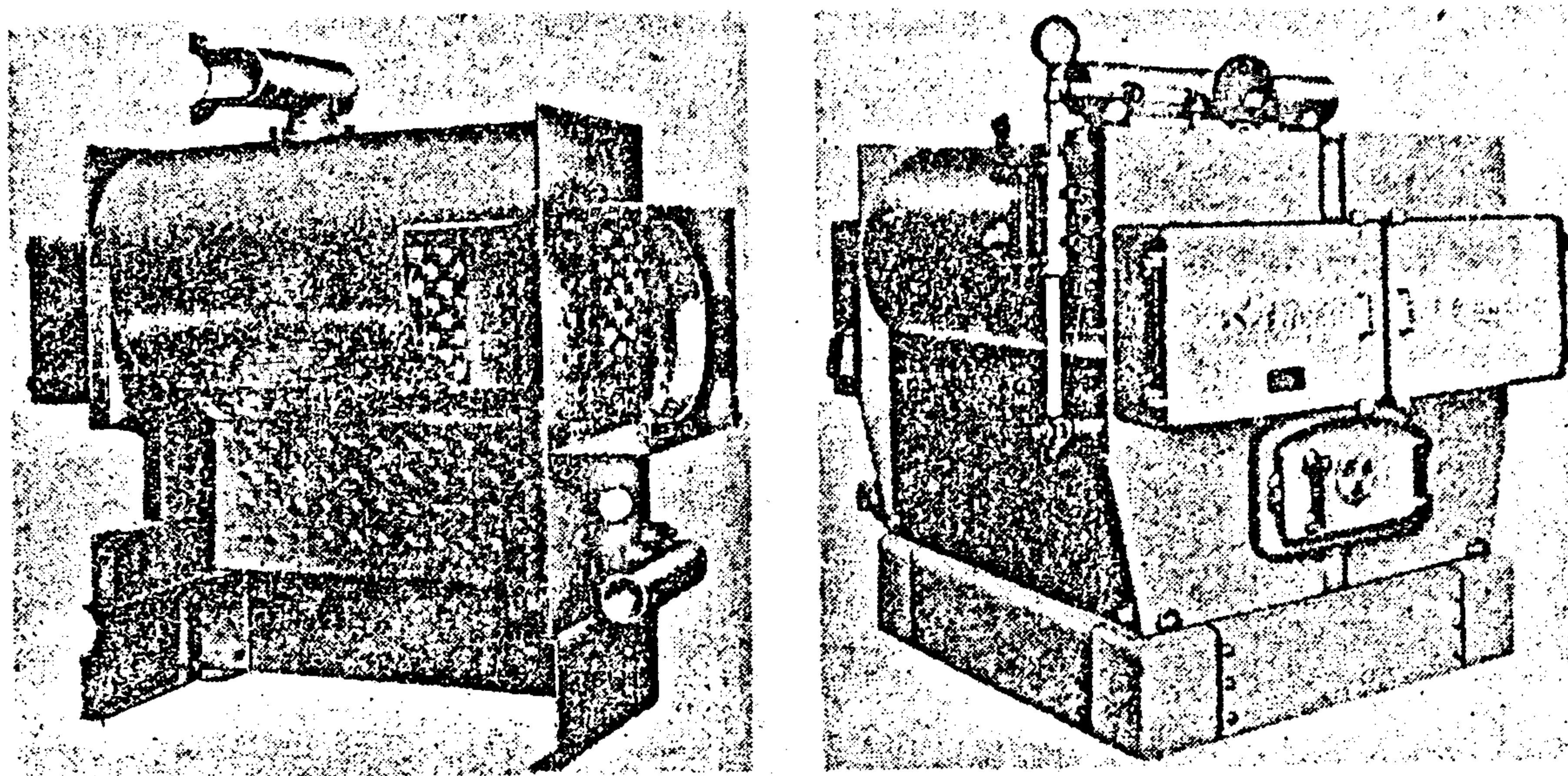


Fig. 2.14.
Caldera mostrando la línea de nivel mínimo de agua y su construcción seccional.

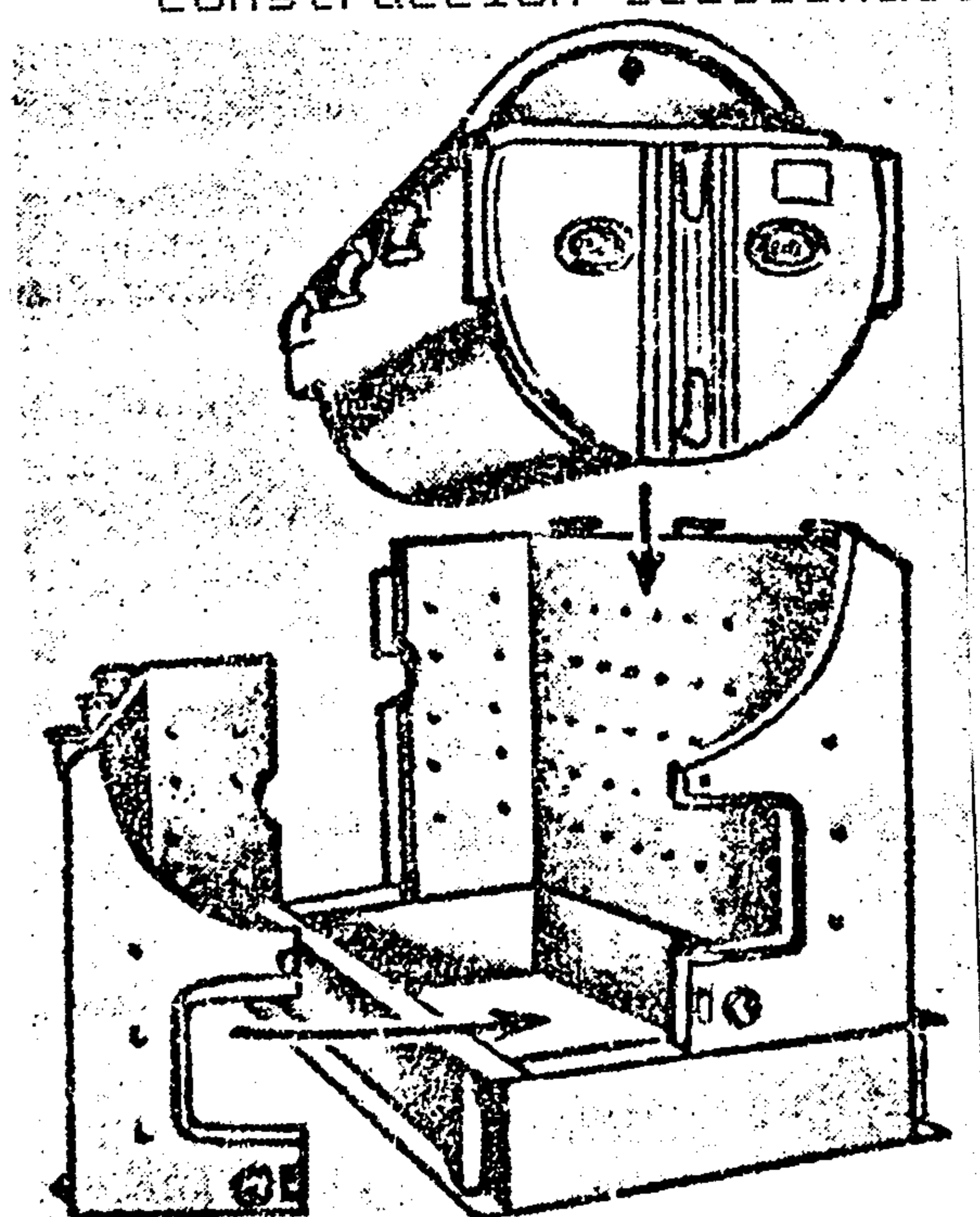


Fig. 2.15.
Caldera compacta de tubos de humo, de tres secciones.
Diseñada para facilitar su paso por puertas angostas.

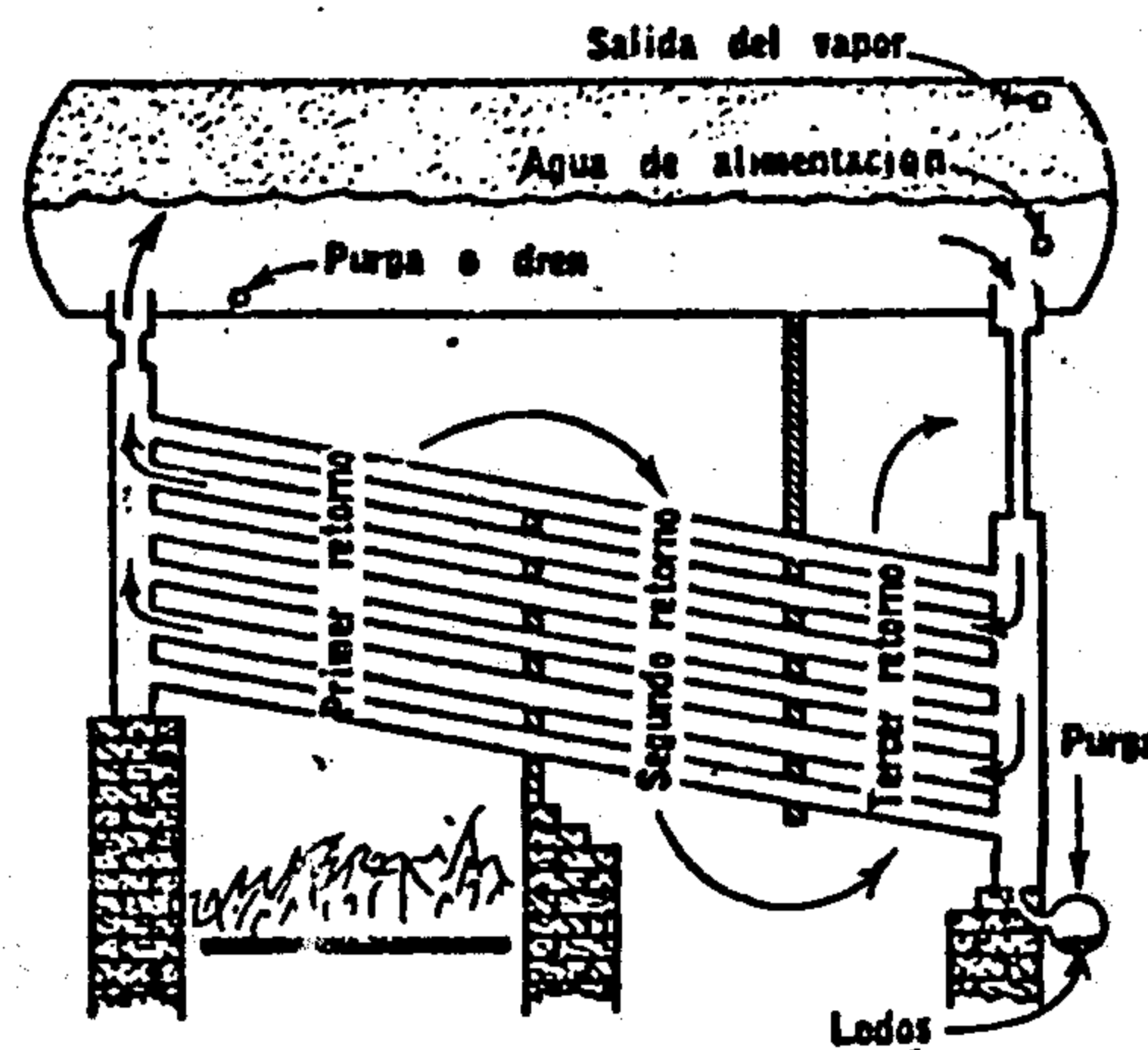


Fig.2.16

Circulación de agua en la caldera horizontal de tubos rectos.

CLASIFICACION DE CALDERAS ACUOTUBULARES

I. Caldera horizontal de tubos rectos

Se subdivide en :

I.1. Cabezal de caja

Se caracteriza por sus cabezales ascendentes y descendentes en forma de caja. - El cabezal se dispone perpendicularmente a los tubos y esta reforzado contra las presiones internas de pernos solidos o huesos.

Rango de Presión : 11.25 hasta 17.58 Kg/cm²

Rango de capacidad : 1,814 hasta 7,680 Kg/h

(Ver figura 2.17)

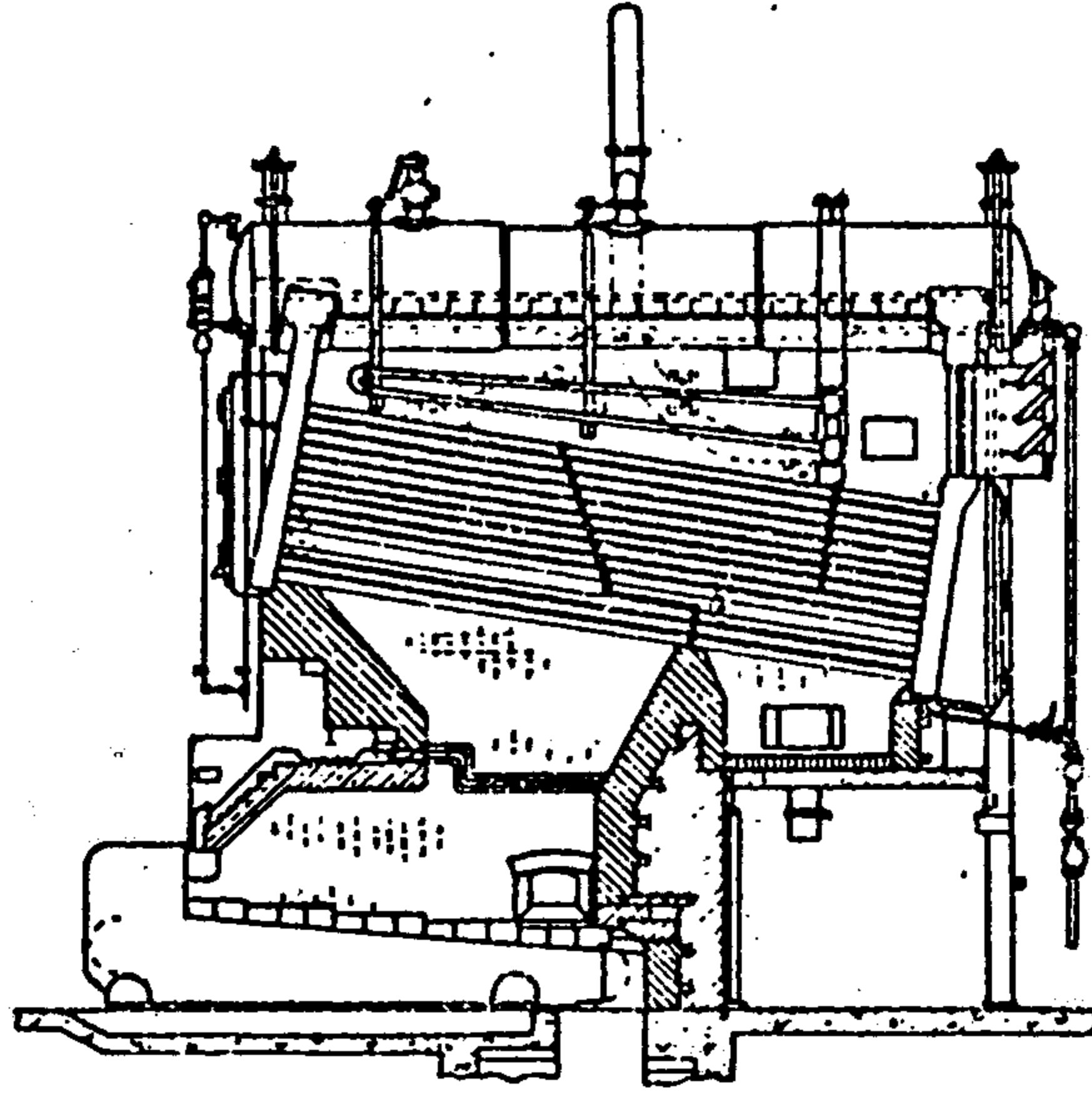


Fig. 2.17.

Caldera horizontal de tubos rectos con cabezales de caja

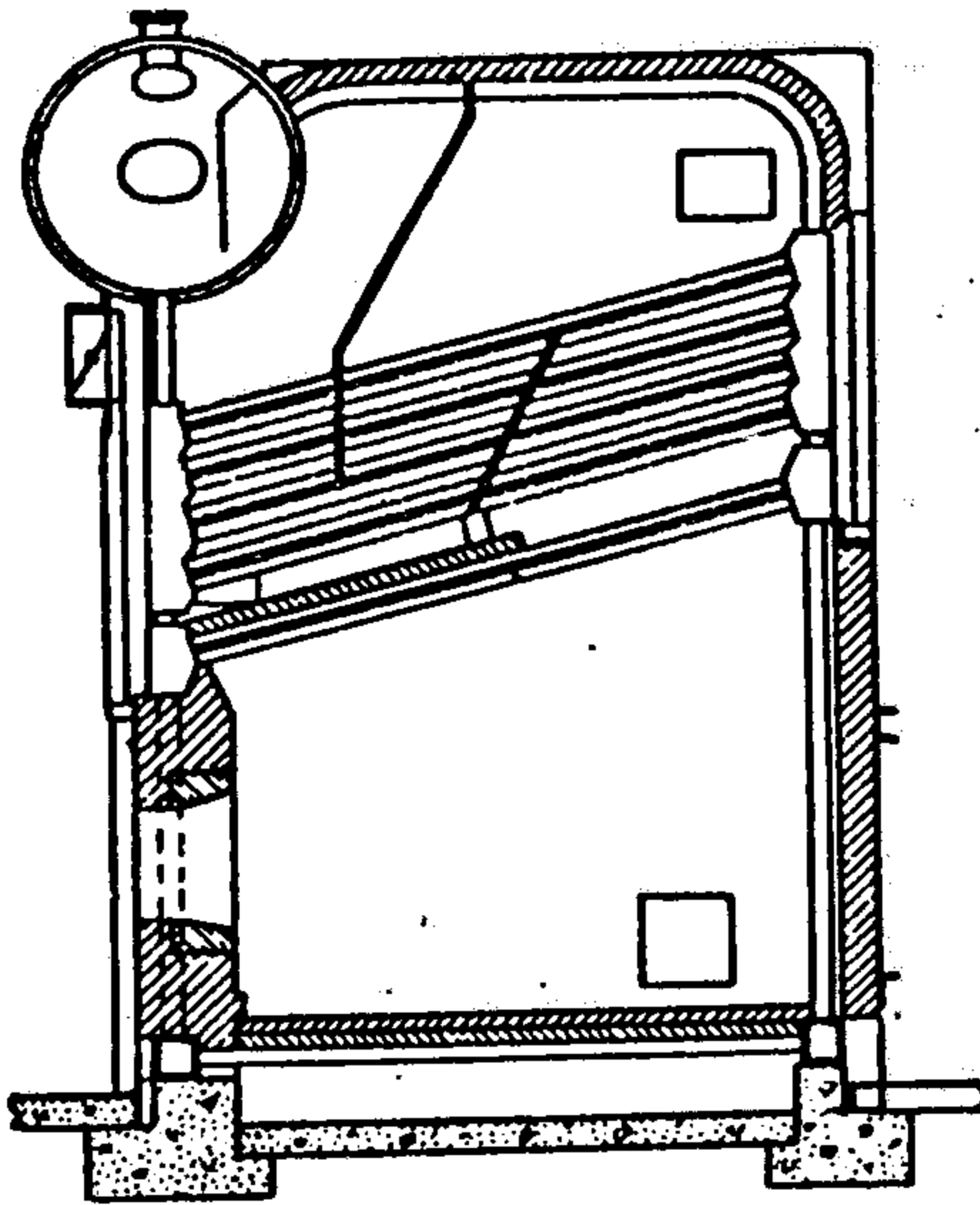


Fig. 2.18.

Caldera horizontal de tubos rectos. Tres retornos; Domo transversal; cabezal seccional; combustión de aceite.

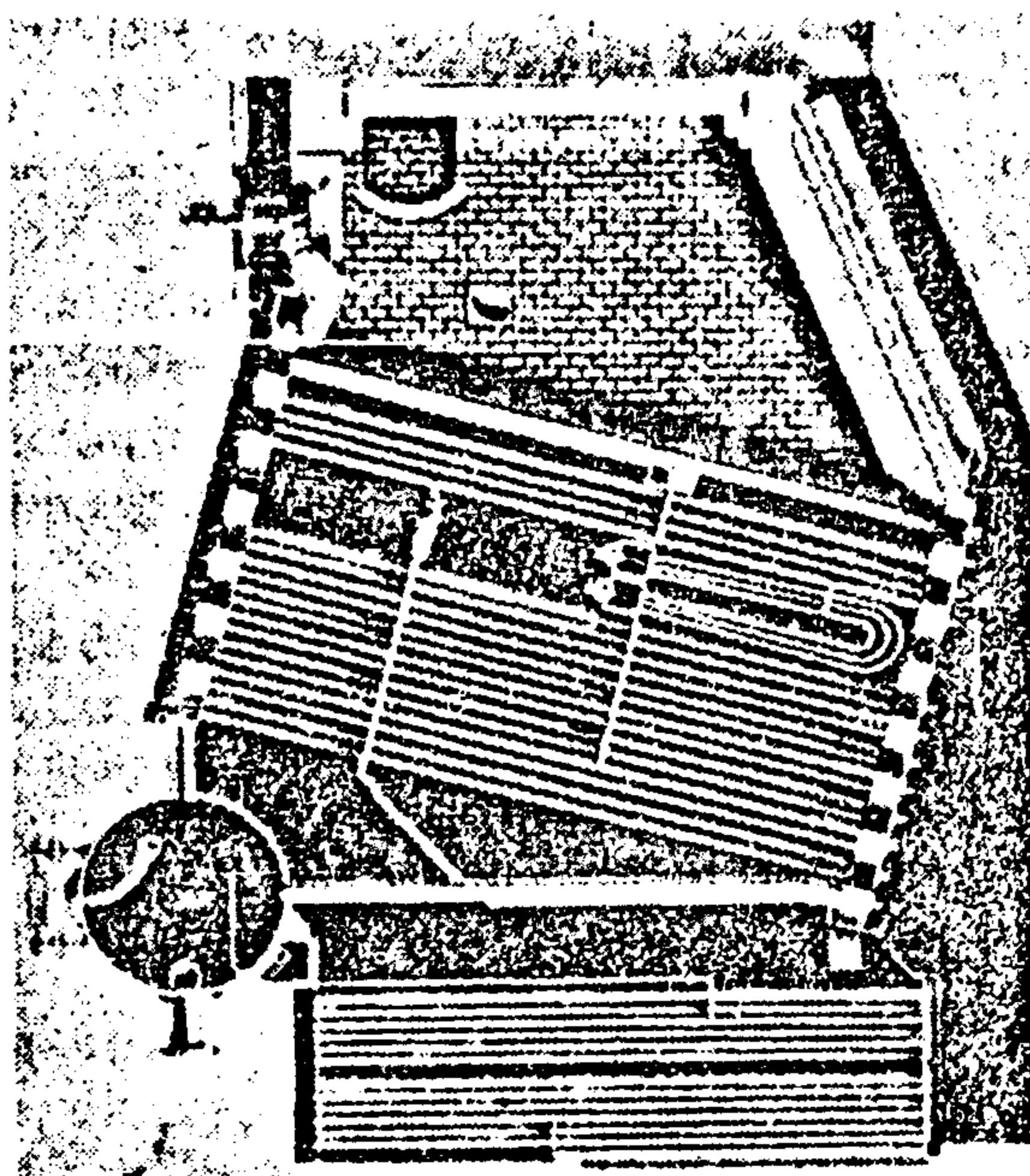


Fig. 2.19.

Caldera horizontal de tubos rectos. De tres retornos: cabezal seccional; domo transversal; supercalentador entre los tubos; con economizador.

I.2. Cabezal Seccional

Las secciones de los cabezales se disponen perpendicularmente en relación con los tubos. (Ver figura 2.18 y 2.19).

I.3. Domo Longitudinal

El domo de vapor esta colocado longitudinalmente a los tubos y en la parte superior de los mismos.

Rango de Presión : 11.25 a 22.85 Kg/cm²

Rango de Capacidad : 708 a 36,288 Kg/h

(Ver figura 2.16)

I.4. Domo Transversal

El Domo transversal esta dispuesto en forma de cruz con los haces de tubos y encima del cabezal de bajada.

Rango de Presión : 11.25 a 102 Kg/cm²

Rango de capacidad : 2,268 a 238,140 Kg/h

(Ver figura 2.18 y 2.20)

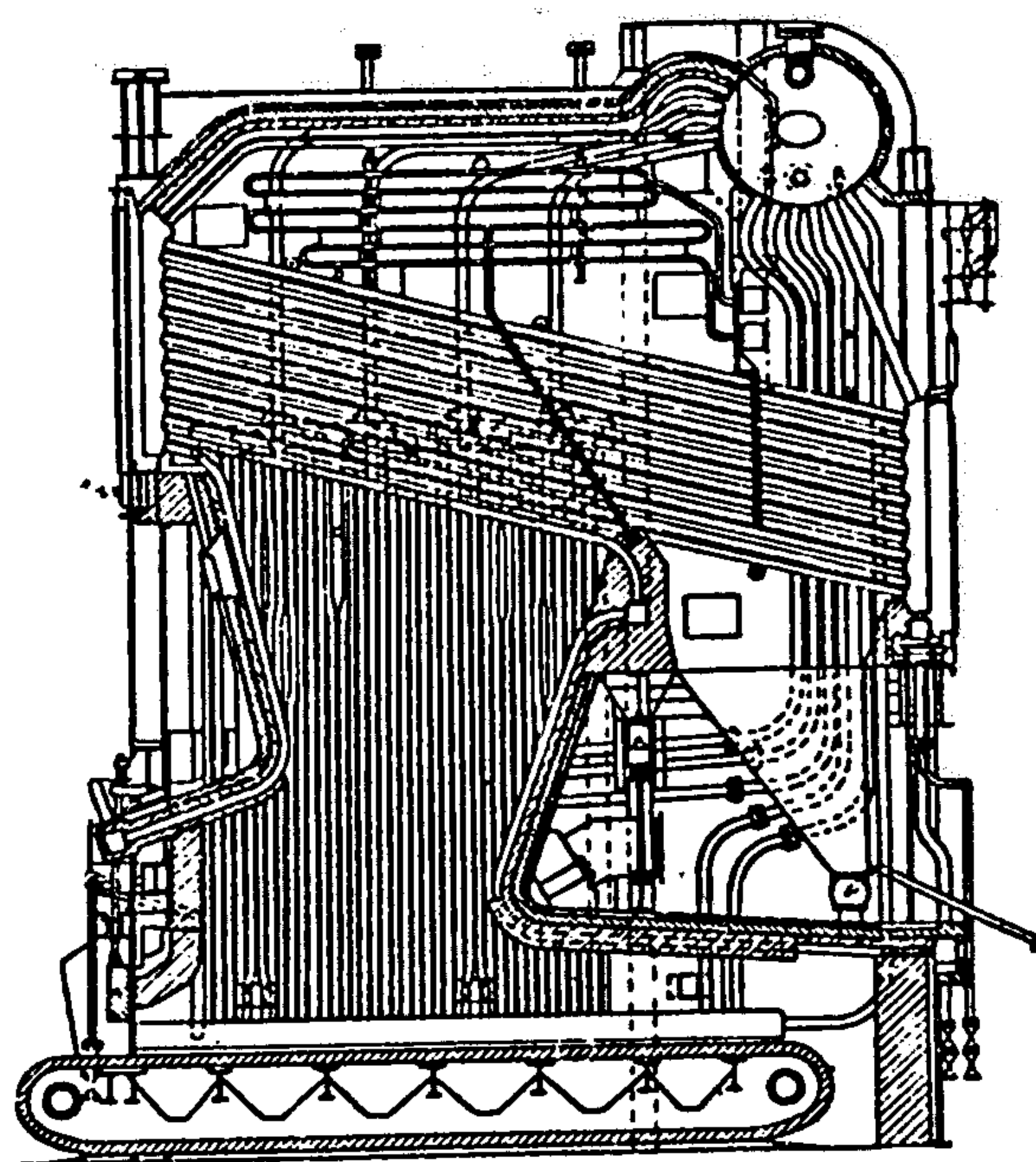


Fig. 2.20.

Caldera horizontal de tubos rectos. De tres retornos; Domo transversal ; cabezales seccionales con supercalentador arriba de los tubos.

II. Caldera Horizontal de tubos curvados

Este tipo de tubos ofrecen frente a los otros tubos rectos las siguientes ventajas :

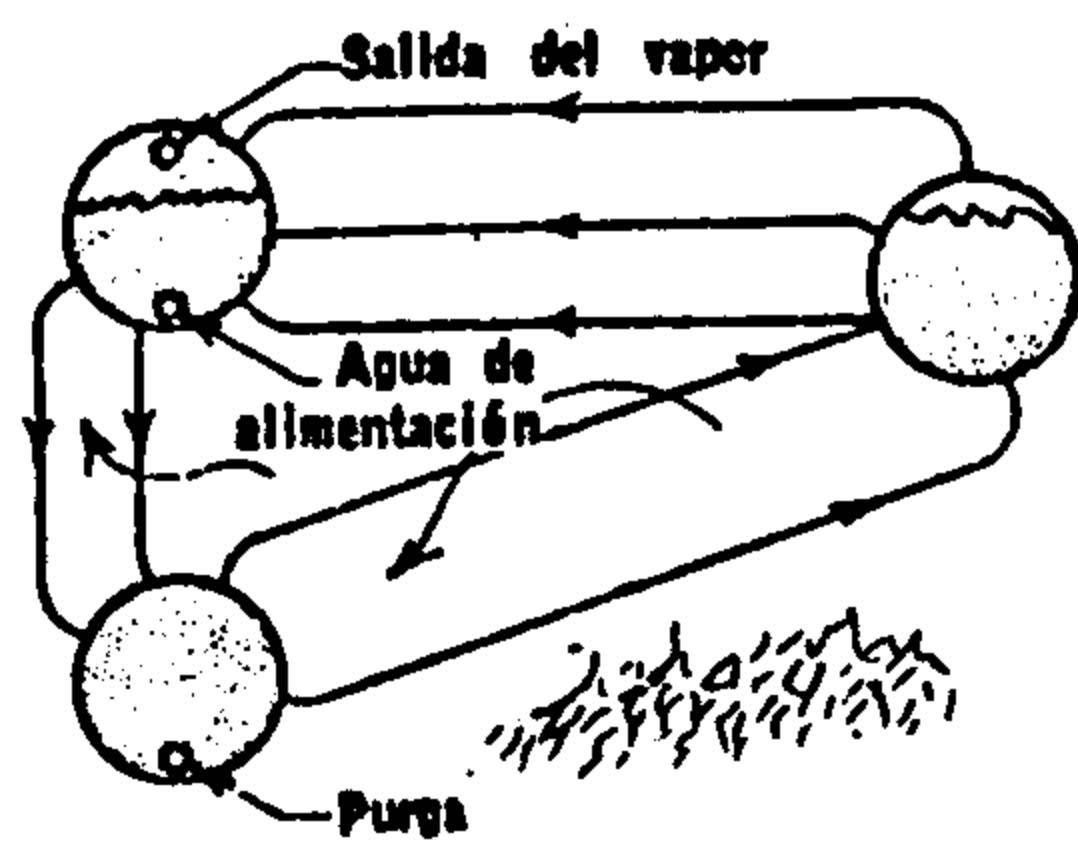
- Mejor acceso para inspección, Limpieza y servicios de mantenimiento.
- Trabaja con mayor capacidad de evaporación y entrega vapor más seco.
- Mayor economía en su fabricación y operación, debido al uso de soldadura, aceros forjados, construcción de paredes de agua y nuevas técnicas de fabricación. Estos tipos de calderas pueden ser de cuatro domos y tres domos, dos domos y tubos verticales, de dos domos y tubos oblicuos, de tubos cortos y largos de dos domos.

Rango de presión : Desde 11.25 a 58.4 Kg/cm²

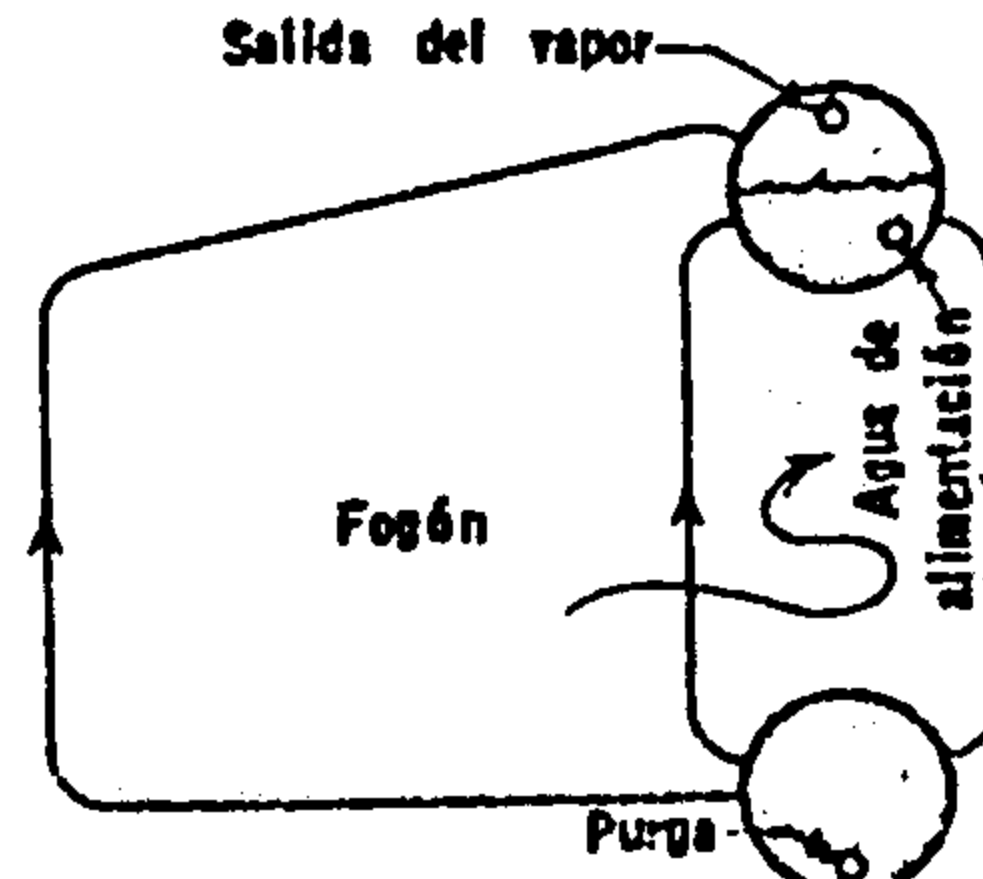
Rango de capacidad : Hasta 45,360 Kg/h

La circulación del agua de este tipo de calderas se explica en la figura 2.21.

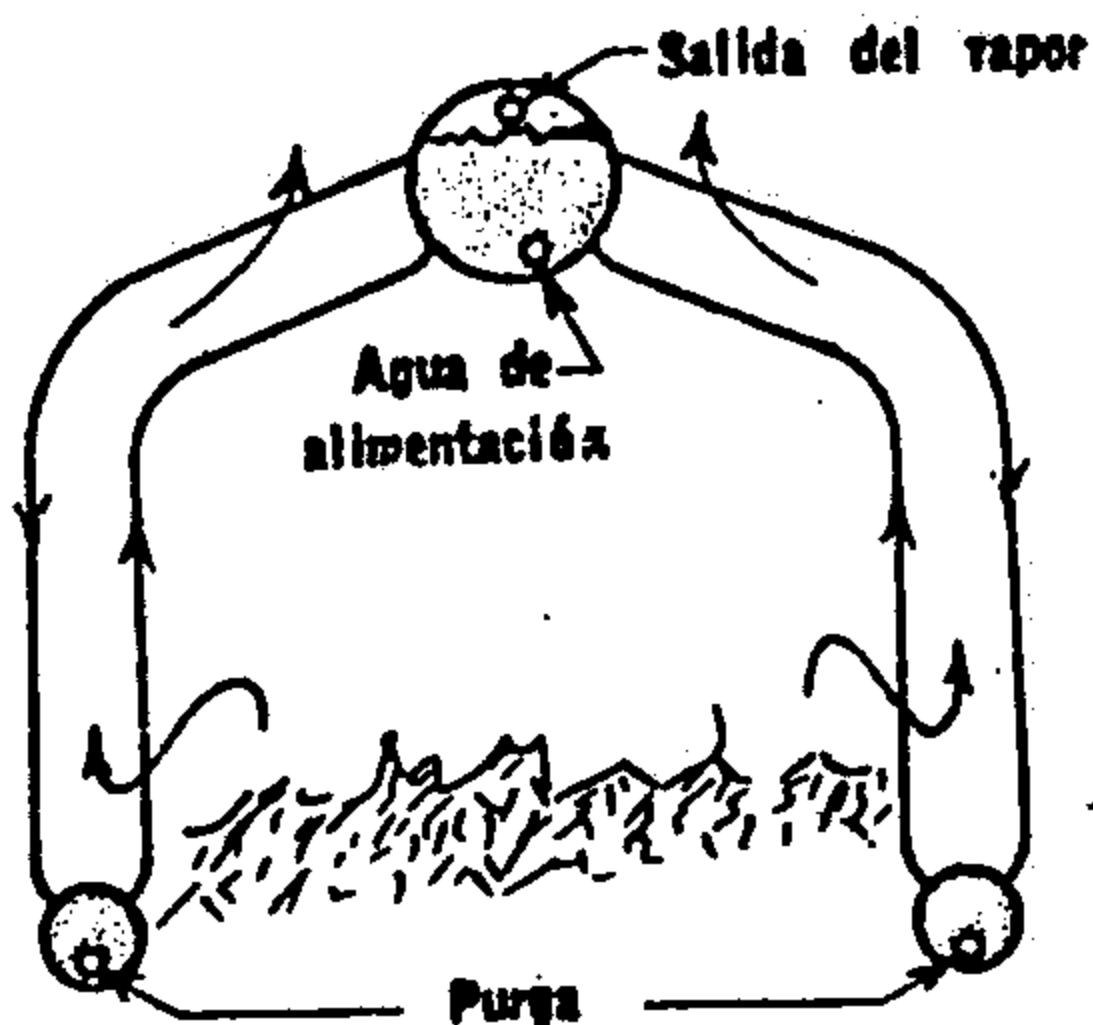
(Ver figuras 2.22, 2.23, 2.24, 2.25, 2.26, 2.27, 2.28, 2.29 y 2.30)



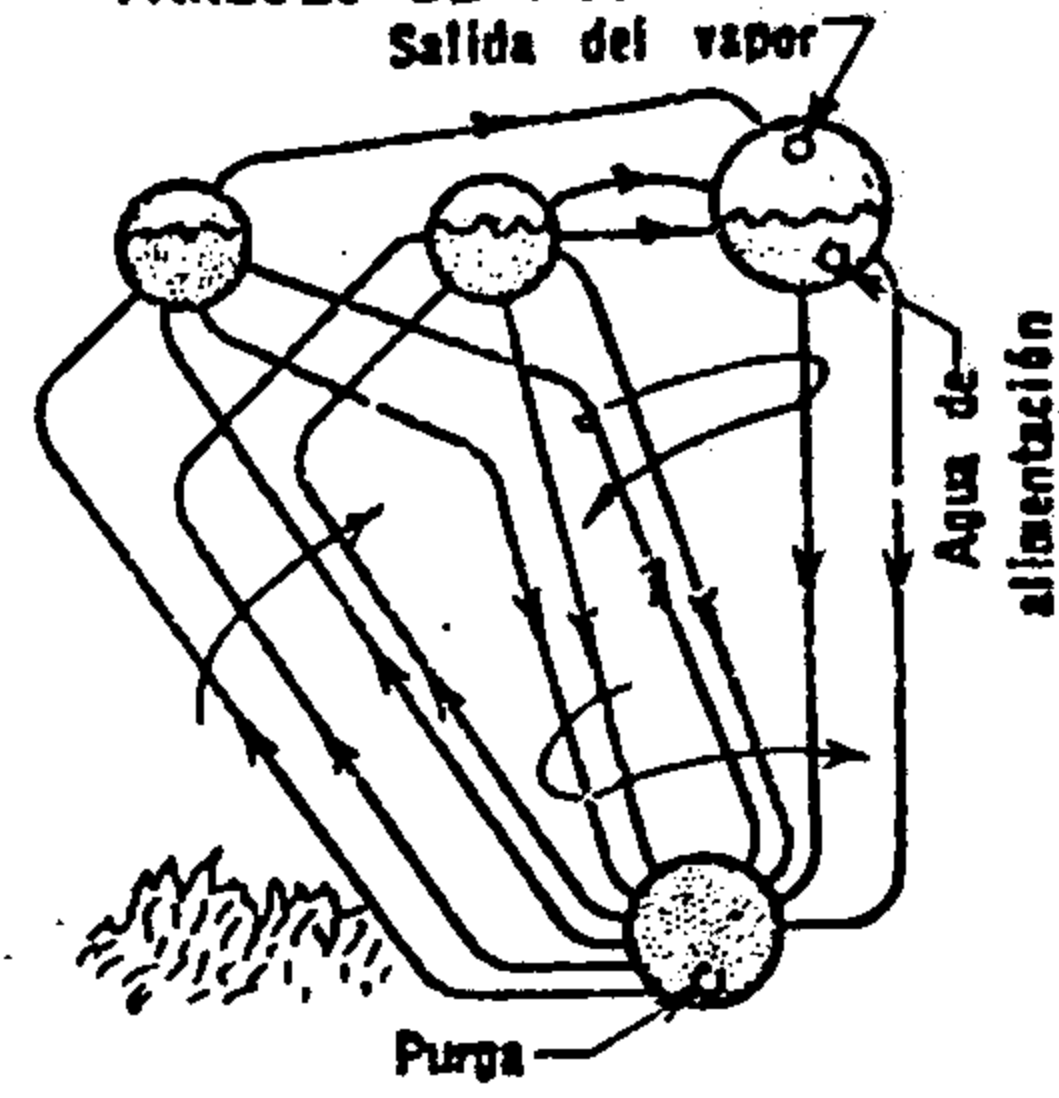
CALDERA DE ALTURA REDUCIDA DE TRES DOMOS



CALDERA VERTICAL DE DOS DOMOS CON FOGÓN DE PAREDES DE AGUA



CALDERA DE TRES DOMOS, TIPO "A"



CALDERA DE CUATRO DOMOS

Fig. 2.21.

La circulación del agua en las calderas acuotubulares.

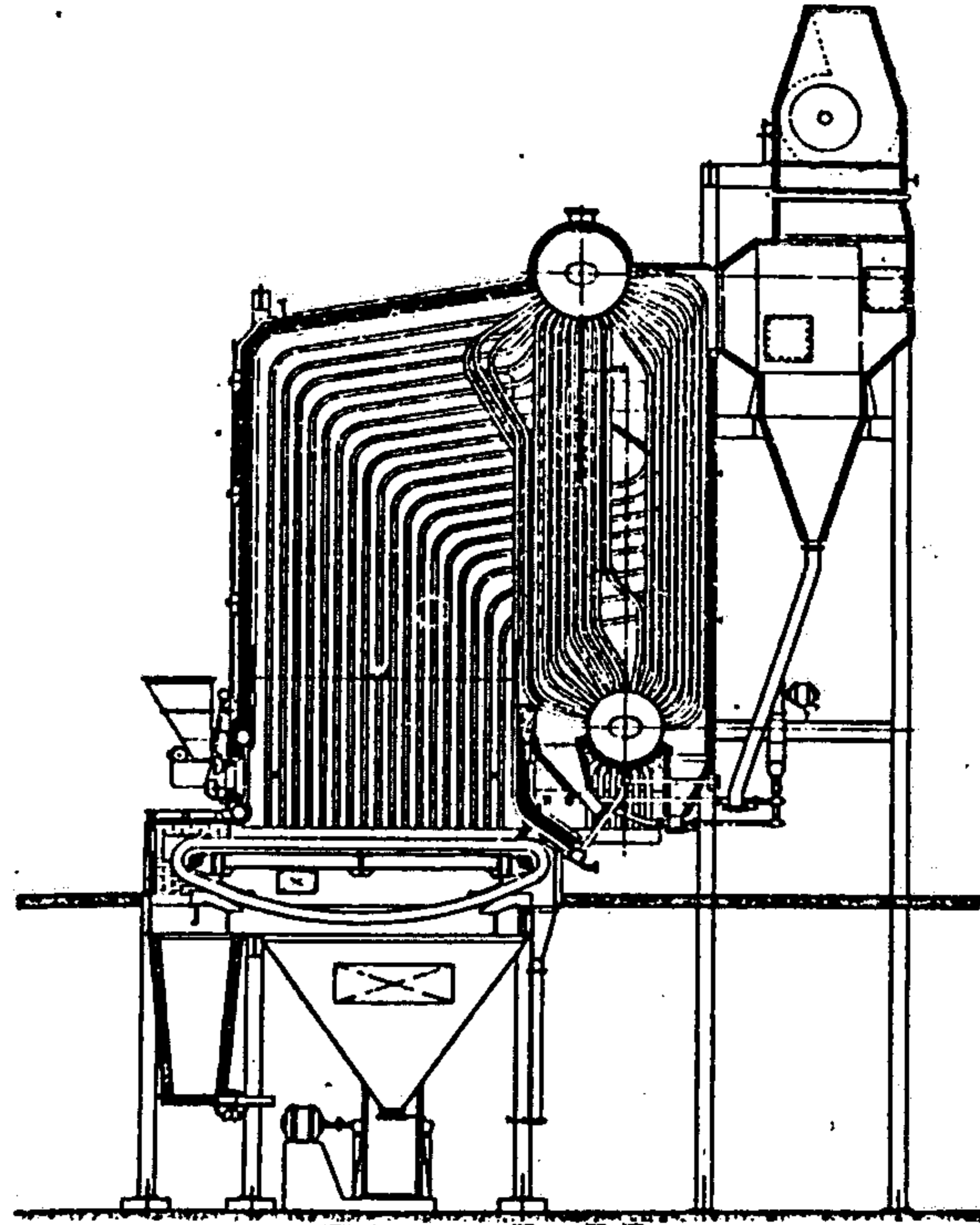


Fig. 2.22.

Caldera acuotubular de tubos curvados. De dos Domos, de fogón enfriado por agua con revestimiento refractario; con alimentador de combustible por aspersion y parrilla viajera; capacidad: 22,680 Kg/h (50,000 lb/h de vapor a 11.25 Kg/cm².g (160 lb/plg².g) y 191°C (366°F) de temperatura de trabajo.

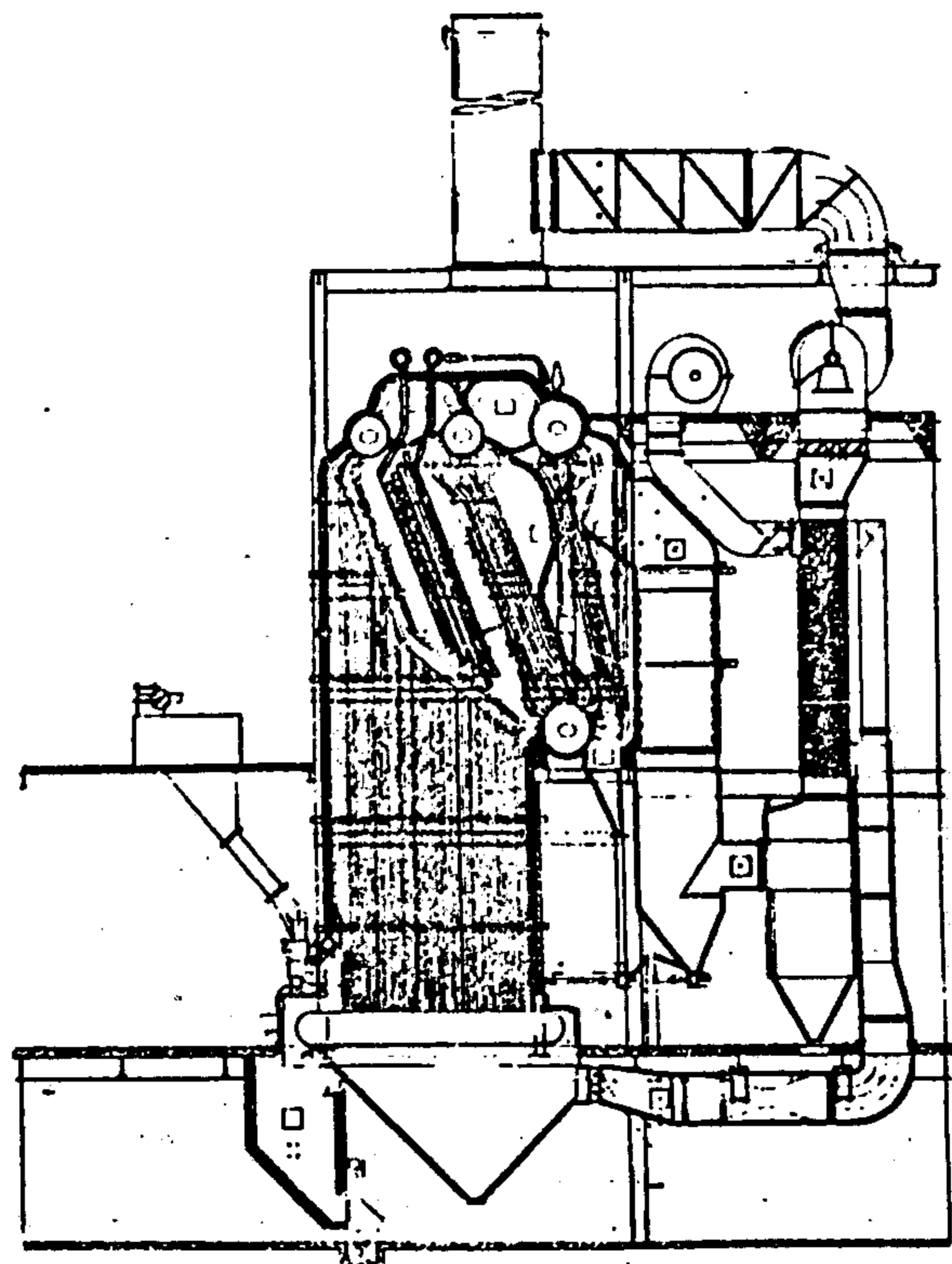


Fig. 2.23.

Caldera acuotubular de tubos curvados. De cuatro Domos; fogón enfriado por agua ; alimentador mecánico de combustible por aspersión; con parrilla viajera; capacidad Kg/h (110,000 lb/h) de vapor, a 44 Kg/cm² g (625 lb/plg² g) y 396°C (745°F) de temperatura de trabajo.

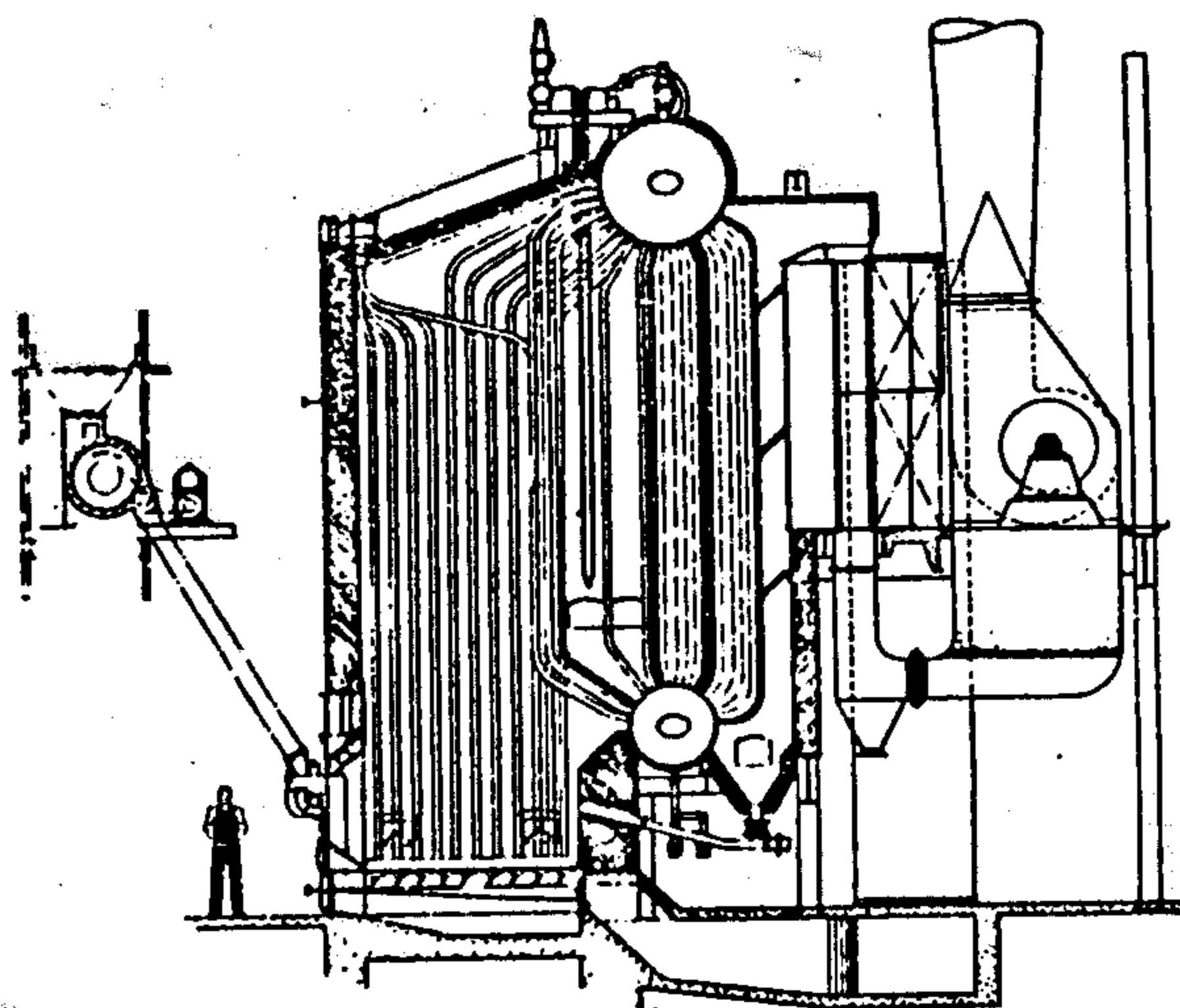


Fig. 2.24.

Caldera vertical de dos Domos. Con fogón de enfriamiento por agua revestidos de material refractario; alimentación mecánica de combustible por aspersión; parrillas vibratorias.

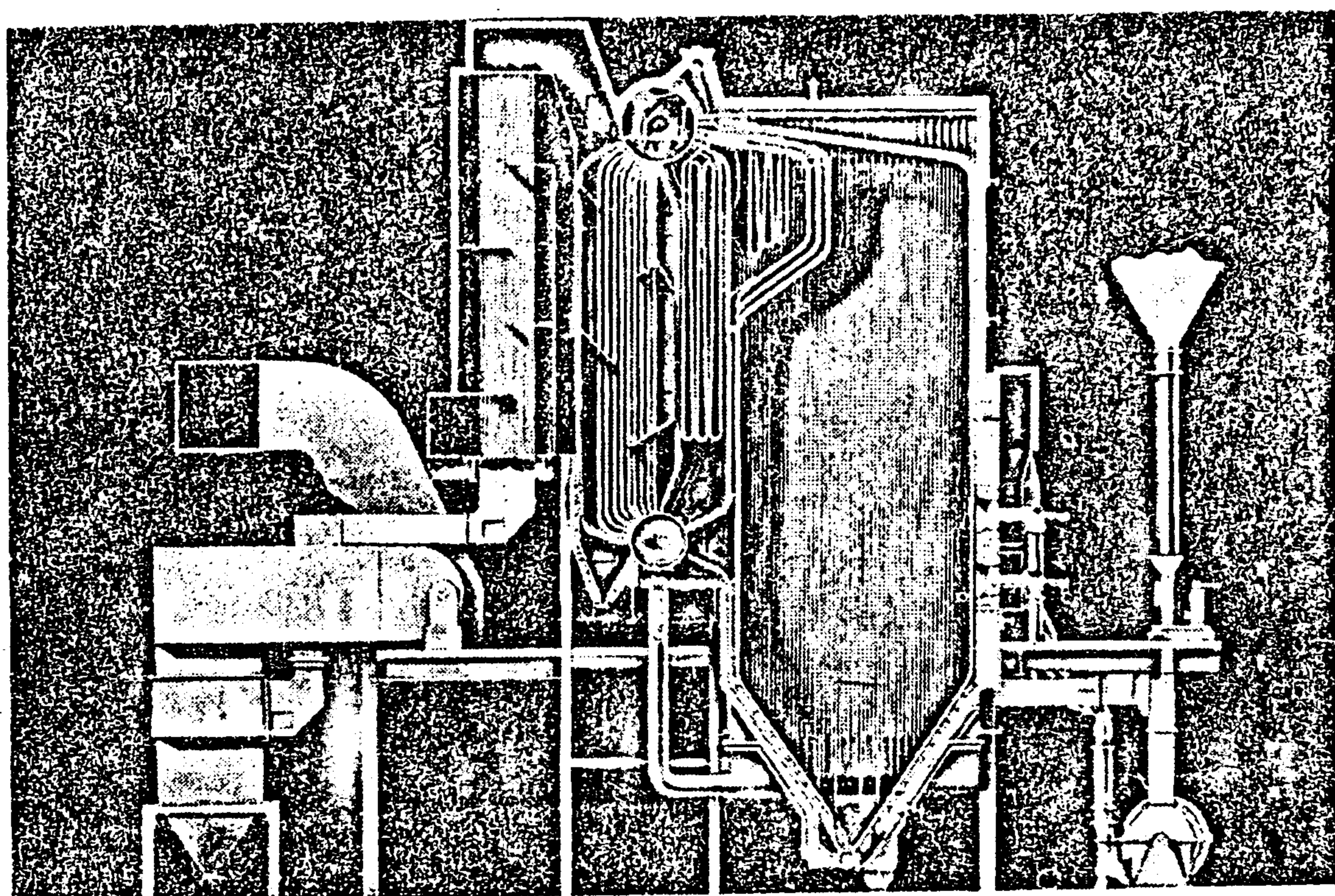


Fig. 2.25.

Unidad generadora de vapor de dos domos para servicio industrial. Alimentador con quemador de carbón pulverizado; cabezal sencillo, fondo cónico; calentador de aire tubular.

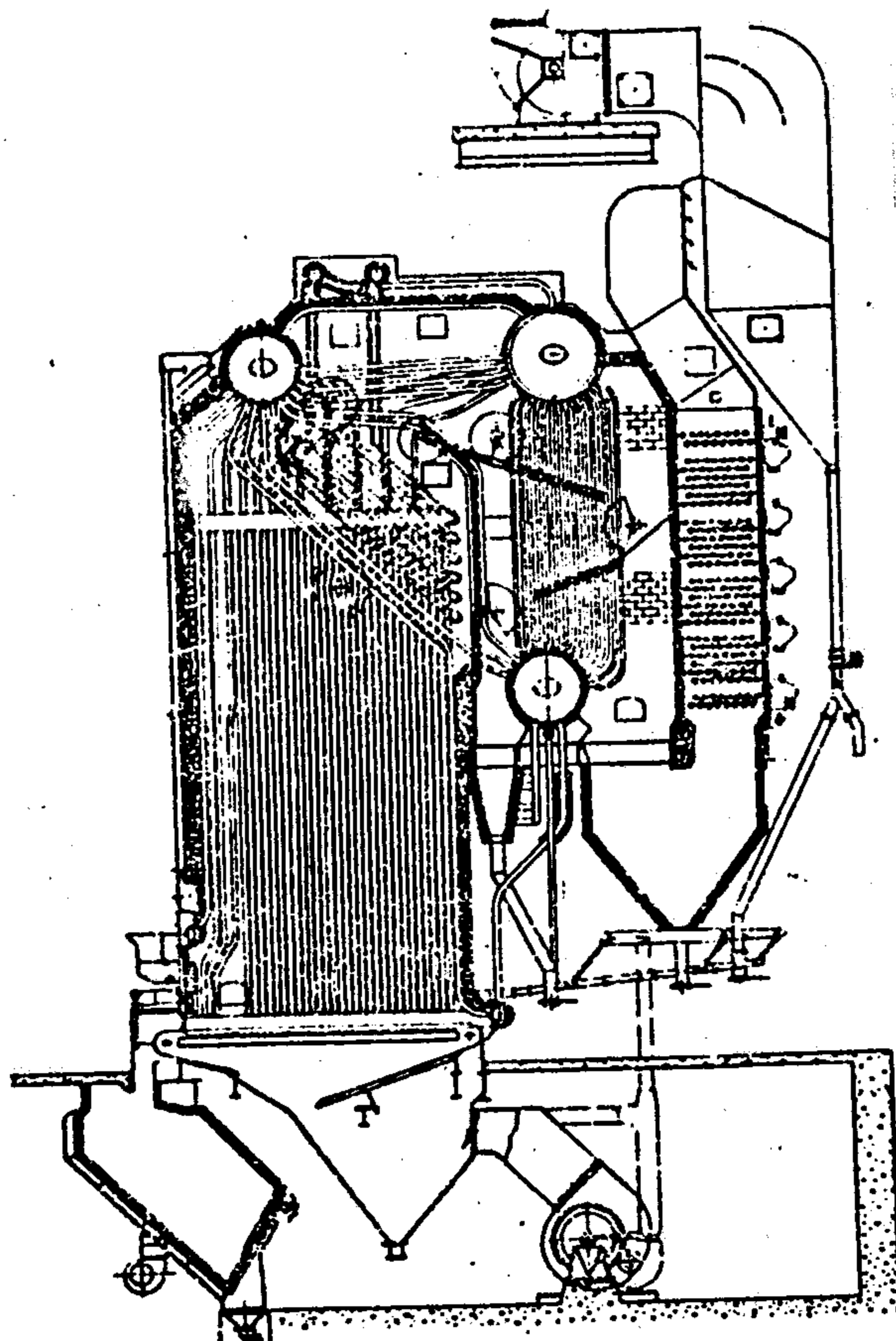


Fig. 2.26.

Caldera de tres domos. Combustión por quemador de aspersion, hogar de paredes de agua; supercalentador; economizador; capacidad 34,020 Kg/h (75,000 lb/h) de vapor a 49 Kg/cm² (700 lb/plg²).

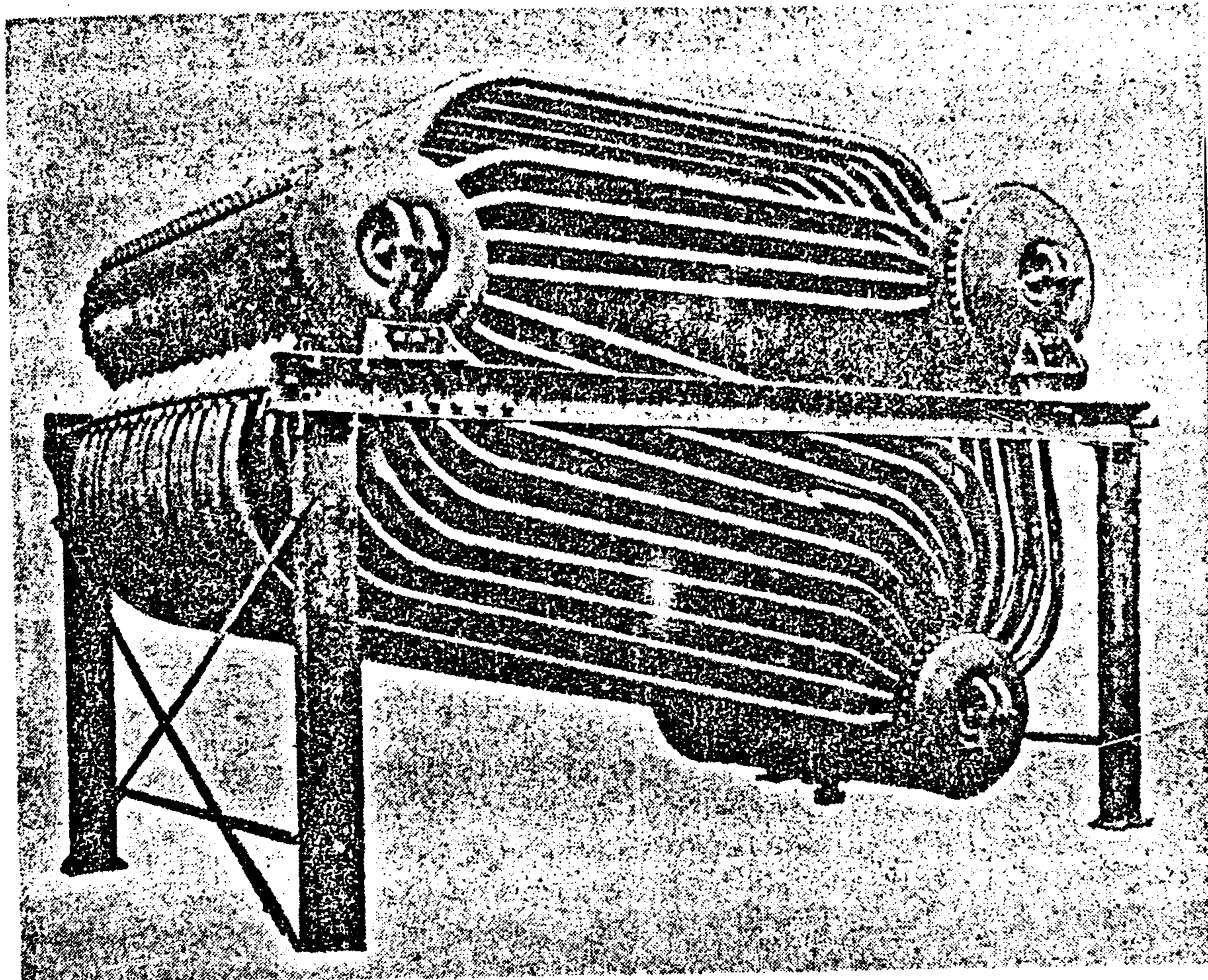


Fig. 2.27.
Caldera de tres Domos de altura reducida. Armada sobre bastidor provisional para su transporte.

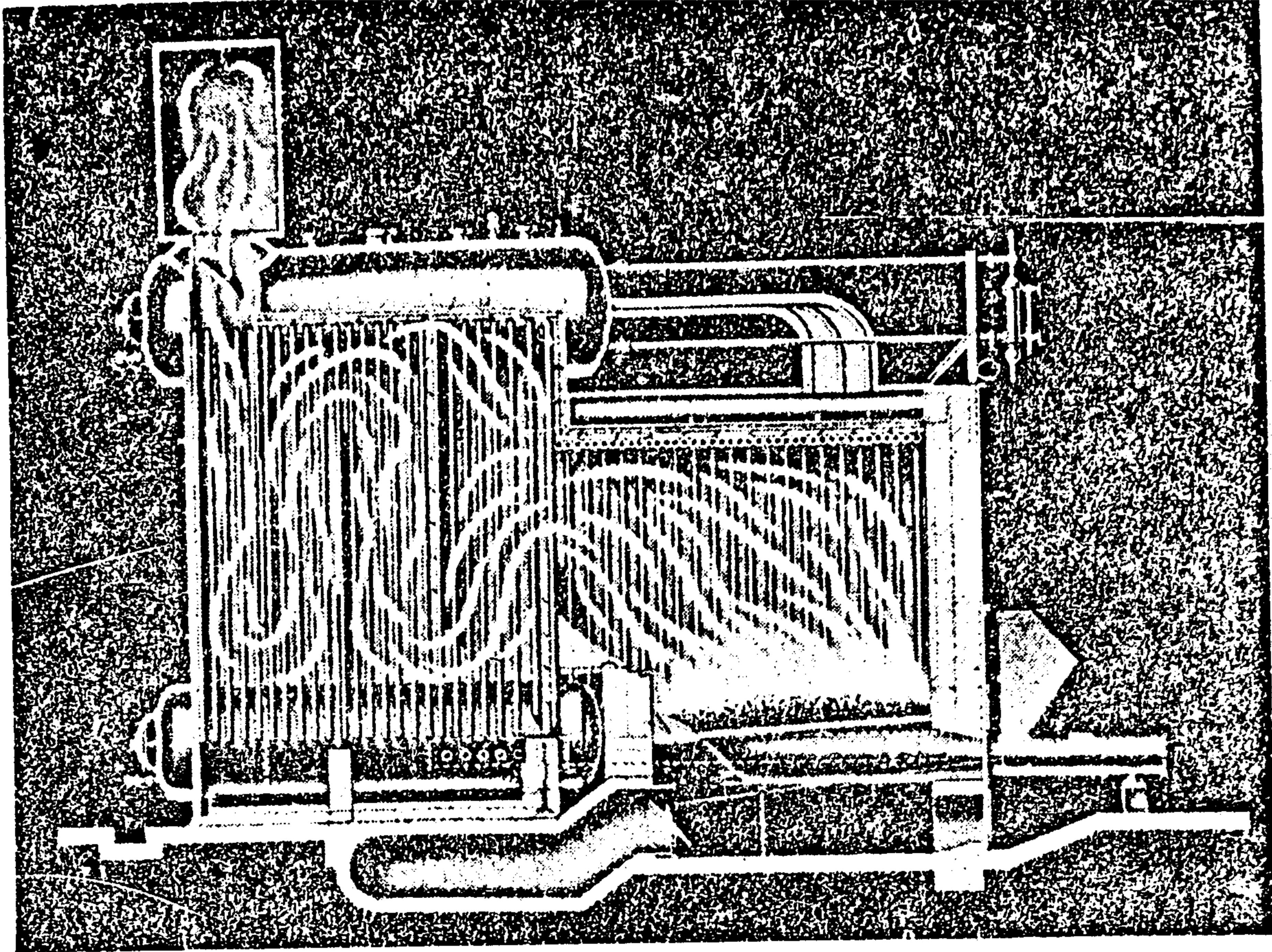


Fig. 2.28

Caldera de dos Domos, tipo "O". Fogón de construcción de material refractario enfriado por agua ; con dispositivo de combustión de retorta simple, de alimentación mecánica por abajo.

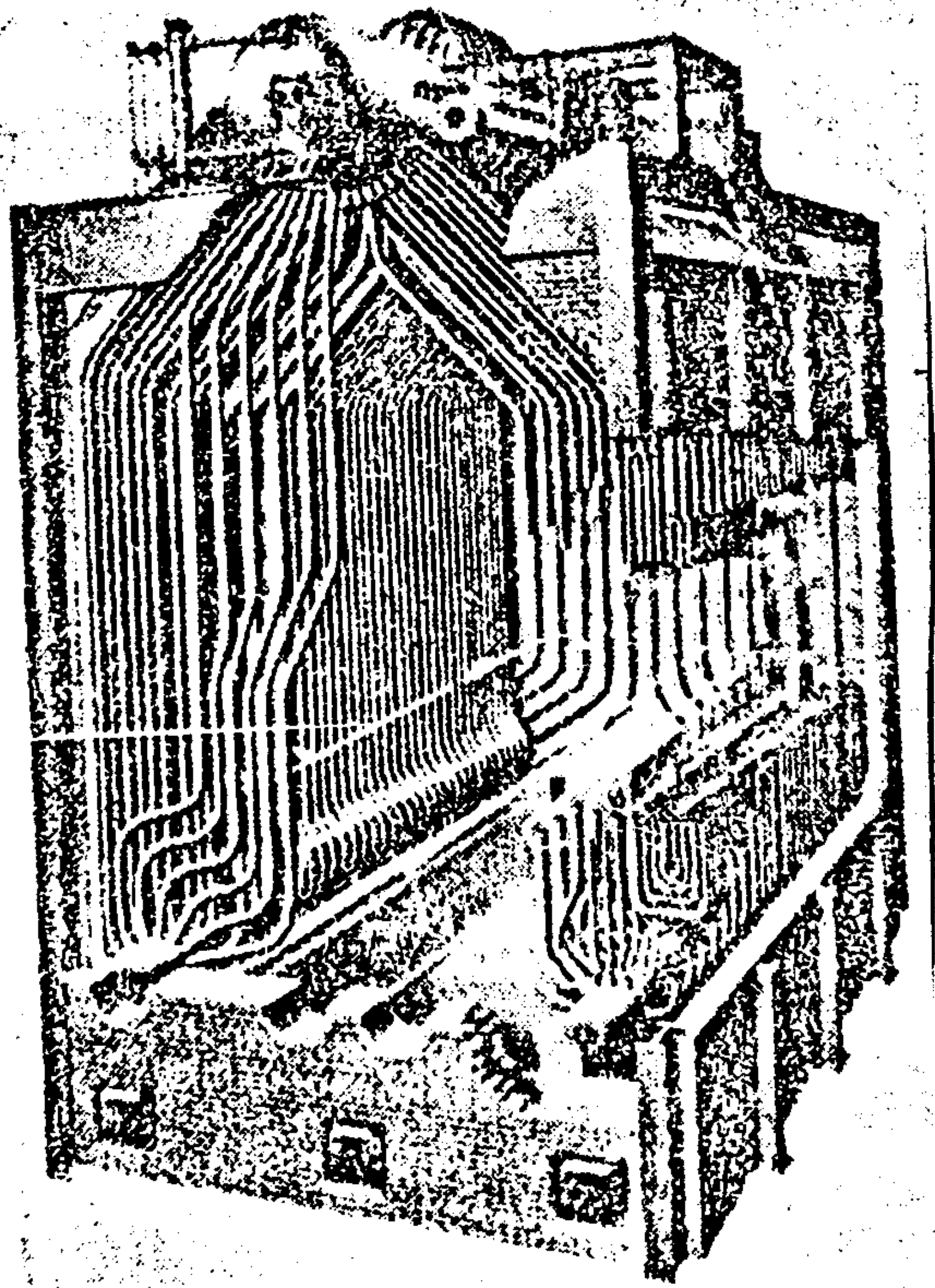


Fig. 2.29.

Caldera de tres Domos de tipo "A". Cimentación de material refractario; armazón de acero; para combustión de aceite o gas, con supercalentador.

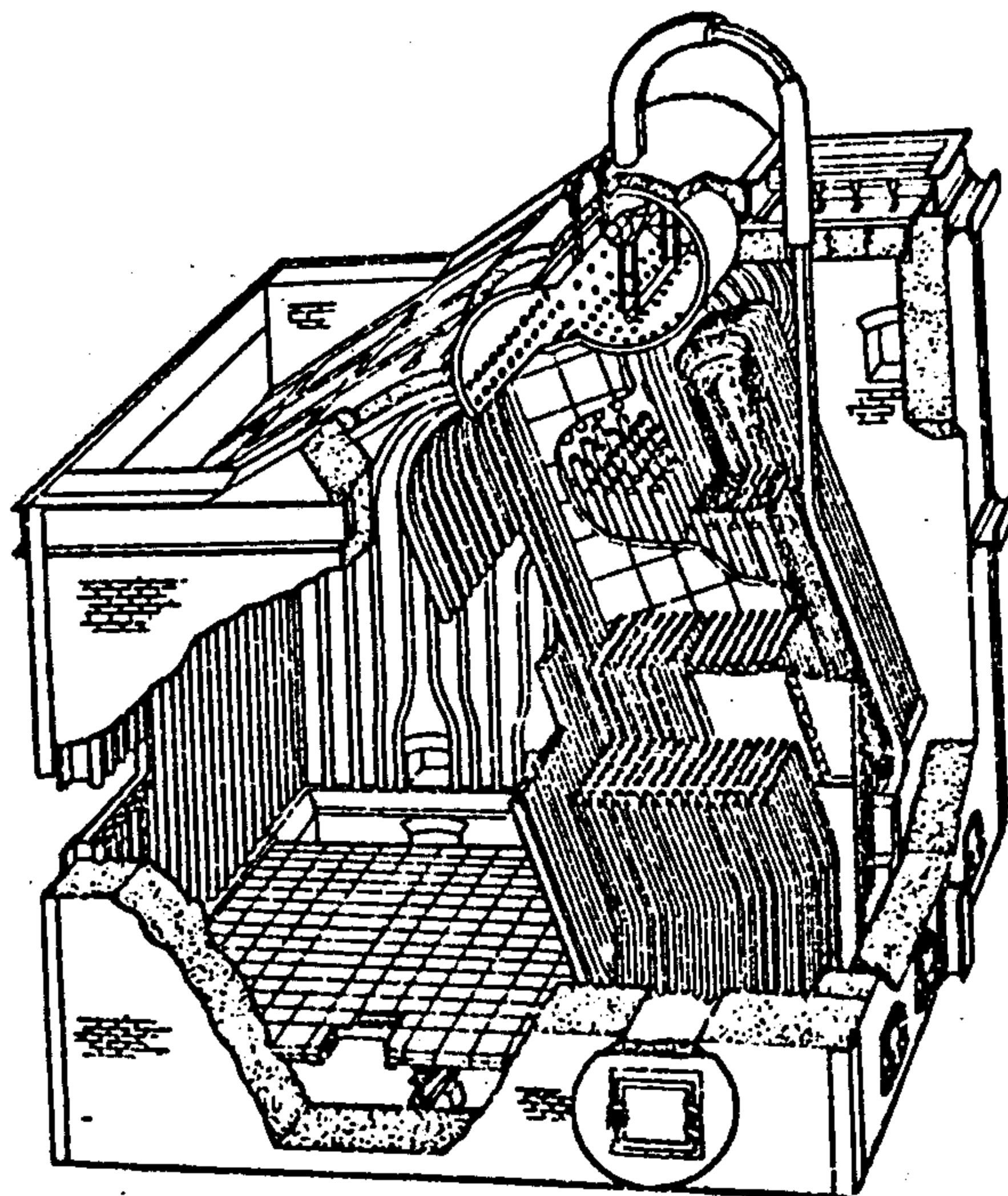


Fig.2.30.

Caldera de domos de Tubos inclinados. Fogón de material refractario enfriado por agua; flujo horizontal de los gases de la combustión, de tres retornos, a través de la superficie de convección

2.1.6 Combustibles

Frecuentemente las calderas se diseñan de acuerdo con el combustible a emplear, por ejemplo, Carbón Bituminoso, Antracita, Carbon pulverizado, gas, petróleo, leña y bagazos.

2.1.7 Circulación

Puede ser de circulación natural o forzada. En la circulación forzada, el fluido es forzado totalmente a través de la caldera o se le aplica una Recirculación parcial controlada.

**2.2. ESPECIFICACIONES DEL CALDERO ACUOTUBULAR DE
1000 BHP**

2.2.1. Donos de Caldera .- Los tamaños son :

| | Diametro Interno | Longitud Total | Espesor Pared |
|---------------|---------------------|-------------------|------------------|
| Domo de vapor | 36" | 16' - 8" | 3/4" |
| Domo de Lodos | 16 1/2" | 17' - 8" | 3/4" |

2.2.2 Equipo de Combustión

- Un quemador PEABODY - FLEXI PAK
- Una cámara de aire con lámina de acero o
carbono de
1/4" de espesor.

El siguiente equipo esta ensamblado o
interconectado en la camara de aire :

- Un ensamblaje frontal PEABODY TIPO 16-1/2
Registro de tiro forzado, Unidad de
automización de caeite de vapor tamaño A, B,
T, mangueras metálicas flexibles para aceite y
vapor, valvulas manuales de corte para aceite
y vapor y válvula de purga dispuestas a
trabajar con hogar presurizado.
- Conjunto refractario para la garganta del
quemador
- Un encendedor eléctrico a gas tipo FPM :
- Un ventilador de tipo forzado (WK²=G2-1b-Ft²)

2.2.3. Equipo de Bombeo precalentamiento y filtrado.

- Dos bombas para aceite.
- Dos motores para las bombas de aceite.
- Un calentador de aceite a vapor.
- Un control de Temperatura al calentador.
- Dos válvulas de alivio al calentador.
- Un filtro de vapor.
- Una trampa de vapor.
- Un filtro para trampa de vapor
- Una válvula reguladora de presión para la bomba.
- Dos válvulas de alivio a la bomba.
- Un manómetro compuesto.
- Dos manómetros de presión.
- Dos termómetros.
- Un calentador eléctrico con controles.
- Un filtro de descarga.
- Dos arrancadores para los motores.
- Un filtro de succión.

2.2.4 Ubicación del caldero en la Planta de Generación de Energía.

En los planos número 1 y 2, se indica la ubicación del caldero en la sala de Generación de Energía.

2.3. Análisis de Alternativas Usando Energía Solar.

2.3.1 Tratamiento del agua posterior al precalentamiento usando Energía Solar.

El objetivo es realizar un precalentamiento al agua antes de ser tratada con la finalidad de facilitar el trabajo de tratamiento de agua al acelerar las reacciones químicas y reducir sus impurezas. (Ver a anexo B-I).

Por lo general las impurezas (Cal y Oxido de Magnesio) no causan transtornos serios mientras la temperatura del agua no exceda de 60°C (Ver Ref.1).

El método más usual para eliminar las impurezas del agua, es la utilización de los ablandadores, tal como la Zeolita. (Ver anexo B-II).

2.3.2 Calentamiento del agua previo tratamiento usando energía solar.

2.3.2.a Determinación del Flujo de Agua Tratada que ingresa al Tanque de Condensado.

Datos :

1. Bomba de alimentación de condensado al Caldero.

Características

- Marca AURORA 374 B-SF-BOMBA DISTRAL

DIAMETRO IMPELER : 8 $\frac{7}{16}$ "

CAPACIDAD : 92.12 galones/min.

- La capacidad Dinámica requerida es de 392 pies de agua (119. m H₂O) (11.7 Bar)

- La cantidad de agua requerida para 100 % de carga es de 62.5 galones/min. (14,175 L/h.)

- Presión de salida de vapor : 170 PSIA (11.7 Bar.)

2. Temperatura del agua de alimentación :

$$T_a = 70^{\circ}\text{C}$$

3. Consumo de combustible : (\dot{m}_c)

Dato de pruebas : 965.45 Kg/h (2,124 lb/h)

4. Calor de combustión del Petróleo-Diesel No 6

Poder calorífico superior : 10,384 Kcal/Kg.

5. Determinación de la masa de vapor (\dot{m}_v)

Se han tomado considerando la máxima demanda de la planta .(Ver diagrama en Anexo B-III).

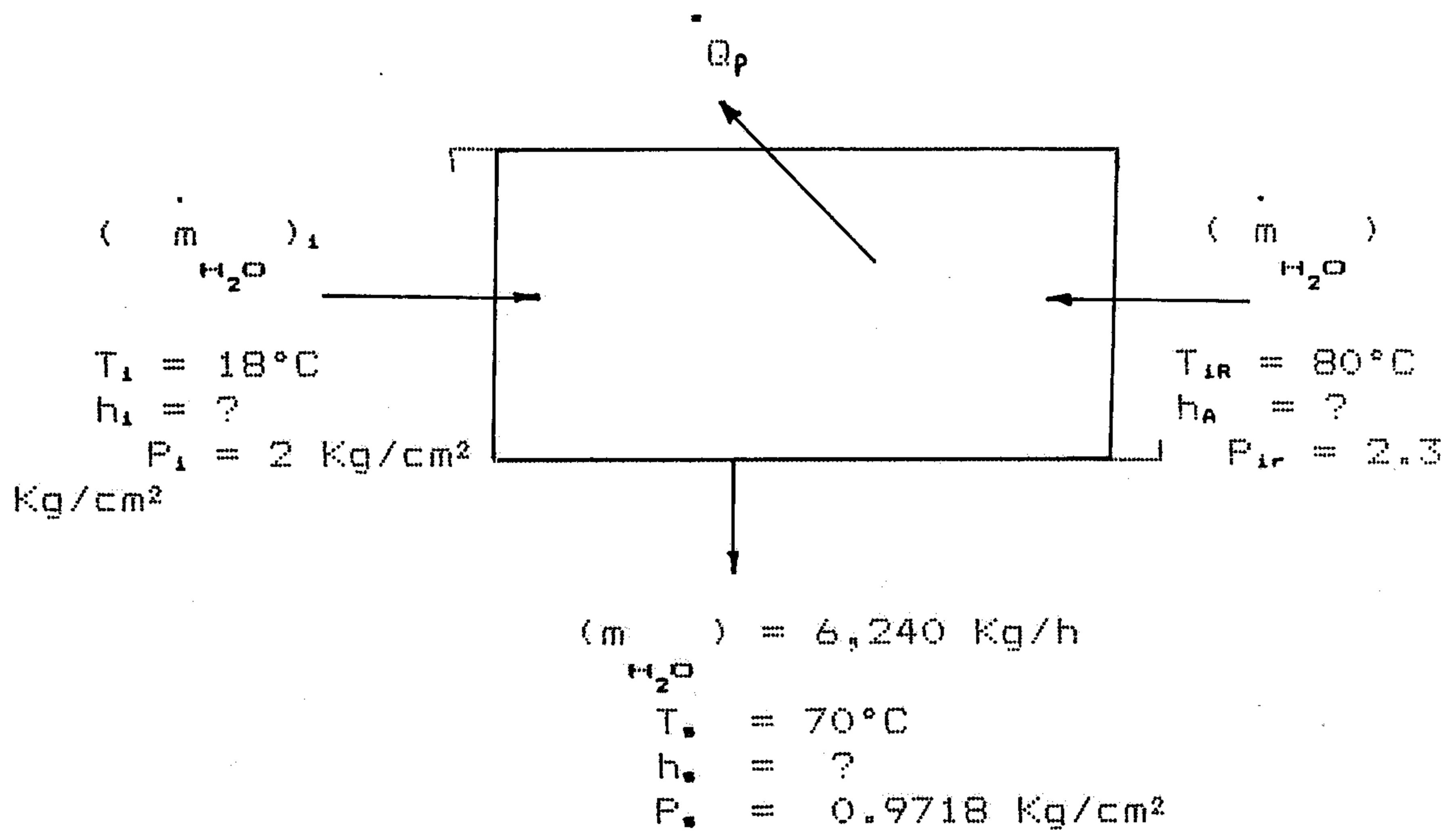
$$\dot{m}_v = 6,000 \text{ Kg/h}$$

6. Agua de alimentación a Calderos

Considerando 4 % de perdidas por fugas, por gas de caldero, etc.

$$\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} = 6,000 \times 1.04 = 6,240 \text{ Kg/h}$$

Balance de Energía en el Tanque de Condensado

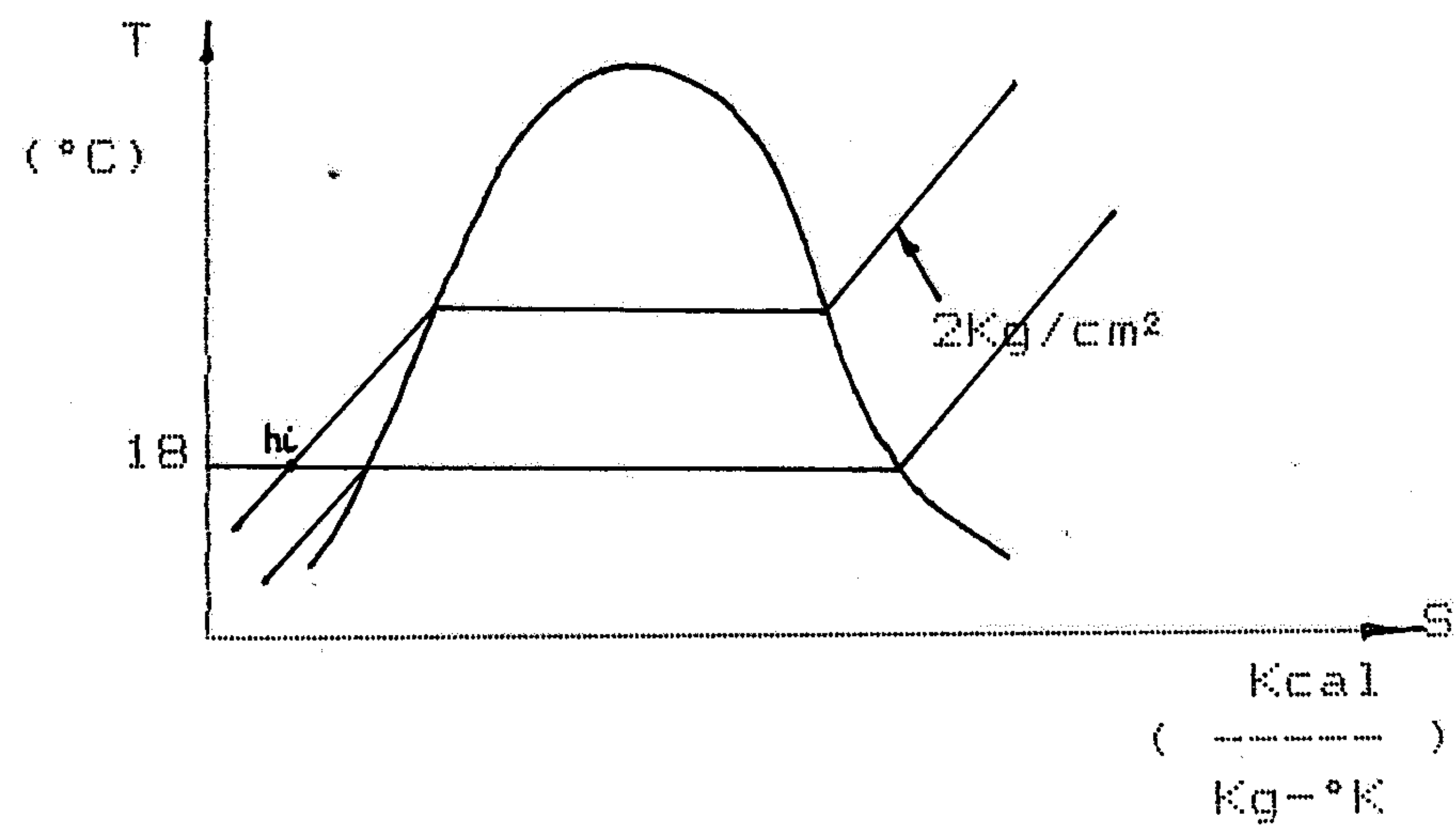


(Fig. 1)

Determinación de la Entalpia h_1

Datos : $T = 18^\circ\text{C}$ (medida experimental)

$P = 2 \text{ Kg/cm}^2$



Para bajas temperaturas se establece :

$$h_i = h_f + \frac{V_f (P_{\text{real}} - P_s)}{J} \dots\dots\dots \text{Ref.20}$$

Realizando cálculos :

$$h_f (18^\circ\text{C}) = 75.50 \text{ KJ/Kg } (18.032 \text{ Kcal/Kg })$$

$$V_f (18^\circ\text{C}) = 0.0010013 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$P_s (18^\circ\text{C}) = 0.021032 \text{ Kg/cm}^2 (0.020626 \text{ Bar })$$

$$J = 427 \text{ Kg-m/Kcal.}$$

Reemplazando datos :

$$h_i = 18.0784 \text{ Kcal/Kg } (75.6943 \text{ KJ/Kg })$$

Determinación de la Entalpia " h_i "

Datos : $T_{\text{IR}} = 80^\circ\text{C}$

$$P_{\text{IR}} = 2.3 \text{ Kg/cm}^2$$

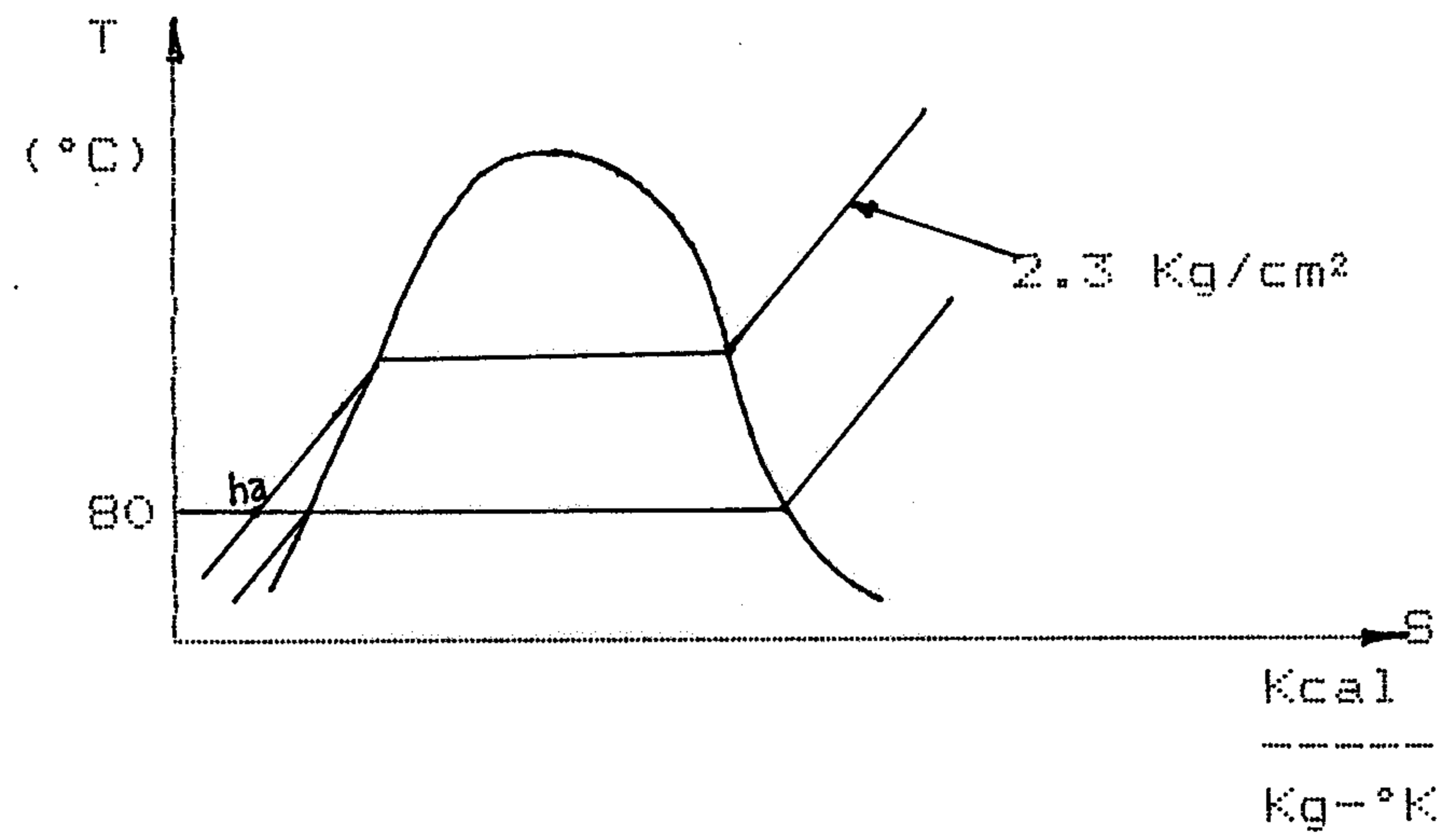
Datos Técnicos de la bomba de condensado

Potencia Motor : 2.4 HP

RPM : 3,450

Caudal : 80 lits./min.

Presión de Trabajo : 2.3 Kg/cm²



Utilizando el mismo criterio, encontramos los siguientes resultados :

$$h_f(80^\circ\text{C}) = 334.92 \text{ KJ/Kg} \quad (79.99 \text{ Kcal/Kg})$$

$$v_f(80^\circ\text{C}) = 0.0010292 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$P_s(80^\circ\text{C}) = 0.473559 \text{ Bar} \quad (0.482919 \text{ Kg/cm}^2)$$

Reemplazando datos :

$$h_s = 80.03 \text{ Kcal/Kg} \quad (335.106 \text{ KJ/Kg})$$

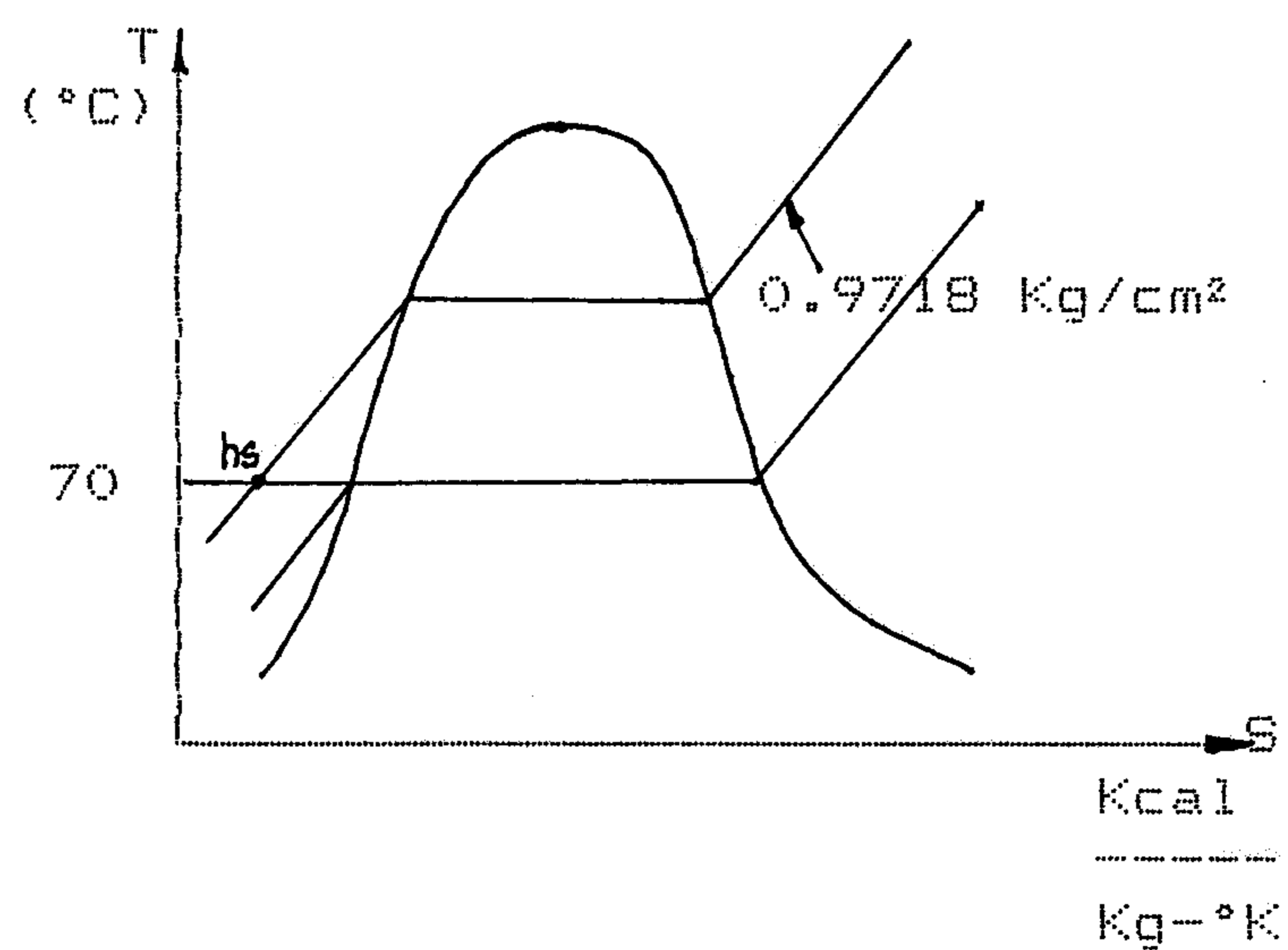
Determinacion de la Entalpia h_s .

Datos :

$$T_s = 70^\circ\text{C}$$

$$P_s = 0.9530 \text{ Bar} \quad (0.9718 \text{ Kg/cm}^2)$$

(Nafia : 500 m.s.n.m.)



Utilizando el mismo criterio :

$$h_f(70^\circ\text{C}) = 69.97 \text{ Kcal/Kg} \quad (292.97 \text{ KJ/Kg})$$

$$V_f(70^\circ\text{C}) = 0.0010228 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$P_s(70^\circ\text{C}) = 0.31161 \text{ Bar} \quad (0.31774 \text{ Kg/cm}^2)$$

Reemplazando Datos :

$$h_s = 69.985 \text{ Kcal/Kg} \quad (293.03 \text{ KJ/Kg})$$

Cálculo de pérdidas por flujo de calor en el tanque de condensado.

CASO I . En las tapas de tanque cilindrico

Horizontal:

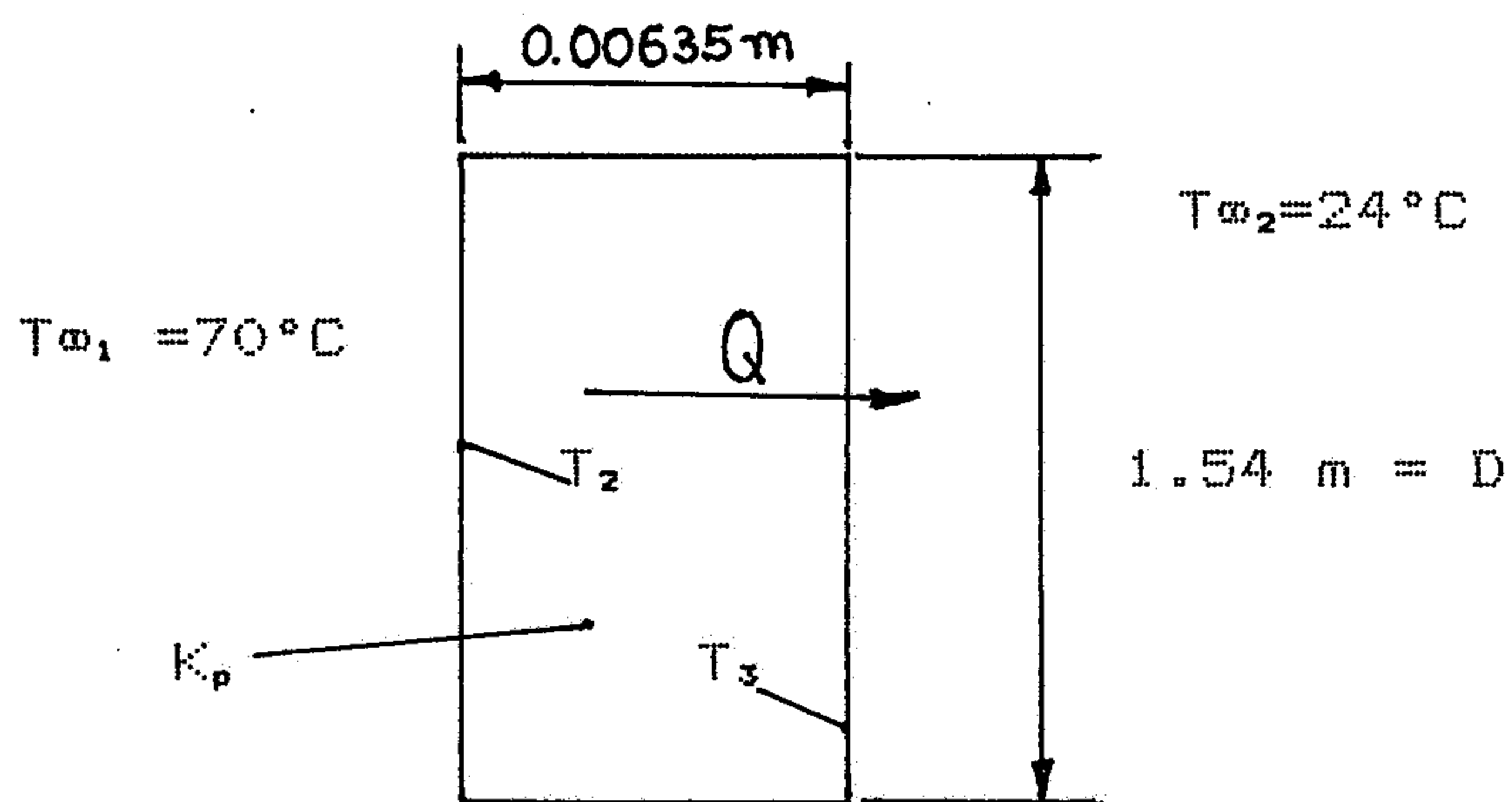
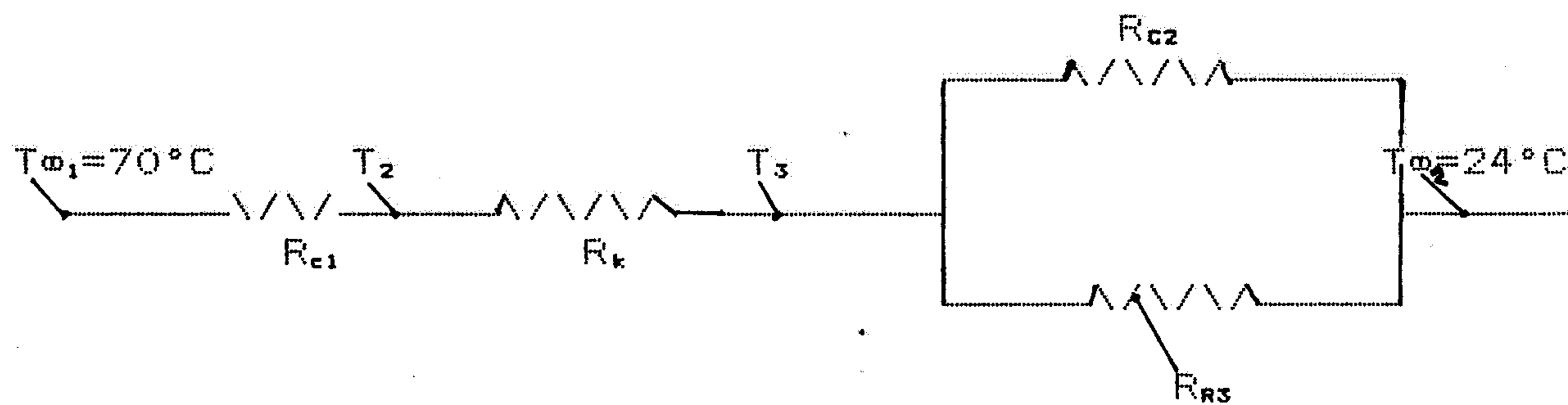


Fig. 2

CIRCUITO TERMICO



$$R_{c1} = \frac{1}{h_L A}$$

$$R_k = \frac{e}{K_p A}$$

$$R_{c2} = \frac{1}{h_a A}$$

$$R_{rs} = \frac{1}{h_r A}$$

$$K_p = 48.3536 \text{ (w/m - } ^\circ\text{C)}$$

(Referencia 36)

Determinación de los coeficientes Peliculares

En este caso el movimiento del agua y el aire es libre; se opera a consecuencia de la diferencia de densidades de las partículas calientes y frías del líquido en el campo de gravitación. Se trata de una convección natural.

Determinación del Régimen del Fluido.

Cálculo del Número de Rayleigh (Ra)

Se tiene :

$$Ra = Gr \quad Pr \quad \dots\dots\dots(\alpha)$$

Donde :

Gr = Número de Grashoff

Pr = Número de Prandtl

$$(\alpha) \dots Gr = \frac{g \beta \rho^2 L^3}{\mu^2} [T_0 - T_2] \dots\dots\dots Ref.(36)$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{K} \dots\dots\dots Ref.(36)$$

Cálculo del número de Grashoff (Gr)

Determinación de la temperatura de la película del agua (T_p)

$$T_p = \frac{T_{01} + T_2}{2}$$

Donde :

$T_2 = 62^\circ\text{C}$ (valor asumido)

$T_{01} = 70^\circ\text{C}$

$T_p = 66^\circ\text{C}$ (339°K)

Las propiedades físicas del agua a esta temperatura

(T_p):

$$\frac{g \beta \rho^2}{\mu^2} \times 10^{-9} = 255 \text{ (} 1/^\circ\text{K-m}^3 \text{)}$$

Además :

$$\Delta T = 70 - 62 = 8^\circ\text{C (}^\circ\text{K)}$$

$$L = 0.9 D = 0.5 \text{ (} 1.54 \text{)}$$

$$L = 1.38 \text{ m}$$

Operando en (α)'

$$Gr = 5431.501 \times 10^6 \dots (\alpha)''$$

De tablas, el número de Prandtl (Pr)

$$Pr = 2.73 \dots (\alpha)'''$$

(α)' y (α)'' en (α) :

$$Ra = 1.4827 \times 10^{12}$$

Se trata de un flujo turbulento. (Ver Ref.8)

Determinación del número de Nusselt (Nu)

A partir de la ecuación experimental :

$$Nu = 0.129 (Gr Pr)^{1/3} \dots \text{Ref.8}$$

Condición $Gr Pr > 10^{10}$

Reemplazando datos :

$$Nu = 0.129 (1.4827 \times 10^{12})^{1/3}$$

$$Nu = 1470.98$$

Determinación del Coeficiente Pelicular h_L

Utilizando la Ecuación :

$$h_L = \frac{Nu \cdot K}{L} \dots\dots\dots (\beta)$$

Donde :

$$Nu = 1470.98$$

$$K = 0.663 \text{ (W/m-}^\circ\text{K)}$$

$$L = 1.386 \text{ m}$$

Reemplazando datos en (β):

$$h_L = 703.650 \text{ (W/m}^2\text{-}^\circ\text{K)}$$

Determinación del coeficiente Pelicular del aire

" h_a " entre T_3 y T_{∞_2}

Cálculo del número de Grashoff

Temperatura de la película del aire (T_p)

$$T_p = \frac{T_{\infty_2} + T_3}{2} \dots\dots\dots (\theta)$$

$$T_3 = 60^\circ\text{C} \text{ (valor asumido)}$$

$$T_{\infty_2} = 24^\circ\text{C}$$

$$\therefore T_p = 42^\circ\text{C} \text{ (315}^\circ\text{K)}$$

Propiedades físicas del aire a esta temperatura, de tablas

$$\frac{g \cdot \beta \cdot \rho^2}{\mu^2} \times 10^{-6} = 119.377 \text{ (1/}^\circ\text{K-m}^3\text{)}$$

Además :

$$L = (0.9) (1.54) = 1.386 \text{ m}$$

$$\Delta T = 60 - 24 = 36^\circ\text{C} \text{ (}^\circ\text{K)}$$

Operando con el mismo criterio, en (a)'

$$Gr = 1,142.2876 \times 10^6$$

De tablas, el número de Prandtl (Pr)

$$Pr = 0.7042$$

Finalmente en (a) el número de Rayleigh (Ra):

$$Ra = 8.057 \times 10^9$$

Se trata de un flujo turbulento. (Ver Ref.34)

Determinación del número de Nusselt (Nu)

A partir de la ecuación experimental :

$$Nu = 0.13 (Gr Pr)^{0.33} \dots \dots \dots (\text{Ref.34})$$

$$Nu = 0.13 (8.057 \times 10^9)^{0.33}$$

$$Nu = 260.616$$

Determinación del coeficiente Pelicular (h.)

De la ecuación (B); con :

$$Nu = 260.616$$

$$K = 2.6626 \times 10^{-2} \text{ (w/m}^2\text{-}^\circ\text{K)}$$

$$L = 1.386 \text{ m.}$$

$$h_a = 5.006 \text{ (w/m}^2\text{-}^\circ\text{K)}$$

Determinación del coeficiente pelicular hr debido a la radiación entre T_s y T_{∞_2}

Se hará uso de la ecuación :

$$(B)' \quad h_r = \epsilon C_o [10^{-8} (T_1^3 + T_2^3 - T_p + T_1 - T_2 + T_p^3)] \quad (16)$$

$$h_r = \epsilon C_o \theta \dots\dots\dots (Ref.22)$$

Donde:

ϵ = Factor de Emisividad = 0.736 (superficie de hierro oxidado).....Ref.16)

σ = 5.67 W/m²- °K⁴ (coeficiente de radiación de cuerpo negro)

T_{f1} = 24°C (297°K) (Temperatura de Fluido)

T_p = 60°C (333°K) (Temperatura de la Tapa)

Reemplazando en (B)' :

$$h_r = 5.2164 \text{ w/m}^2 - \text{°K}$$

Determinación del Coeficiente Global de Pérdidas (Up) en las tapas.

Del circuito térmico:

$$\frac{1}{U/p} = \frac{1}{h_L} + \frac{e}{K_p} + \frac{1}{(h_a + h_{ar})} \dots\dots\dots (B)'''$$

$$h_L = 703.650 \text{ (W/m}^2 - \text{°K)}$$

$$e = 0.00635 \text{ m}$$

$$K_p = 48.7536 \text{ (W/m}^2 - \text{°C)}$$

$$h_a = 5.006 \text{ (W/m}^2 - \text{°K)}$$

$$h_r = 5.2164 \text{ (W/m}^2 - \text{°K)}$$

Reemplazando datos en (B)"

$$U_p = 10.0628 \text{ (W/m}^2\text{-}^\circ\text{K)}$$

Determinación del flujo de calor en una tapa (Q)

$$Q = U_p A \Delta T \dots\dots\dots(B)''''$$

Donde :

$$U_p = \text{(W/m}^2\text{ - }^\circ\text{K)}$$

$$A = 1.8626 \text{ m}^2$$

$$\Delta T = 46^\circ\text{C (}^\circ\text{K)}$$

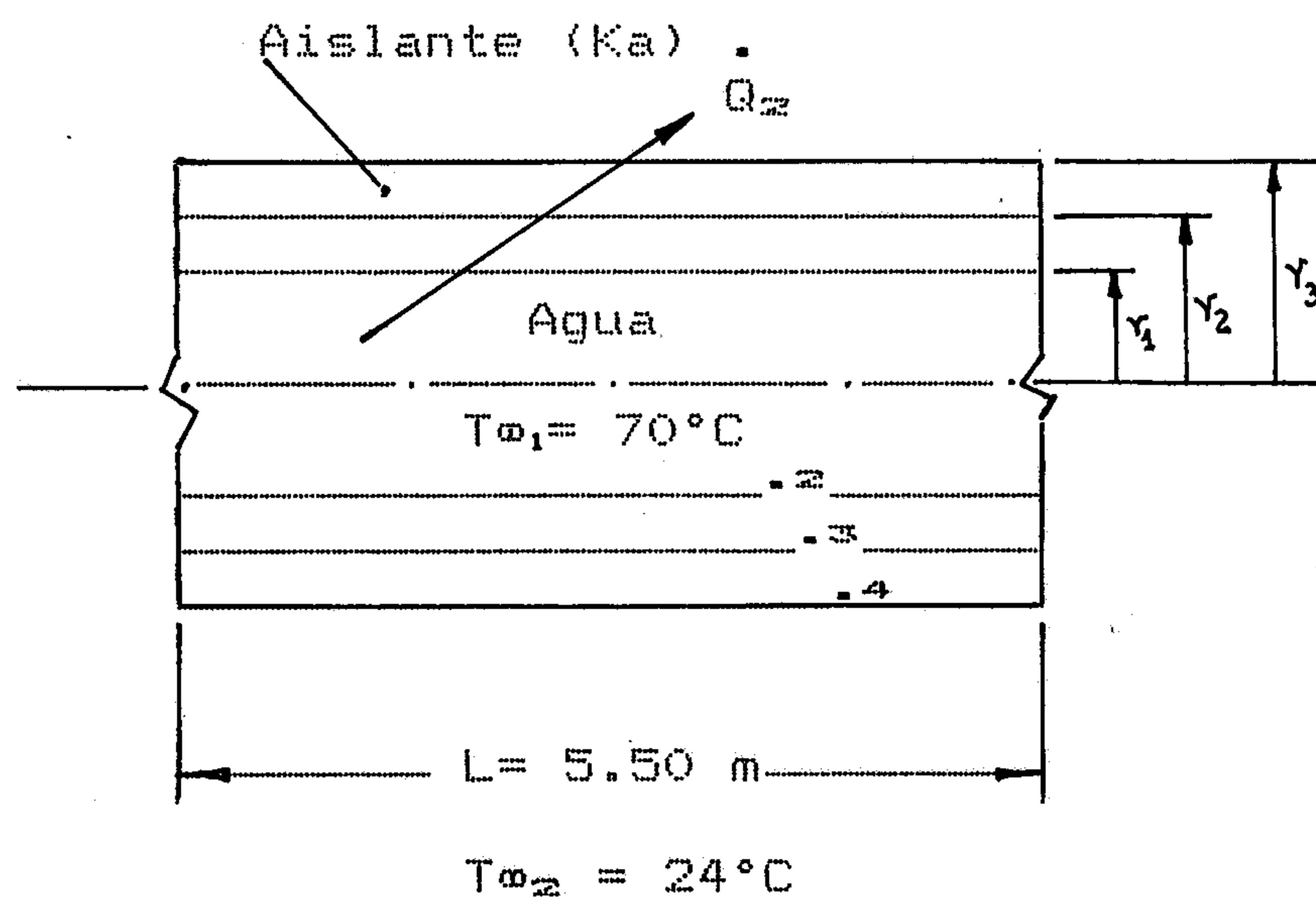
$$\therefore Q = 862.176 \text{ W}$$

En las dos tapas será:

$$Q_{1T} = 1724.353 \text{ W}$$

Con el objeto de minimizar las pérdidas se ha construido las tablas II.1 y II.2

Caso II .- Paredes laterales del tanque cilindrico horizontal



$$r_1 = 0.76365 \text{ m}$$

$$K_a = 0.0372 \text{ (W/m}^{\circ}\text{C)}$$

$$r_2 = 0.77 \text{ m}$$

Material : algodón de vidrio

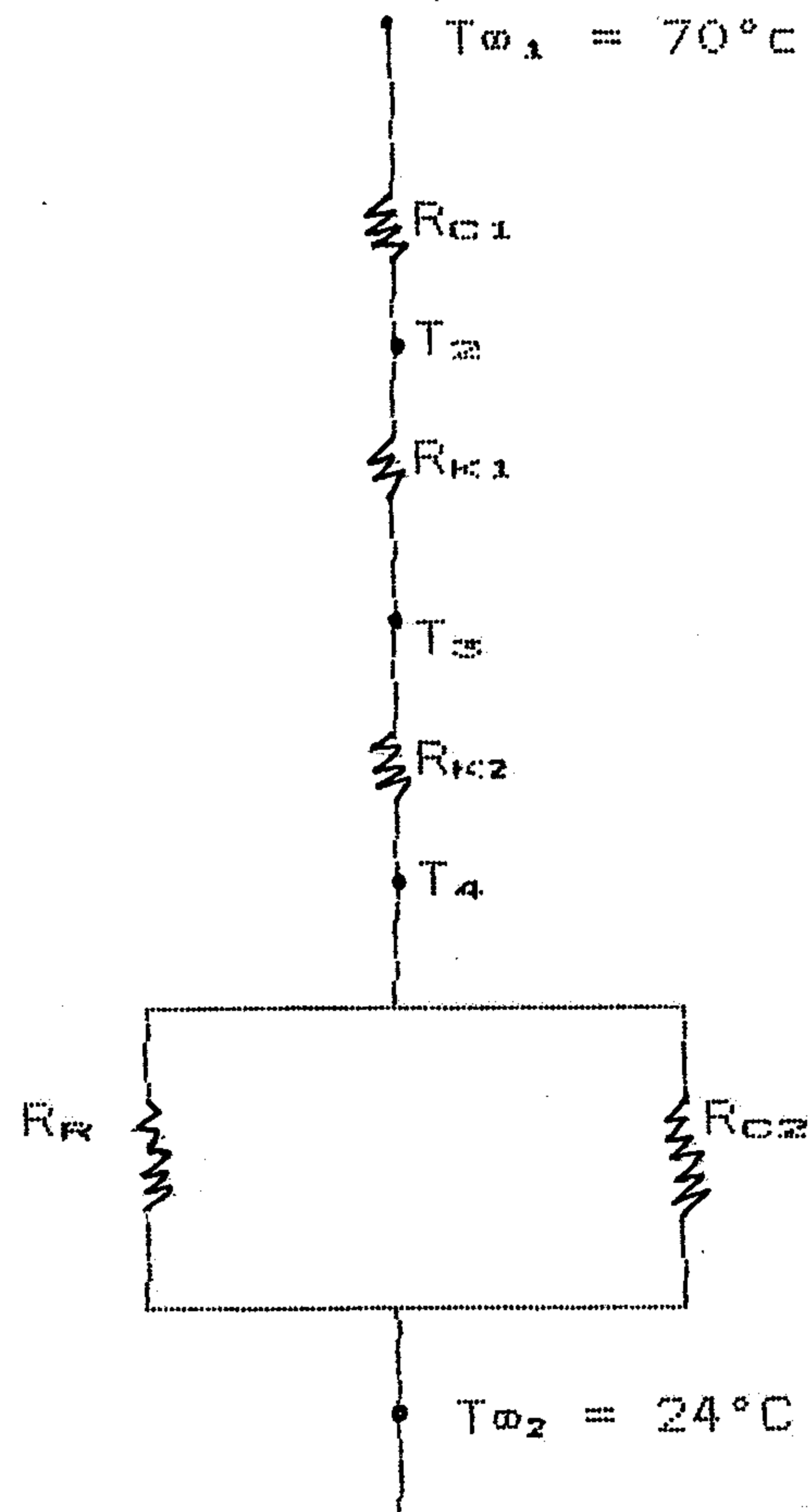
$$r_3 = 0.8081 \text{ m}$$

(Ref. 36)

Determinación de los coeficientes Peliculares

En este caso el movimiento del agua se opera como consecuencia de la diferencia de las densidades de las partículas frías y calientes. Mientras entre la pared exterior del cilindro y el aire, el movimiento lo determina la velocidad del viento. Se trata de una convección natural para el agua mientras para el aire una convección forzada.

CIRCUITO TERMICO :



$$R_{c1} = \frac{1}{h_L A_1} ; \quad R_{k1} = \frac{\ln r_2 / r_1}{2\pi K_p L}$$

$$R_{k2} = \frac{\ln r_3 / r_2}{2\pi K_m L} ; \quad R_{oc2} = \frac{1}{h_m A_3} ; \quad R_r = \frac{1}{h_r A_3}$$

Cálculo de la conductividad del agua (h_L) :

Determinación del número de Grashoff (Gr)

Temperatura de la Película del agua (T_p) :

$$T_p = \frac{T_{\infty 1} + T_2}{2}$$

T A B L A II. 1

Temperaturas Optimas para las paredes inferior

y exterior de las tapas (T_3 y T_2)

| $T_{\infty 1}$ °C | T_1 °C | T_2 °C | T_3 °C | T_4 °C | $\frac{\rho \mu^2}{u^2} \times 10^{-8}$ | $Gr \times 10^9$ | Pr | Nu | K W/m °K | h_L W/m ² °K | h_a W/m ² °K | hr W/m ² °K | U_p W/m ² °K | \dot{Q}_p (c/tapa) (W) |
|----------------------|-------------|-------------|-------------|-------------|---|------------------|--------|----------|-------------------------|------------------------------|------------------------------|---------------------------|------------------------------|-----------------------------|
| 70 | 66 | 62 | — | — | 255 | 5431.501 | 2.73 | 1470.98 | 0.663 | 703.65 | — | — | — | — |
| — | — | — | 60 | 42 | 1.19377 | 114.423 | 0.704 | 260.616 | 2.6626×10^{-2} | — | 5.006 | 5.2164 | 10.062 | 862.176 |
| 70 | 69 | 68 | — | — | 296.44 | 1578.67 | 2.64 | 963.527 | 0.6647 | 462.0897 | — | — | 9.65 | 826.808 |
| — | — | — | 67 | 45.5 | 0.8248 | 94.429307 | 0.703 | 229.4167 | 2.689×10^{-2} | — | 4.451 | 5.4178 | — | — |
| 70 | 69.5 | 69 | — | — | 303.375 | 807.736 | 2.627 | 769.4248 | 0.665 | 369.168 | — | — | — | — |
| — | — | — | 68 | 46 | 0.811245 | 95.03736 | 0.7032 | 227.0829 | 2.632×10^{-2} | — | 4.313 | 5.444 | 9.494 | 813.443 |

CONCLUSION : Con $T_2 = 69^\circ C$ y $T_3 = 68^\circ C$, se comete un error menor que el 1% para los cálculos son valores aceptables

TABLA II. 2

Temperaturas Optimas en las caras inferior y exterior
de las paredes laterales (T_3 y T_2)

| T_{co1} °C | T_{es} °C | T_2 °C | T_3 °C | T_{p2} °C | T_{co2} °C | $\frac{g \Delta T^3}{\nu^2} 10^{-9}$ | Gr x 10^8 | Re | Pr | Nu | K W/m °K | h_L W/m ² °K | h_a W/m ² °K | h_r W/m ² °K | U_p W/m ² °K | \dot{Q}_p (c/ta) (W) |
|-----------------|----------------|-------------|-------------|----------------|-----------------|--------------------------------------|-------------|--------|--------|----------|------------------------|------------------------------|------------------------------|------------------------------|------------------------------|---------------------------|
| 70 | 66 | 62 | — | — | — | 255 | 7450.618 | — | 2.73 | 1647.126 | 0.663 | 709.2 | — | — | 24.648 | 1133.80 |
| — | — | — | 30 | 27 | 24 | — | — | 304050 | 0.708 | 622.826 | 2.624×10^{12} | — | 10.112 | 2.1434 | — | — |
| 70 | 69.5 | 69 | — | — | — | 303.375 | 1108.005 | — | 2.6275 | 861.598 | 0.665 | 372.053 | — | — | 24.632 | 1133.07 |
| — | — | — | 30 | 27 | 24 | — | — | 309050 | 0.708 | 622.826 | 2.624×10^{12} | — | 10.112 | 2.1434 | — | — |

CONCLUSION: Con $T_2 = 69$ °C y $T_3 = 68$ °C, se comete un error menor que el 1% para los cálculos son valores aceptables

Donde : $T_{\infty 1} = 70^{\circ}\text{C}$
 $T_2 = 62^{\circ}\text{C}$ (valor asumido)
 $\therefore T_p = 66^{\circ}\text{C}$ (339°K)

Las propiedades del agua a esta temperatura (t_p)

$$\left[(g \beta \rho^2) / \mu^2 \right] \times 10^{-9} = 255 \left(\frac{1}{^{\circ}\text{K} - \text{m}^3} \right)$$

Además : $L = 1.54\text{m}$

(L = Diámetro para cilindros horizontales Ref.17)

$$\Delta T = 70 - 62 = 8^{\circ}\text{C} (^{\circ}\text{K})$$

Operando en (α)' :

$$\text{Gr} = 7,450.618 \times 10^8$$

De tablas en número de prandtl (Pr)

$$\text{Ra} = 2.034 \times 10^{12}$$

Se trata de un flujo turbulento. (Ver Ref.8)

Determinación de número de Nuselt (Nu) :

Se hace uso de la ecuación experimental :

$$\text{Nu}_{(D)} = 0.13 (\text{Gr Pr})^{1/3}. \dots\dots\dots(\text{Ref.8})$$

Condiciones :

$$\text{Pr} > 0.5$$

$$10^{12} > \text{Gr} > 10^9$$

Reemplazando datos :

$$\text{Nu}_{(D)} = 0.13 (2.034 \times 10^{12})^{1/3}$$

$$\text{Nu}_{(D)} = 1,647.1266$$

Determinación del coeficiente pelicular h_L :

Utilizamos la ecuación (B), donde

$$Nu_{(D)} = 1,647.1266$$

$$K = 0.663 \text{ (W/m} \cdot \text{°K)}$$

$$L = 1.54 \text{ m}$$

Reemplazando datos :

$$h_L = 709.12 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{°K}}$$

Cálculo del coeficiente pelicular h_a entre T_a y $T_{\infty 2}$

Entre la pared exterior del cilindro y el medio ambiente el movimiento del fluido, es producido por la velocidad del viento de la zona se trata de una convección forzada. (Ver Ref.34). Tabla 2.3

Determinación de Régimen de Flujo**Cálculo de número de Reynolds**

$$Re = \frac{U_{\infty} \rho D}{\mu} \dots \dots \dots (\theta)'$$

Donde :

$$U_{\infty} = 3 \text{ m/s (Promedio en las horas del sol)}$$

$$\mu_{27^{\circ}\text{C}} = 18.464 \text{ (Kg/m-seg) (viscosidad absoluta del fluido)}$$

$$\rho_{27^{\circ}\text{C}} = 1.1769 \text{ Kg/m}^3 \text{ (densidad del fluido)}$$

$$D = 1.6162 \text{ m}$$

Estos datos son tomados a la temperatura de la película del aire (T_p)

$$T_p = \frac{T_{\infty_2} + T_3}{2}$$

Donde :

$$T_{\infty_2} = 24^{\circ}\text{C}$$

$$T_3 = 30^{\circ}\text{C (valor asumido)}$$

$$T_p = 27^{\circ}\text{C (300}^{\circ}\text{K)}$$

Reemplazando en (θ)' :

$$R_{\bullet} = 309,050.982$$

Se trata de un Régimen Laminar ($R_{\bullet} < 5 \times 10^5$)

Cálculo del número de Nuselt (Nu) :

Se hace uso de la ecuación experimental :

$$Nu_{Df} = C Pr_f^{1/3} \times R_{\bullet}^n \dots \dots \dots (\text{ref.34})$$

Donde :

$$R_{\bullet Df} = 309050.982$$

$$C = 0.0266$$

$$n = 0.805$$

De tablas el número de Prandtl :

$$Pr_f = 0.708$$

Reemplazando datos :

$$N_{UDf} = 622.826$$

Determinación del coeficiente pelicular "ha"

De la ecuación (B), con :

$$N_{UDf} = 622.826$$

$$K = 2.6240 \times 10^{-2} \text{ (w/m} \cdot \text{°K)}$$

$$D = L = 1.6162 \text{ m}$$

$$ha = 10.112 \text{ (w/m}^2 \cdot \text{°K)}$$

Determinación del coeficiente pelicular hr debido a la radiación entre T_4 y T_{∞_2} :

Hacemos uso de la ecuación (B)', donde :

$$\epsilon = 0.35 \text{ (Pintura lechosa, Ref.22 Apendice)}$$

$$\sigma = 5.67 \text{ w/m}^2 \cdot \text{°K}^4$$

$$T_{f1} = 24^\circ\text{C (297°K)}$$

$$T_p = 30^\circ\text{C (303°K)}$$

Reemplazando estos valores en (B)' :

$$hr = 2.1434 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°K}$$

Determinación del coeficiente global de pérdidas en las paredes laterales del cilindro

Del circuito térmico :

$$\frac{1}{U_p A} = \frac{1}{h_L A_1} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi K_p L} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi K_a L} + \frac{1}{A_3(h_r+h_a)} \dots \theta''$$

Donde :

$$h_L = 709.12 \text{ (W/m}^2\text{-}^\circ\text{K)}$$

$$h_a = 10.112 \text{ (W/m}^2\text{-}^\circ\text{K)}$$

$$h_r = 2.1434 \text{ (W/m}^2\text{-}^\circ\text{K)}$$

$$K_p = 48.7536 \text{ (W/m}^2\text{-}^\circ\text{K)}$$

$$K_a = 0.0372 \text{ (W/m-}^\circ\text{K)}$$

$$r_1 = 0.76365 \text{ m}$$

$$r_2 = 0.77 \text{ m}$$

$$r_3 = 0.8081 \text{ m}$$

$$A_1 = 2\pi r_1 L = 26.3898 \text{ m}^2$$

$$A_2 = 2\pi r_2 L = 26.61 \text{ m}^2$$

$$A_3 = 2\pi r_3 L = 27.926 \text{ m}^2$$

$$L = 5.50 \text{ m}$$

Reemplazando datos en $(\theta)''$:

$$U_p A = 24.648 \text{ (W/}^\circ\text{K)}$$

Determinación del Flujo del calor (\dot{Q}_2)

El flujo del calor (\dot{Q}_2) sera :

$$\dot{Q}_2 = U_p A (\Delta T) \dots \dots \dots (\theta)'''$$

Donde :

$$U_p A = 24.648 \text{ (W/°K)}$$

$$\Delta T = 46^\circ\text{C (°K)}$$

$$Q_2 = 1,133.808 \text{ W}$$

Conclusiones

a. El flujo total del calor será :

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_{1T} + \dot{Q}_2 = 2,858.161 \text{ W}$$

$$(10,289.379 \text{ KJ/h})$$

b. Para determinar las pérdidas de calor a través de las tapas y la pared lateral del cilindro, se suponen las temperaturas en sus caras interna y externa, luego se calculan los coeficientes peliculares. En este caso como la temperatura del agua de alimentación al caldero es de 70°C , suponemos las temperaturas de 62°C y 60°C en las caras interior y exterior del cilindro. Con los valores obtenidos de los coeficientes peliculares determinamos el primer valor del calor perdido, a partir de los circuitos térmicos planteados para las figuras (2) y (3)

Continuando con la misma metodología construimos las tablas II.1 y II.2 con la finalidad de minimizar las pérdidas de calor. Así obtenemos que con $T_2=69^\circ\text{C}$ y $T_3=68^\circ\text{C}$ se comete un error menor que 1% en los cálculos del calor perdido a través

del cilindro (tapas y pared lateral). Se concluye :

$$\dot{Q}_p = 2(813.443 \text{ W}) + 1,133.072 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_p = 2,759.958 \text{ W}$$

$$(9,935.848 \text{ KJ/h})$$

Ecuación de Balance de Energía :

De acuerdo a la fig.(1) se tiene :

$$\dot{(m_{H_2O})}_i + \dot{(m_{H_2O})}_{CR} = \dot{(m_{H_2O})}_c$$

$$\dot{(m_{H_2O})}_i = \dot{(m_{H_2O})}_c - \dot{(m_{H_2O})}_{CR} \dots \dots \dots (\delta)$$

Además :

$$\dot{(m_{H_2O})}_i h_i + \dot{(m_{H_2O})}_{CR} h_a = \dot{(m_{H_2O})}_c h_c + Q_{pl} \dots (\delta)'$$

(\delta) en (\delta)' y reemplazando los datos obtenidos se tiene:

$$[6,240 - \dot{(m_{H_2O})}_{CR}] [75.6943 \text{ KJ/hr}] + \dot{(m_{H_2O})}_{CR}$$

$$(335.106 \text{ KJ/Kg}) = 6,240 \text{ Kg/hr} \times 293.03 \text{ KJ/K}$$

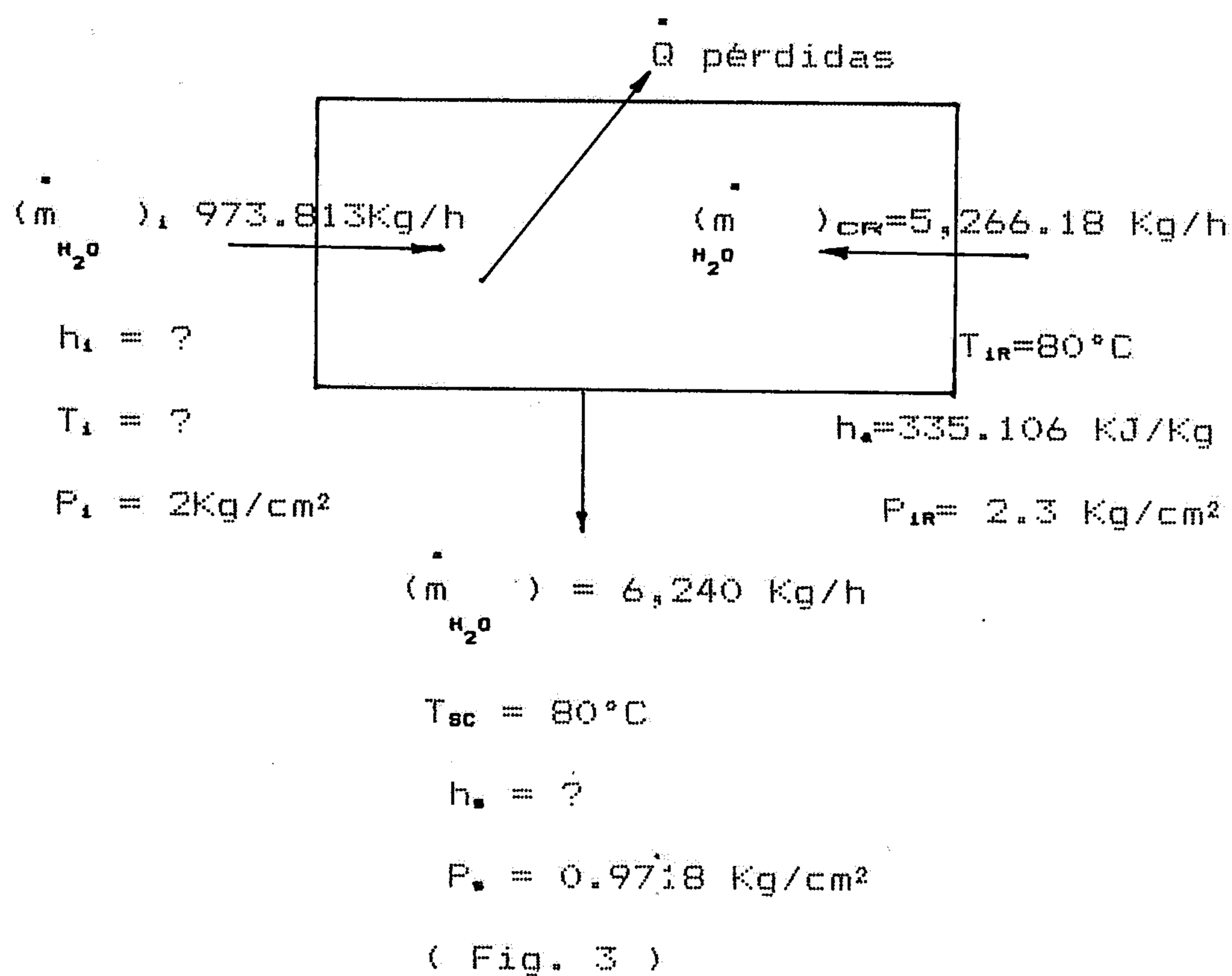
$$\dot{(m_{H_2O})}_{CR} = 5,266.187 \text{ Kg/h}$$

$$\dot{(m_{H_2O})}_i = 973.813 \text{ Kg/h}$$

2.3.2.1 Calculo de Temperatura de diseño en los colectores.

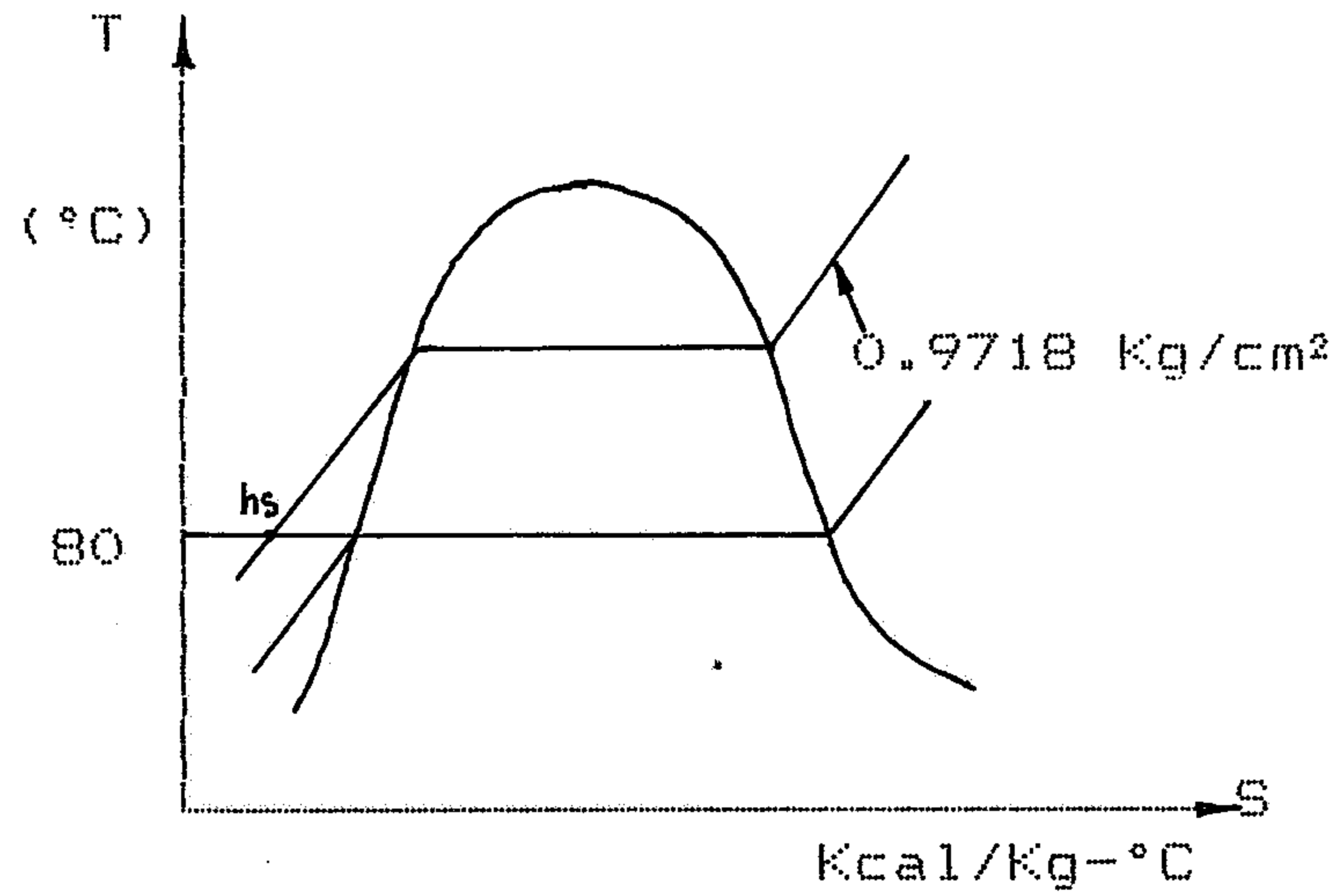
para elevar en 10°C la Temperatura del agua de alimentación.

Balance de Energía en el Tanque
de condensado



Determinación de la Entalpía h_s

Datos : $T_{sc} = 80^\circ\text{C}$
 $P_s = 0.9718 \text{ Kg/cm}^2$



Utilizando los mismos criterios que se dan en la referencia (20), se tienen los siguientes resultados :

$$h_f (80^\circ\text{C}) = 334.92 \text{ KJ/Kg} (79.99 \text{ Kcal/Kg})$$

$$V_f (80^\circ\text{C}) = 0.0010292 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$P_s (80^\circ\text{C}) = 0.4929 \text{ Kg/cm}^2$$

$$J = 427 \text{ Kg-m/Kcal}$$

Reemplazando datos :

$$h_s = 80 \text{ Kcal/Kg} (334.967 \text{ KJ/Kg})$$

Cálculo de pérdidas por flujo de calor a través del tanque de condensado, a la nueva condición de temperatura, $T = 80^\circ\text{C}$

Caso I. En las tapas del tanque cilindrico horizontal.

Tomando como referencia la figura (2) y el circuito térmico respectivo, lo único que varía es $T_{01} = 80^\circ\text{C}$.

Determinación de los coeficientes peliculares

Similar al análisis anterior, se trata de una convección natural.

Determinación del régimen de fluido

Cálculo del número de Grashoff (Gr)

Determinación de temperatura de película del agua

(t_p)

$$T_p = \frac{T_{\infty_1} + T_2}{2}$$

Donde :

$$T_2 = 72^\circ\text{C} \text{ (Valor asumido)}$$

$$T_{\infty_1} = 80^\circ\text{C}$$

$$\therefore T_p = 76^\circ\text{C} \text{ (349}^\circ\text{K)}$$

Las propiedades físicas del agua a esta temperatura

(t_p) son:

$$\frac{g \beta \rho^2}{\mu^2} \times 10^{-6} = 337.928 \text{ (1/}^\circ\text{K-m}^3\text{)}$$

Además : $\Delta T = 80 - 72 = 8^\circ\text{C} \text{ (}^\circ\text{K)}$

$$L = 0.9 D = 1.38 \text{ m}$$

Operando en (α)' :

$$Gr = 7,197.867 \times 10^9$$

De tabla, el número de Prandtl (Pr)

$$Pr = 2.55$$

Finalmente en (α), el número de Rayleigh (Ra):

$Ra = 1.835 \times 10^{12}$, se trata de un flujo turbulento.

(Ver Ref.8)

Determinación del número de Nuselt (N_u)

A partir de la ecuación empírica :

$$N_u = 0.129 (Gr Pr)^{1/3} \dots\dots\dots Ref.8$$

Reemplazando datos :

$$N_u = 0.129 ((1.835 \times 10^{12})^{1/3}$$

$$Nu = 1,579.44$$

Determinación del coeficiente pelicular h_c

Utilizamos la ecuación (β), donde :

$$N_u = 1,579.44$$

$$K = 0.666 (W/m-^{\circ}K)$$

$$L = 1.386 m$$

Reemplazando datos en (β) :

$$h_c = 758.953 (W/m^2-^{\circ}K)$$

Cálculo del número de Grashoff

Temperatura de película del aire (t_p)

$$T_p = \frac{T_{\infty 2} + T_3}{2} \dots\dots\dots(1)$$

$$T_3 = 70^{\circ}C \text{ (valor asumido)}$$

$$T_{\infty 2} = 24^{\circ}C$$

$$\therefore T_p = 47^{\circ}C (320^{\circ}K)$$

Propiedades físicas del aire a esta temperatura

$$\frac{g \beta \rho^2}{\mu^2} \times 10^{-6} = 78.41 \text{ (1/}^\circ\text{K-m}^3\text{)}$$

Además :

$$L = 1.386 \text{ m}$$

$$\Delta T = 70 - 24 = 46^\circ\text{C (}^\circ\text{K)}$$

Operando con el mismo criterio en (α)

$$Gr = 9,603.26 \times 10^6$$

De tablas el número de Prandtl (Pr)

$$Pr = 0.703$$

Finalmente el número de Rayleigh (Ra) en (α) será :

$$Ra = 6,751.09 \times 10^6$$

Se trata de un flujo turbulento (Ver Ref.34)

Determinación del Número Nusselt (N_u)

A partir de la ecuación experimental

$$N_u = 0.129 (Gr Pr)^{1/3} \dots\dots\dots\text{Ref. 34}$$

$$N_u = 0.129 (6,751.09 \times 10^6)^{1/3}$$

$$N_u = 243.807$$

Determinación del coeficiente Pelicular (h_c)

De la ecuación (β), con :

$$N_u = 243.807$$

$$K = 2.7785 \times 10^{-2} \text{ (W/m-}^\circ\text{K)}$$

$$L = 1.386 \text{ m}$$

$$h_c = 4.887 \text{ (W/m}^2\text{-}^\circ\text{K)}$$

Determinación del coeficiente pelicular debido a la radiación (h_r) :

Se hará uso de la ecuación (B)', donde :

$$\epsilon = 0.736$$

$$\sigma = 5.67 \text{ (W/m}^2\text{-}^\circ\text{K}^4\text{)}$$

$$T_{f1} = 24^\circ\text{C (297}^\circ\text{K)}$$

$$T_p = 70^\circ\text{C (343}^\circ\text{K)}$$

Reemplazando datos :

$$h_r = 5.498 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{K}$$

Determinación del coeficiente global de pérdidas (U_p) en las tapas :

Del circuito termico en (B)", con :

$$h_c = 748.407 \text{ (W/m}^2\text{-}^\circ\text{K)}$$

$$h_a = 4.887 \text{ (W/m}^2\text{-}^\circ\text{K)}$$

$$h_r = 5.498 \text{ (W/m}^2\text{-}^\circ\text{K)}$$

$$K_p = 48.7536 \text{ (W/m}^2\text{-}^\circ\text{K)}$$

$$e = 0.00635 \text{ m}$$

Reemplazando datos en (B)"

$$U_p = 10.231 \text{ (W/m}^2\text{-}^\circ\text{K)}$$

Determinación del flujo de calor en una tapa (Q)

Utilizamos la ecuación (B)'''' ; donde :

$$U_p = 10.231 \text{ (W/m}^2\text{-}^\circ\text{K)}$$

$$A = 1.8626 \text{ m}^2$$

$$\Delta T = 56^\circ\text{C (}^\circ\text{K)}$$

$$\text{Reemplazando en (B)'''' : } \dot{Q}_1 = 1,067.167 \text{ W}$$

$$\text{Para las dos etapas será : } \dot{Q}_{1T} = 2,134.334 \text{ W}$$

Con el objeto de minimizar las pérdidas se ha construido la tabla II.3

CASO II**Paredes laterales del tanque cilindrico horizontal**

Semejante al caso anterior, se trata de una convección libre en el agua y en el aire una convección forzada. Tomando como referencia la Fig.(3) y el circuito térmico respectivo lo que varia es $T_{\infty 1}$. En este caso $T_{\infty 1} = 80^\circ\text{C}$

Determinación de los coeficientes peliculares.

Cálculo de la conductividad del agua (h_c)

Determinación del número de Grashoff (G_r)

Temperatura de la película del agua (T_p)

$$T_p = \frac{T_{\infty 2} + T_2}{2}$$

Donde :

$$T_{\infty 2} = 80^{\circ}\text{C}$$

$$T_2 = 72^{\circ}\text{C} \text{ (Valor asumido)}$$

Las propiedades físicas del agua a esta temperatura
(T_p)

$$\left[\frac{g \beta \rho^2}{\mu^2} \right] 10^{-9} = 337.928 \text{ (1/}^{\circ}\text{K-m}^3\text{)}$$

Además :

$$L = D = 1.54 \text{ m}$$

$$\Delta T = 80 - 72 = 8^{\circ}\text{C} \text{ (}^{\circ}\text{K)}$$

Operando en (a)'

$$G_r = 9.8736 \times 10^{11}$$

De tablas, el número de Prandtl (Pr)

$$Pr = 2.55$$

Utilizando la fórmula (a)' se determina el número de
Raygh (R_a) :

$$R_a = 2.51 \times 10^{12}$$

Se trata de un flujo turbulento. (Ver Ref.8)

Determinación de número de Nuselt (N_u)

Se hace uso de la ecuación experimental :

$$Nu_{(D)} = 0.13 (Gr Pr)^{1/3} \dots\dots\dots(\text{Ref 8})$$

Reemplazando datos : $Nu_{(D)} = 1,768.36$

Determinación del coeficiente Pelicular (h_L)

Utilizamos la ecuación (B), donde :

$$Nu_{(D)} = 1,768.36$$

$$K = 0.666 \text{ (W/m}^2\text{-}^\circ\text{K)}$$

$$L = 1.54 \text{ m}$$

Reemplazando datos :

$$h_L = 764.758 \text{ (W/m}^2\text{-}^\circ\text{C)}$$

Determinación del coeficiente pelicular h_a y h_r entre T_4 y $T_{\infty 2}$.

Con el mismo criterio se trata de una convección forzada, como las temperaturas T_4 y $T_{\infty 2}$ son las mismas como en el caso anterior, el proceso de cálculo para determinar h_a y h_r es el mismo.

En síntesis :

$$h_a = 10.112 \text{ (W/m}^2\text{-}^\circ\text{K)}$$

$$h_r = 2.1434 \text{ (W/m}^2\text{-}^\circ\text{K)}$$

Determinación del coeficiente global de pérdidas en las paredes laterales del cilindro.

Del circuito térmico que es indicado a través de la ecuación (θ)", el único valor que cambia es el coeficiente pelicular del agua. En este caso es de $h_L = 764.758 \text{ (W/m}^2\text{-}^\circ\text{K)}$ y los demás valores

permanecen iguales. Reemplazando estos datos en $(\theta)''$ tenemos :

$$U_p A = 24.66 \text{ (W/°K)}$$

Determinación del flujo de calor (\dot{Q}_2)

Utilizando la ecuación $(\theta)''''$; donde :

$$U_p A = 24.66 \text{ (W/°K)}$$

$$\Delta T = 56^\circ\text{C (°K)}$$

Reemplazando estos datos en $(\theta)''''$

$$\dot{Q}_2 = 1,380.96 \text{ W}$$

CONCLUSIONES :

a. El flujo total de calor será :

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_{1T} + \dot{Q}_2 = 2,134.334 \text{ W} + 1,380.96 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_T = 3,515.29 \text{ W (12,655.058 KJ/h)}$$

b. Teniendo en cuenta los mismos criterios que en el caso anterior; ahora, la temperatura del agua de alimentación del caldero será de 80°C .

Para determinar los coeficientes peliculares suponemos las temperaturas de 72°C y 70°C en las caras interior y exterior del cilindro.

Con estos valores calculamos el primer valor del calor perdido a través de las paredes del cilindro;

se hace uso de los circuitos térmicos planteados para las figuras (2) y (3)

Continuando con la misma metodología construimos las tablas II.3 y II.4, con finalidad de minimizar las pérdidas de calor.

Así obtenemos que con $T_2 = 79^\circ\text{C}$ y $T_3 = 78^\circ\text{C}$; se comete un error menor del 1% en los cálculos del calor perdido a través del cilindro. se concluye :

$$\dot{Q}_p = 2 (1,112.106) \text{ W} + 1,379.728 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_p = 3,603.93 \text{ (W)}$$

Ecuación de balance de energía

De acuerdo a la Fig.(3) se tiene :

$$\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} h_i + \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} c_{\text{CR}} h_e = \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} c h_s + \dot{Q}_p \dots \dots (1)$$

Reemplazando los datos obtenidos en (1)

$$973.813 \text{ Kg/h} \times h_i + 5,266.187 \text{ Kg/h} \times 335.106 \text{ KJ/Kg}$$

$$= 6,240 \text{ Kg/h} \times 334.967 \text{ KJ/Kg} + 12,974.184 \text{ KJ/h}$$

$$\therefore h_i = 347.53 \text{ KJ/Kg}$$

Determinación de la temperatura de diseño para los colectores solares

El agua ingresa al tanque de condensado a una presión constante de 0.9718 Kg/cm² (Presión atmosférica de Naña) y una temperatura inicial de 18°C. Para estas condiciones se cumple :

$$\Delta h = C_p \underset{H_2O}{\Delta T} \dots \dots \dots (\delta)$$

Donde :

$$\Delta h = h_i - h_{18^\circ C}$$

$$h_i = 347.53 \text{ KJ/Kg}$$

$$\Delta T (T - 18)^\circ C ; C_p \underset{H_2O}{=} 4.217 \text{ KJ/Kg} - ^\circ C$$

Determinación $h_{18^\circ C}$:

Utilizando la ecuación

$$h = \frac{h_f + V_f (P_{\text{real}} - P_s)}{J} \dots \dots \dots (\text{Ref. 20})$$

Donde :

$$h_{f18^\circ C} = 18.032 \text{ Kcal/Kg} (75.50 \text{ KJ/KG})$$

$$V_{f18^\circ C} = 0.0010013 \text{ m}_3/\text{Kg}$$

$$P_{s18^\circ C} = 0.021032 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P_{\text{real}} = 0.9718 \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_{18^\circ C} = 18.054 \text{ Kcal/Kg} (75.59 \text{ KJ/Kg})$$

Reemplazando estos datos en (δ) :

$$T = 82.48^\circ C$$

TABLA II.3

Temperaturas Optimas para las paredes inferior
y exterior de las tapas (T_2 y T_3)

| T_{001} °C | T_{01} °C | T_2 °C | T_3 °C | T_{02} °C | T_{02} °C | $\frac{g\beta^2 \Delta T^3}{\nu^2}$ ($1/^\circ K-m^3$) | $Gr \times 10^8$ | Pr | Nu | $\frac{k}{m}$ °K | h_L $W/m^2-^\circ K$ | h_a $W/m^2-^\circ K$ | h_r $W/m^2-^\circ K$ | U_p $W/m^2-^\circ K$ | \dot{Q}_p (c/tapa) (W) |
|-----------------|----------------|-------------|-------------|----------------|----------------|---|------------------|-------|----------|-------------------------|---------------------------|---------------------------|---------------------------|---------------------------|-----------------------------|
| 80 | 76 | 72 | — | — | — | 337.928 | 7197.867 | 2.55 | 1574.444 | 0.662 | 758.953 | — | — | — | — |
| — | — | — | 70 | 24 | 47 | 0.7841 | 96.0326 | 0.703 | 243.807 | 2.785×10^{-2} | — | 4.887 | 5.498 | 10.231 | 1067.150 |
| 80 | 79.5 | 79 | — | — | — | 539.089 | 1435.324 | 2.334 | 895.928 | 0.771 | 498.384 | — | — | — | — |
| — | — | — | 78 | 24 | 51 | 0.77732 | 111.759 | 0.702 | 256.328 | 2.8084×10^{-2} | — | 5.1938 | 5.717 | 10.662 | 1112.106 |

CONCLUSION: Con $T_2 = 79$ °C y $T_3 = 78$ °C, se comete un error menor que el 1% para los cálculos son valores aceptables

TABLA II.4

Temperaturas Optimas en las caras inferior y exterior
de las paredes laterales (T_3 y T_2)

| T_{cool} °C | T_{f1} °C | T_2 °C | T_3 °C | T_{f2} °C | T_{cool} °C | $\frac{g\beta\Delta T}{\nu^2} \times 10^{-8}$ ($1/^\circ K - m^3$) | $Gr \times 10^8$ | Re | Pr | Nu | K $W/m^2 - ^\circ K$ | h_L $W/m^2 - ^\circ K$ | h_a $W/m^2 - ^\circ K$ | h_r $W/m^2 - ^\circ K$ | U_p $W/m^2 - ^\circ K$ | \dot{Q}_p (C/ta) (W) |
|------------------|----------------|-------------|-------------|----------------|------------------|---|------------------|--------|-------|---------|-------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|---------------------------|
| 80 | 76 | 72 | — | — | — | 337.928 | 9873.6 | — | 2.55 | 1768.36 | 0.666 | 764.758 | — | — | — | — |
| — | — | — | 30 | 27 | 24 | — | — | 309050 | 0.708 | 622.826 | 2.624×10^{12} | — | 10.112 | 2.1434 | 24.664 | 1381.19 |
| 80 | 79.5 | 79 | — | — | — | 441.589 | 1612.79 | — | 2.33 | 938.11 | 0.6707 | 408.565 | — | — | — | — |
| — | — | — | 30 | 27 | 24 | — | — | 309050 | 0.708 | 622.826 | 2.624×10^{12} | — | 10.112 | 2.1434 | 24.638 | 1379.72 |

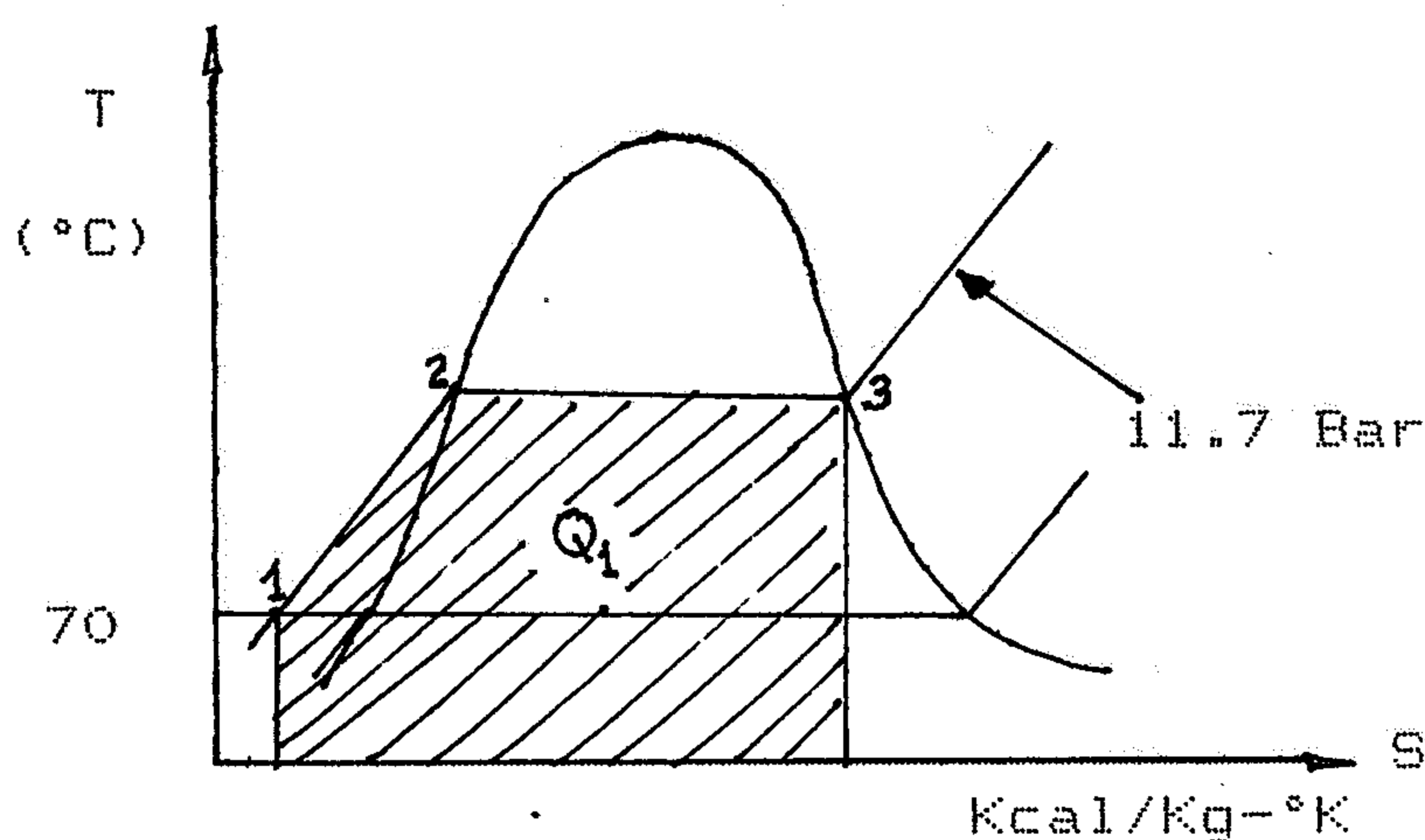
CONCLUSION : Con $T_2 = 79$ °C y $T_3 = 78$ °C, se comete un error menor que el 1% para los cálculos son valores aceptables

CONCLUSION :

Para elevar en 10°C la temperatura del agua de alimentación, la temperatura de salida del agua de los colectores debe ser 82.48°C, para efectos de diseño se tomará 83°C.

2.3.2.c Determinación del calor útil (Q₁)

CASO I. Cuando la Temperatura de ingreso del agua de alimentación es de 70°C



Se sabe :

$$Q_1 = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_c} [h_3 - h_1] \text{ KJ/Kgc} \dots \dots \dots (\text{Ref.21})$$

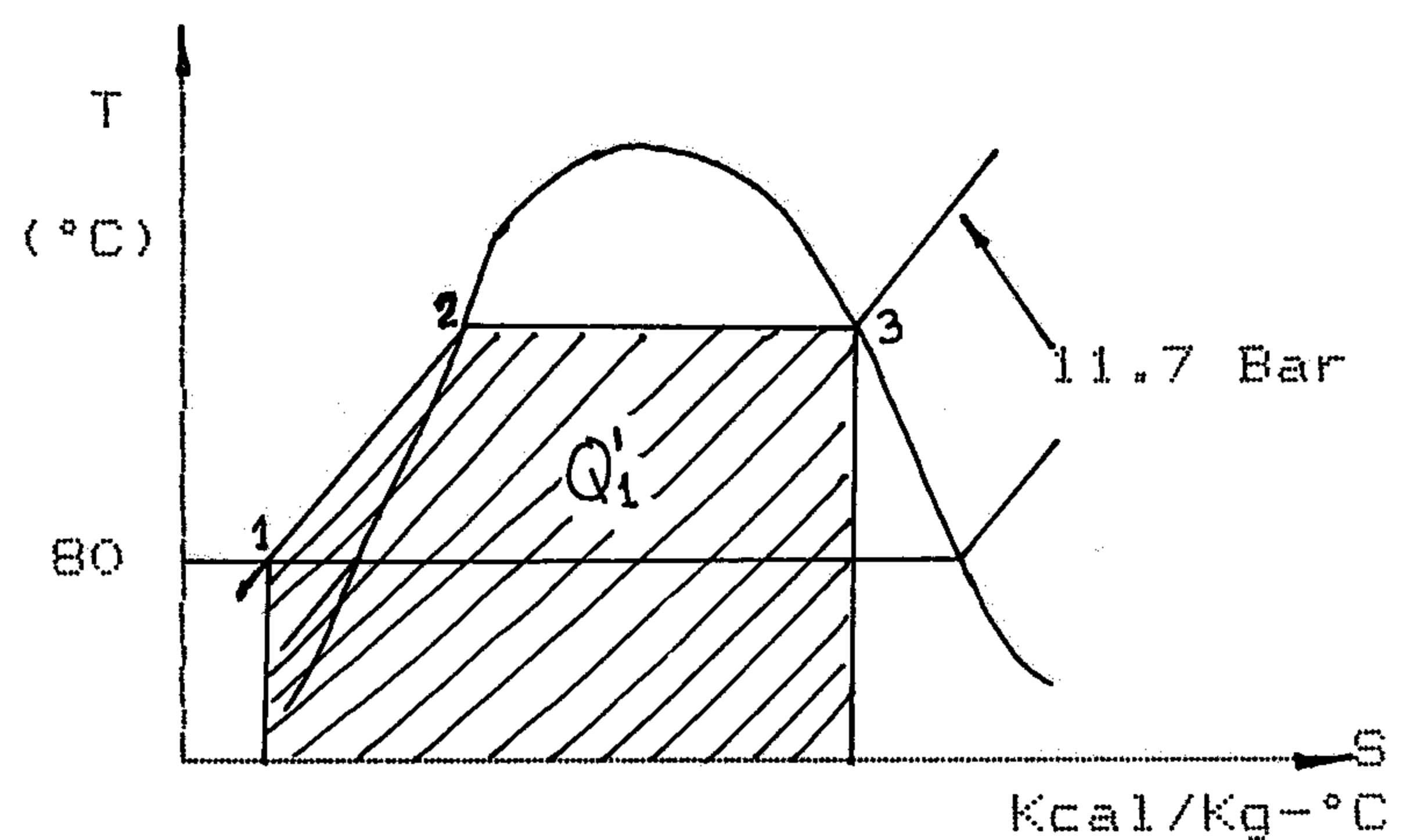
Donde :

- $\dot{m}_v = 6,000 \text{ Kg/h}$
- $\dot{m}_c = 965.45 \text{ Kg/h}$
- $h_3 = 2,782 \text{ KJ/Kg}$
- $h_1 = 294.135 \text{ KJ/Kg} \dots \dots \dots (\text{Ver II.b})$

Reemplazando datos:

$$Q_1 = 15,464.98 \text{ KJ/Kg}$$

CASO II. Cuando la temperatura de ingreso del agua de alimentación es 80°C.



Donde :

$$h_3 = 2,782.58 \text{ JK/Kg}$$

$$h_1 = 336.075 \text{ KJ/Kg}$$

$$Q'_1 = 15,204.339 \text{ KJ/Kg}$$

Ahorro en calor útil (Q_{1A})

$$(Q_1)_A = Q_1 - Q'_1 = 260.64 \text{ KJ/Kg}$$

2.3.2.d CONCLUSIONES

1. Cuando la temperatura del agua de alimentación es de 70°C, en el tanque de condensado ingresa el flujo de energía de :

$$973.813 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} \times 75.6943 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} + 335.106 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \times 5,266.187 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

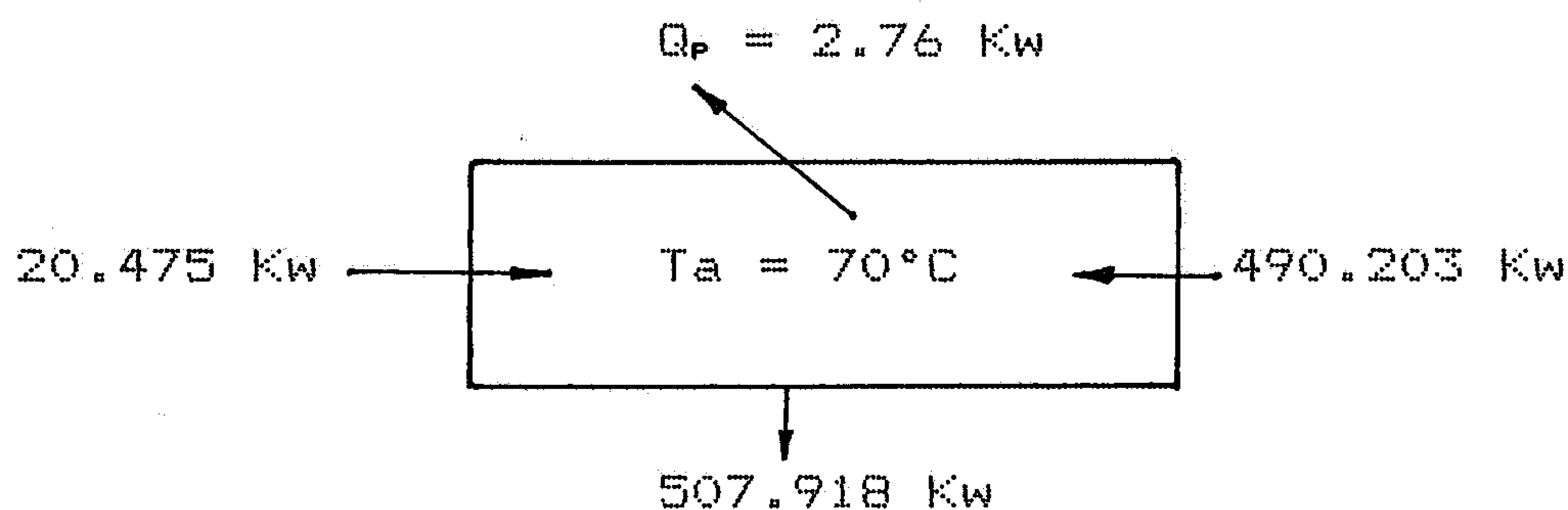
$$= 1'838,442.953 \text{ KJ/h } (510.678 \text{ Kw })$$

El flujo de Energía aprovechada es :

$$6,240 \text{ Kg/h} \times 293.03 \text{ KJ/Kg} = 1'828,507.2 \text{ KJ/h}$$

$$(507.918 \text{ Kw })$$

Las pérdidas calculadas son del orden de 2.76 Kw que significan 0.54 % del flujo energético entregado.



2. Cuando la temperatura del agua de alimentación es de 80°C, en el tanque de condensado ingresa un flujo de energía de :

$$973.813 \text{ Kg/h} \times 347.53 \text{ KJ/h} + 5,266.187 \text{ Kg/h} \times 335.106 \text{ KJ/Kg} = 2'103,160.09 \text{ KJ/h } (584.211 \text{ Kw})$$

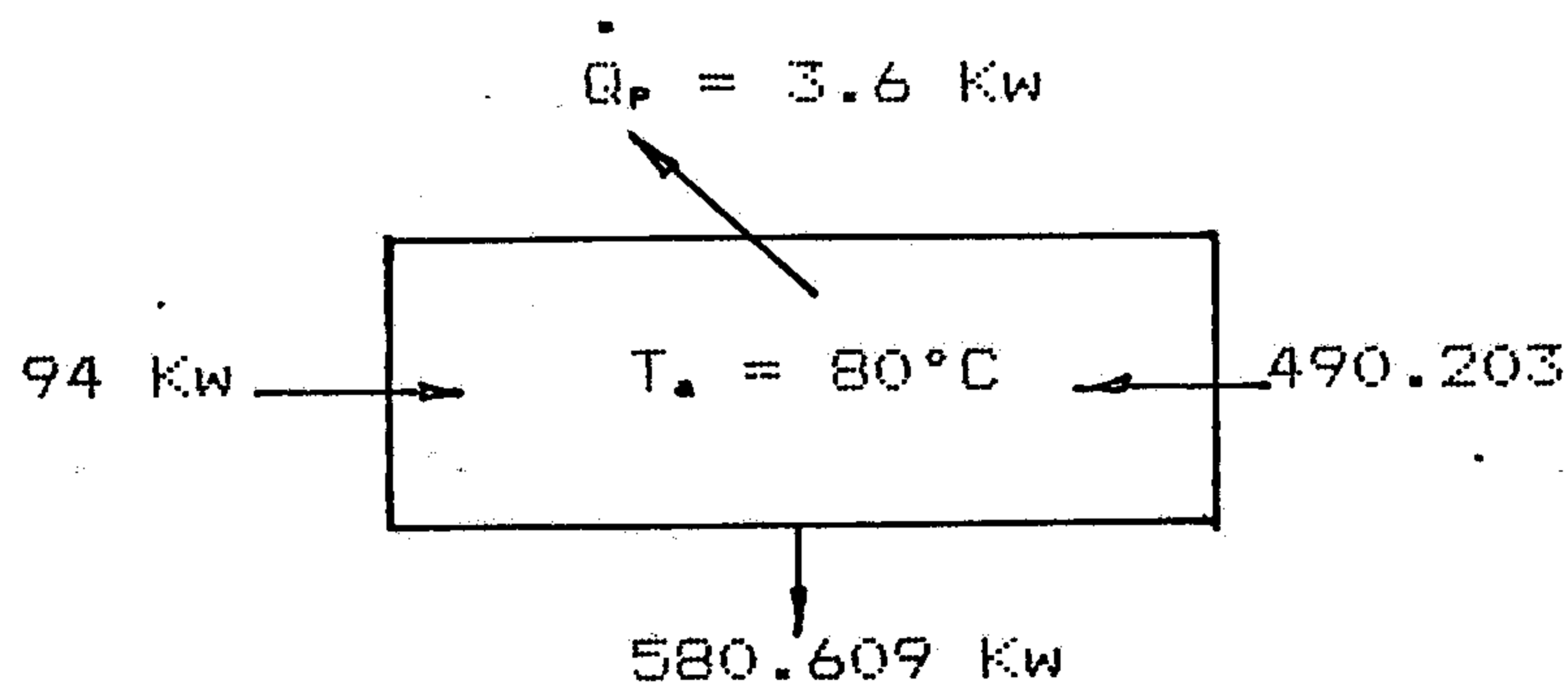
El flujo de energía aprovechada es :

$$6240 \text{ Kg/h} \times 334.967 \text{ KJ/Kg} = 2'090,194.08 \text{ Kg/h}$$

$$(580.609 \text{ Kw })$$

Las pérdidas calculadas son del orden del 3.60 Kw que

Las pérdidas calculadas son del orden del 3.60 Kw que significan el 0.61 % del flujo de energía entregado.



3. De los cálculos deducimos que aumentar la temperatura del agua de alimentación en 10°C significa una ganancia en términos de flujo de energía de : 72.691 Kw [(580.609 - 507.918) Kw]

2.3.3. Toma de decisión a partir de las dos alternativas planteadas

Análisis de la primera alternativa

El proceso de ablandamiento se realiza utilizando como ablandador la zeolita de sodio (Ver Anexo B).

La efectividad de este proceso incrementando la temperatura del agua aumenta. Tratando el agua a temperaturas mayores de 50°C obtenemos que las reacciones químicas aceleran. Pero esto no significa un ahorro en el consumo de zeolita . Este ablandador tiene la capacidad de regenerarse. (Ver Ref.1)

Se requiere que la temperatura del agua al llegar al tanque del condensado sea de 83°C. Para lograr esta temperatura se necesita forrar con aislante térmico estas unidades de ablandamiento. Por lo general las impurezas causan trastornos serios cuando la temperatura del agua excede de 60°C (Ver Ref.1). Por razones de costo económico y las incrustaciones que causaran las impurezas no se tomará en cuenta esta alternativa.

Análisis de la Segunda Alternativa

Al tratar el agua a la temperatura del medio ambiente se obtiene durezas al final entre 15 a 30 p.p.m. y además se logra aumentar el pH del agua, con lo que se previene la corrosión en las tuberías de agua fría. Las unidades de ablandamiento no necesitan aislantes térmicos. El agua tratada a temperaturas ambientales no ocasiona el peligro de incrustaciones que causarán las impurezas al circular por los tubos de los colectores. Además el agua tratada tiene un pH elevado que retarda la acción de la corrosión (Ref.35).

Por razones de costo, superar el peligro de las incrustaciones y la corrosión en las tuberías de los colectores se toma esta alternativa.

Síntesis :

Primero trataremos el agua fría en la unidad de ablandamiento. Luego almacenaremos en un tanque a partir de la cual circulará a los colectores accionado por una bomba, para luego enviarla al tanque de agua de alimentación del caldero.

C A P I T U L O I I I

3.1. Generalidades

En lo que respecta al diseño del generador, lo que se trata es señalar el lugar que ocupa actualmente dentro del proceso productivo y que viene trabajando con un sistema convencional desde años atrás. Es decir sin ningún sistema de ahorro de combustible o mejora de la combustión por precalentamiento del aire, por ejemplo.

Pues bien el término diseño se refiere a la nueva situación del funcionamiento que adquiriría el generador. Si realizamos el precalentamiento del agua de alimentación con aporte de energía solar. Ahí está el reto. No se trata de diseñar el generador en sí.

En la primera parte vamos a determinar la eficiencia térmica del caldero y el efecto útil de la sustancia de trabajo, con la finalidad de conocer la situación del caldero y la ganancia de trabajo bajo términos de energía.

En lo referente a la descripción de la planta hablaremos en dos aspectos. Primero lo que es en sí

toda la planta de producción y segundo la planta de generación de vapor (sala de energía).

En la parte final de este capítulo trataremos de la selección y/o diseño de los componentes del sistema de pre-calentamiento de agua con aporte de energía solar.

3.2. Balance térmico del caldero

3.2.a. Balance energético del caldero

Se determina la eficiencia térmica relacionando el calor útil obtenido y el calor entregado. Los cálculos se realizan en el anexo C-I y en ellas se determina una eficiencia térmica de 81 %

3.2.b Balance exergetico del caldero

Llamese exergía a la capacidad de trabajo técnico que se puede obtener de un sistema abierto.

Mediante el análisis exergetico de una instalación podemos conocer en cada una de las partes del proceso analizado las pérdidas y recursos de energía útil. En todo proceso irreversible se degrada energía mecánica aprovechable (se destruye exergía) (Ver Ref.4). Una medida de esta degradación la da el incremento de entropía de un sistema adiabático; este incremento es proporcional al trabajo perdido. El balance exergetico para toda la instalación ó un elemento

separado nos permite identificar los puntos donde aparecen las pérdidas y estas no pueden ser detectadas por la primera Ley de la Termodinámica.

Las pérdidas más importantes en el caldero son :

- a. Las pérdidas de exergía con los gases de escape.
- b. Pérdidas de exergía por combustión
- c. Pérdidas de exergía por transferencia irreversible de calor entre los gases y el agua.
- d. Pérdidas de exergía por radiación.

En el balance exergético se ha de considerar la exergía de la reacción aire-combustible, prácticamente igual al poder calorífico superior del combustible. Lo que se busca es determinar el aumento de la energía de la sustancia de trabajo, osea el efecto útil, que en este caso es del orden de 29.1 % (Ver anexo B-II).

3.3. Descripción de la Planta

Hablaremos en dos aspectos. Primero lo que es en sí toda la planta de producción y segundo la planta de generación de energía térmica.

3.3.a. Planta de Producción de la Empresa

Consta de las siguientes secciones :

a. Sección de Generación de Energía :

Consta de dos calderos Piro-tubulares (se encuentran para casos de emergencia), un caldero

acuotubular de 1,000 BHP, dos compresoras ATLAS-COPCO de 200 galones de capacidad cada una y dos tanques de almacenamiento de petróleo Diesel No 6, con una capacidad de 4,000 galones cada una.

b. Sección Papelera

Se produce el papel en diferentes tipos. Se encuentra el tren de tambores de secado, una mezcladora para procesar el papel en el estado líquido y un conjunto de bombas de vacío. En esta sección sale el papel sin acabado en forma de rodillos, cuyos pesos son superiores a una tonelada.

c. Sección Estucado

Se realiza el acabado de papel en diferentes calidades tales como el bond y el satinado.

d. Sección Convertidora

Existe una sala de máquinas que procesan cuadernos de diferentes tipos. Por ejemplo los cuadernos anillados y blocks. Además se procesan sobres de diferentes tamaños (A₄, A₃, A₂, A₀, etc.).

Esta misma sección se encarga del almacenamiento y el embalaje de todos los productos acabados.

e. Sección de Control de Calidad

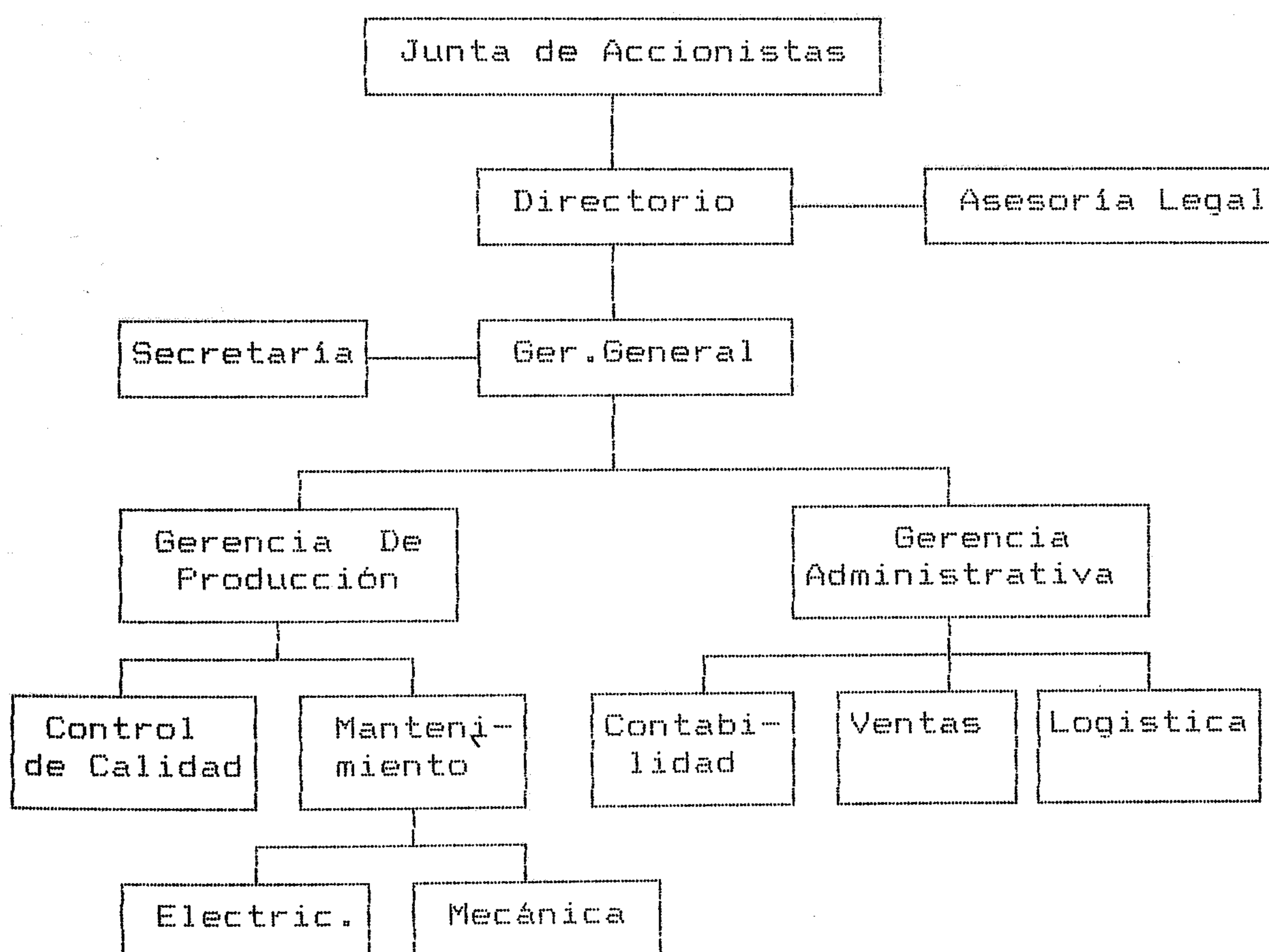
Se ve principalmente el peso, la humedad y la coloración del papel que se fabrica. Para realizar

este trabajo se cuenta con un laboratorio de química con el respectivo personal especializado.

f. Sección Administrativa

Se encuentran la planta general de la Empresa.

El siguiente Organigrama :



3.3.b Descripción de la Planta de Generación de Energía Térmica

Actualmente se produce vapor utilizando el caldero Distral de 1,000 BHP. No existe ningun sistema de mejora del sistema de combustión en el hogar del caldero. (Precalentamiento del aire).- El agua sin

tratamiento, proviene de un pozo y se le envía a los tanques de ablandamiento. El agua una vez tratada se mezcla en el tanque del agua de condensado que retorna de la sección de producción del papel. Esta constituye el agua de alimentación del caldero. El aire comprimido se envía para el trabajo de máquinas que son parte del funcionamiento del tren de rodillos de la sección papelería.

Esta sección se ha de modificar si realizamos un precalentamiento del agua, una vez tratada, utilizando energía solar. El esquema básico se indica en la Fig.3.2.

El sistema opera de la siguiente manera :

El agua tratada en los ablandadores ingresa al tanque de almacenamiento, luego fluye una masa de agua por los colectores donde es calentada y regresa al tanque de almacenamiento por la parte superior en donde es almacenada. El agua caliente es extraída por la parte superior y es enviada a los tanques de agua de alimentación. Luego enviada al caldero.

2
JL

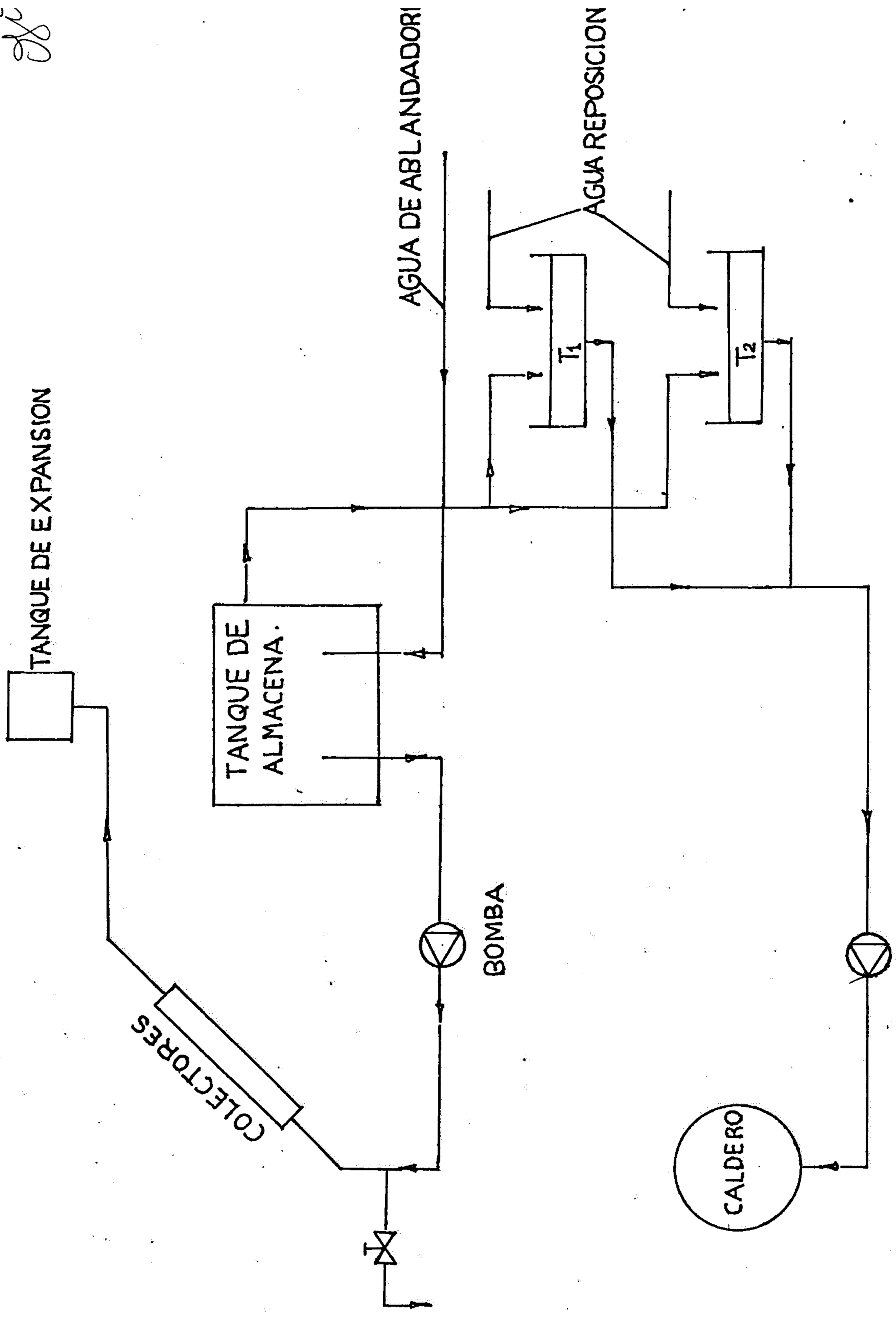


Fig. 3.2.
Descripción de la planta con precalentamiento de Agua con Energía Solar.

En la nueva instalación se seguirán usando todos los elementos que actualmente ya están instalados; tales como los tanques de ablandamiento de agua, el tanque de agua de alimentación y todas las tuberías instaladas.

En la sección siguiente se diseña el sistema de precalentamiento aludido; compuesto fundamentalmente de colectores; la bomba para circulación del agua, el tanque de almacenamiento de agua y tuberías.

3.4 Selección y/o diseño de los componentes del sistema de Pre-calentamiento del agua, utilizando Energía Solar.

3.4.a Introducción

En la primera parte trataremos sobre las consideraciones térmicas que se tienen que tomar en cuenta para determinar la intensidad de radiación total que ha de llegar a los colectores, se indican en el diagrama de flujo siguiente :

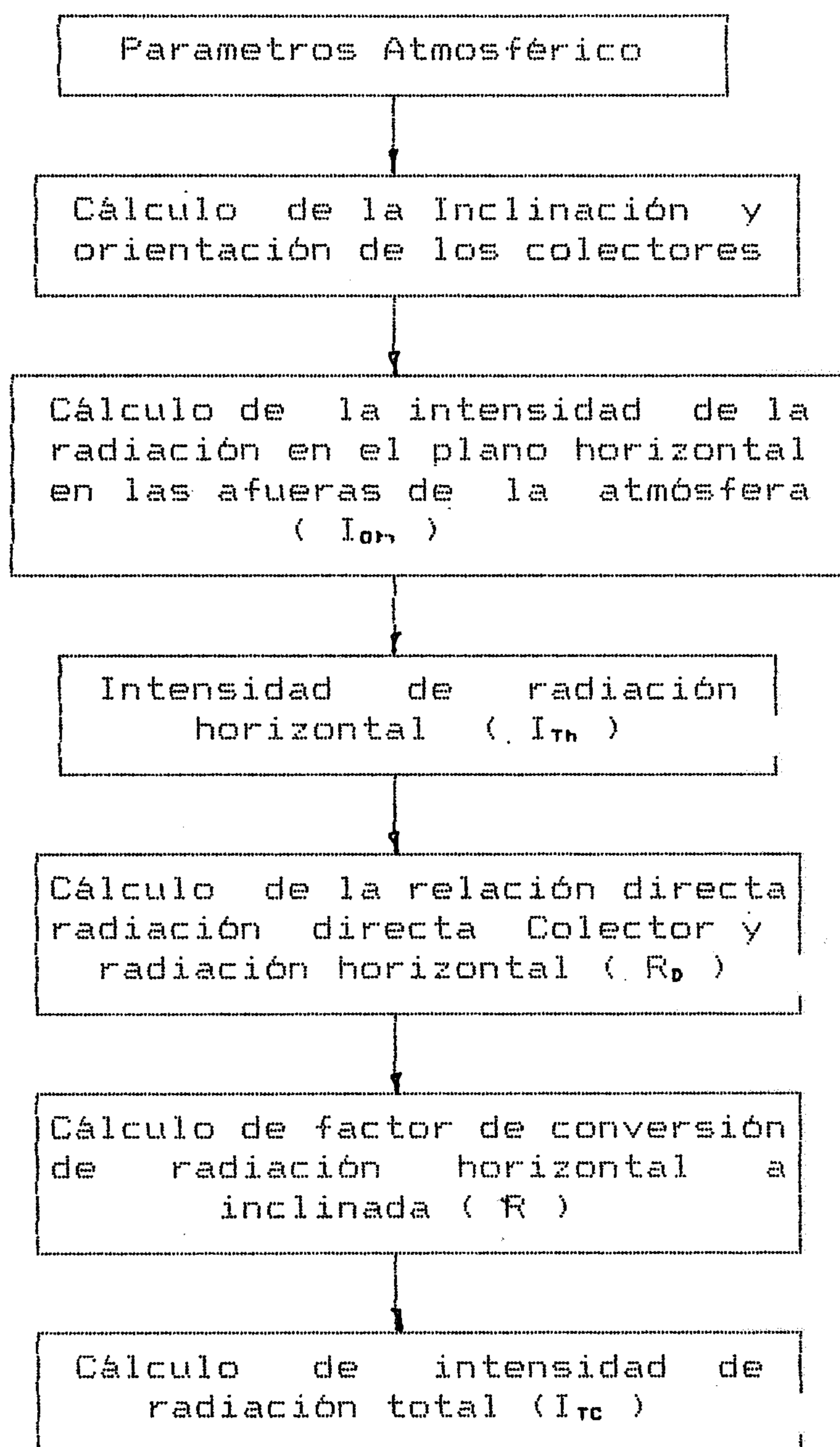


Fig. 3.3.

Diagrama de flujo para obtener la intensidad de radiación total.

En la segunda parte determinamos el área de colección y la eficiencia del colector solar para un comportamiento mensual.

En la tercera parte diseñamos la unidad modular del colector solar, las tuberías y las pérdidas de presión en el sistema solar.

En la cuarta parte se calcula la capacidad del vaso de expansión, el diseño del tanque de almacenamiento y se seleccionará la bomba hidráulica.

3.4.b Parámetros atmosféricos.

Ver Ref. (5)

a. Velocidad del viento (Graficos)

- Dirección predominante y velocidad media a las 13 hrs.
- Dirección predominante y velocidad media a las 19 hrs.
- Dirección predominante y velocidad media a las 7 hrs.
- Velocidad media y dirección registrada en el mes.

b. Nubosidad media y tipos de nubes (graficos)

- A las 7.00 hrs
- A las 13.00 hrs
- A las 19.00 hrs

c. Temperatura (graficos)

- Temperatura mínima media
- Temperatura media mensual sinóptica
- Temperatura máxima media

d. Tempertura media mensual (graficos)**e. Radiación global horizontal**

Se han tomado los datos del Boletín del Observatorio Meteorológico Alexander Von-Humbold.

(Ver Ref. 5)

Se tiene el PIRANOMETRO BELLANI a 1.5 m de altura y se han tomado datos desde 1971 - 1985.

3.5. Determinación de la inclinación y orientación de los colectores**a. Generalidades**

Para dar una orientación técnica, se tomará como referencia un colector ubicado en el Hemisferio Sur, de cara hacia el Norte. Es necesario conocer los siguientes ángulos.

Angulo de Incidencia (θ)

Es el ángulo entre los rayos del sol y la perpendicular a la superficie absorbadora del colector.

T A B L A III. 1

RADIACION GLOBAL Cal/(cm - día)

Acumulada - Mensual

| M E S | A N O | | | | | | | | | | | | | | |
|------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 1,971 | 1,972 | 1,973 | 1,974 | 1,975 | 1,976 | 1,977 | 1,978 | 1,979 | 1,980 | 1,981 | 1,982 | 1,983 | 1,984 | 1,985 |
| ENERO | 7,089 | 7,680 | 5,473 | 6,768 | 7,083 | 7,255 | 7,272 | 7,152 | 8,238 | 6,816 | 7,155 | 7,781 | 7,197 | 7,795 | 5,500 |
| FEBRERO | 7,188 | 7,367 | 5,885 | 6,968 | 6,809 | 7,149 | 7,134 | 7,123 | 7,119 | 7,198 | 7,026 | 6,873 | 6,872 | 7,469 | 6,200 |
| MARZO | 7,688 | 6,894 | 7,136 | 7,917 | 7,228 | 7,933 | 7,863 | 7,564 | 7,267 | 7,197 | 7,182 | 7,094 | 7,052 | 7,216 | 6,853 |
| ABRIL | 6,835 | 5,358 | 7,132 | 6,626 | 7,056 | 6,483 | 7,226 | 7,239 | 7,241 | 7,470 | 6,971 | 6,892 | 6,590 | 7,436 | 6,957 |
| MAYO | 4,194 | 4,576 | 6,526 | 4,395 | 3,689 | 4,782 | 5,452 | 5,381 | 5,329 | 5,505 | 5,390 | 5,783 | 4,915 | 6,096 | 6,503 |
| JUNIO | 2,040 | 4,127 | 4,280 | 1,999 | 3,449 | 3,626 | 3,921 | 3,875 | 3,728 | 3,805 | 3,945 | 4,070 | 4,273 | 3,982 | 4,315 |
| JULIO | 3,244 | 3,990 | 3,764 | 3,068 | 4,144 | 4,368 | 3,407 | 3,721 | 4,050 | 3,174 | 3,898 | 3,941 | 3,766 | 4,020 | 3,950 |
| AGOSTO | 2,420 | 3,462 | 4,825 | 4,047 | 3,914 | 3,679 | 4,268 | 3,636 | 4,770 | 4,323 | 4,177 | 3,588 | 4,132 | 4,250 | 4,150 |
| SEPTIEMBRE | 4,696 | 3,283 | 4,952 | 4,985 | 4,636 | 3,275 | 5,074 | 4,436 | 4,855 | 4,403 | 4,951 | 4,655 | 4,314 | 5,275 | 4,632 |
| OCTUBRE | 5,614 | 4,470 | 6,015 | 5,979 | 6,522 | 5,074 | 6,083 | 6,338 | 5,283 | 5,974 | 5,325 | 5,781 | 6,064 | 6,373 | 5,200 |
| NOVIEMBRE | 6,806 | 4,659 | 6,080 | 6,812 | 6,113 | 6,006 | 5,192 | 6,616 | 6,256 | 6,368 | 6,340 | 4,414 | 6,077 | 6,117 | 5,500 |
| DICIEMBRE | 7,581 | 6,288 | 6,061 | 7,139 | 7,065 | 7,240 | 8,223 | 7,639 | 7,150 | 6,918 | 7,120 | 6,546 | 6,936 | 6,520 | 6,150 |

Angulo Azimutal (α_c)

Es la que forma la posición del sol con la vertical en un punto determinado de la tierra. $\alpha_c = 0$ para superficie orientada hacia el Ecuador.

Angulo de altitud solar (α)

Es la que forma un rayo de Sol inclinada con la línea NORTE - SUR horaria. Ver Anexo II-C.

Angulo Horario (w)

Se obtiene a partir de la relación :

$$W = 15^\circ \times (\text{N}^\circ \text{ de horas hasta las 12 m}) \dots (\text{Ref.13})$$

$$W = 0.25 (60 h - 720); \quad h = \text{hora considerada}$$

$$W < 0 \text{ Para la mañana } (h < 12)$$

$$W > 0 \text{ Para la tarde } (h > 12)$$

Angulo de inclinación del colector (β)

Se indica en el grafico de la Fig. 3.4.

T A B L A III. 2

RADIACION DIRECTA Y DIFUSA Cal/(cm - día)

Acumulada - Mensual

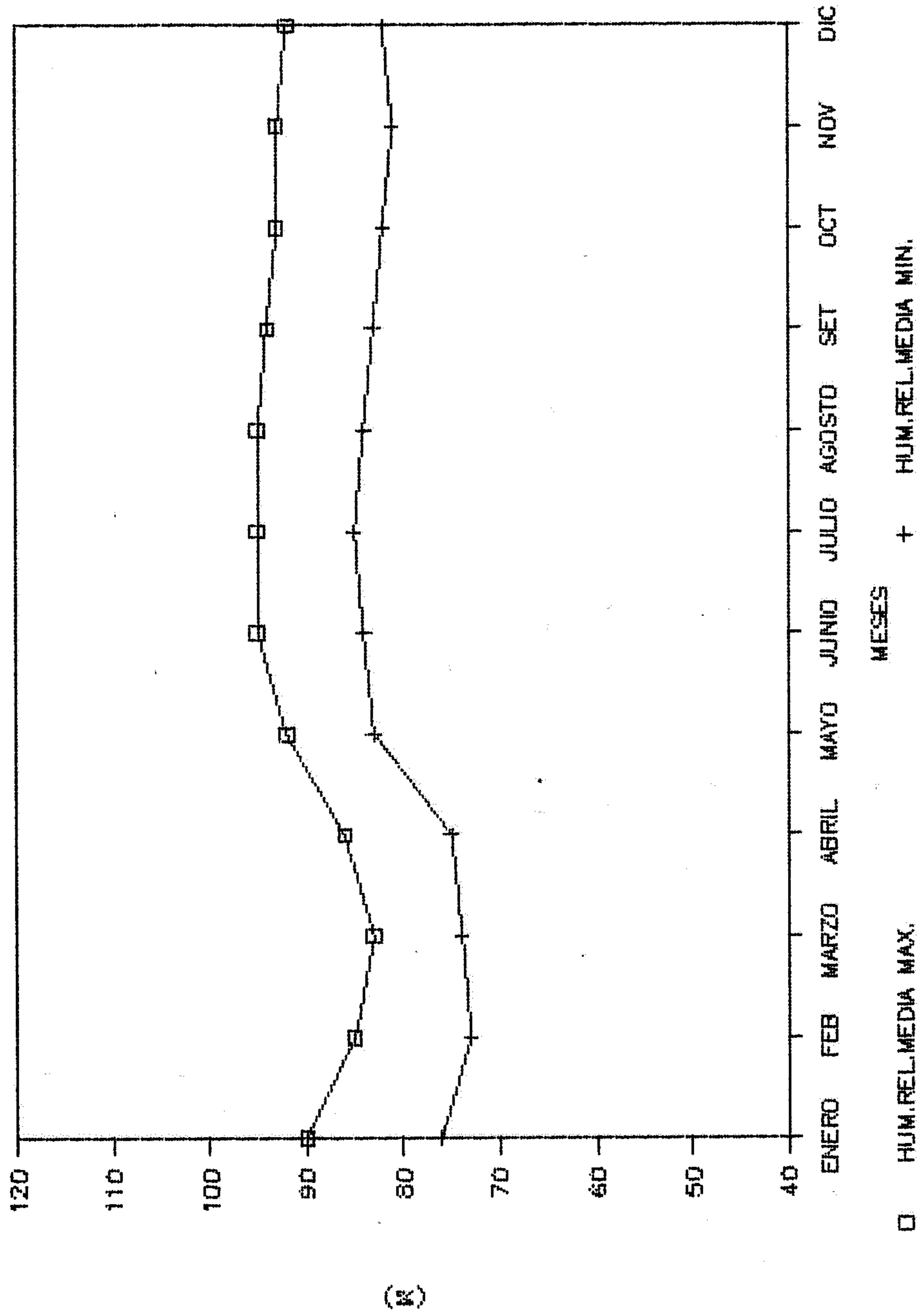
| M E S | 1,971 | 1,972 | 1,973 | 1,974 | 1,975 | 1,976 | 1,977 | 1,978 | 1,979 | 1,980 | 1,981 | 1,982 | 1,983 | 1,984 | 1,985 |
|------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| FEBRERO | 4,385 | 4,494 | 3,590 | 4,250 | 4,140 | 4,316 | 4,088 | 4,345 | 4,250 | 4,167 | 4,286 | 4,193 | 4,186 | 4,541 | 4,202 |
| MARZO | 4,767 | 4,274 | 4,424 | 4,909 | 4,594 | 4,796 | 4,599 | 4,690 | 4,380 | 4,391 | 4,453 | 4,398 | 4,372 | 4,473 | 4,249 |
| ABRIL | 4,169 | 3,268 | 4,351 | 4,042 | 4,330 | 3,967 | 4,348 | 4,416 | 4,319 | 4,575 | 4,252 | 4,204 | 4,020 | 4,524 | 4,102 |
| MAYO | 2,474 | 2,700 | 3,850 | 2,593 | 2,072 | 2,938 | 3,284 | 3,175 | 3,264 | 3,383 | 3,180 | 3,412 | 2,900 | 3,974 | 4,134 |
| JUNIO | 1,183 | 2,394 | 2,482 | 1,159 | 2,074 | 2,084 | 2,349 | 2,248 | 2,196 | 2,207 | 2,288 | 2,361 | 2,478 | 2,446 | 2,503 |
| JULIO | 1,882 | 2,314 | 2,183 | 1,870 | 2,468 | 2,525 | 2,150 | 2,158 | 2,418 | 1,841 | 2,261 | 2,286 | 2,184 | 2,332 | 2,291 |
| AGOSTO | 1,573 | 2,250 | 3,136 | 2,499 | 2,448 | 2,001 | 2,623 | 2,148 | 2,894 | 2,810 | 2,715 | 2,332 | 2,686 | 2,763 | 2,698 |
| SEPTIEMBRE | 2,677 | 1,871 | 2,823 | 3,145 | 2,933 | 1,779 | 3,239 | 2,607 | 2,767 | 2,510 | 2,822 | 2,653 | 2,459 | 3,179 | 2,640 |
| OCTUBRE | 3,761 | 2,995 | 4,030 | 3,806 | 4,294 | 3,073 | 3,851 | 3,884 | 3,540 | 4,003 | 3,568 | 3,873 | 4,063 | 3,902 | 3,920 |
| NOVIEMBRE | 4,628 | 3,168 | 4,134 | 4,318 | 3,720 | 3,678 | 3,289 | 3,963 | 4,254 | 4,330 | 4,311 | 3,002 | 4,132 | 3,618 | 4,162 |
| DICIEMBRE | 4,852 | 4,024 | 3,879 | 4,564 | 4,229 | 4,144 | 5,035 | 4,532 | 4,576 | 4,428 | 4,557 | 4,189 | 4,439 | 4,173 | 4,307 |

T A B L A III. 3

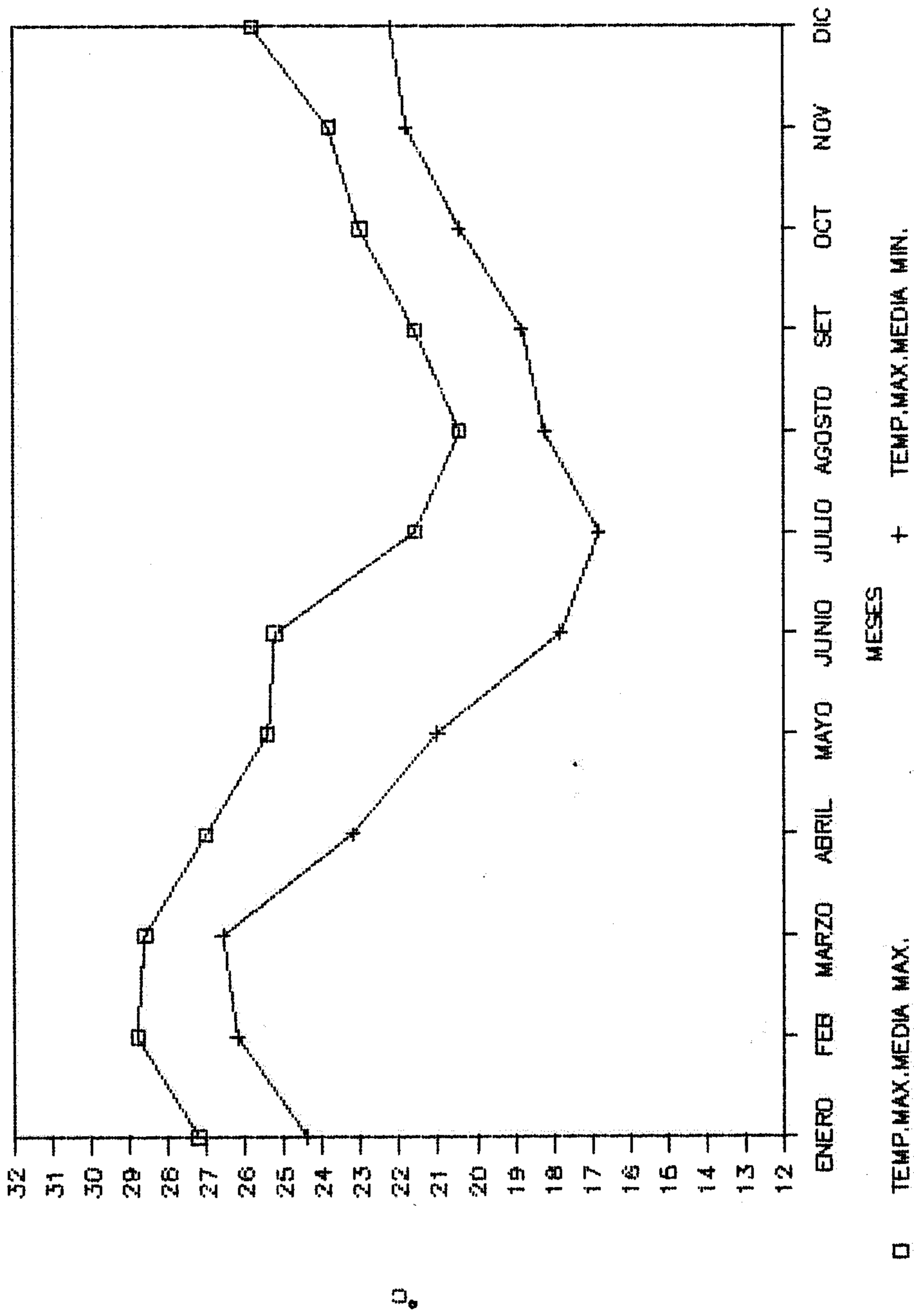
HORAS SOL PROMEDIO MENSUAL PARA EL AÑO 1985

| | ENERO | FEBRERO | MARZO | ABRIL | MAYO | JUNIO | JULIO | AGOSTO | SEPTIEMBRE | OCTUBRE | NOVIEMBRE | DICIEMBRE |
|------------------|-------|---------|-------|-------|------|-------|-------|--------|------------|---------|-----------|-----------|
| HORAS SOL (h) | 5.6 | 6.7 | 5.5 | 5.2 | 4.8 | 3.2 | 2.2 | 3.3 | 4.2 | 4.5 | 5.4 | 7.2 |

GRAF.3.1 HUMEDAD RELATIVA MEDIA MENSUAL

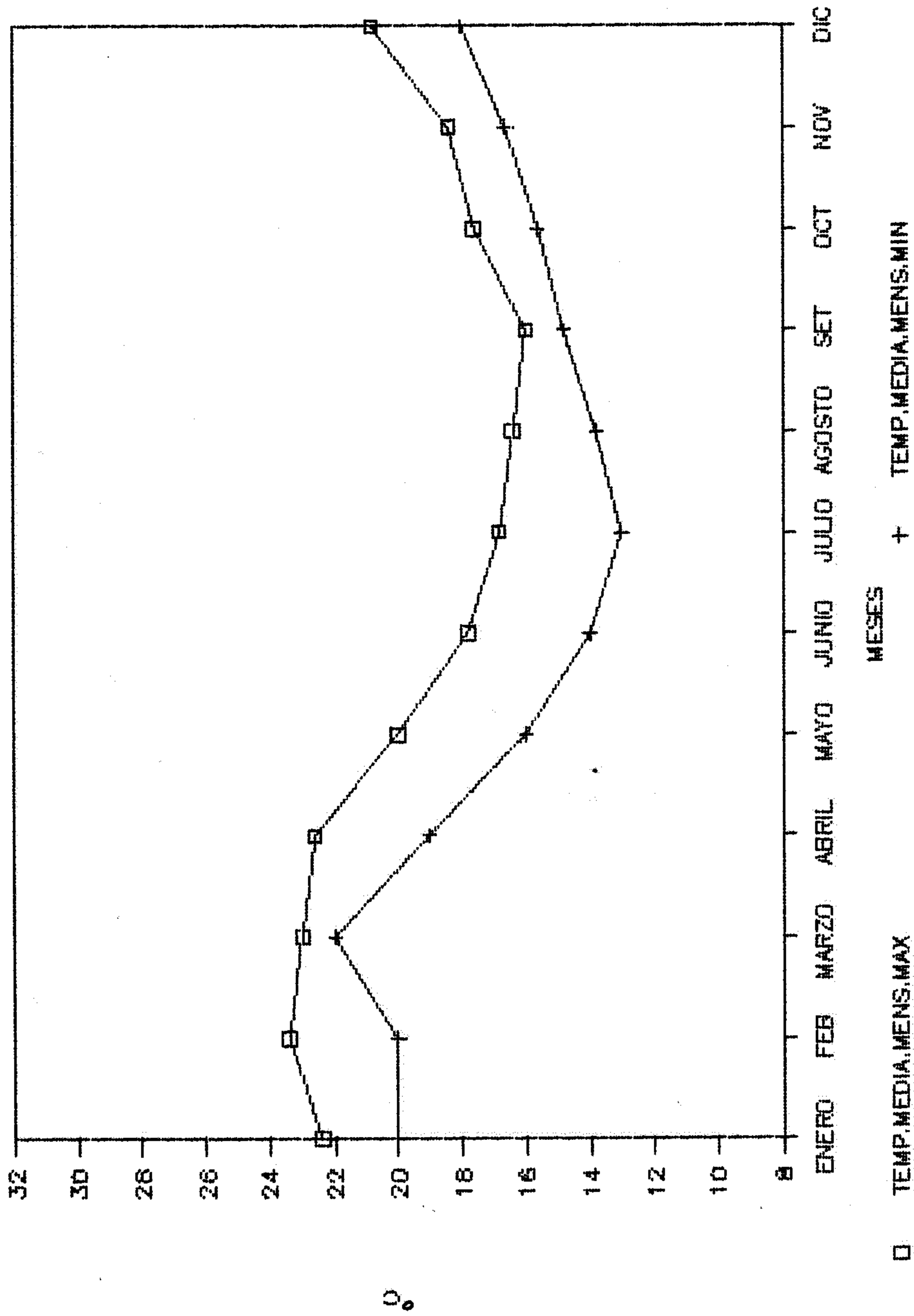


GRAF.3.2 TEMPERATURA MAXIMA MEDIA

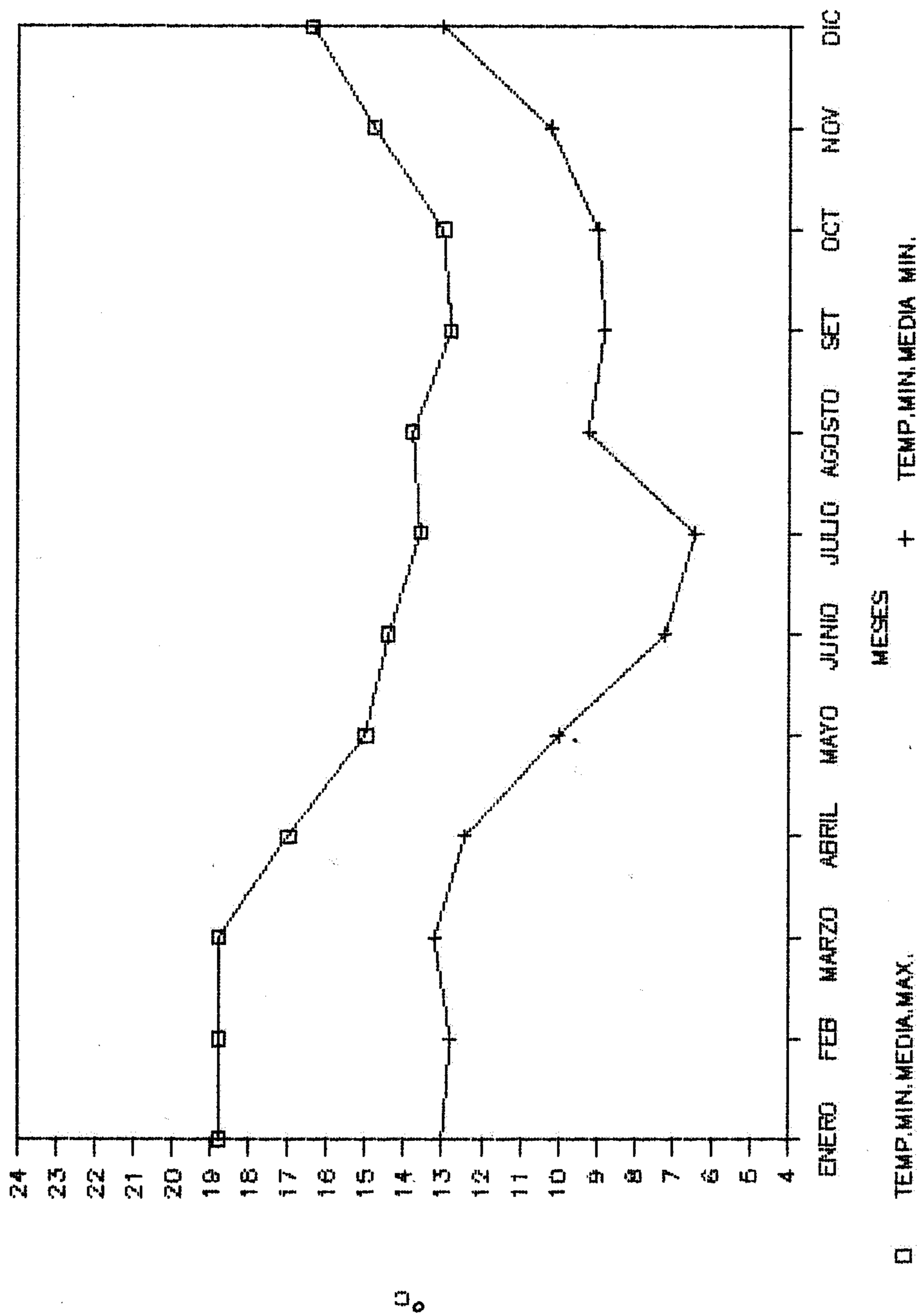


GRAF.3.3 TEMPERATURA MEDIA MENSUAL

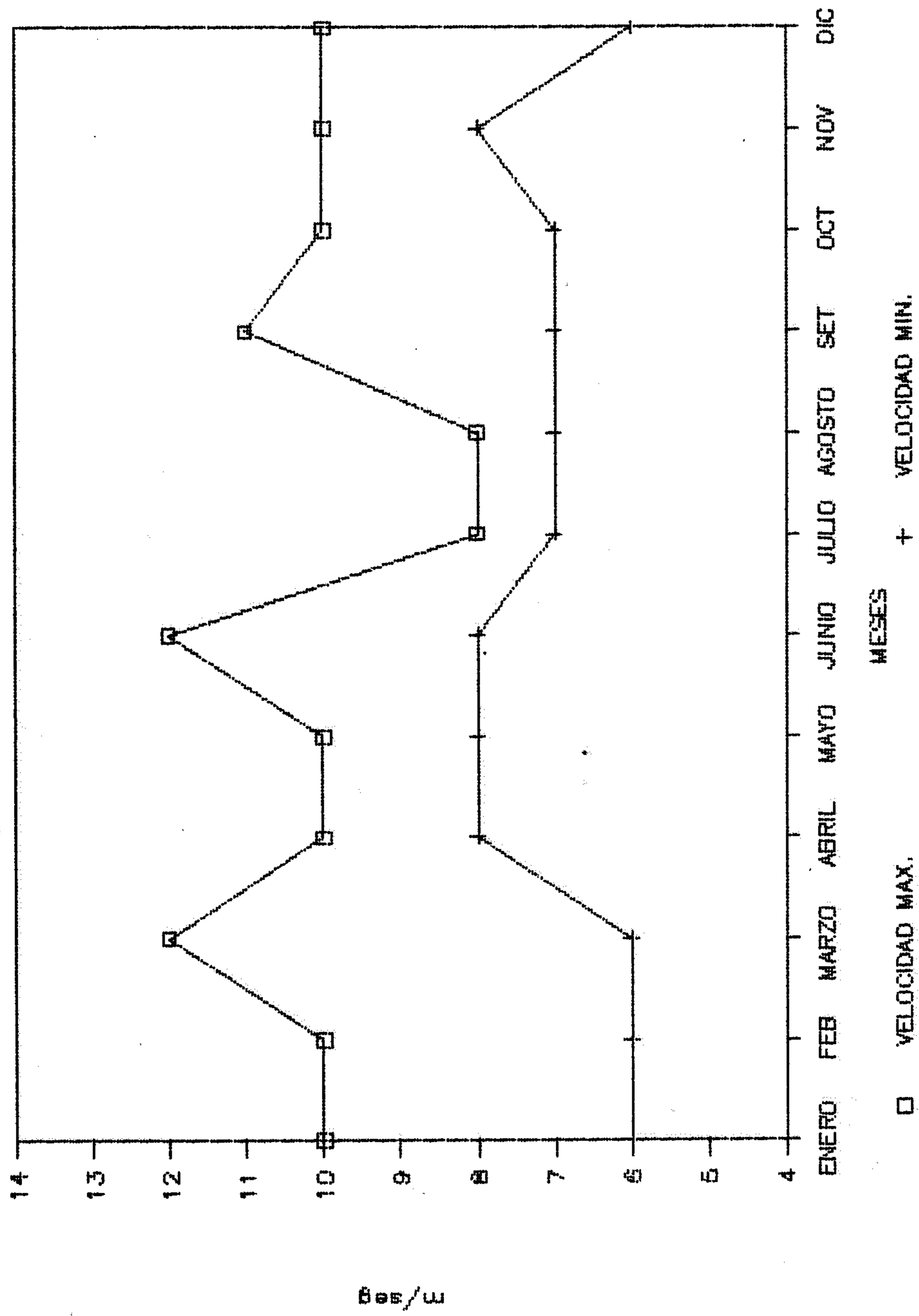
SINOPTICA



GRAF.3.4 TEMPERATURA MINIMA MEDIA

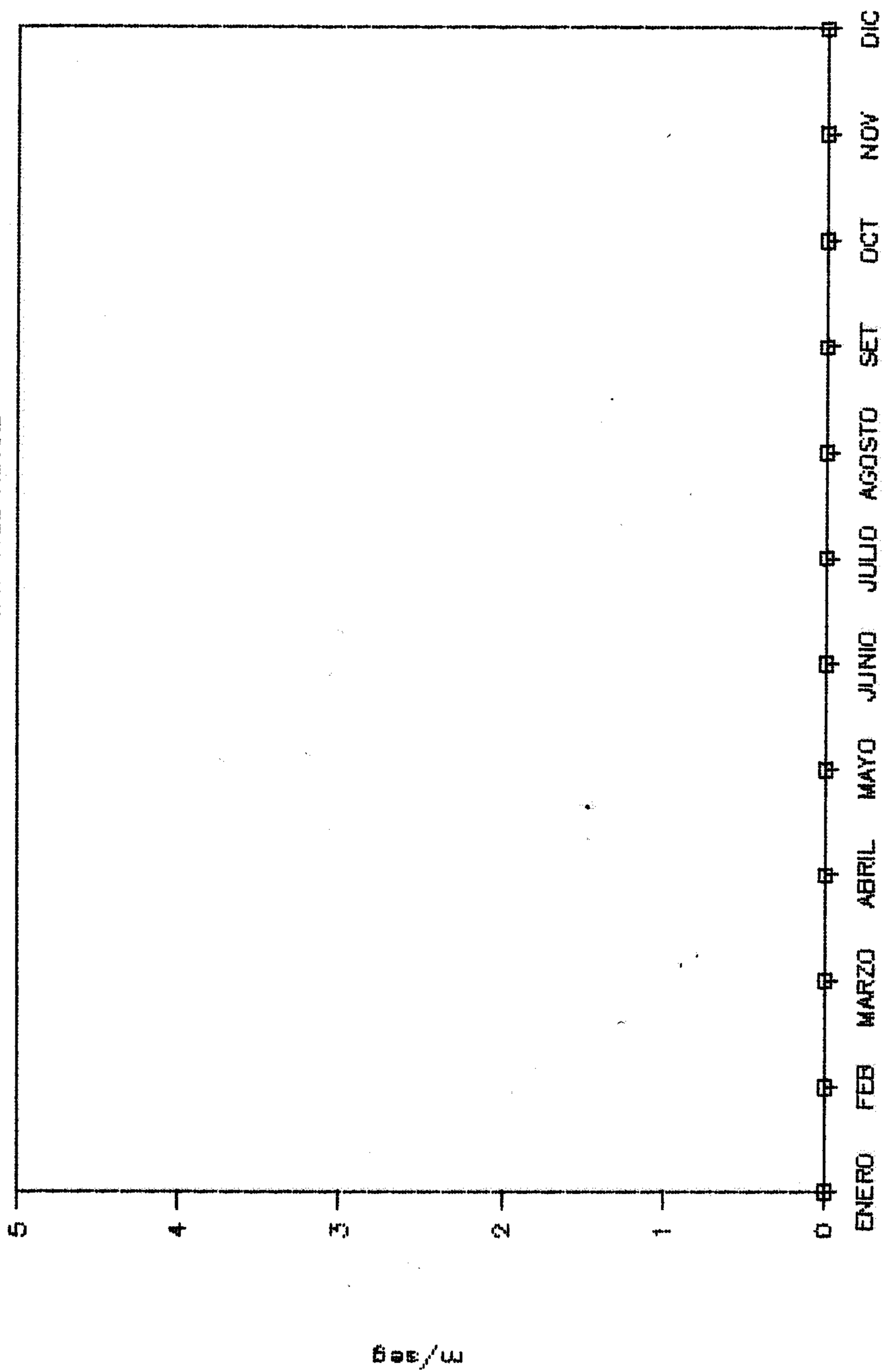


GRAF. 3.5 VIENTO VELOCIDAD MEDIA Y DIRECCION REGISTRADA EN EL MES



GRAF.3.6 VIENTO: DIRECCION PREDOMINANTE

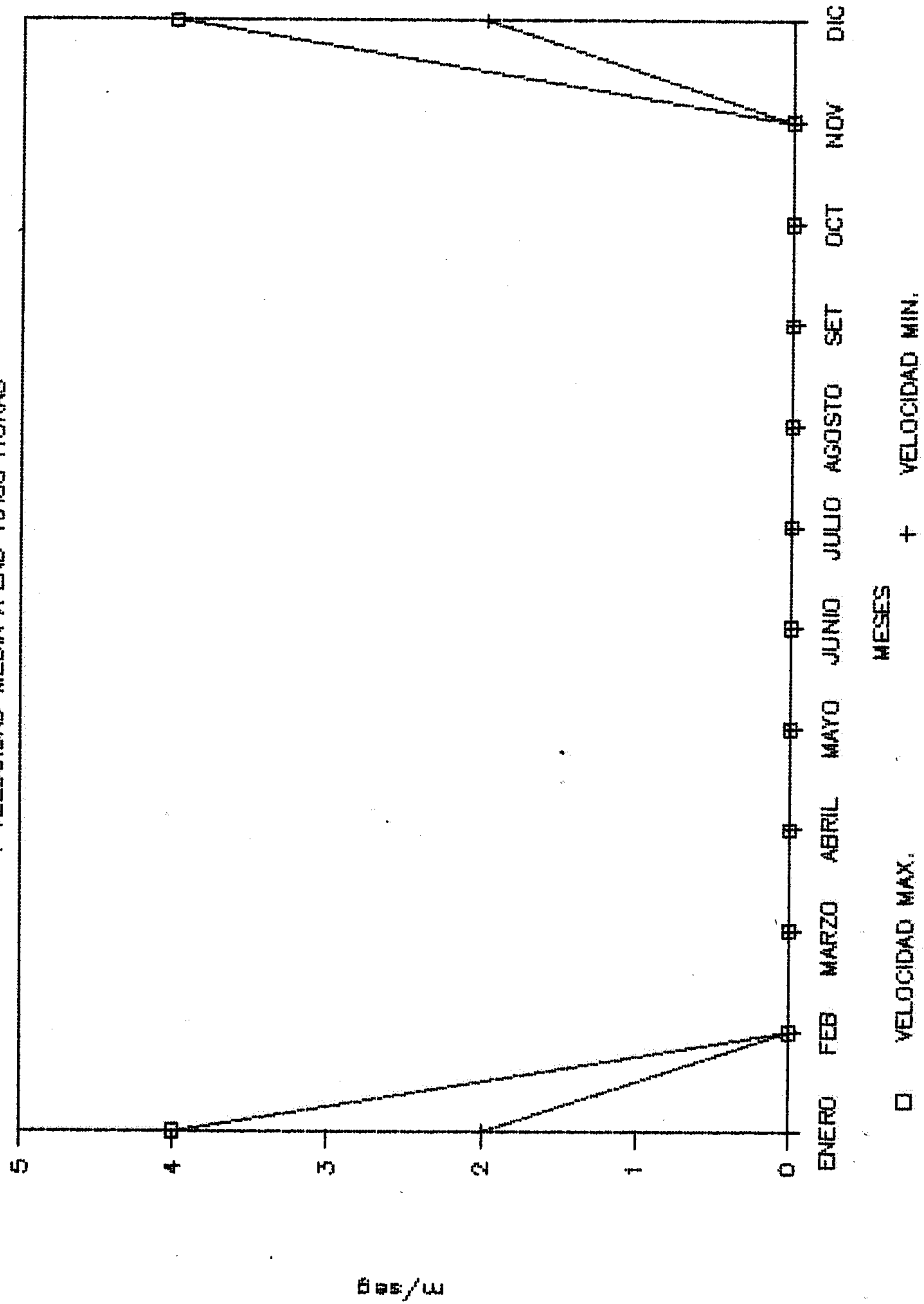
Y VELOCIDAD MEDIA A LAS 7:00 HORAS



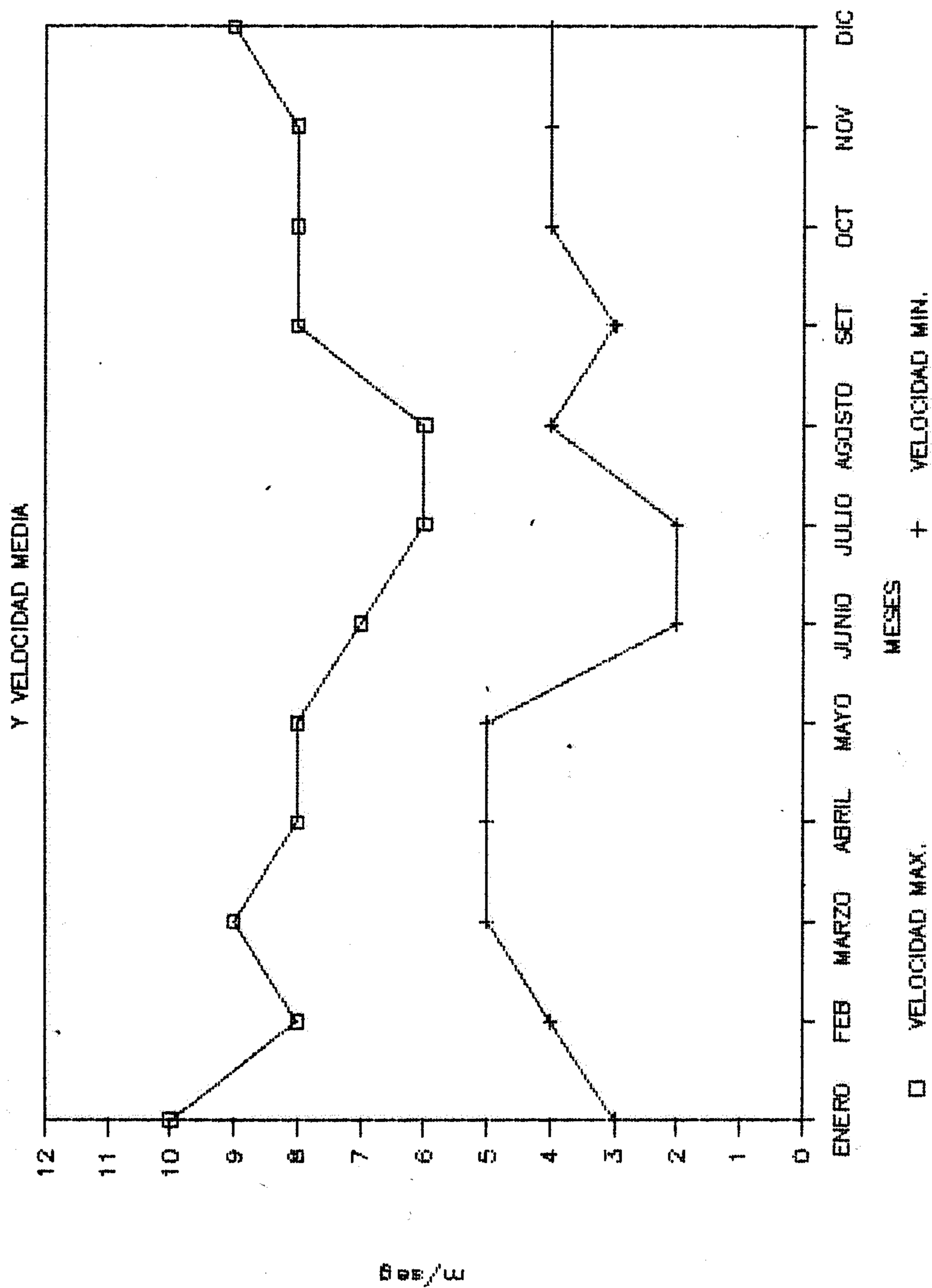
MESES
□ CALMA SIN MOV. (CO)

GRAF.3.7 VIENTO: DIRECCION PREDOMINANTE

Y VELOCIDAD MEDIA A LAS 19:00 HORAS

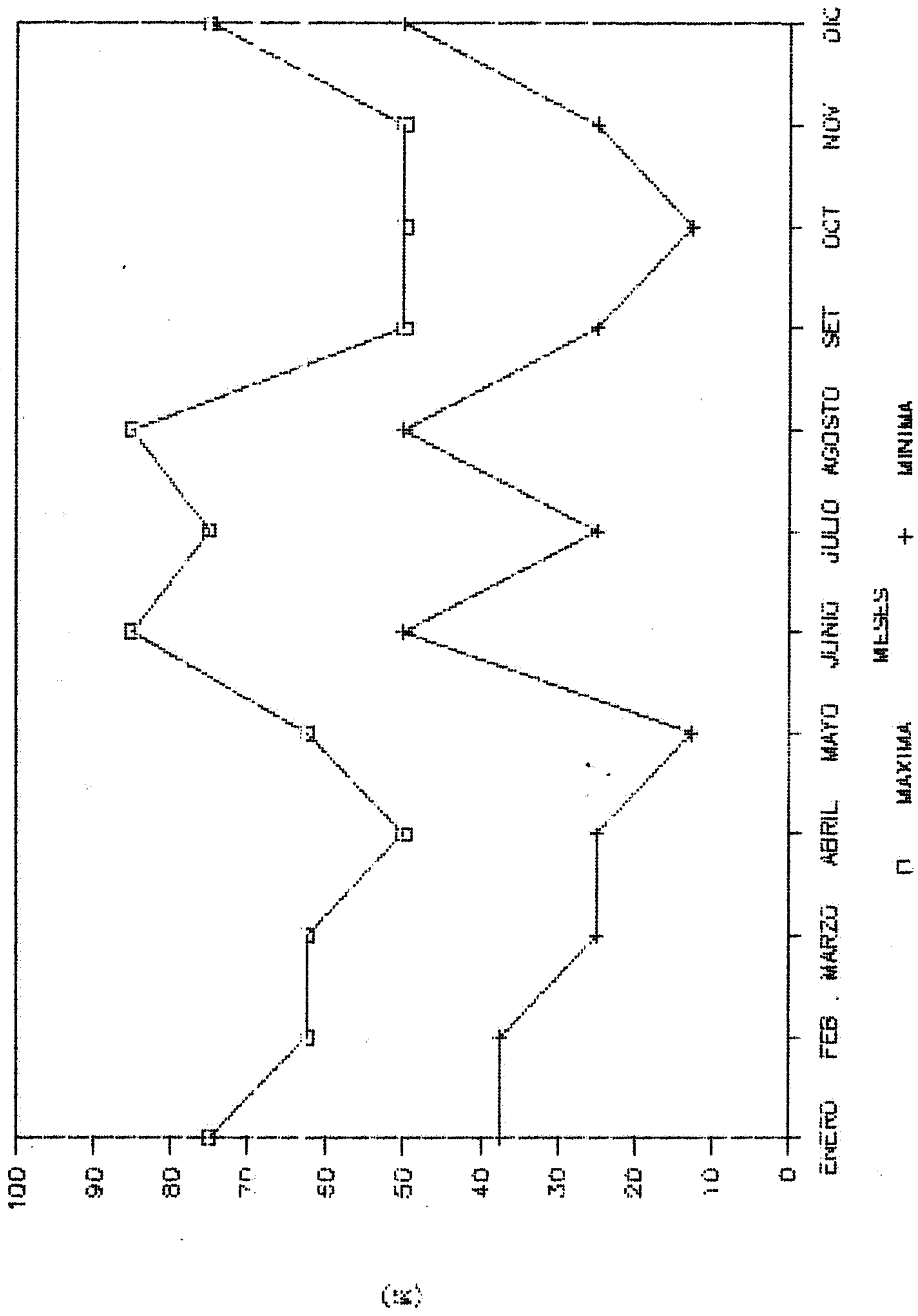


GRAF.3:8 VIENTO: DIRECCION PREDOMINANTE

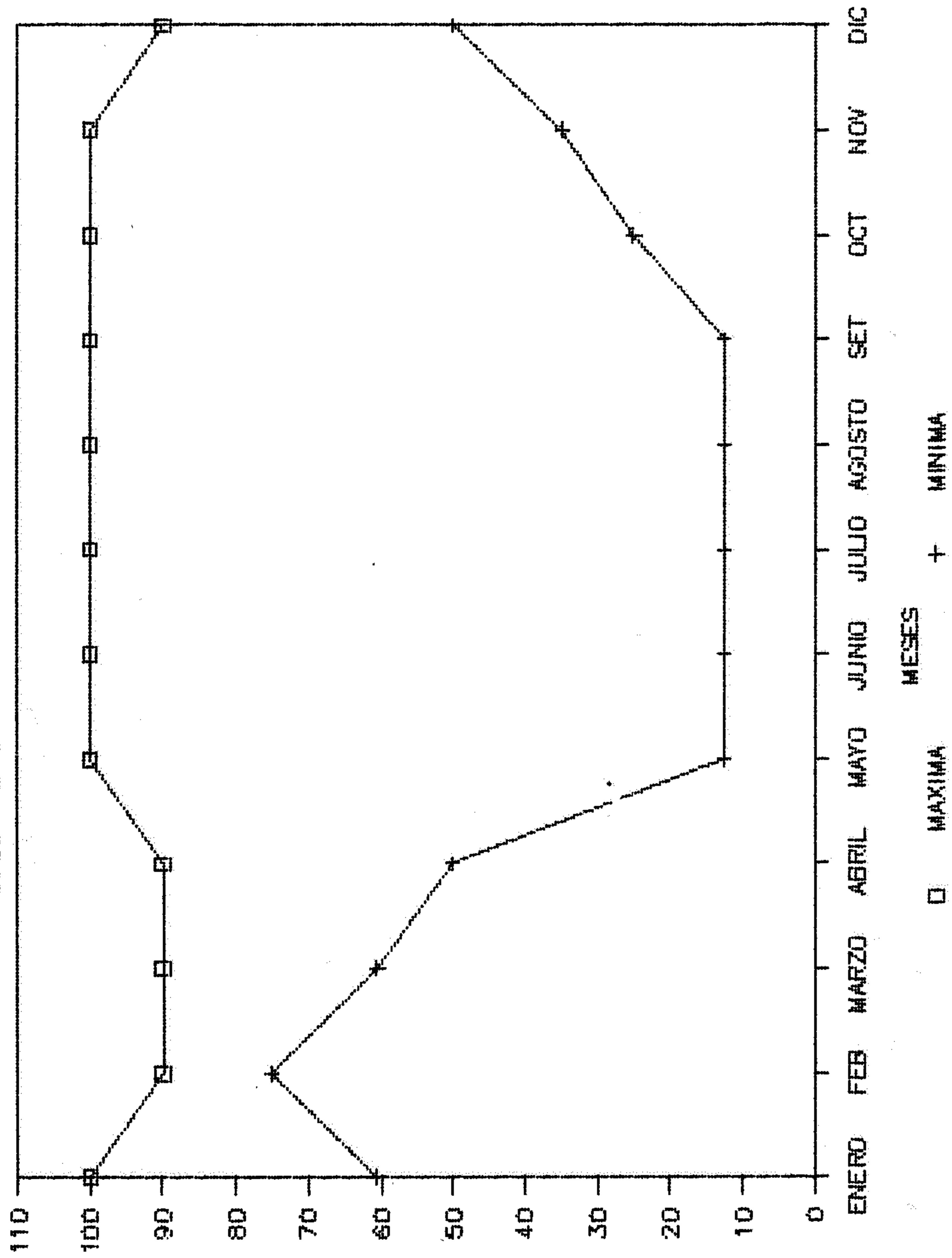


GRAF.3.9 NUBOSIDAD MEDIA Y TIPOS DE

NUBES PREDOMINANTES A LAS 13:00 HORAS



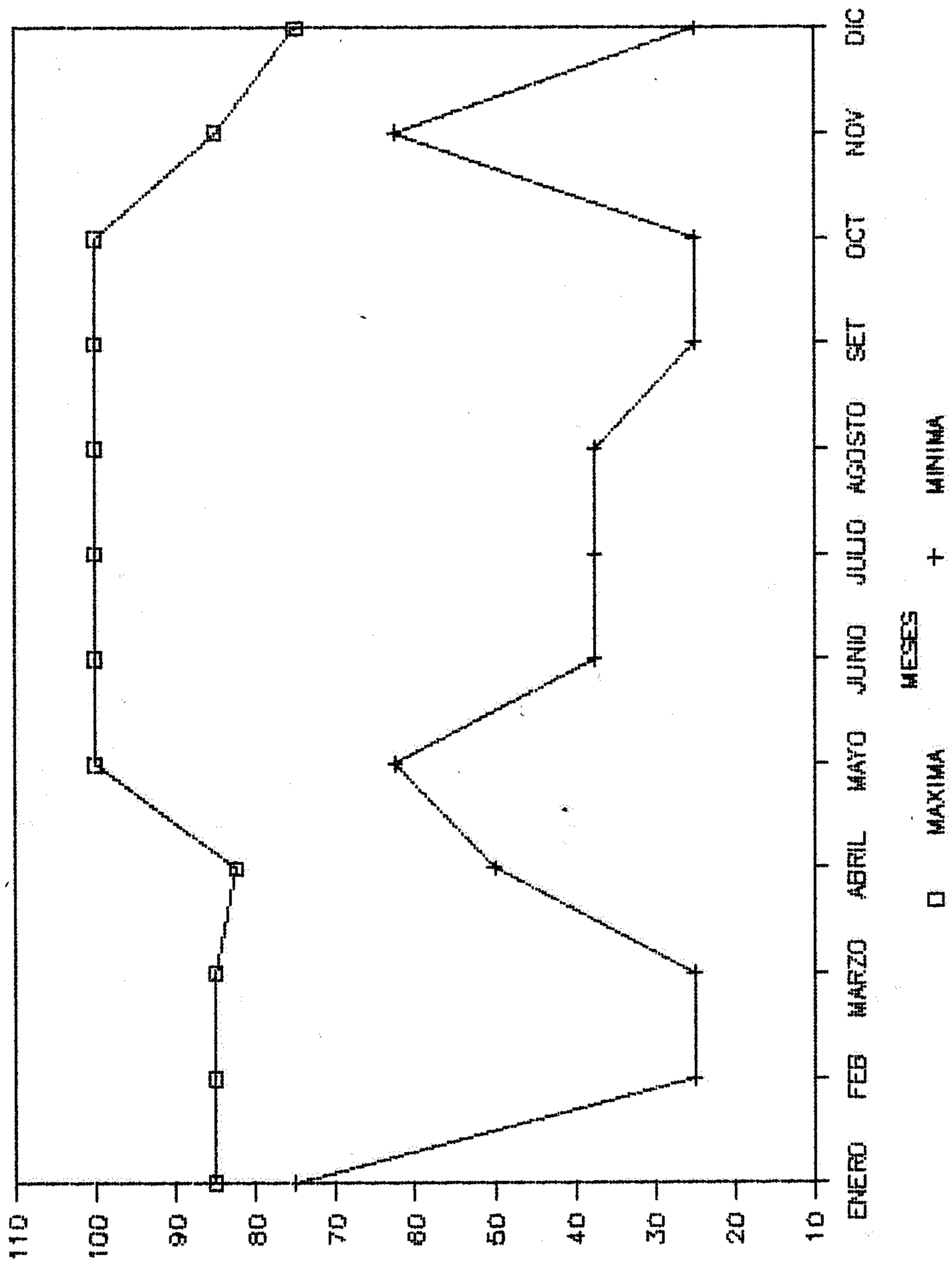
GRAF.3.10 NUBOSIDAD MEDIA Y TIPOS DE NUBES PREDOMINANTES A LAS 7:00 HORAS



(R)

GRAF.3.11 NUBOSIDAD MEDIA Y TIPOS DE

NUBES PREDOMINANTES A LAS 19:00 HORAS



(R)

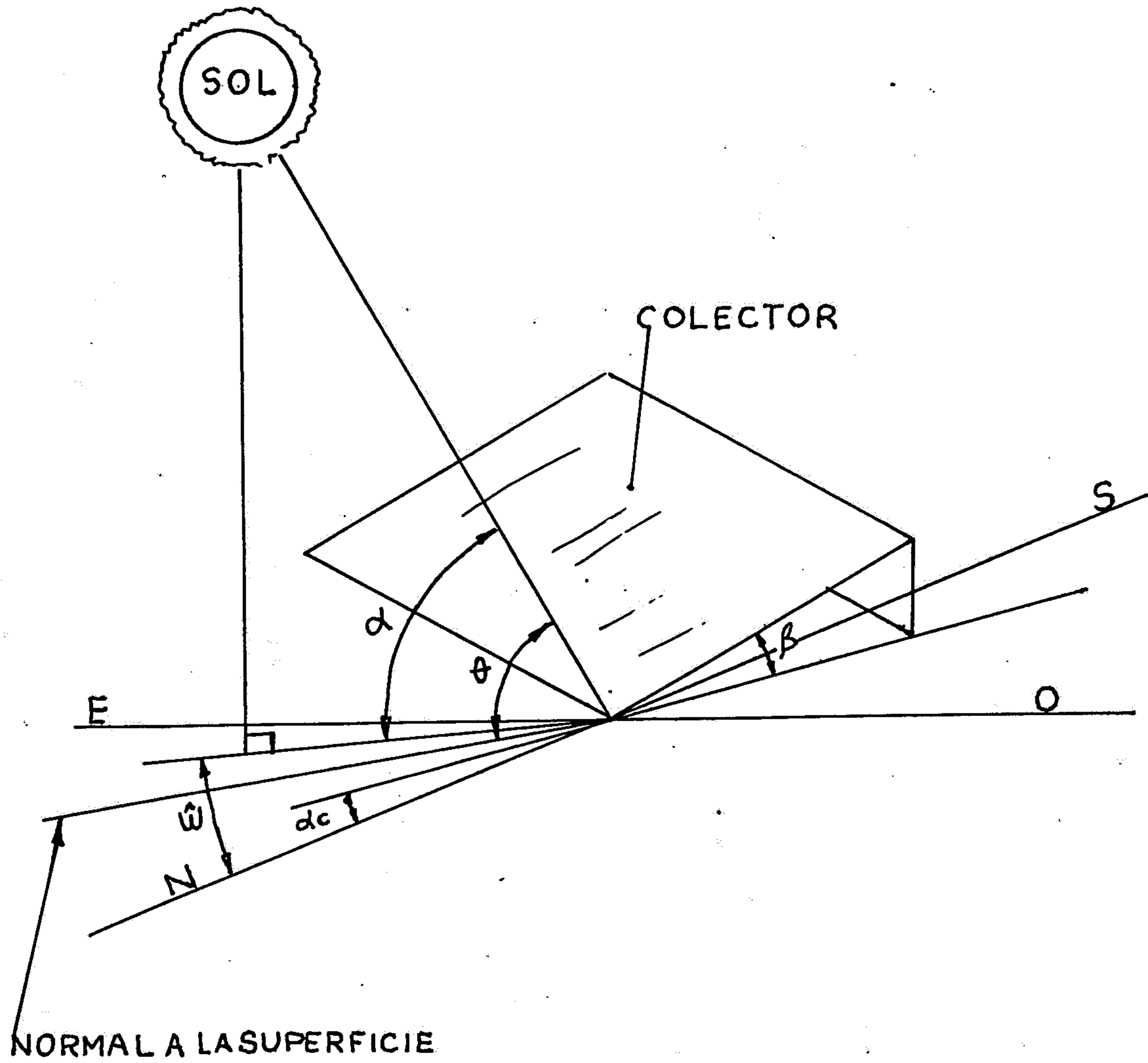


Fig. 3.4
Parámetros angulares para determinar la inclinación del colector (β)

b. Determinación del ángulo de incidencia (θ)

Se puede calcular a partir de :

$$\cos \theta = \sin (\varnothing - \beta) \sin \delta + \cos (\varnothing - \beta) \cos \delta \cos W \dots$$

.....(Ref.19)

Donde :

δ = Ángulo de declinación

\varnothing = Latitud

El ángulo de declinación se puede determinar aproximadamente a partir de :

$$\delta = 23.45 \sin [360/365 (284 + n)] \dots \text{Ref (13)}$$

Donde :

n = Número del día del año (Ejm. 5 de Enero,
 $n = 5$)

c. Determinación del ángulo del colector (β)

Consideraciones :

1. Si (β) = 0 (Colector Horizontal) para latitudes de 12° el valor de $\cos \varnothing$ es casi constante, sufriendo una disminución notable por el mes de Junio. Esto significa que la energía solar que recibe el colector es casi igual que la energía de los rayos solares que inciden perpendicularmente a la tierra.
(Ver Ref.13)

Esto ocurrió experimentalmente en Huancayo ($\theta = 12^\circ$) y se la prueba a lo largo de un año.

Ahora en Maña, la Latitud es de $11^\circ 59'$ ocurriendo el mismo comportamiento.

2. Si $\beta = 90^\circ$ (colector vertical) se obtiene valores bajos de $\cos \theta$. Además un colector vertical estará totalmente a la sombra durante un periodo no menor de dos meses.

En síntesis si $\beta =$ ángulo de la latitud del lugar, se ha encontrado experimentalmente los mayores valores de $\cos \theta$.

Por lo tanto el colector capta la mayor cantidad de energía radiante. Por esta razón y por la facilidad del montaje adoptamos $\beta = 12^\circ$

Determinación de la intensidad de la radiación en el límite de la atmósfera (I_{0n})

Se determina a partir de :

$$I_{0n} = I_{0n} \text{ Sen } \alpha$$

Donde :

I_{0n} = Radiación sobre plano normal al rayo solar en las afueras de la atmósfera cualquier día del año.

α = Ángulo de altitud solar.

Los cálculos de α y I_{0n} están en el Anexo C-III.1 y C-III.2, utilizando estos valores tenemos la siguiente tabla :

| Mes | I_{0h} (W/m ²) | Sena | I_{0h} (W/m ²) |
|-----------|------------------------------|---------|------------------------------|
| Marzo | 1,359.76 | - 0.487 | - 662.2 |
| Abril | 1,336.76 | - 0.435 | - 581.49 |
| Mayo | 1,317.82 | - 0.385 | - 507.36 |
| Junio | 1,308.35 | - 0.366 | - 478.85 |
| Julio | 1,309.70 | - 0.385 | - 504.23 |
| Agosto | 1,323.23 | - 0.434 | - 574.28 |
| Setiembre | 1,343.53 | - 0.488 | - 655.64 |
| Octubre | 1,376.29 | - 0.519 | - 709.22 |
| Noviembre | 1,385.47 | - 0.529 | - 732.91 |
| Diciembre | 1,396.29 | - 0.529 | - 738.63 |
| Enero | 1,393.59 | - 0.529 | - 737.31 |
| Febrero | 1,384.12 | - 0.475 | - 654.45 |
| Marzo | 1,365.17 | - 0.497 | - 678.49 |

Tabla III.4
Valores de I_{0h} (W/m²)

3.6 Determinación de la intensidad de radiación horizontal (I_{Th})

La radiación global diario mensual (I_{Th}) se han tomado de Piranómetro de bellani (Ref.6) y se ha utilizado el factor de corrección de Bellani = 1.8696; ver Ref.14, para obtener el I_{Th} instantaneo se considera el número de horas sol promedio mensual. Se ha tomado los datos para el año 1985 o sea :

$$I_{Th} = \left(\frac{\text{Radiación Global}}{\# \text{ de dias del mes}} \right) \times 1.8696 \text{ (cal/cm}^2\text{- día)}$$

| Mes | I_{Th} (Cal/cm ² - seg) | I_{Th} (W/m ²) |
|-----------|--------------------------------------|------------------------------|
| Enero | 0.01645 | 687.61 |
| Febrero | 0.01716 | 717.28 |
| Marzo | 0.0153 | 634.54 |
| Abril | 0.0146 | 610.28 |
| Mayo | 0.0194 | 810.92 |
| Junio | 0.0233 | 973.94 |
| Julio | 0.0300 | 1,254.00 |
| Agosto | 0.0210 | 877.8 |
| Setiembre | 0.0190 | 794.2 |
| Octubre | 0.019358 | 809.2 |
| Noviembre | 0.01763 | 737.00 |
| Diciembre | 0.01431 | 589.16 |

Tabla III.5 Valores de I_{Th} (W/m²)

3.7. Determinación de la Relación Radiación Directa Colector y radiación Directa Horizontal (R_D)

Esta relación se define como :

$$R_D = \frac{\text{Radiación directa colector}}{\text{Radiación directa horizontal}} = \frac{\text{Cos } \theta_c}{\text{Cos } \theta_n}$$

$$R_D = \frac{1}{\vec{r} \cdot \vec{h}} (\vec{r} \cdot \vec{c})$$

Donde :

θ_c = Angulo formado por el rayo del sol y la norma del Plano horizontal.

θ_n = Angulo formado por el rayo del sol y la norma normal al colector.

\vec{r} = Vector del rayo del sol

$\vec{c} = \vec{P}$ = Vector normal al plano del colector

\vec{h} = Vector normal al plano horizontal

Los valores de \vec{r} , \vec{C} , y \vec{h} se determinan en el anexo C III.3 y haciendo uso se determina R_0 .

| MES | R_0 |
|-----------|-------|
| Enero | 1.07 |
| Febrero | 1.03 |
| Marzo | 0.93 |
| Abril | 0.83 |
| Mayo | 0.73 |
| Junio | 0.69 |
| Julio | 0.74 |
| Agosto | 0.85 |
| Setiembre | 0.93 |
| Octubre | 1.02 |
| Noviembre | 1.07 |
| Diciembre | 1.09 |

Tabla III.6 Valores de R_0

3.8. Determinación del factor de Conversión de radiación horizontal a inclinada (R)

Se obtiene a partir de:

$$R = \left[1 - (D/H) \right] R_0 + (D/H) \left[\frac{(1 + \cos S)}{2} \right] + \rho \left[\frac{(1 - \cos S)}{2} \right]$$

.....Ref. (13)

Donde :

ρ = Reflectancia del terreno ($\rho = 0.2$ se asume)

$S = \varnothing$ = Latitud (12°)

$(D/H) = I_{dh}/I_{th}$

I_{dh} = Identidad de radiación difusa horizontal

I_{th} = Identidad de radiación total horizontal

La relación D/H se determina en el Anexo C-III.4

Utilizando estos resultados, se obtiene la

siguiente tabla :

| MES | (R) |
|-----------|-------|
| Enero | 1.13 |
| Febrero | 1.06 |
| Marzo | 0.88 |
| Abril | 0.71 |
| Mayo | 0.56 |
| Junio | 0.51 |
| Julio | 0.60 |
| Agosto | 0.73 |
| Setiembre | 0.88 |
| Octubre | 1.04 |
| Noviembre | 1.13 |
| Diciembre | 1.18 |

Tabla III.7 Valores de (R)

3.9 Determinación de la Intensidad de radiación total

(I_{TC})

Se obtiene a partir de la relación :

$$I_{TC} = I_{Th} \times (R)$$

Los resultados se obtienen de la siguiente tabla :

| MES | I_{TC} (W/m ²) |
|-----------|------------------------------|
| Enero | 777.00 |
| Febrero | 760.32 |
| Marzo | 562.79 |
| Abril | 433.29 |
| Mayo | 454.12 |
| Junio | 496.71 |
| Julio | 752.40 |
| Agosto | 640.79 |
| Setiembre | 698.89 |
| Octubre | 841.53 |
| Noviembre | 832.81 |
| Diciembre | 705.83 |

Tabla II.8 Valores de (I_{TC})

3.10. Determinación de la eficiencia del colector y del área de colección.

3.10.1. Generalidades

a. Datos Obtenidos

Temperatura del agua en el tanque : 18°C

Temperatura del calentamiento : 83°C

Flujo de agua a calentar : 974 Kg/h

Capacidad diaria de Producción :

| | Producción | Consumo de Vapor |
|----------|------------|------------------|
| Papelera | 25 T/D | 4,167 Kg/h |
| Estucado | 6 T/D | 1,500 Kg/h |

b. Cálculo de la energía necesaria para el precalentamiento del agua (H agua)

Se obtiene a partir de la ecuación :

$$H (\text{Agua}) = m_{\text{H}_2\text{O}} C_p \Delta T$$

Donde :

$$m_{\text{H}_2\text{O}} = 974 \text{ Kg/h}$$

$$C_p = 4.180 \text{ KJ/Kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = (83 - 18) ^\circ\text{C}$$

$$H (\text{Agua}) = 264,635.8 \text{ KJ/h}$$

$$(73,509.94 \text{ W})$$

3.10.2. Cálculo de rendimiento del colector (η_c)

- a. Para determinar el rendimiento del colector a seleccionar se ha de tomar como referencia los resultados experimentales de DUNKLE R.V. y DAVEY E.T. (Ref. 12) y otros trabajos realizados por el INTITEC (Referencia 25). Se obtiene una curva de performance (Graf. 3.12) a partir de la cual se obtiene la siguiente fórmula, válida para colectores solares de calentamiento de agua a gran escala.

$$\Delta T/R_i = \frac{(T_s + 2 T_i)/3 - (T_a + 2)}{(R_i/h) (1.16)} \dots (\text{Ref.25})$$

Donde :

T_i : Temperatura del agua al inicio del día
(15°C).

T_s : Temperatura del agua al final del día
(83°C).

T_a : Temperatura ambiente promedio (T_a).

R_i : Radiación solar sobre superficie
inclinada

h : Horas sol promedio

- b. Valores experimentales de la radiación solar, horas sol y la temperatura del ambiente promedio.

De los resultados experimentales se obtiene la tabla III.9

c. Determinación de la eficiencia del colector (η_c)

Con los datos de la tabla III.9 y la fórmula obtenida de la referencia (25), vamos a estimar la eficiencia del colector a seleccionar utilizando la curva de performance obtenido (Graf. 3.12)

Estas eficiencias estimadas mensualmente nos ayudarán a estimar las áreas de colección mensual.

Los resultados estan en la siguiente tabla :

| Mes | $\Delta T/R_s$ ($^{\circ}\text{C} - \text{m}^2/\text{W}$) | Eficiencia del Colector (η_c) |
|-----------|---|--------------------------------------|
| Enero | 0.1497 | 0.60 |
| Febrero | 0.2516 | 0.53 |
| Marzo | 0.2959 | 0.50 |
| Abril | 0.3707 | 0.45 |
| Mayo | 0.3493 | 0.46 |
| Junio | 0.2156 | 0.55 |
| Julio | 0.1037 | 0.63 |
| Agosto | 0.1848 | 0.56 |
| Setiembre | 0.2183 | 0.55 |
| Octubre | 0.1675 | 0.59 |
| Noviembre | 0.2008 | 0.54 |
| Diciembre | 0.3027 | 0.51 |

Tabla III.10.
Valores de eficiencia del colector (η_c)

3.10.3. Cálculo del área de colección mensual :

- a. Con los datos obtenidos en la tabla III.10, vamos a estimar el área de colección necesaria mensualmente. Utilizaremos la siguiente relación:

$$A_i = \frac{H \text{ Agua}}{\eta_c R_i}$$

Donde :

$$H \text{ Agua} = 264,635.8 \text{ KJ/h}$$

η_c = Eficiencia del colector

R_i = Relación solar sobre superficie inclinada

Tabulando los resultados obtenemos :

| Mes | A_i (m ²) |
|-----------|--------------------------|
| Enero | 106 |
| Febrero | 173 |
| Marzo | 262 |
| Abril | 377 |
| Mayo | 352 |
| Junio | 269 |
| Julio | 155 |
| Agosto | 205 |
| Setiembre | 192 |
| Octubre | 132 |
| Noviembre | 147 |
| Diciembre | 188 |

Tabla III.11.
Valores del área de colección (A_i)

Con los valores de esta tabla, se realiza la
Grafica (3.13)

3.10.4. Alternativas para suplir el déficit de energía en los meses críticos (Abril - Junio)

Del gráfico (3.13) se ha de asumir un promedio
anual de superficie de calentamiento de :

$$A_c = 264 \text{ m}^2$$

El presente informe muestra los resultados de los cálculos realizados para determinar los valores de Ri, h y Ta en función de los meses del año.

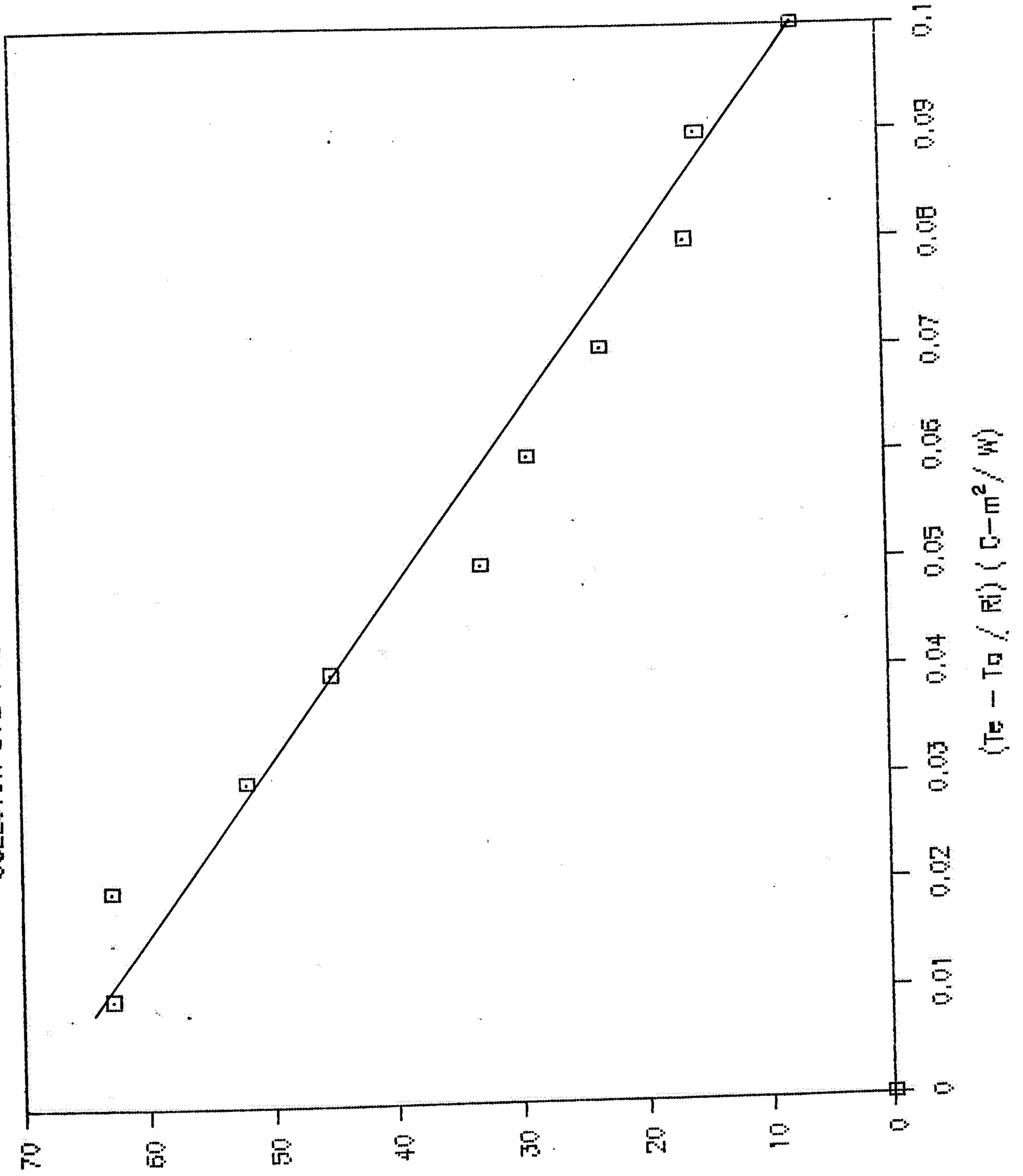
TABLA III.9

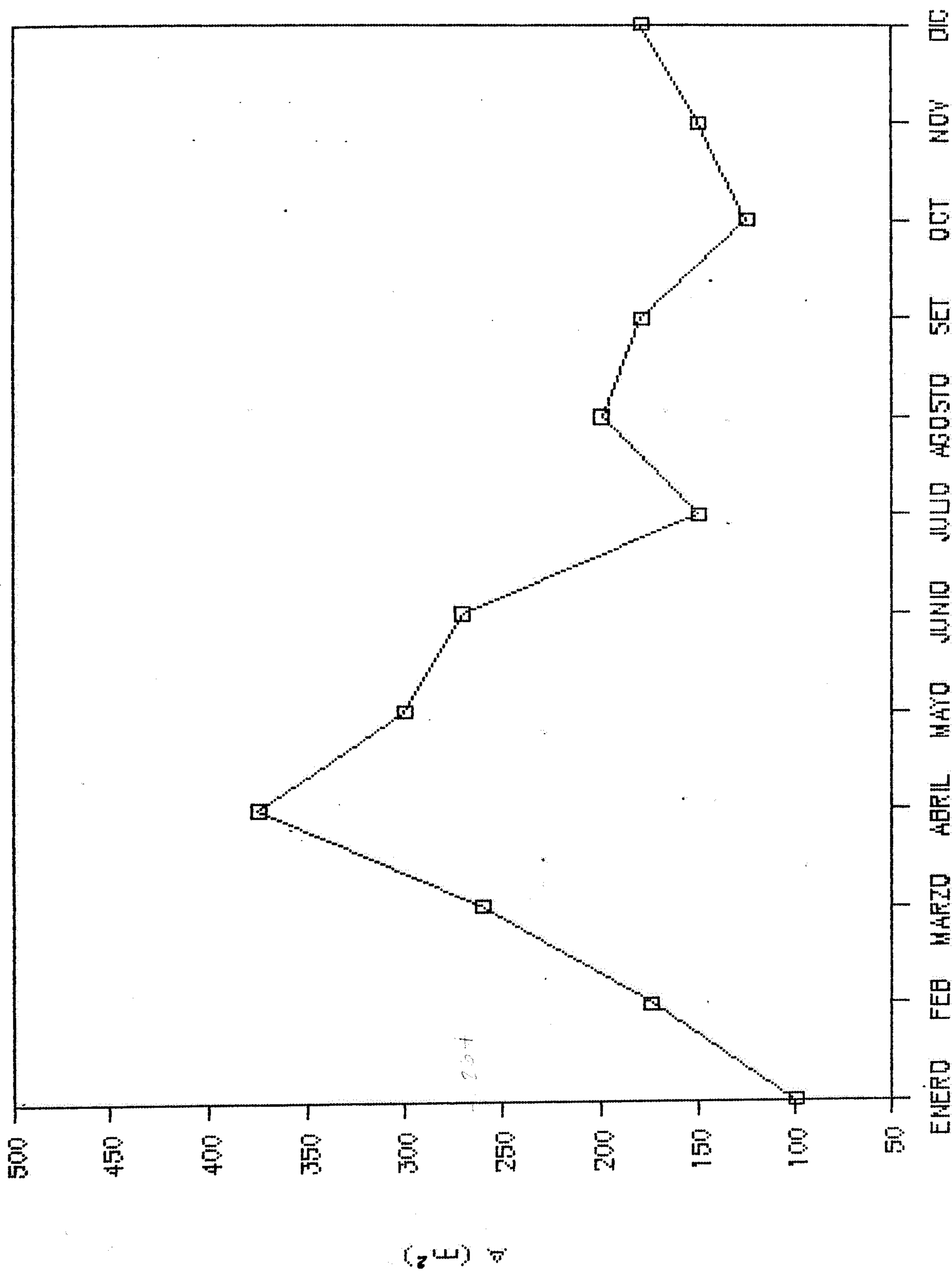
Valores de Ri, h y Ta

| | ENERO | FEBRERO | MARZO | ABRIL | MAYO | JUNIO | JULIO | AGOSTO | SEPTIEMBRE | OCTUBRE | NOVIEMBRE | DICIEMBRE |
|-----------------------------------|-------|---------|--------|--------|--------|---------|-------|--------|------------|---------|-----------|-----------|
| Ri (W/m ²) | 777 | 760.32 | 562.79 | 433.29 | 454.12 | 1496.71 | 752.4 | 640.74 | 698.89 | 841.43 | 832.81 | 705.83 |
| HORAS SOL (h) | 5.6 | 6.7 | 5.5 | 5.2 | 4.8 | 3.2 | 2.2 | 3.3 | 4.2 | 4.5 | 5.4 | 7.2 |
| TEMPERATURA AMBIENTE MEDIA Ta(°C) | 22.5 | 23.4 | 23.2 | 22.5 | 20 | 19.5 | 17.2 | 16.7 | 16.2 | 17.6 | 18.4 | 20.8 |

GRAF. 3.12 CURVA EFICIENCIA PARA UN

COLECTOR QUE UTILIZA AGUA COMO FLUIDO





Para el flujo a calentar con esta superficie, tenemos un déficit máximo de 113 m². Esto ocurre en el mes de Abril, mientras que en los meses de Mayo y Junio el déficit de superficie de calentamiento es menor.

En los meses comprendidos entre Enero - Marzo y Julio - Diciembre. La superficie de 264 m², excede a las superficies necesarias para cada mes. Esto nos lleva a adoptar una de las alternativas siguientes :

1. El déficit de superficie de calentamiento lo tendríamos que suplir con un equipo auxiliar de pre-calentamiento del agua con Diesel N°2.
2. El ahorro mensual de combustible varía en los meses comprendidos entre Abril y Junio, el ahorro de combustible será menor comparado con los meses comprendidos entre Enero - Marzo y Julio - Diciembre.

Conclusión :

Adoptamos la segunda alternativa ya que no implica una inversión adicional para el sistema.

3.11. Selección de una unidad modular de colector solar para sistemas de gran capacidad

3.11.1. Generalidades

Para seleccionar la unidad colector, nos basamos en los trabajos experimentales realizados por el ITINTEC y de Dunkle - Davey (Ref.12).

Se consideran dos aspectos, la eficiencia del colector y la optimización en la distribución de presiones.

3.11.2 Eficiencia del colector a seleccionar

En la sección 3.10.2. estimamos la eficiencia del colector mensualmente, nos basamos en los trabajos de Dunkle - Davey y construimos la curva de performance (Grafico 3.12). Estos resultados los adoptamos a las condiciones meteorológicas del lugar. Las relaciones matemáticas que se consideran para determinar la eficiencia del colector están en el Anexo C-III.4.

3.11.3 Distribución del flujo y presión en un banco de colectores tipo rejilla

1. Generalidades

Se evita el estancamiento del agua, si el flujo es descargado por el extremo opuesto. En este caso la

zona de bajo flujo ocurre en la parte media de los colectores. En esta zona la temperatura del colector aumenta, dando lugar al incremento de pérdidas de calor a través de la cubierta superior provocando así una caída en la eficiencia térmica. Una alternativa para este problema es reemplazar las rejillas individuales por una resistencia al flujo distribuido entre los cabezales, lo cual permitiría una solución del flujo y presión que corresponde a la distribución real de grandes instalaciones.

Para determinar la distribución del flujo y las presiones en la rejilla de tubos y en el cabezal superior se hace uso del modelo matemático planteado en el anexo C-III.5

2. Modelo teórico para determinar la distribución de presiones en los cabezales.

Se ha desarrollado un programa de cómputo para determinar la distribución de la presión en los cabezales de un banco de colectores conectados en paralelo, tanto en el cabezal inferior como en el cabezal superior a lo largo de la longitud del arreglo. Ver Fig. 3.5. Además este modelo permite definir el diámetro de los tubos ascendentes que pueden ser conectados en paralelo dentro de un

banco de colectores.

3. Verificación experimental del modelo teórico.

Se realizó en un banco de colectores en paralelo de las siguientes características :

6 colectores en paralelo : 1.2 x 0.6 m

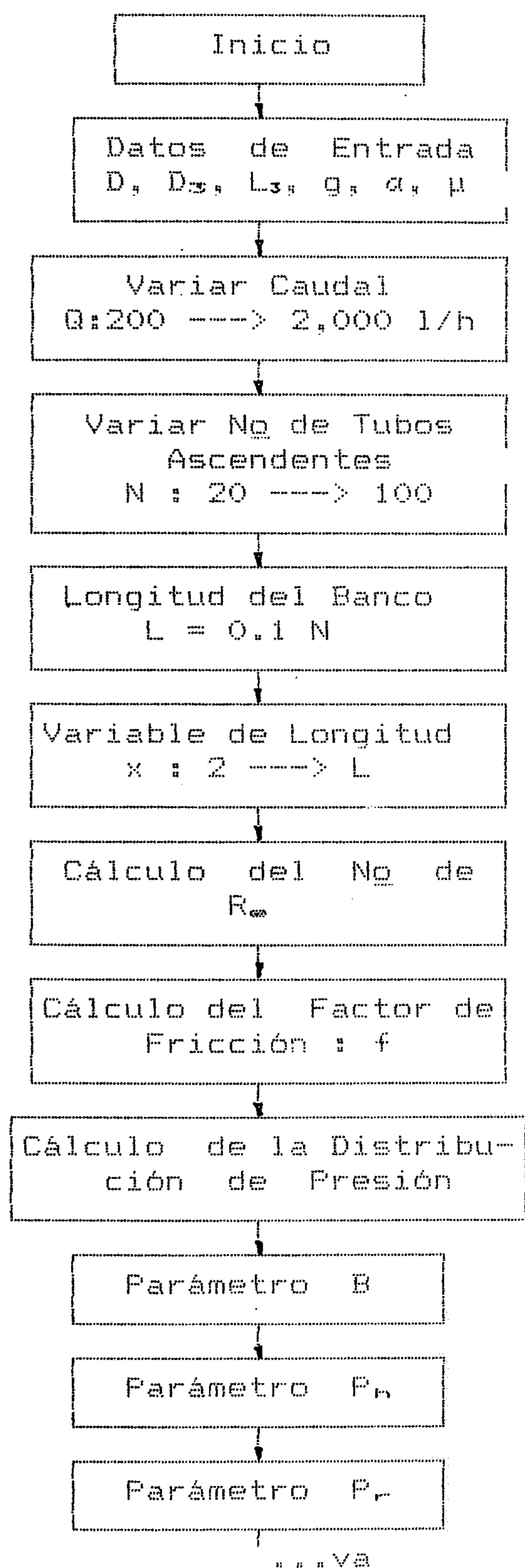
Diametro de cabezales : 1 pulg.

Diametro de tubos ascendentes : 0.5 pulg.

Total de tubos ascendentes : 24

Longitud total de banco : 3 m.

Diagrama de Flujo



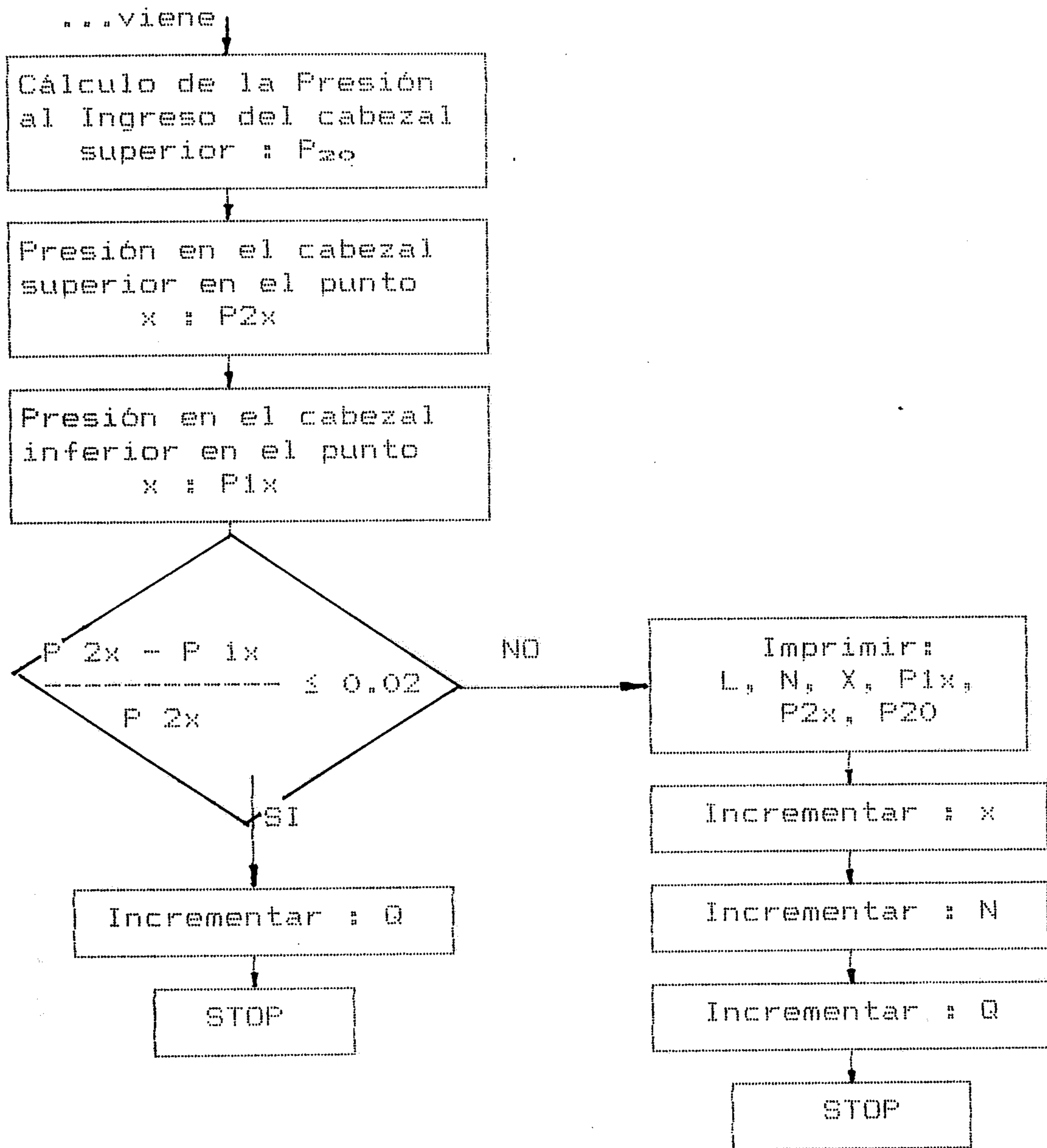


Fig. 3.5.
Programa para el Cálculo de la distribución de presiones

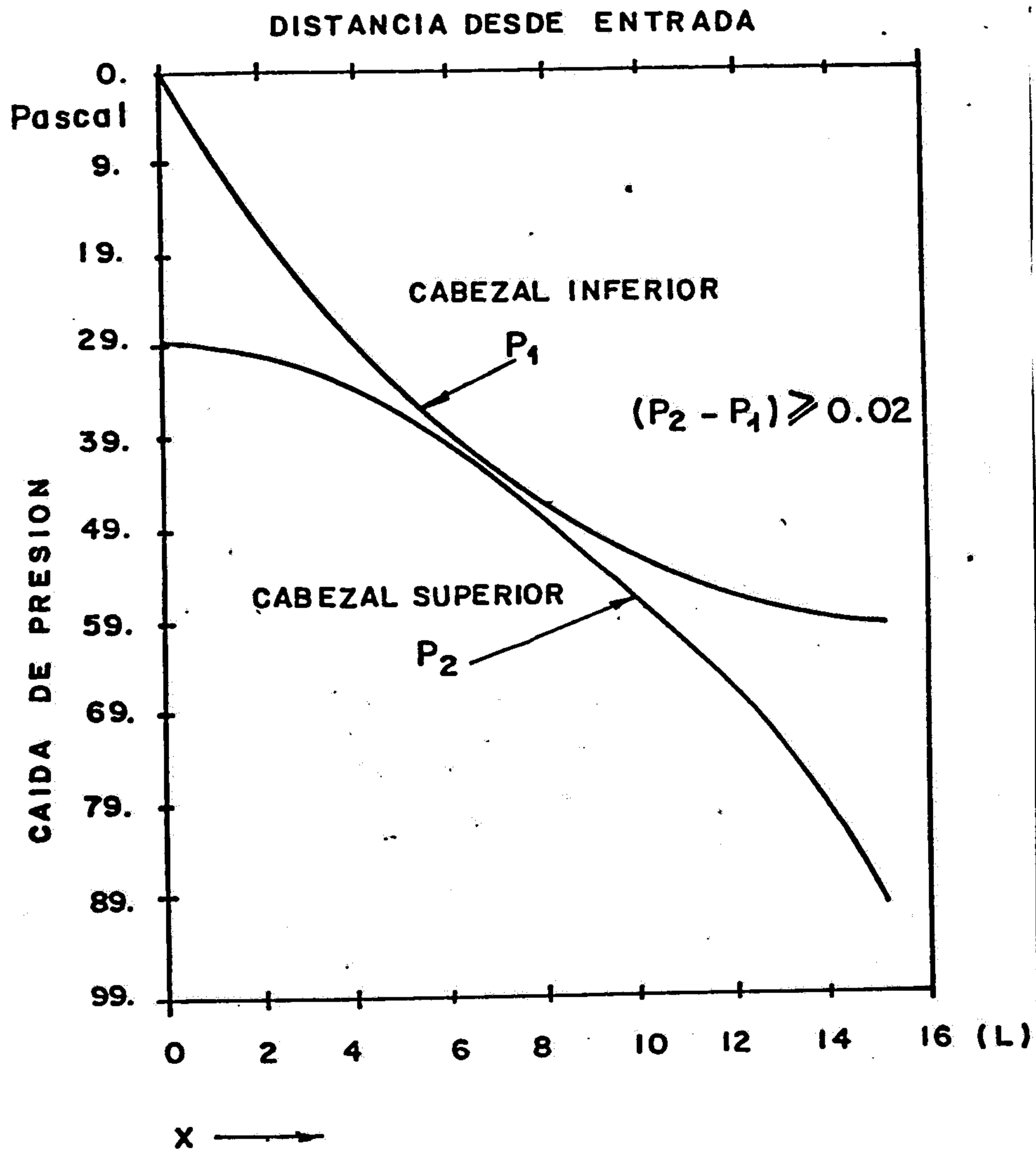


Figura 3.6.

Verificación experimental del modelo Teórico (Ref. 25.)

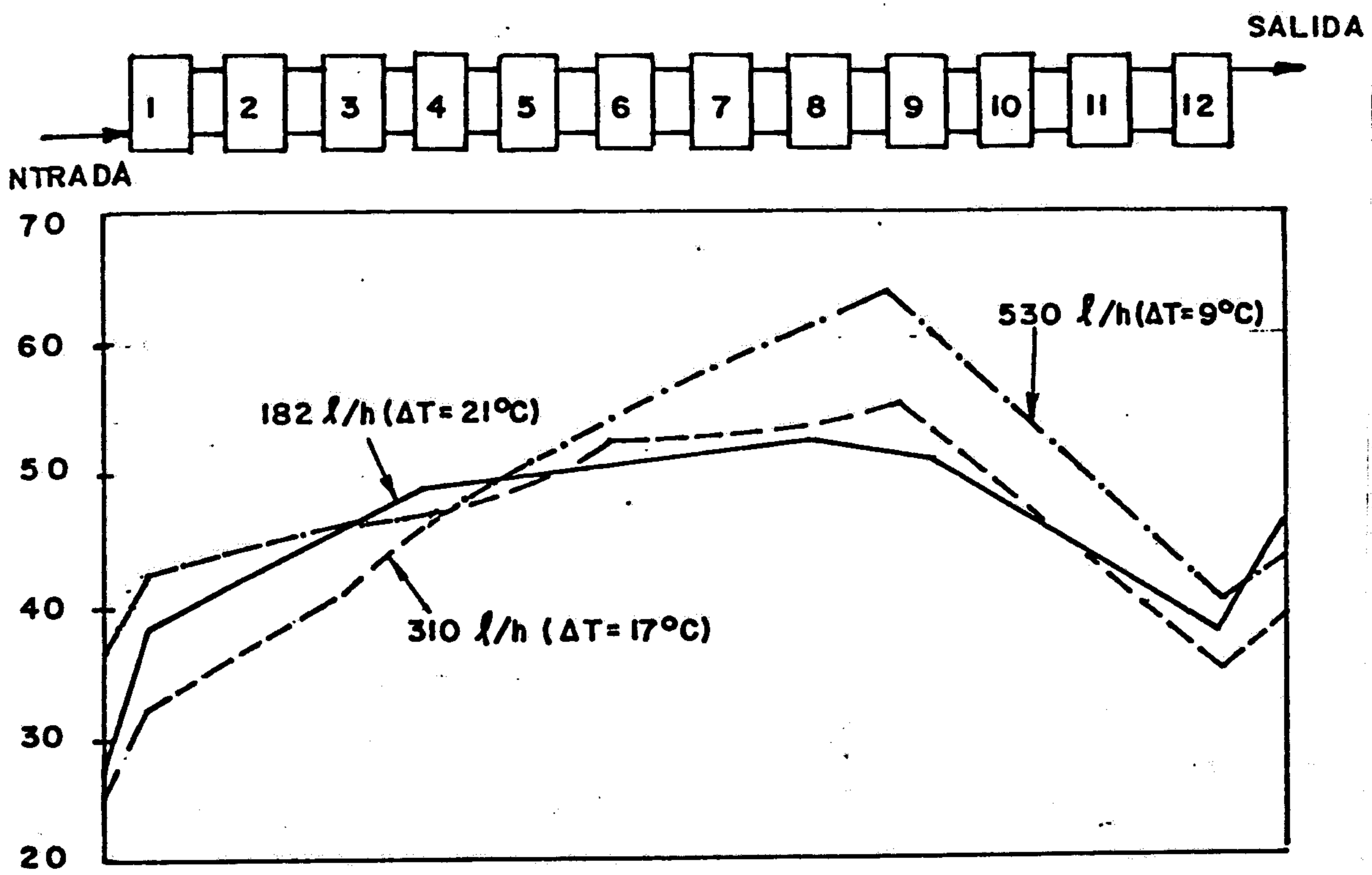


Fig. 3.7.
 Resultados experimentales de banco de 12 colectores en paralelo (Ref.25)

Caudal total : 218 lt/h

Viscosidad dinámica : 0.00066 Pa - s

Factor de fricción : 0.1

Se obtiene con estos datos, los siguientes resultados teóricos :

$$B = 3.78$$

$$\Delta P_h = 1.14 \text{ Pascal}$$

$$\Delta P_r = 0.16 \text{ Pascal}$$

Esta verificación se muestra en la fig. 3.6. Además los resultados experimentales indican que la distribución de temperatura es mala para altos caudales (Fig.3.7). Esto se supera con una buena distribución de presiones. Si los cabezales son grandes como para una caída de presión pequeña comparada a la caída de presión a través de las rejillas, entonces el flujo es asegurado.

4. Conclusiones :

- a. De acuerdo a la correlación de los valores teóricos con los valores experimentales, se ha encontrado que la mejor distribución se da cuando la diferencia de presión entre cabezal superior y cabezal inferior es mayor del 2%. Esto asegura que la temperatura no va tomar valores extremos ni picos.

- b. Es recomendable caudales entre 30 y 40 lt/h m² de colector, a fin de obtener incremento de temperaturas razonables (Ref.12)

1.4 Selección de la unidad modular del colector

Segun los criterios señalados en la sección 3.11.2 y 3.11.3, vamos a adoptar una unidad modular que consta de siete tubos ascendentes de 1/2 pulg. de diámetro y cabezales de 1 pulg. Ambos de fierro galvanizado los cuales van unidos a una placa también de fierro galvanizado de un área aproximada de 2 m².

1. Especificaciones técnicas del colector seleccionado

Dimensiones exteriores :

Cubierta transparente : Vidrio semidoble 3mm espesor

Transmisividad solar : 0.91

Area neta de cubierta : 2,195 m.m. x 1,015 m.m.

Superficie de recubrimiento : Pintura negro-mate

Absorvidad solar : 0.92

Emisividad infrarojo : 0.85 - 0.95

Aislamiento :

Lana de vidrio : K = 0.35 W/m -°C

Tecknoport : K = 0.040 W/m -°C

Espesor lateral : 20 m.m.

Espesor inferior : 50 m.m.

Placa colectora :

Placa : Fierro galvanizado $K_p = 29.075 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$

Tubo : Fierro galvanizado $K = 29.075 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$

Área neta de absorción : 1.76 m^2

Tipo de unión: Tubos amarrados a la placa cada 10 cm.

Dimensiones de la placa : $2.035 \times 915 \times 0.4 \text{ m.m.}$

Diámetro de tubos ascendentes : $1/2''$

Diámetro de tubos cabezales : 2.5 cm.

Número de tubos de la rejilla : 7

2. Recomendaciones para la selección de la unidad colectora :

Placa absorbente :

Toda placa utilizada con absorbente en colectores, debe tener una buena conductividad térmica, resistencia a la corrosión, fácil fabricación, resistencia y disponibilidad. Se debe considerar placas con alta conductividad térmica para conducir el calor al fluido con una pequeña caída de temperatura. Esta conductividad térmica es gobernada por cuatro parámetros, a saber :

- a) Conductividad térmica del material de placa.
- b) Espaciamiento entre tubos
- c) Espesor de la Placa

d) Conductividad térmica de la unión tubo-placa absorbente.

Recubrimiento ó pintura absorbente

Para colectores que operan a altas temperaturas se debe buscar recubrimientos de alta absorción y baja emitancia.

Protección contra corrosión

Existen tres motivos por los que se pueden presentar la corrosión:

- a) Uso de materiales diferentes
- b) Uso de líquidos corrosivos
- c) Presencia de aire en el sistema

A fin de evitar la corrosión en las conexiones entre los tubos de hierro se utilizan uniones de jebe especial.

Cubierta transparente

El vidrio es el material más usado debido a sus características físicas, ópticas y mecánicas, a su costo limitado y su durabilidad. Presentan altos valores de trasmisividad (longitudes de onda : 0.38-0.78 μm) mientras que en el infrarojo (0.8 - 3.5 μm)

Ver tabla III.12

Aislamiento térmico

A fin de optimizar la energía absorbida por la placa, esta debe estar aislada. Se recomienda que la parte inferior y lateral del colector debe tener entre 75 a 100 m.m. de espesor de aislante. En la tabla III.13 se muestran las cualidades de los aislantes más usados.

Tabla III - 12

Propiedades de materiales usados en cubiertas de colectores

| Material | Espesor (m.m.) | Transmitancia Normal (%) | Max. Temp. de Operac. (°C) |
|---------------------------|-------------------|--------------------------------|----------------------------------|
| vidrio Claro (5% F.O) | 3.1 | 85 | 204 |
| vidrio ordinario (12%F.O) | 4.7 | 81 | 104 |
| vidrio ordinario (12%F.o) | 6.3 | 18 | 204 |
| vidrio incoloro (1% F.o) | 3.1 | 0.1 | 204 |
| ristal (bajo F.o) | 4.7 | 90.5 | 204 |
| vidrio de ventana | 6.3 | 91 | 204 |
| acrílico 100% | 3.1 | 89 | 87 |
| acrílico incoloro | 4.7 | 78 | 132 |
| acrílico en lámina | 6.3 | 74 | 132 |
| olicarbonato | 3.1 | 81 | 132 |
| olicarbonato | 4.7 | 78 | 132 |
| olicarbonato | 6.3 | 74 | 132 |
| Tedlar film | 0.1 | 93.5 | 108 |
| Teflon film | 0.05 | 97 | 250 |
| Mylar film | 0.02 | 85 | 104 |
| Kalwall (F.R.P.) | 0.063 | 93 | 60 |
| Lexan film | 0.12 | 94 | 132 |
| Lexan film | 0.17 | 93 | 132 |

(Marca registrada

Tabla III - 13

Comparación de propiedades de los aislantes

| Material | Lana de Vidrio | Uretano | Polyestireno |
|-----------------------------------|----------------|-----------------|--------------|
| Aislante térmico | Bueno | Excelente | Bueno |
| Resistencia a la Humedad | Regular | Excelente | Bueno |
| No presenta - elementos volátiles | Excelente | Pobre | Regular |
| Resistencia a Temperaturas | Excelente | Regular | Pobre |
| Sugerencia (*) | Recomendable | No recomendable | |

(*) No recomendable para alta temperatura

3.11.5. Disposición de los colectores

Tomando como referencia el análisis experimental de la distribución de presiones de 40 m² de área de colección distribuidos en 4 grupos de 5 colectores en dos bloques en paralelo, adoptamos esta distribución (Ref. 26) por que la caída de presión en cada grupo es constante.

Las dimensiones del diámetro del tubo cabezal, el diámetro de los tubos ascendentes el caudal y la diferencia de presiones para este sistema se indica en la fig. (3.8). La diferencia de presiones entre el cabezal superior e inferior es mayor que 2 %.

Tenemos un área de colección de 264 m², lo que equivale a tener 150 colectores de 1.76m² cada uno.

De acuerdo a las recomendaciones dadas por Dunkey - Davey (Ref.12) y mas el modelo experimental tomando como referencia, los colectores irán dispuestos en dos grupos, tal como se indica en la fig. (3.9).

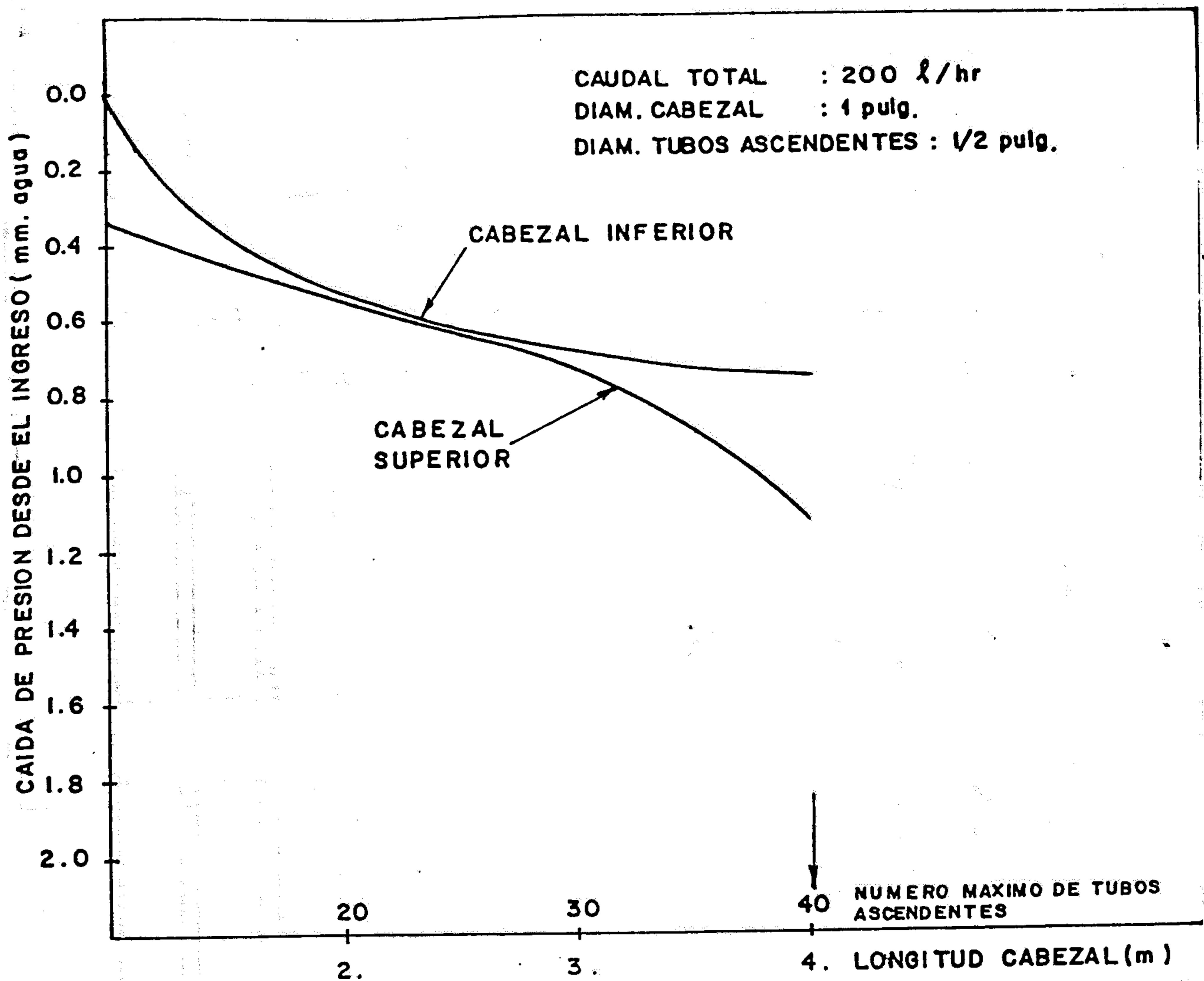


Fig. 3.8
Distribución de presiones en Banco de colectores
(Ref. 25).

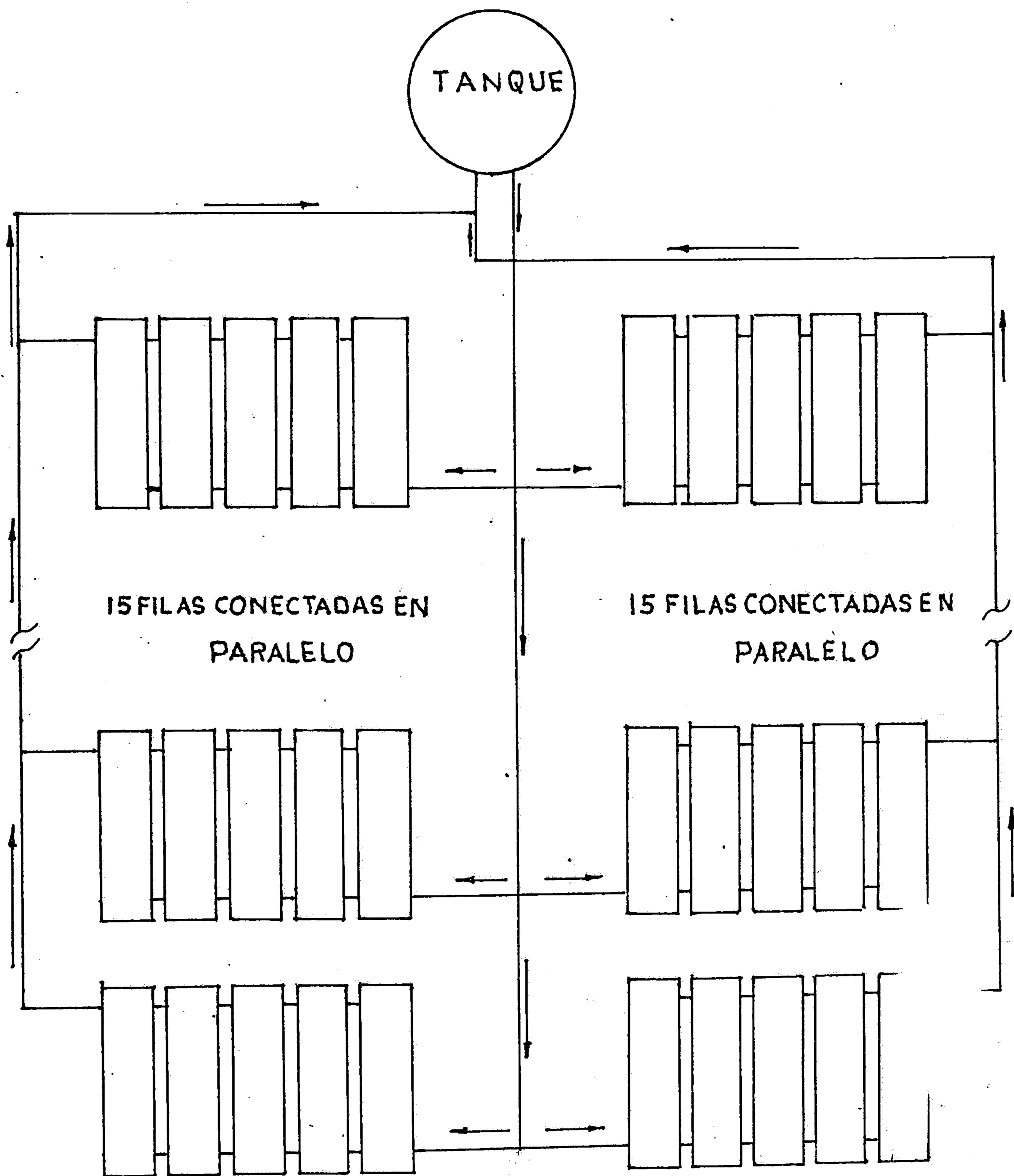


Fig. 3.9
Disposición de los colectores.

3.11.6 Selección de tuberías y pérdidas de presión.

Generalidades

Lo recomendado por John - Wiley; (Ref.25). El flujo del agua debe de estar comprendido entre 0.75 - 1 lt/min-m². Adoptamos 0.8 lt/min-m² y construimos la tabla III.13.

| | Area (m ²) | Caudal (L/s) | Q (m ³ /h) |
|--------------------|------------------------|--------------|-----------------------|
| 1 colector | 1.76 | 0.0234 | 0.0844 |
| 1 fila de colector | 8.8 | 0.1173 | 0.4224 |
| Todo el sistema | 264 | 3.52 | 12.672 |

Tabla III.13
Caudal del sistema de precalentamiento

3.11.6.a Caida de presión de una fila de cinco colectores.

Caida de presión en los colectores

De las recomendaciones experimentales el flujo que adoptamos es 0.8 lt/min-m² por área de colector. Así el flujo en el colector es de 0.0234 L/s (84.48 L/h). Con 13.3×10^{-3} Kg/s-m² y utilizando la Fig 3.10 encontramos :

$$\Delta P = 1.22 \text{ m.m. H}_2\text{O/colector (12N-m}^2\text{)}$$

Además ΔP = Constante por la disposición paralela de los colectores.

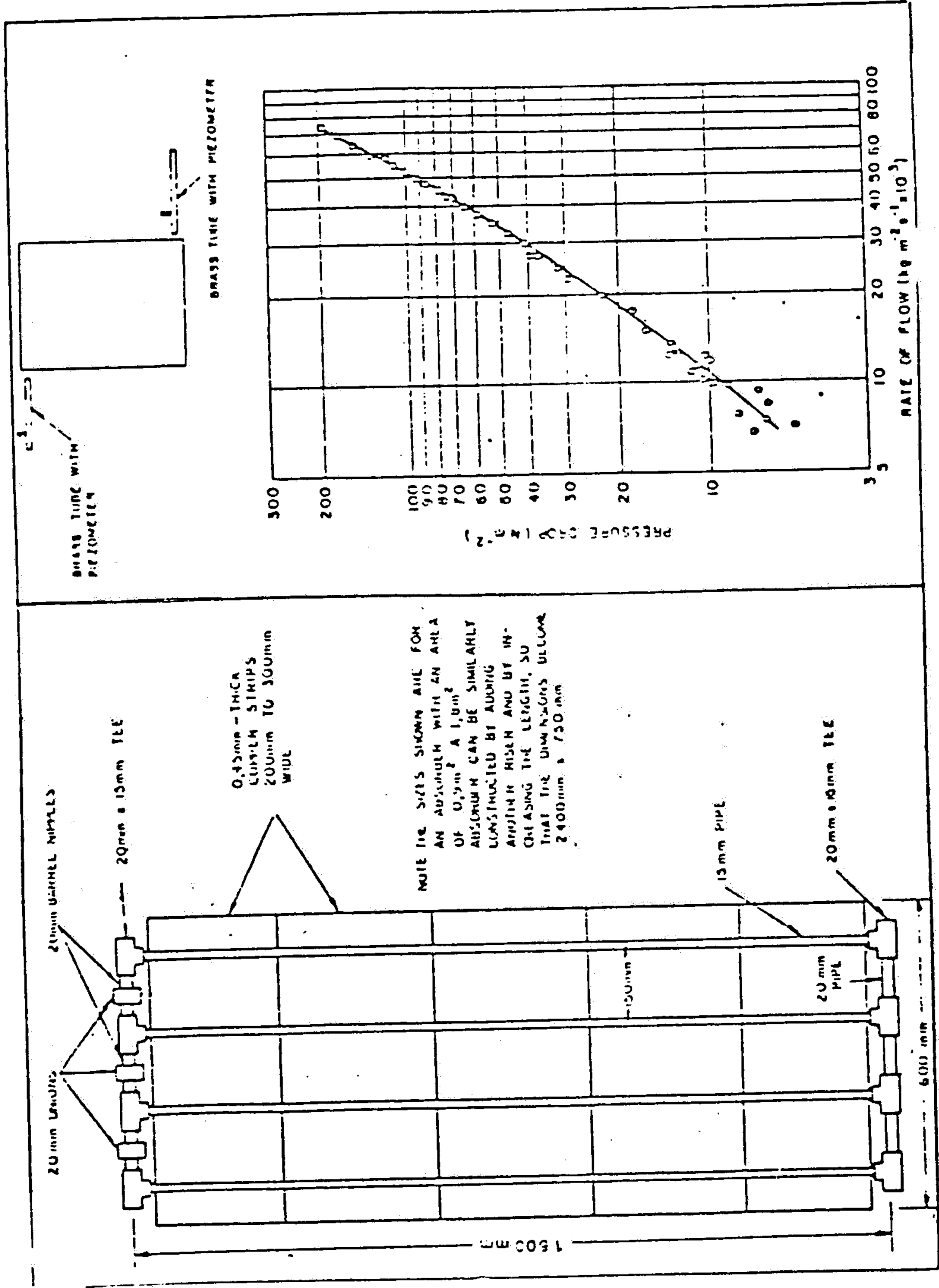
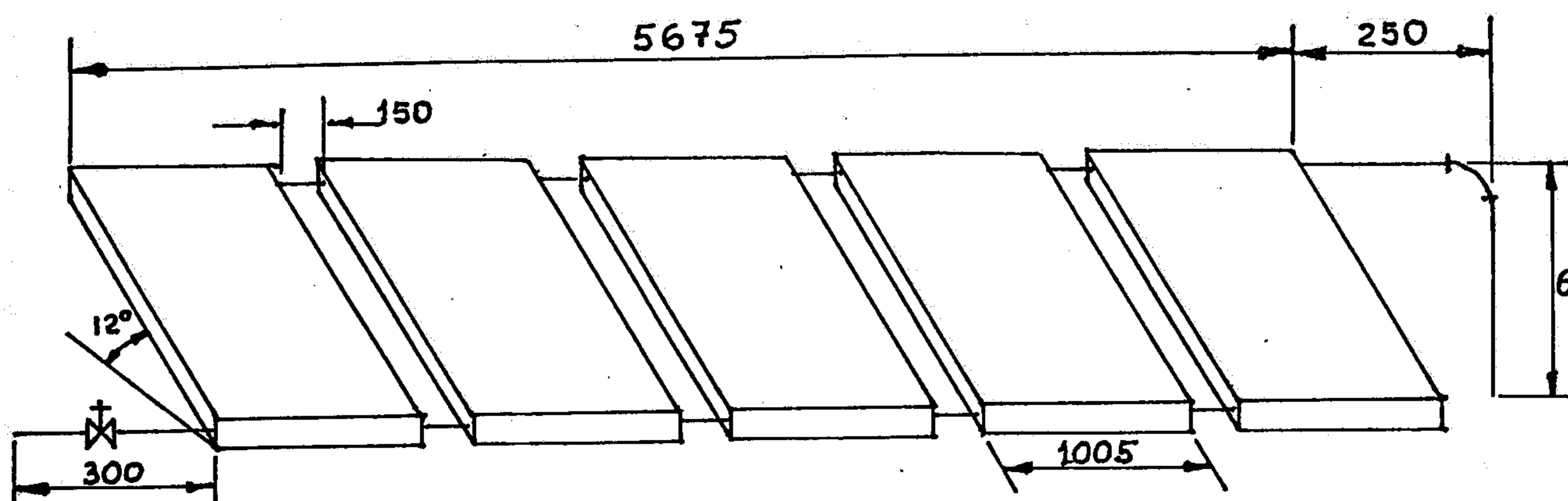


Fig. 5.7
 Data for pressure in collector pipe details
 Ref. 5

Caida de presión en tuberías y accesorios

Tomando como base lo indicado en la Ref.(10) se adopta la disposición en los colectores tal como se indica en la Fig. (3.11) y construimos la tabla III.14.



UNIDADES: m-m.

Fig. 3.11

Disposición de una fila de 5 colectores.

| D(Pulg) | Long. Tubo (m) | Acces. | | Long. Equiv. (m) | Long. Total (m) | Pérdida mm.C.a/m | Altura Manom. m.m.C.a |
|---------|----------------|--------|------|------------------|-----------------|------------------|-----------------------|
| | | Codo | V.C. | | | | |
| 1 1/4 | 2.355 | 1 | 1 | 1.136 | 3.491 | 3 | 10.473 |

Tabla III.14.

Altura manométrica en una fila de 5 colectores.

Para determinar la longitud equivalente de los accesorios utilizamos la tabla III.15, tomado de la Ref.(30). La pérdida se encuentra utilizando la tabla III.18.

Finalmente la pérdida total en la fila de 5 colectores sera :

$$P_r = 1.22 \text{ m.m. H}_2\text{O} + 10.473 \text{ m.m. H}_2\text{O}$$

$$P_r = 11.693 \text{ m.m. H}_2\text{O}$$

| Conexión | Factor |
|--|--------|
| Válvula de globo (abierta) | 26 |
| Válvula de Angulo (abierta) | 14 |
| Válvula de retención bisagra. (abierta) | 7 |
| Válvula de Compuerta (abierta) | 0.5 |
| Te estandar, para salida lateral | 6 |
| Bancada cerrada de retorno | 6 |
| Codo estandar | 2.5 |
| Codo mediano | 2.3 |
| Codo largo | 1.8 |
| Codo 45 | 1.2 |
| Codo cuadrado | 5.5 |

Tabla III.15
Logitud equivalente de tuberías de accesorios (Pies).
Ref. (30)

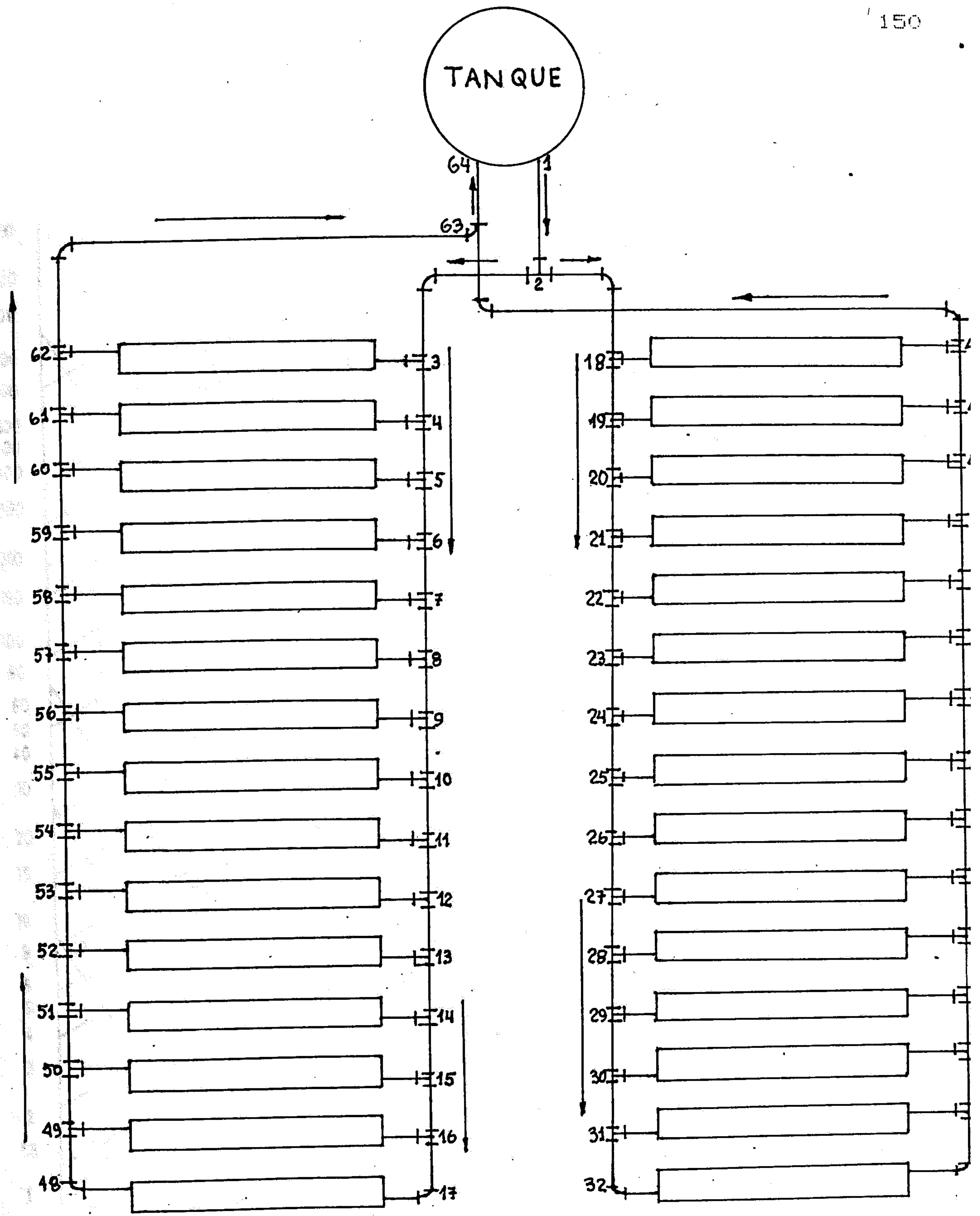
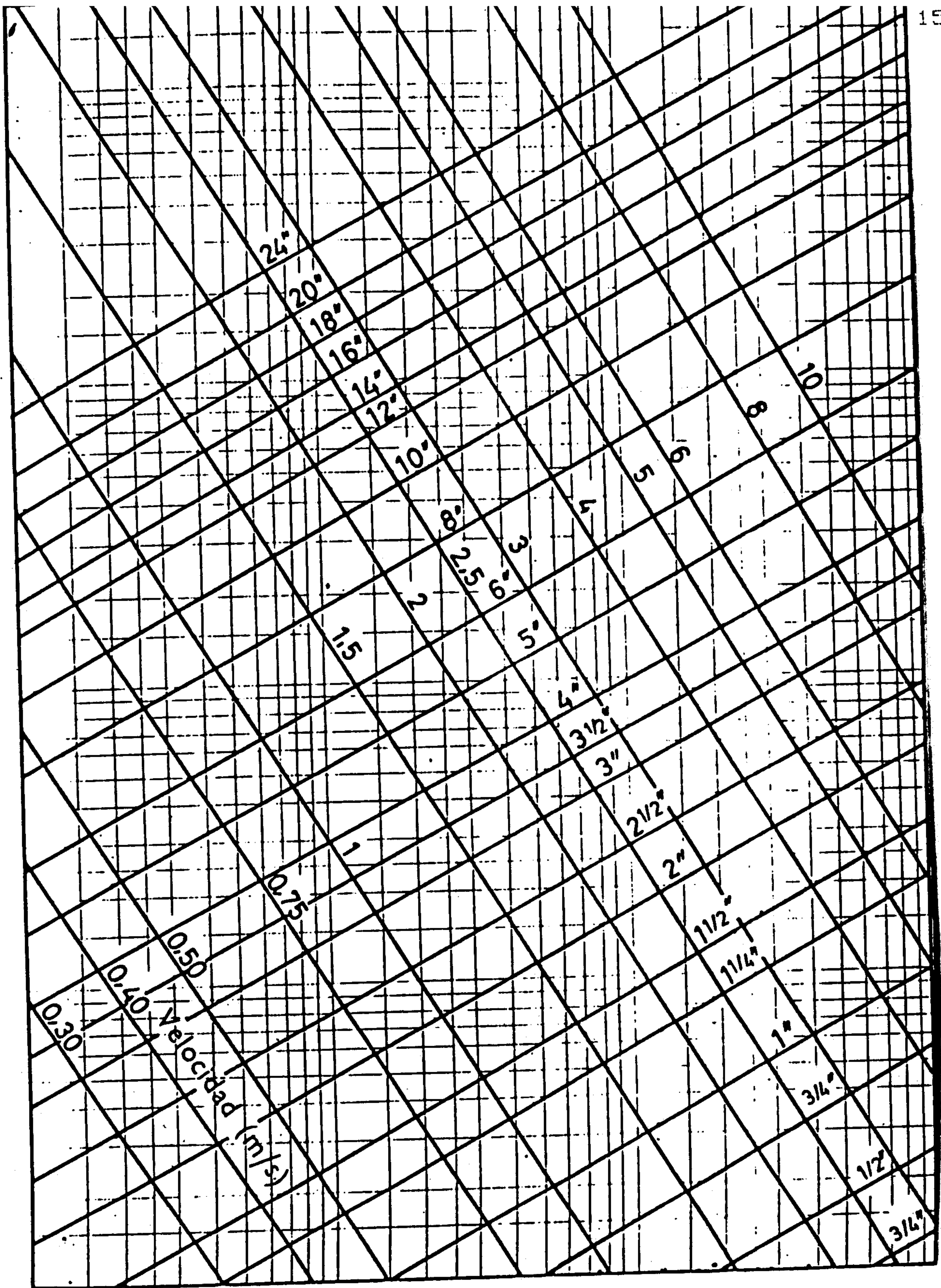


Fig. 3.12
Esquemas de las tuberías en el banco de colectores del sistema.



1 15 2 2.5 3 4.5 6 8 10 15 20 25 30 40 60 80 100 200 300 400 600 800 1000

Pérdida por rozamiento (mm c. a. por m)

Fig.3.13

Pérdidas por rozamiento en los sistemas cerrados de tuberías. Ref.11

| | | Tubi ferro Maanacumson flexuai UNI 341 | | | | | | | | | | | |
|--------------------------|--------------|---|-------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|----------------|----------------|----|--|
| Diametro nominal | polig. mm | 3/8" | 1/2" | 3/4" | 1" | 1 1/4" | 1 1/2" | — | — | — | — | — | |
| Diametro interno | mm | 12.25 | 15.75 | 21.25 | 27.0 | 35.75 | 41.25 | 40 | 50 | — | (60) | 65 | |
| Pérdida de carga en mm/m | | Flujo agua en kg/h Velocidad agua en m/s | | | | | | | | | | | |
| 3.0 | 55.0 0.13 | 108 0.16 | 244 0.20 | 469 0.24 | 998 0.28 | 1 460 0.30 | 1 910 0.30 | 2 660 0.36 | 3 480 0.40 | 4 720 0.42 | 6 020 0.44 | | |
| 3.3 | 55.8 0.14 | 114 0.17 | 261 0.22 | 495 0.24 | 1 050 0.30 | 1 540 0.34 | 1 980 0.32 | 2 810 0.38 | 3 650 0.40 | 4 960 0.44 | 6 320 0.46 | | |
| 3.6 | 60.8 0.15 | 120 0.18 | 273 0.22 | 519 0.26 | 1 100 0.32 | 1 620 0.34 | 1 450 0.34 | 2 940 0.40 | 3 840 0.44 | 5 200 0.46 | 6 610 0.50 | | |
| 4.0 | 64.5 0.16 | 127 0.19 | 289 0.24 | 545 0.28 | 1 160 0.34 | 1 710 0.36 | 1 540 0.36 | 3 110 0.42 | 4 060 0.46 | 5 520 0.50 | 7 000 0.50 | | |
| 4.5 | 68.8 0.17 | 136 0.20 | 309 0.24 | 583 0.30 | 1 240 0.36 | 1 820 0.40 | 1 630 0.38 | 3 300 0.46 | 4 320 0.48 | 5 870 0.50 | 7 440 0.55 | | |
| 5.0 | 73.1 0.18 | 144 0.22 | 325 0.26 | 615 0.30 | 1 310 0.38 | 1 930 0.42 | 1 720 0.40 | 3 490 0.48 | 4 560 0.50 | 6 210 0.55 | 7 870 0.60 | | |
| 5.5 | 77.6 0.19 | 151 0.22 | 344 0.28 | 645 0.32 | 1 380 0.40 | 2 040 0.44 | 1 820 0.42 | 3 650 0.50 | 4 800 0.55 | 6 520 0.60 | 8 310 0.60 | | |
| 6.0 | 81.3 0.20 | 159 0.24 | 360 0.30 | 679 0.34 | 1 450 0.42 | 2 140 0.46 | 1 900 0.44 | 3 830 0.55 | 5 030 0.55 | 6 820 0.60 | 8 690 0.65 | | |
| 6.5 | 84.6 0.20 | 167 0.24 | 376 0.30 | 707 0.36 | 1 510 0.44 | 2 240 0.48 | 1 990 0.46 | 3 990 0.55 | 5 240 0.60 | 7 120 0.65 | 9 070 0.65 | | |
| 7.0 | 87.9 0.22 | 173 0.26 | 391 0.32 | 738 0.36 | 1 580 0.44 | 2 320 0.50 | 2 060 0.48 | 4 150 0.55 | 5 460 0.60 | 7 410 0.65 | 9 440 0.70 | | |
| 7.5 | 91.6 0.22 | 180 0.26 | 406 0.32 | 766 0.38 | 1 630 0.46 | 2 410 0.50 | 2 140 0.50 | 4 320 0.60 | 5 670 0.65 | 7 680 0.70 | 9 810 0.75 | | |
| 8.0 | 94.9 0.24 | 186 0.28 | 419 0.34 | 798 0.40 | 1 690 0.48 | 2 490 0.55 | 2 220 0.50 | 4 470 0.60 | 5 860 0.65 | 7 950 0.70 | 10 100 0.75 | | |
| 9.0 | 101 0.24 | 199 0.30 | 447 0.36 | 850 0.42 | 1 800 0.50 | 2 650 0.55 | 2 350 0.55 | 4 770 0.65 | 6 240 0.70 | 8 460 0.75 | 10 800 0.80 | | |
| 10 | 107 0.26 | 211 0.32 | 474 0.38 | 900 0.44 | 1 900 0.55 | 2 800 0.60 | 2 490 0.60 | 5 050 0.70 | 6 600 0.75 | 8 940 0.80 | 11 400 0.85 | | |
| 11 | 113 0.28 | 222 0.32 | 500 0.40 | 946 0.48 | 2 000 0.55 | 2 940 0.65 | 2 620 0.60 | 5 310 0.75 | 6 940 0.80 | 9 400 0.85 | 11 900 0.90 | | |
| 12 | 118 0.28 | 233 0.34 | 524 0.42 | 992 0.50 | 2 090 0.60 | 3 080 0.65 | 2 740 0.65 | 5 590 0.75 | 7 250 0.80 | 9 830 0.85 | 12 500 0.95 | | |
| 13 | 123 0.30 | 246 0.36 | 548 0.44 | 1 030 0.50 | 2 180 0.60 | 3 210 0.70 | 2 860 0.65 | 5 800 0.80 | 7 580 0.85 | 10 200 0.90 | 13 000 0.95 | | |
| 14 | 128 0.32 | 252 0.38 | 570 0.46 | 1 070 0.55 | 2 270 0.65 | 3 340 0.70 | 2 970 0.70 | 6 020 0.85 | 7 880 0.90 | 10 700 0.95 | 13 500 1.0 | | |
| 15 | 132 0.32 | 262 0.38 | 591 0.48 | 1 110 0.55 | 2 350 0.65 | 3 460 0.75 | 3 080 0.70 | 6 230 0.85 | 8 170 0.90 | 11 100 1.0 | 14 000 1.0 | | |
| 16 | 137 0.34 | 271 0.40 | 611 0.50 | 1 150 0.60 | 2 430 0.70 | 3 580 0.75 | 3 190 0.75 | 6 450 0.90 | 8 470 0.95 | 11 500 1.0 | 14 500 1.1 | | |
| 17 | 142 0.34 | 280 0.40 | 631 0.50 | 1 190 0.60 | 2 510 0.70 | 3 690 0.80 | 3 290 0.75 | 6 640 0.90 | 8 740 1.0 | 11 800 1.1 | 15 000 1.1 | | |
| 18 | 146 0.36 | 289 0.42 | 648 0.50 | 1 220 0.60 | 2 600 0.75 | 3 810 0.80 | 3 390 0.80 | 6 850 0.95 | 8 990 1.0 | 12 200 1.1 | 15 400 1.1 | | |
| 19 | 151 0.36 | 299 0.44 | 668 0.55 | 1 260 0.65 | 2 670 0.75 | 3 920 0.85 | 3 490 0.80 | 7 050 0.95 | 9 240 1.0 | 12 500 1.1 | 15 900 1.2 | | |
| 20 | 155 0.38 | 307 0.46 | 687 0.55 | 1 290 0.65 | 2 750 0.80 | 4 020 0.85 | 3 590 0.85 | 7 240 1.0 | 9 480 1.1 | 12 900 1.1 | 16 300 1.2 | | |
| 22 | 163 0.40 | 322 0.48 | 723 0.60 | 1 360 0.70 | 2 890 0.80 | 4 260 0.90 | 3 770 0.85 | 7 640 1.0 | 10 000 1.1 | 13 500 1.2 | 17 100 1.3 | | |
| 24 | 171 0.42 | 337 0.50 | 757 0.60 | 1 430 0.70 | 3 030 0.85 | 4 420 0.95 | 3 940 0.90 | 7 970 1.1 | 10 400 1.2 | 14 200 1.3 | 17 900 1.3 | | |
| 26 | 179 0.44 | 352 0.50 | 790 0.65 | 1 490 0.75 | 3 160 0.90 | 4 610 1.0 | 4 110 0.95 | 8 310 1.1 | 10 900 1.2 | 14 700 1.3 | 18 700 1.4 | | |
| 28 | 186 0.46 | 367 0.55 | 822 0.65 | 1 550 0.80 | 3 290 0.95 | 4 800 1.0 | 4 280 1.0 | 8 640 1.2 | 11 300 1.3 | 15 300 1.4 | 19 400 1.4 | | |

TABLA III.18.

Pérdidas continuas en tuberías (Ref.25)

3.11.6.b Caída de presión del sistema solar

Utilizando la fig.3.12, la Fig. 3.13 y la la tabla III.15 construimos la tabla III.16.

La caída de presión total que se obtiene es :

$$\Delta P_T = 14,282.7 \text{ m.m.c.a.}$$

Con este valor se ha de seleccionar la bomba.

3.11.7 Cálculo del vaso de expansión. diseño del tanque de almacenamiento y selección de la bomba.

A. Cálculo del vaso de expansión

El uso del vaso es para mantener constante la presión del sistema, al permitir que se expande el agua cuando aumenta la temperatura.

Se selecciona un vaso de tipo abierto. Para determinar la capacidad del vaso, utilizaremos la tabla III.17 (Ref. 37)

| T (°C) | V (L/Kg) |
|--------|------------|
| 4 | 1.000 |
| 10 | 1.0002 |
| 20 | 1.0016 |
| 30 | 1.0042 |
| 40 | 1.0078 |
| 50 | 1.0121 |
| 60 | 1.0172 |
| 70 | 1.0229 |
| 80 | 1.0293 |
| 90 | 1.0362 |
| 100 | 1.0438 |

Tabla III.17

Aumento del volumen de agua debido a la temperatura.

TABLA III - 16

Caida de Presión en el Sistema Solar

| TRAMO | CAUDAL (m ³ /Ht.) | D(pulg) | ΔP m.m.c.a. m | LONG.ENTRE DERIVACION. (m) | ACCESORIOS | | | LONG.EQUIV. DE ACCES. (m) | LOGITUD TOTAL (m) | ΔP m.m.c.a |
|---------|---------------------------------|---------|---------------------|----------------------------------|---------------------|---------------------|-----------------|---------------------------------|-------------------------|---------------|
| | | | | | CODOS | T | GLOB COMP CHECK | | | |
| 0 - 1 | 12.672 | 2 | 64 | 12 | 1 | 1 | 1 | 29.57 | 41.57 | 2660.48 |
| 1 - 2 | 12.672 | 2 | 64 | 4.2 | 1 | 1 | | 3.65 | 7.85 | 502.4 |
| 2 - 3 | 6.336 | 1 1/2 | 58 | 0.3 | 1 | 1 | | 3.88 | 4.18 | 242.44 |
| 3 - 4 | 5.9136 | 1 1/2 | 48 | 2.35 | 1 | 1 | | 2.74 | 5.09 | 244.32 |
| 4 - 5 | 5.4912 | 1 1/2 | 39 | 2.35 | 1 | 1 | | 2.74 | 5.09 | 198.51 |
| 5 - 6 | 5.0688 | 1 1/2 | 35 | 2.36 | 1 | 1 | | 2.74 | 5.09 | 178.15 |
| 6 - 7 | 4.6464 | 1 1/2 | 28 | 2.35 | 1 | 1 | | 2.74 | 5.09 | 142.52 |
| 7 - 8 | 4.224 | 1 1/2 | 24 | 2.35 | 1 | 1 | | 2.74 | 5.09 | 122.16 |
| 8 - 9 | 3.8016 | 1 1/4 | 47 | 2.35 | 1 | 1 | | 2.28 | 4.63 | 217.61 |
| 9 - 10 | 3.3792 | 1 1/4 | 38 | 2.35 | 1 | 1 | | 2.28 | 4.63 | 175.94 |
| 10 - 11 | 2.9568 | 1 1/4 | 30 | 2.35 | 1 | 1 | | 2.28 | 4.63 | 138.9 |
| 11 - 12 | 2.5344 | 1 1/4 | 22 | 2.35 | 1 | 1 | | 2.28 | 4.63 | 101.86 |
| 12 - 13 | 2.112 | 1 1/4 | 17 | 2.35 | 1 | 1 | | 2.28 | 4.63 | 78.71 |
| 13 - 14 | 1.6896 | 1 | 42 | 2.35 | 1 | 1 | | 1.82 | 4.17 | 175.14 |
| 14 - 15 | 1.2672 | 1 | 23 | 2.35 | 1 | 1 | | 1.82 | 4.17 | 95.91 |
| 15 - 16 | 0.8448 | 1 | 15 | 2.35 | 1 | 1 | | 1.82 | 4.17 | 62.55 |
| 16 - 17 | 0.4224 | 1 | 15 | 2.35 | 1 | 1 | | 2.59 | 4.94 | 74.1 |
| 17 - 48 | 0.4224 | (30) | FILAS DE | 5 | C O L E C T O R E S | (11.693 m.m. H O) | | | | 11.693 |
| 2 - 18 | 6.336 | 1 1/2 | 58 | 2.65 | 1 | 1 | | 3.88 | 6.53 | 378.74 |
| 18 - 19 | 5.9136 | 1 1/2 | 48 | 2.35 | 1 | 1 | | 2.74 | 5.09 | 244.32 |
| 19 - 20 | 5.4912 | 1 1/2 | 39 | 2.35 | 1 | 1 | | 2.74 | 5.09 | 198.51 |
| 20 - 21 | 5.0688 | 1 1/2 | 35 | 2.35 | 1 | 1 | | 2.74 | 5.09 | 178.15 |

Sigue en la pag. 155

Caida de Presión en el Sistema Solar

| TRAMO | CAUDAL (m ³ /H.) | D (pulg) | ΔP m.m.c.a. m | LONG.ENTRE DERIVACION (m) | A C C E S O R I O S | | | LONG. EQUIV. DE ACCES. (m) | LOGITUD TOTAL (m) | ΔP m.m.c.a |
|---------|--------------------------------|----------|---------------------|---------------------------------|---------------------|---|-----------------|----------------------------------|-------------------------|---------------|
| | | | | | CODOS | T | GLOB COMP CHECK | | | |
| 21 - 22 | 4.6464 | 1 1/2 | 28 | 2.35 | 1 | 1 | 1 | 2.74 | 5.09 | 142.52 |
| 22 - 23 | 4.224 | 1 1/2 | 24 | 2.35 | 1 | 1 | 1 | 2.74 | 5.09 | 122.16 |
| 23 - 24 | 3.8016 | 1 1/4 | 47 | 2.35 | 1 | 1 | 1 | 2.28 | 4.63 | 217.61 |
| 24 - 25 | 3.3792 | 1 1/4 | 38 | 2.35 | 1 | 1 | 1 | 2.28 | 4.63 | 175.94 |
| 25 - 26 | 2.9568 | 1 1/4 | 30 | 2.35 | 1 | 1 | 1 | 2.28 | 4.63 | 138.9 |
| 26 - 27 | 2.5344 | 1 1/4 | 22 | 2.35 | 1 | 1 | 1 | 2.28 | 4.63 | 101.86 |
| 27 - 28 | 2.112 | 1 1/4 | 17 | 2.35 | 1 | 1 | 1 | 2.28 | 4.63 | 78.71 |
| 28 - 29 | 1.6896 | 1 | 42 | 2.35 | 1 | 1 | 1 | 1.82 | 4.17 | 175.14 |
| 29 - 30 | 1.2672 | 1 | 23 | 2.35 | 1 | 1 | 1 | 1.82 | 4.17 | 95.91 |
| 30 - 31 | 0.8448 | 1 | 15 | 2.35 | 1 | 1 | 1 | 1.82 | 4.17 | 62.55 |
| 31 - 32 | 0.4224 | 1 | 15 | 2.35 | 1 | 1 | 1 | 2.59 | 4.94 | 74.1 |
| 33 - 34 | 0.4224 | 1 | 15 | 2.35 | 1 | 1 | 1 | 2.59 | 4.94 | 74.1 |
| 34 - 35 | 0.8448 | 1 | 15 | 2.35 | 1 | 1 | 1 | 1.82 | 4.17 | 62.55 |
| 35 - 36 | 1.2672 | 1 | 23 | 2.35 | 1 | 1 | 1 | 1.82 | 4.17 | 95.91 |
| 36 - 37 | 1.6896 | 1 | 42 | 2.35 | 1 | 1 | 1 | 1.82 | 4.17 | 175.14 |
| 37 - 38 | 2.112 | 1 1/4 | 17 | 2.35 | 1 | 1 | 1 | 2.28 | 4.63 | 78.71 |
| 38 - 39 | 2.5344 | 1 1/4 | 22 | 2.35 | 1 | 1 | 1 | 2.28 | 4.63 | 101.86 |
| 39 - 40 | 2.9568 | 1 1/4 | 30 | 2.35 | 1 | 1 | 1 | 2.28 | 4.63 | 138.9 |
| 40 - 41 | 3.3792 | 1 1/4 | 38 | 2.35 | 1 | 1 | 1 | 2.28 | 4.63 | 175.94 |
| 41 - 42 | 3.8016 | 1 1/4 | 47 | 2.35 | 1 | 1 | 1 | 2.28 | 4.63 | 217.61 |
| 42 - 43 | 4.224 | 1 1/2 | 24 | 2.35 | 1 | 1 | 1 | 2.74 | 5.09 | 122.16 |

Sigue en la Pag. 156

Caída de Presión en el Sistema Solar

| TRAMO | CAUDAL (m ³ /H.) | D(pulg) | ΔP m.m.c.a. m | A C C E S O R I O S | | LONG.EQUIV. DE ACCES. (m) | LOGITUD TOTAL (m) | ΔP m.m.c.a |
|---------|--------------------------------|---------|---------------------|---------------------------------|------------|---------------------------------|-------------------------|---------------|
| | | | | LONG.ENTRE DERIVACION (m) | CODOS T | | | |
| 43 - 44 | 4.6464 | 1 1/2 | 28 | 2.35 | 1 | 2.74 | 5.09 | 142.52 |
| 44 - 45 | 5.0688 | 1 1/2 | 35 | 2.35 | 1 | 2.74 | 5.09 | 178.15 |
| 45 - 46 | 4.4912 | 1 1/2 | 39 | 2.35 | 1 | 2.74 | 5.09 | 198.51 |
| 46 - 47 | 5.9136 | 1 1/2 | 48 | 2.35 | 1 | 2.74 | 5.09 | 244.32 |
| 48 - 49 | 0.4224 | 1 | 15 | 2.55 | 1 | 2.59 | 4.94 | 74.1 |
| 49 - 50 | 0.8448 | 1 | 15 | 2.35 | 1 | 1.82 | 4.17 | 62.55 |
| 50 - 51 | 1.2672 | 1 | 23 | 2.35 | 1 | 1.82 | 4.17 | 95.91 |
| 51 - 52 | 1.6896 | 1 | 42 | 2.35 | 1 | 1.82 | 4.17 | 175.14 |
| 52 - 53 | 2.112 | 1 1/4 | 17 | 2.35 | 1 | 2.28 | 4.63 | 78.71 |
| 53 - 54 | 2.5344 | 1 1/4 | 22 | 2.35 | 1 | 2.28 | 4.63 | 101.86 |
| 54 - 55 | 2.9568 | 1 1/4 | 30 | 2.35 | 1 | 2.28 | 4.63 | 138.9 |
| 55 - 56 | 3.3792 | 1 1/4 | 38 | 2.35 | 1 | 2.28 | 4.63 | 175.94 |
| 56 - 57 | 3.8016 | 1 1/4 | 47 | 2.35 | 1 | 2.28 | 4.63 | 217.61 |
| 57 - 58 | 4.224 | 1 1/2 | 24 | 2.35 | 1 | 2.74 | 5.09 | 122.16 |
| 58 - 59 | 4.6464 | 1 1/2 | 28 | 2.35 | 1 | 2.74 | 5.09 | 142.52 |
| 59 - 60 | 5.0688 | 1 1/2 | 35 | 2.35 | 1 | 2.74 | 5.09 | 178.15 |
| 60 - 61 | 5.4912 | 1 1/2 | 48 | 2.35 | 1 | 2.74 | 5.09 | 198.51 |
| 61 - 62 | 5.9136 | 1 1/2 | 48 | 2.35 | 1 | 2.75 | 5.09 | 244.32 |
| 62 - 63 | 6.336 | 1 1/2 | 58 | 6.34 | 1 | 3.88 | 10.22 | 592.76 |
| 47 - 63 | 6.336 | 1 1/2 | 58 | 8.84 | 2 | 2.28 | 11.12 | 644.96 |
| 63 - 64 | 12.672 | 2 | 64 | 2 | 1 | 1.52 | 3.52 | 252.28 |
| 64 - 65 | 12.672 | 2 | 64 | 10 | 1 | 5.18 | 15.18 | 971.52 |

P = 14282.793

(14.283 m.c.a)

Volumen de agua en una fila de colectores (V_1)

$$V_1 = \pi/4 [(0.009525)^2 (2.02) \times 8 + 11.45 (0.03175)^2]$$

$$V_1 = 0.01022 \text{ m}^3$$

Volumen de agua en las tuberías (V_2)

$$V_2 = \pi/4 [34.2 (0.05808)^2 + 61.2 (0.0381)^2 + \\ 42 (0.03175)^2 + 2416 (0.0254)^2]$$

$$V_2 = 0.185 \text{ m}^3$$

Volumen del tanque de almacenamiento (V_3)

De la tabla III.9 tomamos valores promedio anual para la radiación total (R_1) y las horas sol:

$$R_1 = 800 \text{ W/m}^2$$

$$H = 5 \text{ hrs.}$$

De la Tabla III.10 seleccionamos una eficiencia anual promedio del colector de :

$$\eta_c = 0.45$$

La cantidad de energía necesaria para calentar un determinado volumen de agua es :

$$Q = m C_p \Delta T \dots\dots\dots(1) \\ \text{H}_2\text{O}$$

Además :

$$Q = (\eta_c R_1 A_1) H \dots\dots\dots(2)$$

Donde :

Q = es calor aprovechable de fuente solar.

H = El número de horas sol promedio anual: 5 horas

A_1 = Area de colección : 264 m²

Reemplazando datos :

$$Q = (0.45) (800W/m^2) (264 m^2) (5 hrs)$$

$$Q = 1'710,720 KJ$$

En (1) :

$$1'710,720 KJ = m \times 4.180 KJ/Kg - ^\circ C \times 63^\circ C$$

$$m = 6,496.24 Kg (H_2O)$$

El volumen será : $V_3 = 6,496.24$ lt.

$$\text{Para } \rho_{H_2O} = 1,000 Kg/m^3$$

$$V_3 = 6.49624 m^3$$

Finalmente el volumen total de agua :

$$V_T = 6.692 m^3$$

Volumen del vaso de expansión (V_A)

De la tabla III.17 tenemos :

Volumen másico de agua a 10°C : 1.0002

Volumen másico de agua a 83°C : 1.03137

Volumen diferencial: $(1.03137 - 1.0002)V_T = 0.208589 m^3$

Finalmente el volumen del vaso de expansión es :

$$V_A = 208.589 \text{ litros.}$$

B. Diseño del tanque de almacenamiento

Para un tanque de forma cilíndrica tomamos el diámetro igual a la altura ($D = H$), con la finalidad de tener la menor área posible. Así tenemos :

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 V_s}{\pi}}$$

Reemplazando datos :

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 (6.49624)}{\pi}} = 20.22 \text{ (d}_m\text{)}$$

$$D = 2.022 \text{ m (79.62")}$$

En el mercado las planchas comerciales son de 4' x 8' (1.20 x 2.40 m)

Asumimos :

$$D = 2.10 \text{ m ; luego la altura sera :}$$

$$H = \frac{4 (6.49624 \text{ m}^3)}{\pi (2.1 \text{ m})^2}$$

$$H = 1.875 \text{ m}$$

Espesor mínimo del tanque (t)

Utilizamos la fórmula planteada en la Ref. (27)

$$t = \frac{P \cdot D}{2S_t \cdot E} + C \dots \dots (a)$$

Donde :

t : Espesor mínimo del tanque (Pulg)

D : Diámetro interior del tanque (82.67")

S_e : Esfuerzo permisible del material a la temperatura de operación.

Material : Acero (A 283 - C); $S_v = 30,000$ PSI

Para temperaturas (- 20 a 650°F); $S_e = 12,700$ PSI

E : Eficiencia de la junta soldada (0.8)

P : Presión interior del tanque :

[100gr/cm²-m] de altura del tanque alimentación de agua fría (2.661 PSI)

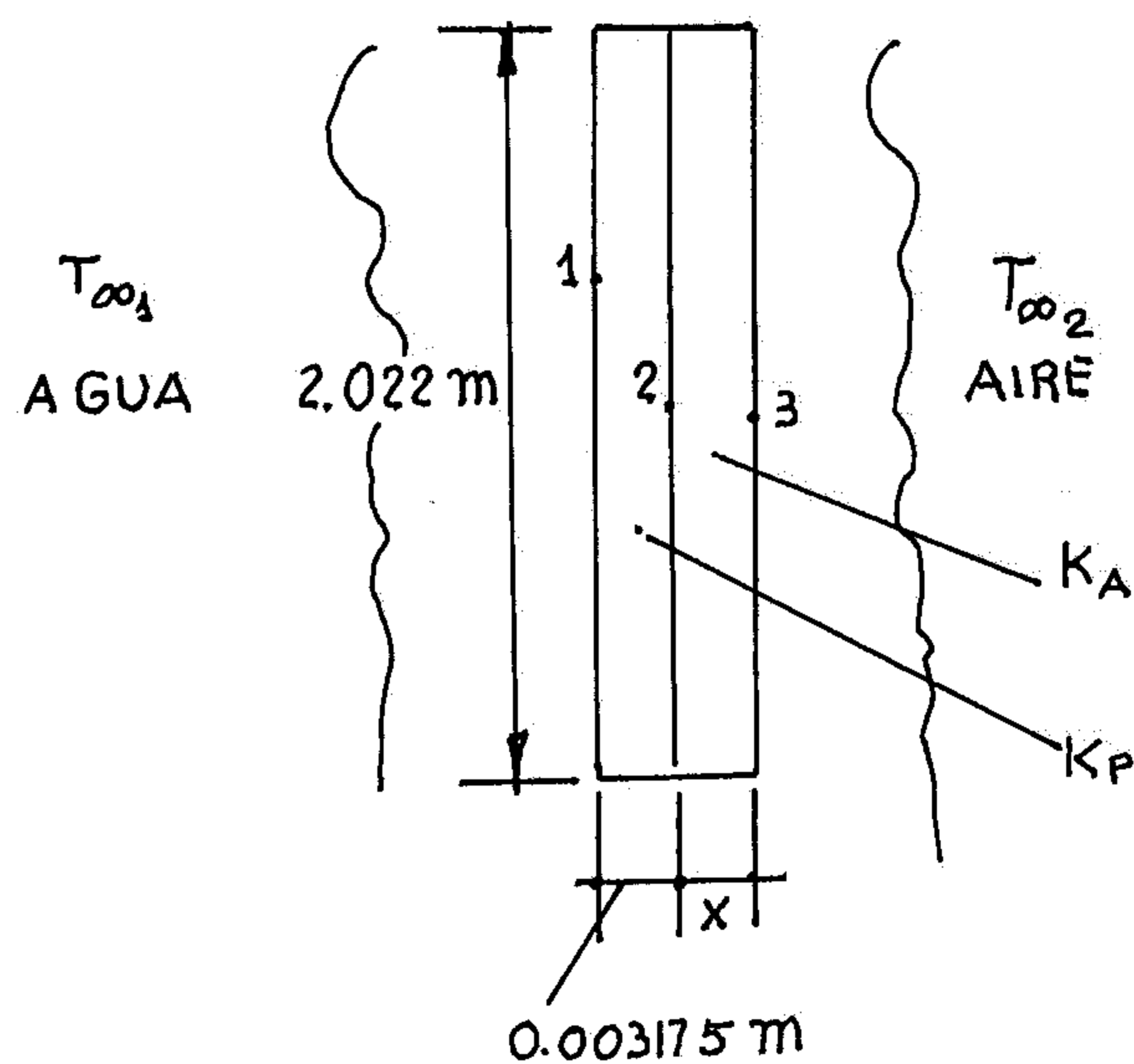
C : Tolerancia (sobre espesor) por corrosión (1/16").

Reemplazando datos es (a) : $t = 0.073$ "

Tomamos $t = 1/8$ "

Determinación del espesor del aislante

Caso I. Las tapas del tanque cilindrico horizontal

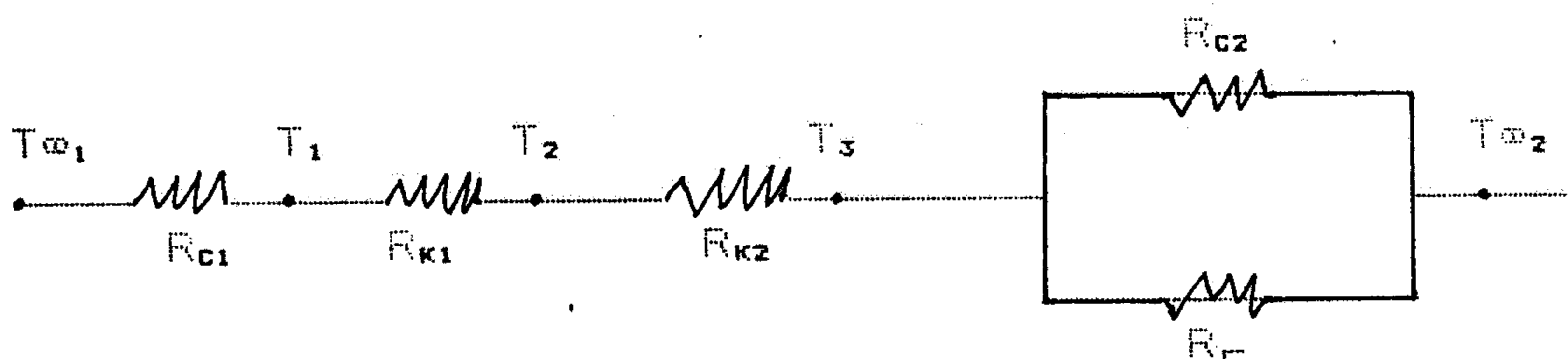


Aislante : Fibra de vidrio $K_a = 0.0372 \text{ W/m } ^\circ\text{C} \dots$

.....Ref.(36)

Plancha: Acero suave : $K_p = 67.48 \text{ W/m } ^\circ\text{C} \dots$ Ref.(36)

Circuito térmico :



Ecuaciones utilizadas

- Tipo de convección : Natural

- Número de Grashoff (Gr)

$$Gr = \left[\frac{g \beta \rho^2 L^3}{\mu^2} \right] \left[T_s - T_{\infty} \right]$$

- Número de Prandtl (Pr) - Se obtiene de tablas.

- Número de Rayleigh (Ra)

$$Ra = Pr \cdot Gr$$

- Número de Nusselt (Nu)

$$Nu = 0.129 (Gr \cdot Pr)^{1/3}$$

(Flujo turbulento)Ref.(8)

- $L = 0.9 D = 1.82 \text{ m}$

- Coeficiente pelicular de convección :

$$h = (Nu \cdot K) / L$$

- Coeficiente pelicular de radiación :

$$h = \sigma \epsilon \left[10^{-8} (T_s^3 + T_{f1}^3 + T_p^3 + T_{f1}^3 + T_p^3 + T_{f1}^3) \right]$$

$$\epsilon = 0.91 \text{ (Estuco con cal áspera)}$$

$$\sigma = 5.67 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{K}$$

T_{f1} = Temperatura fluido

T_p = Temperatura de la placa

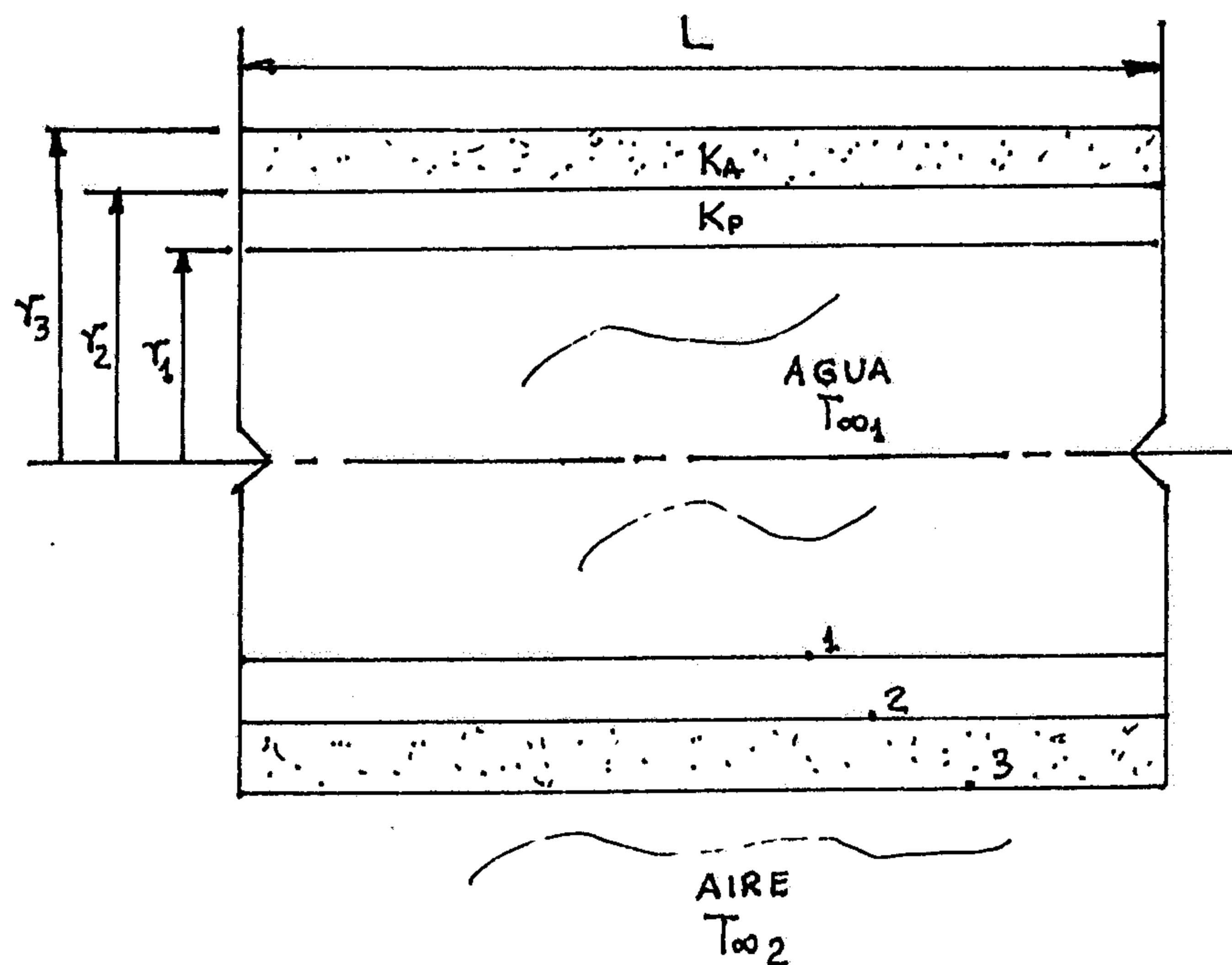
- Coeficiente global de pérdidas (U_p) del circuito térmico.

$$\frac{1}{U_p} = \frac{1}{h_c} + \frac{e_1}{K_p} + \frac{e_2}{K_a} + \frac{1}{(h_a+h_r)}$$

Flujo de calor (\dot{Q})

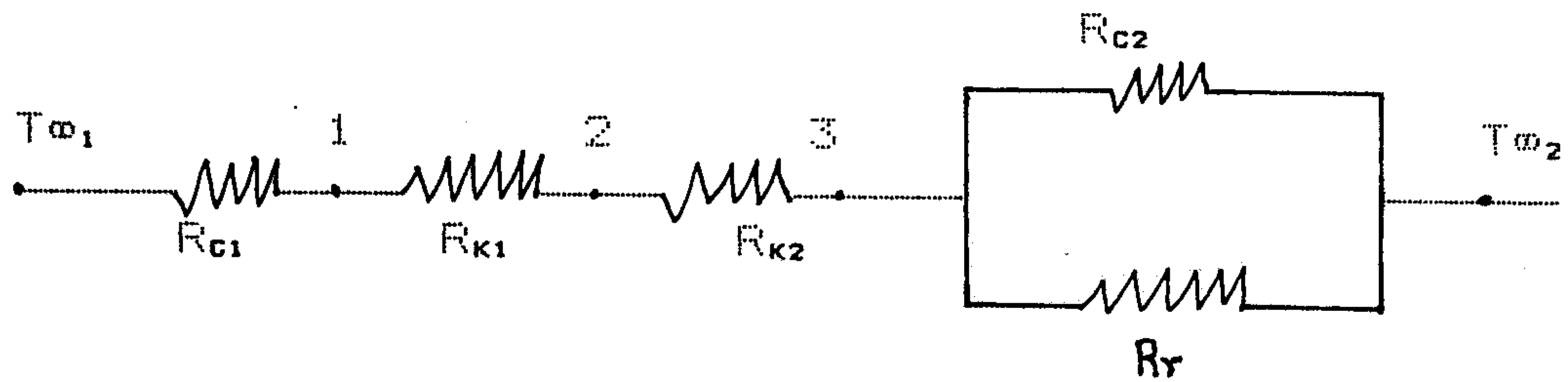
$$\dot{Q} = U_p A (T_{\infty 1} - T_{\infty 2})$$

Caso II. Las paredes laterales del tanque cilindrico horizontal.



$$r_1 = 1.011 \text{ m} ; r_2 = 1.014 \text{ m} ; r_3 = (1.014 + x)$$

Circuito Térmico



Ecuaciones utilizadas

- Tipo de convección : Natural

- Número de Nusselt (Nu)

$$Nu = 0.13 (Gr \cdot Pr)^{0.33} \quad \text{Flujo turbulento Ref. (34)}$$

$$L=D= 2.022 \text{ m (L=D para cilindros horizontales)..}$$

...Ref. (17)

- Areas (m^2)

$$A_1 = 2\pi r_1 L_1 = 11.910 \text{ m}^2$$

$$A_2 = 2\pi r_2 L_1 = 11.946 \text{ m}^2$$

$$A_3 = 2\pi r_3 L_1 = 11.781 (1.014 + x) \text{ m}^2$$

$$K_p = 67.48 \text{ W/m}^\circ\text{K} ; K_a = 0.0372 \text{ W/m}^\circ\text{K}$$

$$L = 1.875 \text{ m}$$

- Coeficiente global de pérdidas (U_p)

Del circuito térmico :

$$\frac{1}{U_p \cdot A} = \frac{1}{h_L \cdot A_1} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi K_p \cdot L} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi K_a \cdot L} + \frac{1}{A_3 (h_r + h_a)}$$

Se utilizan las ecuaciones del caso I

Los resultados se tabulan en la tabla III.18

Conclusion

En los graficos teniendo el concepto de transferencia de calor como aspecto ponderante, seleccionamos un espesor de 5.0" para el aislante.

La fuga de calor a traves de las paredes laterales segun el grafico corresponde a 215 (W) y la variación de temperatura ΔT entre el agua y el medio ambiente es : 59.63°C.

Si adoptamos un espesor de 3.5" la fuga de calor es de 305 W y la variación de temperatura entre el agua el medio ambiente es de 61.04°C. Esto nos demuestra que espesores mayores o iguales a 5 pulgadas justifican la función del aislante. Además del criterio de transferencia de calor, se tiene que ver el aspecto económico, en la toma de decisión.

C. Selección de bomba

La carga total contra la que tendrá que trabajar la bomba centrífuga serán las pérdidas totales halladas en la tabla III.16 y la altura entre el nivel del agua del tanque de almacenamiento y la descarga que es de 5 m; osea :

$$H_{total} = (h + V_t^2/2g + H_{perdida}) + \Delta P_{total} \dots (1)$$

Flujo de Calor por las Tapas y las Paredes del Cilindro

en Función del Espesor del Aislante

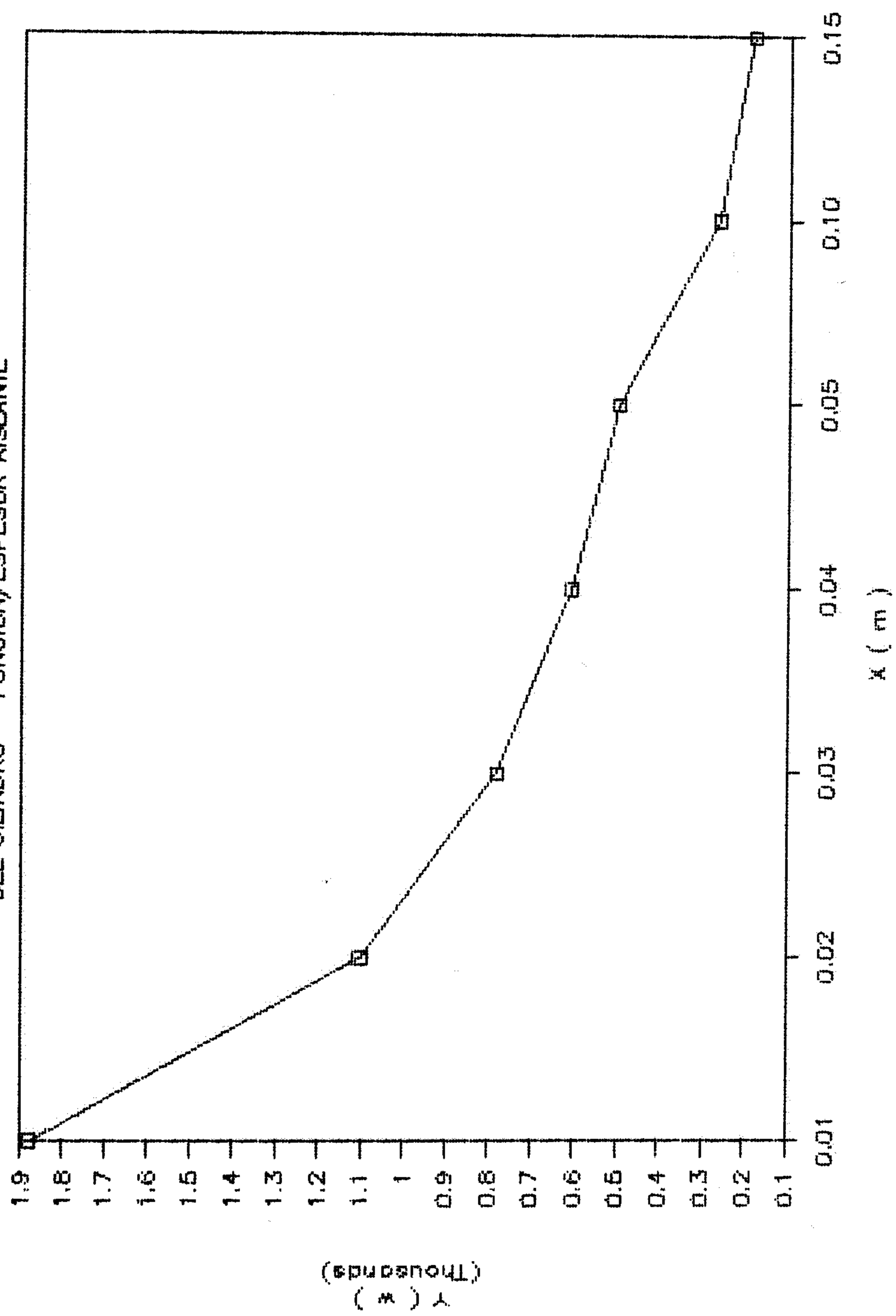
| CASOS | T ₀₁ (°C) | T _{P1} (°C) | T ₂ (°C) | T ₀₂ (°C) | T ₀₂ (°C) | T ₀₂ β ³ g/u ² | Gr | Pr | Nu | K | h _L W/m ² -°K | h _a W/m ² -°K | h _r W/m ² -°K | U _p W/m ² -°K | Q |
|-------|----------------------|----------------------|---------------------|----------------------|----------------------|---|----------------------------|---------------------------|---------|---------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|-----------------------------|
| | (°C) | (°C) | (°C) | (°C) | (°C) | 1/°K ³ | | | | w/m-°K | | | | | W |
| I | 83 | 82.5 | 80 | 40 | 32 | 24 | 583.5535 × 10 ⁶ | 2.246 × 10 ⁻¹¹ | 1192.52 | 0.6724 | 440.57 | — | — | 0.0372 | 7.01 |
| | | | | | | | 119.13 × 10 ⁶ | 0.707 × 10 ⁹ | 242.196 | 2.6626 × 10 ⁻¹ | — | 3.543 | 5.859 | — | (0.00404 + x)(0.004039 + y) |
| II | 83 | 82.5 | 80 | 40 | 32 | 24 | 585.553 × 10 ⁶ | 2.246 × 10 ⁻¹¹ | 1326.37 | 0.6724 | 441.07 | — | — | — | — |
| | | | | | | | 119.13 × 10 ⁶ | 0.707 × 10 ⁹ | 267.672 | 2.6626 × 10 ⁻¹ | — | 3.524 | 5.89 | — | — |

$$1.941 \times 10^{-4} + 2.2818 \ln \frac{4.014 + x}{4.014} + \dots$$

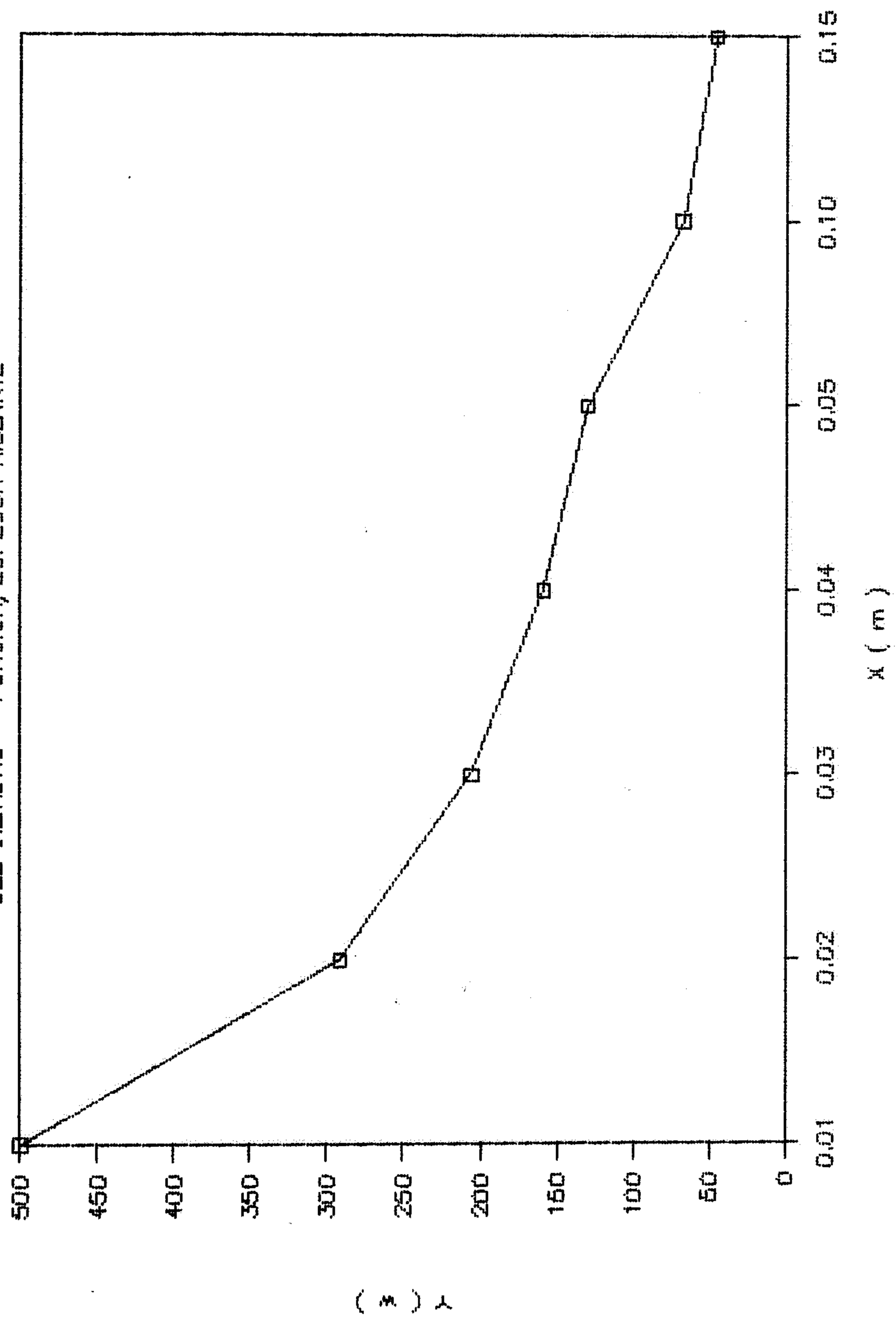
$$1.941 \times 10^{-4} + 2.2818 \ln \frac{4.014 + x}{4.014} + \dots$$

GRAF.3.14 PERDIDA CALOR TRAVES/PAREDES LATERALES

DEL CILINDRO - FUNCION/ESPESOR AISLANTE



GRAF.3.15 PERDIDA DE CALOR A TRAVES DE LAS TAPAS
DEL CILINDRO - FUNCION/ESPESOR AISLANTE



Donde :

$$h = 5 \text{ m}$$

V_e = Velocidad económica en la tubería
(5 pies/seg. Ref. 26)

Cálculo V_e :

$$\text{Caudal } (Q_e) = 12.672 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{Diámetro tubería } (Di) = 2 \text{ pulg.}$$

Por la ecuación de continuidad : $V_e = 1.73 \text{ m/s}$

$$H_{\text{perdida}} = (38 \text{ m.m./m} \times 5 \text{ m}) = 190 \text{ m.m.H}_2\text{O}$$

(tabla III.8)

$$\Delta P_{\text{total}} = 14.283 \text{ m.c.a.}$$

Reemplazando valores en (1) :

$$H_{\text{total}} = 19.626 \text{ m.c.a.}$$

Con la carga total y el flujo de agua circulante seleccionamos la bomba (Anexo D-III.5).

$$H_{\text{total}} = 19.626 \text{ m.c.a.}$$

$$\dot{m} = 12.672 \text{ m}^3/\text{h}$$

Del catálogo de bombas centrífugas Hidrostaal seleccionamos el modelo 32-125, cuyas características son :

| | |
|----------------------|----------|
| HP motor recomendado | : 3 HP |
| HP Absorbido | : 1.9 HP |
| N.S.H. | : 2.3 m |
| R.P.M. | : 2,900 |

CAPITULO IV

ASPECTOS ECONOMICOS

En este capítulo se hará el estudio pre-eliminar de los costos de la Inversión en la instalación del sistema solar y el periodo de recuperación de esta.

4.1. Datos Generales del sistema de calentamiento solar

4.1.1 Costos

- Costos del banco de colectores (Tabla 4.1)

Se tiene 150 colectores, el costo será :

$$166.42 \text{ \$/col} \times 150 \text{ col} = \$ 24,963$$

- Costo de tuberías y accesorios del banco de colectores (Tabla 4.2) = \$ 3,782.34

- Costo de tuberías montantes , tanque de almacenamiento equipos y accesorios del sistema de calentamiento solar (Tabla 4.3) = \$ 4,270.15

Sub total = \$ 33,015.49

Costo de instalación (15%) = \$ 4,952.32

Total = \$ 37,967.82

4.1.2 Ahorro de combustible mensual

Para calcular el ahorro de combustible se ha de considerar el calor útil que entrega el caldero en condiciones de plena carga (11.7 Bar), la temperatura del agua de alimentación de 70°C y el

consumo del combustible a lo largo de un año sean constantes. Al aumentar la temperatura del agua de alimentación mensualmente, el consumo de combustible ha de disminuir. La diferencia de consumo entre el primer caso y el segundo, determina el ahorro.

Primero calcularemos la temperatura mensual del agua a la salida de los colectores.

TABLA 4.1
COSTO DE UN COLECTOR SOLAR DE 1.76 m²
DE SUPERFICIE

| DESCRIPCION | CANTIDAD | COSTO UNITARIO | COSTO TOTAL (\$) |
|--|------------------------|--------------------------|--------------------------|
| - Tubo de fierro Galvan. ½" Ø Sch 40 | 14.72 m | 2.42 \$/m | 35.62 |
| - Tubos cabeceros de Fe Galvan. de 1" Ø Sch 40 | 2.25 m | 4.68 \$/m ² | 10.53 |
| - Plancha de Fe Galvan. de 0.4 m.m. Placa absorbente | 2 m ² | 2.94 \$/m ² | 5.88 |
| - Vidrio semi doble (2.17 m x 0.968 m) | 1 Pieza | 29.15 \$/pieza | 29.15 |
| - Liston Tornillo 7" x 2" x 21.32' | 24.87 pie ² | 0.53 \$/pie ² | 13.18 |
| - Listón Tornillo 3 " x 1 ½ " x 6.16' | 2.31 pie ² | 0.53 \$/pie ² | 1.22 |
| - Listón Tornillo 4" x 1½ x 3.08' | 1.548 pie ² | 0.53 \$/pie ² | 0.816 |
| - Triplay 4 m.m. de espesor | 2.10 m ² | 4.81 \$/m ² | 10.10 |
| - Tecnopor 1" espesor (2093 x 910 x 25 m.m.) | 1.90 m ² | 4.31 \$/m ² | 8.19 |
| - Aislante lana de vidrio de 2" espesor (2093 x 840 x 50 m.m.) | 1.76 m ² | 2.5 \$/m ² | 4.4 |
| - Borde superior perfil. L 1½" x 1" x 1/16" de aluminio | 6.4 m | 1.6 \$/m | 10.24 |
| - Empaquetadura : Jebe sección 1" x 1" x 1" | 6.4 m | 0.1 \$/m | 0.64 |

| DESCRIPCION | CANTIDAD | COSTO UNITARIO | COSTO TOTAL \$ |
|--|-----------|-------------------|---------------------------|
| - Alambre de fierro Galv. 16 AWG | 20 m | 0.083 \$/m | 1.66 |
| - Pintura negra tipo pizarra CFP | 1/8 gal | 0.055 \$/gal | 0.70 |
| - Tornillos de aluminio 1/8" x 1/2" | 30 unids. | 0.027 \$/ | 0.81 |
| SUB - TOTAL : | | | \$ 133.136 |
| Mano de Obra 15 % : | | | \$ 19.97 |
| Desperdicios 10 % : | | | \$ 13.313 |
| T O T A L : | | | \$ 166.42 ===== |

TABLA 4.2
COSTO DE TUBERIAS Y ACCESORIOS DEL BANCO
DE COLECTORES

| DESCRIPCION | CANTIDAD | COSTO UNITARIO | COSTO TOTAL \$. |
|---|----------|----------------|-----------------|
| - Tubos de Fe Galvan. 2" Ø Sch 40 | 6.20 m | 10.2 \$/m | 63.24 |
| - Tubos de Fe Galvan. 1½" x Ø Sch 40 | 65.13 m | 7.38 \$/m | 480.66 |
| - Tubos de Fe Galvan. 1¼" Ø Sch 40 | 47 m | 6.32 \$/m | 297.04 |
| - Tubos de Fe Galvan. 1" Ø Sch 40 | 37.6 m | 4.68 \$/m | 175.97 |
| - Codo 90 de Fe Galv. 1½" Ø | 5 Und. | 3.75 \$/und | 18.75 |
| - Codo 90 de Fe Galv. 1" Ø | 4 Und. | 1.88 \$/und | 7.52 |
| - Valvula compuerta de Bronce 1¼" Ø | 30 Und. | 51.10 \$/Und | 1,533.0 |
| - Te de Fe Galvan. de 2" Ø | 2 Und. | 9.65 \$/Und | 19.30 |
| - Te de Fe Galvan. de 1½" Ø | 23 Und. | 5.10 \$/Und | 117.30 |
| - Te de Fe Galvan. de 1¼" Ø | 20 Und. | 3.96 \$/Und. | 79.20 |
| - Te de Fe Galvan. de 1" Ø | 16 Und. | 2.92 \$/Und. | 46.72 |
| - Cañuela aislante de lana de vidrio de 1" de espesor para 2" Ø | 6.2 m | 3.94 \$/m | 24.43 |

| DESCRIPCION | CANTIDAD | COSTO UNITARIO | COSTO TOTAL \$ |
|--|----------|-------------------|----------------------|
| - Cañuela aislante de lana de vidrio de 1" de espesor para 1½" Ø | 65.13 m | 3.36 \$/m | 218.84 |
| - Cañuela aislante de lana de vidrio de 1" de espesor para 1¼" Ø | 47 m | 3.09 \$/m | 145.23 |
| - Cañuela aislante de lana de vidrio de 1" de espesor para 1" Ø | 37.6 m | 2.69 \$/m | 101.14 |
| - Manguera gruesa de jebe 1¼" Ø | 36 m | 1.5 \$/m | 54.00 |
| - Madera tornillo | Estimado | 0.5 \$/p.t. | 400.00 |
| T O T A L : | | | \$ 3,782.34 |

TABLA 4.3

COSTO DE TUBERIAS MONTANTES, TANQUE DE ALMACENAMIENTO,
EQUIPOS Y ACCESORIOS DEL SISTEMA DE
CALENTAMIENTO SOLAR

| DESCRIPCION | CANTIDAD | COSTO UNITORIO | COSTO TOTAL \$ |
|---|----------|----------------|----------------|
| - Tubos de Fe Galvan. 2" Ø Sch 40 | 22 m | 10.20 \$/m | 224.40 |
| - Tubos de Fe Galvan. 1¼" Ø Sch 40 | 35 m | 6.32 \$/m | 221.20 |
| - Codo 90 de Fe Galvan. 2" Ø | 3 Und. | 4.3 \$/Und | 12.90 |
| - Codo 90 de Fe Galvan. 1¼" Ø | 30 Und. | 2.75 \$/Und | 82.50 |
| - Te de Fe Galvan. de 2" Ø | 2 Und. | 9.65 \$/Und | 19.30 |
| - Valvula Globo de 2" Ø de bronce | 1 Und. | 72.93 \$/Und | 72.93 |
| - Valvula Check de 2" Ø de Bronce | 1 Und. | 94.25 \$/Und | 94.25 |
| - Cañuela aislante de lana de vidrio de 1" espesor para 2" Ø | 22 m | 3.95 \$/Und | 86.90 |
| - Bomba centrifuga - "HIDROSTAL" - modelo 32-125 con motor acoplado. | 1 Und. | 875.77 \$/Und | 875.77 |

| DESCRIPCION | CANTIDAD | COSTO UNITARIO | COSTO TOTAL \$. |
|--|----------|-------------------|-----------------------|
| - Tanque de almacenam.de 6.496 m ³ de capacidad de 2.2 m Ø x 1.87 m de altura, fabricado con plancha de cuero de 1/8" y con aislante de lana de vidrio de 5" y con todos sus acceso- rios (Anexo D.I) | Estimado | | 2,500.00 |
| - Tanque de expansión de plancha de Fe Galvan. de 1/4"; ; de 0.6 m Ø x 0.73 m. de alto , sin tapa. | Estimado | | 80.00 |
| TOTAL : | | | \$. 4,270.15 |

4.1.2.a Cálculo de las temperaturas mensuales del agua a la salida de los colectores.

Con los datos de las tablas III.8, III.9 y considerando constantes la superficie de calentamiento (264 m²) la energía que se necesita para calentar el flujo de agua de 974 Kg/h (73,509.94 W) y una eficiencia de 0.4 del colector determinaremos las temperaturas de salida mensuales. Se hace uso de la relación :

$$\dot{m}_{H_2O} C_p \Delta T = \eta_c R_i A_i \dots\dots\dots (\alpha)$$

Donde :

$$\dot{m}_{H_2O} = 974 \text{ Kg/h}$$

$$C_p = 4.18 \text{ KJ/Kg } ^\circ\text{C}$$

$$\eta_c = 0.4 \text{ (Eficiencia de colector)}$$

$$A_i = 264 \text{ m}^2$$

$$R_i = \text{Intensidad de radiación mensual}$$

$$\Delta T = (T \text{ salida} - T \text{ ambiental}) ^\circ\text{C}$$

Ejemplo de cálculo mes de Enero

$$A_i = 264 \text{ m}^2 , \eta_c = 0.4 , R_i = 777 \text{ W/m}^2$$

$$T \text{ ambiental} = 22.5 ^\circ\text{C}$$

Reemplazando datos en (α) :

$$T \text{ salida} = 95.05 ^\circ\text{C}$$

Los resultados los tabulamos en la tabla 4.4

| MES | Temperatura Mensual del Agua a la Salida de los Colectores (°C) |
|-----------|---|
| Enero | 95.05 |
| Febrero | 94.39 |
| Marzo | 75.75 |
| Abril | 62.95 |
| Mayo | 62.40 |
| Junio | 65.88 |
| Julio | 87.45 |
| Agosto | 76.53 |
| Setiembre | 81.45 |
| Octubre | 96.17 |
| Noviembre | 96.16 |
| Diciembre | 86.70 |

Tabla 4.4

Temperatura mensual del agua a la salida de los colectores.

4.1.2.b Cálculo del ahorro de combustible mensual

Ejemplo de cálculo : Mes de Enero

Calor útil (Q_1) : 15.464.98 KJ/Kgc

(Sección 2.3.2.c Cap. II)

Además :

$$Q_1 = [\dot{m}_v / \dot{m}_c] (h_3 - h_1) \dots\dots\dots (B)$$

Donde:

$$m_v = 6,000 \text{ Kg/hr}$$

$$h_3 = 2,782.58 \text{ KJ/Kg (} P_3 = 11.7 \text{ Bar)}$$

$$h_1 = ?$$

$$m_c = ?$$

Cálculo de h_i

Primero calcularemos la temperatura del agua de alimentación. (Temperatura de la mezcla) mensual.

Ver Fig. 4.1

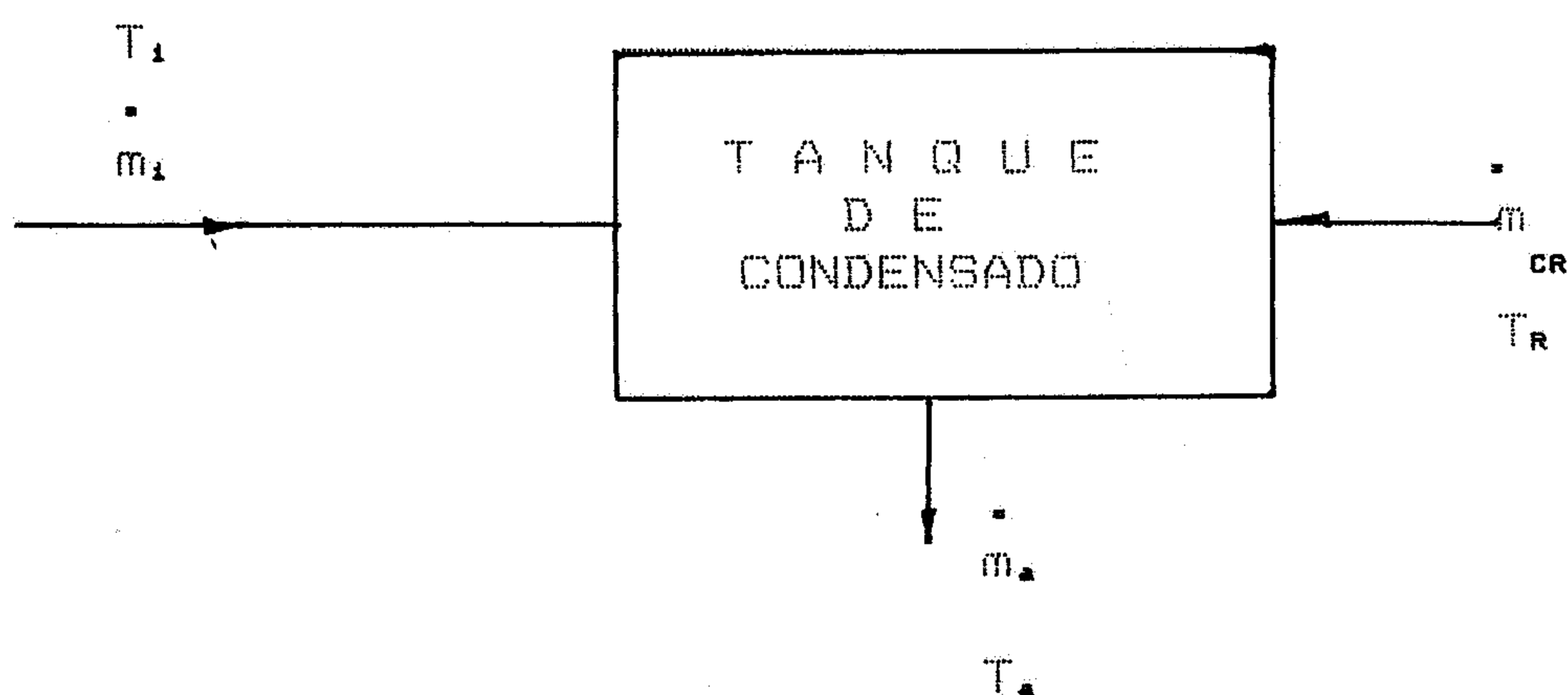


Fig. 4.1.

Diagrama del agua de alimentación (m_a)

De la Fig. 4.1. considerando $C_p = cte$
 H_2O

Planteamos :

$$T_a = \frac{\dot{m}_1 T_1 + \dot{m}_{CR} T_R}{\dot{m}_a} \dots \dots \dots (\emptyset)$$

Donde :

$$\dot{m}_1 = 973.813 \text{ Kg/h} = 974 \text{ Kg/h}$$

$$\dot{m}_{CR} = 5,266.187 \text{ Kg/h}$$

$$\dot{m}_a = 6,240 \text{ Kg/h}$$

$$T_R = 80^\circ\text{C}$$

$$T_1 = \text{Se obtiene de la tabla (4.4)}$$

Utilizando la ecuación (Ø) construimos la tabla (4.5)

| MES | Temperatura mensual de Agua de Alimentación (°C) |
|-----------|--|
| Enero | 82.35 |
| Febrero | 82.25 |
| Marzo | 79.34 |
| Abril | 77.34 |
| Mayo | 77.25 |
| Junio | 77.79 |
| Julio | 81.16 |
| Agosto | 79.46 |
| Setiembre | 80.23 |
| Octubre | 82.52 |
| Noviembre | 82.52 |
| Diciembre | 81.05 |

Tabla 4.5.
Temperatura mensual del agua de Alimentación.

Cálculo de h_1 para $T_s = 82.35^\circ\text{C}$

Utilizamos la relación :

$$h_{82.35^\circ\text{C}} = h_{82.35^\circ\text{C}} + V_{82.35^\circ\text{C}} \left[\frac{(P_{\text{real}} - P_s)}{J} \right] \dots \text{Ref. (20)}$$

Interpolando y utilizando la tabla de las propiedades del agua, Obtenemos:

$$h_1 = h_{82.35^\circ\text{C}} = 344.93 \text{ KJ/Kg}$$

En la ecuación (B) se tiene :

$$15,464.98 \text{ KJ/Kgc} = \frac{6,000 \text{ Kg/h}}{\dot{m}_{\text{CE}}} [2,782.58 - 344.93] \text{ KJ/Kg}$$

$$\dot{m}_{\text{CE}} = 945.74 \text{ Kg/h}$$

CALCULO DEL AHORRO DE COMBUSTIBLE

De los datos :

$$\dot{m}_c = 965.45 \text{ Kg/h (Sec. 2.3.2.c)}$$

Ahorro :

$$\dot{m}_c - \dot{m}_{ce} = 19.70 \text{ Kgc/h}$$

$$(5.474 \times 10^{-3} \text{ Kgc/s})$$

Además :

$$\rho_D V = \dot{m}_c = 5.474 \times 10^{-3} \text{ Kgc/s}$$

$$\rho_D = \text{Densidad Diesel 6} = 952 \text{ Kg/m}^3$$

Finalmente:

$$V = 1.533 \times 10^{-3} \text{ Gal/s}$$

Continuando con el mismo método construimos la tabla 4.6.

| MES | Ahorro Combustible (Gal/s) $\times 10^{-3}$ |
|-----------|--|
| Enero | 1.533 |
| Febrero | 1.521 |
| Marzo | 1.152 |
| Abril | 0.898 |
| Mayo | 0.873 |
| Junio | 0.955 |
| Julio | 1.382 |
| Agosto | 1.167 |
| Setiembre | 1.265 |
| Octubre | 1.555 |
| Noviembre | 1.555 |
| Diciembre | 1.368 |

Tabla 4.6
Ahorro mensual de combustible

Cálculo del ahorro de combustible en dólares

Se ha analizado el comportamiento del precio (En intis) del Diesel 6 durante los años 1988 - 89 y 90 (Ref.7). Se construye la tabla 4.7.

| M E S | A N O | | |
|-----------|-------|-------|-------|
| | 1,988 | 1,989 | 1,990 |
| Enero | 11.40 | 260 | 1,950 |
| Febrero | 11.40 | 364 | 3,030 |
| Marzo | 15 | 517 | 4,450 |
| Abril | 15 | 695 | 5,600 |
| Mayo | 15 | 799 | --- |
| Junio | 15 | 799 | --- |
| Julio | 23.70 | 900 | --- |
| Agosto | 23.70 | 1,300 | --- |
| Setiembre | 55.70 | 1,300 | --- |
| Octubre | 55.70 | 1,370 | --- |
| Noviembre | 55.70 | 1,440 | --- |
| Diciembre | 146 | 1,750 | --- |

Tabla 4.7
Costo Diesel 6 (Intis /Gal.)

Este comportamiento del precio en estos años se valorizan en dólares, teniendo la variación de la moneda inti respecto al dólar en estos periodos (Ref.28). Se construye la tabla 4.8 para determinar el valor proyectado del ahorro mensual del combustible al primer año de funcionamiento del sistema solar, se toma como referencia la variación de la moneda inti respecto al dólar durante el año 1989. Ver tabla 4.9.

TABLA 4.8

COSTO DIESEL No 6
(U. S. \$ / Galon)

| M E S | 1988 | | 1989 | | 1990 | |
|------------|--------|----------|-------|----------|-------|----------|
| | Ocoña | Bancario | Ocoña | Bancario | Ocoña | Bancario |
| ENERO | 0.126 | --- | 0.135 | 0.136 | 0.148 | 0.153 |
| FEBRERO | 0.118 | --- | 0.254 | 0.247 | 0.222 | 0.228 |
| MARZO | 0.134 | --- | 0.386 | 0.384 | 0.240 | --- |
| ABRIL | 0.108 | 0.085 | 0.389 | 0.392 | 0.192 | --- |
| MAYO | 0.0709 | 0.085 | 0.278 | 0.281 | 0.411 | --- |
| JUNIO | 0.0847 | 0.088 | 0.25 | 0.248 | 0.366 | --- |
| JULIO | 0.122 | 0.125 | 0.295 | 0.299 | 0.337 | --- |
| AGOSTO | 0.102 | 0.104 | 0.378 | 0.38 | 0.396 | --- |
| SEPTIEMBRE | 0.145 | 0.161 | 0.265 | 0.266 | 0.335 | --- |
| OCTUBRE | 0.1127 | 0.103 | 0.235 | 0.236 | 0.321 | --- |
| NOVIEMBRE | 0.096 | 0.098 | 0.148 | 0.153 | 0.317 | --- |
| DICIEMBRE | 0.124 | 0.13 | 0.124 | 0.126 | 0.35 | --- |

Ejemplo mes de Enero :

$$0.135 (\$/\text{Gal}) \times 1.533 \times 10^{-3} (\text{Gal}/\text{s}) \times 5.6 \text{ h}/\text{día} \times \\ 31 \text{ días} \times 3,600 \text{ s}/\text{h} = \$ 129.34$$

| M E S | D O L A R | | |
|-----------|-----------|----------|--------|
| | Ocoña | Bancario | M.U.C. |
| Enero | 129.34 | 130.29 | 388.97 |
| Febrero | 260.91 | 253.72 | 416.02 |
| Marzo | 272.94 | 271.52 | 307.58 |
| Abril | 196.18 | 197.69 | 226.94 |
| Mayo | 130.00 | 131.41 | 192.20 |
| Junio | 82.512 | 81.85 | 120.79 |
| Julio | 100.10 | 101.45 | 114.35 |
| Agosto | 162.46 | 163.32 | 170.20 |
| Setiembre | 151.48 | 152.63 | 192.22 |
| Octubre | 183.52 | 184.30 | 250.67 |
| Noviembre | 134.22 | 138.75 | 287.48 |
| Diciembre | 136.30 | 138.50 | 384.72 |

Tabla 4.9.
Ahorro mensual de Diesel 6

4.2. Valor del ahorro de combustible al final de un año

Se ha de analizar los ahorros mensuales proyectados en la tabla (4.9), con el interés bancario del 6 % anual. Capitalizamos mensualmente, calculando primero el interés efectivo. Se construye la tabla 4.10.

Cálculo del interés efectivo.

Se usa la relación :

$$i_E = (i, n) \text{ SPCAF} - 1 \dots \dots \dots \text{Ref. (33)}$$

Donde :

$$i = \frac{0.6}{12} = 0.6 \% (0.006)$$

$$n = 12$$

$$SPCAF = (1 + 0.006)^{12} = 1.0744$$

$$(0.006, 12)$$

$$\% i_E = 0.0744$$

Cálculo de los ahorros mensual al final de un año.

Se determina a partir de :

$$S = P (1 + i_E)^n \dots\dots\dots \text{Ref. (33)}$$

Donde :

$$i_E = 0.0744$$

$$n = 1, 2, 3, \dots\dots\dots, 12$$

Utilizando estas relaciones confeccionamos la tabla 4.10

| M E S | D O L A R | | |
|----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| | Ocoña | Bancario | M.U.C. |
| Enero | 306.00 | 308.25 | 920.25 |
| Febrero | 574.53 | 528.70 | 916.10 |
| Marzo | 559.41 | 556.49 | 630.40 |
| Abril | 374.24 | 377.12 | 432.92 |
| Mayo | 230.82 | 233.32 | 341.25 |
| Junio | 136.36 | 135.26 | 199.61 |
| Julio | 153.96 | 156.04 | 175.88 |
| Agosto | 232.58 | 233.81 | 243.66 |
| Setiembre | 201.84 | 203.37 | 256.13 |
| Octubre | 227.60 | 228.57 | 310.88 |
| Noviembre | 154.93 | 160.16 | 331.85 |
| Diciembre | 146.44 | 148.80 | 413.34 |
| TOTALES | 3,298.71 | 3,299.89 | 5,172.27 |

Tabla 4.10

Ahorro mensual de combustible proyectado al final del primer año.

T A B L A 4. 11

Ahorro Proyectado en un periodo de 4 años.
(En Dolares)

| M E S | A Ñ O 2 | | A Ñ O 3 | | A Ñ O 4 | |
|------------|---------|----------|----------|----------|----------|----------|
| | Ocoña | Bancario | Ocoña | Bancario | Ocoña | Bancario |
| ENERO | 723.96 | 729.28 | 1712.79 | 1725.38 | 4052.25 | 4082.03 |
| FEBRERO | 1265.14 | 1230.28 | 2785.89 | 2709.13 | 6134.65 | 5965.62 |
| MARZO | 1146.54 | 1140.55 | 2349.89 | 2337.62 | 4816.23 | 4791.08 |
| ABRIL | 713.91 | 719.4 | 1361.87 | 1372.35 | 2597.94 | 2617.93 |
| MAYO | 409.83 | 414.26 | 727.66 | 735.53 | 1291.98 | 1305.95 |
| JUNIO | 225.34 | 223.53 | 372.39 | 369.4 | 615.4 | 610.46 |
| JULIO | 236.81 | 240.01 | 364.25 | 369.17 | 560.27 | 567.83 |
| AGOSTO | 332.96 | 334.73 | 476.67 | 479.21 | 682.41 | 686.05 |
| SEPTIEMBRE | 268.95 | 270.98 | 358.37 | 361.08 | 477.52 | 481.13 |
| OCTUBRE | 282.27 | 283.48 | 350.08 | 351.58 | 434.17 | 436.03 |
| NOVIEMBRE | 178.84 | 184.88 | 206.44 | 213.41 | 238.3 | 246.35 |
| DICIEMBRE | 157.33 | 159.87 | 169.03 | 171.76 | 181.6 | 184.54 |
| TOTAL | 5941.88 | 5931.25 | 11235.33 | 11195.62 | 22082.72 | 21975 |
| | | | | | | 36789.07 |

4.3. Periodo de retorno de la Inversión

4.3.a Costo de Instalación del Sistema Solar

Del acápite 4.1 :

$$C_r = \$ 37,967.82$$

4.3.b Cálculo del periodo de recuperación

En primer lugar proyectamos las ganancias (ahorros) por un periodo de 4 años. Se toma como base las ganancias del primer año (Tabla 4.10). Se construye la tabla 4.11 .

En segundo lugar actualizamos las ganancias anuales a través de la relación: (Tabla 4.12)

$$P = \frac{S}{(1 + i_e)^n} \dots\dots\dots \text{Ref. (19)}$$

Finalmente todas las ganancias actualizadas comparamos con el costo de la instalación del sistema.

En conclusión necesitamos 4 años de funcionamiento del sistema para recuperar el costo de la inversión.

| A N O | D O L A R | | |
|-----------|-----------|-----------|-----------|
| | Ocoña | Bancario | M.U.C. |
| 1 | 3,070.28 | 3,071.38 | 4,814.10 |
| 2 | 5,147.45 | 5,138.24 | 8,161.84 |
| 3 | 9,059.16 | 9,027.14 | 14,679.11 |
| 4 | 16,572.52 | 16,491.68 | 27,609.26 |
| T O T A L | 33,849.41 | 33,728.44 | 55,264.31 |

Tabla 4.12.
Ganancias anuales proyectadas actualizadas

4.3.c Cálculo de tasa Interna de Retorno (TIR)

La tasa interna de retorno (TIR) se determina a partir de la ecuación del valor actual neto (VAN), cuando este se iguala a cero.

$$\sum_{t=0}^n \left[-I_t + \frac{B_t - C_t}{(1 + P)^t} \right] = 0 \dots \text{Ref. (25)}$$

Donde :

I_t = Inversión Inicial

B_t = Beneficio anual (ahorro combustible)

C_t = Costo de Operación anual

n = Duración del Proyecto

P = Tasa Interna de Retorno (TIR)

Si consideramos :

n = 6 años (Situación desfavorable)

i = 8% costo de oportunidad de capital

B_t = \$ 16,572.52 constante para

n = 4, 5, 6 (situación desfavorable)

Reemplazando valores :

$$\begin{aligned}
 & -37,967.82 + \frac{3,070.28}{(1 + P)} + \frac{5,147.45}{(1 + P)^2} + \frac{9,059.16}{(1 + P)^3} + \\
 & + \frac{16,572.52}{(1 + P)^4} + \frac{16,572.52}{(1 + P)^5} + \frac{16,572.52}{(1 + P)^6} = 0
 \end{aligned}$$

For tanteos y extrapolando :

$$P = 14.6 \% \quad (0.146)$$

Como $P > i$ significa que el proyecto es rentable.

CONCLUSIONES

1. En términos de consumo de energía, los sistemas que utilizan la fuente solar consumen la mayor cantidad de energía, respecto a los sistemas que consumen petróleo. En nuestro caso para calentar 974 Kg/h de flujo de agua, la energía necesaria que proviene de la fuente solar es: 264,635.48 KJ/h (73,509.94 W) , esto para elevar en 10°C la temperatura del agua de alimentación del caldero.

Si utilizamos un calentador de agua a petróleo y automático (modelo TCV-50. Anexo D - II), que tiene una eficiencia de 0.8 (80 %) y consume 2.1 Gal/h de Diesel 2, la cantidad de energía que se necesita para calentar el mismo flujo es de 13,098.572 KJ/h (3,638.49 W).
2. Para una eficiencia del sistema solar del 0.4 (40%) anual y una superficie de calentamiento de 264 m² el costo inicial de la inversión es de \$ 37,967.82. Mientras si utilizamos un calentador de agua a petróleo Diesel 2, el costo valorizado por ADISA S.A. es de \$ 8,000.00 puesto en planta. Conprobamos así que el factor limitante para aprovechar la energía solar es el costo inicial de su instalación.

3. Se ha determinado que el tiempo de recuperación de la inversión inicial del sistema solar es de 4 años a partir de su funcionamiento. El costo del Diesel ó, se ha tomado con una proyección conservadora.

Con un calentador de agua que funciona con Diesel 2, el costo del calentador, más los costos de mantenimiento y de combustible en un periodo de 4 años de funcionamiento se aproxima o puede ser igual al costo inicial del sistema solar. Esto nos indica que a partir del quinto año de funcionamiento el sistema solar resulta ser beneficioso, ya que el costo de la energía sería sólo la de mantenimiento del sistema.

4. El ahorro del petróleo Diesel ó, en el caldero es función de la temperatura del agua a la salida de los colectores y esta depende de la intensidad de la radiación solar. Así tenemos que en el mes de Enero, cuando la intensidad de la radiación es la de mayor valor, se ahorra 1.533×10^{-3} Gal/s y en el mes de Mayo cuando la intensidad de la radiación es de menor valor se ahorra 0.873×10^{-3} Gal/s .

5. Aumentar la temperatura del agua de alimentación del caldero, significa aumento en términos de flujo de energía. Por ejemplo si la temperatura del agua

de alimentación del caldero aumenta en 10°C hay una ganancia de 72.691 KW (En 6,240 Kg H₂O/h). La calidad del vapor aumenta se optiene más flujo de vapor y con ello se logra aumentar las R.P.M. de los tambores de secado y así aumentan la producción de papel.

6. Del balance Nacional de Energía, las reservas probables de petróleo crudo en el país son del orden de 318.2 millones de barriles y las desarrolladas de 268.8 millones de barriles.

El consumo y la necesidad de mejorar la densidad del petróleo que se explota en la Selva, motivó al país iniciar la importación a partir del año de 1987. En ese año se importo 280 mil TEP. En la década del ochenta las medidas políticas y económicas respecto al precio de los combustibles, trajo el encarecimiento de su precio en el mercado a pesar del precio subsidiado de los combustibles, el año 1988 el precio promedio anual del Diesel 6, fue de 0.25 \$/Gal. y en el año 1989, 0.30 \$/Gal. La tendencia del precio del Diesel es aumentar, siendo mayor si se suprime el subsidio que da el Estado.

En los proyectos de ahorro en el consumo de energía en la Industria; el uso de la energía solar satisface esta necesidad y se demuestra en la presente tesis.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

1. APUNTES DE POST GRADO - INSTALACIONES DE VAPOR; año 1980. Colegio de Ingenieros del Perú.
2. BAZAN C.JULIO. Comportamiento de un calentador de agua de 240 litros con energía solar. Departamento de Energía Mecánica. U.N.I. Lima - Perú.1981
3. BALANCE NACIONAL DE ENERGIA, Serie 1970-1984 y 1987. Consejo Nacional de Energía, Lima - Perú
4. BAEHR, HANS. " Termodinámica ". Editorial Reverté S.A. España. 1970.
5. BOLETIN DEL SERVICIO NACIONAL DE METEOROLOGIA E HIDROBIOLOGIA (SENAMHI). ESTACION NANA. LIMA - PERU. AÑOS - 1986 - 1987
6. BOLETINES MENSUALES DEL OBSERVATORIO METEOROLOGICO ALEXANDER VON HUMBOLT. Universidad Nacional Agraria. Departamento de Meteorología. Lima - Perú años 1986 -1987.
7. BOLETINES PETRO-PERU. Años 1988 - 1990
8. CUADROS B. JORGE. Apuntes de transferencia de calor. Departamento de energía mecánica - U.N.I. Lima-Perú.1978.
9. CINNERY, D.N.W. Solar water heating in South Africa, CSIR research report 248 Pretoria South Africa 1971.
10. CATACORA ACEVEDO, EDGARD. Utilización de la energía solar en el diseño de un horno para secar madera con capacidad de 1,500 P.T. Tesis de Grado. Facultad de Ing. Mecánica U.N.I. 1984.
11. CARRIER, MANUAL DE AIRE ACONDICIONADO. Carrier Air Conditioning Company, Ed. Marcombo, Barcelona 1987.
12. DUNKLE. R.V. Davey. E. T. Flow distribution in solar absorber banks. International Energy Society Conference Nelbourne - Australia 1970.

13. ESPINOZA PAREDES R. Apuntes del curso Energía Solar I. Universidad Nacional de Ingeniería, Lima-Perú 1987.
14. GARCIA V. JERONIMO, SANCHEZ INFANTAS G. Cuadernos de física y Meteorología. Vol. IX N° 22. Radiación incidente obtenida en el piranómetro y el solarímetro. Universidad Nacional Agraria 1984.
15. HORN MANFRED. La energía y sus perspectivas en la década del 80. revista técnica. Vol.II.N°1. Universidad Nacional de Ingeniería 1982.
16. HOTTEL, H. S. Transferencia del calor. Ed. Mc. Graw - Hill 1970.
17. KARLEKEAR, B.V. Transferencia de calor. Ed. Limusa S.A. Mexico 1979.
18. KREITH FRANK. Principios de transferencia de calor. Ed. Mc Graw - Hill Book Co. New York 1972.
19. LUNDE, PETER J. Solar Thermal Engineering. Ed. Wiley Pag. 76 - 77 New York 1979.
20. MORING FAIRES, V. Termodinámica. Ed.U.T.E.H.A. Mexico 1968.
21. MANUAL DE LABORATORIO DE ING. MECANICA II. Departamento de Ingeniería Mecánica. U.N.I. 1975.
22. MIJEEV M. A. Fundamentos de Termotransferencia. Ed. MIR.-Moscu.
23. MANUAL PARA EL AHORRO DE ENERGIA EN LA INDUSTRI. publicaciones INTICTEC-COFIDE (Pag. 37 - 38) Enero de 1986 Lima - Perú.
24. PADILLA, AURELIO, Balance energético - exergético de un caldero. Tesis para optar el grado de Bachiller Dpto. de Ingeniería Mecánica. U.N.I. 1973.
25. PALACIOS MEDINA, GERARDO. Diseño de un sistema de calentamiento de agua para fines de lavado de lana. Tesis de grado Facultad de Ingeniería Mecánica.U.N.I. 1985.
26. POLO ENCINAS, M. Turbomáquinas hidráulicas. Ed. Limusa. Mexico 1975.

27. RECOMENDACIONES Y REGLAS PARA EL DISEÑO DE TANQUES DE ALMACENAMIENTO DE PETROLEO . American petróleo Institute. API.
28. REVISTA CUANTO. Mes de marzo - 1990. Lima -Perú.
29. SHIELD D. CARL. Calderas Ed. C.E.C.S.A. Mexico 1965
30. STEPHEN MICHAEL, E. Operación de plantas industriales. Ed. Mc Graw - Hill. Mexico 1982.
31. SEMINARIO SOBRE CONSERVACION ENERGETICA EN EL SECTOR INDUSTRIAL. Instituto nacional de Energía. Ecuador 1984.
32. II SEMINARIO NACIONAL DE ENERGI SOLAR. Memorias de trabajos INTITEC Arequipa - Perú 1982.
33. TAYLOR A. GEORGE. Ingeniería Económica. Ed. Mc Graw - Hill Mexico 1977.
34. VILLAVICENCIO MANUEL. transferencia de calor Facultad de Ingeniería Mecánica U.N.I. 1985
35. VERGARA Y. FRANCISCO. Tratamiento de aguas industriales. Kaki editores S.A. Lima - Perú 1985.
36. WELTY JAMES R. Transferencia de calor aplicada a la ingeniería . Ed. Limusa Mexico 1978.
37. ZAVALETA , JORGE . Diseño de un sistema de calentamiento de agua con energía solar para una capacidad de 20,000 litros /día con fines de uso industrial. Tesis de grado Facultad de Ingeniería Mecánica U.N.I. 1985.