

T  
621.473  
RODD.

ESCUELA SUPERIOR  
POLITECNICA DEL LITORAL

DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA

"DISEÑO DE SISTEMA DE IRRIGACION AC-  
TIVADO POR ENERGIA SOLAR".

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO MECANICO

Presentada por:

ERNESTO ANTONIO RODRIGUEZ BARREIRO.

GUAYAQUIL - ECUADOR

1982

AGRADECIMIENTO

Al ING. MARCO PAZMIÑO B.  
Director de Tesis, por su  
ayuda y colaboración para  
la realización de este  
trabajo:

DEDICATORIA

*Este trabajo es producto del  
esfuerzo, sacrificio y abne-  
gación de mis Padres, coope-  
ración de mis Hermanos; ayu-  
da de mi Novia.*

ESTE TRABAJO ES POR ELLOS Y  
PARA ELLOS.



*Marcos Pazmino B.*

.....  
ING. MARCOS PAZMINO B.

Director de Tesis

DECLARACION EXPRESA

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

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

...*Ernesto Rodríguez B.*...

Nombre y firma del autor

## R E S U M E N

Este trabajo consiste en el diseño de un sistema que generará energía mecánica en el eje de una turbina en función de energía solar. La radiación solar que incide sobre la superficie terrestre es recolectada en colectores de placas planas por donde se hace circular el fluido de trabajo que en este caso es refrigerante. El refrigerante evaporado se expande en una turbina y luego se lo hace recircular con una bomba.

El diseño consistirá en determinar las características de los diferentes elementos que conforman el sistema y en la selección de los mismos.

La potencia generada es del orden de los 25 HP debido a que una menor generación reduciría la eficiencia del sistema. La energía obtenida en el eje de la turbina es aprovechada en una bomba de riego, pero podría servir también para impulsar otro tipo de maquinaria como transportadores, elevadores, compresores, etc. Tal vez la utilización más práctica sería la de accionar un generador eléctrico.

Se considerarán a efectos de asegurar confiabilidad del diseño, las eficiencias más bajas de los elementos que conforman el sistema.

El capítulo 3 presenta una descripción muy breve de los compo

·nentes del sistema. En el capítulo 4 se determinan los pa-  
rametros físicos y termodinámicos y, en el capítulo 5 se se-  
leccionan los elementos cuyas características satisfacen re-  
querimientos específicos señalados en el capítulo 4. El ca-  
pítulo 6 es la recopilación del trabajo realizado en los ca-  
pítulos anteriores y por último el 7 es una breve evaluaci-  
ón técnica y económica del sistema.

INDICE GENERAL

	<u>PAG</u>
RESUMEN	VI
INDICE GENERAL	VIII
INDICE DE FIGURAS	XI
INDICE DE TABLAS	XIII
INTRODUCCION	15
CAP. I : <u>GENERALIDADES</u>	16
1 - 1 . PROBLEMA ENERGETICO	17
1 - 2 . EL SOL. POR QUE?	19
1 - 3 . RADIACION SOLAR	21
CAP. II : <u>DESCRIPCION GENERAL DEL SISTEMA</u>	23
2 - 1 . ESQUEMA GENERAL DEL SISTEMA	24
2 - 2 . PRINCIPIOS DE FUNCIONAMIENTO	27
CAP. III : <u>ELEMENTOS DEL SISTEMA</u>	29
3 - 1 . BOMBAS	30
3 - 2 . TURBINAS	34
3 - 3 . REFRIGERANTES	37
3 - 4 . COLECTORES SOLARES	38
3 - 5 . INTERCAMBIADORES DE CALOR	41
3 - 6 . OTROS ELEMENTOS DEL SISTEMA. (TUBERIAS, EMPAQUES, ETC.)	46





<i>CAP. IV : <u>PARAMETROS FISICOS Y TERMODINAMICOS DEL SISTEMA.</u></i>	48
4 - 1 . POTENCIA DE LA BOMBA	49
4 - 2 . VELOCIDAD DE LA TURBINA	52
4 - 3 . PRESION Y TEMPERATURA DEL REFRIGERANTE	54
4 - 4 . RADIACION SOLAR	56
4 - 5 . TRANSFERENCIA DE CALOR EN INTERCAMBIADORES.	58
4 - 6 . OTROS PARAMETROS	59
<i>CAP. V : <u>SELECCION DE LAS CARACTERISTICAS DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA</u></i>	67
5 - 1 . SELECCION DE LA BOMBA	68
5 - 2 . SELECCION DE LA TURBINA	70
5 - 3 . SELECCION DEL REFRIGERANTE	72
5 - 4 . SELECCION DEL COLECTOR SOLAR	74
5 - 5 . SELECCION DE INTERCAMBIADORES DE CALOR	78
5 - 6 . SELECCION DE OTROS ELEMENTOS DEL SISTEMA	80
<i>CAP. VI : <u>DESCRIPCION PARTICULAR DEL SISTEMA</u></i>	86
6 - 1 . ESQUEMA DEL SISTEMA	87
6 - 2 . PRINCIPIOS DE FUNCIONAMIENTO	94
<i>CAP. VII : <u>EVALUACION DEL SISTEMA</u></i>	98

	<u>PAG.</u>
7 - 1 . EFICIENCIA DEL SISTEMA	99
7 - 2 . CONSIDERACIONES ECONOMICAS	102
<u>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</u>	105
- FACTIBILIDAD DEL PROYECTO	106
- RECOMENDACIONES GENERALES	108
<u>APENDICES</u>	110
A. GRAFICOS	111
B. TABLAS	138
BIBLIOGRAFIA	173

INDICES DE FIGURAS

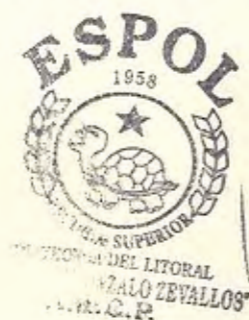
	<u>PAG.</u>
I-1.1 PRODUCCION Y CONSUMO DE PETROLEO	112
I-1.2 RESERVA DE PETROLEO DE LA O.P.E.P.	113
I-3.1 INTENSIDAD SOLAR VS. ALTURA Y ANGULO DE INCIDENCIA	114
I-3.2 VARIACION ANUAL DE RADIACION SOLAR	115
III-1.1 ESQUEMA DE BOMBA CENTRIFUGA	116
III-1.2 CABEZALES ESTATICOS	117
III-1.3 CURVA CARACTERISTICA DE BOMBA	118
III-2.1 PERDIDAS DE ENERGIA DE LA TURBINA	119
III-2.2 DISEÑO DE TOBERA	120
III-2.3 TRIANGULO DE VELOCIDADES DE LA TURBINA	121
III-4.1 COLECTOR DE PLACAS PLANAS	122
III-5.1 VARIACIONES DE TEMPERATURA EN CONDENSADOR	123
IV-1.1 DISPOSICION DE LA BOMBA	124
IV-2.1 TRIANGULO DE VELOCIDADES DE LA TURBINA	125
IV-4.1 RADIACION SOLAR EN CUATRO HORAS	126
IV-4.2 PROCESOS TERMICOS EN LOS COLECTORES	127
IV-6.1 DISTRIBUCION DE COLECTORES EN LA SEGUNDA BATERIA	128
IV-6.2 DISTRIBUCION DE COLECTORES EN LA PRIMERA BATERIA	129
IV-6.3 DISTRIBUCION DE COLECTORES EN LA PRIMERA BATERIA	130

	<u>PAG.</u>
V - 4.1A EFICIENCIA DEL COLECTOR SOLAR	131
V - 4.1B EFICIENCIA DEL COLECTOR SOLAR	132
V - 4.2 PROCESOS TERMICOS EN COLECTORES SOLARES	133
V - 5.1 VARIACIONES DE TEMPERATURA EN EL CON- DENSADOR	134
V - 6.1 VALVULA REGULADORA DE PRESION	135
V - 6.2 CIRCUITOS ELECTRICOS	136
VII-1.1 CURVAS DE EFICIENCIA DE COLECTORES SOLA RES	137

INDICE DE TABLAS

	<u>PAG.</u>
I-1.1 CONSUMO DE ENERGIA PRIMARIA	139
I-1.2 CONSUMO DE PRODUCTOS REFINADOS DE PETROLEO	140
III-1.1 DOTACION DE AGUA SEGUN NUMERO DE HABITANTES	141
III-1.2 DOTACION SEGUN AREAS U OTROS	142
III-1.3 REFRIGERANTES DE MAYOR USO	143
III-3.2 SEGURIDAD RELATIVA DE LOS REFRIGERANTES	144
III-3.3 TOXICIDAD DE LOS REFRIGERANTES	145
III-3.4 PROPIEDADES FISICAS DE LOS REFRIGERANTES	146
III-3.5 PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL REFRIG. 11	147
III-5.1 VALORES DE <u>R</u> CORRESPONDIENTES A <u>K</u>	148
III-5.2 VALORES DE <u>a</u>	149
III-5.3 FACTOR DE CORRECCION DE MATERIAL DEL TUBO	150
III-5.4 FACTOR DE CORRECCION DE LA TEMPERATURA DE ENTRADA DEL AGUA	151
III-5.5 VALORES DE <u>m</u>	152
III-6.1 MATERIALES PARA TUBOS Y ACCESORIOS	153
III-6.2 VELOCIDADES RECOMENDABLES PARA EL AGUA	154
III-6.3 EMPAQUES. APLICACIONES	155
III-6.4 PERDIDAS POR FRICCION	156
IV-2.1 VELOCIDADES EN LA TURBINA	157
IV-5.1 CARACTERISTICA DEL REFRIGERANTE 11 Y DEL AGUA EN EL CONDENSADOR	158
V-1.1 PARTICULARIDADES TECNICAS DE MODELOS DE BOM- BAS	159

V-2.1	CARACTERISTICAS DE LA TURBINA	160
V-2.2A	ESPECIFICACIONES TECNICAS DE LA TURBINA TIPO A	161
V-2.2B	DIMENSIONES DE TURBINA TIPO A	162
V-2.3A	ESPECIFICACIONES TECNICAS DE TURBINAS TIPO C	163
V-2.3B	DIMENSIONES DE TURBINA TIPO C	164
V-2.4	ESPECIFICACIONES DE LOS MATERIALES EMPLEA- DOS EN LA CONSTRUCCION DE LA TURBINA	165
V-3.1	SELECCION DEL REFRIGERANTE. RESULTADOS	166
V-3.2	CARACTERISTICAS DEL REFRIGERANTE 11 EN EL SISTEMA A DISEÑAR	167
V-4.1A	ESPECIFICACIONES TECNICAS DEL COLECTOR ASK/SG-15	168
V-4.1B	ESPECIFICACIONES TECNICAS DEL COLECTOR ASK/SS/10	170
V-5.1	CARACTERISTICAS DEL CONDENSADOR	172



## INTRODUCCION

Mucho se ha tratado sobre la crisis de energía mundial, innumerables problemas, políticos y sociales, ha causado la misma. Se ha desarrollado una serie de campañas tendientes a detener el desmesurado consumo de energía que agota las fuentes convencionales y se han emprendido programas por parte de países desarrollados, a fin de aprovechar energía de origen no convencional.

Considerando que la forma mas efectiva de atacar el problema, energético es presentando y desarrollando tecnológicamente varios proyectos que utilizan energía no aprovechada, se ha realizado el siguiente trabajo que tiende a presentar otra alternativa en el uso que debe hacerse de la energía solar.

La aceptación de la utilidad de estos proyectos y diseños debe transformarse en una tangible realidad, a corto tiempo, ya que de ello depende que al agudizarse la crisis nuestro país, cuente con mejores opciones de solucionarla.

Se ha tratado en la mayor parte de éste trabajo aplicar valores reales a los diferentes parámetros involucrados y en todos los casos se ha preferido tomar como valores reales las menores eficiencias y rendimientos comprobados de los diferentes elementos que conforman el sistema, por lo que puede decirse que la seguridad de funcionamiento de este proyecto es un hecho.

*CAPITULO 1 : GENERALIDADES*

*1-1 PROBLEMA ENERGETICO*

*1-2 EL SOL. POR QUE?*

*1-3 RADIACION SOLAR*



### 1.1. - PROBLEMA ENERGETICO.

La búsqueda incesante emprendida por el hombre tras el conocimiento que le permita encontrar y dominar nuevas fuentes de energía que ayuden a mantener el equilibrio energético necesario para continuar alimentando su desmesurado consumo de los diversos tipos de combustibles, ha sido tema en los últimos tiempos, de profunda preocupación por parte de innumerables organismos a diferentes niveles.

El desarrollo tecnológico en lo que respecta al uso de los diferentes tipos de combustibles plantea una serie de problemas, que se agravan al aumentar la demanda de energía, para alimentar el inmenso arsenal de equipos y maquinarias que la requieren.

Del consumo de combustible pueden señalarse las siguientes etapas:

Hasta 1965 predominó el carbón sobre el petróleo.

Hasta 1970 predominaron los hidrocarburos con preponderancia del petróleo.

A partir de 1980, empezó a adquirir importancia la energía nuclear, y llegó a superar a los hidrocarburos el año 2000. Sin embargo, se calcula que en dicha fecha el consumo anual de hidrocarburos será más del triple de la cifra actual.

Las figuras I-1.1 y I-1.2 y las tablas I-1.1 y I-1.2 ilustran importantes datos que permitirán efectuar un análisis del problema energético actual y sus implicaciones en el fu

turo.

La figura I-1.1 muestra las diferencias entre producción y consumo de petróleo de los países desarrollados y aquellos que están en vías de desarrollo.

En los países desarrollados la relación entre el consumo y la producción es desproporcionada y constituye una de las causas del encarecimiento del petróleo, debido a la demanda cada vez más apremiante del mismo para movilizar la enorme producción de maquinarias, activar sus plantas eléctricas, alimentar sus automotores, etc.

En la tabla I-1.1 se ilustra el porcentaje de consumo de los diferentes tipos de combustibles y, se aprecia que en los últimos años hay un despertar de la energía nuclear que con peligros y problemas puede ser la fórmula que aplaque la incesante demanda de energía.

El consumo de productos refinados de petróleo crece en proporciones alarmantes y esto puede verse claramente en la tabla I-1.2.

Por último la figura I-1.2 presenta el mayor problema de nuestra época y quizás de la futura. Las reservas de petróleo la principal fuente de energía, decrecen en forma violenta y llegará rápidamente el día en que tendremos que prescindir de él y mirar al sol, o a otras fuentes de energía con la esperanza de poder dominarlas y emplearlas.

## 1.2. - EL SOL. POR QUE?

De países con avanzado desarrollo tecnológico pueden esperarse soluciones al problema energético a niveles científicos, pues para esto, se requiere de enormes sumas de dinero y sobre todo de laboratorios y equipos a dichos niveles.

La investigación acerca de como dominar y aplicar la energía nuclear en el campo industrial y doméstico, absorbe gran parte del esfuerzo de los científicos, a pesar de lo cual, el adelanto en este campo es relativamente lento, en comparación con el avance de la crisis energética.

En la antigüedad, sin el desarrollo tecnológico actual, ya se intentaba al construir las viviendas, aprovechar al máximo las ventajas que ofrece el calor de la luz solar.

En nuestra época, hasta hace poco tiempo y debido a que contábamos con "abundante" existencia de combustibles, hasta el punto de creerlos inagotables, se había olvidado esta lógica forma de utilizar la energía del sol. Pero todo cambia y al descubrir que las reservas de combustibles son limitadas, se encuentran muchas razones para aprovechar la energía que nos brinda la naturaleza.

La energía eólica presenta un interesante campo de investigación a los científicos, lo mismo que la geotermia y la energía del mar. Pero, la energía del sol es la de mayor interés por parte de los mismos, después de la nuclear.

Mucho se ha escrito, diseñado y construido acerca de colecto

res solares y sistemas que aprovechan la energía del sol y - estos dispositivos han contado en su mayoría con relativo éxito lo que da la pauta para pensar que es quizás la mejor alternativa para superar en parte la crisis energética.

Los países en vías de desarrollo, como el nuestro, deberían concentrar sus estudios y recursos económicos en esfuerzos - por mejorar las técnicas exportadas por países desarrollados adaptarlos a nuestro medio y aplicarlas en solucionar nuestros problemas.

Nuestro País cuenta, por obvios motivos, con una situación privilegiada en cuanto a explotar la energía proveniente - del sol. Sin embargo de lo cual, con contadas excepciones - no se ha emprendido en programas que reflejen la verdadera importancia y utilidad que puedan reportarnos los mismos.

Seguramente pasará algún tiempo para que el común de los - hombres de nuestro País acepte, como realidad tangible, la alternativa que ofrece la energía solar y, es tarea de nosotros, los técnicos ecuatorianos hacer que dicho tiempo sea lo más corto posible, ya que de ello depende que más adelante no quedemos con el recuerdo de haber sido país petrolero la frustración de no habernos preparado para encontrar el - sustituto, la pobreza y el atraso económico, social, cultural y tecnológico que esto representaría.



POLITECNICA DE  
BIOLÓGICA  
E. E. S. P.

### 2-3 RADIACION SOLAR.

\* Los procesos en las cuales la energía se transmite por medio de ondas electromagnéticas se les llama radiación.

Las longitudes de estas ondas, permiten clasificar la radiación en diferentes tipos. Para nuestro propósito, nos interesan aquellas radiaciones cuyas longitudes de ondas estén comprendidas entre 0.1 y 100  $\mu$  las que están dentro del rango de lo que se denomina radiación térmica.

La radiación es una forma de energía y como tal puede ser transformada, pero el tratamiento matemático que explica la conversión de energía radiante a otras formas de energía es bastante compleja.

Se ha escrito mucho, en libros y otras tesis, acerca de como obtener y trabajar con las ecuaciones que conducen a calcular los valores de los parámetros que llevan a conocer la rapidez y cantidad de radiación que llega hasta determinado punto de la superficie terrestre, por lo cual en esta tesis no se redundará sobre el tema.

En términos generales la radiación solar que incide sobre la atmósfera terrestre, en sus capas más alejadas, tiene un valor medio de  $442 \text{ BTU/hr-pies}^2$ , se la conoce como "constante solar". En realidad la radiación solar que alcanza la tierra es sustancialmente inferior a este valor ya que se ve alterado por diferentes causas, entre las cuales tenemos las siguientes:

actividad de las manchas solares, variación de la distancia-entre tierra y sol, absorción producida por la presencia de  $\text{CO}_2$  y vapor de agua en la atmósfera, posición geográfica del lugar, hora del día, época del año, estado del tiempo. inclinación de la superficie, etc.

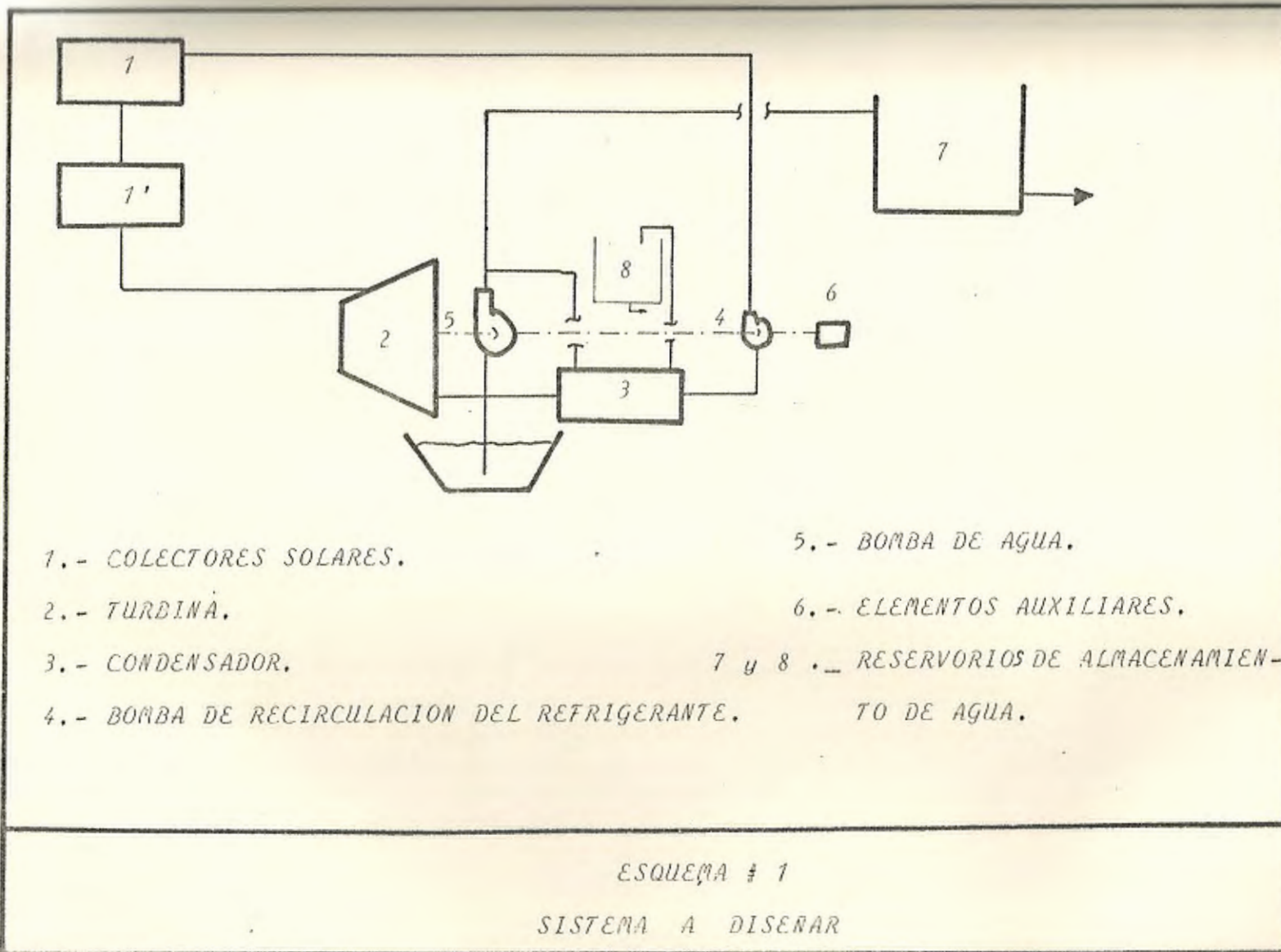
En la figura 1-3.1 se encuentra la intensidad de la radiación solar sobre un plano horizontal como función del ángulo de altitud solar, a nivel del mar y a diversas alturas.

En la figura 1-3.2 se puede observar la variación anual de la radiación solar en nuestro País. Para un lugar en particular, la cantidad anual total de radiación recibida depende de su altitud geográfica y de factores climáticos locales.

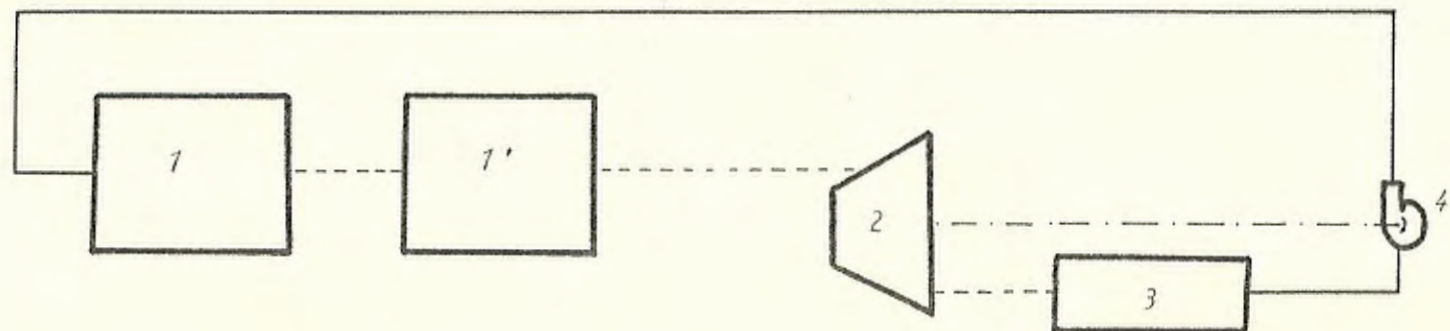
*CAPITULO II : DESCRIPCION GENERAL DEL SISTEMA*

*2-1 . ESQUEMA GENERAL DEL SISTEMA*

*2-2 . PRINCIPIOS DE FUNCIONAMIENTO*





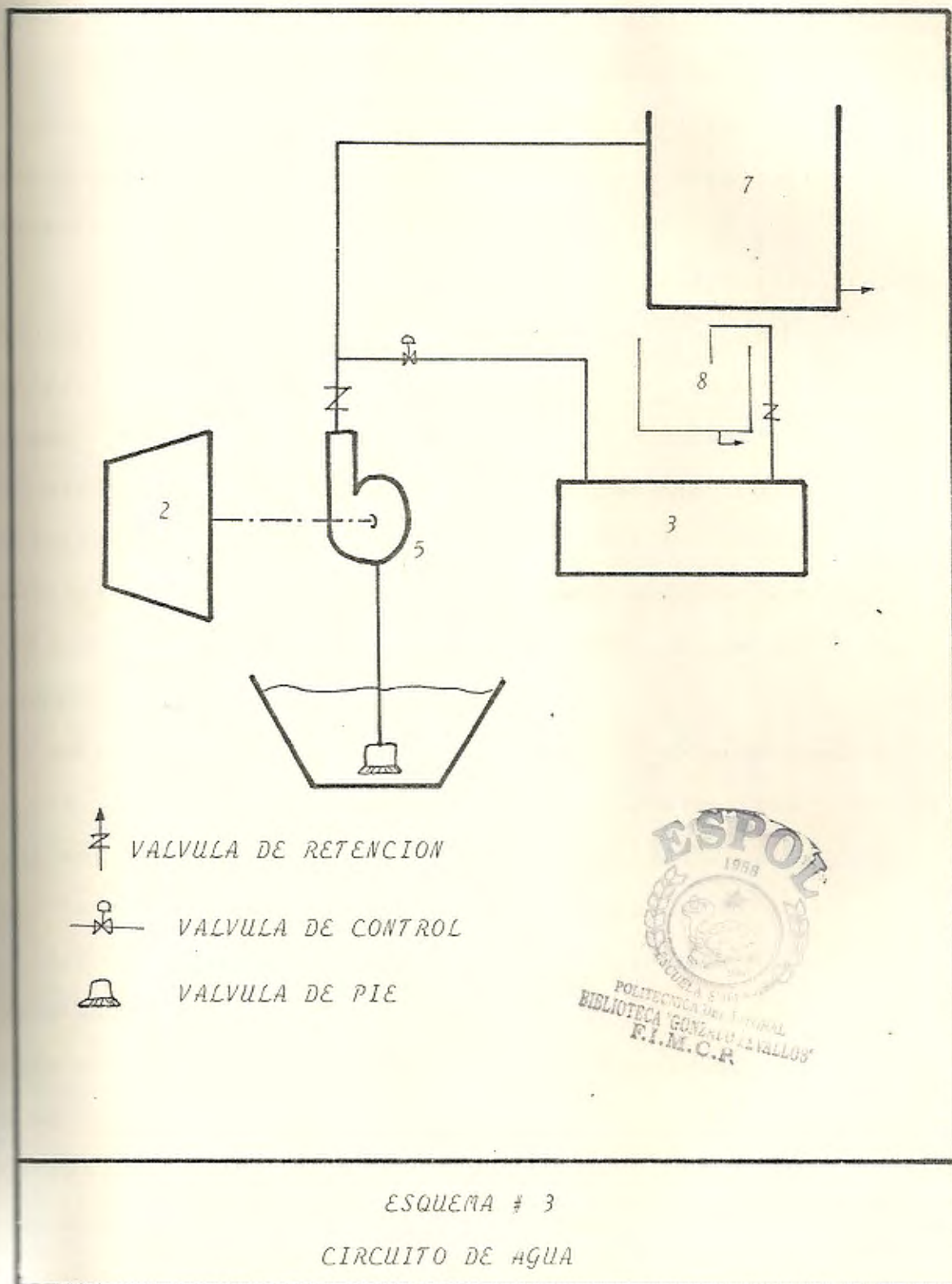


- 1.- Primera batería de colectores para llevar el refrigerante de líquido a vapor saturado.
- 1'- Segunda batería de colectores para llevar el refrigerante de vapor saturado a vapor supercalentado.
- 2 - 3 y 4.- (Ver esquema # 1).

REFRIGERANTE LIQUIDO

VAPOR DE REFRIGERANTE

ESQUEMA # 2  
CIRCUITO DE REFRIGERANTE



ESPOL  
1958  
POLITECNICA DEL FEDERAL  
BIBLIOTECA "GONZALO VALLOS"  
F.I.M.C.R.

## 2-2. PRINCIPIOS DE FUNCIONAMIENTO. -

El sistema a diseñar es básicamente una planta de generación de vapor, en donde se han reemplazado ciertos elementos convencionales con el objeto de presentar una alternativa con respecto al uso de combustibles.

El fluido de trabajo que se empleará es refrigerante, cuyas propiedades físicas deberán encuadrarse dentro de los requerimientos especiales del sistema. Este refrigerante será evaporado haciéndolo circular por colectores solares.

El refrigerante evaporado es expandido en una turbina y la energía cinética del eje es utilizada por una bomba. Cabe indicar que la energía entregada por la turbina puede ser utilizada por generadores eléctricos, transportadores, compresores, etc.

A salir de la turbina el refrigerante va al condensador. El fluido condensante es agua a la temperatura ambiente, por lo que una de las características del refrigerante debe ser la disponibilidad de condensarse a esa temperatura.

El refrigerante es luego bombeado a los colectores solares - en donde comienza nuevamente el ciclo. La bomba de irrigación extrae agua de un embalse, río o reservorio y la bombea a un tanque de almacenamiento, en donde por gravedad puede llegar a los lugares de utilización.

Las variaciones de intensidad de radiación solar están consi

deradas en los diversos factores de seguridad asumidos o eficiencias calculadas. Así tenemos que el sistema funcionará únicamente 2 a 4 horas diarias de máxima intensidad de radiación, esto es de 10h00 a 15h00; y el valor de intensidad de radiación utilizado es afectado por un factor de seguridad bastante aceptable.

El aprovechamiento de radiación solar en los colectores como fuente de energía, limita el rango de presiones y temperaturas de trabajo, siendo esta una de las razones para la utilización del refrigerante, debido a su baja temperatura de evaporación.

En la sección 2-1 están esquematizados en forma general los elementos del sistema.

*CAPITULO III : ELEMENTOS DEL SISTEMA*

*3-1 . BOMBAS*

*3-2 . TURBINAS*

*3-3 . REFRIGERANTES*

*3-4 . COLECTORES SOLARES*

*3-5 . INTERCAMBIADORES DE CALOR*

*3-6 . OTROS ELEMENTOS DEL SISTEMA (TUBERIAS, EMPAQUES, ETC.)*

Este capítulo pretende dar a conocer en forma muy general los fundamentos teóricos y prácticos en los que se basan los capítulos IV y V de esta tesis. A pesar de que el conocimiento de las características de cada uno de los elementos del sistema a diseñar, es para el Ingeniero Mecánico, algo básico, he creído necesario hacer ésta introducción para una mejor comprensión y ordenamiento de este trabajo.

### 3-1. BOMBAS. -

Generalmente las bombas son de dos tipos:

- 1.- De desplazamiento positivo: de émbolo, rotativas y de tornillo.
- 2.- Centrífugas: con distintos tipos de rodetes clasificados en rodete de flujo radial, mixto y axial.

Las bombas centrífugas son las que presentan las características más convenientes para utilizarse en éste sistema, por las siguientes razones:

- 1.- Gran surtido en el mercado (marcas y modelos).
- 2.- Fácil accionamiento. Par de arranque pequeño.
- 3.- El flujo es constante, no se producen pulsaciones.
- 4.- Las pérdidas de potencia por transmisión son mínimas.
- 5.- La conexión con los motores corrientes es sencilla.
- 6.- El mantenimiento es fácil y hay pocas averías.
- 7.- Su precio es relativamente barato.

Entre las desventajas tenemos que cuando la succión de la bomba está en un nivel superior al reservorio, la bomba

no se autocebala, necesitando se un dispositivo especial de cebado o una válvula de pie. Además son de poco rendimiento - con caudales menores a  $(100 \text{ Ft}^3/\text{Hr})$ , a alturas mayores de 65 Ft.

La bomba centrífuga es de construcción sencilla. Toda bomba centrífuga consta fundamentalmente de dos partes: un rodete, que está montado sobre un eje, el cual se apoya sobre cojinetes provistos de empaques y una carcasa o cámara de impulsión (voluta). Un esquema de bomba centrífuga tenemos en la figura III-1.1.

A efectos de seleccionar las bombas para un sistema en particular, se debe considerar la cantidad de fluido que se va a bombear, es decir, el caudal en ltr/hr o GPM y la altura neta positiva en la aspiración o cabezal de descarga. Con estos datos podemos calcular el cabezal o carga dinámica total para la bomba y luego, la potencia hidráulica. El trabajo desarrollado por una bomba es función de cabezal total y del peso del líquido bombeado, en un período de tiempo dado.

La potencia hidráulica (HPH) es la potencia entregada por la bomba al fluido. La potencia al freno llamada también potencia de la bomba (HPB) es la potencia hidráulica más la potencia necesaria para vencer las pérdidas. Estos términos se definen en las fórmulas siguientes:

$$(III-1.1) \quad HPH = \frac{Q \cdot h_t \cdot S_p \cdot G_r}{3960}$$

$$(III-1.2) \quad HPB = \frac{G \cdot h_t \cdot S_p G_n}{3960 \cdot \eta}$$

Donde:

$G$  = Flujo en GPM

$h_t$  = Carga dinámico en pies

$S_p G_n$  = Gravedad específica del líquido bombeado

$\eta$  = Eficiencia de la bomba.

El caudal o flujo que se necesitará bombear es determinado por la demanda de agua. Las tablas III-1.1 y III-1.2 contienen información de las necesidades de agua para diferentes situaciones.

La carga dinámica total, es el cabezal dinámico total de descarga, más o menos, según la ubicación de la fuente de succión del líquido, el cabezal dinámico total de succión. La ecuación III-1.3 indica la forma de calcular el cabezal dinámico total.

$$(III-1.3) \quad h_t = h_d \pm h_s$$

El cabezal dinámico total de descarga ( $h_d$ ) es igual al cabezal estático de descarga, más el cabezal de velocidad en la descarga de la bomba, más el cabezal de fricción total en la línea de descarga. La figura III-1.2 muestra los cabezales estáticos según la ubicación de la bomba respecto a la fuente de succión del líquido. El cabezal de velocidad ( $h_v$ ) es la energía del líquido como resultado de su movimiento a una



determinada velocidad, la ecuación III-1.4 indica como se calcula éste cabezal.

$$(III-1.4) \quad h_v = \frac{v^2}{2g}$$

Donde:

$$g = 32.2 \text{ pie/sg}^2$$

$v$  = Velocidad del líquido en pies/sg (ver tabla III-6.2)

El cabezal de fricción total es el requerido para vencer la resistencia al flujo en tuberías y accesorios. La forma de calcularlo se basa en tablas de fricción como la tabla III-6.4.

El cabezal dinámico total de succión ( $h_s$ ) es el cabezal estático de succión, menos el cabezal de velocidad en la succión de la bomba menos el cabezal de fricción total en la línea de succión.

La elección de las bombas se basa en las curvas características de las mismas dadas por el fabricante. Un ejemplo de estas curvas se da en la figura III-1.3. Casi todas las bombas se proyectan para trabajar a pleno rendimiento en el punto medio de su característica presión caudal.

El rendimiento de la bomba no es el único criterio de selección. también hay que tener en cuenta los costos de funcionamiento, de adquisición, de mantenimiento, etc.

### 3-2. TURBINAS.

La turbina de vapor transforma en energía mecánica la energía térmica y la energía de presión contenida en el vapor. La suma de estas dos formas de energía está caracterizada por la entalpía del vapor, función de la presión y de la temperatura.

Una diferencia de presión y caída de temperatura entre un foco caliente (generador de vapor) y un foco frío (condensador a atmosfera) produce una caída de entalpía. La turbina situada entre estos dos focos provoca la transformación en energía mecánica de rotación con el mínimo posible de pérdidas.

A efectos de análisis teórico se considera que la expansión de vapor en una turbina se cumple como un proceso isentrópico. En realidad el trabajo obtenido de la turbina es menor que la energía disponible; debido a las pérdidas por fricción en las toberas y en los álabes y a la energía residual que no se aprovecha a la salida de la turbina. Esto se grafica en la figura III-2.1.

La relación entre el cambio de entalpía de una expansión real a una expansión adiabática del vapor en la turbina se define como rendimiento termodinámico. El valor medio de este rendimiento es del orden del 87 al 97%. En particular varía con las características del vapor y la altura de los álabes. El rendimiento global de la turbina es, generalmente, poco inferior al rendimiento termodinámico: del 7 al 3%.

Los elementos de cálculo de una turbina tienen como datos usuales: La presión y la temperatura del vapor en la admisión ( $P_0, T_0$ ), la potencia ( $P$ ) de la máquina o caudal de vapor a utilizar ( $G$ ), la presión en el condensador ( $P_c$ ) y la velocidad de rotación ( $N$ ).

La presión y la temperatura del vapor en la admisión se deducen de las propiedades del refrigerante a la salida de los colectores solares.

La presión en el condensador depende del caudal y de la temperatura de agua fría de que se dispone, de las dimensiones del condensador y del caudal de vapor a condensar. El caudal de vapor viene dado por la siguiente fórmula:

$$(III-2.1) \quad G = \frac{P \cdot 2544}{\eta \cdot h_a}$$

Donde:

$G$  = Caudal de vapor en  $l/h$

$P$  = Potencia de la turbina en HP

$\eta$  = Rendimiento global

$h_a$  = Caída adiabática disponible en BTU/lb

La caída de entalpía en la turbina se transforma en energía cinética obedeciendo la siguiente relación:

$$(III-2.2) \quad v = \phi \sqrt{2gh_a}$$

Donde:

$v$  = Velocidad del vapor

$\phi$  = Coeficiente de velocidad. Su valor normalmente es de 0.94 a 0.97, correspondiendo el valor más elevado

a las toberas más cortas y a las velocidades más bajas del vapor.

La tobera está constituida habitualmente por un orificio de sección circular efectuado en un bloque de acero al cado. La garganta está muy próxima a la sección de entrada y el ángulo de inyección ( $\alpha$ ) es lo más reducido posible,  $14^\circ$  a  $25^\circ$ . La figura III-2.2 muestra el diseño de una tobera. La transformación de la energía cinética del vapor en trabajo ocurre en las paletas o dlabes. La figura III-2.3 muestra los triángulos de velocidades que forma el vapor al pasar por los dlabes.

La altura de los dlabes se determina de la siguiente ecuación:

$$(III - 2.3) \quad V_b = \frac{2 \pi (R)(N)}{60}$$

$$(III - 2.3A) \quad R = \frac{60 (V_b)}{2 \pi (N)}$$

Donde:

$V_b$  = Velocidad del dlabes. pie/s

$R$  = Radio del dlabes. (distancia del centro de rotación) pies.

$N$  = Velocidad angular del eje. RPM.

El trabajo realizado por el vapor sobre los dlabes es:

$$(III - 2.4) \quad W = \frac{G \cdot V_b}{g} (v1x - v2x)$$

El trabajo máximo del dlabes es:

$$(III - 2.5) \quad W_{max} = \frac{G \cdot v1^2}{2 \cdot g} \cos^2 \alpha$$

### 3-3. REFRIGERANTES.

Dentro del sistema a diseñar el fluido de trabajo es el refrigerante. La tabla III-3.1 muestra los refrigerantes de uso y sus respectivas fórmulas.

La temperatura y presión que alcanzará el refrigerante en los colectores de energía solar, así como también la presión y su respectiva temperatura de condensación, son los factores que determinarán el tipo de refrigerante a usar. Sin embargo es necesario tomar en cuenta las siguientes propiedades:

Toxicidad e inflamabilidad. - Se prefiere que los refrigerantes no sean tóxicos ni inflamables para que, en caso de fuga exista el menor peligro posible. Las tablas III-3.2 y III-3.3 dan referencias acerca de este tópico.

Propiedades Físicas de los Refrigerantes. - Entre éstas el punto de ebullición y de congelación, temperatura, presión y volumen críticos, etc. Algunas de estas propiedades se ilustran en la tabla III-3.4. Las propiedades de líquido y vapor saturados se muestran en la tabla III-3.5.

Costo y Existencia. - Deben considerarse el precio y existencia en el mercado del refrigerante seleccionado. En conclusión la selección del refrigerante se la efectúa en base a satisfacer un determinado número de parámetros, que involucren ciertas características que deben adaptarse a las propiedades específicas de los refrigerantes disponibles.

### 3-4 COLECTORES SOLARES. -

Cuando un objeto es expuesto a la radiación solar, su temperatura se eleva hasta que el intercambio de calor con el medio ambiente se equilibre, es decir, hasta que las pérdidas de calor sean iguales a las ganancias. Las pérdidas de calor dependen de: la energía radiante emitida por el objeto calentado, el movimiento del aire en sus alrededores y la conductividad térmica de los materiales con los que está en contacto, lo que conduce a establecer una diferencia de temperatura entre el objeto y el medio ambiente, por lo que se concluye que a medida que se calienta la superficie aumenta la pérdida de calor.

Las ganancias dependen de la intensidad de la energía radiante y la absorptividad de radiación solar de el objeto. La radiación solar puede ser captada para lograr aumentos de temperatura, en dispositivos especiales llamados colectores.

La finalidad de los colectores es captar la luz solar (energía radiante) y convertirla en calor (energía térmica).

Existen básicamente dos tipos de colectores: Colectores de placas planas y Colectores de concentración.

Los colectores de placas planas son usualmente estáticos, mientras que los concentradores generalmente rotan siguiendo la trayectoria del sol. Esto se debe a que los colectores de placas planas captan la radiación solar difusa tan bien como la radiación directa, y por lo tanto trabajan en días

claros como nublados, mientras que los colectores de concentración utilizan solamente la radiación directa. Es por eso que los concentradores alcanzan altas temperaturas, pero son más costosos que los colectores de placas planas.

En ambos tipos de colectores la superficie receptora debe ser tan negra como sea posible, con el propósito de absorber más del 95% de radiación y reflejar solamente una pequeña cantidad.

Un colector de placas planas comúnmente está constituido de la siguiente manera:

El elemento principal llamado placa de absorción, hecha de metal (cobre, aluminio, acero inoxidable, u otro material que posea buena conducción de calor) y dotado de tubos fijados a él. Por estos tubos corre líquido para intercambiar calor. La placa se encuentra dentro de un bastidor herméticamente cerrado y está pintada de color negro mate, o cubierta con una capa negra producida químicamente para que retenga calor. El dorso de la placa de absorción se apoya contra una capa de aislamiento (cemento, amianto, fibra de vidrio, metal o madera).

Sobre la superficie hay un espacio de aire que da al sol y está cubierto por una o más capas de cristal (vidrio o un tipo especial de plástico). con esto se logra una importante reducción de las pérdidas de calor sin reducir en forma notoria la admisión del mismo. Esto es debido a la transmitan

cia selectiva del cristal, es muy transparente para radiaciones solares de alta temperatura y onda corta pero virtualmente opaco para radiaciones infrarrojas de longitudes de onda más larga, emitidas por la placa del absorbedor. La figura III-4.1 muestra un colector de placas planas común:

Los colectores de concentración comprenden básicamente cinco tipos:

1. - Espejos planos.
2. - Canales parabólicos (reflectores cilíndricos).
3. - Reflectores parabólicos.
4. - Lentes Fresnel cilíndricas.
5. - Lentes Fresnel circulares.

En este tipo de colectores el absorbedor no recibe directamente la radiación solar, pues ésta es "tratada" previamente a fin de multiplicar sus efectos. La ventaja de estos dispositivos es que a pesar de que la captación de calor se realiza en un área relativamente grande, la pérdida de calor es menor, ya que se producen en el absorbedor que constituye una área reducida.

Información sobre el funcionamiento y eficacia de colectores solares es muy escasa en nuestro país. En este trabajo daremos una idea del tamaño de área de colección de energía solar que se necesitará y de las temperaturas y presiones que se alcanzarán, ya que, el estudio y diseño de un colector solar en particular sería motivo por sí solo de otra tesis.



### 3-5. INTERCAMBIADORES DE CALOR.

Toda planta de generación de vapor tiene entre sus equipos - intercambiadores de calor. Se da este nombre a aquellos dispositivos cuya finalidad es transferir calor de un fluido a otro.

Existen básicamente dos procedimientos para que se produzca transmisión de calor y son los siguientes:

- a) Por la mezcla directa de los fluidos.
- b) Por contacto indirecto, es decir, a través de una pared o división que separa los fluidos.

Los intercambiadores de calor por contacto indirecto, son los que van a formar parte del sistema a diseñar en esta tesis, por lo tanto, son los que veremos con detenimiento.

El intercambiador de este tipo generalmente se compone de tubos de transferencia de calor montados dentro de un envolvente de acero. Uno de los fluidos circula por el interior de los tubos y el otro ocupa el envolvente que rodea a los mismos.

Este envolvente está equipado con una entrada de fluido caliente, conexiones de purga, conexión de válvula reguladora de flujo y un dispositivo de descarga de presión.

Los intercambiadores del tipo de envolvente y tubos tiene una placa que soportan los tubos en cada extremo y cabezas desmontables. También hay intercambiadores del tipo de envolvente y serpentín que tienen un espiral o haz de tubos -

accesible sólo desde un extremo.

En este sistema se empleará un intercambiador de calor en la salida de refrigerante de la turbina para condensarlo.

La figura III-5.1 muestra las variaciones de temperatura que ocurren en el condensador.

De las relaciones fundamentales de transferencia de calor se sabe que:

$$(III-5.1) \quad DLMT = \frac{DIT - DFT}{\ln (DIT/DFT)}$$

En la figura III-5.1, tenemos que:

$$(III-5.2) \quad DFT = DIT - ETF$$

Luego:

$$(III-5.3) \quad DIT/DFT = \frac{1}{1 - (ETF/DIT)} = K$$

La relación entre ETF y DIT la definiremos como R. Entonces:

$$(III-5.3A) \quad R = 1 - (1/e^k)$$

La tabla 3-5.1 muestra la relación entre los valores de R y K. Por estudios de las características de la transferencia de calor en los tubos de los condensadores podemos escribir la siguiente relación:

$$(III-5.4) \quad K = \frac{(L)(NP)(a)(\ell)(f)Fs}{v}$$

Donde:

L = Longitud efectiva de tubo en pie

NP = Número de pasos del fluido de enfriamiento

a = Constante que varía con el diámetro del tubo y el -

espesor de la pared. (TABLA III-5.2)

$k$  = Factor de corrección del material del tubo (TABLA - III-5.3)

$f$  = Factor de corrección de la temperatura de entrada del fluido de enfriamiento (TABLA III-5.4)

$F_s$  = Factor de suciedad del tubo en porcentaje (85 al 99%)

$v$  = Velocidad del fluido de enfriamiento dentro de los tubos en pie/sg.

El flujo de fluido de enfriamiento ( $G_a$ ) en GPM puede ser calculado haciendo balance de calor.

$$(III-5.5) \quad G_a = \frac{Q}{500 \cdot (ETF)} \quad (GPM)$$

Donde,  $Q$  es la carga de calor del fluido a ser condensado.

El número de tubos que tendrá el condensador obedece a la siguiente relación:

$$(III-5.6) \quad NT = \frac{G_a}{g \cdot v} \cdot NP$$

Donde:  $NP$  = Número de pasos

$NT$  = Número de tubos

$g$  = GPM por tubo a la velocidad de 1 Pie/sg (TABLA - III-5.5)

El área total de transferencia de calor se calcula utilizando la siguiente ecuación:

$$(III-5.7) \quad S = (NT) (L) (m)$$

Donde:

$S$  = Área total de transferencia de calor en pie<sup>2</sup>

$m = \text{Pies}^2$  de area por pie de longitud del tubo (TABLA - III-5.5)

Como podrá notarse, hasta ahora el coeficiente de calor ( $U$ ) no aparece en las ecuaciones anteriores. Realmente la sigte. relación:

$$(III-5.8) \quad U = (C) \sqrt{v} \quad (L) \quad (L) \quad (\% T_s/100)$$

ha sido considerada en la ecuación (III-5.4). Valores de  $U$  para cualquier condición pueden ser calculados por:

$$(III-5.9) \quad U = K \frac{500 (G_a)}{S}$$

Resumiendo los factores que determinarán la selección del intercambiador de calor son los siguientes:

- Capacidad. - La cantidad de calor que debe ser transferido. Este calor depende del flujo o caudal de fluido en peso y, de las entalpías de entrada y salida del mismo.
- Temperaturas de cambios de Estado. - Condensación y evaporación
- Tipo de Fluido. - Propiedades físicas, químicas, termodinámicas, etc.
- Fuente de Fluido de enfriamiento del condensador. - Se utiliza generalmente agua, y ésta puede ser de la ciudad, de pozo, río, mar, torre de enfriamiento, etc. La elección de esta fuente depende generalmente de factores económicos. El costo de agua de la ciudad es uno de ellos, así como -- las obras de desague, alcantarillado, etc.
- Factor de Suciedad. - Los factores de suciedad representan-

la resistencia térmica al flujo de calor originada por las incrustaciones y otras impurezas del agua. Generalmente, -- los fabricantes dan las características de los condensadores para determinados valores de suciedad del agua. Cuando se e lige un condensador no se debe utilizar un factor menor de 0.0005, aunque sea agua de buena calidad, a causa de que siempre hay presencia de suciedad en la superficie desde el principio del funcionamiento.

- Temperatura de entrada del agua del condensador.

- Caudal o cantidad de agua.- Las cantidades de agua necesarias se pueden hallar por las características del condensador o se puede dar como caudal disponible.

Estos factores estarán afectados por los aspectos económicos del sistema en conjunto. Se debe procurar un equilibrio entre el costo inicial o de adquisición y el costo de funcionamiento.



### 3-6.- OTROS ELEMENTOS DEL SISTEMA

El sistema a diseñar necesita de una serie de componentes que van a complementar el trabajo de los elementos principales - diseñados anteriormente. Estos componentes son:

- Tuberias y accesorios.
- Aislamientos y empaques.
- Válvulas y sistemas de control.
- Bomba de recirculación del refrigerante
- Sistemas eléctricos auxiliares y complementarios.

Se empezará analizando de manera general las tuberías.

Los materiales de uso corriente empleados en los sistemas de tuberías son los siguientes:

- Acero. Negro y galvanizado.
- Hierro forjado. Negro y galvanizado.
- Cobre. Blando y duro.

La tabla III-6.1 informa acerca del tipo de material recomendado para las tuberías y accesorios de acuerdo a la aplicación.

En cualquier tubo por el que circule un fluido, hay pérdidas de presión que obedecen a los siguientes parámetros:

- Velocidad del fluido.
- Diámetro del tubo.
- Rugosidad de la superficie interior.
- Longitud del tubo.

En el apéndice encontraremos una serie de tablas que complementarán la información necesaria acerca de las tuberías.

El complemento de un sistema de tuberías son las válvulas, instrumentos de control y medición y demás accesorios (codos, reductores, uniones, etc.). Generalmente se emplean 6 tipos de válvulas y son: Esféricas, de compuerta, de retención, de ángulo, de tipo Y y llaves de grifo. Cada tipo de válvula realiza una función definida en el control de fluido del sistema. Las válvulas para refrigerante son esféricas y la estanqueidad se consigue mediante prensaestopas o por medio de membranas.

El sistema será complementado con una bomba de recirculación de refrigerante y una serie de elementos eléctricos cuyas características serán analizadas detenidamente en las secciones 4 - 6 y 5 - 6.

CAPITULO IV : PARAMETROS FISICOS Y TERMODINAMICOS DEL SISTEMA

- 4-1 . POTENCIA DE LA BOMBA
- 4-2 . VELOCIDAD DE LA TURBINA
- 4-3 . PRESION Y TEMPERATURA DEL REFRIGERANTE
- 4-4 . RADIACION SOLAR
- 4-5 . TRANSFERENCIA DE CALOR EN INTERCAMBIADORES
- 4-6 . OTROS PARAMETROS



#### 4-1. POTENCIA DE LA BOMBA.

Las ecuaciones III-1.1 y III-1.2 indican los parámetros que intervienen en el cálculo de la potencia de la bomba.

Este diseño implica una serie de consideraciones antes de determinar las características técnicas del sistema debido a que es un proyecto que para su realización, requiere de numerosos estudios mediante los cuales se conocerá la factibilidad de llevarlo a cabo. Estos estudios se analizan detenidamente en el capítulo VIII.

El caudal que se necesitará bombear, es determinado por la demanda de agua. Las tablas III-1.1, III-1.2 permitirán obtener valores de agua necesarios para diferentes situaciones. Es conveniente calcular el caudal de agua a bombear en base a necesidades humanas. Por la tabla III-1.1 tenemos que, para una habitación tipo popular se requieren 150 litros por persona y por día. Una población de 3600 habitantes requieren 525,000 litros por día. Debido a que el sistema trabaja solamente aproximadamente cuatro horas diarias solamente, necesitamos que la bomba suministre un caudal de 131,250 litros por hora, lo que representa 580 GPM.

Este caudal puede fácilmente ser suficiente para emplearlo en pequeños regadíos. A causa de no consumirse instantáneamente el caudal de agua bombeada es necesario que ésta sea almacenada en un reservorio.

La carga dinámica total se calcula a partir de la ecuación -

## 4.2. VELOCIDAD DE LA TURBINA.

La velocidad angular del eje de la turbina es función de la velocidad de rotación del eje de la máquina movida por aquella.

En nuestro caso la máquina es la bomba de irrigación, pero como hemos visto en la sección 3-6, la turbina podría mover generadores o alternadores eléctricos por lo que su velocidad de rotación sería diferente a la de la bomba y tendrían que emplearse sistemas de engranajes para su funcionamiento.

Revisando la sección 5-3 y la tabla V-3.2 encontramos que la caída adiabática de entalpía es 13 BTU/Lb.

Utilizando la ecuación (III-2.2) determinamos la velocidad del vapor a la entrada de la turbina:

$$v = 0.96 \sqrt{2 \left( 32.2 \frac{\text{pies}}{\text{sg}^2} \right) (13 \text{ BTU/Lb}) (778.16 \text{ pies-Lb/BTU})}$$

$$v = 774 \text{ pies/sg}$$

Tomando un valor de ángulo de la tobera  $\alpha = 20^\circ$  calculamos la velocidad de los alabes para máxima eficiencia. La ecuación es:

$$\text{IV - 2.1) } v_2 = (v \cos \alpha) / 2$$

Entonces:

$$v_2 = (774 \text{ pies/sg}) (\cos 20^\circ) / 2$$

$$v_2 = 363.7 \text{ pies/sg}$$

El coeficiente de velocidad por rozamiento ( $\phi$ ) es del:

orden de 0.95 y corresponde a la siguiente relación:

$$(IV-2.1) \quad r = \frac{v_{r2}}{v_{r1}}$$

Donde:

$V_{r1}$  = Velocidad relativa de entrada del vapor.

$V_{r2}$  = Velocidad relativa de salida del vapor.

En la figura IV-2.1 tenemos el diagrama de velocidades de la turbina que se utilizará.

En la tabla IV-2.1 se muestran los resultados encontrados a partir del diagrama de velocidades.

El caudal de vapor que se necesita en la turbina se lo calcula a partir de la ecuación III-2.1. La potencia de la turbina debe ser suficiente para mover la bomba de irrigación y la de recirculación. Además, debe ser capaz de accionar sistemas de control, arrancadores, etc. Admitamos que obtendremos 30 HP de la turbina y que ésta tendrá un rendimiento global de 0.92, entonces:

$$G = \frac{(30)(2544)}{(0.92)(13)} \quad G = 6382 \text{ LB/HR}$$

Por último, en la práctica no es posible llegar a velocidades de aletas mayores a 1300 ft/sg, debido a que los materiales no resistirían los esfuerzos mecánicos a que estarían su-

Las críticas del refrigerante deben ser mayores que las alcanzadas en los colectores solares.

Una vez consideradas estas condiciones, la selección del refrigerante será fundamentalmente dependiente de la mayor caída de entalpía, ya que ésta indicará la cantidad de trabajo que podemos esperar de la turbina.



#### 4-4. RADIACION SOLAR.-

En la sección 1-3 vemos un gráfico (Figura I-3.2) en donde se representa la variación en un año de la intensidad de radiación solar en nuestro país.

Como puede observarse, los valores de intensidad de radiación solar son muy bajas, debido a que se ha promediado para veinte y cuatro horas.

La figura IV-4.1 muestra los valores de radiación solar promediadas en las cuatro horas de mayor intensidad y observamos que el valor promedio es sustancialmente mayor.

Al fin de asegurarnos una cantidad de radiación siempre disponible, se ha creído conveniente trabajar con un valor de intensidad de Radiación Solar igual a  $200 \frac{\text{BTU}}{\text{Hr} - \text{pies}^2}$ .

El proceso térmico en el colector solar está esquematizado en la figura IV-4.2. El régimen de entrada de calor en la superficie del absorbedor efectiva será:

$$(IV-4.1) \quad Q_{en} = F' (\theta - a) C - I - A.$$

En la que:

$\theta$  = Coeficiente de transmisión de la tapa de cristal.

$a$  = Coeficiente de absorción de la placa.

$F'$  = Eficiencia de la placa (factor de transferencia de la superficie de la placa al líquido).

$C$  = Efectividad para incluir la suciedad del cristal.

$(\theta a) e =$  llamado muchas veces producto efectivo de -  
transmitancia-absorcencia.

El régimen de pérdida de calor del colector será:

$$(IV-4.2) \quad Q_p = A \times U (t_w - t_{eq}).$$

Donde:

$U =$  Coeficiente global de pérdida de calor, del líquido,  
al ambiente.

$t_w =$  Temperatura media del agua  $= (t_r + t_f) / 2$ .

$t_r =$  Temperatura de retorno al colector.

$t_f =$  Temperatura de flujo del colector.

$t_{eq} =$  Temperatura equivalente de los alrededores.

El valor útil transportado desde el colector es:

$$(IV-4.3) \quad Q_{ut} = Q_{en} - Q_p$$

La eficiencia instantánea de recogida se define como "Calor-  
útil por radiación recibida".

$$(IV-4.4) \quad \eta_i = Q_{us} / I \cdot A$$

Se ha tratado de estandarizar las características de los co-  
lectores solares haciendo normas para ensayos y presentando -  
los resultados en la siguiente forma:

$$(IV-4.5) \quad \eta = a - b(\Delta t / I) - c(\Delta t / I)^2$$

Donde:

$$\Delta t = t_w - t_{eq}.$$

#### 4-5. TRANSFERENCIA DE CALOR EN INTERCAMBIADORES.

En primer lugar se determinarán las condiciones del refrigerante al pasar por el intercambiador.

En la sección 4-2 se determinó la masa de refrigerante a ser empleada en el sistema ( $G = 6382 \text{ lb / Hr}$ ).

La tabla IV-5.1 muestra las características del refrigerante y del agua en el proceso de intercambio de calor.

La carga de calor se determina de la siguiente manera:

$$(IV-5.1) \quad Q = G [C_p \Delta T + h_{fg}]$$

$$\text{Luego:} \quad Q = 6382 \text{ lb/hr} \left[ 0.145 \frac{\text{BTU}}{\text{lb F}} (18^\circ \text{ F}) + 75.947 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}} \right]$$

$$Q = 501523 \text{ BTU/Hr}$$

La ecuación (III-5.5) permite calcular el flujo de agua requerido:

$$G_a = \frac{501523}{500 (87-80)} \quad G_a = 140 \text{ GPM}$$

En conclusión, para condensar  $6382 \text{ lb/hr}$  de refrigerante desde vapor supercalentado a  $110^\circ \text{ F}$ , a líquido saturado a  $92^\circ \text{ F}$ , necesitamos  $140 \text{ GPM}$  de agua a  $80^\circ \text{ F}$ .

La determinación de las características del refrigerante, usadas en esta sección, se realiza en la parte 5-3.

#### 4-6. - OTROS PARAMETROS.

En la sección 3-6 se expusieron los elementos complementarios del sistema. En esta sección se analizarán con más detenimiento dichos elementos.

Se empezará tratando sobre tuberías. La tabla III-6.1 nos informa que tipo de tubería utilizaremos para transportar el refrigerante.

La tubería principal, de entrada a la turbina debe ser de 6" de diámetro y el cambio del mismo en las líneas de tuberías puede visualizarse en el esquema # 2 de la sección 4-1.

El dimensionamiento de una red de tuberías se basa generalmente en el manejo de gráficas que presentan tres variables; caudal, pérdidas de presión por fricción y diámetro de tuberías. Estas gráficas no han sido evaluadas para el caso presente, es decir, flujo de refrigerante 11 a las presiones y temperaturas de este diseño. En realidad, las pérdidas por fricción son muy pequeñas debido a la velocidad y densidad del refrigerante que fluye por las tuberías.

El dimensionamiento que se ha hecho para este diseño se basa en el mantenimiento constante de la velocidad. Se empezará analizando las tuberías de la segunda batería de colectores. Primeramente se determinará la velocidad del vapor de refrigerante en la tubería principal de 6" de diámetro en

la alimentación a la turbina.

$$V = G/A$$

$$V = \frac{6382 \text{ Lb/HR} \cdot 0.5 \text{ pies}^3/\text{Lb}}{(\pi/4)(6/12)^2 \text{ pies}^2 \cdot 3600 \text{ sg/HR}}$$

$$V = 4.5 \text{ pies/sg}$$



Esta es la velocidad que debe mantenerse en la red de tuberías de la segunda batería de colectores. Esta velocidad es la misma en la entrada y salida de la batería de colectores, ya que el volumen específico varía muy poco.

Se ha distribuido la batería de colectores como se muestra en la figura IV-6.1. Por cada colector circula la siguiente cantidad de refrigerante.

$$G_{cc2} = \frac{6382 \text{ Lb/Hr} \cdot 0.5 \text{ pies}^3/\text{Lb}}{40} \quad G_{cc2} = 80 \text{ pies}^3/\text{Hr}$$

Donde:

$G_{cc2}$  = Flujo de refrigerante por cada colector de la segunda batería.

Para un colector se tiene:

$$A = G/V \quad A = (80 \text{ pies}^3/\text{HR})(\text{HR}) / (4.5 \text{ pies}/\text{sg})(3600 \text{ sg})$$

$$A = 4.9 \times 10^{-3} \text{ pies}^2 \quad A = \pi D^2 / 4$$

$$D^2 = (4.9 \times 10^{-3})(4) \text{ pies}^2 / \pi \quad D = 0.079 \text{ pies}$$

Diámetro comercial más próximo  $D = 1"$ .

Para dos colectores se tiene:

$$A = (4.9 \times 10^{-3} \text{ pies}^2) 2 \quad A = 9.8 \times 10^{-3} \text{ pies}^2$$

$$D^2 = (9.8 \times 10^{-3} \text{ pies}^2)(4) / \pi \quad D = 0.1117 \text{ pies} = 1.34"$$

Diámetro comercial más próximo  $D = 1\frac{1}{2}"$ .

Para cuatro colectores se tiene:

$$A = 4(4.9 \times 10^{-3}) 4 \text{ pies}^2 \quad A = 0.0196 \text{ pies}^2.$$

$$D^2 = (0.0196 \text{ pies}^2) 4 / \pi \quad D = 0.158 \text{ pies} = 1.89"$$

Diámetro comercial más próximo  $D = 2"$ .

Para ocho colectores se tiene:

$$A = 8(4.9 \times 10^{-3} \text{ pies}^2)$$

$$A = 0.0392 \text{ pies}^2$$

$$D^2 = 4(0.0392 \text{ pies}^2) / \pi$$

$$D = 0.223 \text{ pies} = 2.68''$$

Diámetro comercial más próximo.  $D = 3''$ .

Para diez y seis colectores se tiene:

$$A = 16(4.9 \times 10^{-3} \text{ pies}^2)$$

$$A = 0.784 \text{ pies}^2$$

$$D^2 = (0.784 \text{ pies}^2) 4 / \pi$$

$$D = 0.316 \text{ pies} = 3.79''$$

Diámetro comercial más próximo.  $D = 4''$ .

La figura IV-6.1 muestra la distribución de los colectores y el diámetro de las tuberías según este análisis.

Ahora se analizará la primera batería de colectores. El diámetro de la tubería principal de salida debe ser de 6" para evitar pérdidas excesivas de presión por fricción, obteniendo una velocidad de flujo de refrigerante bastante razonable.

$$V = \frac{(6382 \text{ LB/HR})(0.48776 \text{ pies}^3/\text{Lb})}{(\pi/4)(6/12)^2 \text{ pies}^2 (3600 \text{ sg/HR})} \quad V = 4.5 \text{ pies/sg}$$

Esta es la velocidad que debe mantenerse en la red de tuberías de salida de la primera batería de colectores. Por cada colector debe salir la siguiente cantidad de refrigerante.

$$G_{cc1} = \frac{(6382 \text{ Lb/HR})(0.4877 \text{ pies}^3/\text{Lb})}{234} \quad G_{cc1} = 13.5 \text{ pies}^3/\text{HR}$$

Donde:

$G_{cc1}$  = Flujo de refrigerante por cada colector de la primera batería.

Para un colector se tiene:

$$A = \frac{(13.5 \text{ pies}^3 / \text{HR})(\text{HR})}{(4.5 \text{ pies} / \text{sg})(3600 \text{ sg})}$$

$$A = 8.33 \times 10^{-4} \text{ pies}^2$$

$$D^2 = (8.33 \times 10^{-4} \text{ pies}^2) 4 / \pi$$

$$D = 0.0326 \text{ pies} = 0.39''$$

Diametro comercial más próximo.  $D = 1/2''$

Haciendo igual tipo de cálculo se obtienen los siguientes resultados. Para:

Dos colectores:  $D = 0.55''$   $3/4''$

Cuatro colectores:  $D = 0.78''$   $1''$

Seis colectores:  $D = 0.96''$   $1''$

Ocho colectores:  $D = 1.10''$   $1 1/4''$

Diez colectores:  $D = 1.23''$   $1 1/4''$

Doce colectores:  $D = 1.35''$   $1 1/2''$

Catorce colectores:  $D = 1.46''$   $1 1/2''$

Diez y seis colectores:  $D = 1.56''$   $2''$

Diez y ocho colectores:  $D = 1.66''$   $2''$

Treinta y seis colectores:  $D = 2.34''$   $2 1/2''$

Cincuenta y cuatro colectores:  $D = 2.87''$   $3''$

Setenta y dos colectores:  $D = 3.32''$   $4''$

Noventa colectores:  $D = 3.71''$   $4''$

Ciento ocho colectores:  $D = 4.06''$   $5''$

Las figuras IV-6.2 y IV-6.3 muestran la distribución de los colectores y el diametro de las tuberías, para la primera batería, según este análisis.

A continuación se analizará la tubería de entrada a la primera batería de colectores. El diametro de la tubería de sa-

La velocidad de la bomba de recirculación de refrigerante es de  $1\frac{1}{2}$ " como veremos más adelante. Luego la velocidad del refrigerante será:

$$V = \frac{(6382 \text{ Lb/HR})(1\text{HR}/3600 \text{ sg})}{(90.1 \text{ Lb/pies}^3)(\pi/4)(1.5/12)^2 \text{ pies}^2} \quad V = 1.6 \text{ pies/sg}$$

Esta es la velocidad que debe mantenerse en la red de tuberías de entrada a la primera batería de colectores. A cada colector debe entrar la siguiente cantidad de refrigerante:

$$G_{ec1} = \frac{(6382 \text{ Lb/HR})/234}{90.1 \text{ Lb/pies}^3} \quad G_{ec1} = 0.3 \text{ pies}^3/\text{HR}$$

Donde:

$G_{ec1}$  = Flujo de refrigerante que entra a cada colector de la primera batería.

El dimensionamiento de la tubería sería. Para:

Un colector:	$D = 0.1"$	$1/4"$
Dos colectores:	$D = 0.14"$	$1/4"$
Cuatro colectores:	$D = 0.19"$	$1/4"$
Seis colectores:	$D = 0.24"$	$1/4"$
Ocho colectores:	$D = 0.28"$	$1/2"$
Diez colectores:	$D = 0.31"$	$1/2"$
Doce colectores:	$D = 0.34"$	$1/2"$
Catorce colectores:	$D = 0.36"$	$1/2"$
Diez y seis colectores:	$D = 0.39"$	$1/2"$
Diez y ocho colectores:	$D = 0.41"$	$1/2"$
Treinta y seis colectores:	$D = 0.59"$	$3/4"$
Cincuenta y cuatro colectores:	$D = 0.72"$	$3/4"$

Setenta y dos colectores:	$D = 0.83''$	$1''$
Noventa colectores:	$D = 0.93''$	$1''$
Ciento ochó colectores:	$D = 1.01''$	$1\frac{1}{4}''$

Las figuras IV-6.2 y IV-6.3 muestran la distribución de los colectores y el diametro de las tuberías de entrada a la primera batería.

Otro de los elementos complementarios que intervienen en este diseño, es la bomba de recirculación de refrigerante.

El refrigerante que sale del condensador es acumulado en un reservorio, de donde es bombeado a los colectores solares. A continuación se determinarán las características de la bomba de recirculación.

En primer lugar calcularé el caudal de refrigerante en GPM a ser bombeado. Sabemos que:

$$G = 6382 \text{ Lb/Hr}$$

Esta cantidad hay que dividirla para la densidad del líquido saturado, a la temperatura y presión correspondientes y multiplicar por los factores de conversión, para obtener el caudal en GPM.

A:  $p = 20 \text{ psia}$  y  $T = 92^\circ \text{ F}$ , la densidad del líquido saturado es:

$$\rho = 90.889 \text{ Lb/pies}^3 \quad (\text{ver tabla III-3.5})$$

Luego:

$$\text{GPM} = \frac{(6382 \text{ Lb/HR})(7.48 \text{ Gal/pies}^3)}{(90.889 \text{ Lb/pies}^3)(1\text{HR}/60\text{min})}$$

$$\text{GPM} = 8.75 \text{ Gal/min.}$$

La presión del refrigerante a la entrada de la turbina debe ser de 90 psia, luego la bomba de recirculación debe proporcionar esta presión, más los cabezales estáticos y de fricción. Como puede verse en la sección 5-1 (esquema # 2) el cabezal estático es de 16 pies de altura. Las pérdidas por fricción son pequeñas debido a la transformación de vapor en los colectores, sin embargo de lo cual consideraremos un factor de seguridad al dimensionar la bomba.

$$h_t = 90 \text{ psia} + (16 \text{ pies})(90.889 \text{ Lb./pies}^3)(1 \text{ pie}^2/144 \text{ pulg}^2)$$

$$h_t = 90 \text{ psia} + 10 \text{ psia} \quad h_t = 100 \text{ psia.}$$

Tomando un factor de seguridad de 1.5 tenemos:

$$h = 150 \text{ psia.} \quad \text{y} \quad \text{GPM} = 15 \text{ Gal/min.}$$

La potencia hidráulica de la bomba sería:

$$\text{HPH} = 15 \text{ GPM}(150 \text{ psia})(2.307 \text{ pies/psia})(1.40)/3960$$

$$\text{HPH} = 1.83 \text{ HP.}$$

La eficiencia de las bombas de este tipo (bajo caudal y gran cabezal son del orden del 30% al 60%). En la sección 5-6 vemos que la eficiencia para esta bomba es del 48%. Luego, la potencia al freno será:

$$\text{BHP} = 1.83/0.48$$

$$\text{BHP} = 3.81 \approx 4 \text{ HP.}$$

Luego las características técnicas de la bomba de recirculación del refrigerante son:

- Caudal = 15 Gal/min.
- Cabezal total = 150 psi = 346 pies de agua.
- Potencia Hidráulica = 1.83 Hp.

La presión de refrigerante que debe existir en la entrada de la turbina la proporciona la bomba de recirculación. Esta presión debe ser constante para lo cual se dispone de dos estaciones reguladoras de presión.

La primera estación se sitúa a la salida de la bomba de recirculación y es compuesta por una válvula reguladora de presión que está diseñada para usar en sistemas donde la presión constante en la línea es un requerimiento crítico. Esta válvula mantiene constante la presión en la descarga de la bomba independiente de las fluctuaciones de presión en la entrada de la misma. En la sección 5-6 se hará la determinación específica de esta válvula y se describirá su funcionamiento.

La segunda estación reguladora de presión se sitúa a la salida de la segunda batería de colectores, por lo tanto, maneja vapor. En realidad su función es regular la presión en base a una reducción de la misma. En la sección 5-6 se especificará más concretamente la función de esta válvula.

A la entrada del vapor al condensador debe disponerse también de una estación reguladora como la descrita anteriormente.

El dimensionamiento de los reservorios de agua debe hacerse en base a la rapidez de consumo de la misma.

Los dispositivos eléctricos se revisarán en la Sección 5-6.



CAPITULO V : SELECCION DE LAS CARACTERISTICAS DE LOS ELE-  
MENTOS DEL SISTEMA

- 5-1 . SELECCION DE LA BOMBA
- 5-2 . SELECCION DE LA TURBINA
- 5-3 . SELECCION DEL REFRIGERANTE
- 5-4 . SELECCION DEL COLECTOR SOLAR
- 5-5 . SELECCION DE INTERCAMBIADORES DE CALOR
- 5-6 . SELECCION DE OTROS ELEMENTOS DEL SISTEMA (TU-  
BERIAS, EMPAQUES, ETC.)



### 5-1. SELECCION DE LA BOMBA. -

En el capítulo III se establecieron los parámetros que intervienen en la selección de bombas. En esta parte vamos momentáneamente, a hacer abstracción del aspecto económico y consideraremos las características técnicas. Dentro de las mismas, una de la más importante es quizás la eficiencia de un determinado modelo tomando en cuenta que de este factor dependerá en gran parte la economía que se tenga al operar el sistema durante su vida útil. En ocasiones, ante la posibilidad de seleccionar un modelo entre dos o más cuyo costo inicial sea diferente, casi siempre es más conveniente elegir aquella con eficiencia más alta, aún cuando su costo sea mayor, pues, posiblemente esta decisión no afecta sustancialmente la inversión inicial.

A efectos de seleccionar una bomba es necesario consultar catálogos de fabricantes, los que informan acerca de los usos específicos, tipos, curvas de funcionamiento y particularidades técnicas de diferentes modelos de bombas.

Lo primero que determinaremos es la aplicación que se va dar a la bomba. En este caso sería, irrigación a suministro de agua a temperatura ambiente. La tabla V-1.1 enlista las particularidades técnicas de diferentes modelos con características más cercanas a los datos encontrados en el capítulo IV los cuales son:

$$w = 580 \text{ GPM}$$

$$h_t = 62.2 \text{ pies}$$

$$HPB = 12.15 \text{ Hp}$$

$$HPH = 9.11 \text{ HP}$$

Es importante conocer cual es la carga neta de succi3n disponible (NPSH) a fin de comparar con la requerida (NPSH) -- pue3 de estos valores dependera que la bomba ofrezca el funcionamiento deseado.

$$(NPSH)_d = P_b - (V_p + h_s + h_f)$$

Donde:

$P_b$  = Presi3n barom6trica = 33.78 pies de columna de agua.

$V_p$  = Presi3n de vapor de agua. Se desprecia por tratarse de agua fraa.

$h_s$  = Altura de succi3n = 7 pies.

$h_f$  = P6rdidas por fricci3n en la succi3n.

Segun tabla III-6.4:

$$D = 6" \quad v = 6.66 \text{ pies/sg} \quad w = 600 \text{ GPM} \quad h_f = \frac{2.34 \text{ pies}}{100 \text{ pies}}$$

Luego:

$$h_f = (2.34/100)(28) \quad h_f = 0.6552 \text{ pies}$$

Entanto:

$$(NPSH)_d = 33.78 - (0 + 7 + 0.6552) = 26.12 \text{ pies}$$

Examinando la tabla V-1.1 establecemos que los modelos de bombas m6s convenientes a ser empleados en el sistema es el 3130 A de Peerless, el 3770-3D y el 3655-3x4-11 de Goulds, pue3 presentan mayor eficiencia, no tienen problemas con respecto al NPSH y existen en el mercado local.

### 5-2. - SELECCION DE LA TURBINA.

El triángulo de velocidades de la sección 4-2 el consumo de vapor en la turbina determinado en la sección 5-3 así como la caída adiabática disponible las presiones y temperaturas del vapor de refrigerante en la entrada y salida de la turbina y la potencia requerida son los parámetros determinantes en la selección de la turbina.

Desafortunadamente en nuestro medio son escasos los catálogos de fabricantes de turbinas por lo que esta sección será un tanto diferente de la anterior ya que al no contar con suficiente información determinaremos algunas de las características particulares de la turbina.

En la sección 5-1 se estableció que la bomba debe girar a 1750 RPM. Luego la velocidad angular del eje de la turbina debe ser la misma.

La altura de los dientes se calcula usando la ecuación (III-2.13) y los valores encontrados en la sección IV-2.

$$R = \frac{60 (363.7 \text{ pies/sg})}{2 \pi (1750 \text{ RPM})} \quad R = 7.98$$

Esta altura de los dientes es muy grande pero podría reducirse aumentando la velocidad de rotación del eje de la turbina y añadiendo engranajes que regulan velocidad para trabajar con la bomba seleccionada. La velocidad de rotación necesaria para que la turbina mueva un generador de dos polos para producir energía eléctrica a 60 CPS es de 3.600 RPM velocidad que nos serviría también para accionar un alternador.

#### 5-4. SELECCION DEL COLECTOR SOLAR. -

Habiamos indicado en la sección 3-4 que la información sobre colectores solares es muy escasa en nuestro país. Quizás el elemento más importante del diseño de este sistema es el colector solar.

En esta sección calcularé la cantidad de calor a ser transferido al refrigerante y el área de colección o número de colectores que se emplearan (en base a las especificaciones de dos colectores de placas planas).

El cambio de estado de refrigerante líquido saturado a vapor supercalentado se lo hará en dos etapas. En la primera etapa llevaremos el refrigerante líquido a vapor saturado y en la segunda lo supercalentaremos.

La ecuación (V-4.1) indica la cantidad de calor a ser transferido al refrigerante en la primera etapa.

$$(V-4.1) \quad Q_{r1} = C_{pl} \Delta T_l + h_{fg} \quad (BTU/Lb)$$

La tabla V-3.2 muestra las cantidades involucradas en esta ecuación.

$$Q_{r1} = 0.213 \frac{BTU}{Lb \cdot ^\circ F} (190 - 92)^\circ F + 65.989 BTU/Lb$$

$$Q_{r1} = 86.863 BTU/LB$$

$$\text{Con: } \dot{G} = 6382 \text{ LB/HR}$$

$$Q_{r1} = 554360 \text{ BTU/HR}$$

La ecuación (V-4.2) indica la cantidad de calor a ser transferida al refrigerante en la segunda etapa.

$$(V-4.2) \quad Q_{r2} = C_{pv} \Delta T_v$$

La tabla V-3.2 muestra las cantidades involucradas en esta

ecuación.

$$Q_{r2} = 0.165 \frac{\text{BTU}}{\text{Lb} \cdot ^\circ\text{F}} (215 - 190)^\circ\text{F}$$

$$Q_{r2} = 4.125 \text{ BTU/Lb}$$

Con:  $G = 6382 \text{ Lb/HR}$

$$Q_{r2} = 26326 \text{ BTU/HR}$$

En la sección 4-4 se estableció que la intensidad probable de radiación solar en las 4 horas de mayor intensidad (10 h00 - 14h00) es de 200 BTU / Hr-pies<sup>2</sup>.

Las figuras V-4.1 A y B muestran la eficiencia de los colectores considerados para la selección.

Las tablas V-4.1A y B enlistan las especificaciones técnicas de los colectores considerados.

Seleccionamos el que presenta mayor eficiencia en nuestras temperaturas de trabajo. Su curva es:

$$\eta = 0.797 - 0.617(\Delta t/I) - 0.829(\Delta t/I)^2$$

En la primera batería de colectores tenemos que:

$\Delta T = 55^\circ \text{ F}$ . Ver figura V-4.2

Luego:  $\eta = 0.565$

El valor útil de calor transportado es: (ecuación IV-4.4).

$$Q_{ut} = 0.565(200) \text{ BTU/HR} - \text{pies}^2$$

$$Q_{ut} = 113 \text{ BTU/HR} - \text{pies}^2$$

El área de operación del colector es:  $A = 21.03 \text{ pies}^2$  (ver tabla V-4.1A).

Luego:  $Q_{ut} = 113(\text{BTU/HR} - \text{pies}^2)(21.03 \text{ pies}^2)$

$$Q_{ut} = 2376 \text{ BTU/HR por cada colector.}$$

A cada libra de refrigerante necesitamos darle 86.863 BTU.  
Luego, la masa de refrigerante que puede pasar por cada colector será:

$$G_{c1} = (2376 \text{ BTU/HR}) / 86.863 \text{ BTU/Lb} \quad G_{c1} = 27.36 \text{ Lb/HR}$$

Como  $G$  (masa del refrigerante) es 6382 Lb/HR necesitamos:

$$N_{c1} = 6382 / 27.36 \quad N_{c1} = 233.26 \approx 234 \text{ colectores}$$

Donde:  $N_c$  = número de colectores = 234

El área de colección será:

$$A_{c1} = 234 \times 21.03 \text{ pies}^2 = 4921 \text{ pies}^2$$

En resumen necesitamos 234 colectores con área de captación de 21.03 pies<sup>2</sup> cada uno, para convertir de líquido saturado a vapor saturado, 6382 Lb de refrigerante 11.

En la segunda batería de colectores tenemos que:

$$\Delta t = 116.5 \text{ (ver figura V-4.2)}$$

$$\text{Luego: } \eta = 0.16$$

El valor útil de calor transportado es: (ecuación IV-4.4).

$$Q_{ut} = 0.16(200) \text{ BTU/HR-pies}^2 \quad Q_{ut} = 32 \text{ BTU/HR-pies}^2$$

El área de operación del colector es:  $A = 21.03 \text{ pies}^2$  (ver tabla V-4.1A).

$$Q_{ut} = 32 (21.03) = 673 \text{ BTU/HR}$$

$$\text{Luego: } Q_{ut} = 673 \text{ BTU/HR por colector}$$

A cada libra de refrigerante necesitamos darle 4125 BTU.

Luego la masa de refrigerante que puede pasar por cada colector será:

$$G_{c2} = \frac{673 \text{ BTU/HR}}{4.1 \text{ BTU/Lb}}$$

$$G_{c2} = 163 \text{ Lb/HR}$$

Como  $G$  es 6382 Lb/Hr necesitamos:

$$N_{c2} = 6382/163$$

$$N_{c2} = 39.15 \approx 40 \text{ colectores}$$

El area de colecci3n ser3:

$$A = 40 \times 21.03 \text{ pies}^2 = 841 \text{ pies}^2$$

En resumen necesitamos 40 colectores con area de captaci3n de 21.03 pies<sup>2</sup> cada uno, para convertir de vapor saturado a vapor supercalentado, 6382 Lb de refrigerante 11.

En conclusi3n, necesitamos 274 colectores con area de colecci3n de 21.03 pies<sup>2</sup> cada uno, para convertir el liquido saturado a vapor supercalentado, 6382 Lb de refrigerante 11.

El area total de captaci3n ser3:

$$A_z = 4921 \text{ pies}^2 + 841.2 \text{ pies}^2$$

$$A_z = 5762 \text{ pies}^2$$

### 5-5. SELECCION DE INTERCAMBIADORES DE CALOR.

La figura V-5.1 muestra las variaciones de temperaturas que ocurre en los 2 líquidos que intercambian calor en el condensador.

Como se ha trabajado en secciones anteriores vamos a determinar las características más importantes que permitirán seleccionar un equipo especial, en este caso un intercambiador.

La relación entre ETT y DIT nos da el valor de R.

Luego :

$$R = \frac{7}{30} \quad R = 0.233 \quad K = 0.265 \text{ (ver tabla III-5.1)}$$

Ordenando la ecuación (III-5.4) determinamos la longitud efectiva de los tubos.

$$(L)(NP) = (0.265)(\sqrt{7}) / (0.1114)(0.7)(1.045)(0.95)$$

$$(L)(NP) = 9057 \text{ pies}$$

Los valores que se emplean para determinar la longitud de los tubos son determinados de la siguiente manera:

- Emplearemos tubos de 3/4" D.E. calibre 16 de acero sin costura tipo 410/430. Usamos las tablas III-5.2, III-5.3 y III-5.4 para determinar los valores de a, b y f respectivamente.
- La velocidad del agua en los tubos es de 7 pies/sg

(tabla III-6'2.)

Podemos emplear un condensador de dos pasos debido a que la longitud es un tanto grande. Luego :

$$L = \frac{9057}{2} \text{ pies} \quad L = 4.53 \text{ pies}$$



### 5.5.- SELECCION DE OTROS ELEMENTOS DEL SISTEMA.

En primer lugar se establece, en función de la tabla III-6.1 que la tubería puede ser de cobre o acero, soldada, para resistir presión de trabajo de 100 psia.

La bomba de recirculación que reúne las características encontradas en el capítulo IV es, la GOULD modelo 3934 tamaño 20 x 12 etapas y 48% de eficiencia cuando trabaja a la capacidad de 15 GPM y un cabezal de 150 psia. Esta bomba tiene una boca de succión de 1 1/2" NPT y la descarga es de 1" NPT de diametro. La potencia al freno en estas condiciones es 4 HP.

La válvula reguladora de presión situada a la salida de la bomba de recirculación debe ser, o tener las mismas características que, la OCV 127 CONTROL VALVE, la cual es ajustada manualmente y puede regular la presión entre 2 y 300 psia.

Una válvula de este tipo, debe colocarse también en la línea de alimentación de agua al condensador. La figura V-6.1 es un diagrama esquemático de la válvula 127. En esta figura se puede ver que la presión del sistema es By- pasada desde la entrada de la válvula en su línea de control, hasta la cámara superior de la válvula y hasta la entrada de el piloto-regulador de presión. La presión en la descarga de la válvula es sencibilizada bajo el diafragma y balanceada contra la carga del resorte sobre el diafragma. Cuando la presión-corriente abajo excede la presión regulada comienza a cerrar

se el piloto, cuando el piloto cierra, la presión en la cámara superior de la válvula principal aumenta, causando el cierre suficiente de la válvula para reducir la presión corriente abajo. Si la presión corriente abajo es menor que la presión regulada entonces el piloto se abre, disminuyendo la presión en la cámara superior, causando la apertura de la válvula principal para mantener constante la presión de descarga. El piloto constantemente modulará de esta manera a la válvula principal para compensar cualquier cambio en la presión corriente abajo.

La estación reguladora de presión para el vapor, está representada en el esquema 2.C y la válvula reguladora de la presión debe ser, o tener similares características a la SARCO 25 PT, que regula presión y temperatura.

Debe preverse la instalación de la reguladora en posición horizontal. Es conveniente la instalación de una trampa térmica dinámica con su correspondiente filtro a la entrada de la válvula reductora para eliminar el condensado existente en la cañería antes que la 25 PT empiece a controlar la presión y temperatura del vapor. Si la reductora suministra vapor a una sola máquina o equipo, el tubo de toma de presión puede ser conectado directamente al equipo. En cualquier caso un manómetro es indispensable para poder regular la presión de salida.

El tipo de aislante a usar en la tubería debe reunir caracte

ísticas similares al aislante de lana de vidrio con corte longitudinal con efecto de hisagra para facilitar su colocación. El aislante de fibra de vidrio de código A9-CA 25-000 presenta un rango de temperaturas de trabajo desde  $320^{\circ}\text{F}$  hasta  $550^{\circ}\text{F}$  y una densidad de  $0,87 \text{ LB/ft}^3$ , por lo que puede ser utilizado en este sistema.

Los colectores solares deben disponerse con una ligera inclinación de tal manera que el vapor salga por la parte superior. Las tuberías deben colocarse con pendiente, a fin de que el condensado que se forma pueda fluir con facilidad y llegar al punto más inferior, donde se coloca la trampa y se lo regresa a la línea de condensado o al tanque.

En lo que respecta a los dispositivos eléctricos existentes en el sistema, se deben diferenciar los siguientes tipos:

De control.- Lo constituyen las válvulas solenoides, presostatos, contactores, timers, etc.

De acumulación.- Son las baterías que almacenan energía eléctrica.

De conversión.- Es el generador eléctrico, que transforma la energía mecánica del eje de la turbina en energía eléctrica y, el motor de arranque, que hace el mismo trabajo pero a la inversa.

En el esquema # 3 y en la figura V-6.2 se muestran los elementos que forman los circuitos eléctricos que integran este sistema.

La potencia mecánica excedente en el eje de la turbina, aproximadamente 6 HP, es transformada en potencia eléctrica por un generador de 4 HP con 80% de eficiencia y un voltaje de 120 voltios. La intensidad de corriente es:

$$I = \frac{(4)(0.8)(746)}{120} \qquad I = 20 \text{ Amperios}$$

Diez baterías, de 12 voltios cada una, almacenan parte de la energía eléctrica generada y permiten el funcionamiento automático del motor de arranque y las válvulas solenoides cuando el sistema no está generando energía.

Estas baterías son realimentadas de la siguiente forma: Un medidor de carga conectado a ellas, permite visualizar el estado de las mismas. Si se observa una disminución de la carga, se acciona el botón de ARRQ 2, el cual deja pasar la corriente y energiza el control que acciona el contactor normalmente abierto G, cerrándolo, para que el timer 1 (T1) cierre los contactores normalmente abiertos TM1 y pueda cerrarse el circuito que alimenta de energía a las baterías. Los contactores TM1 permanecerán cerrados durante 45 minutos. Si el tiempo es demasiado largo y hay peligro de sobrecargar las baterías se acciona el botón PDA 2 y el circuito se abre. El sistema eléctrico de arranque trabaja de la siguiente manera (Ver figura V-6.2). Al aplastar el botón ARRQ 1 se energiza el control H que cierra el contactor normalmente abierto H y deja pasar energía al timer TM 2 cerrándose el -

contactor TM2 energizando la solenoide SNC 1 que se abre y deja salir el refrigerante del tanque de 80 galones, por 25 segundos. En este tiempo salen del tanque aproximadamente 40 galones de refrigerante 11 líquido. (Ver esquemas 2B y 2C). Asumiendo que todo el fluido se encuentra en los colectores de la primera batería (en realidad es el 90% aproximadamente el resto está en las tuberías), se puede decir que se tiene 1.8 LB de líquido a 18 psia y 86°F en cada colector. Por lo tanto, se necesita un aumento de entalpía de -88.4 BTU/LB para que el refrigerante líquido se transforme en vapor saturado a 190°F y 90.4 psia. Este aumento de entalpía es proporcionado por la energía solar, la cual suministra 2376 BTU/HR por cada colector. Luego, el tiempo en que se logran las condiciones requeridas es de aproximadamente 240 sg. Para asegurar el pase de refrigerante a la presión y temperaturas correctas, se coloca una estación reguladora de presión y temperatura a la salida de la primera batería de colectores. A la salida de la segunda batería de colectores, se tienen dos presostatos. El primero (PR1) deja pasar energía eléctrica cuando la presión del refrigerante es de 86 psia, energizando el timer TM 3. Cuando la presión alcanza las 88 psia interrumpe el paso de electricidad. El timer TM 3 cierra el contactor TM 3 por 15 sg y energiza el timer TM 4 por 20 sg, al mismo tiempo, abre el contactor TM 3' por 15 sg, por lo que, a pesar de que el ti

CAPITULO VI: DESCRIPCION DEL SISTEMA

6-1 . ESQUEMA DEL SISTEMA

6-2 . PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

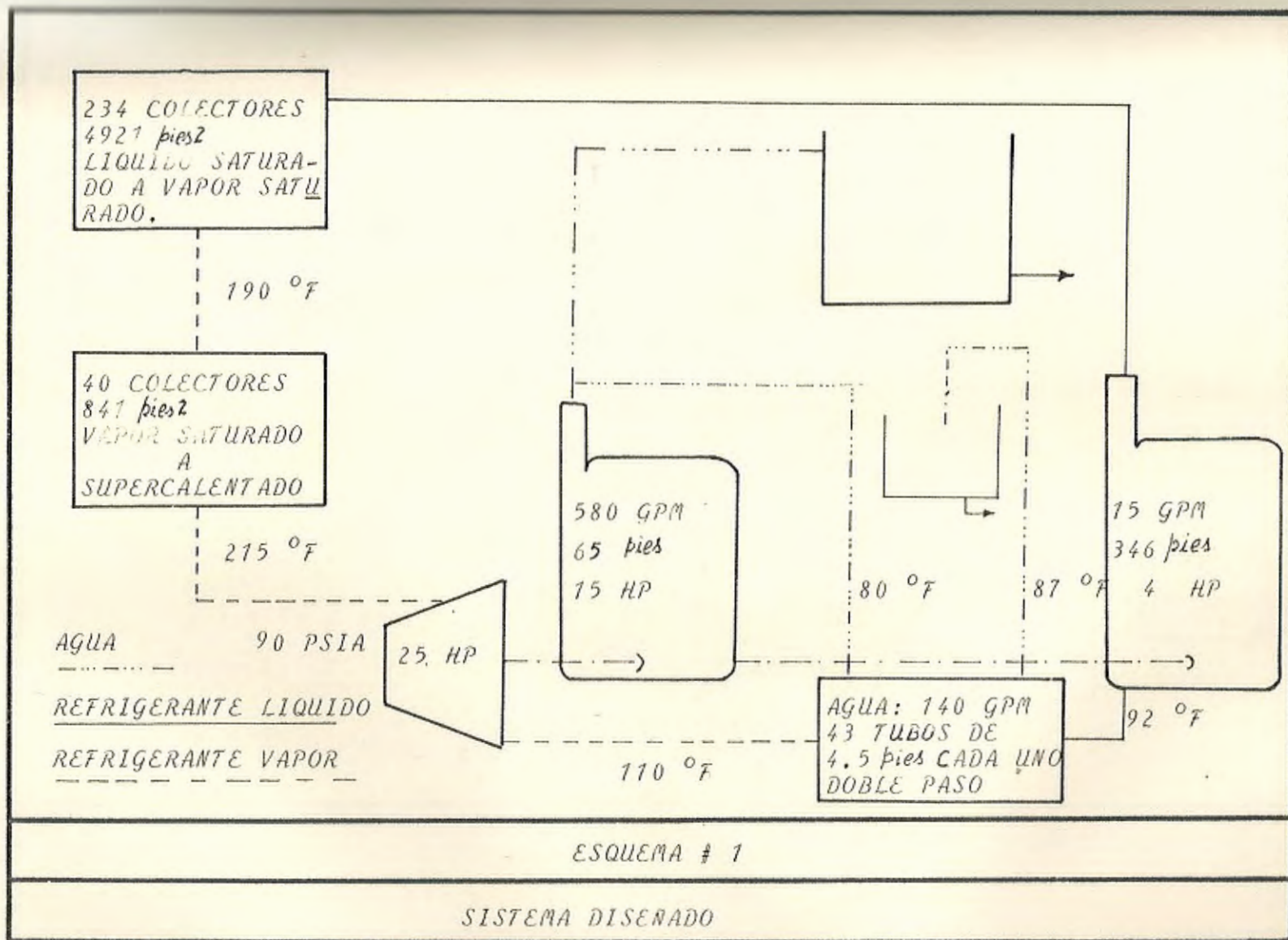
En este capítulo se detallara en forma conjunta todo el trabajo desarrollado en esta tesis. En los esquemas de la sección 6-1 se ilustrarán los cambios de estado del refrigerante así como las propiedades termodinámicas en cada punto del ciclo.

#### 6-1 .- ESQUEMA DEL SISTEMA.-

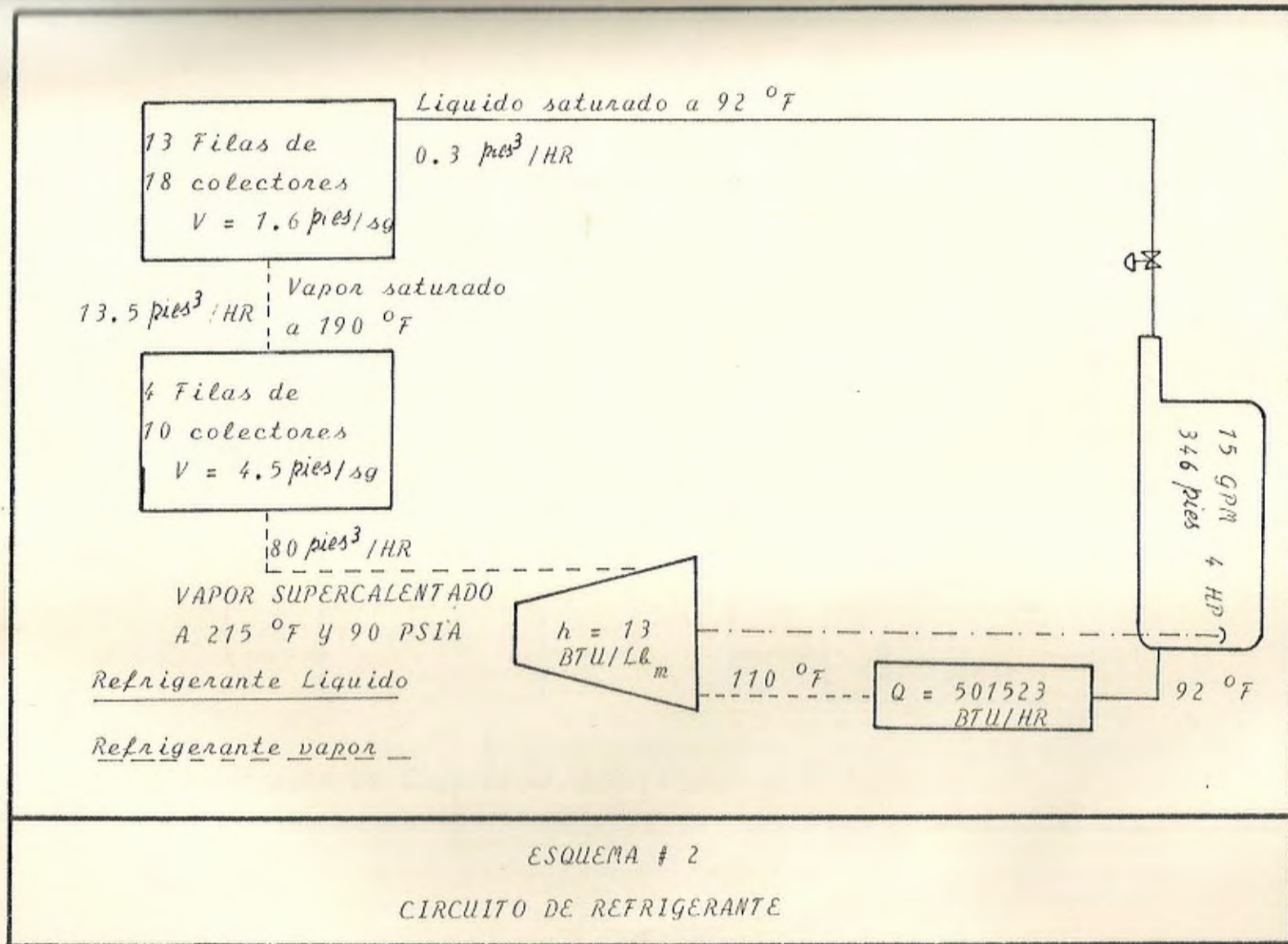
Los esquemas que se presentarán a continuación son los sgtes:

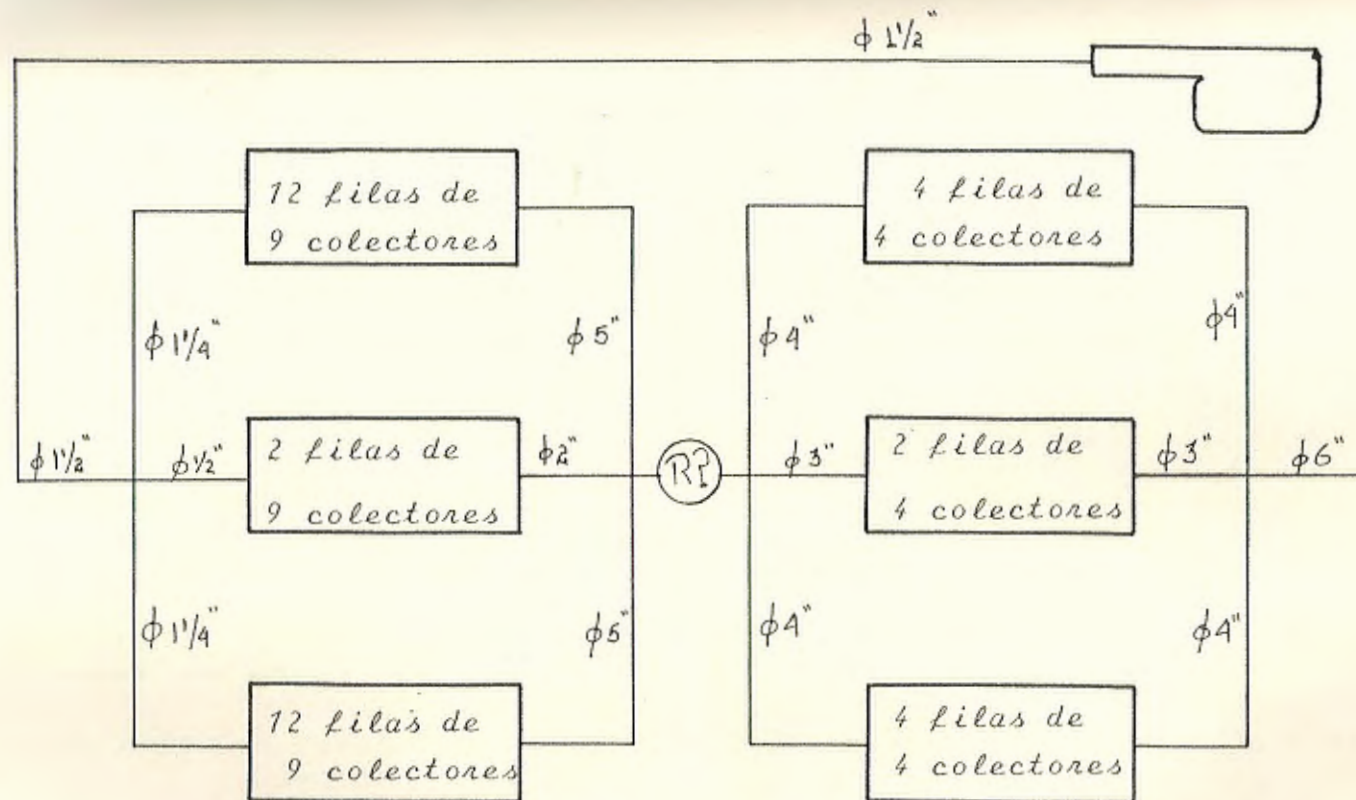
- Esquema # 1            Sistema diseñado.
- Esquema # 2            Circuito de refrigerante.
- Esquema # 2 A.        Colectores Solares.
- Esquema # 2 B.        Turbina, condensador y bomba de recirculación.
- Esquema # 2 C.        Estaciones Reguladoras de presión y temperatura.
- Esquema # 3            Circuitos eléctricos.



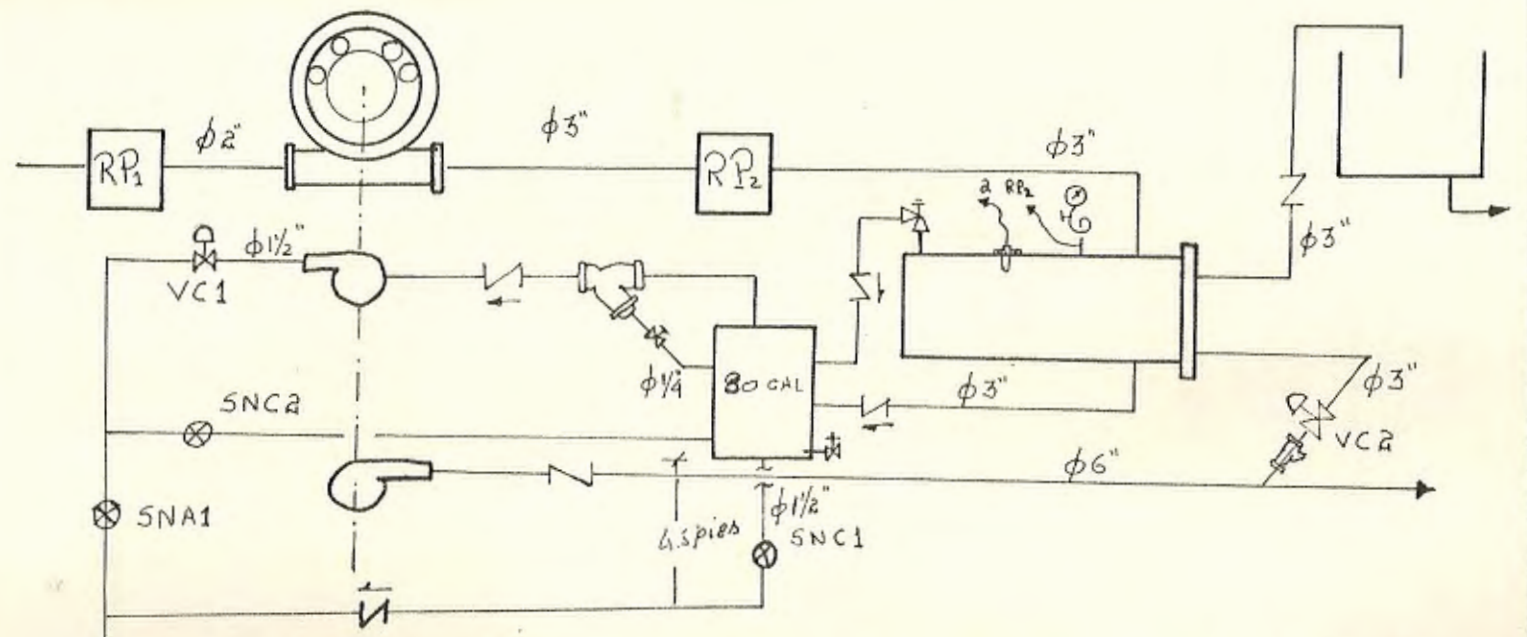








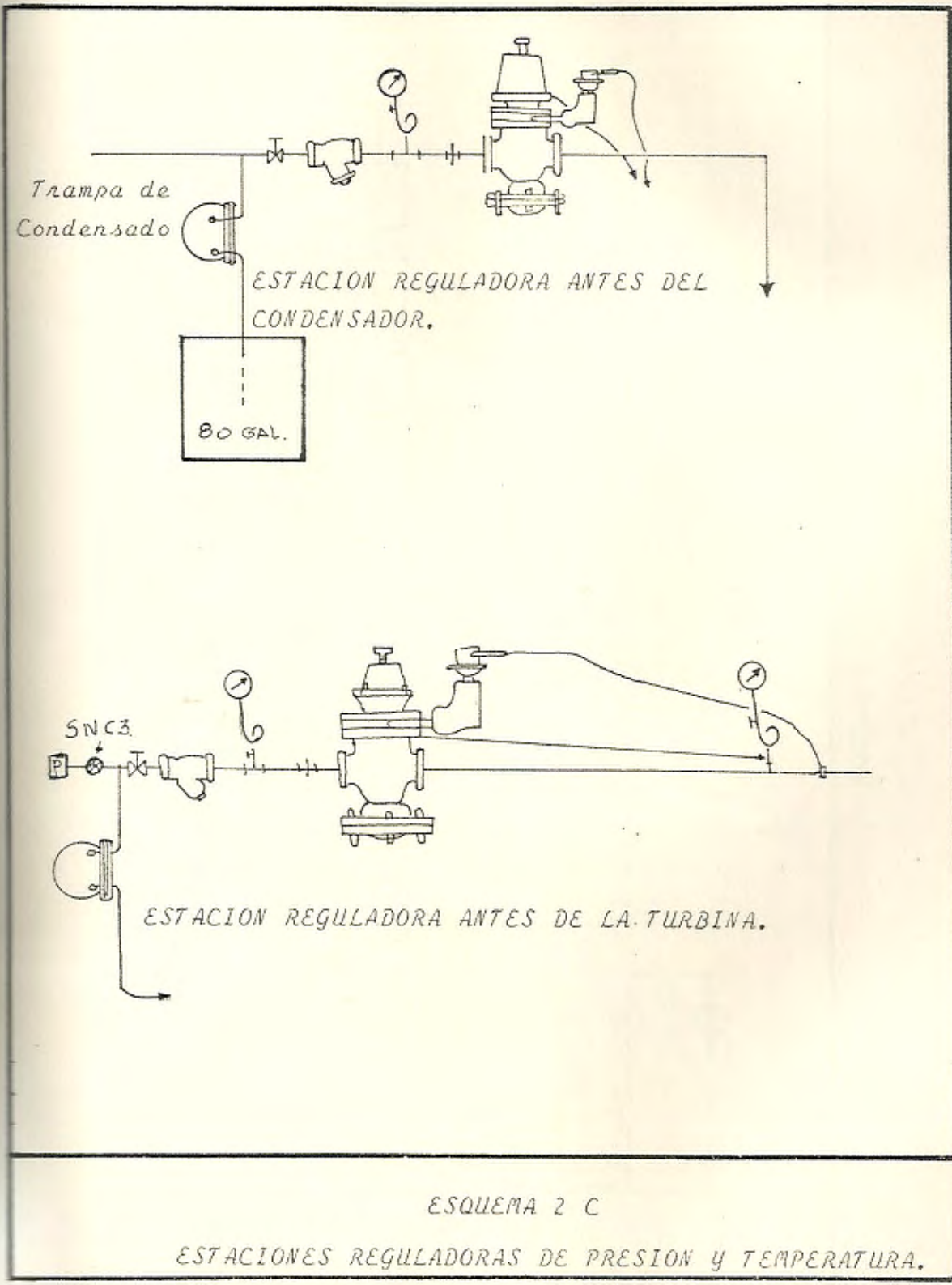
ESQUEMA # 2.A  
 COLECTORES SOLARES



$RP_1$  Estación reguladora de presión y temperatura antes de la turbina.  
 $RP_2$  Estación reguladora de presión y temperatura antes del condensador.  
 (VER ESQUEMA 2 C)

ESQUEMA 2 B

TURBINA, CONDENSADOR Y BOMBA DE RECIRCULACION.



## 5-2.- PRINCIPIOS DE FUNCIONAMIENTO.

En esta sección se describirá el funcionamiento del sistema diseñado, y se resumirá los resultados encontrados.

El fluido de trabajo es refrigerante 11 (6382 Lb/HR), que entra a la primera batería de colectores solares (234 colectores) como líquido saturado a una temperatura de  $92^{\circ}\text{F}$ . El refrigerante se transforma entonces en vapor saturado a una temperatura de  $190^{\circ}\text{F}$  y circula luego por la segunda batería de colectores (40 colectores), en donde se recalienta transformándose en vapor supercalentado a una presión de 90 psia y una temperatura de  $215^{\circ}\text{F}$ . Estas son las condiciones de entrada a la turbina y son reguladas por medio de una válvula.

La calda adiabática disponible del refrigerante 11, 13 BTU/LB, se transforma en trabajo sobre los alabes de la turbina, la cual desarrolla una potencia del orden de los 25 HP y puede girar a 1750 o 3600 RPM dependiendo de los requerimientos de utilización.

Esta energía es utilizada por una bomba que extrae 580 GPM de agua de un embalse o río, y la eleva a un tanque de almacenamiento en donde se utilizará para riego o consumo humano. La potencia al freno de esta bomba es de 12.15 HP, por lo cual se tiene un excedente de potencia en el eje de la turbina que se lo usa en accionar la bomba de recirculación del refrigerante y en otros dispositivos eléctricos.

El refrigerante sale de la turbina como vapor supercalenta-

do, a una presión de 20 psia y una temperatura de  $110^{\circ}\text{F}$ . La razón de no expandir el vapor supercalentado de refrigerante a un estado de por lo menos vapor saturado, es debido, a que se dispone como elemento condensante agua a temperatura de  $80^{\circ}\text{F}$ , por lo que, la temperatura de condensación del refrigerante a la presión de salida de la turbina debe ser mayor que los  $80^{\circ}\text{F}$ . La temperatura de condensación o de saturación del refrigerante 11 a la presión de 20 psia es de  $92^{\circ}\text{F}$ . Al salir de la turbina, el refrigerante llega al condensador por donde circulan 140 GPM de agua, que entra a  $80^{\circ}\text{F}$  y sale a  $87^{\circ}\text{F}$ . Este condensador está constituido por 43 tubos de 4.53 pies de longitud y  $3/4$ " de diametro y es de doble paso. El refrigerante sale del condensador como líquido saturado a  $92^{\circ}\text{F}$  y llega a un reservorio de 80 galones.

Por último, una bomba de recirculación completa el sistema. Esta bomba se escogió de tal manera que impulse 15 GPM de refrigerante 11 a una presión de hasta 150 psia y su potencia al freno es de 4 HP. A continuación se ha previsto a la línea de tubería de una válvula reguladora de presión a efectos de mantener constante la misma. Cabe indicar, que otra válvula de este mismo tipo se colocó en la línea de agua de 3" de diametro, que se ramifica desde la línea principal de agua de 6" de diametro y, entra el condensador.

Como se ve en los esquemas de este capítulo, hay una serie de elementos complementarios que tienen como finalidad el funcionamiento óptimo y automatizado del sistema. Además,

se persigue también que los momentos de arranque y parada - sean lo más automáticos y sincronizados posible.

La potencia mecánica obtenida en el eje de la turbina (25HP) es utilizada por: la bomba de irrigación (13 HP), la bomba de recirculación del refrigerante (4 HP) y, la obtención de energía eléctrica por medio de un generador (6 HP), que alimentará un grupo de baterías que constituyen de esta forma - una fuente de energía eléctrica que permitirá el accionamiento de los elementos complementarios señalados anteriormente. El diseño de esta parte del sistema fué realizado en la sección -6.

Finalmente, toca revisar la parte concerniente al arranque y parada de la operación del sistema, para lo cual debe remitirse a los esquemas de la sección anterior.

Se empezará describiendo el arranque. Al oprimir el botón - ARRQ 1 se energiza la válvula solenoide SNC 1 la cual, deja salir el refrigerante del tanque de 80 galones, el que - por gravedad se dirige a los colectores solares. El "timer" asociado a esta válvula lo desconecta después de 25 segundos, es decir, la cierra cuando han salido del reservorio - cerca de 40 galones de refrigerante 11 líquido. La válvula-check colocada en la línea de la tubería principal, impide - el regreso del refrigerante, así como la válvula solenoide - SNC 3 no permite que el refrigerante entre a la turbina sin la presión y temperatura necesarias para accionarla. El pre

sostato conectado a la segunda batería de colectores empieza entonces a detectar una elevación de presión por causa de la evaporación del refrigerante encerrado en esta parte del sistema. Cuando la presión llega a las 90 psia el presostato permite que se energize la solenoide SNC 3 que deja pasar el vapor de refrigerante a la estación reguladora de presión de donde pasará a la turbina. Al energizarse la válvula SNC 3 entra a funcionar otro "timer" que accionará después de 15 segundos el motor de arranque. Cabe anotar, que este motor de arranque puede accionarse también manualmente.

En lo que respecta a la parada de operación del sistema, se la realiza de la siguiente manera. En el panel de control se aplasta el botón PDA, con lo cual se están energizando -- las válvulas solenoides SNA 1 y SNC 2. De esta manera, cerramos el flujo de refrigerante a los colectores y por ende a la turbina, abriendo el by-pass al tanque de 80 galones, hasta que la turbina y por tanto el sistema deje de funcionar por falta de vapor.





facilidad de generaci3n de vapor sea mayor o menor. Logicamente, esta eficiencia debe mirarse de diferentes puntos de vista, esto es; tama1o fisisco de la planta, capacidad de generaci3n, costo de colectores y calderas, facilidad de obtenci3n de energfa primaria, etc. Por lo tanto, una conclusi3n de cual de los sistemas es m1s eficiente, debe soportar una serie de consideraciones, en algunas casos no comparables. Entrando a evaluar el sistema en particular, se debe determinar en primer lugar la eficiencia global, esto es, la relaci3n entre la potencia de trabajo desarrollada por la turbina y la radiaci3n incidente aprovechada por los colectores solares. Luego:

$$\eta = \frac{\text{Potencia de Trabajo}}{\text{Radiaci3n Incidente}} \times 100$$

Asi:

$$\text{Potencia de trabajo} = 25 \text{ HP}$$

$$\text{Radiaci3n Incidente} = 200 \text{ BTU/HR-pies}^2$$

$$\text{Area Total de captaci3n} = 5762 \text{ pies}^2$$

$$\text{Radiaci3n Incidente} = 1152400 \text{ BTU/HR} = 452.6 \text{ HP}$$

Por lo tanto:

$$\eta = \frac{25}{452.6} \times 100$$

$$\eta = 5.52\%$$

Se debe considerar que esta eficiencia es funci3n del diferencial de temperatura de evaporador a condensador (fuente a receptor). La figura VII-1.1 da las curvas de eficiencia para un sistema de este tipo evaluadas usando tres grupos de -



colectores de placas planas diferentes. En este sistema se ha utilizado el colector de tipo C, por lo que se puede lograr un mejor rendimiento del sistema usando los colectores tipos B o A.

La eficiencia del ciclo del proceso desarrollado en este sistema viene dada por la siguiente expresión:

$$\eta_c = \frac{\text{Potencia a la entrada de la turbina}}{\text{Radiación absorbida en los colectores}} \times 100$$

Así:

$$\text{Caida adiabática disponible} = 13 \text{ BTU/LB}$$

$$\text{Flujo másico} = 6382 \text{ LB/HR}$$

$$\text{Potencia a la entrada de la turbina} = 82966 \text{ BTU/HR}$$

Radiación absorbida en los colectores:

$$(2376 \text{ BTU/HR-colectr}) 234 \text{ Colectr.} = 555984 \text{ BTU/HR}$$

$$(673 \text{ BTU/HR-colectr}) 40 \text{ Colectr.} = 26920 \text{ BTU/HR}$$

$$\text{Radiación Total absorbida en los Colectores} = 582904 \text{ BTU/HR}$$

Luego:

$$\eta_c = \frac{82966}{582904} \times 100$$

$$\eta_c = 14.2\%$$

## 7-2. CONSIDERACIONES ECONOMICAS.-

El tamaño físico (número de colectores) de la planta de energía solar con relación a la capacidad de entregar trabajo, - es la consideración más importante que debe hacerse para determinar la conveniencia económica de instalar un sistema como el aquí diseñado.

Es muy posible que cuando la generación de potencia en el eje de la turbina, sea muy pequeña, digamos entre 1 y 10 HP, un sistema como el diseñado no sea conveniente. En todo caso la implementación de una planta de este tipo debe seguir a un estudio que determine la capacidad óptima de potencia generada con respecto al tamaño del sistema.

Debe buscarse también un equilibrio entre el costo de colectores de distintos tipos y la eficiencia que reportan. Esto es importante, porque aunque este sistema está diseñado para emplear colectores de placas planas, los cuales son más eficientes a temperaturas menores, debería pensarse en utilizar colectores de concentración, los cuales darían un funcionamiento más seguro, ya que su eficiencia a temperaturas sobre los 200<sup>o</sup>F es mayor que la de los colectores de placas planas, como lo es también su costo. Además, el uso de concentradores obligaría la inclusión de mecanismos de seguimiento, lo cual encarecería el costo de la planta, pero permitiría usar agua en vez de refrigerante como fluido de trabajo.

Resumiendo, podría decirse que la eficiencia de captación es

un factor importante cuando se hace el análisis de cualquier sistema que aproveche la energía solar. No obstante, es claro que el diseño más económico no necesariamente significa el sistema más eficiente. Luego, un equilibrio entre los gastos que representa la instalación actual y el ahorro que resulta de los costos de funcionamiento, debe ser hallado. Hay que tomar en cuenta que se considera como costos de instalación, los gastos extras que se producen como consecuencia de no usar un sistema convencional.

Logicamente, las baterías de colectores y la red de tuberías de distribución con sus accesorios cuestan más que una caldera y sus equipos auxiliares. Así como también es más costoso el uso de refrigerante como fluido de trabajo en vez de agua, debido a que, a pesar de que se recircula, siempre será inevitable el escape de alguna cantidad de refrigerante. Estos gastos extras de instalación deben compararse con el ahorro de energía convencional en un número  $X$  de años, que varía de acuerdo a la visión del inversionista, que será en última instancia quien decida su factibilidad.

La viabilidad es en gran parte una cuestión de puntos de vista. Si se revisa la primera sección de esta tesis se puede afirmar que el sistema con menor eficiencia y una mínima contribución es ya una mejora, si se quieren preservar los recursos energéticos actuales. El inversionista especulativo esperará una rentabilidad inmediata de su capital y talvez -

no considere un excelente sistema, incluso si se amortizase - en 5 años. El inversor de nivel medio puede considerar como buena, una amortización de 10 a 15 años. El Estado debería interesarse en auspiciar el desarrollo de sistemas que involucren el aprovechamiento de fuentes de energía no convencionales y establecer un período de amortización de 20 a 30 años - como satisfactorio para sus criterios de viabilidad.

Volviendo a este trabajo, otra consideración técnica y económica debe ser la factibilidad de convertir toda la energía mecánica, del eje de la turbina, en eléctrica y usar motores eléctricos para las bombas de riego y recirculación. Si el sistema se diseñare con agua debe preverse el uso de precalentador.

Por último debe tenerse en cuenta, al hacer un estudio de -- factibilidad económica, el aumento progresivo de la tasa de inflación, el costo cada vez más elevado de los combustibles convencionales y la disminución del precio de los colectores solares acompañada de un mejoramiento de calidad.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- FACTIBILIDAD DEL PROYECTO
- RECOMENDACIONES GENERALES

\_\_\_\_ . FACTIBILIDAD DEL PROYECTO.

La factibilidad de instalar un sistema como el aquí diseñado debe ser enfocada, principalmente, desde los puntos de vista técnico y económico.

Desde el punto de vista técnico, es claro que la implementación de una planta de este tipo es factible. Se ha establecido que la única diferencia con un sistema convencional es la forma de evaporar el fluido de trabajo. Los cálculos realizados a lo largo de esta tesis, consideran los menores valores de eficiencia, sobre todo en los colectores solares, a fin de asegurar un funcionamiento permanente y confiable del sistema.

A lo largo de la investigación que se ha hecho para diseñar este sistema, se ha encontrado información de que en otros países se han instalado plantas similares. Así, en Munich han implementado un motor de ciclo Rankine empleando un líquido orgánico de Freon (R-114 :  $C_2Cl_2F_4$ ). El sistema consiste en colectores de placas planas con área de captación de 2300  $\text{pies}^2$  que producen calor a  $95^\circ\text{C}$ . El freon se calienta a  $90^\circ\text{C}$ . A esta temperatura se convierte en vapor sobrecalentado y acciona una turbina, desarrollando una potencia mecánica de 16 Kw. Esto puede impulsar un generador de 10 Kw de potencia eléctrica.

En Israel hay un sistema que trabaja sobre principios similares, es la turbina Ormat, pero en este caso el líquido es-

monoclorobencina. La temperatura del evaporador debe situarse alrededor de los  $110^{\circ}\text{C}$ . Hay disponibles diversos tamaños entre 3 y 8 KW de potencia mecánica. Se emplean con éxito en diversos países para el bombeo de agua y generación de electricidad.

La Compañía Japonesa I H I (Ishikawajima-Harima Heavy Industries) ha venido fabricando turbinas de ciclo Rankine en versiones de hasta 3800 KW.

Recientemente han presentado dos unidades pequeñas (25 y 50-KW) para aplicaciones de temperaturas de generador bajas.

Desde el punto de vista económico la factibilidad de instalar un sistema como el aquí diseñado, es dependiente de una serie de factores como los señalados en la sección 7-2. y un estudio más profundo de este punto es, de por sí, motivo de una tesis de grado.



— . RECOMENDACIONES GENERALES. —

Como en todo diseño, este trabajo, está expuesto a ser optimizado empleando criterios diferentes que deben soportar análisis técnicos. En todo caso, esta tesis presenta una -- guía de como encarar la implementación de un sistema que genere vapor aprovechando la energía solar.

Es necesario establecer dos clases de recomendaciones. La primera orientada a mejorar cualquier diseño que emplee energía solar y la segunda a optimizar este diseño en particular. En el primer grupo entrarían las siguientes:

— Realizar estudios de viabilidad en función de determinar -- el número de años en que la inversión inicial, que se requiere para implementar un sistema de energía solar, deba ser -- amortizada.

— Los sistemas de baja y media temperaturas pueden tener eficiencias aceptables si se dotan de colectores de placas planas. En los de altas temperaturas debe considerarse el empleo de colectores de concentración. En ambos casos un análisis económico es indispensable.

Sumadas a estas recomendaciones, debe considerarse también -- para este sistema lo siguiente:

— Determinar el tamaño óptimo del sistema en base a número, -- dimensión y eficiencia de colectores y energía absorbida y -- generada.

— Sería interesante verificar, hasta que punto resulta más e-

eficiente acoplar directamente las bombas a la turbina. Debe considerarse la conveniencia de convertir toda la energía mecánica en eléctrica y obviar el problema de tener que emplear un solo eje para todos los equipos.

El calentamiento directo del refrigerante en los colectores solares puede ser inconveniente cuando se piensa en las variaciones de la intensidad de radiación solar. Si se calienta agua en los colectores y se la hace circular por un intercambiador para que ceda su calor al refrigerante, el sistema podría tener un funcionamiento más seguro y estable. Esto aliviaría un poco los requerimientos de presión en los colectores, facilitaría el control del calentamiento del refrigerante, el cual se haría en base al flujo de agua caliente y permitiría alcanzar mayores presiones al refrigerante.

— El problema de fugas de refrigerante del sistema puede ser crítico si no se emplean empaques especiales. Por tanto, la medición de la cantidad de refrigerante dentro del sistema es muy importante.



A P E N D I C E S

G R A F I C O S

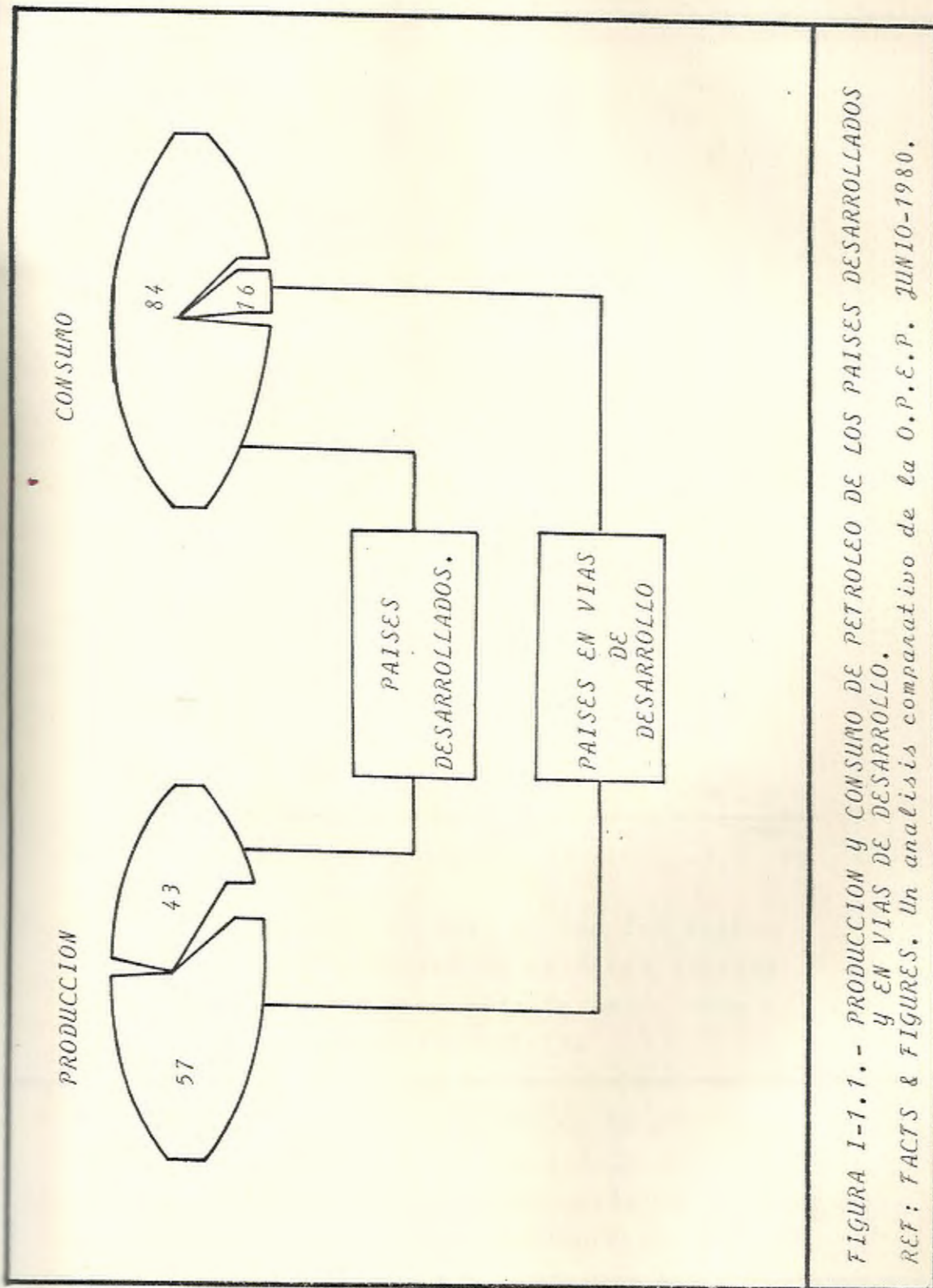
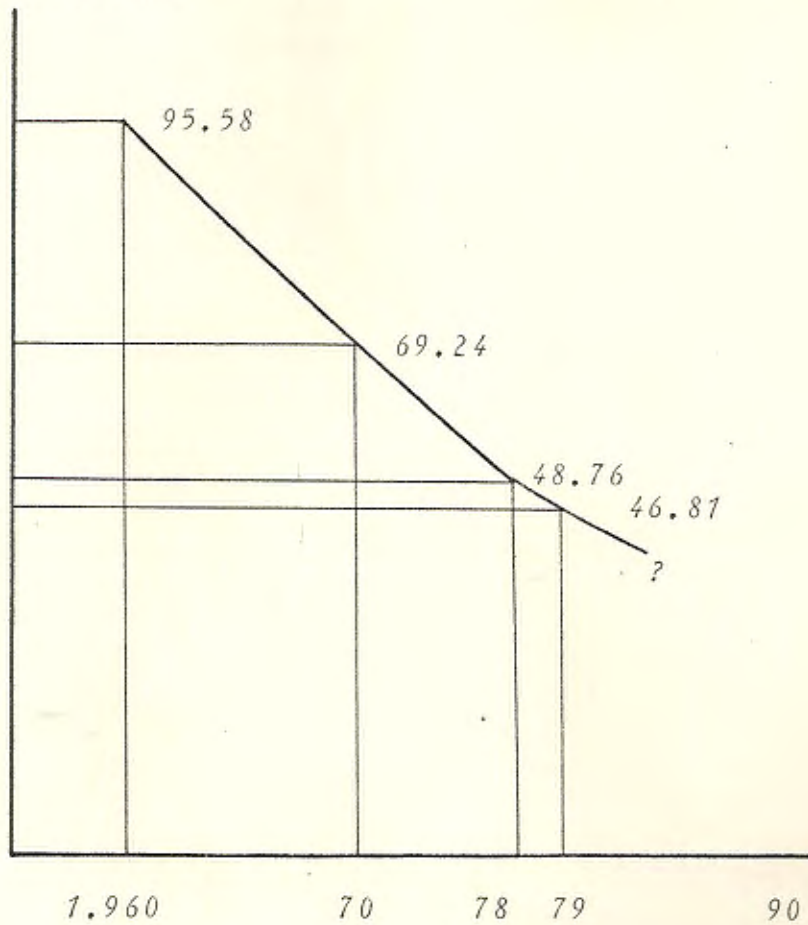


FIGURA I-1.1.- PRODUCCION Y CONSUMO DE PETROLEO DE LOS PAISES DESARROLLADOS Y EN VIAS DE DESARROLLO.

REF: FACTS & FIGURES. Un analisis comparativo de la O.P.E.P. JUNIO-1980.

Números de años\*



\*El número de años en que las reservas de petróleo se acabarán si prevalecen los niveles de producción de 1960 - 1970 y 1978.

FIGURA I-1.2.- RESERVAS DE PETROLEO DE LOS PAISES DE LA O.P.E.P DE ACUERDO A LA RAZON DE PRODUC.  
 REFERENCIA: FACTS & FIGURES. Un analisis comparativo - de la O.P.E.P. JUNIO-1980.

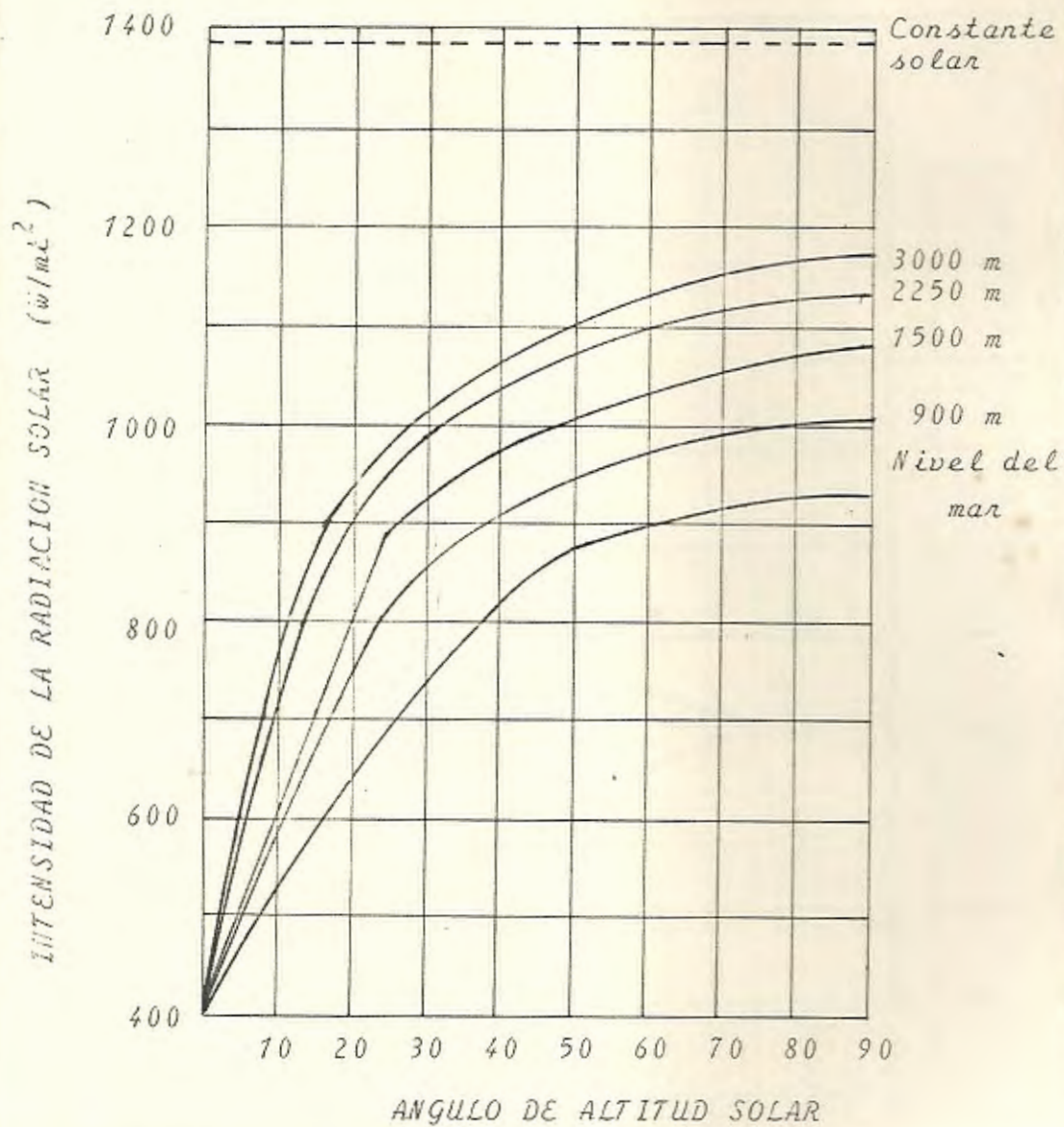


FIGURA I-3.1.- VARIACION DE LA INTENSIDAD SOLAR DIRECTA CON RESPECTO A LA ALTURA Y AL ANGULO DE INCIDENCIA.  
REF: ENERGIA SOLAR Y EDIFICACION. S. V. SZOKOLAY

# RADIACION SOLAR GLOBAL

Gramo-Cal.  
cm<sup>2</sup> x dia.

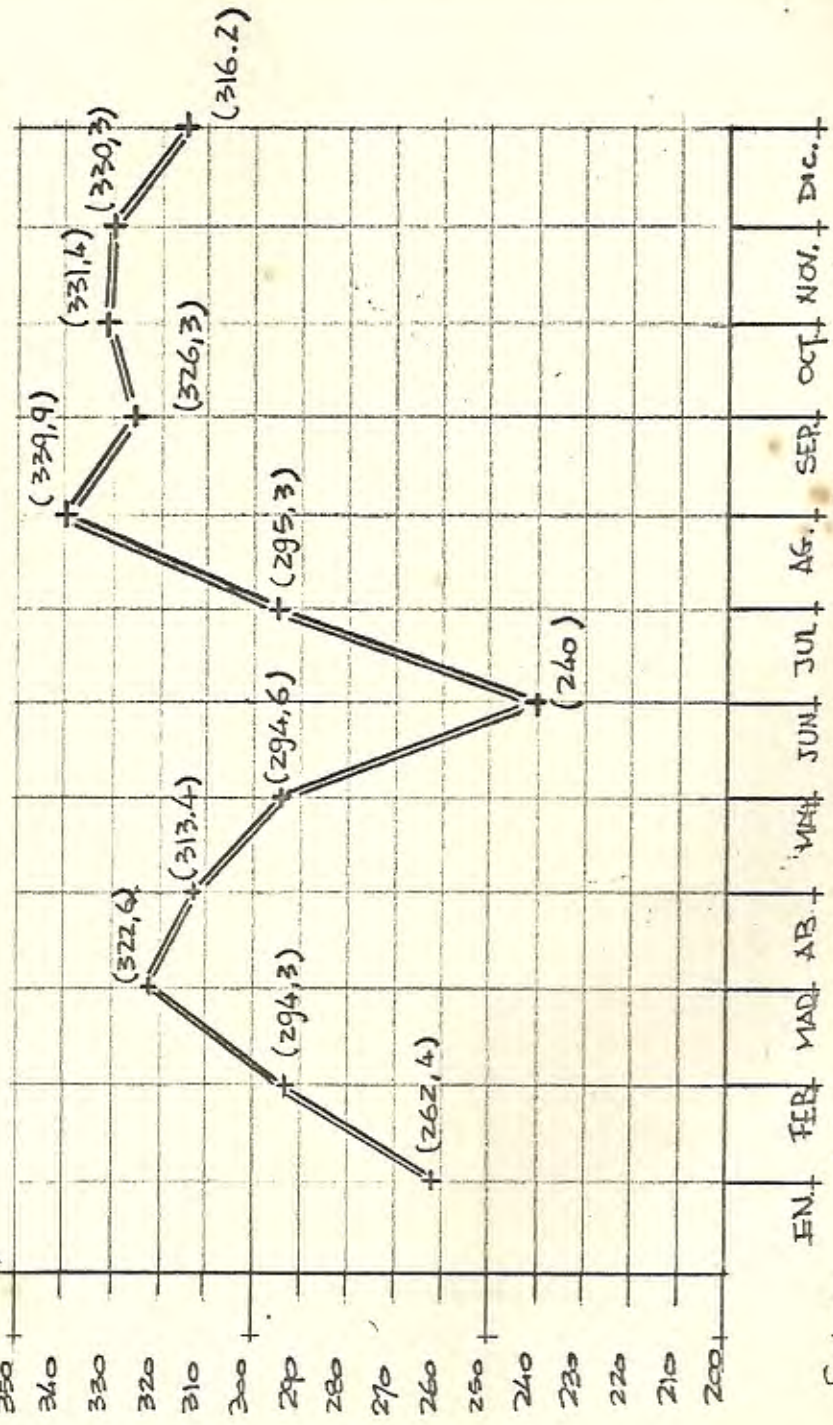


FIGURA I-3.2.1 VARIACION ANUAL DE RADIACION SOLAR  
 REP: ANUARIO METEOROLOGICO. INSTITUTO NACIONAL DE METEOROLOGIA



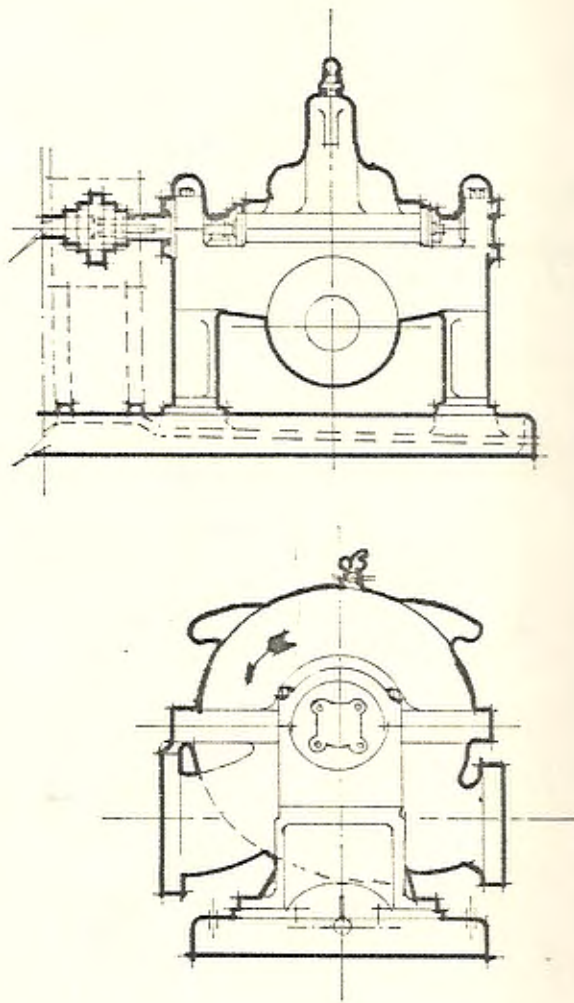


FIGURA III-1.1.- ESQUEMA DE BOMBA CENTRIFUGA.  
REF: GOULDS PUMP MANUAL.

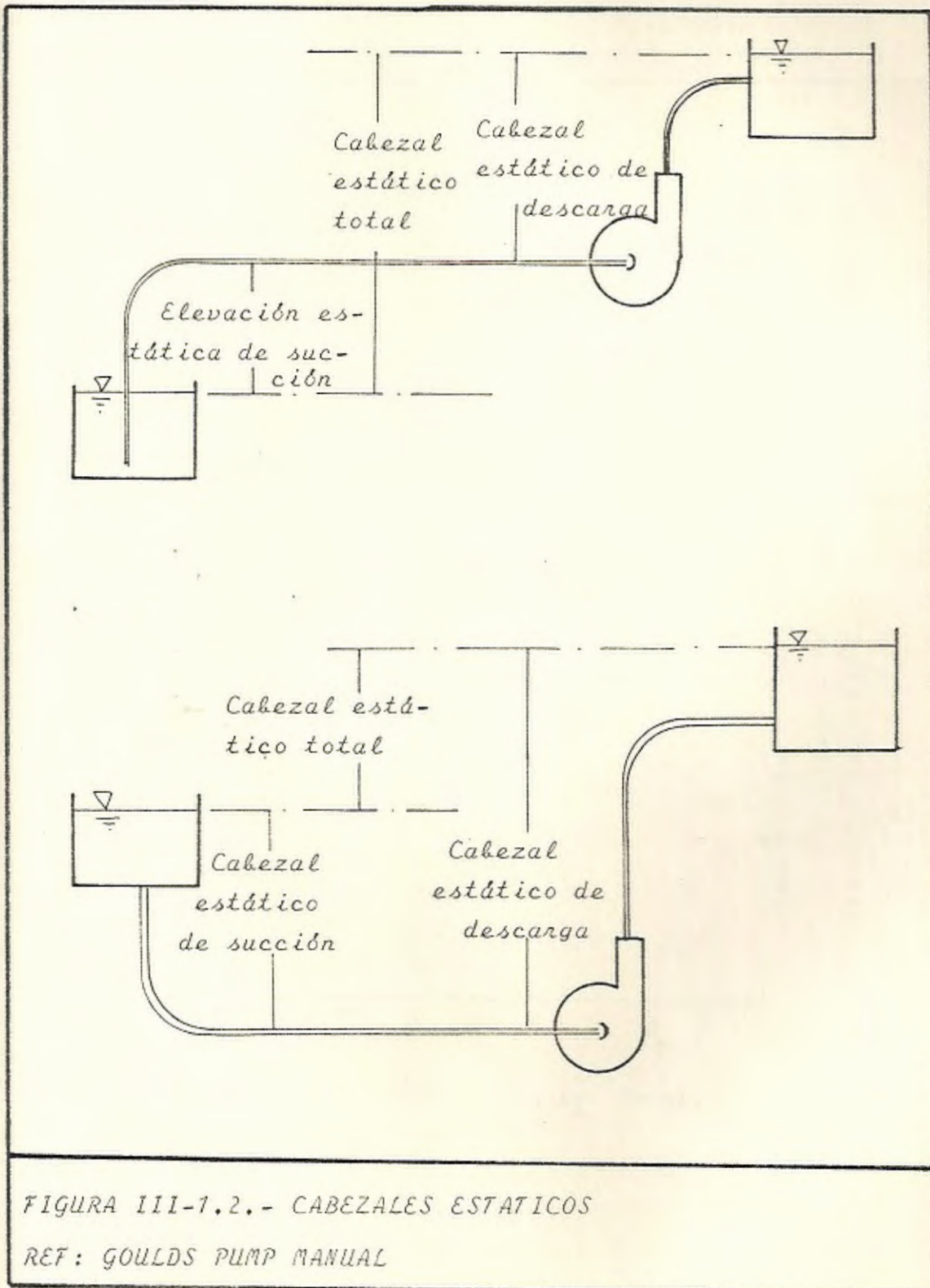


FIGURA III-1.2.- CABEZALES ESTATICOS

REF: GOULDS PUMP MANUAL

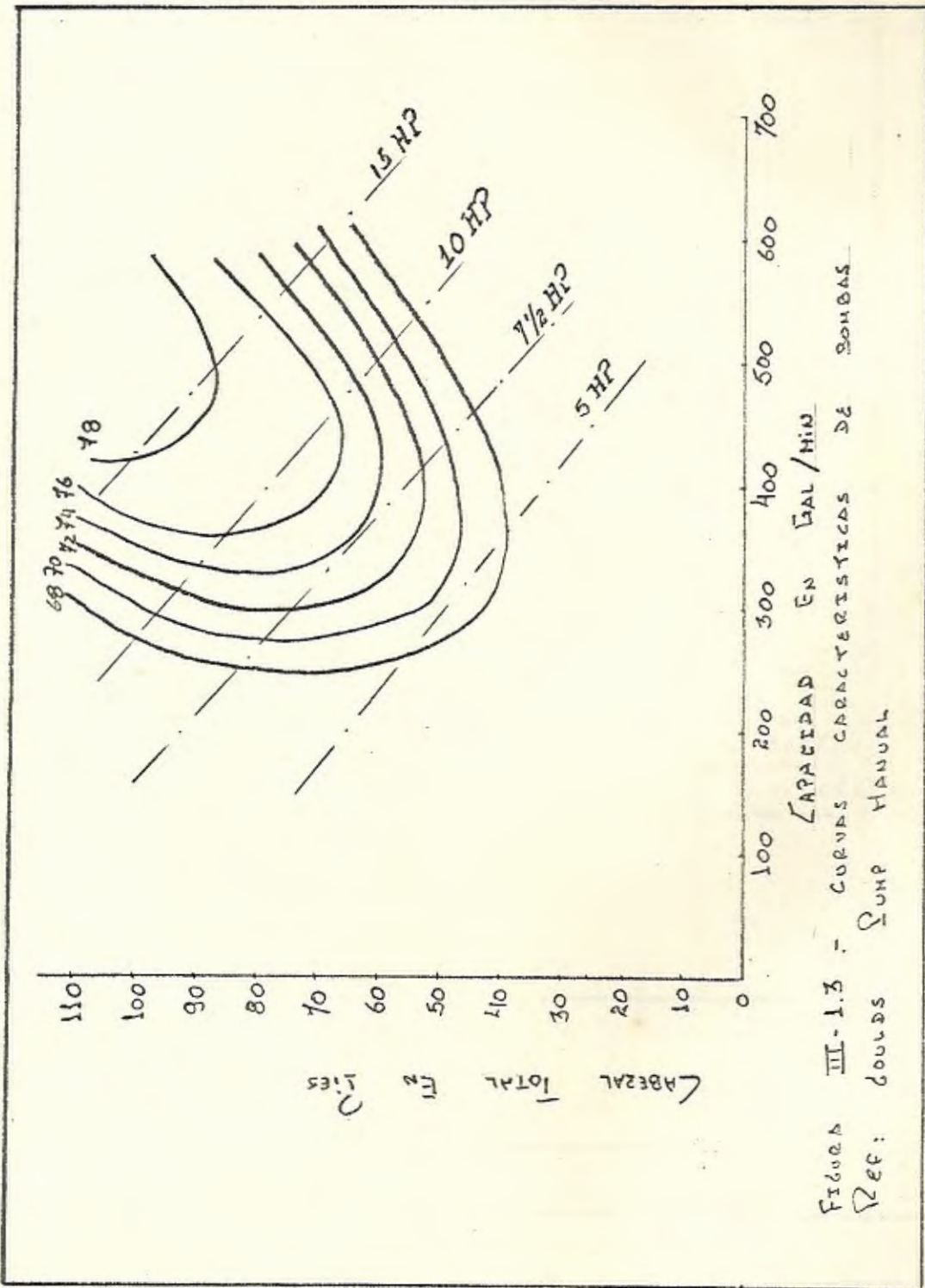


FIGURA III-1.3 - CURVAS CARACTERISTICAS DE BOMBAS  
 Ref: Gouds Pump Manual

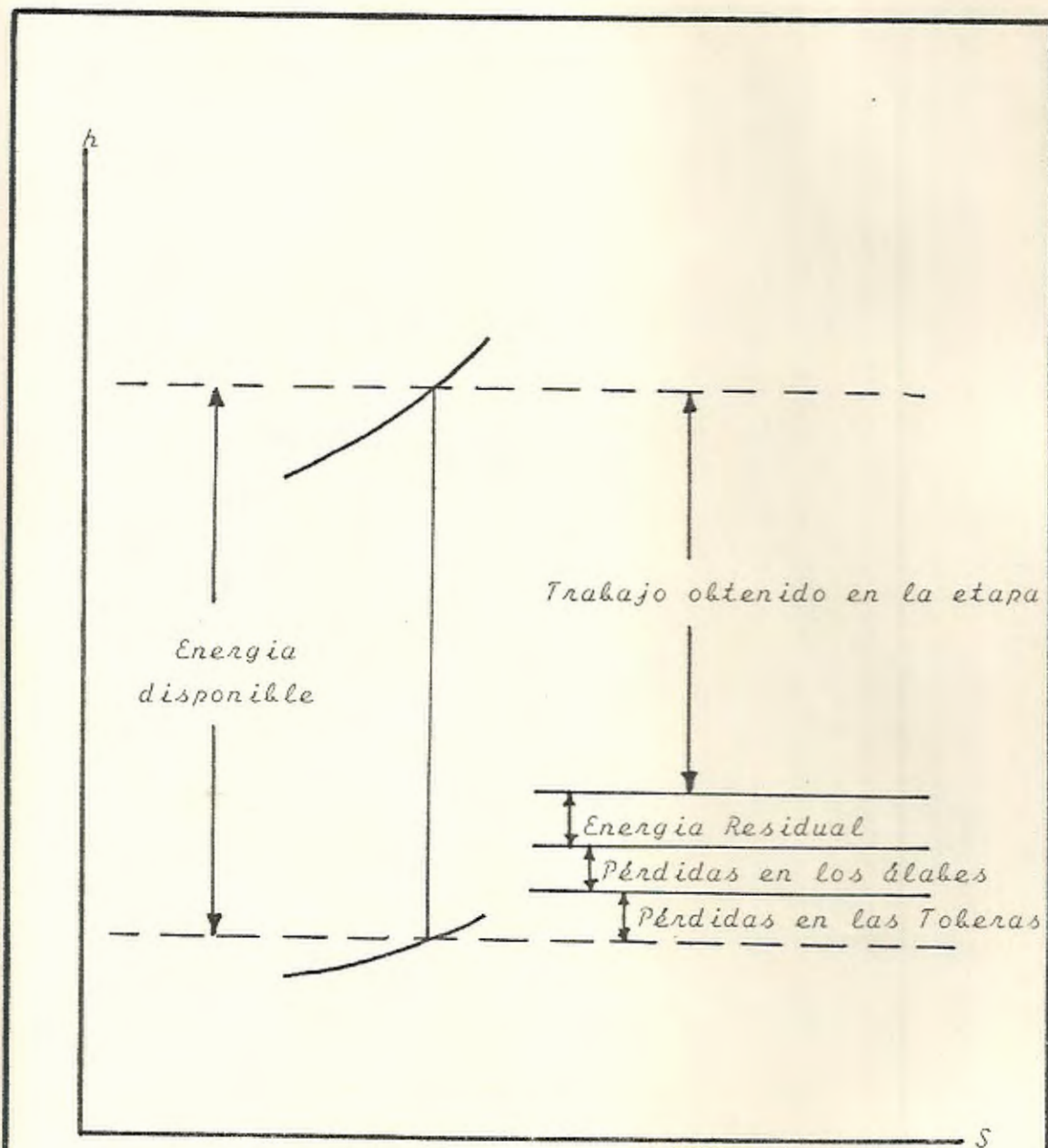


FIGURA III-2.1.- PERDIDAS DE ENERGIA EN LA TURBINA

REF: "ANALISIS DE PLANTAS. ING. RAUL LASCANO.

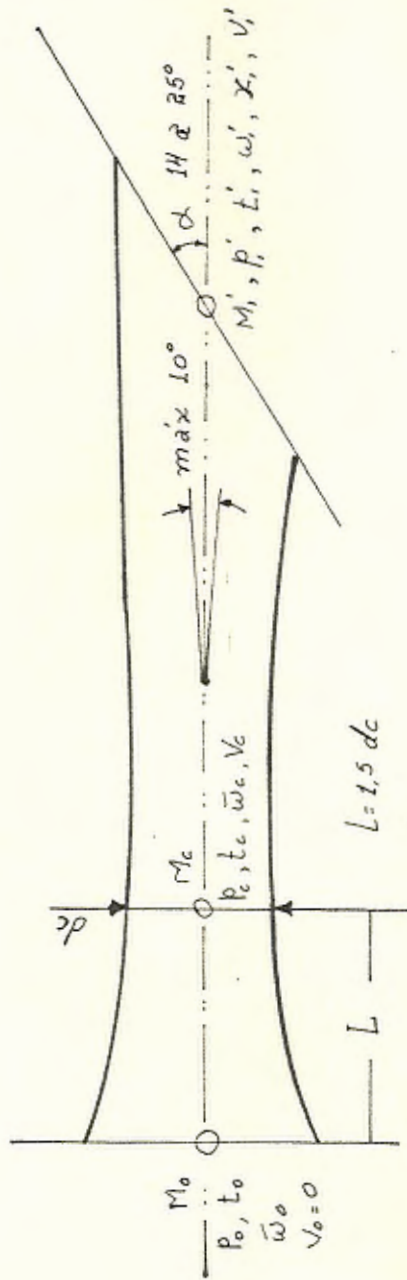
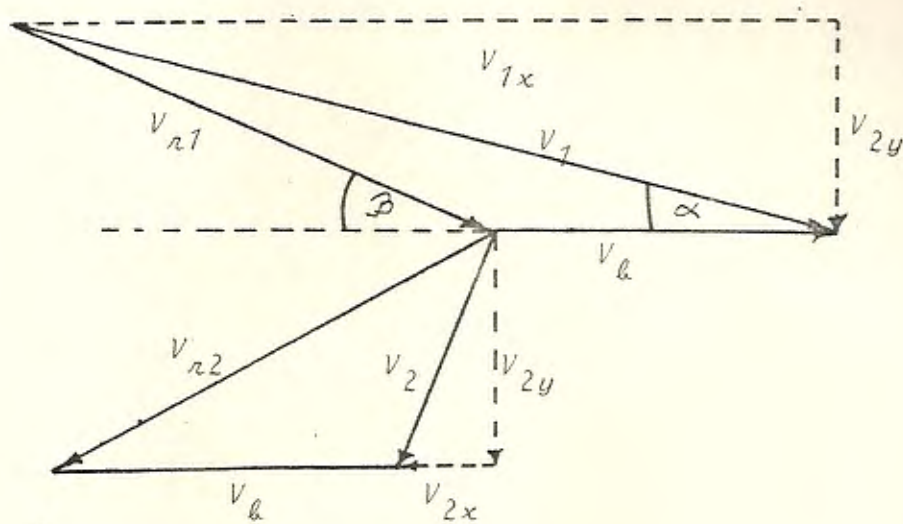


FIGURA III-2.2.- DISEÑO DE TOBERA

REF: TURBINAS DE VAPOR Y DE GAS. LUCIEN VIVIER.



$V_b$  = Velocidad de los alabes.

$V_1$  = Velocidad inicial del fluido.

$V_2$  = Velocidad final del fluido.

$V_{1x}$  y  $V_{2x}$  = Componentes horizontales de las velocidades inicial y final del fluido.

$V_{n1}$  y  $V_{n2}$  = Velocidades relativas inicial y final del fluido con respecto a los alabes.

$\alpha$  = Angulo de la tobera.

$\beta$  = Angulo de entrada del alabe.

$\phi$  = Coeficiente de velocidad por rozamiento. =  $\frac{V_{n2}}{V_{n1}}$

FIGURA # III-2.3.- TRIANGULO DE VELOCIDADES DE LA TURBINA  
REF: FOLLETO DE ANALISIS DE PLANTA. ING. RAUL LASCANO.

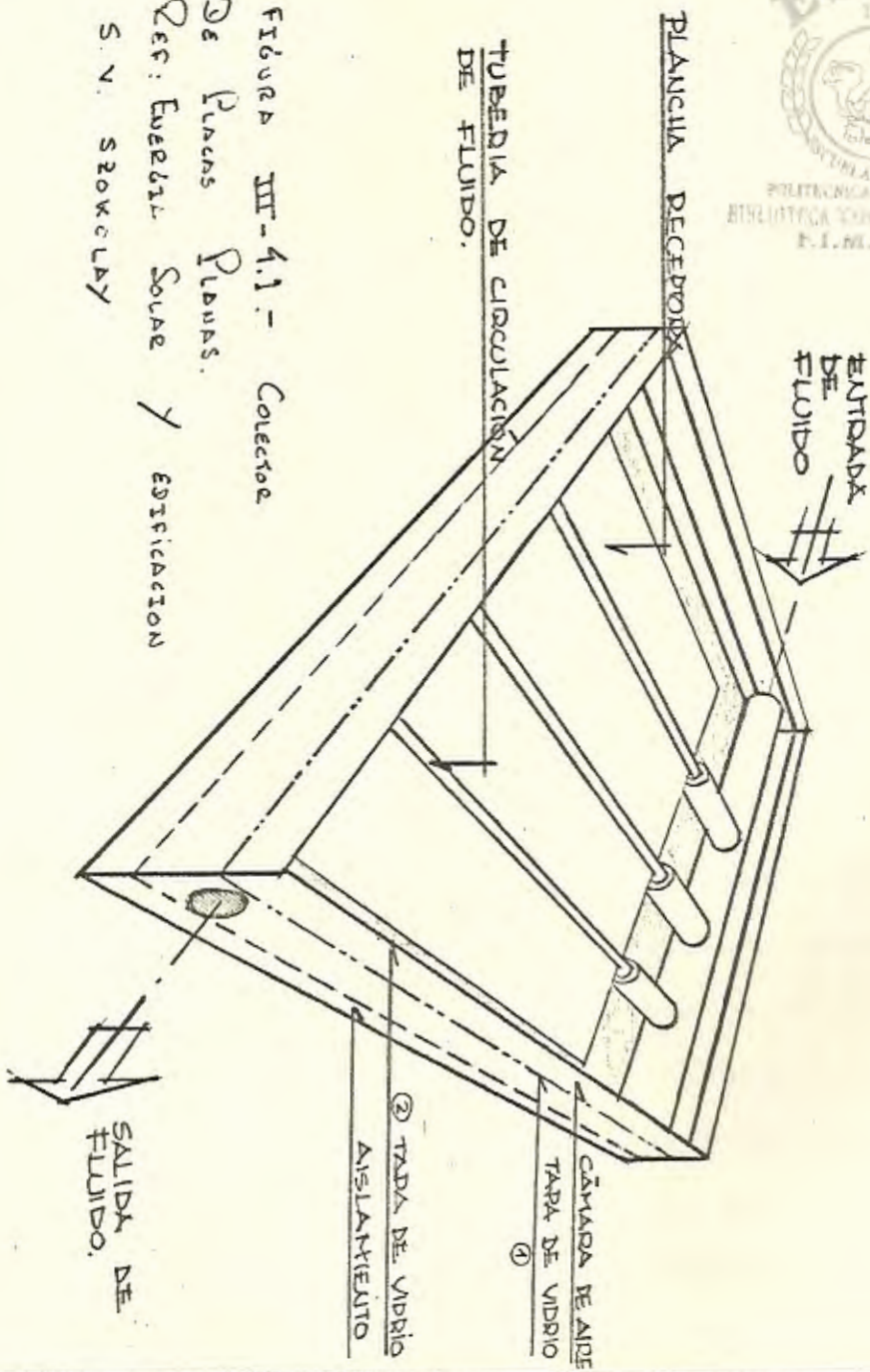
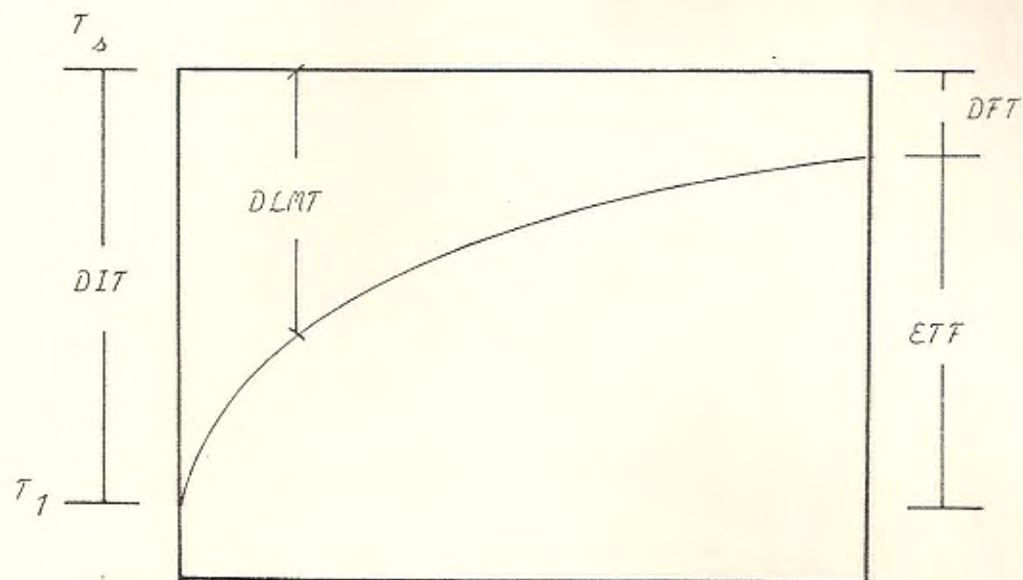


FIGURA III-4.1 - Colector  
de Placas Planas.  
Diseño: Eusebio Soave y Edificación  
S. V. SZOKOLAY



*DLMT* : Diferencia logarítmica media de temperatura, entre el agua y el refrigerante.

*DIT* : Diferencia inicial de temperatura, entre el agua y el refrigerante.

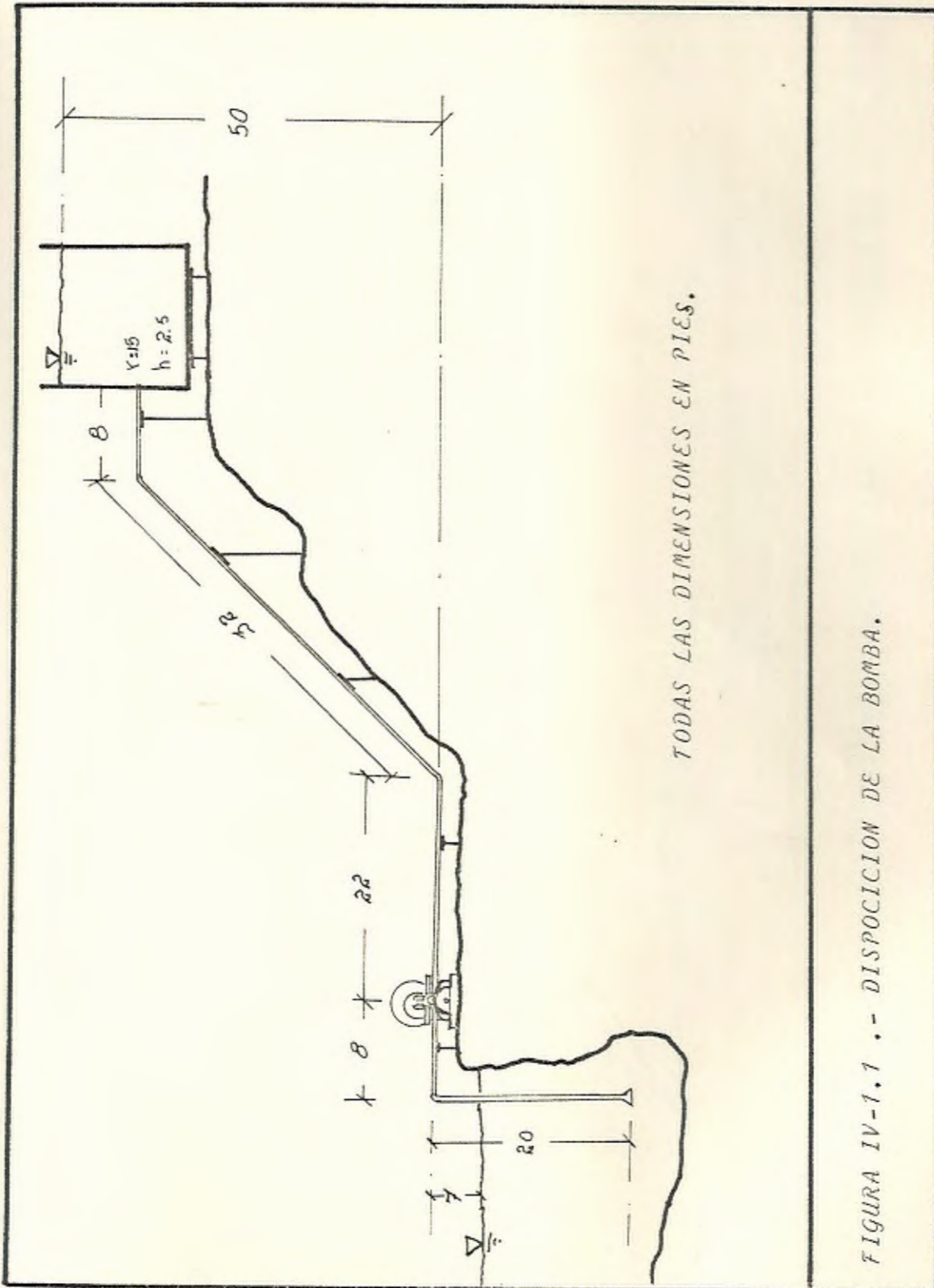
*DFT* : Diferencia final de temperatura, entre el agua y el refrigerante.

*ETF* : Aumento de la temperatura del agua.

*T<sub>Δ</sub>* : Temperatura de saturación del refrigerante, a la presión de salida de la turbina

FIGURA III-5.1.- VARIACIONES DE TEMPERATURA EN CONDENSADOR  
REF: ECOLAIRE CONDENSER.





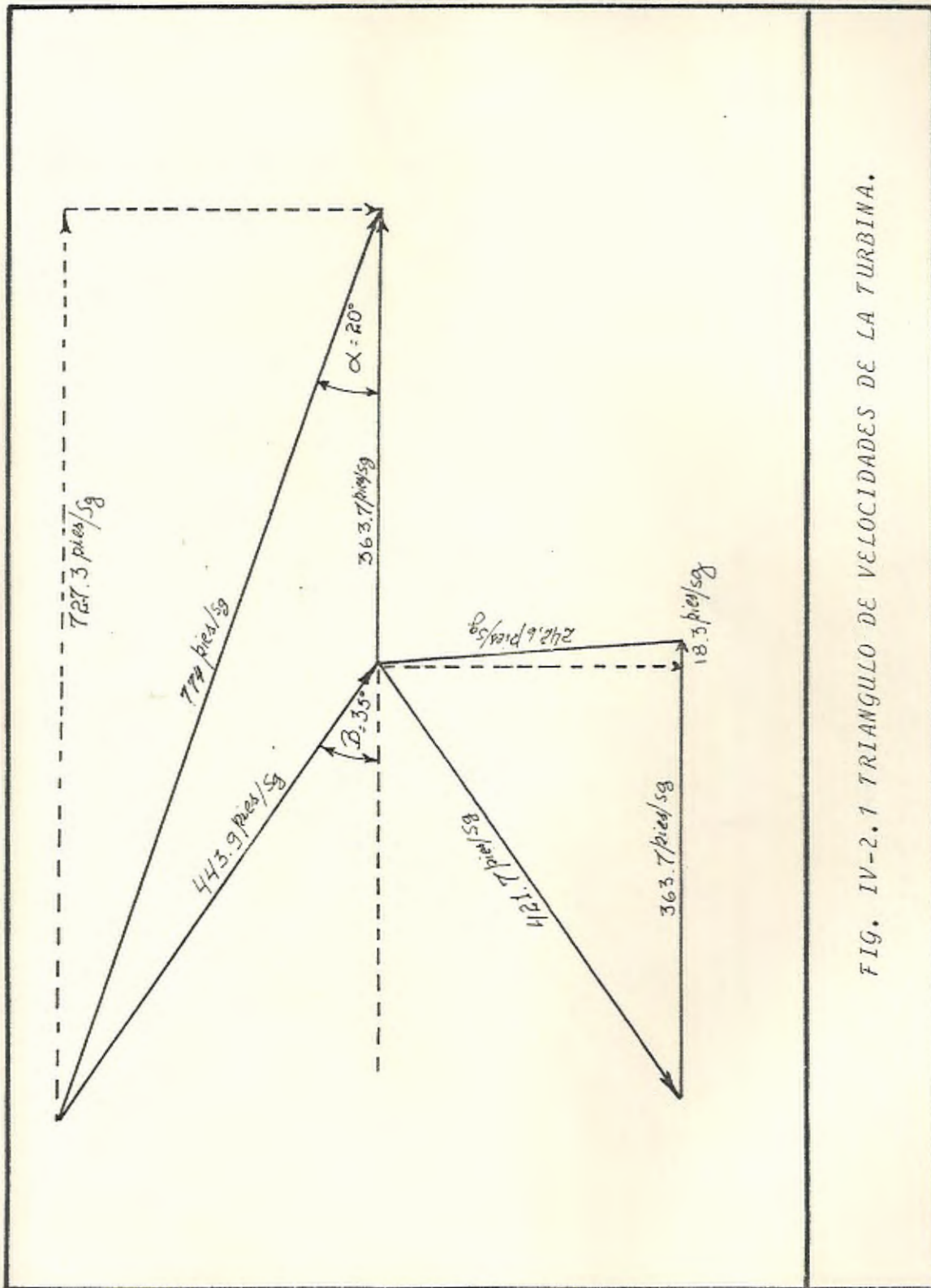


FIG. IV-2.1 TRIANGULO DE VELOCIDADES DE LA TURBINA.

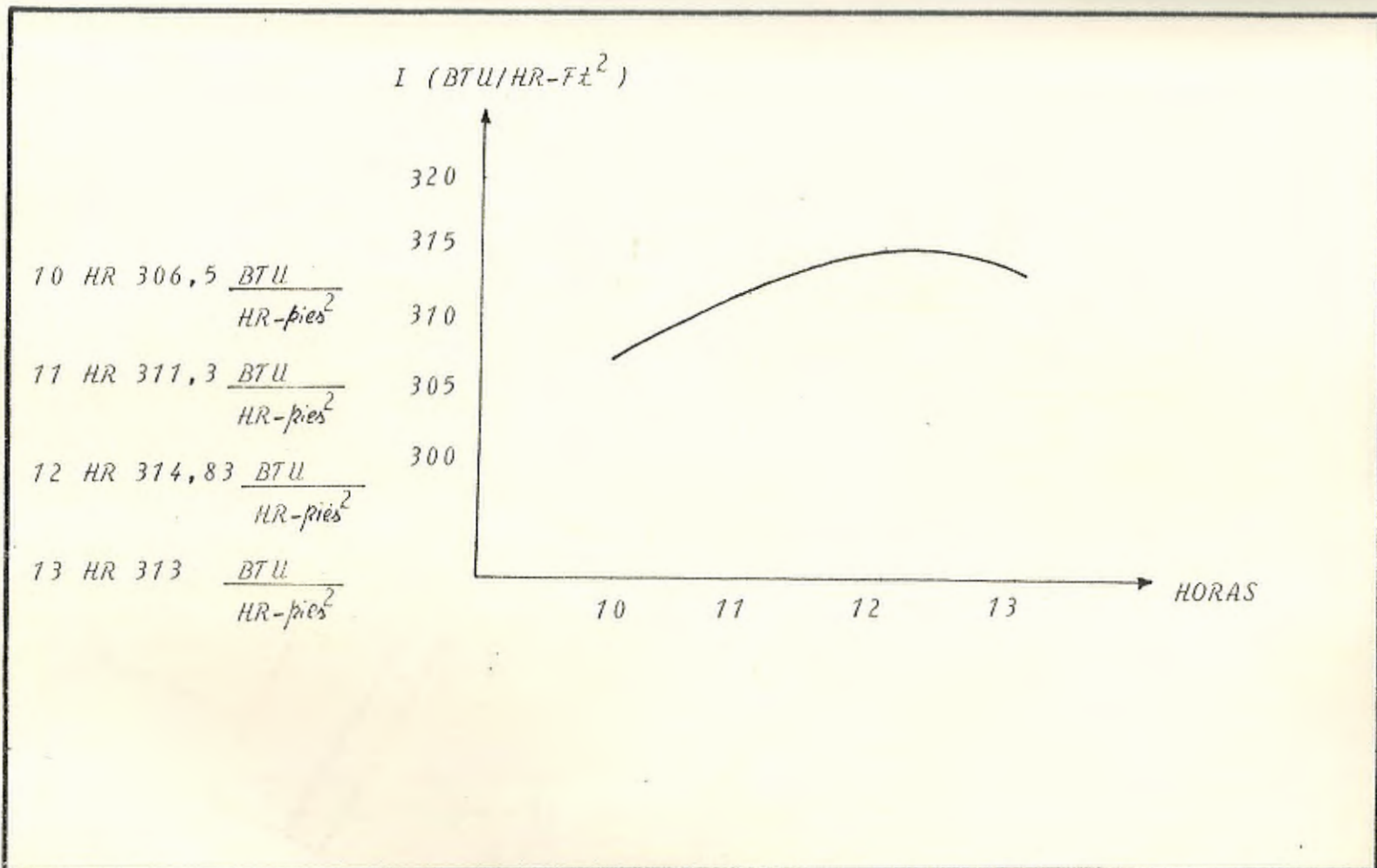


FIGURA IV-4.1.- VALORES DE RADIACION SOLAR EN 4 HORAS.  
 REFERENCIA: TESIS DE GRADO DEL ING. BALLADARES.



POLITECNICO VALENCIANO  
 ENGENYERIA DE INGENIEROS  
 V.I. N. 1. 1. 2.

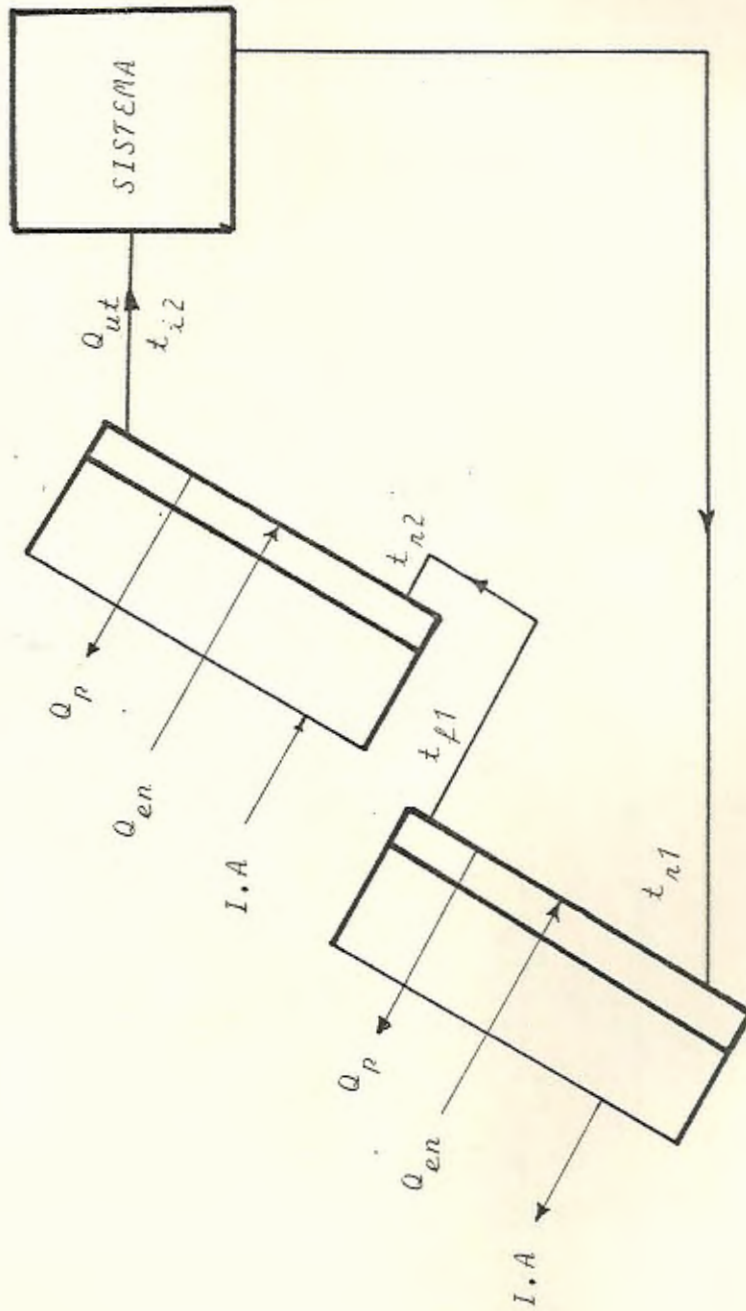


FIGURA IV-4.2.- PROCESOS TERMICOS EN LOS COLECTORES.

REF: ENERGIA SOLAR Y EDIFICACION S.V. SZOKOLAY.

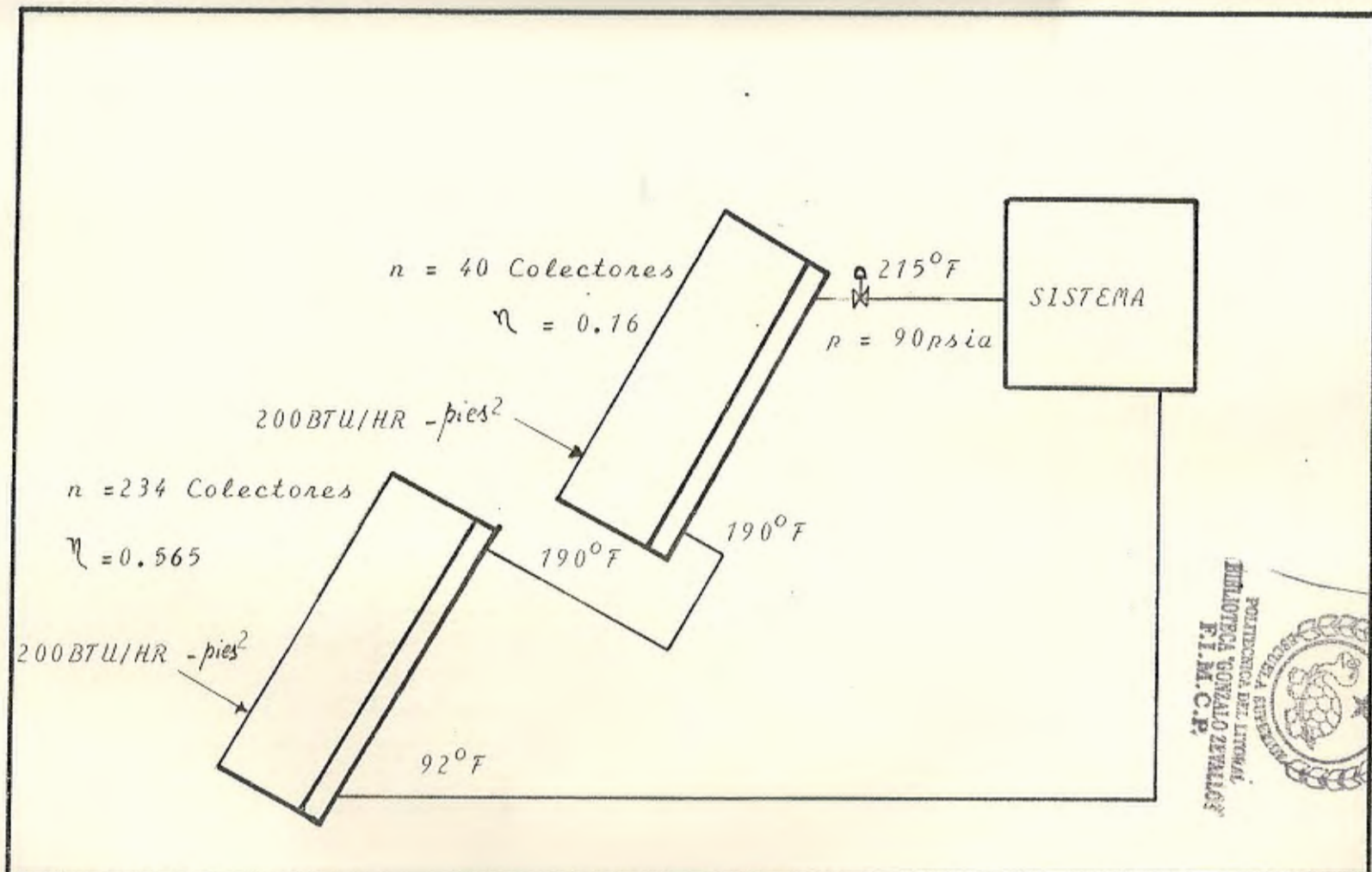


FIGURA V-4.2 PROCESOS TERMICOS EN LOS COLECTORES SOLARES.

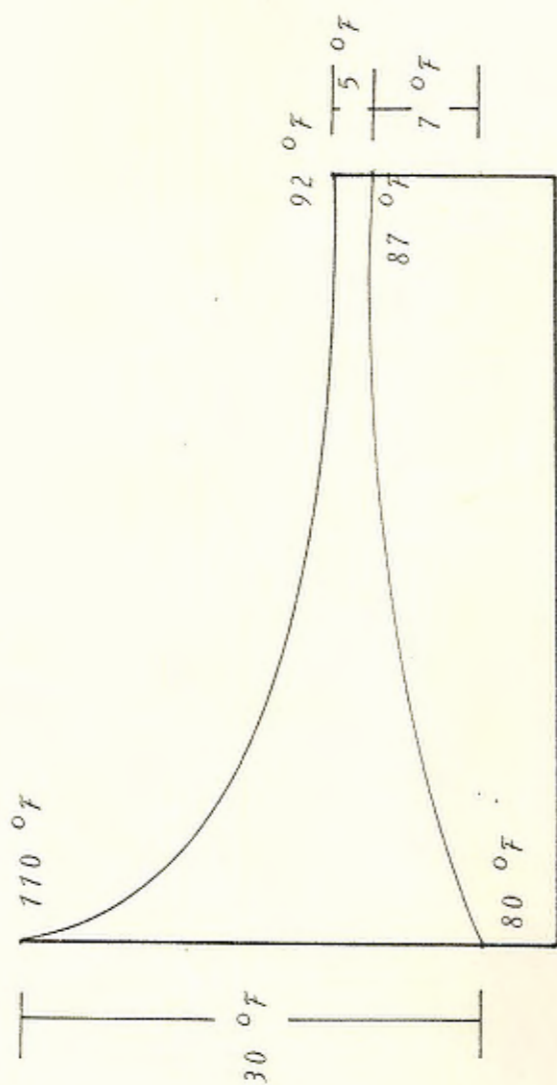


FIGURA V-5.1. - VARIACIONES DE TEMPERATURA EN EL CONDENSADOR

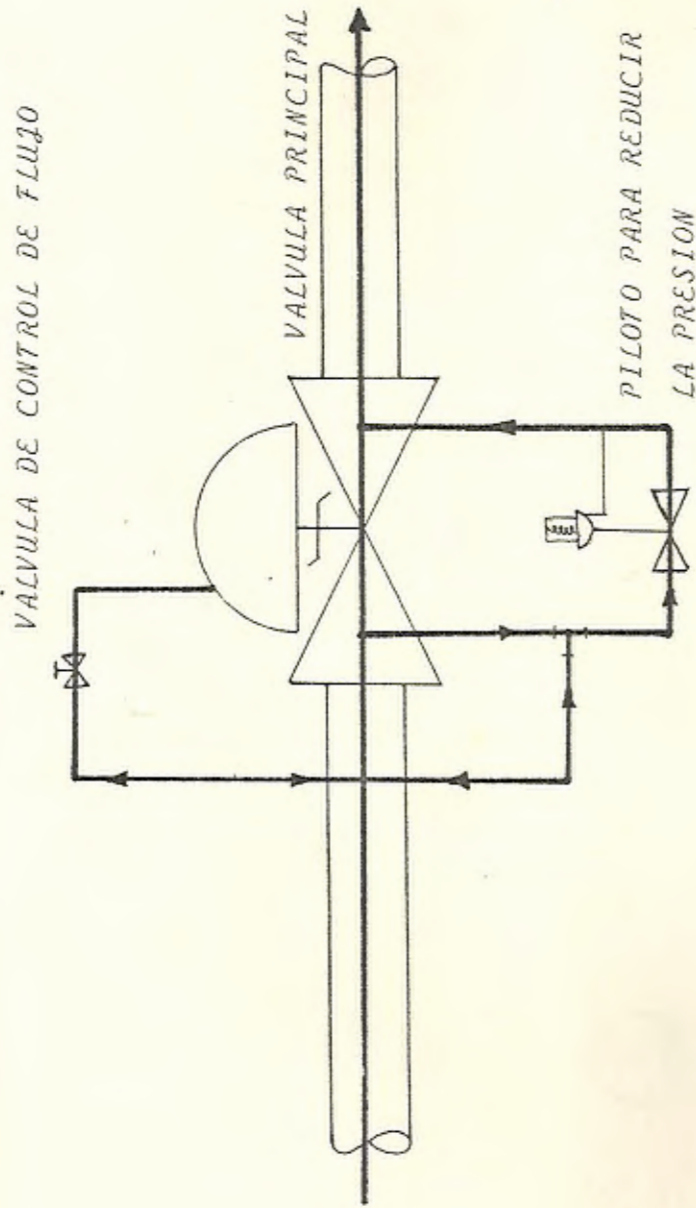
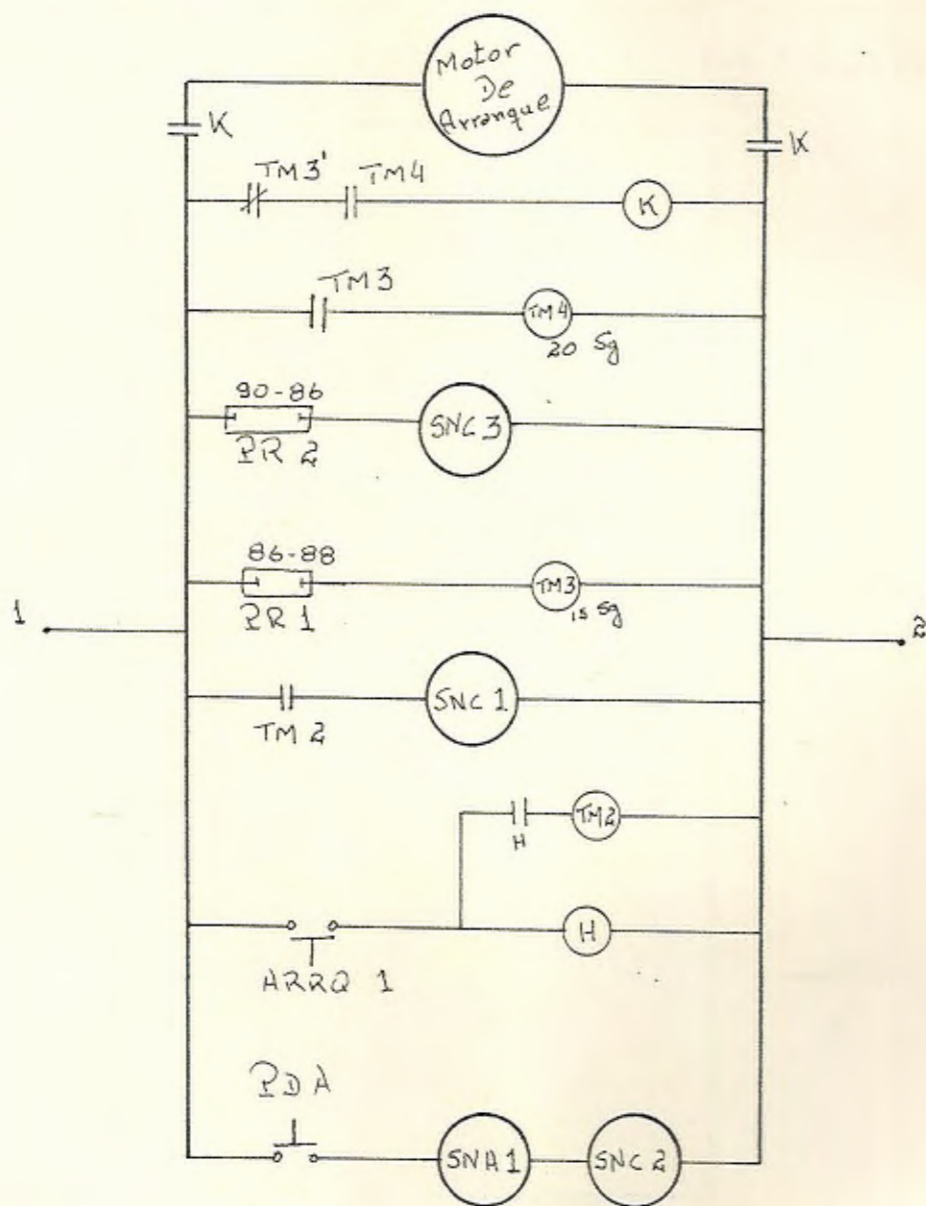


FIGURA V-6.1 VALVULA REGULADORA DE PRESION OCV SERIE 127

REF: OCV CONTROL VALVE. CATALOGO.



( VER ESQUEMA # 3 DE LA SECCION VI-1 )

FIGURA V-6.2.- CIRCUITOS ELECTRICOS.



Temperaturas de rechazo de calor (receptor)

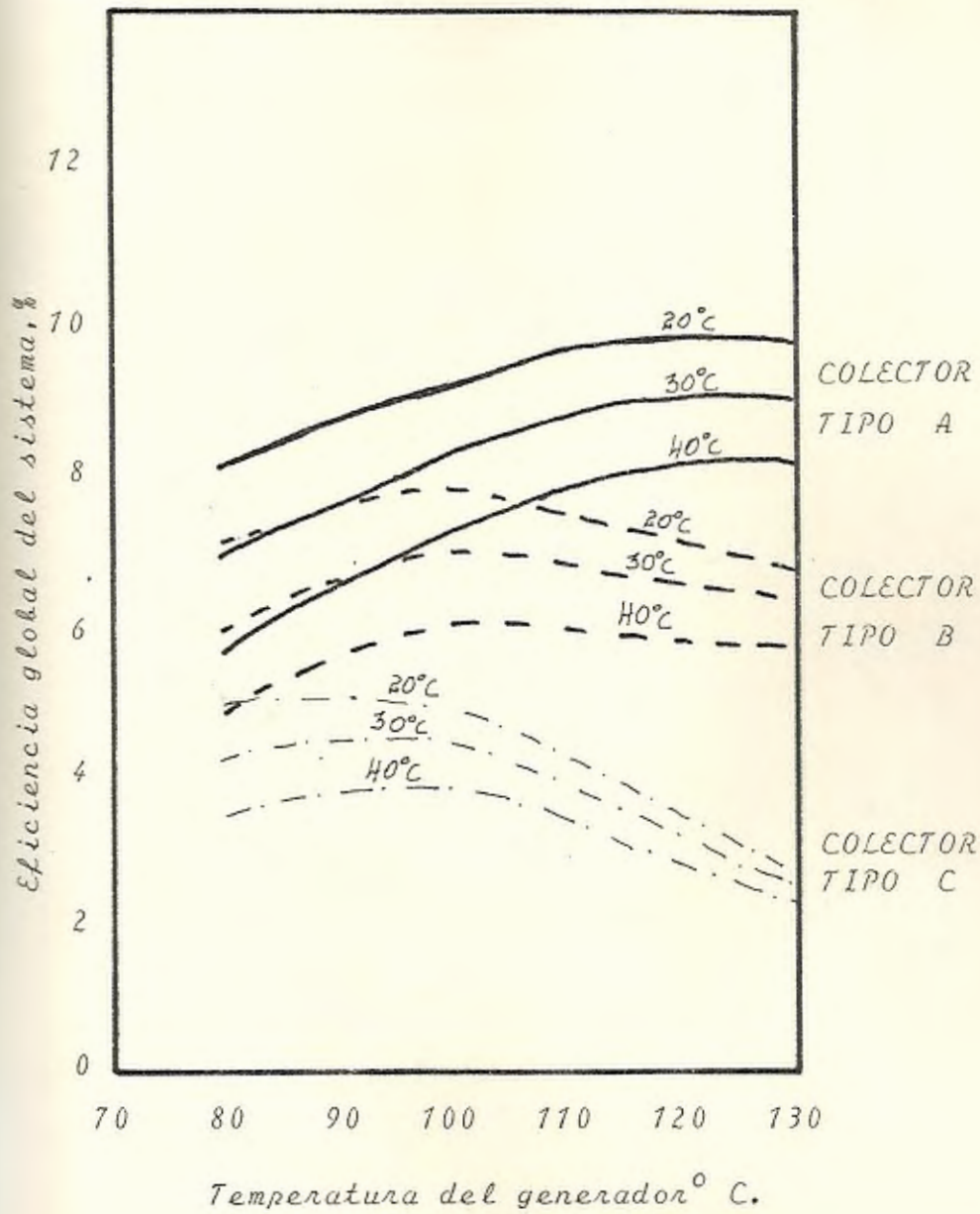


FIGURA VII-1.1

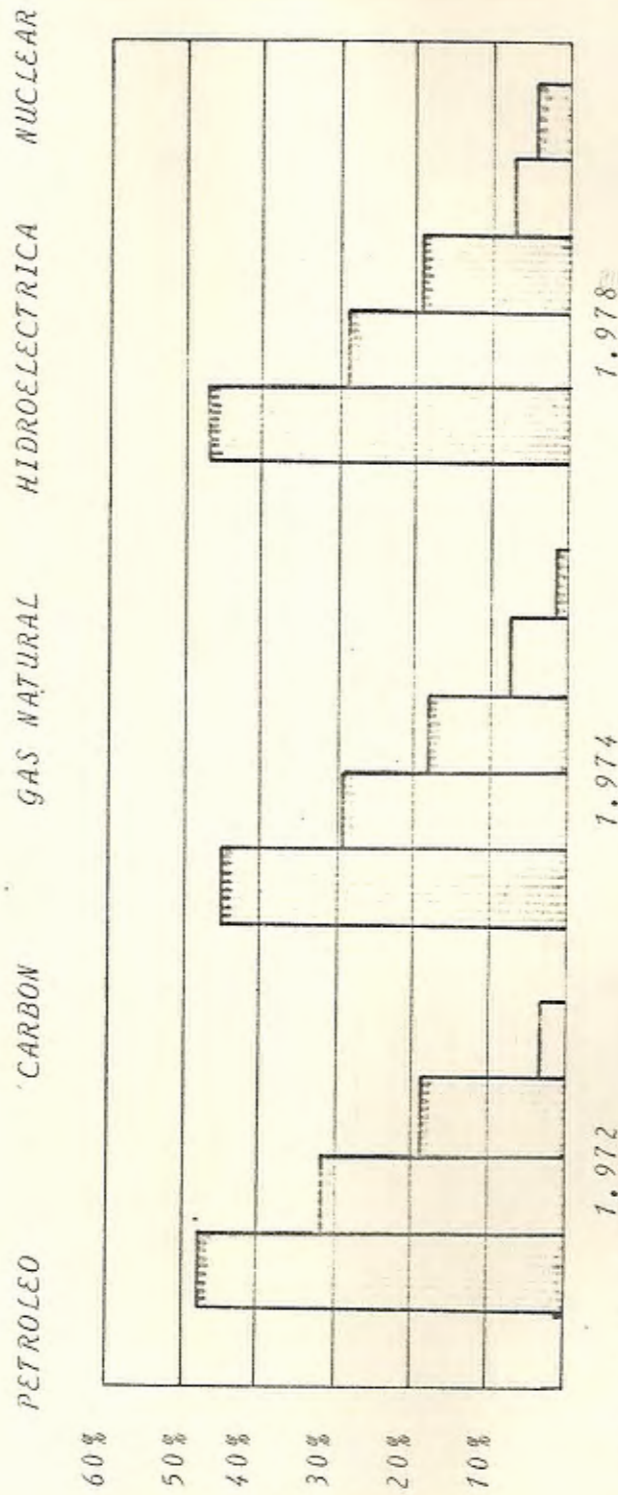
EFICIENCIA GLOBAL DEL SISTEMA VS. TIPOS DE COLECTORES

T A B L A S

TABLA I-4.1

## CONSUMO DE ENERGIA PRIMARIA

(EQUIVALENTE EN MILLONES DE TONELADAS DE PETROLEO)



REF: FACTS &amp; FIGURES

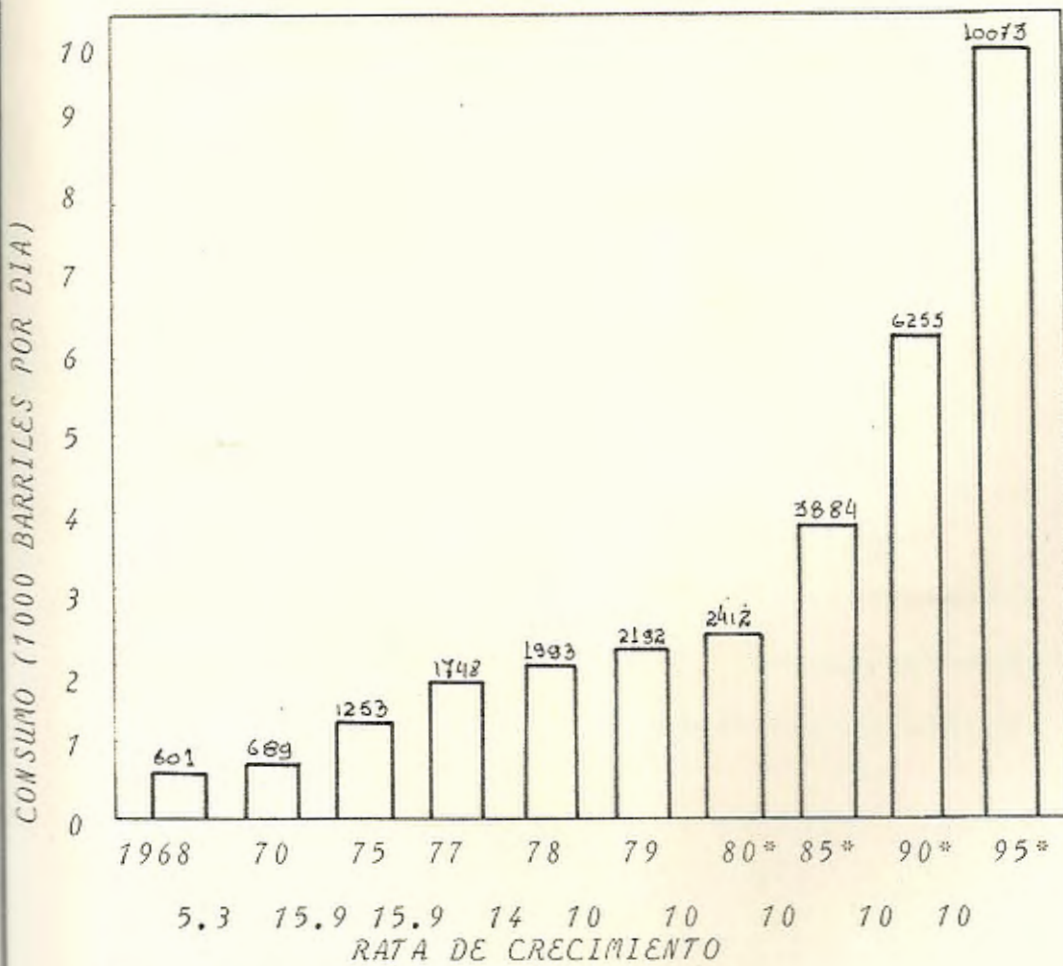
Un analisis comparativo de la O.P.E.P. JUNIO-1980



TABLA I-1.2

CONSUMO DE PRODUCTOS REFINADOS DE PETROLEO PRODUCIDOS POR  
LOS PAISES MIEMBROS DE LA O.P.E.P.

REF: ANALISIS COMPARATIVO DE LA OPEP, JUNIO DE 1.980



\* proyecciones

TABLA III-1.7

## DOTACION DE AGUA SEGUN NUMERO DE HABITANTES

<i>TIPO DE CONSTRUCCION</i>	<i>CONSUMO DE AGUA</i>
<i>Habitación tipo popular</i>	<i>150 litros/persona-día</i>
<i>Habitación de interes social</i>	<i>200 ltrs/prna-día</i>
<i>Residencias y departamentos</i>	<i>250-500 ltrs/prna-día</i>
<i>Oficinas</i>	<i>70 ltrs/prna-día</i>
<i>Hoteles</i>	<i>500 ltrs/huesped-día</i>
<i>Cines</i>	<i>2 ltrs/espectador- función</i>
<i>Fábricas (sin consumo indus- trial, pero sumando los obre- ros de los tres turnos)</i>	<i>100 ltrs/obrero</i>
<i>Baños publicos</i>	<i>500 ltrs/bañista-día</i>
<i>Escuelas</i>	<i>100 ltrs/alumno-día</i>
<i>Restaurantes</i>	<i>15-30 ltrs/comensal</i>

REF: III jornadas de Ing. Civil; Primera etapa.

TABLA III-1.2

## DOTACION DE AGUA SEGUN AREAS U OTROS

TIPO DE CONSTRUCCION	CONSUMO DE AGUA
Oficinas	1 litro / pie <sup>2</sup> de area rentable
Lavanderias	18 ltrs / lb de ropa seca
Hospitales	500-1000 ltrs/cama-día
Riego de Jardines	0,5 ltrs/pie <sup>2</sup> de superficie sembrada de cespèd.
Riego de patios	0.2 ltrs/pie <sup>2</sup>

## REFERENCIA:

III JORNADAS DE ING. CIVIL: PRIMERA ETAPA

TABLA III-3.1

## REFRIGERANTES DE MAYOR USO

NUMERO DEL DENOMINACION QUIMICA. FORMULA QUIMICA.  
REFRIGERANTE.

11	Mono fluor triclorometano	$C F Cl_3$
12	Difluor diclorometano	$C F_2 Cl_2$
13	Trifluor monoclorometano	$C F_3 Cl$
14	Tetrafluor carbono	$C F_4$
21	Mono fluor diclorometano	$CH Cl_2 F$
22	Difluor monoclorometano	$CH Cl F_2$
23	Trifluorometano	$CH F_3$
31	Mono fluor monoclorometano	$CH_2 Cl F$
111	Pentacloro fluoretano	$C Cl_3 C Cl_2 F$
112	Tetracloro difluoretano	$C Cl_2 F C Cl_2 F$
113	Trifluor tricloroetano	$C F Cl_2 C F_2 Cl$
114	Tetrafluor dicloroetano	$C F_2 Cl C F_2 Cl$

REF: HANDBOOK OF FUNDAMENTALS (ASHRAE).

TABLA III-5.1

VALORES DE R CORRESPONDIENTES A K

K	<u>.002</u>	<u>.004</u>	<u>.005</u>	<u>.006</u>	<u>.008</u>
.25	.223	.224	.225	.226	.228
.26	.230	.232	.233	.234	.235
.27	.238	.240	.240	.241	.243
.28	.246	.247	.248	.249	.250
.29	.253	.255	.255	.256	.258
.30	.261	.262	.263	.264	.265
.40	.331	.332	.333	.334	.335
.50	.395	.396	.397	.397	.398
.60	.452	.453	.454	.454	.455
.70	.504	.505	.506	.506	.507
.80	.552	.552	.553	.553	.554
.90	.594	.595	.595	.596	.597
1.0	.639	.647	.650	.654	.660
1.5	.781	.786	.788	.790	.794
2.0	.867	.870	.871	.873	.875

REF: ECOLAIRE CONDENSER.



TABLA III-5.2

VALOR DE (a)

Diámetro Exterior	CALIBRE DE PARED DE LOS TUBOS				
	12	14	16	18	20
5/8"	0.2154	0.1694	0.1457	0.1285	0.1159
3/4"	0.1513	0.1256	0.1114	0.1008	0.0910
7/8"	0.1140	0.0979	0.0887	0.0815	0.0760
1"	0.0920	0.0809	0.0743	0.0691	0.0650
1 <sup>1</sup> / <sub>8</sub> "	0.0758	0.0678	0.0630	0.0591	0.0560
1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> "	0.0650	0.0589	0.0552	0.0522	0.0497

REF: ECOLAIRE CONDENSER.

TABLA III-5.3

FACTOR DE CORRECCION DE  
MATERIAL DEL TUBO (Q)

MATERIAL DEL TUBO	CALIBRE DE PARED DEL TUBO				
	12	14	16	18	20
Aluminio	0.87	0.92	0.96	1.00	1.02
Muntz metal	0.84	0.90	0.94	0.97	1.00
70-30 CU-Ni	0.64	0.71	0.77	0.82	0.87
Acero : sin Costura					
TIPO 410/430	0.59	0.65	0.70	0.76	0.82
TIPO 304/316	0.49	0.56	0.63	0.69	0.75
TIPO 329	0.54	0.60	0.65	0.69	0.74

REFORMA:

ECOLAIRE CONDENSER.

TABLA III-5.4

FACTOR DE CORRECCION DE LA TEMPERATURA DE  
ENTRADA DEL AGUA (ℓ).

Temperatura de entrada del agua °ℓ	ℓ	Temperatura de entrada del agua °ℓ	ℓ
30	0.550	78	1.037
35	0.615	79	1.041
40	0.683	80	1.045
45	0.747	81	1.045
50	0.810	82	1.051
55	0.865	83	1.054
60	0.915	84	1.057
65	0.960	85	1.060
70	1.000	90	1.075
75	1.025	95	1.088

REFERENCIA:

ECOLAIRE CONDENSER.

TABLA III-6.2

## VELOCIDAD RECOMENDABLE DEL AGUA

SERVICIO O APLICACION	VELOCIDAD (pies)
Descarga de la bomba	8 - 12
Aspiracion de la bomba	4 - 7
Línea de tubería o desague	4 - 7
Colector o tubería principal	4 - 15
Pontante o tubo ascendente	3 - 10
Servicio general	5 - 10
Suministro de agua de ciudad	3 - 7
Condensados	5 - 10

REF.: HANDBOOK DE CARRIER.

TABLA III-6.3

## EMPAQUES, SERVICIOS Y APLICACIONES

SERVICIO	ESTILO	APLICACIONES
-Agua fría o caliente de baja o mediana presión; para Vapor o Soluciones Acuosas.	117-1	Una empaquetadura excelente para presiones bajas en vástagos de válvulas y servicios a bajas temperaturas y medianas presiones.
-Agua caliente o vapor hasta $650^{\circ}\text{C}_2$ ( $1,200^{\circ}\text{F}$ ) y $285 \text{ Kg/cm}^2$ (4000 PSI)	127	Ideal para vástagos de válvulas a altas presiones, refineries de petróleo o planchas eléctricas a otras temperaturas.
-Agua fría o caliente, alcohol, a baja o mediana presión; Vapor o Soluciones Acuosas a baja o mediana presión	234	Aplicaciones generales - en ejes centrífugos, rotatorias o recíprocos.
-Vapor, Aire, Agua, Amoniaco, Gases y Aceites hasta $290^{\circ}\text{C}$ ( $550^{\circ}\text{F}$ )	631	En ejes o émbolos de bombas, centrífugas o recíprocas. Juntas de expansión deslizables, vástagos de válvulas, etc.

REF: MANUAL DE EMPAQUETADURAS GARLOCK.

TABLA III-6.4

PERDIDAS POR FRICCIÓN EN TUBERIAS DE HIERRO GALVANIZADO. CEDULA 40

Caudal GPM	2" Diametro		4" Diametro		6" Diametro	
	V pies/sg	hf pies/100pies	V pies/sg	hf pies/100pies	V pies/sg	hf pies/100pies
30	2.87	1.82				
50	4.78	4.67				
100	9.56	1.42				
160	15.3	43.0	4.03	1.49		
200	19.1	66.3	5.04	2.27	2.22	0.30
280	26.8	128	7.06	4.3	3.11	0.56
360			9.07	6.92	4.00	0.90
400			10.1	8.47	4.44	1.09
450			11.3	10.5	5.00	1.37
500			12.6	13.0	5.55	1.66
600			15.1	18.6	6.66	2.34
700			17.6	25.0	7.77	3.13
1000			25.2	50.2	11.1	6.17

REF. GOULDS PUMP MANUAL

TABLA IV-2.1

## VELOCIDADES EN LA TURBINA

$$V_b = \text{Velocidad de los alabes} = 363.7 \text{ pies/Sg.}$$

$$V_1 = \text{Velocidad inicial del fluido} = 774 \text{ pies/Sg.}$$

$$V_2 = \text{Velocidad final del fluido} = 421 \text{ pies/Sg.}$$

$$V_{1x} = 727.3 \text{ pies/Sg.}$$

$$V_{2x} = 18.3 \text{ pies/Sg.}$$

$$V_{n1} = 443.9 \text{ pies/Sg.}$$

$$V_{n2} = 421.7 \text{ pies/Sg.}$$



$$\alpha = \text{Angulo de la tobera} = 20^\circ.$$

$$\beta = \text{Angulo de entrada del alabe} = 35^\circ.$$

$$\phi = \text{Coeficiente de velocidad por rozamiento} = 0.95$$

REF: FOLLETO DE ANALISIS DE PLANTA, ING. RAUL LASCANO.

TABLA IV-5.1

CARACTERISTICAS DEL REFRIGERANTE  
11 Y DEL AGUA EN EL CONDENSADOR.

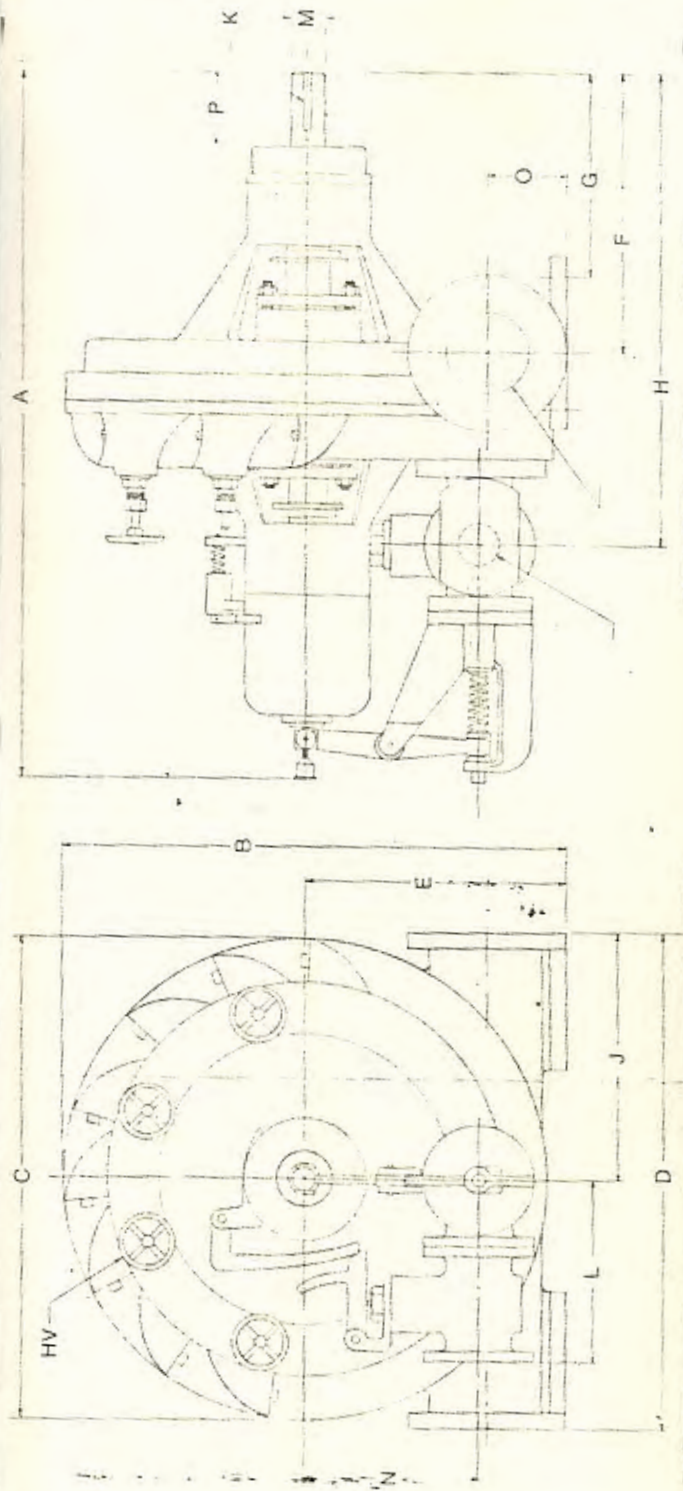
## REFRIGERANTE 11.

- Masa  $G = 6382 \text{ lb/Hr}$
- Temperatura de entrada al condensador  $t = 110^\circ \text{ F}$
- Temperatura de salida del condensador  $t = 92^\circ \text{ F}$
- Calor latente de condensación  $h_{fg} = 75.947 \text{ BTU/lb}$
- Calor específico a presión constante tomado entre  $110^\circ \text{ F}$  y  $92^\circ \text{ F}$   $C_p = 0.145 \text{ BTU/lb}^\circ \text{ F}$
- Carga de calor  $Q = 501523 \text{ BTU/Hr}$

## A G U A

- Masa  $G_a = 140 \text{ GPM}$
- Temperatura de entrada al condensador  $t = 80^\circ \text{ F}$
- Temperatura de salida del condensador  $t = 87^\circ \text{ F}$
- Calor específico a presión constante  $C_p = 1 \text{ BTU/lb}^\circ \text{ F}$





TURBINA

TAMANO.	A	B	C	K	NV
9 A	27	12 1/8	12	1/4 x 1/8	1
12 A	29	16	15	1/4 x 1/8	1-2

TABLA V-2.2. B

DIMENSIONES DE LAS TURBINAS. TIPO A  
 REF. CATALOGOS DE CARLING TURBINE BLOWER COMPANY.

TABLA V-2.3 A

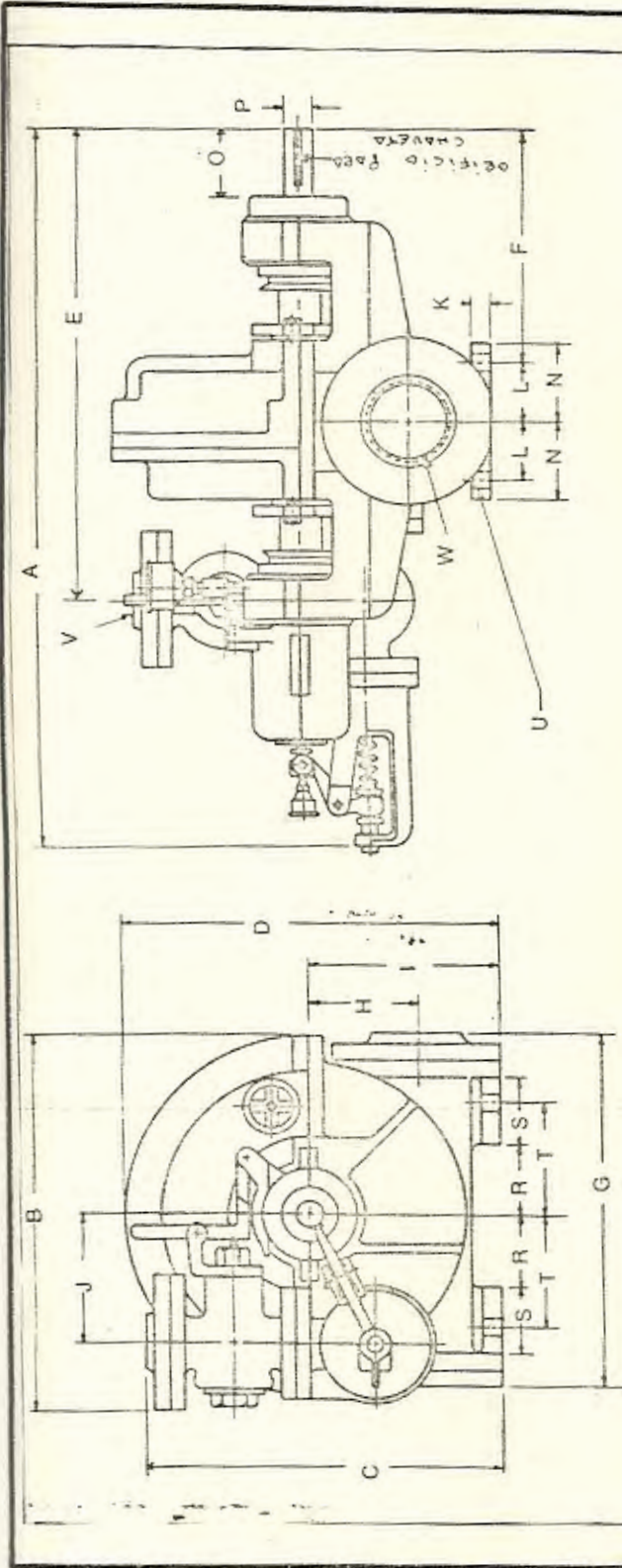
ESPECIFICACIONES TECNICAS DE LAS TURBINAS TIPO C

T I P O S	12 C	16 C	20 C
Max. presión de entrada (psi)	700	700	700
Max. temperatura de entrada ( $^{\circ}$ F)	850 $^{\circ}$	850 $^{\circ}$	850 $^{\circ}$
Max. presión de salida (psi)	Vac. 75	Vac. 75	Vac. 75
HP aproximado Total	45	75	300
Rango de Velocidades RPM	(1-5)10 <sup>3</sup>	(1-5)10 <sup>3</sup>	(1-4.5)10 <sup>3</sup>
Max. diametro de entrada (pul g.)	1 <sup>7</sup> / <sub>12</sub>	2	3
Diametro de salida (pulgadas)	3	4	5
Diametro del eje	1 <sup>7</sup> / <sub>14</sub>	1 <sup>5</sup> / <sub>18</sub>	1 <sup>5</sup> / <sub>18</sub>

\* Diseñada para vapor, aire o gas presurizado.

REF: CARLING TURBINE BLOWER COMPANY

BOLETIN 21-C. BIBLIOTECA DE ZAHR INGENIEROS.



TAMANO TURBINA	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	N	O	P	R	S	T	U	V	ORIFICIO CHAVETA
12C	32	16 1/2	16	16 3/4	21	10 3/4	16	5 1/4	8 1/2	5 1/2	4 1/2	2 3/4	3 1/4	3	1 25/32	3	3 1/4	5	1 1/2	3	1/2 x 3/8
16C	30	21 1/2	19 1/4	21 1/2	25 7/16	13 1/2	20 1/2	5 1/2	10 1/2	7 1/4	1	3 1/2	4 1/2	3	1 5/16	4 1/2	4 1/2	7	1 1/2	4	1/2 x 3/8
20C	42	28 1/2	21 1/4	26 1/4	28 1/2	13 1/2	25	7 1/4	13	8 1/2	1	4 1/2	6	4	1 5/16	6	4 1/2	8 1/2	1	2-2 x 5/8	5/8 x 1/2
24C	47	30 3/4	27	31 3/8	34	15 1/4	29 1/2	8 1/4	16	10 1/2	1 1/4	5 1/2	7	5	2 25/32	7 1/2	5 1/2	10	1	3-4	5/8 x 1/2

TABLA V-2.3.B

DIMENSIONES DE LAS TURBINAS, TIPO B  
 REF. CATALOGOS DE CARLING TURBINA BLOWER COMPANY.

TABLA V-2.4

ESPECIFICACIONES DE LOS MATERIALES EMPLEADOS EN LA  
CONSTRUCCION DE LAS TURBINAS

	CLASE 1	CLASE 2
Max. presión de vapor	250 'psig	250 - 450 'psig
Max. Temperatura (Total)	500° F	550° F
Revestimiento de la tobera	Acero	Fundición
Eje	Acero de alto carbono	
Rotor	Bronce	Bronce
Toberas	Latón	Latón
Asas	Cobre-Níquel, Acero	
Válvulas manuales	Bronce	Bronce o acero
Cojinetes	Bolas	Bolas
Agua de enfriamiento	NO	NO

REF: CARLING TURBINE BLOWER COMPANY.

TABLA V-3.2

## CARACTERISTICAS DEL REFRIGERANTE

## 11 EN EL SISTEMA A DISEÑAR

Temperatura de entrada a los colectores solares de la primera etapa =  $92^{\circ} F$ .

Temperatura de salida de los colectores de la primera etapa: Vapor saturado =  $190^{\circ} F$ .

Temperatura de salida de los colectores de la segunda etapa. Vapor recalentado =  $215^{\circ} F$ .

Presión en los colectores =  $90 \text{ lb/pulg}^2$ .

Caida adiabática disponible en la turbina =  $13 \text{ BTU/lb}$

Temperatura de salida de la turbina =  $110^{\circ} F$ .

Presión de salida de la turbina =  $20 \text{ lb/pulg}^2$ .

Temperatura de condensación =  $92^{\circ} F$ .

Calor específico a presión constante de líquido =  $0.215 \text{ BTU/l}^{\circ} F$ .

Calor específico a presión constante del vapor =  $0.165 \text{ BTU/l}^{\circ} F$ .

Calor latente de vaporización a  $90 \text{ lb/pulg}^2$  =  $66 \text{ BTU/lb}$ .

TABLA V-4.1A

ESPECIFICACIONES TECNICAS DEL COLECTOR "AMERICAN SOLAR  
KING" / 5G - 15

TIPO DE COLECTOR: Placa plana. fluido en circulaci3n

DIMENSIONES EXTERIORES: 35.5" x 92" x 3.25"

AREA DE OPERACION: 21.03 pies<sup>2</sup>

PESO SECO: 125 lb

PLACA DE CUBIERTA:

MATERIAL: Vidrio templado (menos de 0,01% de contenido de hierro)

TRANSMISIVIDAD: 90,1%

COEFICIENTE DE EXPANSION LINEAL:  $89.9 \times 10^{-7}$  (0-300°C)

CARGA DE VIENTO: 90 lb/pies<sup>2</sup>

PESO: 1,6 lb/pies<sup>2</sup>

ESPELOR: 0.125 ± 0.01 cmta

RESISTENCIA AL IMPACTO: bola de acero de 1/2 lb desde 10 pies de altura)

PLACA ABSORVENTE:

MATERIAL: 99,9 % Cobre

RECUBRIMIENTO SELECTIVO: Cromo negro o niquel

ABSORTIVIDAD: 96 %

EMISIVIDAD: 0,10

MAXIMA TEMPERATURA DE TRABAJO: 350° F

MAXIMA PRESION DE FLUIDO: 125 lb/pulg<sup>2</sup>

RAZON DE FLUJO: 3,78 Kg/min

CONTINUA.....

CONTINUACION DE LA TABLA V-4.1A

CUERPO DEL COLECTOR:

MATERIAL: *Aluminio*

ESPESOR: *0.070"*

CUBRIMIENTO INTERIOR Y EXTERIOR: *Bronce anodizado*

ARMADURA DEL COLECTOR:

MATERIAL: *Aluminio*

ESPESOR: *0.0159"*

CUBRIMIENTO EXTERIOR: *Pintura negra.*

NOTA: *Los datos arriba indicados son valores nominales.*

REFERENCIA: *AMERICAN SOLAR KING CORPORATION.*

## TABLA V-4.1.B

ESPECIFICACIONES TECNICAS DEL COLECTOR "AMERICAN SOLAR  
KING" SS/10

TIPO DE COLECTOR: Placa plana, fluido en circulación

DIMENSIONES EXTERIORES: 36" x 78" x 3.25"

AREA DE OPERACION: 18.4 pies<sup>2</sup>

PESO SECO: 90 lb

PLACA DE CUBIERTA:

MATERIAL: Vidrio templado (menor de 0.01% de contenido  
de hierro)

TRANSMISIVIDAD: 90.1 %

COEFICIENTE DE EXPANSION LINEAL:  $89.9 \times 10^{-7}$  (0-300°C)CARGA DE VIENTO: 90 lb/pies<sup>2</sup>PESO: 1.6 lb/pie<sup>2</sup>

ESPESOR: 0.125 ± 0.01 cmtr

RESISTENCIA AL IMPACTO: bola de acero de 1/2 lb desde  
10 pies de altura

PLACA ABSORVENTE:

MATERIAL: 99.9% cobre

RECUBRIMIENTO SELECTIVO: cromo negro o niquel

ABSORTIVIDAD: 96%

EMISIVIDAD: 0.10

MAXIMA TEMPERATURA DE TRABAJO: 350° F

MAXIMA RESION DE FLUIDO: 150 lb/pulg<sup>2</sup>

RAZON DEL FLUJO: 8 GPM

CONTINUA:.....





CONTINUACION:.....

CUERPO DEL COLECTOR:

MATERIAL: *Aluminio*

ESPEJOR: 0.070

CUBRIMIENTO INTERIOR Y EXTERIOR: *Bronce anodizado*

ARMADURA DEL COLECTOR:

MATERIAL: *Aluminio*

ESPEJOR: 0.0159"

CUBRIMIENTO EXTERIOR: *Pintura negra*

NOTA: LOS DATOS ARRIBA INDICADOS SON VALORES NOMINALES.

REF: AMERICAN SOLAR KING CORPORATION.

TABLA V-5.1

CARACTERISTICAS DEL CONDENSADOR

CARGA DE VAPOR	6382 $\text{lb/hr}$
CARGA DE CALOR	501523 BTU/HR
PRESION ABSOLUTA	20 $\text{LB/pulg.}^2$
TEMPERATURA DE VAPOR	110° F
TEMPERATURA DE AGUA	80° F
D I T	30° F
NUMERO DE PASOS	2
LONGITUD EFECTIVA DE LOS TUBOS	4.53 $\text{ft}$
DIAMETRO DE TUBOS	3/4" - CALIBRE 16
MATERIAL DEL TUBO	ACERO SIN COSTURA
a :	0.1114
FACTORES DE CORRECCION:	
DE AGUA	1.045
DE LIMPIEZA	0.95
DE MATERIAL Y CALIBRE	0.70
VELOCIDAD	7 $\text{pies/Sg}$
K	0.265
R	0.233
E T F	° F
G <sub>a</sub>	140 GPM
NUMERO DE TUBOS	43
AREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR	37.8 $\text{pies}^2$

## B I B L I O G R A F I A

1. AMERICAN SOLAR KING CORPORATION. *Catálogo*
2. ASHRAE. *Handbook of fundamentals*
3. ASHRAE. *Propiedades Termodinámicas de los Refrigerantes*
4. BALLADARES. *Tesis de Grado*
5. CARLING TURBINE BLOWER COMPANY. *Boletín 20-C-3,\**
6. CARRIER. *Manual \**
7. ECOLAIRE. *Condenser \**
8. GARLOCK. *Catálogo de empaques, Boletín D-1 \**
9. GOULDS. *Pump Manual \**
10. ING. CIVIL. *III Jornadas. Primera Etapa*
11. LASCANO PAUL. *Análisis de plantas*
12. OPEP. *Facts & Figures. Analisis comparativo. Junio 1951*
13. OCV. CONTROL VALVES. *Operating Manual. Tulsa, Oklahoma, 1982*
14. PEERLES. *Catálogo de bombas. \**
15. SZOKOLAY S.V. *Energía Solar y edificación. Barcelona -- 1979*
16. VIVIER LUCIEN. *Turbina de Vapor y de gas*

\* Biblioteca de ZAHR INGENIEROS CONSULTORES.