



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

Departamento de
Ingeniería Mecánica

DISEÑO DE UN COLECTOR DE ENERGIA SOLAR
DE PLACA PLANA, APLICADO A UN SISTEMA
DE REFRIGERACION POR ABSORCION

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título
de Ingeniero Mecánico

Presentada por:

Francisco Santelli Paredes

Guayaquil - Ecuador

1977

"DISEÑO DE UN COLECTOR DE ENERGIA SOLAR DE
PLACA PLANA, APLICADO A UN SISTEMA DE REFRIGERACION
POR ABSORCION"

DIRECTOR DE TESIS

A U T O R

ING. MARCO A. PAZMIÑO B.

FRANCISCO SANTELLI P.

DECLARACION EXPRESA:

DECLARO QUE: Hechos, ideas y doctrinas expuestos en esta Tesis son de exclusiva responsabilidad de su autor y que el patrimonio intelectual de la misma corresponde a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL.

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

AGRADECIMIENTO

A mis padres

A la Escuela Superior Politécnica

*A los profesores del Departamento
de Ingeniería Mecánica.*

*Al Ing. Marco A. Pazmiño, Di-
rector de Tesis, por su a-
certada dirección y colabo-
ración para la culminación
de este trabajo.*

DEDICATORIA

A mis padres:

PASQUALINO SANTELLI G.

MARIA PAREDES DE SANTELLI

*Por su ayuda y estímulo en mis
estudios.*

CONTENIDO

	Pág.
CAPITULO I	
Introducción	1
CAPITULO II	
Finalidad del Proyecto	6
CAPITULO III	
Descripción del Sistema	8
CAPITULO IV	
Ingeniería del Proyecto	13
a) Conceptos generales	13
a.1. Angulos básicos Tierra - Sol	14
a.2. Angulos solares derivados	15
a.3. Intensidad de la radiación solar en el límite exterior de la atmósfera.	18
a.4. Debilitamiento de la radiación solar - directa por la atmósfera terrestre.	19
a.5. Radiación celeste difusa	20
a.6. Radiación térmica	20
a.6.1. Leyes para la emisión de la radiación de un cuerpo negro.	22
a.7. Propiedades de una superficie ante la Radiación Solar.	22
a.7.1. Materiales diatérmicos	23
a.8. Medición de la Radiación Solar	24
a.9. Tipos de superficies selectivas para colectores solares.	25
b) Parámetros meteorológicos	
b.1. Determinación de los valores Medios de Intensidad de Radiación en Portoviejo, para cada mes en las horas hábiles para el funcionamiento del colector de energía solar.	28
Cuadro de Promedios de Intensidad de Radiación Solar por años para la ciudad de Portoviejo, Provincia de Manabí.	30

b.2. Determinación de los valores Medios de Temperatura ambiente y velocidad del viento en Portoviejo para cada mes a las horas hábiles para el funcionamiento del Colector de Energía Solar.	33
Cuadro de los valores medios de la temperatura ambiente para Portoviejo, Provincia de Manabí.	35
Cuadro de los valores medios de la velocidad del viento para Portoviejo, Provincia de Manabí.	36
c) Determinación de la carga de refrigeración.	40
Cálculo de carga	41
Cálculo del ciclo de refrigeración por Absorción.	46
d) Determinación de la capacidad del colector.	51
CAPITULO V	
Ingeniería del Diseño	
a) Cálculo, Diseño y Optimización del colector de energía Solar.	
Diseño del colector: teoría	53
Fórmulas para superficies negras selectivas.	94
Cálculo del colector de Energía Solar.	96
Optimización del colector de Energía Solar.	105
Intensidad de Radiación total que recibe el colector en los diferentes intervalos considerados.	117

	Pág.
Optimización del número de células solares.	121
Determinación del número óptimo de tubos.	125
Optimización del flujo	129
Peso del colector por célula	131
Cálculo del espesor del tubo que <u>so</u> porta las 6 células solares.	132
b) Selección del sistema de tuberías del colector.	135
c) Cálculo y Diseño del Generador - <u>In</u> tercambiador de calor en el ciclo de refrigeración	150
Cálculo de la Longitud y número de tubos del generador.	161
Diseño del generador	178
Cálculo del espesor de la pared del generador del sistema de refrigeración por absorción	181
Determinación del número de pernos - que sirven para fijar la tapa móvil del generador.	191
Calentador eléctrico	198
Determinación del consumo real del generador optimizado.	205
d) Selección de la bomba de alimentación de agua del colector.	210
CAPITULO VI	
Conclusiones y Recomendaciones	223
CAPITULO VII	
Gráficos	227
Programas	228
Planos	260
Simbología	266
Bibliografía	272

CAPITULO I

INTRODUCCION

Este proyecto tiene como finalidad satisfacer la necesidad que tiene nuestro País de buscar nuevas fuentes de energía, búsqueda en la que muchos países ya se encuentran empeñados. Por muchos años el mundo ha utilizado como principal fuente de energía los combustibles fósiles, pero estos combustibles se agotan además de que para producir energía deben - combustionarse, lo cual produce contaminación ambiental en los ríos, mares, vegetación, etc. que es uno de los grandes peligros que amenazan a la humanidad.

Hay cuatro fuentes de energía prácticamente inagotables: la radiación solar, la energía geotérmica, la energía eólica y la energía de las mareas.

La radiación solar captada por la tierra equivale a 173 millones de kilovatios para una nubosidad media del 52%.

El 32%, más o menos, de esa energía vuelve nuevamente al espacio por reflexión, el 9% se pierde hacia el espacio exterior por dispersión en la atmósfera, un 15% es absorbido por la atmósfera, un 27% alcanza la superficie terrestre como radiación directa y un 16% llega como radiación difusa. Un 23% se consume en el ciclo hidrológico: evaporación, convección y precipitaciones de agua. Alrededor del 0.2% es responsable de los diversos movimientos atmosféricos y oceánicos - así como también de las olas del mar. Una fracción más pequeña: 0.02% es captada por la clorofila de las plantas verdes y mediante la fotosíntesis pasa a ser la fuente esencial de

energía para el crecimiento de toda la materia viva.

En cuanto a la energía de las mareas, suponiendo que pueda ser explotada de manera continua, nos proporcionaría alrededor del 1% del consumo mundial de energía. Referente al aprovechamiento de la energía geotérmica que consiste en extraer el calor de los volcanes o del agua caliente que contienen las arenas de las cuencas sedimentarias profundas, su explotación no se ha desarrollado convenientemente todavía.

La aportación total de energía en la superficie de la tierra se debe casi totalmente a la radiación solar; la aportación del sol a la energía de nuestro planeta es 5000 veces mayor que las demás fuentes de energía juntas.

La energía eólica o de los vientos tiene su origen en el sol y no se ha podido aún recurrir a ella en gran escala o en un plano mundial.

En los últimos años, los partidarios de la energía solar han reconocido que su aplicación no será lo suficientemente importante hasta que su costo de captación sea competitivo con el costo de los combustibles tradicionales.

El problema de la búsqueda de nuevas fuentes de energía se agrava debido a que el crecimiento del consumo mundial no crece en forma lineal sino exponencialmente. La gran ventaja

de la energía solar es que no constituye un agente contaminante. No es solamente la contaminación del aire y el agua la que debe preocuparnos sino también la contaminación térmica provocada por la enorme refrigeración que exigen las centrales de energía nuclear y por la combustión de los combustibles fósiles. La energía solar que llega a la tierra es un elemento del balance calórico, independiente de que sea o no sea aprovechada por el hombre. En realidad se trata de la única fuente de energía que no engendra contaminación térmica.

La cantidad de energía que la tierra recibe constantemente del sol es enorme, unas 167000 veces mayor que la que consumimos actualmente. Un metro cuadrado de tierra sometido directamente a los efectos de la iluminación solar recibe en energía el equivalente de un caballo de vapor.

La energía radiante del sol se puede convertir fácilmente en calor; basta con disponer de una superficie que pueda absorber la energía solar. Si se pone en contacto con la superficie caliente un fluido como el aire o el agua, se podrá transferir a éste la energía utilizándola después para fines prácticos.

Los dos métodos utilizados son los colectores planos y los de concentración. En estos últimos se emplean para concentrar la energía solar colectores parabólicos, cuya eficiencia es satisfactoria pero que han de seguir el movimiento

to del sol por lo que resultan caros y muy complejos. Los colectores planos son más sencillos y baratos, pero no alcanzan grandes temperaturas y su eficiencia es menor; este tipo de colector por no concentrar ópticamente la radiación solar aprovecha tanto la radiación directa como la difusa, lo cual representa una gran ventaja ya que esta última alcanza valores elevados en muchas regiones.

Si tenemos una fuente casi inagotable de energía como es el Sol, ¿Por qué no aprovecharla?. Para aprovecharla es que se están diseñando, construyendo y optimizando los llamados colectores de energía solar los mismos que capturan la energía proveniente del sol en forma de radiación solar para utilizarla en diversos campos, entre los cuales tenemos la refrigeración, la calefacción, secado de granos, etc.

Aplicaremos esta energía para la obtención de refrigeración por absorción; en el colector calentaremos agua que utilizaremos luego en la evaporación del amoníaco del sistema - El volumen de agua a alta temperatura que podamos lograr dependerá principalmente de la cantidad de radiación total que incida sobre el colector y del área del mismo.

El agua a alta temperatura que sale del colector es llevada por medio de tuberías a un intercambiador de calor de tipo indirecto en donde se produce la transferencia de calor al fluído de trabajo del ciclo de refrigeración, luego, el agua que ya ha entregado la energía que adquirió en el colector - sale del intercambiador (generador para el ciclo de refri

geración) siendo introducida por medio de una bomba al colector solar repitiéndose el ciclo, el mismo que, como se puede apreciar es de tipo cerrado. La bomba no sirve para introducir solamente el agua al colector sino que también la ayuda a circular a lo largo de todo el ciclo.

La ventaja intrínseca de la refrigeración solar consiste en que las necesidades máximas coinciden más o menos con el momento en el cual se dispone de una cantidad máxima de energía para que funcione el sistema, esto es, cuando la radiación solar es más intensa.

Los datos sobre radiación solar fueron obtenidos directamente a partir de las cartas provenientes del actinógrafo instalado en la zona de Portoviejo, Prov. de Manabí.

CAPITULO II

FACTIBILIDAD DEL PROYECTO

Debido a que tenemos disponible energía solar de alta intensidad incidiendo directamente por encontrarnos en la zona ecuatorial, nos resultará factible su aprovechamiento.

El aprovechamiento de la energía solar ha tomado auge recién en los últimos años, países como los Estados Unidos, Rusia entre otros son los que más incentivación y apoyo han dado a la investigación, desarrollo y empleo de la radiación solar como fuente de energía.

Por tratarse la energía solar de un tipo considerada "limpia", su utilización constituirá un gran avance en la preservación del equilibrio ecológico del mundo.

La incipiente aplicación de esta energía en nuestro país constituye un grave atraso que a corto plazo de no tomarse medidas como son: la creación de centros de investigación, especializaciones en esta rama de la técnica y ayuda del gobierno para sufragar los gastos que demandan su aprovechamiento, nos traerá como consecuencia serios problemas de subsistencia.

Es conocido por todos que las reservas de combustible fósil son limitadas y que cada vez es más complicado explotarlas, luego una solución constituye el aprovechamiento de energía solar que comparada con las otras fuentes de energía existentes y aplicables en gran escala es prácticamente inagotable.

La aplicación de energía solar queda supeditada a las necesidades que hubieren, su empleo para la producción de aire

reñigado : constituye una magnífica y muy eficiente aplicación debido a que en las horas como las del medio día en las que más se requiere el efecto reñigero son aquellas en las que mayor es la intensidad de radiación solar.

Desafortunadamente existen en el Ecuador poca estaciones meteorológicas que cuenten con los instrumentos necesarios para medir la radiación solar.

Para los cálculos que requiere un diseño de cualquier sistema de aprovechamiento de energía solar es necesario tomar como base datos estadísticos de varios años para promediarlos y establecer en forma aproximada la cantidad de energía solar que incide en la zona de interés. Es por esta razón que por ahora debemos conformarnos con analizar la aplicación de esta energía sólo para determinadas zonas en las cuales existen datos que en todo caso no son suficientes para lograr una exacta apreciación de los parámetros de radiación solar inherentes al diseño de un colector de energía solar.

CAPITULO III

DESCRIPCION DEL SISTEMA

El sistema básicamente consta de tres partes: El Colector de energía solar propiamente dicho; el equipo de Refrigeración por absorción con fluido de trabajo $H_2O - NH_3$ y un pequeño colector auxiliar eléctrico colocado en la línea de salida del colector solar.

El Colector Solar consta de varias células o unidades idénticas de colección cuyo número se determinará más adelante, cada una de las cuales tiene unas dimensiones de 6 x 3 pies más soportes y cajas que contienen las placas absorbentes. Las placas absorbentes son de acero galvanizado que es un material de buena conductividad térmica; los tubos cuyo número - también se determinarán posteriormente tienen un diámetro interior de 0.62 pulgadas por los cuales fluye agua desmineralizada para preveer incrustaciones, estos tubos también son de acero galvanizado y van soldados a la placa con soldadura de estaño.

El colector tiene dos coberturas transparentes a la radiación solar, la más externa de vidrio y la otra de "TEDLAR" plástico, las mismas que se constituyen en trampas de energía solar ya que permiten pasar la radiación de onda corta sin dejar pasar la radiación de onda larga (térmica) que emite la placa del colector al calentarse. La separación entre estas - dos placas es de una pulgada existiendo entre ellas aire que como es conocido constituye un buen aislante térmico.

La placa así como los tubos que la cruzan longitudinalmente se encuentran recubiertos electrolíticamente por un compuesto

selectivo de radiación solar que hace las veces de filtro de radiación facilitando la entrada de la radiación de onda corta lo que aumenta la absortividad de la placa y se constituye también en una trampa de radiación térmica ya que baja la emisividad de la placa para este tipo de radiación.

En cuanto al aislamiento tenemos dos pulgadas de aislante de fibra de vidrio colocado en el fondo de la caja para disminuir en lo posible las pérdidas de calor hacia abajo, tenemos también a los costados, a lo largo de la caja, media pulgada de aislante recubierto con papel de aluminio para que refleje hacia la placa la radiación incidente.

Todo este aislamiento logra que las pérdidas de calor hacia los costados y hacia abajo sumadas no excedan el 10 por ciento de las pérdidas de calor hacia arriba; por lo tanto, para encontrar el coeficiente global de pérdidas de calor lo que tendremos que hacer será aumentar en un 10 por ciento el coeficiente de pérdidas de calor hacia arriba, aunque esta aproximación no es completamente exacta la podemos considerar como cierta basándonos en las pruebas y experimentaciones realizadas en varias partes del mundo constituyendo esto una valiosa aportación para la simplificación de los cálculos ya que las pérdidas de calor principalmente hacia los costados son muy complicadas de calcular por la geometría del sistema.

Todo este grupo de constituyentes se encuentra contenido en una caja de hierro galvanizado de 1/20" de espesor y se ha diseñado de modo que la construcción requiera solamente de una plancha de 4 x 8 pies lo cual minimiza los costos, sosteniendo las dos coberturas transparentes y apoyados en la caja a la cual van empernados se encuentran perfiles de alu-

mínio que sostienen entre sus ranuras al vidrio y al plástico; para fijarlos en estas ranuras se utiliza caucho que sirve también para evitar la filtración de humedad.

El colector solar con sus células de colección que lo forma se encuentra apoyado en una estructura simple de ángulos de hierro y tiene un sistema de control del ángulo de inclinación.

Para transportar el agua que se calienta en el colector solar, se utilizan mangueras flexibles y tubería rígida aislada adecuadamente, el empleo de mangueras flexibles se debe a la necesidad que tenemos de variar el ángulo de inclinación - del colector cada mes del año para mejorar su eficiencia.

A la salida del colector solar y antes de entrar el agua caliente el generador del equipo de refrigeración por absorción se encuentra un calentador eléctrico controlado por un estabilizador térmico de alta sensibilidad que controla la temperatura de salida del agua por medio de termistores, a la vez que controla también el consumo de energía eléctrica necesaria para que el agua al entrar al generador se encuentre en los 170 grados F. aproximadamente. El calentador eléctrico tiene dispuestas resistencias en toda su área de modo que el recalentamiento del agua ocurra lo más rápido posible.

Con el agua desmineralizada elevada a una tempratura de aproximadamente 170° F y a una presión de 17 psia, lo cual nos garantiza que tendremos siempre en los tubos del generador y línea en general del sistema agua como líquido compri-

mido o subenfriado, vamos al generador del sistema de refrigeración por absorción en donde calienta una solución de agua amoníaco originando vapores de alta concentración de amoníaco que ingresa en una columna de rectificación y fondos de baja concentración de amoníaco que se constituyen en la solución líquida débil del sistema; esta solución líquida débil ingresa a un intercambiador de calor donde precalienta la solución fuerte que va a ingresar a la columna, luego pasa por una válvula de estrangulamiento para llegar finalmente al absorbedor del ciclo que se encuentra en el lado de baja presión del sistema. La solución débil se encuentra capacitada por las propiedades absorbentes que tiene el agua para el amoníaco de absorber el amoníaco que viene vaporizado del evaporador.

Es en el Evaporador en donde se produce el efecto refrigerante del sistema para ello se introduce amoníaco en estado líquido a baja presión y baja temperatura en un serpentín a través del cual circula aire que cede su calor saliendo luego refrigerado para ser utilizado ya sea para refrigeración o acondicionamiento de aire como será nuestra aplicación posterior.

Luego que es absorbido el amoníaco por la solución débil proveniente de los fondos del generador, ingresa ahora la solución fuerte que sale del absorbedor a una bomba en donde elevamos la presión de modo que alcanzamos la presión del lado del alta presión del sistema, esta solución ingresa luego al intercambiador precalentador del cual ya hablamos para entrar finalmente a la columna de rectificación que como su nom

bre lo indica logra que el vapor que sale por su extremo superior sea muy concentrado (casi amoníaco puro), este vapor de amoníaco prácticamente puro va a un condensador que puede tener como medio refrigerante agua corriente, se condensa el vapor y una porción de condensado ingresa a la columna como reflujo para mantenerse siempre los platos con líquido, la otra parte del líquido de amoníaco pasa a otro intercambiador de calor en donde se enfría aún más para finalmente entrar en una válvula de expansión en donde le bajamos la presión y temperatura lo que facilitará su evaporación en los serpentínes del evaporador mejorando su efecto refrigerante.

El amoníaco ya vaporizado abandona el evaporador con una temperatura inferior a la del amoníaco líquido que sale del condensador luego en el intercambiador de calor que mencionamos recoge un poco más de calor elevando su temperatura mientras enfría la solución fuerte de amoníaco líquido que deja el condensador.

Posteriormente este vapor pasa al absorbedor para repetirse el proceso ya analizado.

CAPITULO IV

INGENIERIA DEL PROYECTO

a) CONCEPTOS GENERALES

El Sol fabulosa fuente de energía de nuestro Sistema Solar, obtiene esa energía de una reacción nuclear por medio de la cual se convierten cuatro núcleos de hidrógeno en uno de Helio (El Sol está constituido de 81.23% de hidrógeno y 18.7% de Helio, el resto 0.07% por otros elementos) la masa de cuatro átomos de hidrógeno es ligeramente mayor que la del Helio producido. Esta diferencia de masa aparecería como energía radiante según la fórmula de Einstein $E = M.C^2$ es decir, en el Sol estaría continuamente teniendo lugar la misma reacción que se verifica en la Bomba H.

La única diferencia entre la radiación Gama que resulta de las reacciones nucleares que tienen lugar en el sol y la radiación solar que llega a la tierra es su frecuencia. Afortunadamente para nosotros, la propia fotosfera del sol actúa como un transformador de frecuencia impidiendo que llegue - hasta nosotros radiación gama, que es muy nociva para los - organismos vivos. La radiación solar llega a la atmósfera en forma de ondas electromagnéticas, cuyas longitudes de ondas van desde $\lambda = 0.25\mu$ (correspondiente a la radiación ultravioleta invisible) hasta $\lambda = 20\mu$. (Que corresponde a la radiación infraroja también invisible). Pero el 99% de la energía llega en el rango comprendido entre $\lambda = 0.25\mu$. y $\lambda = 3.0\mu$. correspondiendo el máximo de energía a $\lambda = 0.48\mu$.

Para llegar a la tierra la radiación debe atravesar una capa de aire, vapor de agua, ozono, CO_2 y polvo que envuelve

a la tierra.

Conoceremos ahora algunos conceptos y principios que se aplicarán en el desarrollo de esta Tesis los cuales nos servirán para lograr una mejor comprensión de este estudio.

a.1. ANGULOS BASICOS TIERRA.- SOL

La posición de un punto P sobre la superficie de la tierra se conoce en cualquier instante con respecto a los rayos solares si se conocen la latitud, L, el ángulo horario h y la declinación del sol d. Estos ángulos fundamentales se ilustran en la figura 4.1 el punto representa un lugar en el Hemisferio Norte.

La latitud L es la distancia angular del Punto P. (Norte o Sur) al Ecuador. Es el ángulo entre la línea \overline{OP} y la proyección \overline{OP} sobre el plano ecuatorial. El punto O representa el centro de la tierra. La Latitud Norte se la considera positiva, y la latitud Sur negativa. El ángulo horario h. es el ángulo medido sobre el plano Ecuatorial de la tierra entre la proyección de \overline{OP} y la proyección de la línea que une el centro del Sol con el centro de la Tierra, en el medio día Sol el ángulo horario es cero. El ángulo horario expresa el tiempo del día con respecto al medio día solar. Una hora de tiempo está representada por $360/24 = 15$ grados de ángulo horario.

La declinación del Sol d. es la distancia angular de los rayos del sol (Norte o Sur) al Ecuador. Es el ángulo entre la línea trazada desde el centro del Sol al centro de la Tierra y la proyección de esta línea sobre el plano ecuatorial

de la tierra. En la época del solsticio de invierno los rayos del sol estarán 23.5 grados al Sur del Ecuador ($d = -23.5^\circ$) en la época del Solsticio de verano, los rayos del Sol están 23.5 grados al norte del Ecuador terrestre ($d = 23.5^\circ$). En los equinoccios, la declinación del Sol será Cero.

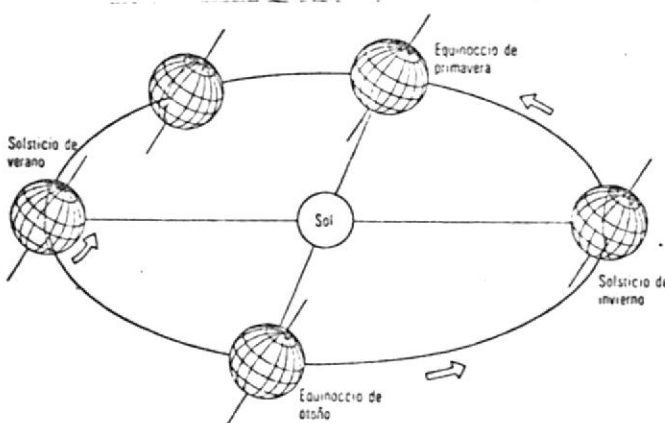


Fig. 4.1 La revolución de la tierra alrededor del sol.

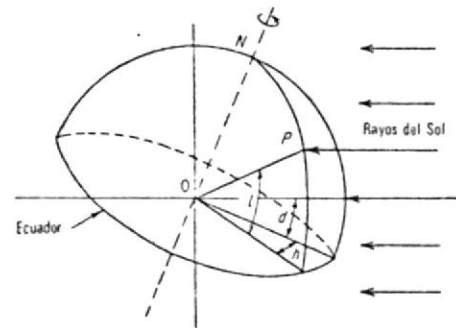


Fig. 4.2 Latitud, ángulo horario y declinación del sol.

La Figura 4.3 ilustra aproximadamente la variación de la declinación del sol a lo largo del año.

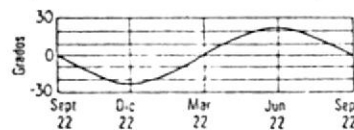


Fig. 4.3 Variación de la declinación del sol.

a.2. ANGULOS SOLARES DERIVADOS

Son los siguientes: El ángulo del Cenit ψ , el ángulo de altitud β , y el ángulo de Azimut α . Para una superficie de una orientación particular se puede definir el ángulo de incidencia θ y el ángulo de Azimut Sol Pared α . Todos estos ángulos pueden expresarse en función de los tres ángulos básicos.

Para un observador sobre la tierra, el sol parece mover-

se a través del cielo siguiendo la trayectoria de un arco circular de Horizonte a horizonte. La Fig. 4.4 ilustra esquemáticamente una trayectoria solar aparente y define los ángulos del Cenit, Altitud, y Azimut. El punto P. representa la posición del observador, el punto O el centro de la tierra e In es el vector que representa los rayos solares.

El ángulo del Cenit ψ es el ángulo entre los rayos solares y una línea perpendicular al plano horizontal en P. (extensión de \overline{OP}) el ángulo de altitud β , es el ángulo en un plano vertical entre los rayos solares y la proyección de los rayos solares sobre el plano horizontal. El ángulo de Azimut γ es el ángulo en el plano horizontal medido entre el Norte y la proyección horizontal de los rayos del Sol.

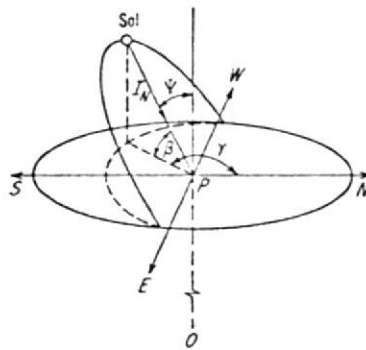


Fig. 4.4 Definición del cenit solar y de los ángulos de altitud y azimut.

Los ángulos solares derivados se los obtienen a partir de las siguientes fórmulas:

$$\cos \psi = \cos L \cos h \cos d + \sin L \sin d \quad (4.1)$$

$$\sin \beta = \cos L \cos h \cos d + \sin L \sin d \quad (4.2)$$

$$\cos \gamma = \sec \beta (\cos L \sin d + \cos d \sin L \cos h) \quad (4.3)$$

Para medio día solar:

$$h = 0$$

$$\gamma = \pi \quad \text{Si } L > d \quad \text{y} \quad \gamma = 0 \quad \text{Si } L < d \quad \text{y} \quad \gamma = \text{indefinida} \quad \text{Si } L = d$$

$$\beta \text{ medio día} = \frac{\pi}{2} - |(L - d)| \quad (4.4)$$

En cálculos que impliquen superficies no horizontales, es conveniente expresar la posición del sol relativa a la superficie en función del ángulo de incidencia θ . Para Superficies Verticales el uso del Azimut Sol Pared α puede ser también útil. La fig. 4.5 muestra una superficie inclinada un ángulo ϕ , respecto de la posición vertical. El ángulo de incidencia del Sol θ es el ángulo entre los rayos del Sol y la normal a la superficie inclinada. El Azimut Sol-Pared α es el ángulo medido en un plano horizontal entre la normal a la superficie vertical y la proyección horizontal de los rayos del Sol.

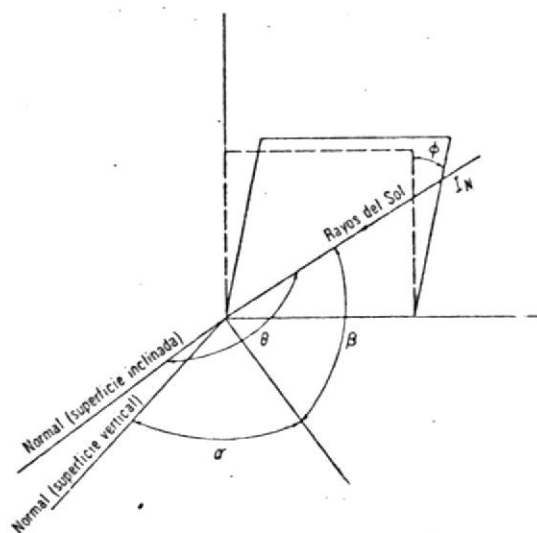


Fig.4.5 Relación de los rayos solares con una superficie inclinada.

$$\cos \theta = \cos \beta \cos \alpha \cos \phi + \text{Sen } \beta \text{ Sen } \phi \quad (4.5)$$

Si la superficie es vertical ($\phi = 0$) . .

$$\cos \theta = \cos \beta \cos \alpha \quad (4.6)$$

Si la superficie es horizontal ($\phi = \frac{\pi}{2}$) . .

$$\cos \theta = \text{Sen } \beta = \cos \psi \quad (4.7)$$

a.3. INTENSIDAD DE LA RADIACION SOLAR EN EL LIMITE EXTERIOR DE LA ATMOSFERA.

Se conoce como constante Solar la intensidad con que la energía del Sol llega al exterior de la atmósfera terrestre. Ha sido determinada por Johnson y tiene un valor de 444.7 - $(\text{BTU}/\text{hr} \times \text{Ft}^2)$ con un error probable de $\pm 2\%$ ó en otras unidades. 2.0 ± 0.04 (Langleys/minuto).

Se define "LANGLEY" = 1 (Ly) = 1 (Cal/cm^2). La distribución espectral de la radiación solar en el límite exterior de la atmósfera se la puede precisar en la fig. 4.6. La radiación ultravioleta incluye el intervalo de longitudes de onda de 0.2 a 0.4 Micrones aproximadamente. La radiación visible está contenida entre 0.4 y 7 Micrones; la Radiación Infrarroja ocurre a mayores longitudes de onda. La máxima intensidad está en el intervalo visible; el área bajo la curva completa es la constante solar.

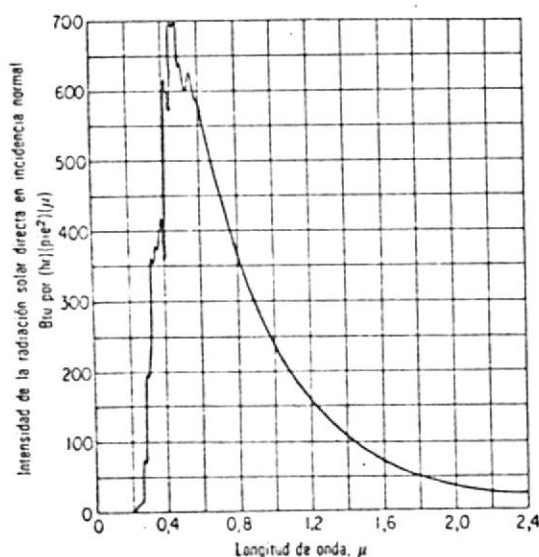


Fig. 4.6 Distribución espectral de la radiación solar incidente sobre una superficie normal a los rayos del sol en el límite exterior de la atmósfera (corregido a la distancia solar media).

La intensidad de la radiación solar In Normal a los rayos del Sol en el límite exterior de la atmósfera varía con

la distancia tierra Sol. La Fig. 4.7, calculada de datos de las "Tablas Físicas Smithsonianas", muestra el factor por el cual se debe multiplicar la constante solar para obtener $I_{n,0}$.

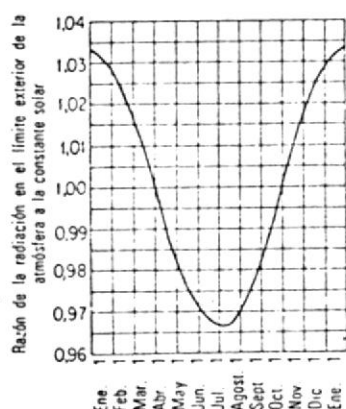


Fig. 4.7 Razón de la intensidad de la radiación solar en el límite exterior de la atmósfera a la constante solar.

a.4. DEBILITAMIENTO DE LA RADIACION SOLAR DIRECTA POR LA ATMOSFERA TERRESTRE.

La radiación solar al pasar a través de la atmósfera terrestre es interceptada por constituyentes como moléculas de aire, moléculas de agua, y partículas de polvo originándose una dispersión de la radiación en prácticamente todas las direcciones, parte de la radiación puede ser absorbida por el ozono que se encuentra en la parte superior de la atmósfera o por el vapor de agua más cercano a la superficie de la tierra.

Una superficie sobre la tierra recibe energía solar en dos formas: Radiación directa y radiación difusa.

Se define como masa de aire a la razón de la longitud de la trayectoria de los rayos del Sol a través de la atmósfera a la longitud cuando el Sol está en el Cenit excepto para ángulos de altitud solar muy pequeños. La masa de aire es igual a la cosecante del ángulo de altitud.

a.5. RADIACION CELESTE DIFUSA

Debido a la dispersión de la radiación solar directa por los constituyentes atmosféricos; en la superficie de la tierra incide radiación solar de naturaleza difusa proveniente de la bóveda celeste, esta radiación es de longitud de onda más bien corta ya que ésta se dispersa más en la atmósfera. Aunque la radiación solar difusa en días claros es generalmente pequeña comparada con la radiación directa, no puede ser ignorada en cálculos de ingeniería. Durante los días extremadamente nublados, sólo radiación difusa llega a tierra.

Una creencia común es que el cielo es un radiador uniforme de radiación difusa, las mediciones realizadas muestran lo contrario. La teoría de la radiación difusa o celeste es complicada y varía de un 10% del total que llega a una superficie horizontal en un día despejado hasta 50% en los días de nubosidad parcial y 100% en los días completamente cubiertos.

a.6. RADIACION TERMICA

La radiación térmica es la transferencia de calor de un cuerpo a otro de menor temperatura por medio de ondas electromagnéticas que atraviezan un medio separador. La mayor parte de la radiación térmica se representa en la zona infrarroja. En la radiación solar, un gran porcentaje de la energía transferida va en el espectro visible de las longitudes de onda.

La radiación térmica atravieza el vacío a la velocidad

de la luz, atravesada por medios homogéneos en línea recta, genera calor cuando choca con un cuerpo que lo absorbe y se refleja o refracta tal como lo hace la luz.

La fig. 4.8 muestra los cambios que pueden ocurrir cuando un rayo de radiación térmica choca con una superficie. Parte de la radiación incidente I puede ser reflejada (I_r) parte puede ser absorbida (I_a) y parte puede ser transmitida (I_t).

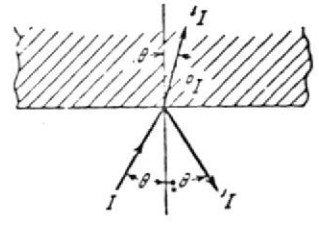


Fig. 4.8 Reflexión, absorción y transmisión de la radiación térmica incidente.

Se define la reflectividad $\rho = I_r/I$; la absorptividad $\alpha = I_a/I$; y la transmisividad por $\tau = I_t/I$, es decir son $I_a/I + I_r/I + I_t/I = 1$ sea:

$$\rho + \alpha + \tau = 1 \quad (4.8)$$

Ecuación útil para materiales dieléctricos: Para materia-les opacos

$$\rho + \alpha = 1 \quad (4.9)$$

Un concepto importante en radiación térmica es el de "Cuerpo Negro" un cuerpo negro absorbe toda la radiación incidente ($\alpha = 1$).

La potencia emisiva E de la unidad de superficie es la cantidad de energía irradiada por la superficie en la unidad de tiempo. La Emisividad de una superficie se define por:

$$\epsilon = \frac{E}{E_b} \quad (4.10)$$

Donde E_b es potencia emisiva de un cuerpo negro a la misma temperatura.

LEY DE KIRCHOFF: Establece que en equilibrio térmico, la emisividad de una superficie es igual a la absorvividad de la superficie. Esta Ley es válida para los problemas ordinarios de radiación térmica donde las radiaciones reflejadas e incidentes tienen longitud de ondas similares.

a.6.1. Leyes para la emisión de radiación de un Cuerpo negro

Ley de STEFAN - BOLTZMANN: establece para un cuerpo negro que:

$$E_b = \sigma T^4 \quad (4.11)$$

Donde E_b es la potencia emisiva, $\text{BTU/hr} \times \text{Ft}^2$, T es la temperatura absoluta. $^{\circ}\text{R}$ y $\sigma = (0.1713) \times (10^{-8}) \text{ BTU/hr} \times \text{Ft}^2 \times ^{\circ}\text{R}^4$

La Ley de PLANCK establece que para un cuerpo negro

$$E_{b\lambda} = \frac{C_1 \lambda^{-5}}{e^{C_2/\lambda T} - 1} \quad (4.12)$$

Donde $E_{b\lambda}$ es la potencia emisiva monocromática de un cuerpo negro, $\text{BTU/hr} \times \text{Ft}^2 \times \mu$; $C_1 = (1.19) (10^8) \text{ BTU} \mu^4/\text{hr} \times \text{pi} e^2$; $C_2 = 25900 \mu \text{ }^{\circ}\text{R}$; $\lambda =$ Longitud de onda en micrones (μ) y $T =$ Temperatura absoluta $^{\circ}\text{R}$. La Ley del desplazamiento de WIEN, establece que el producto de la longitud de onda para la cual la potencia emisiva monocromática es máxima y la temperatura absoluta es una constante.

$$\lambda_{\max} T = C_3 \quad (4.13)$$

Donde: $C_3 = 5216 \mu \text{ }^{\circ}\text{R}$

a.7. PROPIEDADES DE UNA SUPERFICIE ANTE LA RADIACION SOLAR. Hay

que considerar que para una superficie irradiada por el Sol, la emisividad no es igual a la Absortividad α , aunque la Ley de KIRCHOFF ($\epsilon = \alpha$) es cierta para intercambio de radiación de onda larga (baja temperatura), no lo es cuando una superficie está iluminada por el Sol. Para radiación de baja temperatura el color de la superficie no es importante, si es en cambio muy importante para la radiación solar; la absortividad de superficies metálicas es generalmente mucho más alta para radiación solar que para radiación a baja temperatura.

La radiación especular puede ocurrir en superficies como agua, vidrio y metales pulidos. La reflexión difusa ocurre en superficies irregulares o rugosas; con la excepción del vidrio, la mayoría de las superficies de edificios pueden considerarse como reflectores difusos.

a.7.1. Materiales diatérmicos

Un material diatérmico es aquel capaz de transmitir la radiación térmica. El porcentaje de óxido ferroso es de particular importancia, puesto que el hierro es la causa de la mayoría de la absorción en el vidrio. El vidrio termo-absorbente puede contener 0.5% o más de Fe_2O_3 . Para casi todos los tipos de vidrios de ventanas, el índice de refracción puede tomarse como 1.526. En general la mayoría de los tipos de vidrios de ventanas son opacos para radiación con longitud de onda superior a los 5 micrones.

Los valores de τ , ρ y α son débilmente influenciados por

a. 8. MEDICION DE LA RADIACION SOLAR

el ángulo de incidencia para ángulos menores de 50 grados.

El objetivo es medir las magnitudes de radiación instantánea directa, difusa y total incidentes sobre superficies que pueden estar a cualquier ángulo de la horizontal. Una manera de medir la radiación solar es exponiendo una superficie a la radiación para que se caliente por células fotovoltaicas que convierten la radiación directamente en energía eléctrica.

En nuestro país se usan los llamados actinógrafos que tienen una placa metálica sobre la que incide la radiación solar, esta placa al calentarse sufre una dilatación, la dilatación o contracción de la placa acciona un brazo que tiene un grabador de tinta en su extremo y que se encuentra apoyado en un papel que gira lentamente a medida que pasan las horas; queda así construido un gráfico de Intensidad de radiación versus horas del día. La forma de la curva es de una sinusóide teniendo los valores máximos en las horas del mediodía



El Instituto Smithsonian es desde 1955 el centro de investigación americano de radiometría solar; el primer instrumento-

to preciso para la medición de la radiación total del sol, fué un piroheliómetro de compensación eléctrico inventado en 1899 por K.J. ANGSTROM; el piroheliómetro de Angstrom emplea dos delgadas fajas negreadas de manganina, conectadas eléctricamente de modo que cualquiera de las dos podría ser calentada por una corriente cuidadosamente medida mientras que la diferencia de temperatura entre las fajas son detectadas por una termocupla conectada a un galvanómetro.

Para medir la radiación solar, una de las bandas está expuesta al sol mientras que la otra está a la sombra y es calentada eléctricamente hasta que no exista diferencia de temperatura entre las dos bandas. El instrumento de Angstrom - tiene una exactitud de + 1%.

Existen otros medios de medición de la radiación solar - como el piroheliómetro del disco de Plata de Abbot, el piroheliómetro de flujo de agua, el piroheliómetro termoeléctrico, el piranómetro de Kimball y Hobbs entre otros, la explicación de su funcionamiento escapa a los fines de esta tesis.

a.9. TIPOS DE SUPERFICIES SELECTIVAS PARA COLECTORES SOLARES

Como el 98% de la radiación solar llega a la tierra en el rango de longitud de onda comprendida entre 0.35 y 2 micrones se trata de encontrar superficies tales que sus características de absorción, reflexión o transmisión entre longitudes de ondas sobre 2 micrones en el rango térmico y longitudes de onda bajo 2 micrones en el rango solar puedan atrapar la energía solar, colectarla por absorción y prevenir o minimizar las pérdid^as por radiación térmica, tales superficies se las conoce como "selectivas".

El material selectivo clásico es el vidrio claro que es sustancialmente transparente en todo el rango del espectro solar y opaco para longitudes de onda arriba de los 2.5 micrones. Una cobertura de vidrio sobre un receptor negro a menudo se llama trampa de luz solar, este vidrio deja de ser una trampa muy efectiva de luz solar si sobre su superficie sopla un viento muy fuerte.

La mayoría de los estudios se han encausado en el sentido de lograr superficies receptoras selectivas que tengan una alta absorptividad en el rango de longitudes de onda solar y baja emisión en el rango térmico.

En general los metales tienen baja emisividad, pero si la superficie está oxidada o no está bien pulida, la emisividad puede elevarse considerablemente. Los no metales tienen emisividad alta, generalmente en el rango de 0.85 - 0.95.

Todas las superficies naturales son selectivas ya que la emisividad monocromática no es constante con la longitud de onda. Se define como superficies grises a todas aquellas en las cuales la emisividad es la misma para cualquier longitud de onda, dependiendo solamente de la temperatura; Ejemplo: El aluminio pulido.

Una superficie selectiva negra puede logrársela por dos procedimientos:

1. Tomando un metal pulido con baja emisividad como base, y cubrirlo con una muy delgada capa superficial ópticamente oscura la cual es sustancialmente transparente por

encima de los 2-3 micrones. De la Ley de KIRCHHOFF, una alta transparencia o transmisividad significa baja emisividad de modo que la baja emisividad de la base está escasamente afectada por la capa superpuesta.

2. Tomando como base cualquier metal aparentemente de color obscuro y cubriéndolo con una capa de metal como el oro finamente dividido de tal manera que el tamaño de las partículas permita que para la luz visible la superficie metálica se comporte como un cuerpo negro pero que para longitudes de onda larga el metal alcance una gran reflexión.

El problema se presenta cuando se trata de elevar la absortividad debido a que la emisividad generalmente se eleva rápidamente. Una absortividad de 0.8 puede lograrse a menudo sin afectar a la emisividad o afectándola muy poco.

Un punto interesante es que si una superficie selectiva es empleada con dos coberturas transparentes (para permitir operaciones a altas temperaturas) la cobertura más cercana a la superficie selectiva debe ser transparente a la radiación térmica ya que la conductancia térmica a través de la capa de aire más externa es enteramente por convección.

b) PARAMETROS METEREOLÓGICOS

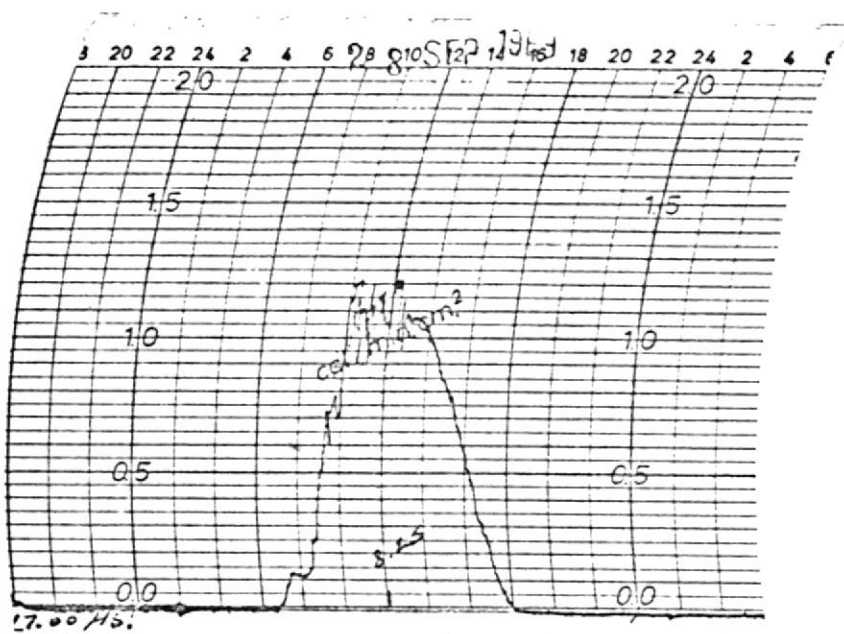
b.1. DETERMINACION DE LOS VALORES MEDIOS DE INTENSIDAD DE RADIACION EN PORTOVIEJO PARA CADA MES EN LAS HORAS HABLES PARA EL FUNCIONAMIENTO DEL COLECTOR DE ENERGIA SOLAR.

Para ello utilizamos las hojas de registro semanales de intensidad de energía solar que entrega el actinógrafo (instrumento que capta y registra la intensidad de radiación solar diaria). En estas hojas una de cuyas copias se adjunta aparecen registrados los diversos valores de intensidad de radiación solar para las horas del día.

Tomando los valores promedios para los intervalos de horas que nos interesen, es decir, las intensidades promedio entre las 9-10 a.m.; 10-11 a.m.; 11-12m.; 12-1p.m.; 1-2 p.m.; y 2-3 p.m.; de cada día de cada mes, sumando luego los valores medios correspondientes a cada uno de los intervalos antes mencionados de todos los días del mes y luego dividiendo estos totales para el número de días que tenga el mes que se consideren obtenemos los valores medios mensuales de la intensidad de radiación solar en los intervalos anotados; determinamos así la intensidad de radiación solar promedio para cada mes y para cada intervalo en el año que consideremos; si repetimos este proceso para cinco años (se han considerado para los cálculos los años 1969-1970 1972-1973-y 1974) y todos los promedios obtenidos por idéntico procedimiento a su vez son promediados, obtendremos entonces los valores de intensidad de radiación solar promedio para cada mes de 5 años en los intervalos que nos interesa.

Para nuestro diseño asumiremos que estos valores promedios de intensidad de radiación solar así logrados serán aproximada

mente los mismos que tendremos para cualquier año, para cualquier mes y en cualquier intervalo de hora, siendo por lo tanto útiles para diseñar el colector de energía solar que nos proponemos. Esta asunción es hecha basándonos en el análisis de los anuarios meteorológicos, los cuales no arrojan mayor variación en diferentes años. Hacemos esto solamente para fines de diseño ya que no es posible predecir con exactitud las horas de nubosidad y de heliofanía en el día; cuando se construye el prototipo, al hacerse las comprobaciones de todos los parámetros que se midan, deberá introducirse en el programa este cálculo teórico del colector los valores medidos en el intervalo que se considera.



CUADRO DE PROMEDIOS DE INTENSIDAD DE RADIACION SOLAR POR ANOS PARA LA CIUDAD DE PORTOVIEJO PROVINCIA DE MANABI

I (calorias/min x cm ²)	Hora	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Novbre.	Dcbre.
ANO 1.969	9-10	.71	.71	.62	.68	.69	.57	.51	.52	.61	.68	.56	.53
	10-11	.87	.84	.78	.79	.76	.65	.68	.70	.78	.71	.65	.60
	11-12	.92	.85	.78	.82	.76	.63	.70	.80	.90	.73	.67	.66
	12-1	.90	.78	.68	.72	.77	.59	.67	.80	.87	.70	.64	.59
	1-2	.77	.62	.58	.56	.62	.52	.58	.74	.84	.69	.58	.52
	2-3	.66	.55	.51	.52	.46	.47	.47	.64	.75	.62	.57	.48
ANO 1.970	9-10	.55	.57	.69	.60	.60	.51	.47	.58	.68	.70	.62	.56
	10-11	.71	.73	.82	.76	.70	.56	.62	.68	.80	.82	.70	.63
	11-12	.76	.72	.85	.79	.71	.60	.73	.87	.87	.84	.70	.70
	12-1	.68	.73	.81	.79	.71	.53	.75	.79	.95	.85	.74	.74
	1-2	.54	.54	.65	.67	.53	.48	.69	.72	.83	.80	.64	.71
	2-3	.52	.52	.56	.53	.44	.41	.67	.70	.79	.71	.59	.56
ANO 1.972	9-10	.56	.66	.73	.74	.67	.65	.57	.69	.57	.62	.65	.58
	10-11	.70	.69	.91	.87	.76	.60	.69	.71	.66	.65	.69	.71
	11-12	.72	.77	.98	.95	.75	.75	.66	.66	.69	.72	.74	.58
	12-1	.65	.74	.87	.90	.75	.65	.63	.66	.72	.79	.71	.69
	1-2	.64	.62	.67	.73	.72	.66	.57	.61	.70	.79	.63	.58
	2-3	.53	.53	.65	.71	.62	.50	.52	.57	.61	.61	.56	.51

CUADRO DE PROMEDIOS DE INTENSIDAD DE RADIACION SOLAR POR AÑOS PARA LA CIUDAD DE PORTOVIJEJO PROVINCIA DE MANABI

I (calorías/min x cm ²)	Hora	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Novbre.	Debre.
AÑO 1.973	9-10	.61	.56	.71	.57	.49	.53	.57	.49	.50	.48	.45	
	10-11	.70	.78	.86	.73	.61	.67	.66	.66	.65	.63	.56	
	11-12	.74	.91	.88	.83	.65	.83	.71	.70	.69	.68	.63	
	12-1	.69	.88	.88	.74	.59	.65	.78	.69	.71	.75	.63	
	1-2	.57	.77	.77	.64	.56	.69	.77	.61	.63	.72	.63	
	2-3	.55	.63	.65	.58	.46	.55	.71	.58	.55	.67	.52	
AÑO 1.974	9-10	.51	.53	.72	.65	.38	.37	.55	.45	.51	.54	.52	
	10-11	.73	.69	.80	.82	.51	.55	.77	.62	.71	.72	.69	
	11-12	.77	.75	.88	.83	.57	.63	.89	.77	.77	.77	.70	
	12-1	.73	.78	.88	.81	.62	.67	.95	.81	.91	.81	.65	
	1-2	.66	.71	.62	.77	.58	.64	1.0	.74	.87	.70	.58	
	2-3	.59	.62	.63	.67	.55	.55	.95	.68	.78	.64	.50	
PROMEDIO ANUAL	9-10	.59	.62	.69	.64	.52	.49	.58	.56	.60	.53	.53	
	10-11	.75	.74	.82	.76	.59	.64	.71	.70	.71	.69	.64	
	11-12	.79	.77	.87	.78	.64	.71	.79	.79	.75	.71	.65	
	12-1	.73	.76	.84	.76	.60	.68	.80	.81	.80	.73	.66	
	1-2	.64	.60	.67	.66	.56	.64	.77	.75	.74	.66	.61	
	2-3	.57	.56	.61	.56	.48	.55	.72	.68	.66	.61	.52	

CUADRO DE PROMEDIOS DE INTENSIDAD DE RADIACION SOLAR PARA LA CIUDAD DE PORTOVIEJO, PROV. DE MANABI

I_1 (BTU/hr x pie²)

HORA	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Sept.	Octubre	Novbre.	Dcbre.
9-10	130.6	137.3	148.3	152.8	141.7	115.1	108.5	128.4	124.0	132.8	117.3	117.3
10-11	166.1	163.8	186.0	181.5	168.3	130.6	141.7	157.2	155.0	157.2	152.8	141.7
11-12	174.9	170.5	197.0	192.6	172.7	141.7	157.2	174.9	174.9	166.1	157.2	143.9
12-1	161.6	168.3	186.0	186.0	168.3	132.8	150.6	177.1	179.3	177.1	161.6	146.1
1-2	141.7	132.8	155.0	148.3	146.1	124.0	141.7	170.5	166.1	163.8	146.1	135.1
2-3	126.2	124.0	139.5	135.1	124.0	106.3	121.8	159.4	150.6	146.1	135.1	115.1

CUADRO DE PROMEDIOS DE INTENSIDAD DE RADIACION SOLAR PARA LA CIUDAD DE PORTOVIEJO, PROV. DE MANABI INCREMENTADA 30%

$(I_1) (1.3)$ (BTU/hr x pie²)

HORA	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Sept.	Octubre	Novbre.	Dcbre.
9-10	169.78	178.49	192.79	198.64	184.21	149.63	141.05	166.92	161.20	172.64	152.49	152.49
10-11	215.93	212.94	241.80	235.95	218.79	169.78	184.21	204.36	201.50	204.36	198.64	184.21
11-12	227.37	221.65	256.10	250.38	224.51	184.21	204.36	227.37	227.37	215.93	204.36	187.07
12-1	210.08	218.79	241.80	241.80	218.79	172.64	195.78	230.23	233.09	230.23	210.08	189.93
1-2	184.21	172.64	201.50	192.79	189.93	161.20	184.21	221.65	215.93	212.94	189.93	175.63
2-3	164.06	161.2	181.35	175.63	161.20	138.19	158.34	207.22	195.78	189.93	175.63	149.63

6.2. DETERMINACION DE LOS VALORES MEDIOS DE TEMPERATURA AMBIENTE Y VELOCIDAD DEL VIENTO EN PORTOVIEJO PARA CADA MES A LAS HORAS HABLES PARA EL FUNCIONAMIENTO DEL COLECTOR DE ENERGIA SOLAR.

Para obtener los datos de temperatura ambiental utilizaremos la información que nos dan los anuarios metereológicos. Esta información viene como valores promedios de cada mes del año considerado solamente para las horas 7 a.m. 1 p.m. y 7 p.m.; si nosotros asumimos que la variación de la temperatura es similar a una senoide con valores mínimos a las 7 a.m. y 7 p.m. y con un valor máximo a la 1 p.m. Utilizando los datos correspondientes para estas horas y para cada mes de varios años estableceremos un valor promedio que nos permitirá graficar la variación diaria de la temperatura ambiental para todos los meses del año.

Como solamente nos interesa los valores de temperatura ambiente entre las 9 a.m. y las 3 p.m. podemos sacar esta información de las gráficas elaboradas y asumiremos que los valores medios así obtenidos, para fines de diseño, serán útiles para nuestro cálculo y diseño del colector de energía solar. Podremos entonces establecer un cuadro de temperaturas medias para cada mes del año en las horas de nuestro interés.

Para determinar los valores medios de la velocidad del viento procederemos en forma similar a la ya descrita para la temperatura ambiental

De las gráficas elaboradas para la determinación de velocidad del viento en base a los datos que nos dan los anuarios

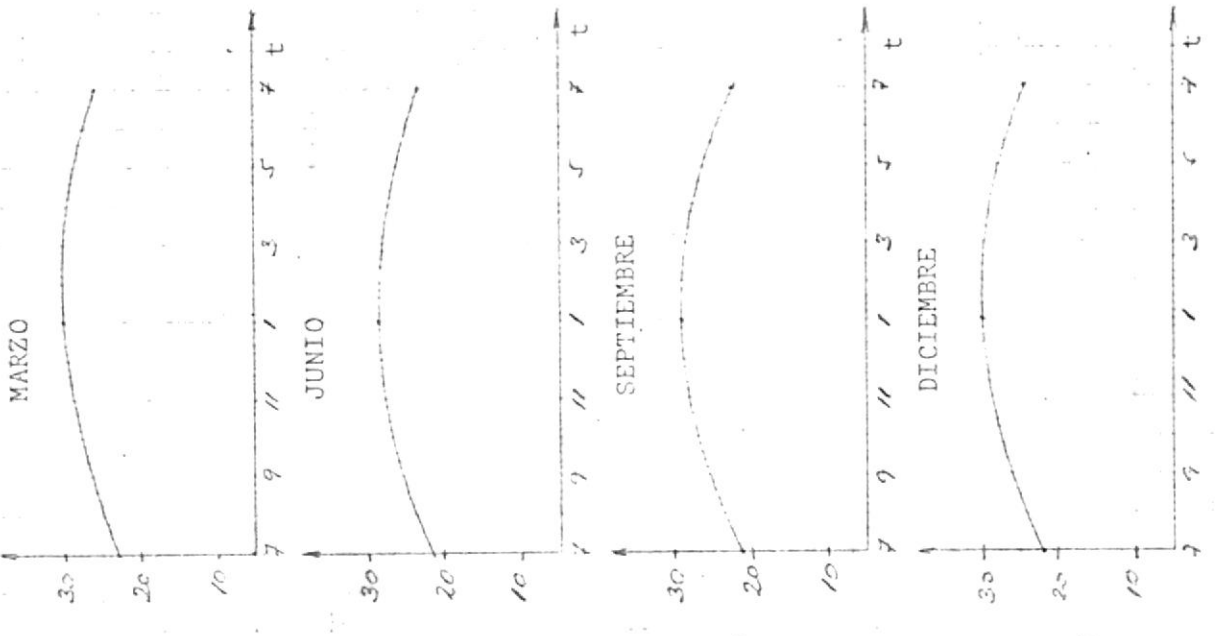
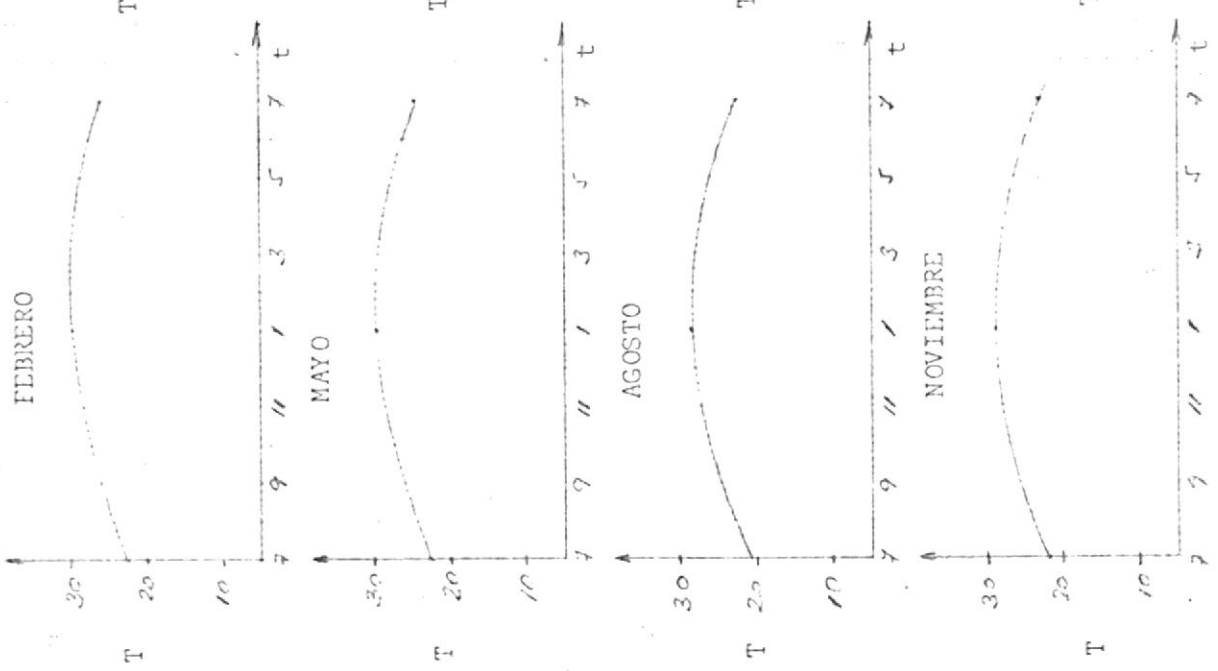
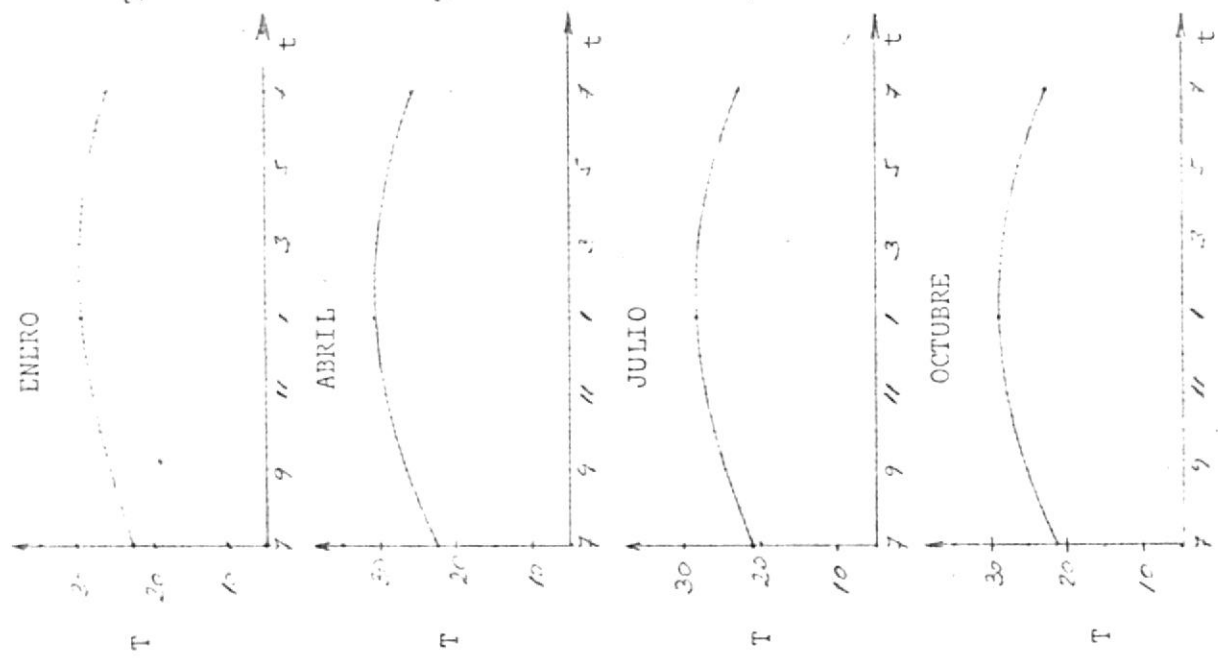
meteorológicos podemos observar que la asunción de una variación sinusoidal no se ajusta tanto a la realidad, existiendo meses como los de Junio y Julio en los que esta variación se asemeja más a una línea recta, para nuestro propósito de diseño no consideraremos aceptable obtener los valores medios de la velocidad del viento directamente de estas gráficas.

CUADRO DE LOS VALORES MEDIOS DE LA TEMPERATURA AMBIENTE PARA PORTOVIEJO, PROVINCIA DE MANABI (°C)

	ANO	1963	1964	1965	1966	1968	1969	1970	1971	T O T A L	PROMEDIO
ENERO	7 a.m.	22.6	22.7	22.8	23.1	22.2	22.4	22.8	22.3	180.9	22.6
	1 p.m.	30.5	29.1	30.3	30.4	29.2	29.4	30.2	29.3	233.4	29.2
	7 p.m.	25.9	25.6	26.1	26.4	25.0	25.5	26.0	25.5	206.0	25.8
FEBRERO	7 a.m.	22.7	22.5	22.5	22.8	22.0	22.6	23.0	22.1	180.5	22.6
	1 p.m.	30.4	29.1	29.9	29.5	29.3	30.9	30.4	28.5	238.0	29.8
	7 p.m.	26.4	25.8	25.9	25.6	25.4	26.0	26.6	24.8	206.5	25.8
MARZO	7 a.m.	23.1	23.0	28.9	22.7	22.0	23.3	22.7	22.6	182.3	22.8
	1 p.m.	30.4	28.7	30.0	29.5	30.7	31.1	30.9	28.6	239.9	20.0
	7 p.m.	26.3	25.6	25.6	25.5	25.6	27.1	25.9	24.7	206.4	25.8
ABRIL	7 a.m.	21.9	22.6	22.8	22.2	21.1	23.9	23.1	21.7	180.7	22.6
	1 p.m.	31.9	29.5	29.7	30.8	29.1	31.5	30.0	29.6	243.7	30.5
	7 p.m.	25.7	24.9	25.7	25.3	23.6	26.6	25.9	24.1	203.8	25.5
MAYO	7 a.m.	22.6	21.8	22.6	25.5	20.9	23.5	22.4	21.1	180.6	22.6
	1 p.m.	30.4	29.6	29.6	29.6	28.0	30.8	28.9	28.8	236.8	29.6
	7 p.m.	24.7	23.9	25.6	24.9	22.6	26.3	25.2	23.3	197.5	24.7
JUNIO	7 a.m.	21.3	20.8	21.6	21.1	20.9	23.0	21.8	21.3	171.8	21.5
	1 p.m.	28.8	27.4	30.0	27.9	28.0	29.6	27.9	27.7	207.3	28.4
	7 p.m.	23.2	22.8	25.1	23.0	22.6	25.2	23.8	22.8	188.5	23.6
JULIO	7 a.m.	21.3	20.0	21.3	20.7	21.3	21.6	20.8	20.9	167.9	21.0
	1 p.m.	28.1	27.1	29.2	27.9	29.1	29.2	27.6	27.9	226.1	28.3
	7 p.m.	22.8	21.8	23.6	22.7	23.2	23.7	22.8	22.6	183.2	22.9
AGOSTO	7 a.m.	21.7	20.3	20.8	21.2	20.9	20.7	20.4	20.4	166.4	20.8
	1 p.m.	29.4	28.2	28.5	28.1	29.2	28.8	28.0	27.8	228.1	28.5
	7 p.m.	23.6	22.1	22.9	22.9	22.8	22.7	22.4	21.9	181.3	22.7
SEPTIEMBRE	7 a.m.	21.6	20.5	21.2	20.9	21.4	21.3	20.5	20.6	168.0	21.0
	1 p.m.	29.9	28.8	28.6	29.2	29.5	30.0	29.0	28.1	232.3	20.9
	7 p.m.	23.1	22.0	22.7	22.9	22.9	22.9	22.3	22.2	180.8	22.6
OCTUBRE	7 a.m.	21.8	20.8	22.2	21.7	21.2	21.8	21.6	21.2	172.3	21.5
	1 p.m.	29.9	28.1	28.8	29.6	28.9	29.5	29.3	28.1	232.2	29.0
	7 p.m.	23.1	21.9	23.1	23.2	22.5	23.4	22.9	22.2	182.3	22.8
NOVIEMBRE	7 a.m.	20.9	21.9	21.9	21.6	21.9	22.3	21.3	20.8	174.6	21.8
	1 p.m.	29.1	28.4	28.6	29.3	29.4	29.3	28.4	27.9	230.4	28.8
	7 p.m.	22.9	23.2	23.1	22.9	23.4	23.6	22.8	22.4	184.3	23.0
DICIEMBRE	7 a.m.	22.5	21.4	22.6	21.6	22.0	22.6	22.2	21.5	176.4	22.0
	1 p.m.	29.7	29.1	30.4	29.7	30.3	30.1	29.1	28.9	237.3	30.0
	7 p.m.	24.4	23.7	25.0	23.8	24.3	25.1	24.1	24.1	194.5	24.3

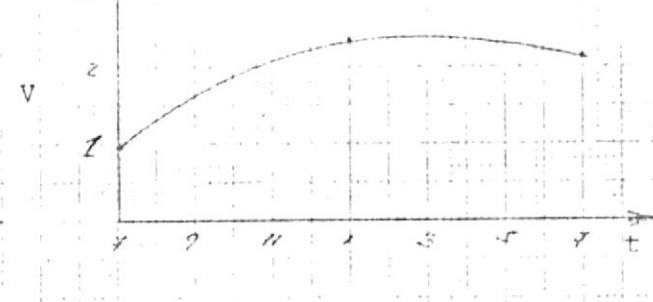
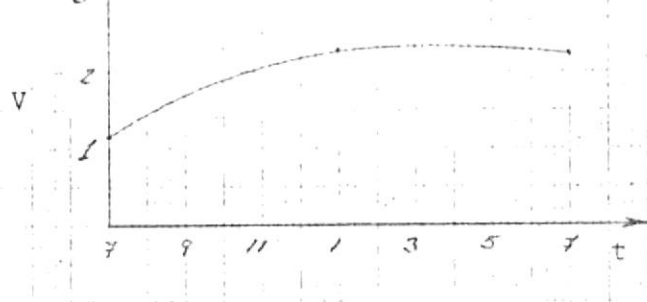
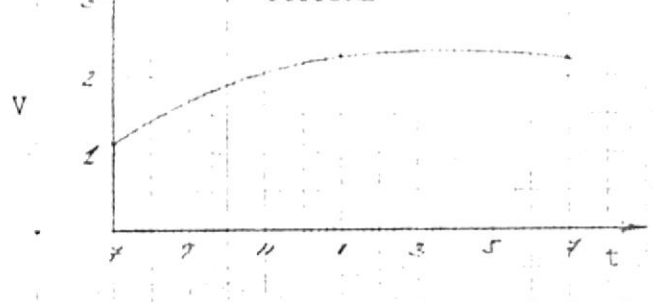
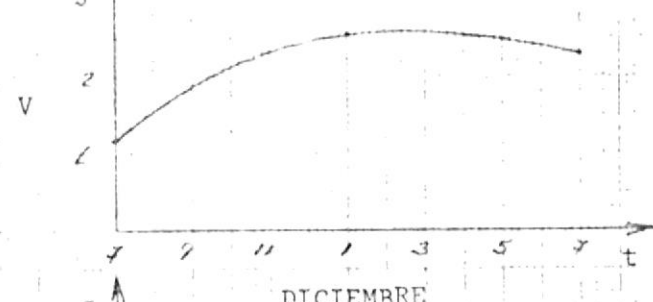
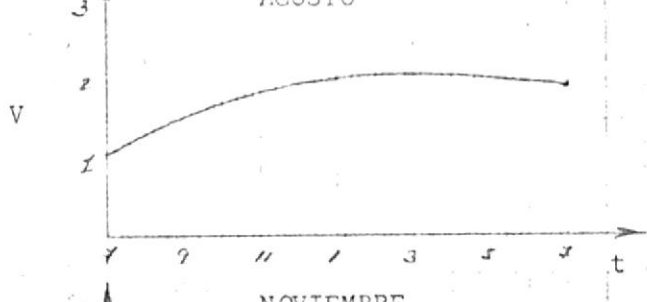
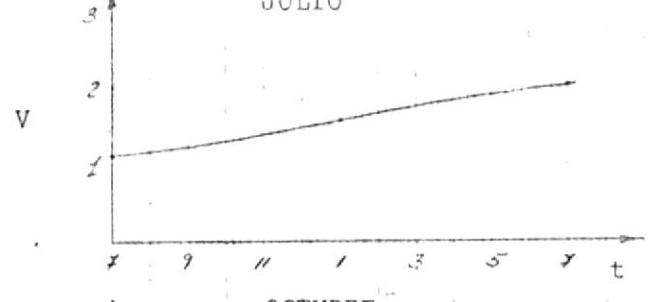
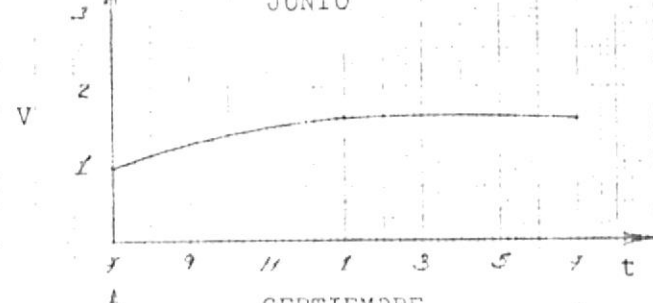
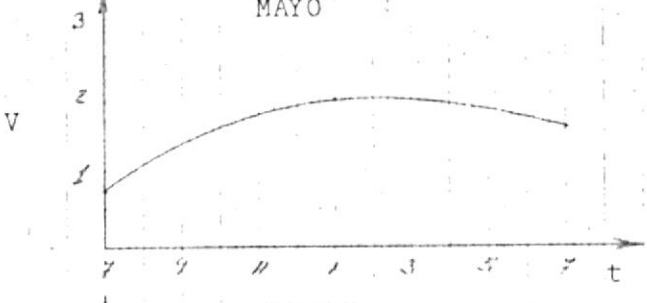
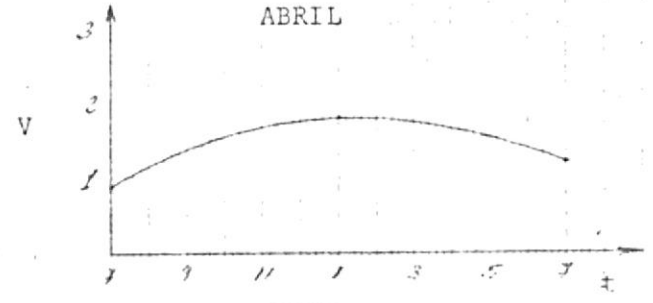
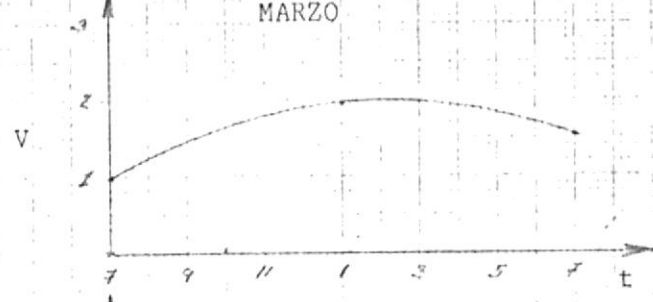
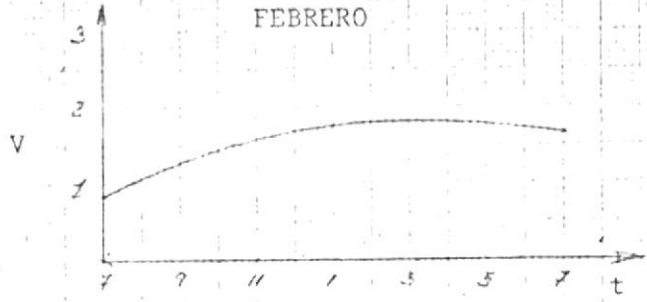
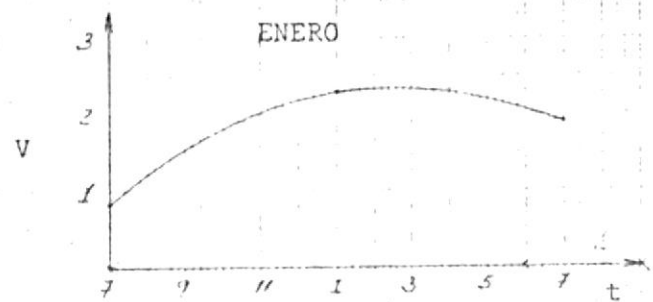
CUADRO DE LOS VALORES MEDIOS DE LA VELOCIDAD DEL VIENTO PARA PORTOVIEJO, PROVINCIA DE MANABI (m/seg.)

	1963	1964	1965	1966	1968	1969	1970	1971	1972	TOTAL	PROMEDIO
ENERO	7 a.m.	0.3	1.1	1.2	0.7	1.1	0.2	1.9	0.2	7.5	0.83
	1 p.m.	1.8	1.8	3.3	2.6	3.6	2.5	2.0	0.8	20.6	2.29
	7 p.m.	1.6	1.3	2.7	2.5	2.9	1.9	2.0	0.7	17.2	1.91
FEBRERO	7 a.m.	0.5	0.9	1.9	0.7	1.1	1.0	1.4	0.2	7.6	0.84
	1 p.m.	1.4	1.8	3.2	1.7	3.1	2.1	2.1	0.4	15.8	1.76
	7 p.m.	1.2	1.1	2.5	1.6	2.5	2.1	1.6	0.5	14.8	1.64
MARZO	7 a.m.	0.2	0.9	1.8	0.8	1.5	0.5	1.5	0.1	8.8	0.98
	1 p.m.	1.3	1.9	2.4	1.7	3.2	2.5	2.4	0.5	17.7	1.97
	7 p.m.	0.7	1.2	3.2	1.3	1.9	1.4	1.9	0.4	13.6	1.51
ABRIL	7 a.m.	0.3	1.0	1.3	1.2	1.3	0.7	0.9	0.2	8.0	0.89
	1 p.m.	1.7	1.7	2.1	2.5	2.7	1.2	1.3	0.8	15.9	1.77
	7 p.m.	0.9	1.2	1.4	1.7	1.9	1.0	1.5	0.5	10.6	1.18
MAYO	7 a.m.	0.1	1.0	0.8	1.4	1.3	0.4	0.6	0.2	6.7	0.74
	1 p.m.	1.2	1.7	2.0	2.8	2.7	1.6	2.6	0.7	17.3	1.92
	7 p.m.	1.4	0.9	1.3	2.0	2.6	1.4	1.5	0.7	14.0	1.56
JUNIO	7 a.m.	0.2	1.1	1.6	1.4	1.8	1.1	0.2	0.3	8.7	0.97
	1 p.m.	0.7	1.8	2.3	2.2	2.8	1.5	1.4	0.8	14.4	1.6
	7 p.m.	0.9	1.1	2.1	2.2	2.7	1.6	1.2	0.8	14.3	1.59
JULIO	7 a.m.	0.4	0.8	1.2	1.5	1.9	1.8	-	0.2	8.9	1.11
	1 p.m.	1.4	1.2	1.9	2.2	2.6	2.0	-	0.7	12.6	1.57
	7 p.m.	2.1	0.9	2.7	2.6	3.0	1.9	-	0.7	16.3	2.03
AGOSTO	7 a.m.	0.4	1.0	1.0	1.0	2.0	1.4	-	0.2	8.7	1.09
	1 p.m.	1.5	1.8	1.9	2.9	2.7	2.2	-	0.8	16.3	2.04
	7 p.m.	2.4	0.7	2.4	2.5	2.9	1.6	-	0.9	15.7	1.96
SEPTIEMBRE	7 a.m.	0.6	1.4	1.1	1.7	1.7	1.9	-	0.2	9.3	1.16
	1 p.m.	1.7	1.9	2.7	3.7	3.4	3.1	-	0.6	20.4	2.55
	7 p.m.	2.6	1.4	2.1	3.1	3.3	2.3	-	1.1	18.4	2.3
OCTUBRE	7 a.m.	0.6	1.2	1.0	1.7	1.3	2.0	-	0.3	9.0	1.13
	1 p.m.	1.6	1.9	2.3	3.0	3.7	2.1	-	0.9	18.3	2.29
	7 p.m.	2.0	1.0	2.6	3.4	3.5	1.8	-	1.0	18.1	2.26
NOVIEMBRE	7 a.m.	1.2	1.0	1.5	1.8	1.1	2.0	-	0.2	9.3	1.16
	1 p.m.	2.8	2.1	2.5	2.6	2.6	2.5	-	1.0	18.4	2.3
	7 p.m.	2.6	0.8	3.0	2.9	2.5	2.7	-	0.8	17.8	2.23
DICIEMBRE	7 a.m.	0.6	0.8	1.5	1.5	1.2	1.0	-	2	7.5	0.94
	1 p.m.	2.5	2.0	2.7	3.2	2.9	2.2	-	0.7	18.6	2.33
	7 p.m.	2.4	1.0	2.5	3.3	2.8	1.9	-	0.9	16.9	2.11



VARIACION MENSUAL, PROMEDIO, DE LA TEMPERATURA AMBIENTE EN PORTOVIEJO (°C)

36 65 65



VARIACION MENSUAL PROMEDIO DE LA VELOCIDAD DEL VIENTO EN PORTOVIEJO (mts/seg.)

CUADRO DE LOS VALORES MEDIOS DE LA VELOCIDAD DEL VIENTO PARA PORTOVIEJO, PROVINCIA DE MANABI PARA LAS HORAS DE CALCULO (m/seg.)

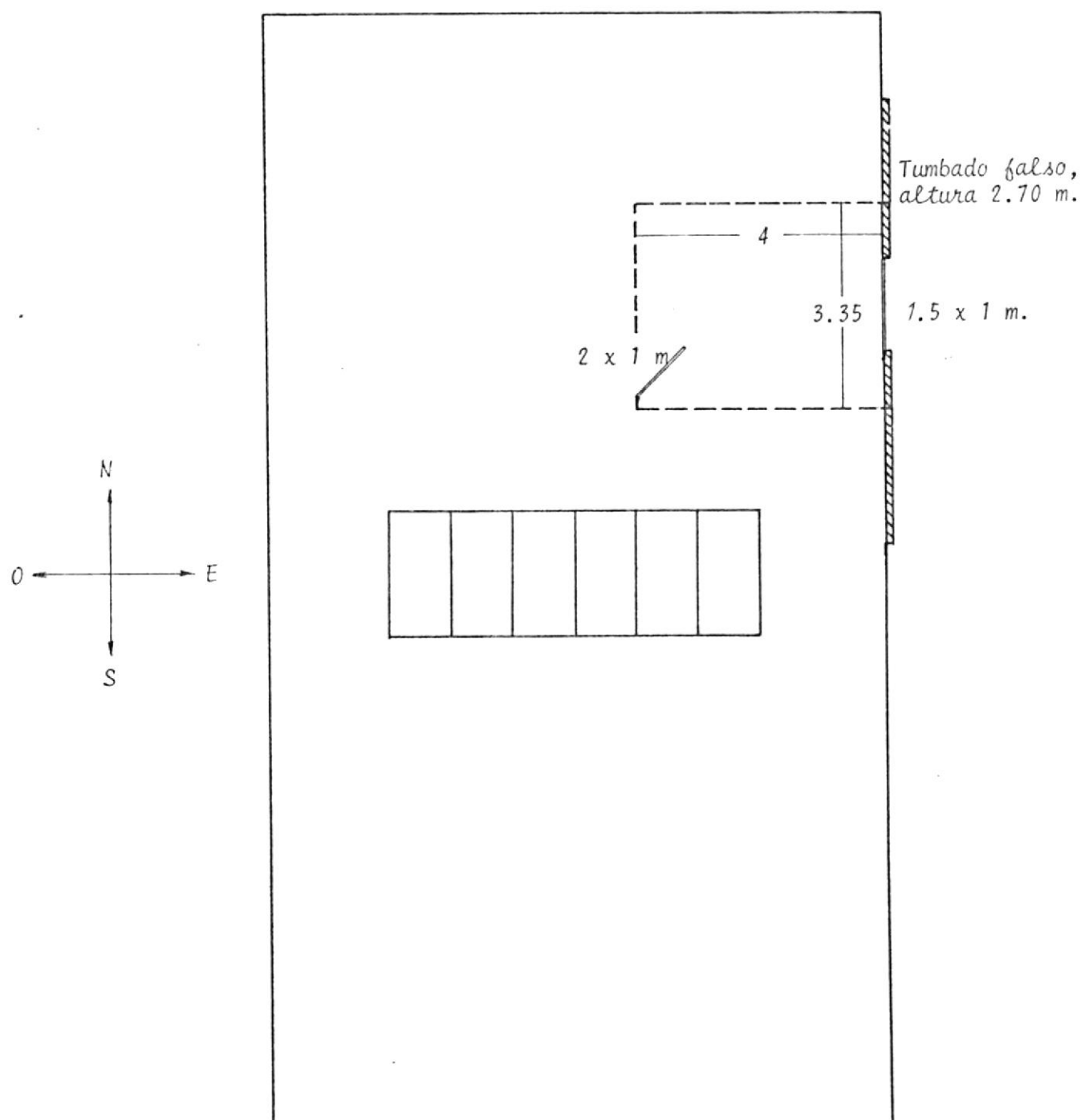
HORA	ENERO	FEBRERO	MARZO	ABRIL	MAYO	JUNIO	JULIO	AGOSTO	SEPTIEMBRE	OCTUBRE	NOVIEMBRE	DCBRE.
9-10	1.7	1.35	1.55	1.45	1.5	1.32	1.25	1.64	2.0	1.8	1.8	1.75
10-11	1.9	1.5	1.73	1.6	1.65	1.43	1.34	1.8	2.25	1.97	2.0	2.0
11-12	2.1	1.62	1.85	1.7	1.8	1.5	1.41	1.92	2.38	2.1	2.1	2.15
12-1	2.25	1.72	1.94	1.75	1.9	1.57	1.5	2.0	2.5	2.2	2.22	2.3
1-2	2.3	1.78	2.0	1.75	1.92	1.6	1.6	2.1	2.56	2.3	2.3	2.35
2-3	2.34	1.8	2.0	1.72	1.92	1.6	1.7	2.1	2.6	2.3	2.3	2.4

CUADRO DE LOS VALORES MEDIOS DE LA TEMPERATURA AMBIENTE PARA PORTOVIEJO, PROVINCIA DE MANABI PARA LAS HORAS DE CALCULO (°C)

HORA	ENERO	FEBRERO	MARZO	ABRIL	MAYO	JUNIO	JULIO	AGOSTO	SEPTIEMBRE	OCTUBRE	NOVIEMBRE	DCBRE.
9-10	26.3	26.7	27	27.2	26.7	26.3	25.4	25.3	26.3	26	26.2	27
10-11	27.3	27.7	28.2	28.5	28	27.3	26.5	26.7	27.5	27.3	27.5	28
11-12	28.2	28.7	29.1	29.5	29	28	27.5	27.5	28.5	28	28	29
12-1	29	29.3	29.8	30	28.6	28.3	28.2	29	29	28.7	28.7	29.8
1-2	29.3	30	30	30.3	30	28.6	28.3	28.2	29	29	28.7	30
2-3	29.4	30	30	30.3	29.7	28.3	28.2	28	29	28.5	28.4	30

c) DETERMINACION DE LA CARGA DE REFRIGERACION

Consideraremos para nuestro cálculo de carga una oficina que se encuentra rodeada por otras que ya tienen acondicionador de aire, el edificio en donde se encuentra es de una sola planta con losa y tumbado falso. (Ver gráfico).



CALCULO DE CARGA:

Condiciones de diseño para Portoviejo

EXTERIORES $T_{bs} = 93^{\circ} F$; $T_{bh} = 78^{\circ} F$ INTERIORES: $T_{bs} = 78^{\circ} F$; HR = 50%Cargas Externas:

1. Radiación Solar.-

Ventana de 1.5 m. x 1 m. orientación al este

Area = $1.5 \times 1 \times 10.8 = 16.2 \text{ pie}^2$ ($1 \text{ m}^2 = 10.8 \text{ pie}^2$)De la tabla N° 15⁽¹⁾Febrero 20. Este; 3 p.m. $Q = 13 \text{ BTU/hr. pie}^2$

La ventana se encuentra a la sombra, luego, la radiación que recibe es de tipo difusa.

De la tabla N° 16⁽¹⁾Para vidrio ordinario y veneciana color claro tenemos un factor igual a .56; $f_1 = .56$ $Q_r = Q \times A \times f_1 \times 1/f_2$ (f_2 factor de corrección para marco metálico obtenido de la tabla 15; $f_2 = .85$) $Q_r = 13 \times 16.2 \times .56 \times 1/.85 = 138.82 \text{ BTU/hr.}$

2. Conducción a través de las estructuras

a) Pared exterior:

Area = $((3.35 \times 2.7) - (1.5 \times 1)) \times 10.8 = 81.49 \text{ pie}^2$ De la tabla N° 21⁽¹⁾Para ladrillo común de 8 pulgadas (80 lbs/pie^2) y 5/8 de pulgada $u = 0.39 \text{ BTU/hr. pie}^2 \times ^{\circ}F$

De la tabla N° 19⁽¹⁾

Ubicación este; Peso = 80 lbs/pie²; a las 3 p.m.
por interpolación $\Delta T_{eq.} = 15.5^{\circ}F$.

$$Q_{ca} = 0.39 \text{ (BTU/hr. pie}^2 \cdot ^{\circ}F) \times 81.49 \text{ (pie}^2) \times 15.5 \text{ (}^{\circ}F)$$

$$= 492.6 \text{ (BTU/hr.)}$$

b) Las paredes interiores no producen carga por tener los otros cuartos también aire acondicionado.

c) Ventanas (vidrio).-

De la tabla N° 33⁽¹⁾. Para vidrios verticales simples:

$$U = 1.13 \text{ (BTU/hr. pie}^2 \cdot ^{\circ}F)$$

$$\text{Area} = 16.2 \text{ pie}^2$$

$$Q = U \times A \times (T_{ext} - T_{int})$$

$$Q_{cc} = 1.13 \times 16.2 \times (93 - 78) = 274.6 \text{ BTU/hr.}$$

d) Puertas.- Ninguna carga por ser los otros ambientes refrigerados.

e) Piso.- No hay carga por tratarse de planta baja

f) Tumbado.-

8 pulg. de concreto con tumbado falso

De la tabla N° 29⁽¹⁾. Concreto de 79 lbs/pie²

$$U = 0.52 \text{ (BTU/hr. pie}^2 \cdot ^{\circ}F)$$

De la tabla N° 31⁽¹⁾

Corregimos el valor de 0.52 por el tumbado falso existente.

Para espacio de aire más de 3/4"; el factor $U = 0.35 \text{ BTU/hr. pie}^2 \cdot ^{\circ}F)$

$$\text{Area} = 4 \times 3.35 \times 10.8 = 144.72 \text{ (pie}^2)$$

De la tabla N° 19⁽¹⁾

Para tejado; peso = 79 lbs/pie²

Por extrapolación:

$$\Delta T_{eq} = 25^{\circ}F$$

$$Q_{cd} = 0.35 \text{ BTU/hr} \times \text{pie}^2 \times ^{\circ}F \times 144.72 (\text{pie}^2) \times 25(^{\circ}F)$$

$$= 1266 \text{ BTU/hr}$$

3. Ventilación:

De la tabla N° 45⁽¹⁾

Recomiendan 15 pies³/min. por persona

Como son dos personas que ocupan la oficina:

$$\text{pie}^3/\text{min.} = 2 \times 15 = 30 \text{ pie}^3/\text{min.}$$

$$Q_{\text{sensible ventilación}} = 30 (\text{pie}^3/\text{min.}) (1.1) (93-78) = 495 \text{ BTU/hr.}$$

$$Q_{\text{latente ventilación}} = (4840) (\text{pie}^3/\text{min.}) (\Delta W)$$

$$= (4840) (30) (0.016-0.01)$$

$$= 29(30)$$

$$= 871 \text{ BTU/hr.}$$

4. Infiltración

Por la ventana

$$\text{Perímetro de la ventana} = 1.5 \times 2 \times 1 \times 2 = 5 \text{ m.}$$

De tabla N° 44⁽¹⁾. Velocidad del viento: 5 millas por hora

Para residencia, rendija 1/64". Factor = 0.10 pie³/min./pie

$$\text{pie}^3/\text{min.} = 5 \times 3.28 \times 0.10 = 1.64 \text{ pie}^3/\text{min.}$$

$$Q_{\text{sensible}} = 1.64 \times 16.5 = 27.1 \text{ BTU/hr.}$$

$$Q_{\text{latente}} = 29 \times 1.64 = 47.56 \text{ BTU/hr.}$$

5. Cargas Internas

a) Ocupantes

2 personas

De tabla N° 48⁽¹⁾

Para trabajo de oficina y 78°F Diseño.

$$Q_{\text{sensible}} = 215 \text{ BTU/hr. por persona}$$

$$Q_{\text{latente}} = 235 \text{ BTU/hr. por persona}$$

$$Q_{\text{sensible}}.- 215 \times 2 = 430 \text{ BTU/hr.}$$

$$Q_{\text{latente}}.- 235 \times 2 = 470 \text{ BTU/hr.}$$

b) Luces

8 fluorescentes de 40W cada uno

De tabla N° 49⁽¹⁾

$$\text{Factor para fluorescentes} = 4.25 \text{ BTU/hr/Watt}$$

$$Q_{\text{SB}} = 40 \times 4.25 \times 8 = 1360 \text{ BTU/hr.}$$

c) Maquinaria.- No hay

$$Q_{\text{sensible}} = 0$$

$$Q_{\text{latente}} = 0$$

Cálculo de carga total:

$$Q_r = 138.8$$

$$Q_{ca} = 492.6$$

$$Q_{cc} = 274.6$$

$$Q_{cd} = 1266.0$$

$$Q_{sv} = 495.0$$

$$Q_{lv} = 871.0$$

$$Q_{si} = 27.1$$

$$Q_{li} = 47.6$$

$$Q_{s_{\text{per}}} = 430.0$$

$$Q_{\text{per.}} = 470.0$$

$$Q_{\text{sa}} = \underline{1360.0}$$

$$\text{TOTAL: } 5872.70 \text{ BTU/hr.}$$

Luego el colector deberá trabajar acoplado a un sistema de refrigeración por absorción que deberá genera aproxímadamente 6.000 BTU/hr.

CALCULO DEL CICLO DE REFRIGERACION POR ABSORCION

Para ello consideraremos un ciclo con las siguientes características:

Presión de condensación:	150 psia
Presión de evaporación:	30 psia
Temperatura del generador:	160°F
Temperatura del vapor a la salida del desflegmador:	90°F
Temperatura de la disolución concentrada que entra a la columna:	130°F

Suposiciones:

La temperatura del líquido que sale del condensador se reduce 10°F en el cambiador de calor.

Suponer condiciones de equilibrio saturadas para los estados 1, 3, 4, 7, 8 y 12. Despréciase la caída de presión en componentes y líneas y suponga que el sistema produce: 0.5 Ton= (6000 BTU H).

Punto de Estado	Presión P psia	At	Temperatura t °F	Concentración x lbs NH ₃ /lbs mezc.	Entalpia h BTU/lb. mezc.	Velocidad másica y lb. mezc/hr.
1	30	2.04	37	0.570	-55	1.023 61.38
2	150	10.20	37	0.570	-54.58	1.023 61.38
3	150	10.20	130	0.570	47	1.023 61.38
4	150	10.20	160	0.464	65	0.820 49.20
5	150	10.20	43	0.464	-61.73	0.820 49.20
6	30	2.04	43	0.464	-61.73	0.820 49.20
7	150	10.20	90	0.998	633	0.203 12.18
8	150	10.20	80	0.998	133	0.203 12.18
9	150	10.20	70	0.998	120	0.203 12.18
10	30	2.04	0	0.998	120	0.203 12.18
11	30	2.04	30	0.998	612.611	0.203 12.18
12	30	2.04	44	0.998	626	0.203 12.18

$$t_9 = t_8 - 10$$

2 es líquido subenfriado comprimido a 37°F y 150 psia, el proceso en la bomba se asume ($\Delta Q = 0$) adiabático, luego en el intercambiador recibe calor de los fondos pasando a 3 como líquido saturado antes de entrar a la torre de destilación.

Para la combinación del evaporador y el cambiador de calor de la línea de succión de líquidos tenemos:

$$m_8 h_8 + 0.5 \times 200 = m_8 h_{12}$$

$$m_8 = \frac{100}{h_{12} - h_8} = \frac{100}{626 - 133} = 0.203 \text{ lb/min.}$$

Para el absorbedor tenemos:

$$m_{12} + m_6 = m_1$$

$$m_{12} x_{12} + m_6 x_6 = m_1 x_1$$

o sea:

$$m_6 = m_{12} \times \frac{(x_{12} - x_1)}{(x_1 - x_6)} = 0.203 \times \frac{0.998 - 0.570}{0.570 - 0.464} = .820 \text{ lb/min.}$$

Es decir, conocemos todas las velocidades de flujo del sistema.

Para la bomba tenemos:

$$h_2 = h_1 + \frac{(P_2 - P_1)}{J} V_1$$

Podemos hallar el volumen específico V de la relación empírica: (2)

$$V_1 = (1 - x_1) V_{H_2O} + (0.85) x_1 V_{NH_3}$$

Usando las tablas del NH_3 y vapor de H_2O , hallamos:

$$\text{Tabla A-1: } V_{H_2O} = V_g \text{ a } 37^\circ F = (0.01602)^{(2)}$$

$$\text{Tabla A-2: } V_{NH_3} = V_g \text{ a } 37^\circ F = (1/39.63)$$

$$v_1 = (1 - 0.570) (0.01602) + (0.85) (0.570) (1/39.63)$$

$$v_1 = 0.019 \text{ pie}^3/\text{lbs.}$$

$$y \quad h_2 = -55 + \frac{(150 - 30) (144) (0.019)}{778} = -54.58 \text{ BTU/lbs}$$

Para el cambiador de calor de la solución tenemos:

$$h_5 = h_4 - \frac{m_2}{m_4} (h_3 - h_2) = 65 - \frac{1.023}{0.82} (47 + 54.58)$$

$$h_5 = -61.73 \text{ BTU/lbs.}$$

La temperatura de 5 puede leerse de la Fig. E-3 con los valores conocidos de x_5 y h_5 ; $t_5 = 43^\circ\text{F}$.

Los puntos 5 y 6 son coincidentes sobre la fig. E-3⁽²⁾, puesto que 6 es un estado subenfriado; su temperatura es la misma que la de 5.

De la misma manera, los estados 9 y 10 son coincidentes en el diagrama h - x . El estado 10 es una mezcla mecánica de líquido y vapor, su temperatura; (0°F) puede hallársela siguiendo un método similar al descrito en el ejemplo 5.2(c).⁽²⁾ La entalpía del estado 11 puede determinarse de un balance de energía para el evaporador. También es una mezcla mecánica de líquido y vapor.

$$m_{10} h_{10} + q_E = m_{11} h_{11}$$

$$h_{11} = \frac{0.203 \times 120 + 0.5 \times 200}{0.203} = 612.611 \text{ BTU/lbs.}$$

Con h_{11} y x_{11} ubicamos el punto 11 en la Fig.

Determinación de la potencia de bombeo:

Si la bomba tiene una eficiencia mecánica del 75%:

$$HP = \frac{m_7 (h_2 - h_1)}{42.4} = \frac{1023 (-54.58 + 55)}{42.4 \times 0.75} = 0.014 \text{ HP}$$

CALCULO DEL COP

Antes de calcularlo debemos establecer primero el requerimiento de calor del generador. Podemos determinar las cantidades q_G/m_4 y q_D/m_7 una vez que hayamos dibujado la línea principal de operación. Sin embargo, debemos hacer suposiciones adicionales acerca de la columna. Haciendo referencia al estudio mostrado en la sección (5.4) y en la Fig. 5.15,⁽²⁾ supongamos que el estado del vapor que sale de la columna de descarga cae sobre la línea principal de operación 7' en el lugar donde la solución concentrada entra a la columna o sea a 150 psia. Aún más, supongamos que el estado de este vapor es saturado con una temperatura de 10°F por encima de la solución concentrada que está entrando ($t = 140^\circ\text{F}$). Estas suposiciones permiten la construcción de la línea principal de operación.

De la fig. E-3⁽²⁾ se obtiene:

Con $t = 140^\circ\text{F}$ y $P = 150$ psia hallamos 7' y podemos trazar la recta $P_2 P_1$ que será nuestra línea principal de operación que a su vez nos permitirá determinar q_G/m_4 y q_D/m_7 .

$$q_G/m_4 = 65 + 108 = 173 \text{ BTU/lbs.}$$

$$q_D/m_7 = 676 - 633 = 43 \text{ BTU/lbs.}$$

o sea que:

$$q_G = (173) (0.820) = 141.86 \text{ BTU/mín. (Deben entrar al generador por cualquier fuente).}$$

$$q_D = (43) (0.203) = 8.73 \text{ BTU/mín.}$$

Si despreciamos el trabajo de la bomba:

$$\text{C.O.P.} = \frac{q_E}{q_G} = \frac{100}{141.86} = 0.70$$

Podemos calcular el C.O.P. ideal con la Ec. (5.25)⁽²⁾. Si suponemos una temperatura del medio ambiente de $(T_0) = 79^\circ\text{F}$.

$T_G = 160^\circ\text{F}$; y $T_E = 0^\circ\text{F}$ tenemos:

$$(\text{C.O.P.})_{\text{max}} = \frac{T_E (T_G - T_0)}{(T_0 - T_E) T_G} = \frac{(460) (160 - 79)}{(79 - 0) (620)} = 0.76$$

Rendimiento de refrigeración:

$$\eta_R = \frac{\text{C.O.P.}}{(\text{C.O.P.})_{\text{max}}} = \frac{0.70}{0.76} = 0.92$$

d) DETERMINACION DE LA CAPACIDAD DEL COLECTOR

A partir de los parámetros metereológicos y demás información pertinente fué posible obtener un valor promedio anual de intensidad de radiación incidente sobre el colector que es de 195,78 BTU/hr. pie².

Los cálculos de carga de la oficina considerada arrojaron un valor de 6.000 BTU/hr. si asumimos basándonos en experiencias realizadas por varios investigadores que la eficiencia de nuestro colector tendrá un valor alrededor de 40%, estaremos en capacidad de establecer una área aproximada de colección.

Si la eficiencia de colector solar es de 40%, el calor útil promedio recibido será de: $195.78 \times 0,4 = 78,31$ BTU/hr.pie² deberá estar en capacidad de producir los 6.000 BTU/hr. más las pérdidas de energía que el sistema disipará en la transformación de la energía térmica en efecto refrigerante. En base a esto, nuestra área de colección deberá tener un valor mayor de:

$$\text{Capacidad del colector} = Q_u \times A$$

$$A = \text{Capacidad del colector}/Q_u$$

$$A = 6.000/78,31$$

$$A = 76,62 \text{ pie}^2$$

Luego el área requerida para la colección de energía solar tendrá un valor de:

$$A > 76,62 \text{ pie}^2$$

por comodidad de diseño, consideraciones económicas y de construcción, utilizaremos células colectoras con dimensiones

de 6x3 pies cada una de ellas; luego, si necesitamos como hemos calculado una área mayor a los 76,62 pie² de superficie colectora, deberemos emplear entonces 5 o más células de colección.

El escoger entre 5 o 6 células colectoras o talvez 4 dependerá principalmente del asunto económico, ya que, si tenemos mayor número de células colectoras, tendremos disponible mayor masa de agua a alta temperatura con lo cual las caídas de temperatura en el generador serán menores y el colector - posiblemente se encuentre en capacidad de elevar la temperatura del agua al valor que tenía antes de entrar al generador. Si esto no es posible, se requerirá de la ayuda de un calentador eléctrico que nos eleve y mantenga siempre la temperatura del agua que va al generador del ciclo de refrigeración en su valor de diseño.

Mientras más tengamos que elevar la temperatura del agua que sale del colector de energía solar, más energía eléctrica debemos gastar en el calentador auxiliar, luego, de esta forma podremos determinar el número óptimo de células solares que deberá tener el colector. Si es menor el número de células solares tendremos entonces mayores costos de operación - del sistema y si es mayor tendremos un ahorro de este tipo de costo aunque los costos iniciales del equipo aumentarán.

CAPITULO V

INGENIERIA DEL DISEÑO

a) CALCULO, DISEÑO Y OPTIMIZACION DEL COLECTOR DE ENERGIA SOLAR

DISEÑO DEL COLECTOR: Teoría

Un colector de placa plana comprende básicamente de una placa absorbente bajo una o varias coberturas transparentes - siendo aislados los costados y cara posterior de la placa para reducir las pérdidas de calor. Se utiliza algún sistema para introducir un fluido que remueva y absorba el calor que retiene la placa absorbente.

La razón neta de colección de calor útil en este sistema por unidad de área del colector, q_u es la diferencia entre la cantidad de energía solar absorbida que incide en el colector q_a , y las pérdidas de calor hacia afuera q_L .

La energía Neta absorbida q_a depende de:

- a) La intensidad de radiación solar sobre el colector, I , y también del ángulo de incidencia de los rayos solares solares sobre el colector;
- b) La absorvitividad, α , de la superficie absorbente para la radiación solar.
- c) De la Transmitancia de las coberturas transparentes;
- d) De las pérdidas debidas a suciedad sobre la cobertura;
- e) Del sombreado de la placa absorbente por las paredes laterales del colector y los soportes de las coberturas.

Las pérdidas Térmicas, q_L , dependen de:

- a) De la temperatura promedio de la placa absorbente, t_c ;
- b) De la Emisividad de la placa absorbente;
- c) Las condiciones ambientales como son:

Temperatura del aire, t_a ,

Temperatura efectiva del cielo, t_s ,

Velocidad del viento, V ;

- d) El número de placas transparentes y con menor importancia del espacio entre ellas (generalmente 3/4");
- e) Del material de las coberturas transparentes, o más específicamente de su transmitancia para la radiación de longitud de onda larga, (radiación térmica);
- f) De la aislación posterior y lateral.

La temperatura promedio de la placa absorbente, t_c , depende:

- a) De la razón del flujo del fluido através del colector;
- b) Del tipo de fluido;
- c) De la temperatura a la cual el fluido removedor de calor entra al colector.
- d) De los coeficientes de transferencia de calor entre el fluido y la placa plana absorbente;
- e) De la conductividad de la unión (Soldadura) entre los tubos que acarrean el fluido removedor de calor y la placa plana absorbente;
- f) De la eficiencia de aleta de la placa plana, determinada por el material de la placa, el espesor de la placa, y la distancia que hay entre los tubos que acarrean el fluido de trabajo.

TEMPERATURA DE LAS PLACAS

"La Fig. 4 nos da un ejemplo práctico de como aumenta la temperatura de la placa, al pasar las horas del día vemos que tiene aproximadamente la forma de una curva sinusoidal entre las 9 y las 4 p.m. la temperatura ambiente también actúa en

- K = Es el coeficiente de extinción del material para la
 cuando hay incidencia normal;

- L = Es el camino que siguen los rayos al atravesar el ma-
 terial, es igual al espesor del material solamente

Donde:

$$T = e^{-KL} \frac{(1 + \tau)}{(1 - \tau)} \quad (5.11)$$

de calcularse de la siguiente ecuación:

La radiación solar de una sola hoja de vidrio o plástico pue-
 Los experimentos han confirmado que la transmitancia para

mínima las pérdidas por absorción de la cobertura.

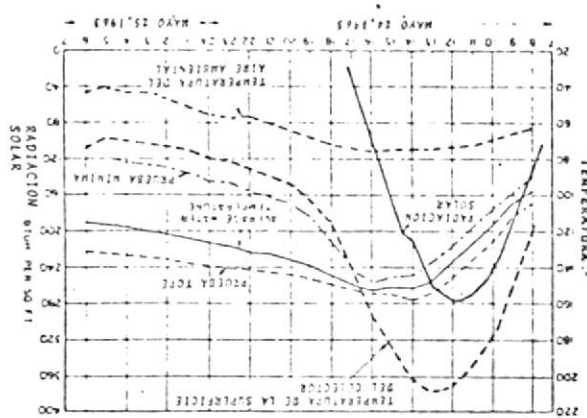
xión de la cobertura y el coeficiente de extinción que deter-
 El índice refractivo que determina las pérdidas por refle-

nes son:

Las propiedades ópticas de los materiales utilizados para
 la cobertura transparente (generalmente vidrio o delgadas pla-
 cas plásticas) que son más importantes en los colectores sola-

LA COBERTURA TRANSPARENTE

Fig. 4. PERFORMANCE DE UN CALENTADOR DE AGUA POR TERMOSTION EN PHOENIX, EN MAYO DE 1963, A CUARENTA GALONES DE AGUA FUERON CALENTADOS A 150°F.



forma similar pero menos pronunciadamente". (3)

radiación solar con un rango de variación de 0.2 (1/ pulgadas) para un buen vidrio de ventana a 0.8 para un pobre vidrio de ventana (K está determinado básicamente por la cantidad de Fe₂O₃ en el vidrio que se evidencia por un matiz verdoso cuando se lo mira de lado);

r = Es la reflectividad de la superficie la que depende a su vez del índice refractivo del material (1.526 para vidrio; 1.45 para películas de PVF "TEDLAR"; y 1.33 para el agua).

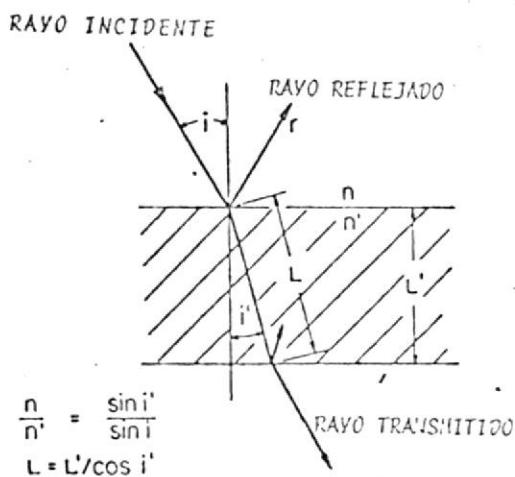


Fig. 5.1 TRANSMISIÓN DE LA LUZ A TRAVÉS DEL VIDRIO

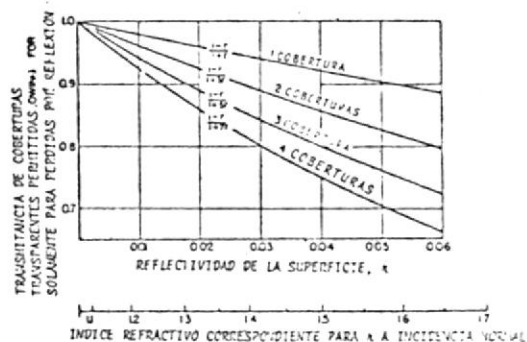


Fig. 5.2 TRANSMITANCIA DE COBERTURAS TRANSPARENTES PERDIDAS SOLAMENTE PARA PERDIDAS POR REFLEXIÓN

Si i , e i' son respectivamente los ángulos de incidencia y de refracción, el índice refractivo es:

$$n' = \frac{\text{Sen } i}{\text{Sen } i'}$$

incidencia normal, $r_0 = [(n'-1)/(n'+1)]^2$, Ver Fig. 5.2

para otros ángulos de incidencia: $r = \frac{1}{2} \left[\frac{\text{Sen}^2(i-i') + \text{Tg}^2(i-i')}{\text{Sen}^2(i+i') + \text{Tg}^2(i+i')} \right]$

La figura 5.3 nos muestra la razón r_0/r para diferentes ángulos de incidencia.

Debido a que el ángulo de incidencia de los rayos solares incidentes sobre el colector están cambiando continuamente, es

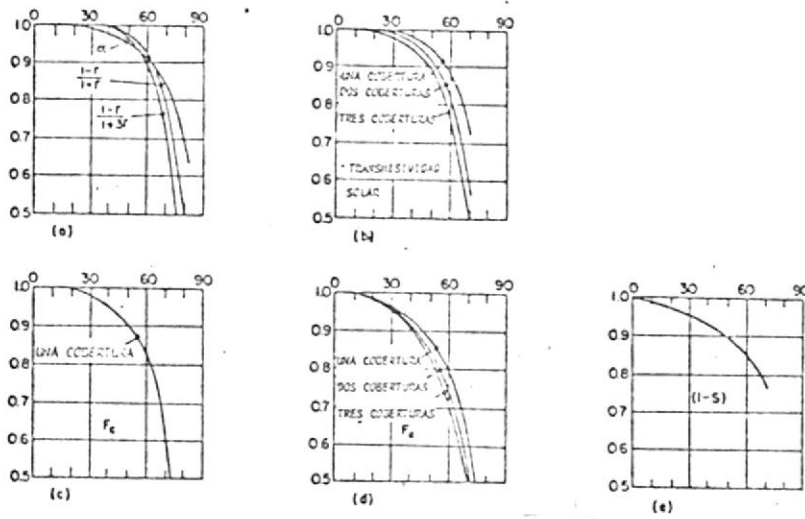


Fig. 5.3 EFECTO DEL ANGULO DE INCIDENCIA SOBRE LAS PROPIEDADES DE LAS COBERTURAS DE LOS COLECTORES.

esencial que se tome en cuenta los cambios que sufren varios parámetros por este motivo. La Fig. 5.3 contiene un juego de curvas correctivas para todos los parámetros necesarios para la computación de performances de colectores solares.

El calor útil que puede colectarse de radiación directa con ángulos de incidencia superiores a los 60 grados es tan pequeño que los cálculos raras veces se continúan más allá de este punto. La transmitancia de un sistema de coberturas de n placas que tienen el mismo índice refractivo es:

$$T_{1, 2, \dots, n} = e^{-(K_1 L_1 + K_2 L_2 + \dots + K_n L_n)} \left[\frac{1-r}{1+2(n-1)r} \right] \quad (5.2)$$

Ha sido desarrollado un análisis general que permite el cálculo de la transmitancia de $(p + q)$ placas transparentes abarcando cualquier combinación de materiales, espesores, y coeficientes de extinción, podemos utilizar ecuaciones que son exactas dentro del 1/2% para todos los materiales generalmente utilizados en colectores solares.

Transmitancia de un sistema de 2 placas:

$$T_{12} = (1.006) T_1 T_2 \quad (5.3) \text{ a}$$

Transmitancia de un sistema de 3 placas:

$$T_{123} = (1.018) T_1 T_2 T_3 \quad (5.3) \text{ b}$$

Transmitancia de un sistema de 4 placas:

$$T_{1234} = (1.035) T_1 T_2 T_3 T_4 \quad (5.3) \text{ c}$$

Donde T_1 , T_2 , T_3 y T_4 son las transmitancias individuales

de las placas que comprenden el sistema de cobertura, \bar{c}_a

da una de ellas evaluada de acuerdo a la ecuación (5.1).

Cuando una placa negra absorbente con absorvividad α

se coloca bajo las coberturas transparentes, una fracción F_0

de la radiación solar incidente se absorbe, en este caso, se

aplican las siguientes ecuaciones:

Fracción absorbida con la cobertura de una placa:

$$F_0 = (1.008) T_a \quad (5.4) \text{ a}$$

Fracción absorbida con la cobertura de 2 placas:

$$F_0 = (1.012) T_1 T_2 \alpha \quad (5.4) \text{ b}$$

Fracción absorbida con la cobertura de 3 placas:

$$F_0 = (1.025) T_1 T_2 T_3 \alpha \quad (5.4) \text{ c}$$

Fracción absorbida con la cobertura de 4 placas:

$$F_0 = (1.05) T_1 T_2 T_3 T_4 \alpha \quad (5.4) \text{ d}$$

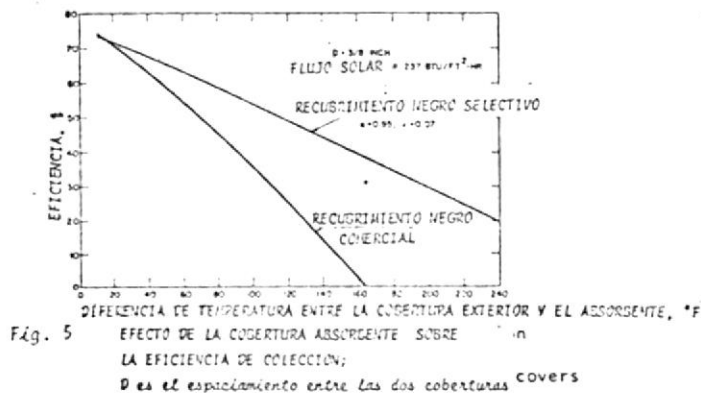
TIPOS DE SUPERFICIES

"Las superficies selectivas están conformadas por una capa más externa muy delgada que sea altamente absorbente para la radiación solar de onda corta y relativamente transparente-

te para la radiación térmica de onda larga, la capa inferior debe tener alta reflectancia y una baja emitancia para la radiación térmica". (3)

"Se maximiza la energía absorbida cubriendo la placa metálica del colector con un material que tenga una alta absorptividad solar α , alcanzando un alto valor para la transmisividad de radiación de onda corta para las coberturas transparentes sobre la placa absorbente. El vidrio, el cobertor más común tienen una emisividad a longitud de onda larga para propósitos prácticos de 1.

La Fig. 5 compara eficiencias para un recubrimiento negro comercial y un recubrimiento negro selectivo relacionándola a la diferencia de temperatura entre la temperatura del vidrio más externa y la de la placa. La presencia de una buena superficie selectiva $\epsilon = 0.10$ logra una eficiencia muy marcada cuando la temperatura de la placa se eleva hacia el nivel de los 200°F ". (4)



"Se utilizan dos capas de material selectivo para aumentar la eficiencia de colección, una capa de fondo de Niquel brillante (electrodeposición de un compuesto de Niquel-Zinc-Sulfito) y una capa más exterior de niquel negro que es absorben

te en el espectro solar y transparente en el infrarrojo (Tér mico) dando como resultado una baja emitancia en el campo tér mico.

La absorptividad puede ser optimizada escogiendo adecuada mente los parámetros de deposición. La Fig. 3 nos muestra la reflectancia espectral de una capa de Niquel negro aplicado a un substrato de acero ($\alpha = 0.95$ y $\epsilon = 0.07$ a 200°F). Si la deposición no es completamente uniforme la variación en ϵ y α es muy pequeña; del orden del 2% y 3%". (5)

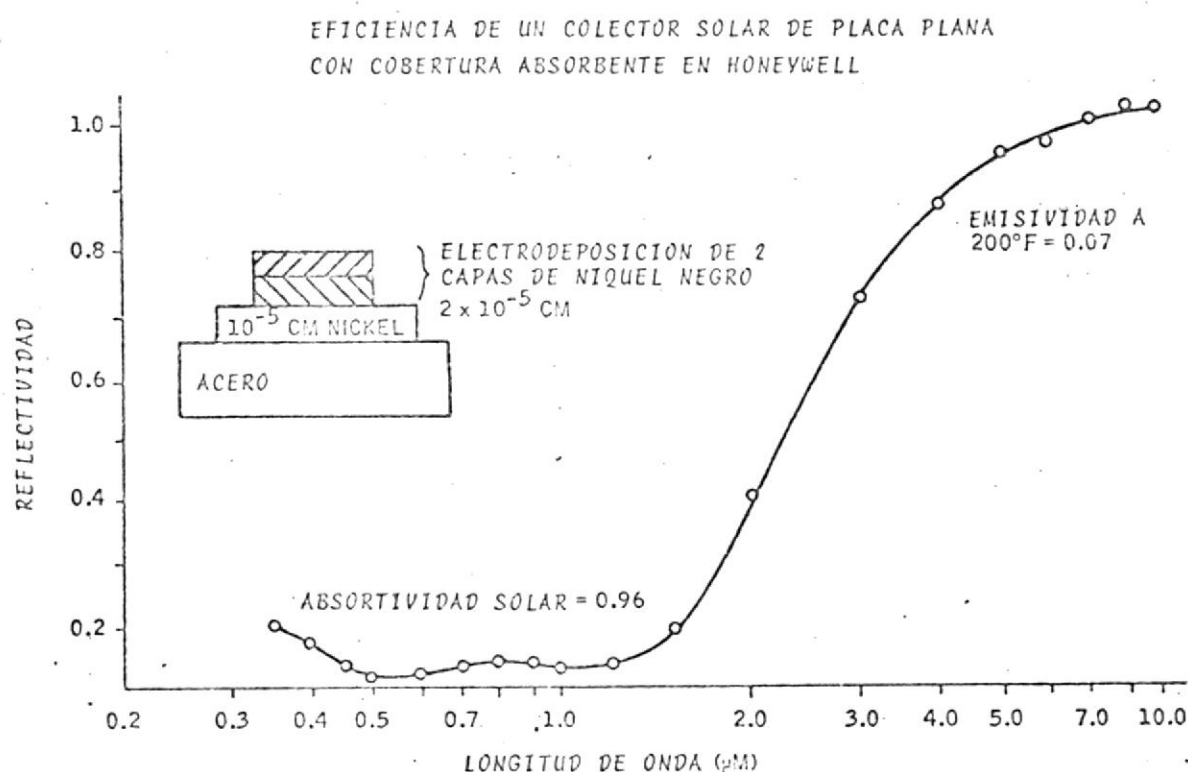


Fig. 3. REFLECTIVIDAD ESPECTRAL PARA UN COLECTOR SOLAR DE PLACA PLANA CON COBERTURA ABSORBENTE EN HONEYWELL

"Las superficies que tienen una alta absorptividad para la radiación solar de onda corta también tienen una alta emisividad para la radiación de onda larga (térmica) sin embargo, superficies de altos valores para la absorptividad y bajos valores para la emisividad con radiación de onda larga pueden pro

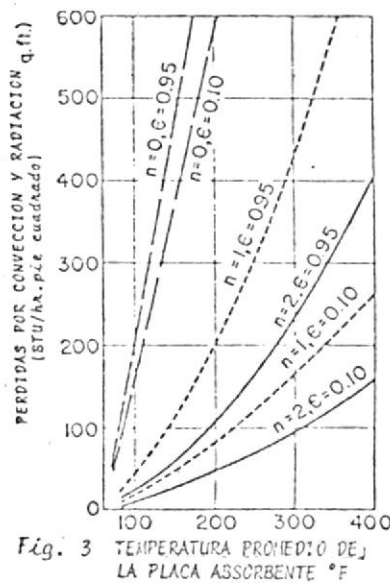
ducirse y ser ventajosamente utilizadas en intercambiadores de calor solares. El desarrollo de mayor interés en intercambiadores de calor solares ha sido la reducción de pérdidas por radiación utilizando superficies que tienen baja emisividad con radiación de longitud de onda larga mientras que tienen alta absorptividad para la radiación solar que es de longitud de onda corta. Estas superficies selectivas consisten en delgadas capas semiconductoras tales como óxido cúprico, que es opaco a la radiación solar de onda corta pero transparente a la radiación solar de onda larga utilizadas sobre superficies metálicas pulidas que tienen baja emisividad para la radiación de longitud de onda larga.

Las coberturas pueden prepararse por varios métodos incluyendo la oxidación controlada de la base metálica por inmersión en soluciones oxidantes, por oxidación de películas plateadas metálicas y por descomposición a elevada temperatura de depósitos de sales metálicas aplicadas como soluciones acuosas en forma de spray sobre la base metálica pulida. Valores experimentales de la absorptividad y de la emisividad para varias combinaciones metal películas se muestran en la tabla 4.

TABLA 4. ABSORPTIVIDADES PARA RADIACION SOLAR Y EMISIVIDADES PARA RADIACION DE ONDA LARGA PARA VARIAS SUPERFICIES SELECTIVAS (DE SUPERFICIES ENTRE 80°C A 110°C).

METAL BASE	PESO DEL RECURRIMIENTO			
	RECURRIMIENTO	mg./cm. ²	α	ϵ_b
COBRE PULIDO	CuO	0.055	0.80	0.09
COBRE PULIDO	CuO	0.22	0.89	0.19
ACERO	FeO-Fe ₂ O ₃	0.18	0.92	0.21
NIQUEL PLATEADO.....	CuO	0.35	0.86	0.21
ALUMINIO PULIDO	CuO	0.30	0.93	0.11
ALUMINIO	CuO	----	0.85	0.11

Baja emisividad es más ventajosa con temperaturas altas del absorbedor y pocas coberturas transparentes. La reducción de la emisividad permite el uso de pocas coberturas transparentes reduciendo así las pérdidas por transmisividad y el costo del intercambiador de calor. Los efectos de la emisividad y el número de coberturas sobre las pérdidas por radiación y convección calculadas a una temperatura ambiente de 60°F , por métodos de Hottel y Woertz se muestran en la Fig. 3". (6)



TRATAMIENTO DEL VIDRIO

"Para disminuir la reflectividad del vidrio, se lo debe su mergir en sílice saturado con un baño de ácido fluorsilésico de composición y temperaturas controladas. El baño de ácido deja la superficie del vidrio con una delgada capa de sílica porosa, que constituye una capa anti-reflectiva.

Para obtener igualdad óptica perfecta, las películas de su superficies porosa deben satisfacer dos condiciones:

1. El índice refractivo debe ser la raíz cuadrada del índice refractivo del vidrio original.

2. El espesor deberá ser de $1/4 \lambda$ (espesor óptico)

Estas condiciones pueden satisfacerse con un cuidadoso control de la temperatura, composición y del tiempo de sumersión o inmersión.

Cuando se satisfacen estas condiciones, el vidrio presenta una transmisividad cercana al 100% o cero reflexión a la longitud de onda de diseño (λ).

Para maximizar la transmisión solar, una $\lambda = 0.7 \mu\text{m}$ es óptima.

La Fig. 7 muestra el espectro de reflexión para un vidrio antes y después de la deposición⁽⁵⁾

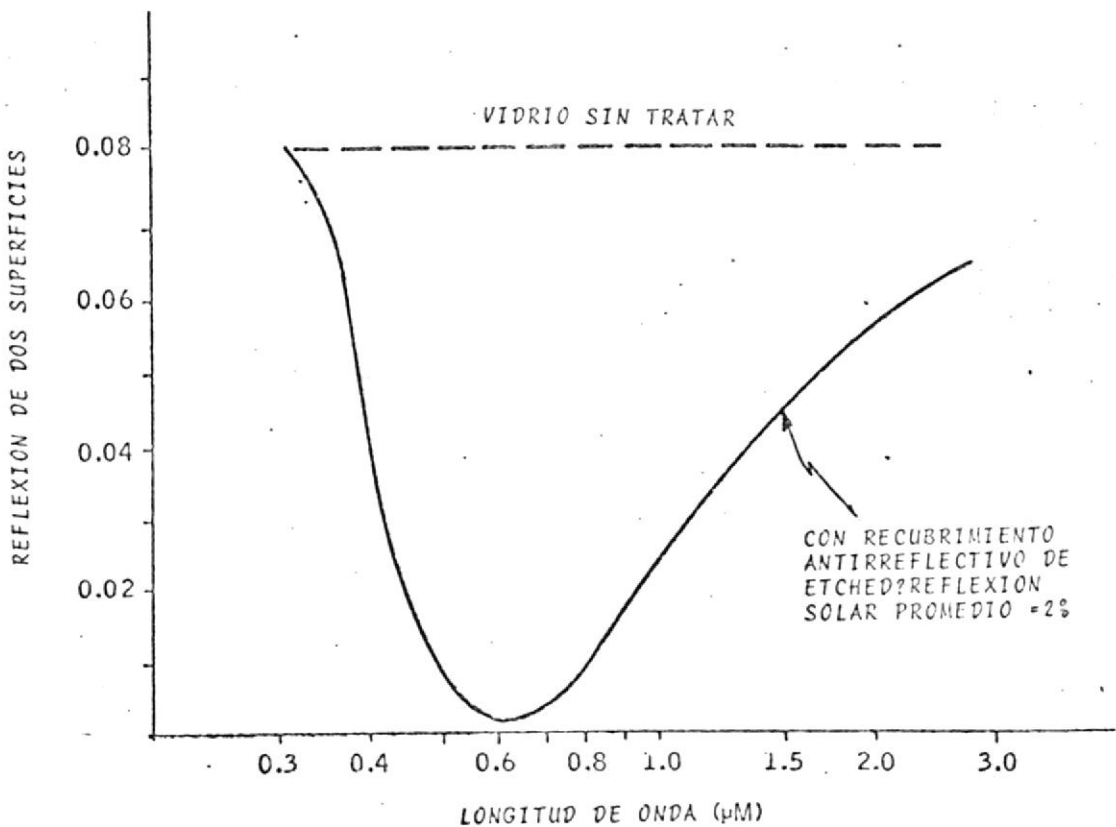


Fig. 7 REFLECTANCIA ESPECTRAL DE UN RECUBRIMIENTO ANTIRREFLECTIVO ETCHED SOBRE UN VIDRIO FOURCO DE BAJA ABSORTIVIDAD

EFECTO DEL ANGULO DE INCIDENCIA

En vista de que tanto las transmitancias como las absorptividades individuales decrecen al crecer el ángulo de incidencia, las ecuaciones 5.2; 5.3 y 5.4 deberán evaluárselas para un rango de ángulos de incidencia.

En la práctica es mucho más conveniente y suficientemente exacto evaluar solamente valores para incidencias normal y entonces emplear curvas de corrección como las dadas en la Fig. 5.3 (c) para obtener valores para otros ángulos de incidencia.

"La energía absorbida puede ser maximizada manteniendo alta la radiación normal incidente sobre el colector optimizando su orientación. Con vidrios de ventanas de 1/8" las pérdidas por reflexión son aproximadamente de un 8% y por absorción de un 3% para radiación incidente normal y con una transmisividad de un 89%; sin embargo, la reflectividad se incrementa rápidamente con el ángulo de incidencia".⁽²⁾

"La absorptividad y la transmisividad son altas para ángulos de incidencia menores de 40° (tabla 1) para ángulos de incidencia mayores estos dos parámetros decaen rápidamente".⁽³⁾

TABLA 1. VARIACION CON EL ANGULO DE INCIDENCIA DE LA TRANSMITANCIA PARA COLECTORES DE SIMPLE Y DOBLE COBERTURA ASI COMO TAMBIEN LA ABSORTIVIDAD PARA PLACAS NEGRIAPAS CON PINTURA NEGRA

ANGULO DE INCIDENCIA, °	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
TRANSMISIVIDAD	0.87	0.87	0.87	0.87	0.86	0.84	0.79	0.68	0.42	0.00
COBERTURA SIMPLE	0.87	0.87	0.87	0.87	0.86	0.84	0.79	0.68	0.42	0.00
COBERTURA DOBLE	0.77	0.77	0.77	0.76	0.75	0.73	0.67	0.53	0.25	0.00
ABSORPTIVIDAD DE PLACAS NEGRIAPAS	0.96	0.96	0.96	0.95	0.94	0.92	0.88	0.82	0.67	0.00

"Si consideramos el cielo como un irradiador uniforme es posible hacer una integración gráfica que considera a la radiación difusa como concentrada en un haz de luz con un ángulo de incidencia de 58° para un colector con tres coberturas de vidrio y una superficie negra absorbente". (10).

"La radiación que recibe el colector puede ser maximizada por continuos cambios de posición del colector; la ventaja económica de colectores planos que son, montados en forma permanente en una posición (mirando hacia el Norte, si están en el hemisferio Sur) parece afectar la pérdida de energía. Radiación total y radiación directa anuales sobre superficies dispuestas en varias posiciones fijas y móviles han sido calculadas para latitudes de 35° y están sumariadas en la tabla 1; comparando la radiación anual recibida por una superficie fijada horizontalmente en una latitud de 35° , con la de una superficie que tenga un ángulo de inclinación de 35° mirando hacia el Sur (Hemisferio Norte) esta última recibe 16% más de radiación, una superficie con un dispositivo para seguir el sol recibe un 57% más de radiación". (6)

TABLA 1. CALCULO DEL EFECTO DE LA ORIENTACION DEL COLECTOR SOBRE LA RADIACION ANUAL A 35° DE LATITUD EN EL SUR OESTE DE LOS ESTADOS UNIDOS

ORIENTACION DEL COLECTOR (TIPO DE SEGUIENTO)	RADIACION EN MILES DE Btu./Aa./pie ²	
	TOTAL	DIRECTA
FIJADO HORIZONTALMENTE	585	470
FIJO Y AJUSTADO 35° AL SUR	630	545
AJUSTE CONTINUO SOBRE LA HORIZONTAL EN EL EJE NORTE SUR	814	654
AJUSTE CONTINUO SOBRE EL EJE PARALELO AL EJE DE LA TIERRA	893	717
AJUSTE CONTINUO CON RESPECTO A LOS DOS EJES PARA MANTENER LOS RAYOS SOLARES A INCIDEN- CIA NORMAL	921	738

PRODUCTO DE TRANSMISIVIDAD - ABSORTIVIDAD EFECTIVA, F_e .

Las ecuaciones 5.4 anteriores permiten el cálculo de la fracción de la radiación incidente que se la transmite directamente por la cobertura transparente y absorbida por la superficie negreada del colector (placa). Sin embargo, esto no es en realidad lo que sucede ya que una parte de la radiación solar es absorbida por las coberturas de placas transparentes. Por medio de ligeras elevaciones de temperatura de las placas de cobertura se logra disminuir la razón de pérdida de calor de la placa del colector.

El producto transmitividad -absortividad efectiva F_e , vienen calculadas por la siguiente fórmula:

$$F_e = F_c + a_1 (1 - e^{-K_1 L_1}) + a_2 T_1 (1 - e^{-K_2 L_2}) + a_3 T_1 T_2 (1 - e^{-K_3 L_3}) + \dots \quad (5.5)$$

En donde las constantes "a" vienen dadas en la tabla 5.1 y los subíndices 1.2.3., etc. se refieren a la primera (exterior), segunda, tercera, etc., capas del sistema de coberturas transparentes.

Para el caso especial de coberturas con un espesor de vidrio de 1/8" con el mismo coeficiente de extinción, las relaciones entre F_e y F_c para los colectores con absortividad solar $\alpha = 0.95$ ($\alpha = 0.90$ para un colector sin coberturas) están dadas en la tabla 5.2., La Fig. 5.4 que se basa en la tabla 5.2 puede utilizarse por interpolación para otros espesores y otros materiales.

NUMERO TOTAL DE PLACAS COBERTORAS	ABSORBEDOR PINTADO DE NEGRO E = .95		ABSORBEDOR SELECTIVO E = 0.2	
1	a ₁	0.23		0.14
	a ₁	0.17		0.10
2	a ₂	0.63		0.44
	a ₁	0.13		0.08
3	a ₂	0.47		0.35
	a ₃	0.76		0.58
	a ₁	0.11		0.07
4	a ₂	0.39		0.30
	a ₃	0.62		0.50
	a ₄	0.83		0.67
	a ₁	0.11		0.07

Tabla 5.1 CONSTANTES PARA USAR EN LA ECUACION (3.5) AL CALCULAR F_e.

NUMERO DE PLACAS COBERTORAS DE VIDRIO PINTADO DE NEGRO = 0.95 SUPERFICIE SELECTIVA = 0.9, = 0.2
 K = 0.8 por pulg. K = 0.2 por pulg. K = 0.8 por pulg. K = 0.2 por pulg.

	F _c	F _e	F _e /F _c	F _c	F _e	F _e /F _c	F _c	F _e	F _e /F _c	F _c	F _e	F _e /F _c
1	0.795	0.817	1.028	0.856	0.862	1.007	0.753	0.766	1.018	0.811	0.815	1.004
2	0.663	0.729	1.099	0.768	0.766	1.024	0.628	0.672	1.070	0.728	0.740	1.017
3	0.550	0.657	1.176	0.695	0.724	1.041	0.528	0.601	1.139	0.658	0.679	1.032
4	0.474	0.601	1.268	0.637	0.675	1.060	0.449	0.548	1.221	0.604	0.634	1.050

Tabla 5.2 F_c Y F_e PARA COBERTURAS TRANSPARENTES DE COLECTORES

(todos los vidrios de 1/8" de espesor, el mismo coeficiente de extinción K para el sistema)

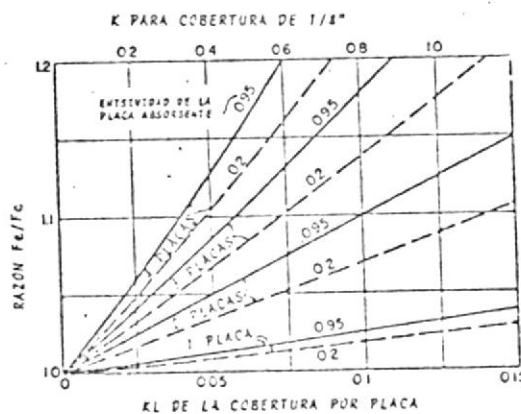


Fig. 5.4 RAZON Fe/Fc

Los cálculos del producto de absorptividad - transmisividad son generalmente hechos solamente para radiación de incidencia normal, las correcciones para otros ángulos de incidencia son obtenidas de la Fig. 5.3 (d).

EFFECTO DE LA SUCIEDAD SOBRE LOS VIDRIOS

Se ha encontrado que colectores con coberturas que parecen encontrarse sumamente sucias en zonas altamente industrializadas, a pesar de tratarse de temporadas con poca precipitación lluviosa, la transmisividad que presentan es tan sólo 4% menos que cuando están limpios. Un valor promedio útil para fines de cálculos es una pérdida de un 2% debido a la suciedad, por lo tanto el factor de pérdidas por suciedad (1-D) que generalmente se utiliza es de 0.98.

"Es pequeño y una limpieza ocasional efectuada por la lluvia es adecuada como para mantener la transmitancia cercana en un 2% a 4% de su máximo valor".⁽³⁾

SOMBREADO

Cuando no hay incidencia normal sobre el colector, algunos de los lados que soportan las coberturas transparentes - del colector proyectará una sombra sobre una parte de la placa absorbente.

Si el lado opuesto (el que recibe los rayos solares) es pintado de blanco por dentro y negreado por fuera originará una reflexión extra de radiación sobre el otro borde de la placa absorbente. Cálculos detallados de pérdidas por sombrea

do para dos colectores específicos indican que para ángulos de incidencia de 45 grados, el efecto neto por pérdidas de sombreado podría ser alrededor del 3%.

El sombreado debido a piezas que soportan vidrios intermedios es otro factor que debe tomarse en consideración cuando se hace el balance de calor total del colector. Debido a estas piezas de soporte, el área neta del vidrio es generalmente de un 2% a un 4% más pequeña que el área de la placa absorbente.

Para fines del diseño a menudo es adecuado asumir que el factor de corrección por sombreado $(1-S)$ es 0.97 al medio día y que varía para otros ángulos de incidencia como lo muestra la Fig. 5.3 (e), si se requiere una mayor aproximación entonces el efecto de sombreado deberá ser calculado para el colector particular.

ENERGIA NETA ABSORBIDA EN EL COLECTOR, q_a .

Al calcular la energía neta absorbida en el colector es necesario tomar en cuenta el hecho de que no toda la radiación total incidente viene directamente desde el Sol, una porción, generalmente un 10% viene en conjunto desde el cielo y en general habrá un ángulo promedio de incidencia que difiere del ángulo de incidencia de los rayos directos. Por lo tanto, las radiaciones componentes directa y difusa deberán ser tratadas separadamente.

Liu y Jordán han realizado extensos estudios sobre la interrelación de las radiaciones difusa y directa sobre super

ficies horizontales e inclinadas, de modo que, en el caso general de que la totalidad de la radiación solar es conocida, la componente difusa puede estimarse con una buena exactitud. ($I = I_D + I_d$; radiación solar total (I); radiación solar directa (I_D); Radiación difusa del cielo (I_d). I es la radiación solar total. Para la determinación de los factores de transmitancia de la radiación difusa, generalmente se asume que el ángulo de incidencia promedio es 50° (el ángulo teórico para superficies horizontales y cielo uniforme es alrededor de 58°).

Esto toma en cuenta el hecho de que el cielo no tiene un brillo uniforme pero es más brillante en la vecindad del sol.

Luego, la energía neta absorbida en el colector q_a , es:

$$q_a = \{Fe (1 - D) (1-S)\}_i I_D + \{Fe (1-D) (1-S)\}_i = 50^\circ I_d$$

$$= \{Fe (1-D) (1-S)\}_i I \left[\frac{I_D}{I} + \frac{\{Fe (1-D) (1-S)\}_i = 50^\circ}{Fe (1-D) (1-S)\}_i \times \frac{I_d}{I} \right] \quad (5.6)$$

Recordando que prácticamente toda la colección útil de calor solar ocurre cuando el sol está visible (cuando no está obscurecido por nubes) y por otro lado, considerando también que toda la colección útil de calor ocurre durante el medio día, la radiación difusa constituye una fracción relativamente pequeña del total durante el período de colección, generalmente 8 a 10% (En áreas húmedas o regiones muy industrializadas, estos porcentajes pueden duplicarse).

El valor numérico del término encerrado entre paréntesis recto de la ecuación (5.6) es cercano a 1, y en efecto rara vez es menor que 0.98 durante el importante lapso del medio día. Por lo tanto, es muy acertado asumir que toda la radiación difusa se origina de la misma posición que el sol y al usar la siguiente ecuación de diseño (con la ayuda de la Fig. 5.3) para calcular la energía absorbida en el colector q_a .

$$q_a = 0.98 \{ (Fe (1-d) (1-S))_i \} I = f I \quad (5.7)$$

Con $(1-D) = 0.98$ y $(1-S) = 0.97$;

La ecuación (5.7) nos queda:

$$q_a = 0.93 [Fe_{i=0}] \left[\frac{Fe_i}{Fe_{i=0}} \right] \left[\frac{(1-S)_i}{(1-S)_{i=0}} \right] I = f I \quad (5.7) a$$

Donde los términos encerrados en el 2º y 3º paréntesis recto pueden ser obtenidos de las figuras 5.3 (d) y 5.3(e) respectivamente.

El término f es la fracción de la radiación solar total incidente útil absorbida en el colector después de haberse considerado todos los factores que ya han sido discutidos. En una publicación se sugirió que para la mayoría de los propósitos prácticos los términos $0.93 [Fe_i / Fe_{i=0}] [(1-S)_i / (1-S)_{i=0}]$ podrían tomarse como 0.85 para todas las horas del día en los cálculos de colectores de modo que la ecuación 5.7 se convertiría en:

$$q_a = f I = 0.85 [Fe_{i=0}] I \quad (5.7) b$$

Número de coberturas transparentes que deben utilizarse:

Depende de muchos factores, pero el más importante es la temperatura a la cual se desea coleccionar el calor comparada con la temperatura ambiente. Se puede utilizar la tabla 5.3 como una guía, en ciertas situaciones es recomendable utilizar la ecuación 5.16 para calcular el performance con diferente número de coberturas de modo que se puede hacer una apropiada elección basada en fundamentos económicos.

TEMPERATURA DE COLECCIÓN SOBRE LA TEMPERATURA AMBIENTE. ($t_c - t_a$), °F	APLICACIONES TÍPICAS	NÚMERO DE COBERTURAS	
		ABSORBEDOR NO SELECCIONADO " .96 .95	ABSORBEDOR SELECCIONADO " .2
-10 a +10°F	FUENTE PARA BOMBA DE CALOR CALENTAMIENTO DE AIRE PARA SECAO	none	none
10 a 60°F	CALENTAMIENTO DE AGUA PARA EL VERANO CALENTAMIENTO DE AIRE PARA SECAO DISTILACION SOLAR CALENTAMIENTO DE ESPACIOS EN CLIMAS POCO FRIOS	1	1
60 a 100°F	CALENTAMIENTO DE AGUA PARA EL INVIERNO CALENTAMIENTO DE ESPACIOS EN INVIERNO	2	1
100 a 150°F	AIRE ACONDICIONADO PARA EL VERANO PRODUCCION DE VAPOR EN EL VERANO REFRIGERACION COCINADO POR VAPOR	3	2

Tabla 5.3 GUÍA PARA LA SELECCIÓN DEL NÚMERO DE PLACAS COBERTURAS
TRANSPARENTES

INFLUENCIAS DEL NÚMERO DE COBERTURAS

"Aumentando el número de coberturas se disminuyen las pérdidas por radiación de onda larga pero también decrece la energía solar incidente que alcanza la placa.

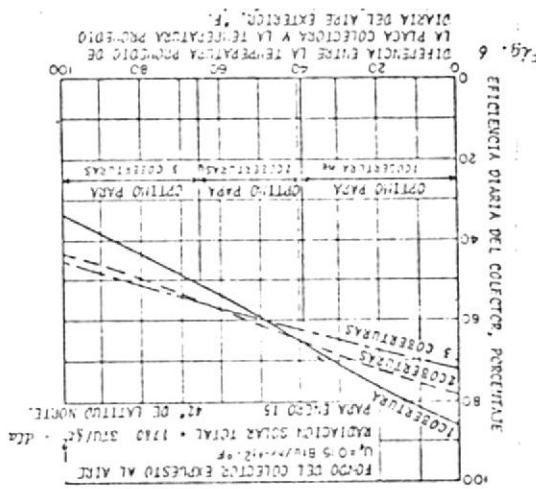
El número óptimo de coberturas depende de la temperatura

El número óptimo de coberturas depende de la transmisividad de la material cobertor, la diferencia de temperatura en-
 the el absorbedor solar y el aire ambiente; ϵ , y de la

constituye una buena solución.
 de una capa de vidrio externa y una capa de plástico interna
 mica de onda larga emitida desde el colector, la combinación
 desventaja de transmisión del 30% al 40% de la radiación térmica
 de reducir estas pérdidas considerablemente, pero tiene la
 El uso de una delgada capa de plástico tiene la ventaja

triple vidrio.

Las pérdidas debidas a la reflexión de la capa o capas
 de vidrio es aproximadamente el 4% de la energía que pasa a tra-
 vés de cada interfase de aire, para ángulos de incidencia a-
 rriba de los 35°, 8% es la pérdida para un colector con un
 solo vidrio, 15% cuando son 2 vidrios y 22% cuando son de



2 o más coberturas transparentes". (4)

necesarios para sistemas de enfriamiento solar se requiere de
 Fig. 6 se ve claramente que para flujos a altas temperaturas
 de la placa y de la transmisividad de la cobertura. En la -

razón de concentración A_a/A_x'' . (3)

PERDIDAS TERMICAS:

Las pérdidas térmicas se deben a que la temperatura de la placa absorbente del colector es mayor que la del ambiente en los alrededores. Estas pérdidas de calor ocurren hacia arriba a través de las coberturas transparentes, hacia los costados a través de la aislación lateral y hacia atrás a través de la aislación posterior.

URDENOR
Mz 206
V 18

PERDIDAS DE CALOR HACIA ARRIBA A TRAVES DE LAS COBERTURAS
TRANSPARENTES

Los factores que determinan el flujo de calor hacia arriba son: La temperatura de la placa absorbente, la temperatura del aire en el ambiente y los alrededores vistos por el colector, el número de placas cobertoras y su espaciamiento, el ángulo de inclinación del colector medido desde la horizontal, la velocidad del viento sobre la placa más externa y la transmitancia del plástico para la radiación de onda larga si se utiliza para la cobertura delgadas capas plásticas en vez de vidrio, el espesor del vidrio tiene un efecto despreciable sobre la transferencia de calor.

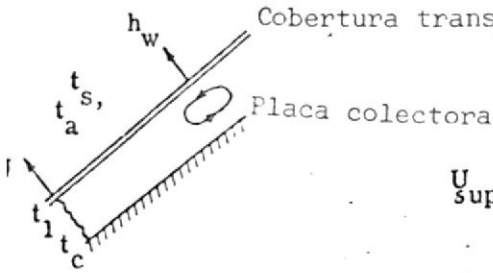
El coeficiente de pérdidas de calor hacia arriba del colector U superior se lo define por la relación:

Razón de transferencia de calor hacia arriba
a través de la cobertura transparente por unidad de área de la placa absorbente..... = U superior $(t_c - t_a)$ (5.8)

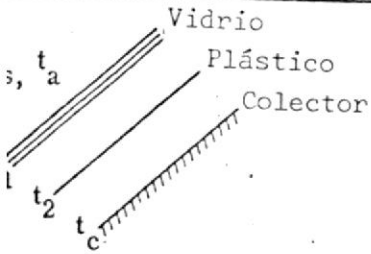
Algunas ecuaciones se han derivado para calcular U superior, para varias combinaciones de vidrios y plásticos en el sistema de coberturas. Vienen dadas como ecuaciones (5.9)⁽¹¹⁾. El uso de estas ecuaciones requiere de una asunción inicial de las temperaturas de cada una de las placas de la cobertura, y con un poco de práctica, una iteración es suficiente para dar valores de U superior, dentro del 1% de error.

La fig. 5.5 muestra curvas de pérdidas de calor hacia arriba para varias condiciones de temperatura de placas absorbentes

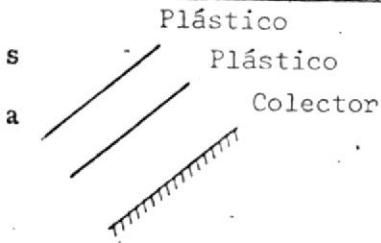
ecuación 5.9 Ecuaciones para calcular el coeficiente de pérdida de calor hacia arriba del colector



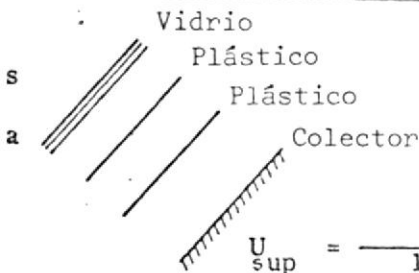
$$U_{sup} = \tau \epsilon_c h_{rcs} \left(\frac{t_c - t_s}{t_c - t_a} \right) + \frac{1}{\frac{1}{h_{c1} + E_{c1} h_{rc1}} + \frac{1}{h_w + \epsilon_1 h_{r1s} \left(\frac{t_1 - t_s}{t_1 - t_a} \right)}}$$



$$U_{sup} = \frac{1}{\frac{1}{h_w + \epsilon_1 h_{r1s} \left(\frac{t_1 - t_s}{t_1 - t_a} \right)} + \frac{1}{\tau E_{c1} h_{E1} + \frac{1}{\frac{1}{h_{c2} + E_{c2} h_{rc2}} + \frac{1}{h_{21} + E_{21} h_{r21}}}}}$$



$$U_{sup} = \frac{2}{1-X} \epsilon_c h_{rcs} \left(\frac{t_c - t_s}{t_c - t_a} \right) + \frac{1}{\frac{1}{h_{c2} + E_{c2} h_{E2}} + \frac{1}{h_{21} + E_{21} h_{c21}} + \frac{1}{h_w + \epsilon_1 h_{r1s} \left(\frac{t_1 - t_s}{t_1 - t_a} \right)}}$$



$$U_{sup} = \frac{1}{h_w + \epsilon_1 h_{r1s} \left(\frac{t_1 - t_s}{t_1 - t_a} \right)} + \frac{1}{\frac{2}{1-X} E_{c1} h_{rc1} + \frac{1}{\frac{1}{h_{c3} + E_{c3} h_{rc3}} + \frac{1}{h_{32} + E_{32} h_{r32}} + \frac{1}{h_{21} + E_{21} h_{r21}}}}}$$

$w = 1+0.3V$, Coeficiente debido al viento

$xy = C(t_x - t_y)^{1/4}$, Coeficiente de convección

ángulo de inclinación	0	30	60	90
C	.24	.21	.18	.15

$r_{xy} = \sigma (t_x^4 - t_y^4) / (t_x - t_y)$

Coeficiente equivalente a radiación

$x_y = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_x} + \frac{1}{\epsilon_y} - 1}$, Factor de emisividad

=Emisividad ϵ collector = 0.95 pintura negra
 .2 Selectivo

ϵ Plástico = 0.63

ϵ Vidrio = 0.88

$x = \frac{t_x - t_s}{t_x - t_a}$

t_s = Temperatura equivalente de cuerpo negro del cielo

t_a = Temperatura del aire ambiente

t_c = Temperatura promedio de la placa colector

t_1, t_2, t_3 = Temperatura de las coberturas transparentes

τ = Transmisividad del plástico para la radiación de onda larga (0.3 Para Tedlar..)

X Fracción de la radiación de onda larga que es completamente absorbida por el primer plástico

negreadas (emisividad = 0.95) y para una superficie absorbente selectiva con emisividad de $\epsilon = 0.2$. Otras asunciones son ángulos de inclinación del colector de 30°; coeficiente de velocidad del viento $4 \text{ BTU/hr} \times \text{pie}^2 \times ^\circ\text{F}$ una temperatura del cielo 10°F más baja que la ambiente.

Cuando se utilizan películas plásticas para cubrir colectores solares las pérdidas de calor hacia arriba son mayores que con vidrios debido a que los plásticos transmiten algo de radiación de longitud de onda larga. La capacidad de transmisividad para radiación de longitud de onda larga (radiación térmica) es diferente para cada tipo de plástico de modo que es difícil hacer generalizaciones.

Sin embargo, una película de fluoruro de polivinilo (TEDLAR) de 0.004", tienen una transmisividad de alrededor de 30% para la radiación de onda larga que es emitida por cuerpos con un rango de temperatura entre 0 y 400°F .

Es probablemente el material plástico más aconsejable (disponible hoy en día) para colectores solares. Los cálculos empleando las ecuaciones (5.9) muestran que las pérdidas de calor hacia arriba es de 15 a 20% mayores que para colectores que emplean solamente coberturas de vidrio con superficies absorbentes negreadas (esta alta pérdida de calor se la compensa más o menos con la alta transmisividad de radiación solar del plástico PVF (TEDLAR)). Utilizando una superficie selectiva, sin embargo, la razón de pérdidas de calor de colectores con coberturas plásticas PVF podría ser ligeramente di

ferente que si se utilizan solamente coberturas de vidrio para cubrir el colector.

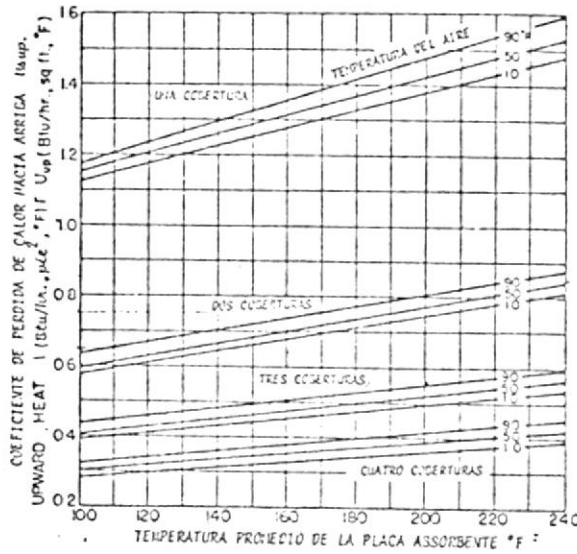


Fig. 5.5 COEFICIENTE DE PERDIDA DE CALOR HACIA ARRIBA - PARA COLECTORES DE PLACA PLANA

COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR HACIA ABAJO

U posterior

La aislación térmica bajo la placa absorbente del colector comprende a menudo de una placa reflectiva de chapa de aluminio sobre el tope de un aislamiento de lana mineral de un espesor entre 2" a 4". Si la superficie posterior de la caja del colector solar no se encuentra firmemente fijada al techo o si no es protegida adecuadamente del viento, es aconsejable utilizar 1" más de aislamiento. Es aconsejable colocar suficiente aislamiento al colector para mantener el valor de U posterior $\cong \frac{1}{10}$ (U superior)

$$U_{\text{posterior}} \cong \frac{1}{10} (U_{\text{superior}})$$

PERDIDAS TERMICAS

"Un colector de energía solar plano tiene limitada la transferencia neta de energía útil ya que las grandes pérdi-

das térmicas que tiene producidas por su gran superficie se incrementan con la temperatura, luego sólo poca liberación de energía útil a alta temperatura se puede lograr como resultado. Se ha alcanzado alta reflectividad especular por el uso de depósitos metálicos o coberturas sobre estos metales o vidrios; metalizado el vacío de películas plásticas así como aluminizado de películas de polyester pueden tener reflectividad de un 80% o más, este material en forma rígida es aceptable para superficies reflectoras empleadas en colectores con centradores.

Las pérdidas por radiación y convección desde la superficie intercambiadora de calor con el cielo o ambiente puede reducirse cubriendo la superficie absorbente con una o más coberturas transparentes, estas capas de vidrios o plásticos reducen las pérdidas por convección debido a que proveen espacios cerrados de aire entre la superficie intercambiadora caliente y el ambiente, ya que muchos de estos materiales son prácticamente opacos (no la dejan pasar, las reflejan o absorben) a la radiación de onda larga (térmica) emitida de la superficie del colector, ellos pueden constituir también un buen aislamiento para la reducción de pérdidas por radiación, sin embargo, las coberturas no transmiten toda la radiación solar debido a su absorción y reflexión, este efecto se muestra en la tabla 3. Para mejorar la transmisividad para la radiación solar se puede tratar el vidrio depositando sobre su superficie una delgada película mineral que tiene aproximadamente un espesor igual a $1/4 \lambda_m$. (longitud de onda media de la radiación incidente) una fina película de sílica puede ser

depositada sobre el vidrio por disolución controlada de al-
 calis de soluciones de ácido fluorhídrico. El proceso oportu-
 namente produce una película de cierto grado de espesor o com-
 posición que reduce más la reflectividad de la que se puede
 haber producido de los efectos de interferencia sobre la es-
 trecha banda del espectro solar total, la tabla 3 indica los
 efectos de este tratamiento. Desarrollos recientes en goben-
 turas transparentes para intercambiadores de calor solares
 incluyen películas de plástico claro de mejorada capacidad
 para soportar las condiciones climáticas, películas delgadas
 de 0.005 hasta 0.005 pulgadas de espesor de polyster, car-
 bono polífluor y otros sintéticos han sido utilizadas. Una a
 decuada resistencia para usos largos, resistencia al viento,
 poca cohesión de sujeción y otras propiedades deseables \bar{f}_a
 tan determinarse, sea posible que estas películas puedan tam-
 bién ofrecer poca reflectividad de larga duración por métodos
 de tratamiento de superficies. Las ventajas de utilizar vi-
 drios de baja reflectividad en un colector plano están in-
 dicadas por mediciones experimentales de recuperación de calor para
 operaciones durante un día en el que 2200 BTU/pie^2 de radiación incidio

TABLA 3. TRANSMISIVIDAD PARA LA RADIACION SOLAR DE PELICULAS PLASTICAS Y
 DE VIDRIO.

MATERIAL	ESPESOR, PULGADAS	TRANSMISIVIDAD A INCIENCIA NORMAL, %
RESISTENCIA SIMPLE, VIDRIO BLANCO	0.09	0.39
DEL MISMO TIPO, TRES CAPAS	0.09	0.70
"TITAN-100 X" PELICULA	0.002	0.97
PELICULA "MYLAR" RESISTENTE INTENSIVAMENTE	0.002	0.85
VIDRIO BLANCO DE RESISTENCIA SIMPLE, B	0.094	
RANGO EN EL ESPECTRO: ULTRA VIOLETA(0.325 a 0.375μ)		0.74

sobre los colectores

Un colector que tiene 3 coberturas, tuvo pérdidas por absorción de un 21% y una cobertura útil de 33%, un intercambiador similar con una superficie de vidrio tratada tiene una pérdida por reflexión del 10% y una ganancia útil de calor del 44% de la radiación incidente.

Una importante consideración es el número de coberturas transparentes sobre la placa absorbente, incrementando su número, decrecen las pérdidas por convección y radiación pero aumentan las pérdidas de transmisividad solar.

Otra forma de minimizar las pérdidas térmicas es por medio de la minimización de la diferencia de temperaturas entre la placa absorbente y el fluido de trabajo. En un experimento la temperatura de la superficie absorbente varía de 320°F a 600°F., cuando la temperatura del fluido fue de 300°F (las cuales son excesivas) dando como resultado excesivas pérdidas térmicas, para evaporadores podrían resultar bajos coeficiente de calor debido a películas de vapor.

La combinación de los efectos separados de superficies selectivas, coberturas de baja reflectividad y mejoras en la emisividad efectiva originan un incremento del performance del intercambiador de calor solar, tabla 5.

La combinación de vidrio de baja efectividad y baja emisividad del absorbedor constituye el sistema más efectivo en intercambiadores de calor de altas temperaturas y grandes diferencias de temperaturas entre el intercambiador y el aire

TABLA 5. EFICIENCIA DE UN COLECTOR INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACA PLANA CALCULADA HORA A HORA BASADOS EN LOS DATOS DE RADIACION SOLAR DE UN DIA CLARO EN MADISON. LOS COLECTORES ESTAN ANGULADOS 35° AL SUR

CONDICIONES	DIA CLARO VERANO T _h = 220 T _a = 90 HR = 2200 E _{cl} .	DIA CLARO VERANO T _h = 160 T _a = 90 HR = 2280 E _{cl} .	DIA CLARO INVIERNO T _h = 120 T _a = 20 HR = 1940 E _{cl} .
	EFICIENCIA, %	EFICIENCIA, %	EFICIENCIA, %
VIDRIO COMM. e _b = .95 ...	19	40	34
VIDRIO COMM. e _b = .10 ...	40	51	47
BAJA REFLECT. e _b = .95 ...	29	51	45
BAJA REFLECT. e _b = .10 ...	51	62	58

ambiente" (6).

AISLAMIENTO DE LOS COSTADOS

Son importantes las pérdidas laterales de calor en colectores pequeños los cuales tienen una relación del área perimétrica al área del colector relativamente grande. Se recomienda para la aislación lateral un espesor de 1" y dependiendo de la posición, generalmente debe colocarse como mínimo un aislamiento cuyo espesor sea la mitad del utilizado para la cara posterior.

Es un problema complejo calcular las pérdidas de calor laterales debido a la complicada geometría involucrada. Un caso típico de aislamiento lateral se observa en la fig. 5.6; una característica importante de este tipo de diseño lateral es la 1/2" de separación que hay entre la placa absorbente y la pared lateral lo que permite una irradiación directa sobre la porción expuesta de aislamiento pintado de negro.

Esta energía absorbida por el aislamiento constituye la

mayor parte de pérdida de calor lateral, de modo que, basándonos en el área exterior de exposición lateral, el coeficiente de pérdidas de calor lateral podría ser alrededor de $0.08 \text{ BTU/hr} \times \text{Ft}^2 \times ^\circ\text{F}$.

$$q_{\text{lateral}} = 0.08 (D \times P) (t_c - t_a) \quad (5.10)$$

En donde D es la altura de la caja del colector y P es el perímetro.

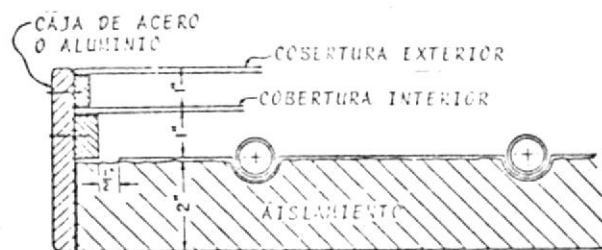


Fig. 5.6 AISLAMIENTO LATERAL

AISLAMIENTOS

"Las pérdidas de calor hacia el ambiente a través del vidrio se las pueden evitar usando coberturas reflectivas infrarrojas en la parte interna del vidrio, pero esta cobertura a más de ser costosa reduce la transmisividad efectiva del vidrio alrededor de un 10%. (3).

"Tabor desarrolló un estudio analítico del efecto de eliminar la convección dentro del colector y concluyó que las mejoras son solamente ligeras para un colector corriente de superficie negra pero es muy significativa cuando es usado con una superficie selectiva lo cual se demuestra en la fig. 7.

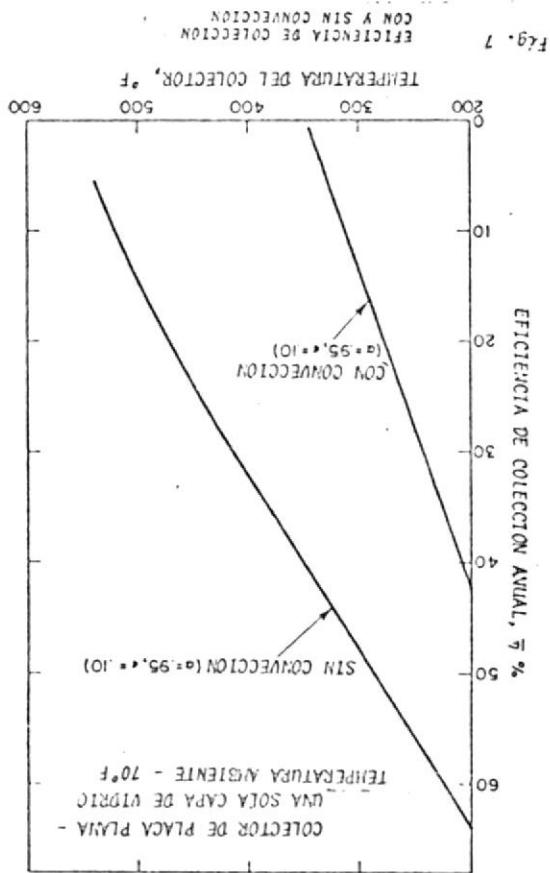
SPEYER eliminó la convección completamente evacuando su colector con lo cual obtuvo un incremento en la temperatura del fluido de -

El involucro todas las pérdidas anteriores y se la cal-
 COEFICIENTE DE PERDIDAS DE CALOR DEL COLECTOR, U_L

ción efectiva de colección solar diaria" (4).
 na de vidrio, también puede el material incrementar la dura-
 to de 1" de STYROCEL es equivalente a 3 ó 4" de una cobertu-
 de STYROCEL (Plástico). Encuentro que el valor como aislamien-
 drío más externa y la más interna separándolas con una capa
 SELUK reduce la convección entre la cobertura de ví-

buen aislamiento.

conducción del aire, ya que el aire en reposo constituye un
 Un vacío relativamente pobre es suficiente para eliminar la
 la temperatura fijada (Ej. de un 15% pasó a un 40% a 170°F).
 a 175°F a 260°F. y una mejora en la eficiencia de colección



cula como sigue;

$$U_L = U \text{ superior} + U \text{ posterior} + U \text{ lateral} \frac{A_p}{A_c} \quad (5.11)$$

A_c = Area de la superficie absorbente

A_p = Area perimétrica del colector

En un caso típico de un colector bien aislado, el coeficiente de pérdidas de calor del colector U_L deberá ser de un 10% a un 20% mayor que el coeficiente de pérdida de calor hacia arriba, U superior.

REMOCIÓN DE CALOR EN COLECTORES SOLARES:

Agua o aire que pasa a través del colector solar recoge el calor útil, luego debemos diseñar un sistema recolector de calor que remueva la mayor cantidad posible de calor. Mirándolo desde este punto de vista un colector de energía solar es similar a cualquier otro intercambiador de calor; su performance depende de los coeficientes de transferencia de calor y otros factores, es tarea del diseñador escoger la combinación óptima de factores para obtener los resultados deseados.

El calor útil colectado en un absorbedor solar de calor, q_u , es la diferencia entre la radiación absorbida en el sistema y las pérdidas térmicas así:

$$q_u = q_a - q_L \quad (5.12)$$

La radiación absorbida en el colector q_a , se la calcula de la ecuación 5.7 (a) y la razón de pérdida de calor q_L , de:

$$q_L = U_L (t_c - t_a) \quad (5.13)$$

En la cual el coeficiente de pérdida de calor del colector U_L , se lo calcula utilizando el conjunto de ecuaciones 5.9, 5.10 y 5.11. El único problema para utilizar estas ecuaciones es que siempre se desconoce la temperatura de la placa absorbente. En efecto, la única temperatura que generalmente se conoce en un colector solar es la temperatura t_1 , a la cual el fluido removedor de calor (generalmente aire o agua) entra al colector. Por lo tanto es deseable escribir la ecuación (5.13) en términos de la temperatura de entrada del fluido t_1 y de la razón de flujo del fluido por unidad de área del colector G , afortunadamente esto es posible con un poco de dificultad para la mayoría de los colectores.

Es conveniente definir otro coeficiente de transferencia de calor, llamémoslo el coeficiente total U_0 ; entre el fluido removedor de calor y el aire ambiente; U_L , como se recordará, es el coeficiente entre la placa absorbente y el aire ambiente. La relación entre estos dos coeficientes de transferencias de calor es de gran importancia y se la ha llamado "Factor de Eficiencia del Colector". (F').

$$F' = \frac{U_0}{U_L} \quad (5.14)$$

El valor numérico de U_0 puede ser determinado en forma relativamente fácil por medio de pruebas "A puerta cerrada" de colectores en los cuales la caída de temperatura de agua caliente o aire que fluye a través del colector a una razón constante de G lb/hr x pie² de área del colector se la mide exactamente. U_0 se la calcula entonces de la siguiente ecua-

ción:

$$\frac{t_2 - t_a}{t_1 - t_a} = e^{-U_0/G C_p} \quad (5.15)$$

U_0 depende en cierto grado de las temperaturas reales involucradas de modo que deben hacerse pruebas a diferentes temperaturas. También es importante que las diferencias de temperaturas $(t_2 - t_a)$ y $(t_1 - t_a)$ sean medidas con una exactitud de por lo menos 0.1°F durante las pruebas, para garantizar una buena exactitud en la derivación de los valores de U_0 . Por lo tanto, por determinación experimental de U_0 y por cálculos de U_L para las correspondientes condiciones de temperaturas, el factor de eficiencia del colector, F , puede determinarse. Esta es a la vez la más simple e importante prueba que puede hacerse para comparar colectores de diferentes diseños.

ECUACION GENERALIZADA DE PERFORMANCE

La ecuación (5.12) para calcular la razón de colección de calor útil (por unidad de área de colector) puede reescribirse en términos de la temperatura del agua que entra, t_1 , como sigue:

$$q_u = F'' F' (q_a - U_L (t_1 - t_a)) \quad (5.16)$$

En donde F'' es el "Factor de flujo" y F' es el "Factor de eficiencia del colector".

Se conoce a la ecuación (5.16) como la ecuación generalizada del performance para colectores solares.

FACTOR DE FLUJO "F"

El factor de flujo "F" se aplica comunmente en cálculos de intercambiadores de calor y viene dado por la fórmula siguiente:

$$F'' = \frac{1 - e^{-U_0/G C_p}}{U_0/G C_p} \quad (5.17)$$

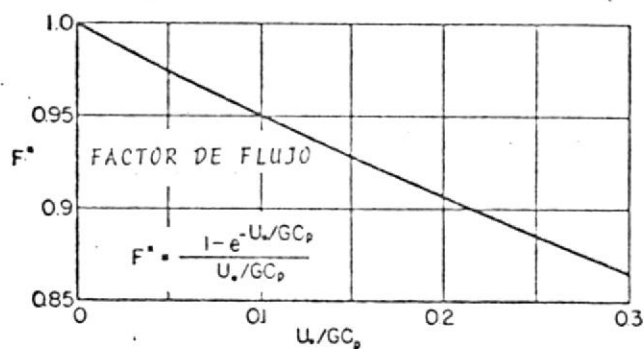


Fig. 5.7 FACTOR DE FLUJO F''

FACTOR DE EFICIENCIA DEL COLECTOR F'

Las ecuaciones analíticas para determinar F' , basadas en el diseño de colectores solares están dadas en la Fig. 5.8, para varios diseños comunes ciertos factores importantes en estas ecuaciones merecerán una mayor atención.

La ecuación generalizada de performance, ecuación (5.16), es válida para la mayoría de los diseños convencionales de calentadores solares, pero, requiere modificación para colectores en los cuales el fluido removedor de calor fluye en contacto con cualquiera de las capas cubridoras transpa-

rentes.

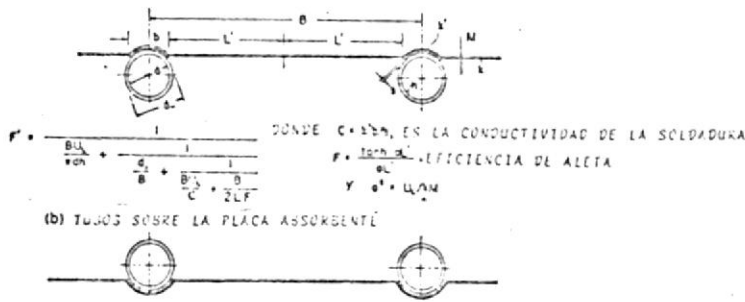


Fig. 5.8

"Para una eficiencia máxima el intercambiador de calor solar deberá tener la más alta absorptividad para la radiación solar. Las superficies negras deberán ser estables a altas temperaturas y capaces de permitir el manejo necesario"⁽⁶⁾.

"La absorción puede mejorarse utilizando vidrios con un bajo coeficiente de absorción en el espectro solar. La reflectividad se reduce utilizando superficies de vidrios tratadas las cuales pueden tener una transmisividad solar tan alta como el 95% para la radiación incidente normal"⁽⁴⁾.

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR, h , ENTRE LAS PAREDES DEL TUBO Y EL AGUA

El flujo del agua a través del colector solar es tan bajo que en la mayoría de los casos es laminar, además la longitud del tubo es generalmente lo suficientemente corta para que el flujo no llegue a desarrollarse. Por lo tanto el coeficiente de Transferencias de calor h , debe evaluarse para flujo laminar en la región de entrada de tuberías.

El valor promedio del coeficiente, h , puede calcularse de ecuaciones adimensionales:

$$N_u = 4.36 + \frac{0.067 \left(\frac{d}{L} \right) \text{Re Pr}}{1 + 0.04 \left(\frac{d}{L} \right) \text{Re Pr}}^{1/3} \quad (5.18)$$

"Cuando se calienta demasiado el agua que pasa por los tu bos puede ocurrir, deposiciones de minerales y por lo tanto obstrucciones en la parte superior del tubo.

La experiencia ha demostrado que no deben utilizarse tubos con un diámetro mayor de 1/2" (3).

TEMPERATURAS QUE SE PUEDEN ALCANZAR PARA EL AGUA

"Se puede obtener en colectores planos H₂O a 82°C que es una temperatura aconsejable para la refrigeración por ab sorción" (7).

"El uso de colectores con salidas de agua a temperaturas más bajas reduce las pérdidas y es ventajoso ya que puede - mantenerse trabajando durante largos períodos de tiempo en el día: estos períodos son de alrededor de 6 horas a 160° F, alrededor de 5 horas a 175°F y alrededor de 3 3/4 horas a 190°F.

La temperatura más aconsejable para el H₂O es de 175°F o más para sistemas de refrigeración por absorción". (8)

"El generador del sistema de refrigeración por absorción requiere un fluido entrando a una temperatura sobre los 175°F Si la temperatura de salida del fluido es mayor que 200°F, la eficiencia del colector baja debido a que las pérdidas por transferencia de calor aumentan considerablemente" (4).

"La temperatura ideal del agua es de 175°F o más para apli carla en el generador de un sistema de refrigeración por ab sorción" (9).

CONDUCTANCIA DE LA SOLDADURA, C.

Las ecuaciones 5.7 (a) y 5.7 (b) incluyen un término C, que toma en cuenta la resistencia a la transferencia de calor que se produce si los tubos no se encuentran adecuadamente soldados a la placa plana, las pruebas han demostrado que un contacto metal a metal es esencial para asegurar una unión o ligazón satisfactoria (asegúrese de que la conductancia de la unión exceda un valor de alrededor $C = 20 \text{ BTU/hr x pie x } ^\circ\text{F}$.) ya que tubos enrollados y engrapados que tienen un valor de C en el rango de 1 a 5 $\text{BTU/hr x pie x } ^\circ\text{F}$ podrían ser totalmente inadecuados. Un incremento de $C=2$ a $C = 20 \text{ BTU/hr x pie x } ^\circ\text{F}$ podría elevar el factor de eficiencia F' de 0.6 a 0.78 lo cual significa por lo menos un incremento de un 30% en la eficiencia.

MATERIAL DE LA TUBERIA

El escoger entre tubos de acero cobre o aluminio se basa únicamente en la corrosión, facilidad de fabricación y costo, la conductividad térmica del material del tubo tiene un efecto despreciable en la eficiencia de calentadores solares.

EFICIENCIA DE ALETA F

La radiación que es absorbida por la placa plana entre los tubos debe conducírsela a lo largo de la placa hacia los tubos, la temperatura de la placa es por lo tanto más alta que la temperatura del tubo, y las pérdidas de calor son más altas que si la placa entera estuviera a la misma temperatu-

ra de los tubos. Este efecto se lo considera por medio del término F , la eficiencia de Aleta. La fig. 5.9 muestra el efecto del espacio entre los tubos sobre F para colectores con diferentes coeficientes de pérdidas de calor, U , y con placas de diferentes materiales.

$$F = (\tanh a L') / a L' \tag{5.19}$$

Donde:

$$L' = \frac{1}{2} \text{ ancho de la aleta y } a^2 = U_L / KM$$

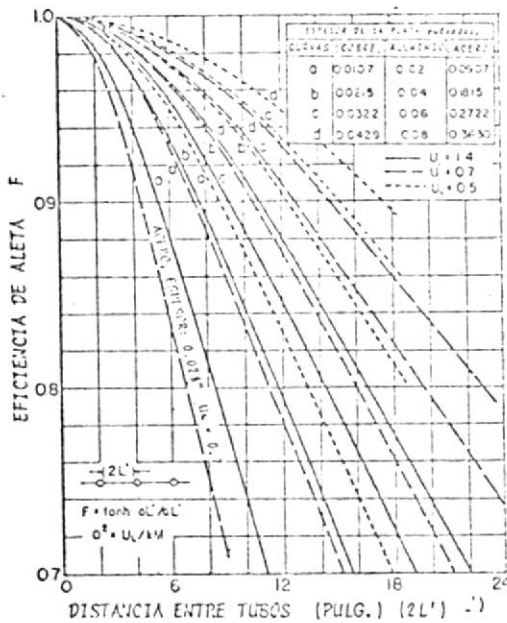


Fig. 5.9 EFICIENCIA DE ALETA, F.

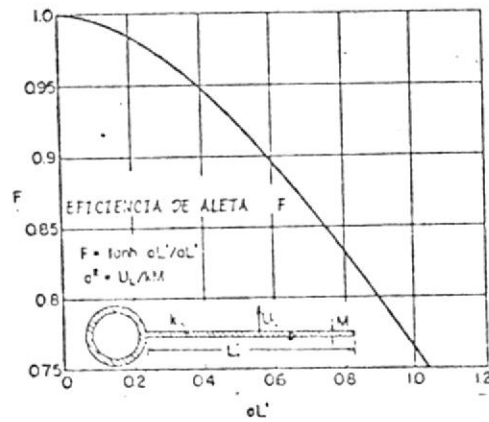


Fig. 5.10 EFICIENCIA DE ALETA F

CALCULO DEL CALOR COLECTADO DIARIAMENTE:

La ecuación generalizada de performance (ecuación 5.16) permite el cálculo de la razón de colección de calor útil de cualquier colector de calor solar bajo condiciones de estado estable a cualquier hora del día. Por integración de esta ecuación para todo el día, se puede obtener la radiación útil de calor diaria colectada.

EJEMPLOS DE ALMACENAMIENTO DE ENERGIA

"Utilizando el sistema presentado en la fig. 3 con un área

absorbente de 16 a 20 pie² se logró almacenar en un día asoleado de 40 - 60 galones teniendo una temperatura de 160°F, en un día frío de invierno y a 165°F. en un día caliente de verano" (3).

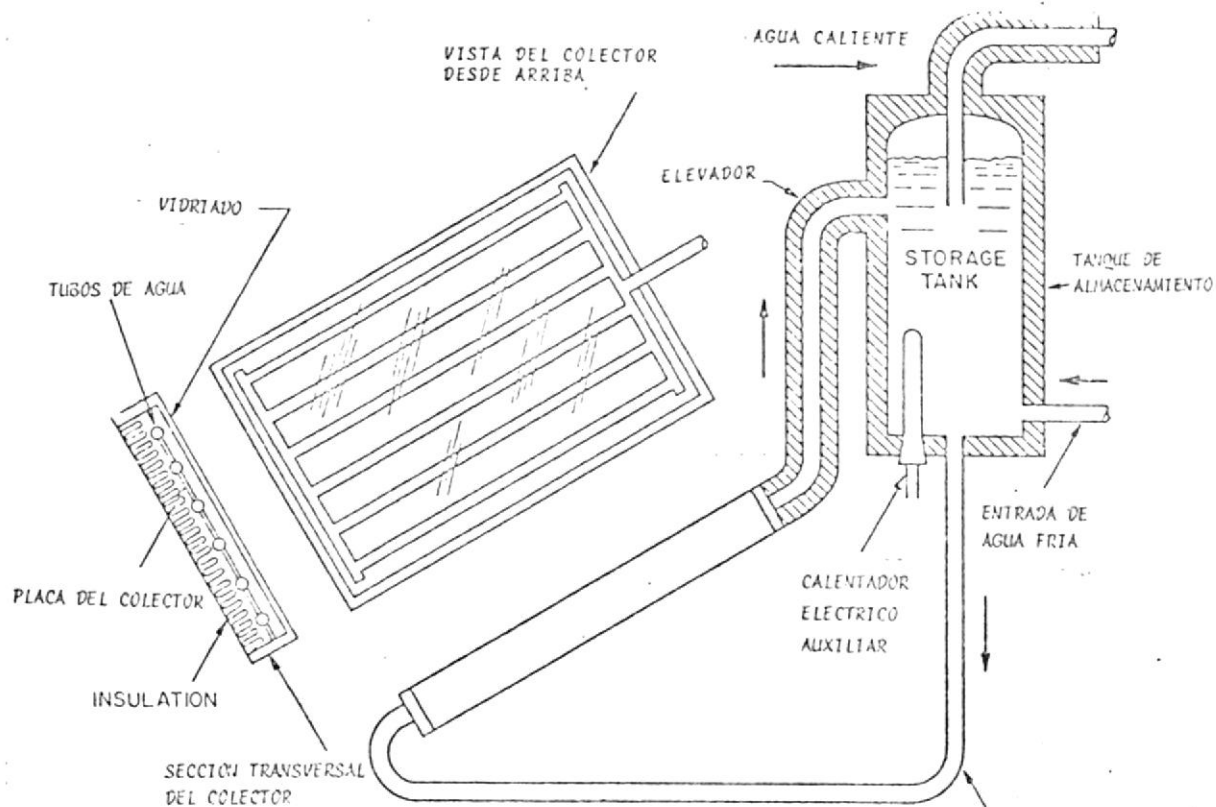


Fig. 3 CALENTADOR DE AGUA POR TERMOSIFON MOSTRANDO DETALLES DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO Y DEL COLECTOR DE CALOR

ACCESORIOS ACONSEJABLES

"Para rangos bajos el flujo de H₂O del orden de 1 galón por hora y por pie² se ha comprobado que son satisfactorias las bombas centrífugas" (3).

FORMULAS PARA SUPERFICIES NEGRAS SELECTIVAS (11)

1. Niquel - negro

La base metálica debe estar perfectamente limpia, para ello, debe emplearse las técnicas químicas de limpieza similares a los utilizados en la industria de electro deposición en placas.

El recubrimiento negro se obtiene por inmersión en un baño electrolítico acuoso; la placa constituye el cátodo, la composición por litro de la solución es:

75	gramos	de	sulfato	de	niquel	(Ni SO ₄ .6 H ₂ O)
28	"	"	"	"	de	zinc
24	"	"	"	"	de	amonio
17	"	"	tiocionato	de	Amonio	
2	"	"	ácido	cítrico		

El pH de la solución deberá ser alrededor de 4 y debe utilizarse como ánodo Niquel puro. El baño debe hacerse a una temperatura de 30° C; la electrolisis debe durar de 2 a 4 minutos a 2 miligramos por cm² el tiempo exacto dependerá de la naturaleza de la base metálica y de la temperatura.

En zonas frías hay peligro de precipitación de la solución anteriormente mencionado para trabajos recientes indican que el emplear soluciones con una concentración reducida a la mitad da los mismos resultados. (El ácido cítrico puede omitírsele).

Los mejores resultados se obtienen por deposición de 2 capas. De esta manera la electrolisis de hierro galvanizado se la realiza por 1 minuto a 1 miligramo por cm² seguido de otra

con una duración de 1 - 2 minutos a 2 miligramos por cm^2 .

2. Oxido de Cobre sobre aluminio

La base de aluminio es cubierta primero con una capa de óxido por anodizado. Para lograr este propósito el aluminio es sumergido como cátodo en una solución acuosa que contiene - 3% en volumen de ácido sulfúrico y 3% en volumen de ácido - fosfórico, con carbón como ánodo. Una corriente eléctrica de 6 mil amperios/ cm^2 se pasa a través de la solución durante 20 a 30 segundos, luego la corriente es invertida por unos pocos segundos para alcanzar un anodizado parcial. Después de lavarlo, el aluminio se lo sumerge por 15 minutos a una temperatura entre 85 y 90°C en una solución acuosa que contiene lo siguiente por litro:

25 gramos de Nitrato de Cobre $(\text{Cu}(\text{NO}_3)_2 \cdot 6 \text{H}_2\text{O})$

3 gramos de ácido nítrico concentrado

15 gramos de Permanganato de Potasio

Después de este tratamiento el aluminio es sacado, secado y calentado a una temperatura alrededor de 450°C por algunas horas, hasta que el color de la superficie sea casi negro.

Este tratamiento es bastante sensible al tipo, composición y estructura del grano del aluminio empleado de tal manera que los resultados no son igualmente satisfactorios para to dos los tipos de aluminio comercial.

CALCULO DEL COLECTOR DE ENERGIA SOLAR

Para calcular el colector emplearemos los parámetros meteorológicos obtenidos, la teoría y fórmulas presentadas.

Conocemos aproximadamente que necesidad de energía tiene el generador del ciclo de refrigeración por absorción. Se optimizarán el ángulo de inclinación del colector, el número de unidades colectoras de energía solar, el número de tubos por los que circula el agua en cada una de estas unidades y el flujo que deberá circular por el colector, una vez que hemos optimizado el ángulo de inclinación del colector, podemos determinar la intensidad de radiación total que recibe lo cual es necesario para los cálculos que requiere el colector.

Se encuentra en el apéndice un programa que permite calcular el colector conocidos los parámetros que recibe como datos entre los que hay constantes como el largo del colector, el ancho, la conductividad de la placa, etc. y otros que varían día a día y hora a hora como son: la intensidad de radiación, la velocidad del viento, la temperatura ambiente, etc. Para estos últimos se han elaborado tablas promedio. Este programa nos calcula los valores promedios para cada mes del año de la energía útil recibida, la energía total, las temperaturas del agua al salir del colector, el número de Reynolds; el incremento de temperatura para las horas de cálculo. También calcula estos mismos parámetros promediando los obtenidos para cada hora en cada mes logrando así valores promedios por hora en el mes que se trate.

Calcula además un promedio anual por hora de estos parámetros. Luego calcula el consumo promedio de energía eléctrica

ca por hora para cada mes, el consumo en sucres correspondiente utilizando como costo de 1 KWH: S/. 0.80. Calcula entonces el consumo promedio diario en sucres para cada mes, para finalmente calcular el consumo promedio en sucres estimado para cada día que nos permitirá establecer comparaciones con el costo de un acondicionador de aire de idéntica capacidad.

Los factores de Emisividad E_{c1} ; E_{c2} y E_{21} fueron calculados fuera del programa empleando la fórmula:

$$E_{xy} = \frac{1}{\frac{1}{E_x} + \frac{1}{E_x} - 1}$$

En donde:

$E_c = 0.2$ (Emisividad de la placa colectora)

$E_1 = 0.88$ (Emisividad del vidrio, factor)

$E_2 = 0.63$ (Emisividad del plástico, factor)

Reemplazando valores obtenemos:

$E_{c1} = 0.19$

$E_{c2} = 0.18$

$E_{21} = 0.58$

Las propiedades del agua se evalúan a una temperatura media de 164°F.

Se han elaborado programas para optimizar el colector - los cuales se encuentran también en el apéndice; los resultados que nos permiten escoger la combinación óptima se encuentran en cada optimización.

Los resultados del programa principal logrados con la combinación óptima escogida se obtendrán luego de calcular el ge

medador del ciclo de absorción que nos dará el consumo exacto de energía que deberá suplir el colector en cuestión con ayuda del calentador eléctrico que fuere necesario.

CUADRO DE LOS VALORES MEDIOS DE LA TEMPERATURA AMBIENTE PARA PORTOVIEJO, PROVINCIA DE MANABI PARA LAS HORAS DE CALCULO
(°F)

HORA	ENERO	FEBRERO	MARZO	ABRIL	MAYO	JUNIO	JULIO	AGOSTO	SEPTIEMBRE	OCTUBRE	NOVIEMBRE	DCBRE.
9-10	79.34	80.06	80.60	80.96	80.06	79.34	77.72	77.54	79.34	76.80	79.16	80.60
11	81.14	81.86	82.76	83.30	82.40	81.14	79.70	80.06	81.50	81.14	81.50	82.40
1-12	82.76	83.66	84.38	85.10	84.20	82.40	81.50	81.50	83.30	82.40	82.40	84.20
2-1	84.20	84.74	85.64	86.00	85.10	83.12	82.40	82.40	84.20	83.66	83.66	85.64
1-2	84.74	86.00	86.00	86.54	86.00	83.48	82.76	82.76	84.20	84.20	83.66	86.00
2-3	84.92	86.00	86.00	86.54	85.46	82.94	82.40	82.40	84.20	83.30	83.12	86.00

CUADRO DE LOS VALORES MEDIOS DE LA VELOCIDAD DEL VIENTO PARA PORTOVIEJO, PROVINCIA DE MANABI PARA LAS HORAS DE CALCULO
(millas/hora)

HORA	ENERO	FEBRERO	MARZO	ABRIL	MAYO	JUNIO	JULIO	AGOSTO	SEPTIEMBRE	OCTUBRE	NOVIEMBRE	DCBRE.
9-10	3.81	3.02	3.47	3.25	3.36	2.96	2.80	3.67	4.48	4.03	4.03	3.92
0-11	4.26	3.36	3.88	3.58	3.70	3.20	3.00	4.03	5.04	4.41	4.48	4.48
1-12	4.70	3.63	4.14	3.81	4.03	3.36	3.16	4.30	5.33	4.70	4.70	4.82
2-1	5.04	3.85	4.35	3.92	4.26	3.52	3.36	4.48	5.60	4.93	4.97	5.15
1-2	5.15	3.99	4.48	3.92	4.30	3.58	3.58	4.70	5.73	5.15	5.15	5.26
2-3	5.24	4.03	4.48	3.85	4.30	3.58	3.81	4.70	5.82	5.15	5.15	5.38

VALORES MENSUALES CORRESPONDIENTES AL FACTOR DEL COEFICIENTE CONVECTIVO PARA LA CIUDAD DE PORTOVIEJO

MES	ENERO	FEBRERO	MARZO*	MARZO**	ABRIL	MAYO	JUNIO	JULIO	AGOSTO	SEPT.*	SEPT.**	OCTUBRE	NOVIEMBRE	DCBRE.
de inclinación Colector	20°	12°	3° -	3°	11°	20°	24°	22°	14°	5°	1°	9°	18°	22°
C	0.220	0.230	0.240	0.240	0.230	0.220	0.217	0.219	0.228	0.235	0.238	0.232	0.224	0.219

FACTORES PARA CALCULAR EL COLECTOR DE ENERGIA SOLAR
(I-S) PARA DOS COBERTURAS TRANSPARENTES

HORA	ENERO	FEBRERO	MARZO	ABRIL	MAYO	JUNIO	JULIO	AGOSTO	SEPTIEMBRE	OCTUBRE	NOVIEMBRE	DCBRE.
9-10	0.943	0.935	0.930	0.932	0.946	0.951	0.943	0.935	0.930	0.932	0.946	0.951
10-11	0.970	0.964	0.960	0.961	0.967	0.971	0.970	0.964	0.960	0.961	0.967	0.971
11-12	0.992	0.990	0.990	0.989	0.988	0.994	0.992	0.990	0.990	0.990	0.992	0.996
12-1	0.992	0.990	0.990	0.989	0.988	0.994	0.992	0.990	0.990	0.990	0.992	0.996
1-2	0.97	0.964	0.960	0.961	0.967	0.971	0.970	0.964	0.960	0.961	0.967	0.971
2-3	0.943	0.935	0.930	0.932	0.946	0.951	0.943	0.935	0.930	0.932	0.946	0.951

FACTORES PARA CALCULAR EL COLECTOR DE ENERGIA SOLAR
(Fe) PARA DOS COBERTURAS TRANSPARENTES

HORA	ENERO	FEBRERO	MARZO	ABRIL	MAYO	JUNIO	JULIO	AGOSTO	SEPTIEMBRE	OCTUBRE	NOVIEMBRE	DCBRE.
9-10	0.942	0.941	0.940	0.940	0.942	0.942	0.942	0.941	0.940	0.940	0.942	0.942
10-11	0.980	0.977	0.975	0.975	0.980	0.980	0.980	0.977	0.975	0.975	0.980	0.980
11-12	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
12-1	1.000	1.000	1.000	1.000	1.00	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
1-2	0.980	0.977	0.975	0.975	0.980	0.980	0.980	0.977	0.975	0.975	0.980	0.980
2-3	0.942	0.941	0.940	0.940	0.942	0.942	0.942	0.941	0.940	0.940	0.942	0.942

ANGULOS PROMEDIOS DE INCIDENCIA PARA UN COLECTOR UBICADO EN LA CIUDAD DE PORTOVIEJO, PROVINCIA DE MANABI (°)

ANO	ENERO	FEBRERO	MARZO*	MARZO**	ABRIL	MAYO	JUNIO	JULIO	AGOSTO	SEPT.*	SEPT.**	OCTUBRE	NOVIEMBRE	DCBRE.
9-10	34.95	36.55	37.46	37.48	37.06	35.45	34.4	34.92	36.6	37.49	37.46	37.04	35.41	34.39
10-11	21.03	22.05	22.57	22.5	22.4	21.34	20.68	21.0	22.08	22.6	22.5	22.4	21.47	20.67
11-12	7.11	7.54	7.78	7.57	7.75	7.18	7.0	7.13	7.63	7.73	7.63	7.67	7.13	6.93
12-1	7.11	7.54	7.78	7.57	7.75	7.18	7.0	7.13	7.63	7.73	7.63	7.67	7.13	6.93
1-2	21.03	22.05	22.57	22.5	22.4	21.34	20.68	21.0	22.08	22.6	22.5	22.4	21.47	20.47
2-3	34.95	36.55	37.46	37.48	37.06	35.45	34.4	34.92	36.6	37.49	37.46	37.04	35.41	34.39

CUADRO DE VALORES MEDIOS DE LA TEMPERATURA DE CUERPO NEGRO DEL CIELO PARA LA CIUDAD DE PORTOVIEJO (°F)

ANO	ENERO	FEBRERO	MARZO*	MARZO**	ABRIL	MAYO	JUNIO	JULIO	AGOSTO	SEPT.*	SEPT.**	OCTUBRE	NOVIEMBRE	DCBRE.
9-10	69.34	70.06	70.60	70.60	70.96	70.06	69.34	67.72	67.54	69.34	69.34	68.80	69.16	70.60
10-11	71.14	71.86	72.76	72.76	73.30	72.40	71.14	69.70	70.06	71.50	71.50	71.14	71.50	72.40
11-12	72.76	73.66	74.38	74.38	75.10	72.40	72.40	71.50	71.50	73.30	73.30	72.40	72.40	74.20
12-1	74.20	74.74	75.64	75.64	76.00	75.10	73.12	72.40	72.40	74.20	74.20	73.66	73.66	75.64
1-2	74.74	76.00	76.00	76.00	76.54	76.00	73.48	72.94	72.76	74.20	74.20	73.66	73.66	76.00
2-3	74.92	76.00	76.00	76.00	76.54	75.46	72.94	72.76	72.40	74.20	74.20	73.12	73.12	76.00

ANGULOS PROMEDIOS DE INCIDENCIA DE LOS RAYOS SOLARES CON EL SUELO EN LA CIUDAD DE PORTOVIEJO, PROV. MANABI (°)

HORA	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Dcbr.
9-10	41.5	39.0	37.5	39.0	42.0	44.0	43.0	40.0	37.5	38.5	41.0	43.0
10-11	30.0	25.5	22.5	25.0	30.5	33.0	32.0	27.0	23.0	24.5	28.5	31.5
11-12	22.5	15.5	9.0	14.5	22.5	26.0	24.5	17.5	10.0	13.5	20.5	24.0
12-1	22.5	15.5	9.0	14.5	22.5	26.0	24.5	17.5	10.0	13.5	20.5	24.0
1-2	30.0	25.5	22.5	25.0	30.5	33.0	32.0	27.0	23.0	24.5	28.5	31.5
2-3	41.5	39.0	37.5	39.0	42.0	44.0	43.0	40.0	37.5	38.5	41.0	43.0

VALORES DE LA REFLECTIVIDAD DEL CEMENTO NUEVO QUE CONSTITUYE EL TECHO DONDE SE APOYA EL COLECTOR

HORA	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Dcbr.
9-10	.337	.336	.335	.336	.337	.340	.340	.337	.335	.336	.337	.340
10-11	.334	.330	-	.330	.331	.332	.332	.330	-	.330	.331	.332
11-12	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
12-1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1-2	.334	.330	-	.330	.331	.332	.332	.330	-	.330	.331	.332
2-3	.337	.336	.335	.336	.337	.340	.340	.337	.335	.336	.337	.340

CUADRO DE TEMPERATURAS PROMEDIO DE LA COBERTURA PLASTICA DEL COLECTOR SOLAR (°F)

HORA	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Debre.
9-10	124.0	125.0	127.0	128.0	126.0	121.5	120.5	123.5	123.0	124.5	122.0	122.0
10-11	130.0	129.5	133.0	132.5	130.5	124.0	126.0	128.5	128.0	128.5	128.0	125.9
11-12	131.5	131.0	135.0	134.5	131.0	126.0	128.5	131.5	131.5	130.0	128.5	126.5
12-1	129.0	130.0	133.0	133.0	130.0	126.0	127.5	131.5	132.0	132.0	129.0	126.5
1-2	126.0	124.5	128.0	127.0	126.5	124.5	126.0	130.5	130.0	129.5	126.5	125.0
2-3	123.5	123.0	125.5	125.0	123.0	120.0	122.5	129.0	127.5	126.5	124.5	121.5

CUADRO DE TEMPERATURAS PROMEDIO DE LA COBERTURA DE VIDRIO DEL COLECTOR SOLAR (°F)

HORA	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Debre.
9-10	94.0	95.0	97.0	98.0	96.0	91.5	90.5	93.5	93.0	94.5	92.0	92.0
10-11	100.0	99.5	103.0	102.5	100.5	94.0	96.0	98.5	98.0	98.5	98.0	95.9
11-12	101.5	101.0	105.0	104.5	101.0	96.0	98.5	101.5	101.5	100.0	98.5	96.5
12-1	99.0	100.0	103.0	103.0	100.0	96.0	97.5	101.5	102.0	102.0	99.0	96.5
1-2	96.0	94.5	98.0	97.0	96.5	94.5	96.0	100.5	100.0	99.5	96.5	95.0
2-3	93.5	93.0	95.5	95.0	93.0	90.0	92.5	99.0	97.5	96.5	94.5	91.5

CUADRO DE TEMPERATURAS PROMEDIO DE LA PLACA COLECTORA (°F)

HORA	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Sept.	Octubre	Noviembre	Diciembre
9-10	175.4	176.8	179.2	180.2	177.8	172.0	170.5	174.8	173.8	175.7	177.4	172.4
10-11	183.3	182.7	187.6	186.6	183.8	175.4	177.9	181.2	180.7	181.2	180.3	177.9
11-12	185.1	184.1	190.0	189.0	184.6	177.7	181.2	185.1	185.1	183.1	181.2	178.2
12-1	182.2	183.6	187.6	187.6	183.6	175.7	179.7	185.6	186.1	185.6	182.2	178.7
1-2	177.8	175.8	180.7	179.2	178.8	174.0	177.9	184.2	183.1	182.6	178.8	176.4
2-3	174.4	173.8	177.2	176.3	173.9	170.0	173.4	181.7	179.7	178.7	176.3	171.9

OPTIMIZACION DEL COLECTOR DE ENERGIA SOLAR

Vamos a optimizar el ángulo de inclinación del colector, es decir, obtener el ángulo óptimo de inclinación con respecto a la horizontal para cada mes del año.

Para lograrlo debemos conocer la ubicación del sol, para cada época del año (mes a mes). Elaboramos un programa que nos calcule los valores promedios mensuales para cada hora de los ángulos de azimut y de altitud que son los que además del ángulo de inclinación del colector intervienen en el cálculo del ángulo de incidencia. La consideración de los valores promedios para los ángulos de altitud y de azimut para cada mes es válida porque la variación entre los valores correspondiente al primero y último día del mes es pequeña.

Calcularemos los ángulos de incidencia para las horas de diseño que son las 9 a.m., 10 a.m., 11 a.m., 12 m., 13 p.m., 14 p.m., y 15 p.m., por simetría, los ángulos de altitud y de azimut así como el ángulo de incidencia calculado para cada una de estas horas son iguales, tanto como para las horas de la mañana como para las de la tarde en cada mes, es decir, los ángulos de azimut y altitud e incidencia que en el programa se conocen con las letras Z, A, TT serán correspondientemente iguales de la siguiente manera:

11 a.m. - 13 p.m.

10 a.m. - 14 p.m.

9 a.m. - 15 p.m.

El principio de optimización se basa en que el ángulo de

incidencia debe ser lo más pequeño posible en las horas de nuestro interés. Si este ángulo es más pequeño para cualquier hora considerada, las pérdidas de energía solar por reflexión son menores, la transmisión y la absorción de energía por la placa absorbente del colector es mayor. De pruebas realizadas se deduce que para ángulos de incidencia menores o iguales a 40° , estos valores se mantienen óptimos y aproximadamente constantes aprovechándose al máximo la energía solar incidente.

Se calcula con uno de los programas los valores de los ángulos de altitud y azimut para cada mes. La orientación del colector dependerá de la época del año, del 22 de Septiembre hasta el 22 de marzo, el colector deberá orientarse hacia el Sur mientras que entre el 22 de marzo y el 22 de septiembre el colector debe orientárselo hacia el norte.

Para tener una idea de cual va a ser el valor óptimo de inclinación del colector para cada mes así como el del ramo de prueba nos basaremos en el ángulo óptimo para el medio día solar en donde se cumple que:

$$\begin{aligned} \text{Angulo de inclinación} &= 90^\circ - \text{Angulo de} \\ \text{del colector} & \qquad \qquad \qquad \text{altitud} \\ X_{\text{Lopt}} &= 90^\circ - A \end{aligned}$$

lo cual puede observarse en la siguiente figura.

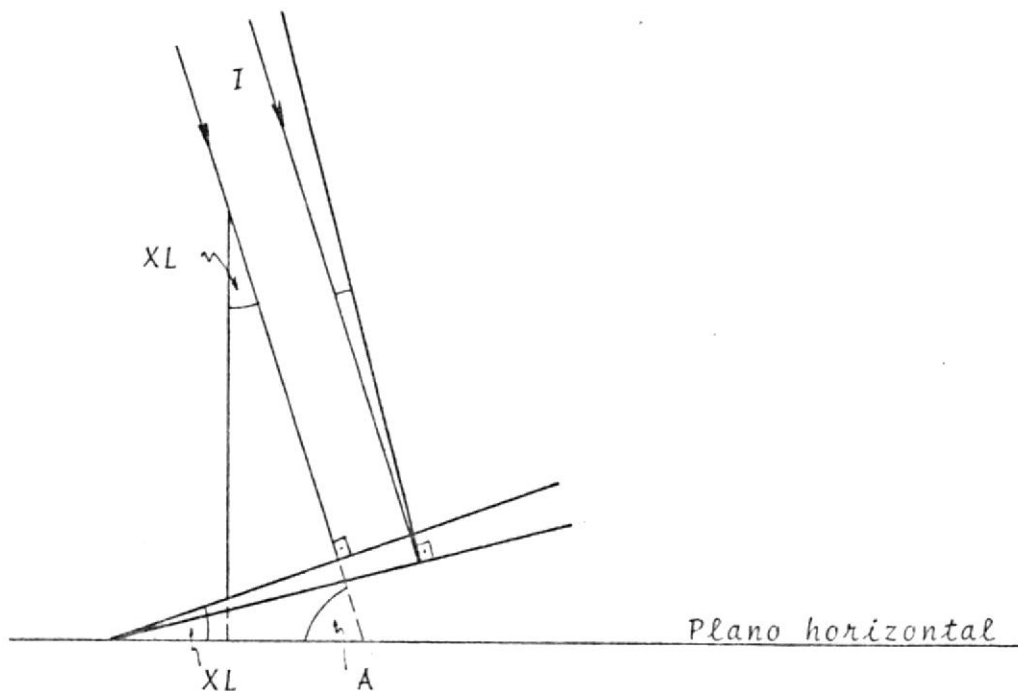
Utilizando los valores obtenidos para el ángulo de altitud de las diferentes horas de nuestro interés, podemos elaborar una tabla para el ángulo óptimo de inclinación del colector.

(*) Datos válidos del 1 al 22 del mes

(**) Datos válidos del 23 al fin del mes

	Enero	Febrero	Marzo *	Marzo**	Abril	Mayo	Junio	Julio
XL_{opt}	19.82	12.28	3.31	3.09	10.58	19.91	24.20	22.24
	Agosto	Sept.*	Sept.**	Octubre	Noviembre	Dubre.		
XL_{opt}	14.43	4.73	1.33	8.75	17.99	22.07		

Luego, calculamos por medio de un programa los valores del ángulo de incidencia para diferentes valores de XL agregándole y/o quitándole al valor estimado como óptimo de la tabla anterior una cierta cantidad de grados.



Graficando los valores calculados del ángulo de incidencia (TT). Poniendo como ordenadas TT y como abscisas XL, para las

12 y 13 horas que son las de mayor intensidad de radiación solar.

De las gráficas podemos sacar los valores de XL que nos dan ángulos de incidencia mínimos para cada mes.

De esta forma hemos obtenido los siguientes ángulos óptimos de inclinación del colector correspondientes a cada mes que se resumen en el siguiente cuadro:

	Enero	Febrero	Marzo *	Marzo**	Abril	Mayo	Junio	Julio
XL_{opt}	20	12	3	3	11	20	24	22
	Agosto	Sept.*	Sept.**	Octubre	Noviembre	Dcbre.		
XL_{opt}	14	5	1	9	18	22		

 **PROMEDIOS DE LOS ANGULOS DE ALTITUD PARA LA
 CIUDAD DE PORTOVIEJO PROVINCIA DE MANABI

(*) DATOS VALIDOS DESDE EL 1 - 22 DEL MES
 (**) DATOS VALIDOS DESDE EL 23-FIN DEL MES

I HORAS DE LA TARDE		12.00	13.00	14.00	15.00	I	
I	MES	I				I	
I	ENERO	I	70.18	65.34	54.62	41.83	I
I	FEBRERO	I	77.72	70.62	57.77	43.74	I
I	MARZO*	I	86.69	74.50	59.77	44.89	I
I	MARZO**	I	86.91	74.65	59.83	44.89	I
I	ABRIL	I	79.42	71.51	58.18	43.88	I
I	MAYO	I	70.09	65.19	54.39	41.50	I
I	JUNIO	I	65.80	61.74	52.08	40.00	I
I	JULIO	I	67.76	63.35	53.18	40.72	I
I	AGOSTO	I	75.57	69.16	56.84	43.05	I
I	SEPTIEMBRE*	I	85.27	74.10	59.55	44.72	I
I	SEPTIEMBRE**	I	88.67	74.92	59.97	44.99	I
I	OCTURRE	I	81.25	72.47	58.76	44.32	I
I	NOVIEMBRE	I	72.01	66.73	55.50	42.37	I
I	DICIEMBRE	I	67.93	63.55	53.46	41.10	I

 **PROMEDIOS DE LOS ANGULOS DE AZIMUT PARA LA
 CIUDAD DE PORTOVIEJO PROVINCIA DE MANABI

(*) DATOS VALIDOS DESDE EL 1 - 22 DEL MES
 (**) DATOS VALIDOS DESDE EL 23-FIN DEL MES

I HORAS DE LA TARDE		12.00	13.00	14.00	15.00	I	
I	MES	I				I	
I	ENERO	I	180.00	144.43	126.10	117.49	I
I	FEBRERO	I	180.00	129.73	113.73	107.54	I
I	MARZO*	I	180.00	102.44	96.77	94.99	I
I	MARZO**	I	0.00	78.42	84.13	86.08	I
I	ABRIL	I	0.00	55.14	69.99	75.71	I
I	MAYO	I	0.00	35.97	54.53	63.41	I
I	JUNIO	I	0.00	30.18	48.45	58.09	I
I	JULIO	I	0.00	32.66	51.15	60.50	I
I	AGOSTO	I	0.00	45.94	63.26	70.53	I
I	SEPTIEMBRE*	I	0.00	72.84	80.96	83.79	I
I	SEPTIEMBRE**	I	180.00	95.20	92.88	92.28	I
I	OCTUBRE	I	180.00	120.08	107.27	102.70	I
I	NOVIEMBRE	I	180.00	141.45	123.28	115.13	I
I	DICIEMBRE	I	180.00	147.68	129.42	120.35	I

 **ANGULOS DE INCIDENCIA DE LOS RAYOS SOLARES A
 DISTINTOS ANGULOS DE INCLINACION DEL COLECTOR**

PRUEBA NUMERO 1

(*) DATOS VALIDOS DESDE EL 1 - 22 DEL MES
 (**) DATOS VALIDOS DESDE EL 23-FIN DEL MES

I HORAS DE LA TARDE		12.00	13.00	14.00	15.00	I
I MES	I INCLINACION I					I
I ENERO	I 15.00 I	4.82	15.05	28.85	42.84	I
I FEBRERO	I 7.00 I	5.28	15.81	30.02	44.53	I
I MARZO*	I 0.00 I	3.31	15.49	30.23	45.10	I
I MARZO**	I 0.00 I	3.09	15.34	30.17	45.10	I
I ABRIL	I 6.00 I	4.58	15.81	30.24	44.93	I
I MAYO	I 15.00 I	4.91	15.27	29.22	43.38	I
I JUNIO	I 19.00 I	5.20	14.96	28.52	42.30	I
I JULIO	I 17.00 I	5.24	15.17	28.90	42.56	I
I AGOSTO	I 9.00 I	5.43	15.89	30.07	44.57	I
I SEPTIEMBRE*	I 0.00 I	4.73	15.89	30.45	45.27	I
I SEPTIEMBRE**	I 0.00 I	1.34	15.07	30.03	45.00	I
I OCTUBRE	I 4.00 I	4.75	15.89	30.27	44.93	I
I NOVIEMBRE	I 13.00 I	4.99	15.28	29.20	43.34	I
I DICIEMBRE	I 17.00 I	5.07	14.92	28.49	42.27	I

 **ANGULOS DE INCIDENCIA DE LOS RAYOS SOLARES A
 DISTINTOS ANGULOS DE INCLINACION DEL COLECTOR**

PRUEBA NUMERO 2

(*) DATOS VALIDOS DESDE EL 1 - 22 DEL MES
 (**) DATOS VALIDOS DESDE EL 23-FIN DEL MES

I HORAS DE LA TARDE		12.00	13.00	14.00	15.00	I
I MES	I INCLINACION I					I
I ENERO	I 18.00 I	1.82	14.25	28.25	42.22	I
I FEBRERO	I 10.00 I	2.28	15.01	29.50	44.05	I
I MARZO*	I 1.00 I	2.31	15.31	30.12	45.03	I
I MARZO**	I 1.00 I	2.09	15.17	30.08	45.05	I
I ABRIL	I 9.00 I	1.58	15.19	29.83	44.56	I
I MAYO	I 18.00 I	1.91	14.48	28.64	42.79	I
I JUNIO	I 22.00 I	2.20	14.07	27.85	41.61	I
I JULIO	I 20.00 I	2.24	14.29	28.25	42.21	I
I AGOSTO	I 12.00 I	2.43	15.07	29.53	44.08	I
I SEPTIEMBRE*	I 3.00 I	1.73	15.27	30.11	45.03	I
I SEPTIEMBRE**	I 0.00 I	1.33	15.07	30.03	45.00	I
I OCTUBRE	I 7.00 I	1.75	15.23	29.84	44.55	I
I NOVIEMBRE	I 16.00 I	1.99	14.48	28.61	42.75	I
I DICIEMBRE	I 20.00 I	2.07	14.05	27.83	41.58	I

 **ANGULOS DE INCIDENCIA DE LOS RAYOS SOLARES A
 DISTINTOS ANGULOS DE INCLINACION DEL COLECTOR**

PRUEBA NUMERO 3

(*) DATOS VALIDOS DESDE EL 1 - 22 DEL MES
 (**) DATOS VALIDOS DESDE EL 23-FIN DEL MES

I HORAS DE LA TARDE		12.00	13.00	14.00	15.00	I
I MES	I INCLINACION I					I
I ENERO	I 20.00 I	0.17	14.05	28.01	41.89	I
I FEBRERO	I 12.00 I	0.27	14.80	29.30	43.81	I
I MARZO*	I 3.00 I	0.31	15.13	30.01	44.92	I
I MARZO**	I 3.00 I	0.09	15.03	29.99	44.98	I
I ABRIL	I 11.00 I	0.42	15.08	29.71	44.40	I
I MAYO	I 20.00 I	0.08	14.27	28.41	42.49	I
I JUNIO	I 24.00 I	0.19	13.80	27.56	41.24	I
I JULIO	I 22.00 I	0.23	14.03	27.98	41.86	I
I AGOSTO	I 14.00 I	0.43	14.83	29.32	43.83	I
I SEPTIEMBRE*	I 5.00 I	0.26	15.17	30.03	44.95	I
I SEPTIEMBRE**	I 1.00 I	0.33	15.02	29.99	44.97	I
I OCTUBRE	I 9.00 I	0.24	15.10	29.70	44.38	I
I NOVIEMBRE	I 18.00 I	0.00	14.26	28.37	42.44	I
I DICIEMBRE	I 22.00 I	0.06	13.79	27.55	41.22	I

 **ANGULOS DE INCIDENCIA DE LOS RAYOS SOLARES A
 DISTINTOS ANGULOS DE INCLINACION DEL COLECTOR**

PRUEBA NUMERO 4

(*) DATOS VALIDOS DESDE EL 1 - 22 DEL MES
 (**) DATOS VALIDOS DESDE EL 23-FIN DEL MES

I HORAS DE LA TARDE		12.00	13.00	14.00	15.00	I
I MES	I INCLINACION I					I
I ENERO	I 22.00 I	2.18	14.12	27.90	41.65	I
I FEBRERO	I 14.00 I	1.72	14.84	29.22	43.65	I
I MARZO*	I 5.00 I	1.69	15.20	30.01	44.89	I
I MARZO**	I 5.00 I	1.91	15.14	30.03	44.93	I
I ABRIL	I 13.00 I	2.42	15.23	29.71	44.32	I
I MAYO	I 22.00 I	2.09	14.34	28.31	42.27	I
I JUNIO	I 26.00 I	1.80	13.81	27.41	40.95	I
I JULIO	I 24.00 I	1.76	14.04	27.84	41.60	I
I AGOSTO	I 16.00 I	1.57	14.85	29.24	43.66	I
I SEPTIEMBRE*	I 7.00 I	2.27	15.32	30.07	44.94	I
I SEPTIEMBRE**	I 3.00 I	1.67	15.09	30.01	44.96	I
I OCTUBRE	I 11.00 I	2.25	15.23	29.69	44.28	I
I NOVIEMBRE	I 20.00 I	2.01	14.32	28.26	42.21	I
I DICIEMBRE	I 24.00 I	1.93	13.82	27.40	40.93	I

 **ANGULOS DE INCIDENCIA DE LOS RAYOS SOLARES A
 DISTINTOS ANGULOS DE INCLINACION DEL COLECTOR**

PRUEBA NUMERO 5

(*) DATOS VALIDOS DESDE EL 1 - 22 DEL MES
 (**) DATOS VALIDOS DESDE EL 23-FIN DEL MES

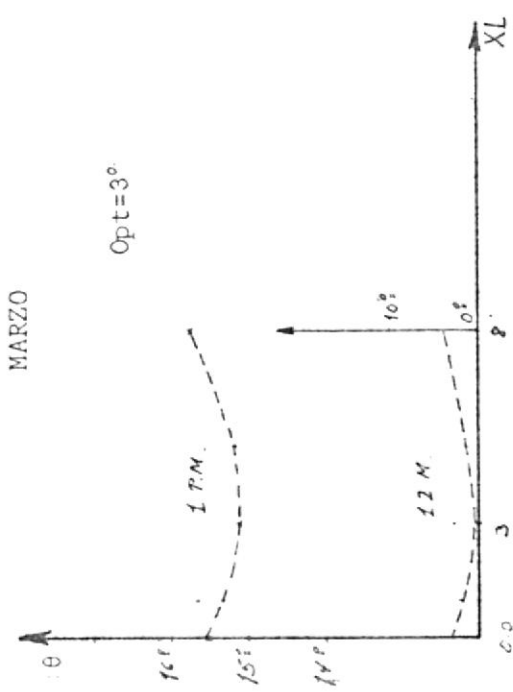
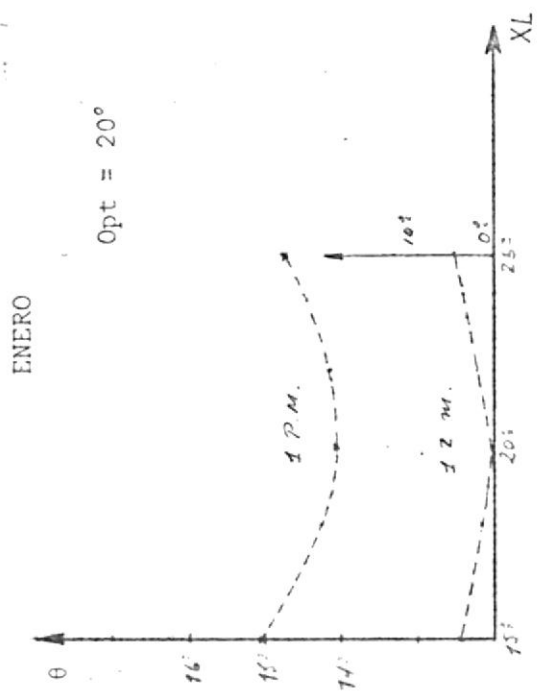
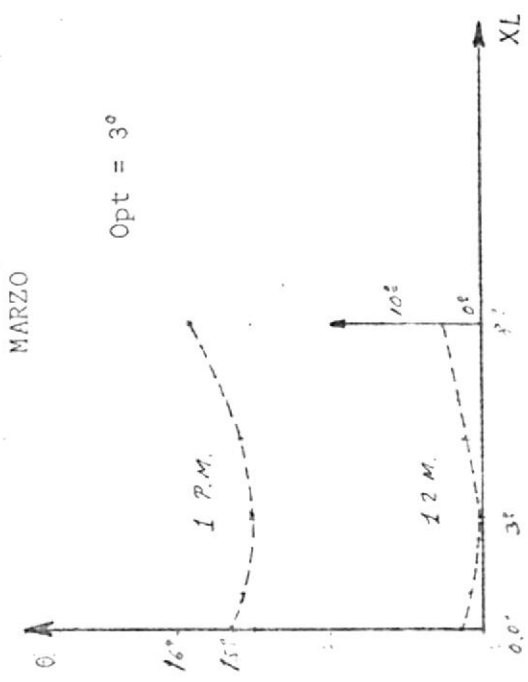
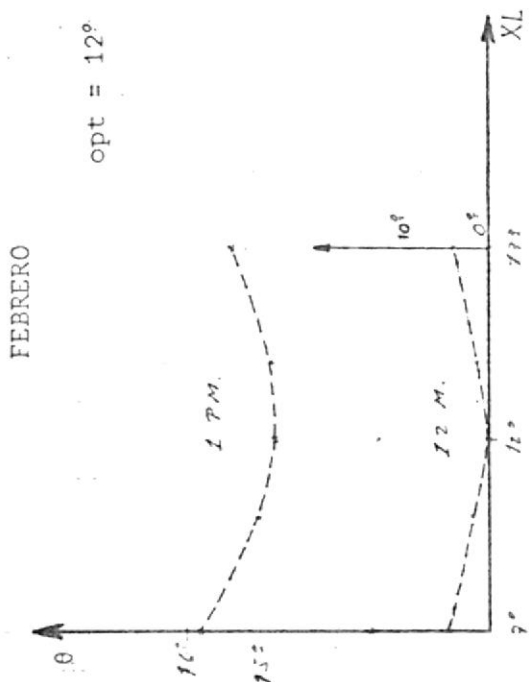
I HORAS DE LA TARDE		12.00	13.00	14.00	15.00	I
I MES	I INCLINACION I					I
I ENERO	I 25.00 I	5.18	14.74	27.97	41.42	I
I FEBRERO	I 17.00 I	4.72	15.39	29.34	43.54	I
I MARZO*	I 8.00 I	4.69	15.78	30.24	44.97	I
I MARZO**	I 8.00 I	4.91	15.77	30.31	45.12	I
I ABRIL	I 16.00 I	5.42	15.92	29.94	44.32	I
I MAYO	I 25.00 I	5.09	14.94	28.40	42.07	I
I JUNIO	I 29.00 I	4.80	14.34	27.42	40.66	I
I JULIO	I 27.00 I	4.76	14.58	27.87	41.34	I
I AGOSTO	I 19.00 I	4.57	15.37	29.34	43.55	I
I SEPTIEMBRE*	I 10.00 I	5.27	16.01	30.36	45.06	I
I SEPTIEMBRE**	I 6.00 I	4.67	15.68	30.27	45.08	I
I OCTUBRE	I 14.00 I	5.25	15.89	29.90	44.27	I
I NOVIEMBRE	I 23.00 I	5.01	14.90	28.35	42.01	I
I DICIEMBRE	I 27.00 I	4.93	14.38	27.43	40.65	I

 **ANGULOS DE INCIDENCIA DE LOS RAYOS SOLARES A
 DISTINTOS ANGULOS DE INCLINACION DEL COLECTOR**

PRUEBA NUMERO 6

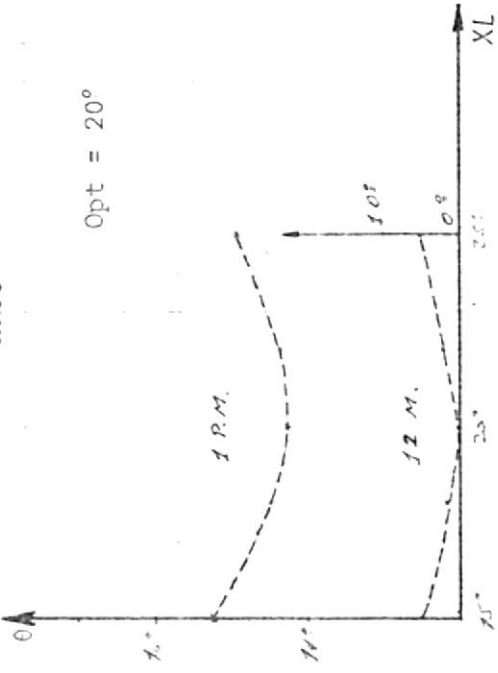
(*) DATOS VALIDOS DESDE EL 1 - 22 DEL MES
 (**) DATOS VALIDOS DESDE EL 23-FIN DEL MES

I HORAS DE LA TARDE		12.00	13.00	14.00	15.00	I
I MES	I INCLINACION I					I
I ENERO	I 27.00 I	7.18	15.45	28.19	41.37	I
I FEBRERO	I 20.00 I	7.72	16.46	29.73	43.60	I
I MARZO*	I 10.00 I	6.69	16.46	30.54	45.10	I
I MARZO**	I 10.00 I	6.91	16.48	30.64	45.29	I
I ABRIL	I 19.00 I	8.42	17.11	30.44	44.49	I
I MAYO	I 27.00 I	7.09	15.64	28.62	42.04	I
I JUNIO	I 32.00 I	7.80	15.45	27.74	40.56	I
I JULIO	I 30.00 I	7.76	15.67	28.20	41.27	I
I AGOSTO	I 22.00 I	7.57	16.42	29.72	43.59	I
I SEPTIEMBRE*	I 12.00 I	7.27	16.75	30.70	45.23	I
I SEPTIEMBRE**	I 9.00 I	7.67	16.78	30.78	45.35	I
I OCTUBRE	I 17.00 I	8.25	17.05	30.38	44.42	I
I NOVIEMBRE	I 26.00 I	8.01	16.02	28.72	41.99	I
I DICIEMBRE	I 30.00 I	7.93	15.51	27.76	40.56	I

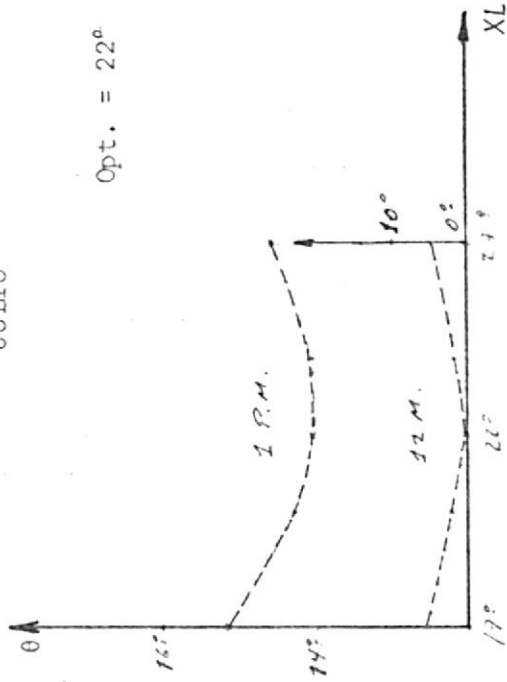


GRÁFICOS DE VARIACION DEL ANGULO DE INCIDENCIA DEL COLECTOR MES A MES PARA DISTINTOS ANGULOS DE INCLINACION

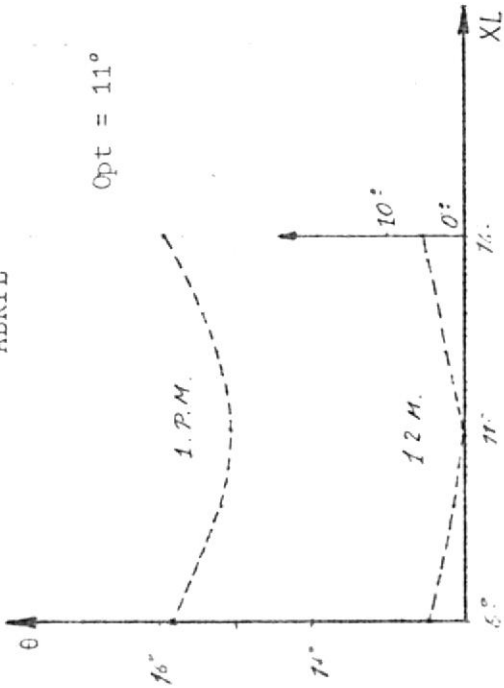
MAYO



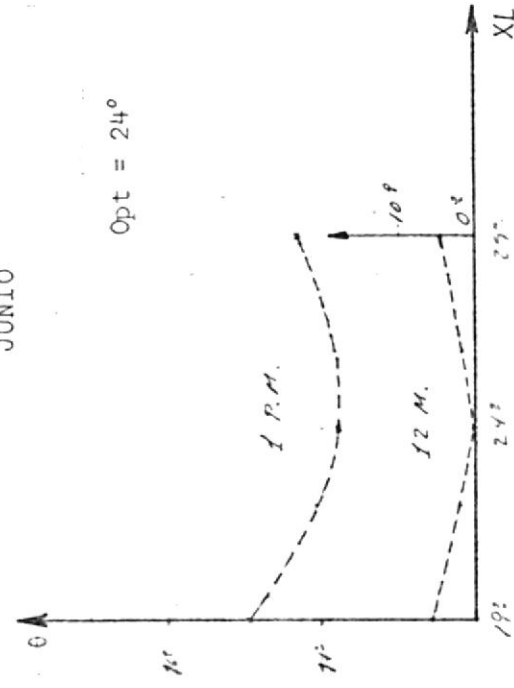
JULIO

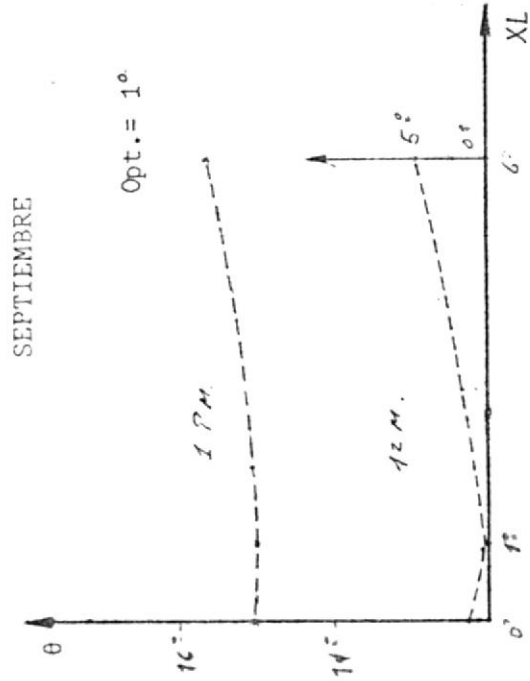
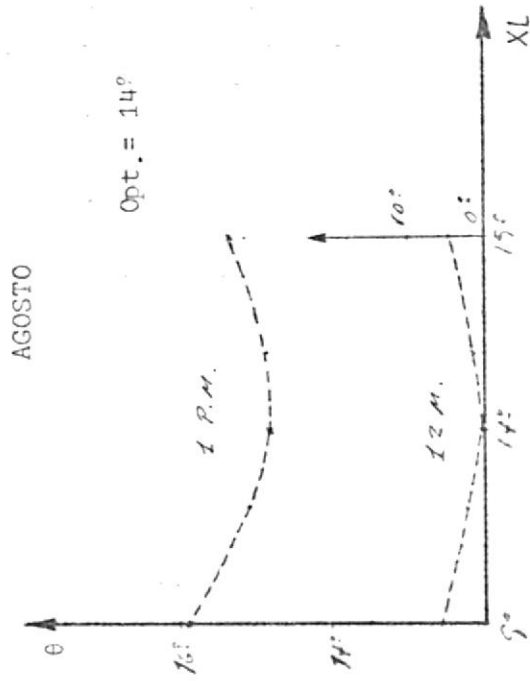
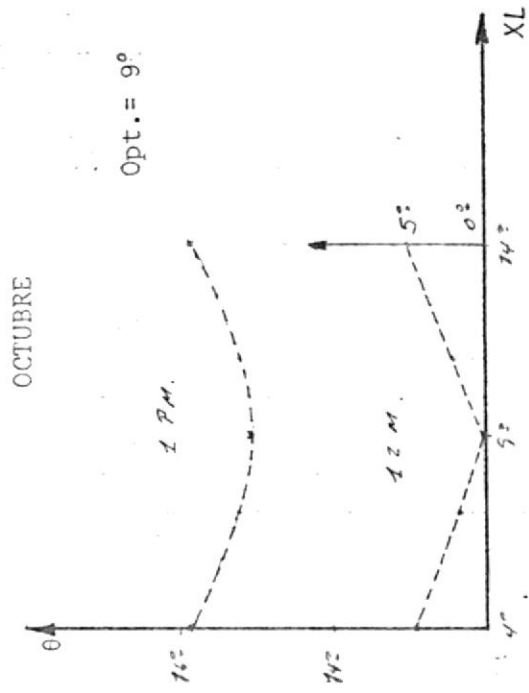
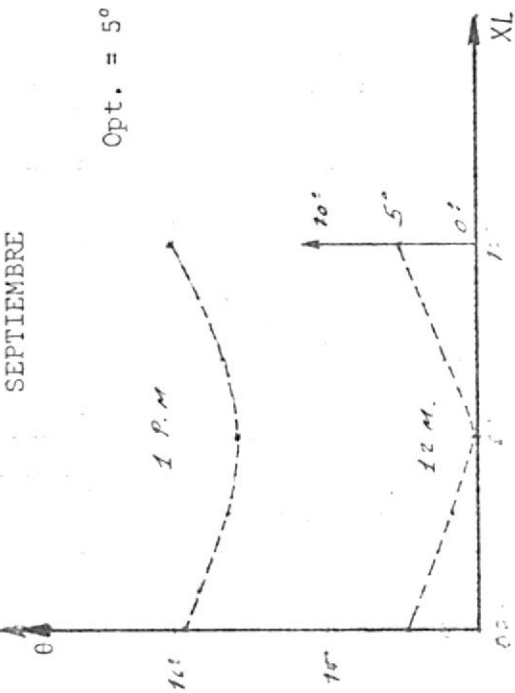


ABRIL



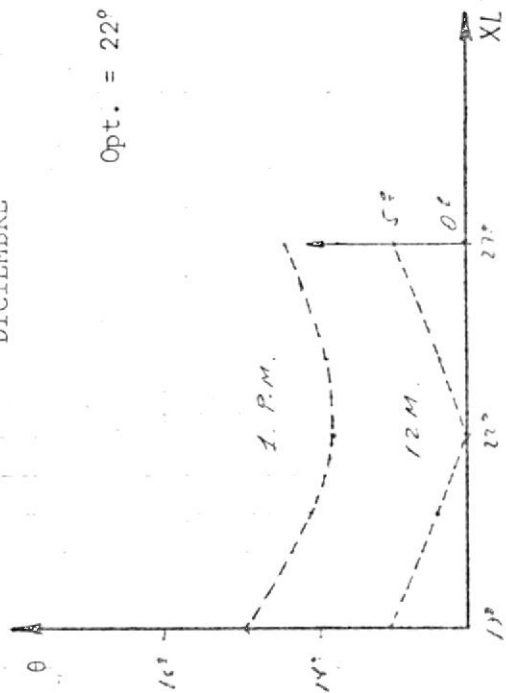
JUNIO





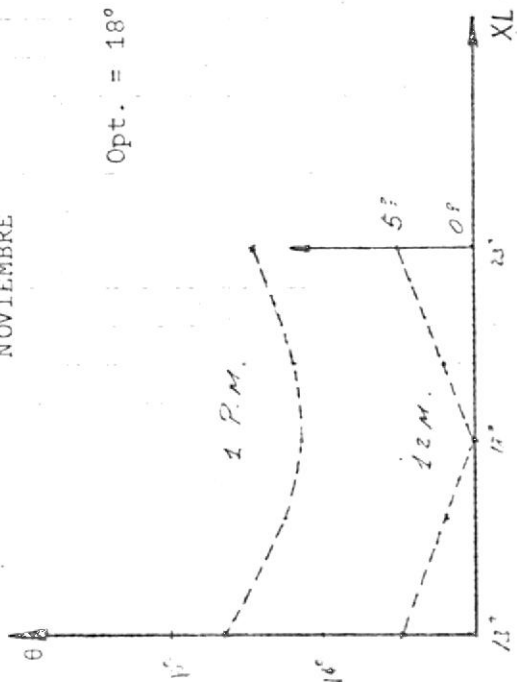
DICIEMBRE

Opt. = 22°



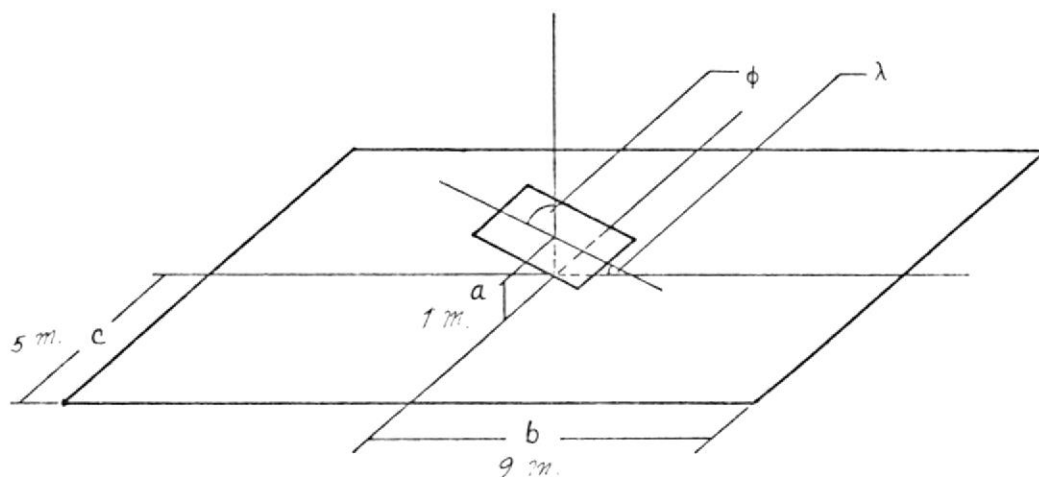
NOVIEMBRE

Opt. = 18°



INTENSIDAD DE RADIACION TOTAL QUE RECIBE EL COLECTOR EN LOS DIFERENTES INTERVALOS CONSIDERADOS

El colector estará colocado sobre una casa de una planta con losa de cemento, las dimensiones de la losa son 9×10 m. El sol, a más de incidir sobre el colector incide también sobre esta losa la cual reflejará parte de la radiación incidente que será captada por el colector; esta intensidad de radiación solar reflejada por la losa es de tipo difusa y conjuntamente con la intensidad de radiación solar que incide directamente en el colector servirá para su funcionamiento; luego, la radiación solar que recibirá el colector constará de estas dos componentes.



La intensidad de radiación solar reflejada difusamente por una superficie como la losa sobre otra superficie como

la del colector tiene el siguiente valor:

$$I_r = (\rho_1 I_1 / \pi) (F) \quad (2)$$

en donde:

- I_r = Intensidad de radiación difusa reflejada por la losa y captada por nuestro colector.
- ρ_1 = Reflectividad de la losa y se la obtiene de la fig. 14.5 de la Ref. ⁽²⁾ conociendo el ángulo de incidencia del sol sobre la losa y el material que recubre a la losa (cemento nuevo).
- I_1 = Intensidad de radiación solar que ya se determinó en el artículo anterior.
- F = Factor que depende del \neq de inclinación del colector, de la distancia que hay entre el colector y la losa y de las dimensiones de la losa propiamente dicha. Viene dado para nuestro caso por la expresión:

$$F = Tg^{-1} \frac{C \cos \phi}{a} - \frac{(a \cos \phi + b \operatorname{Sen} \phi)}{\sqrt{a^2 + b^2}} Tg^{-1} \frac{C}{\sqrt{a^2 + b^2}} +$$

$$\frac{C \operatorname{Sen} \phi}{\sqrt{a^2 + c^2}} \left(Tg^{-1} \frac{a Tg \phi}{\sqrt{a^2 + c^2}} - Tg^{-1} \frac{b}{\sqrt{a^2 + c^2}} \right)$$

Cuando $Tg \phi \geq \frac{b}{a}$; $F = 0$; la fórmula es aplicable en el intervalo
 - $b/a \leq Tg \phi \leq b/a$; $b_1 = a Tg \phi$

Como ρ_1 depende del \neq de incidencia de los rayos solares con la losa de la casa, y este se encuentra ya calculado por medio de un programa pasado en la computadora, podre-

mos formar los cuadros para θ y ρ_1

Así mismo como ya fueron escogidos los ángulos de inclinación óptimos del colector para cada mes y ya que $\phi = 90^\circ - \lambda$

$$b/a = 9 \quad (\text{Según gráfico})$$

Con $Tg \phi = Tg (90^\circ - \lambda)$ podemos encontrar las relaciones - que nos permiten calcular F . Una vez conocido F aplicando la fórmula de I_r determinamos sus valores y adicionados a los correspondientes valores de I_1 determinamos I_T que es la intensidad promedio de radiación total que incide sobre la superficie exterior del colector en los intervalos de horas que nos interesan. $I_T = I_1 + I_r$ (BTU/hr x pie²) que serán utilizados para los cálculos del colector.

Se ha hecho un sólo programa en el cual está incluido todo los cálculos antes mencionados y que nos da finalmente I_T

Los datos que se les dan al computador son b , a , c , λ (ángulo de inclinación del colector), el mes, valores de ρ_1 que determinamos del gráfico y se encuentran en el cuadro y los valores de I_1 .

Tenemos repetidos dos veces en el cuadro los meses de marzo y septiembre debido a que en estos meses el colector toma dos orientaciones diferentes que nos da diferentes valores de λ .

 *** VALORES TOTALES DE LA RADIACION INCIDENTE SOBRE EL COLECTOR ***

(*) DATOS VALIDOS DESDE EL 1 -22 DEL MES
 (**) DATOS VALIDOS DESDE EL 23-FIN DEL MES

I INTERVALOS DE HORAS		9-10	10-11	11-12	12-1	1-2	2-3	I
I MES								I
I	I							I
I	I							I
I	I							I
I	I	170.42	216.69	227.40	210.10	184.87	164.70	I
I	I							I
I	I	178.60	213.01	221.70	218.80	172.69	161.29	I
I	I							I
I	I	192.80	241.80	256.10	241.80	201.50	181.40	I
I	I							I
I	I	192.80	241.80	256.10	241.80	201.50	181.40	I
I	I							I
I	I	198.67	236.08	250.40	241.80	192.87	175.66	I
I	I							I
I	I	184.88	219.59	224.50	218.80	190.58	161.79	I
I	I							I
I	I	150.56	170.86	184.20	172.60	162.21	139.08	I
I	I							I
I	I	141.80	185.09	204.40	195.80	185.09	159.08	I
I	I							I
I	I	167.07	204.61	227.40	230.20	221.93	207.42	I
I	I							I
I	I	161.20	201.50	227.40	233.10	215.90	195.80	I
I	I							I
I	I	161.20	201.50	227.40	233.10	215.90	195.80	I
I	I							I
I	I	172.62	204.42	215.90	230.20	212.92	189.92	I
I	I							I
I	I	152.90	199.11	204.40	210.10	190.39	176.06	I
I	I							I
I	I	153.25	185.09	187.10	189.90	176.45	150.34	I

OPTIMIZACION DEL NUMERO DE CELULAS SOLARES

El número de células solares que escojamos está supeditado a las necesidades de colección de energía que requiere el generador del ciclo de refrigeración y a los costos, puesto que la presencia de un generador significa consumo de energía eléctrica en caso de que el agua al salir del colector no haya alcanzado la temperatura deseada.

Nuestras necesidades de acuerdo a los cálculos realizados en el ciclo de refrigeración considerando un exceso por seguridad son de 8800 BTU/hr. que debe recibir la solución H_2O-NH_3 y que deben ser entregados por el agua que fluye por el colector solar. Si trabajamos con una temperatura de entrada del agua al generador de $170^\circ F$, de la fórmula.

$Q = \dot{m} \Delta h$ podemos obtener Δh fijándonos \dot{m} ; el primer valor de \dot{m} que escogemos será de 1 g.p.m. o sea 60 g.p.h.

El flujo se dividirá en las células colectoras de modo que por cada una de ellas fluya 0.25 galones por minuto.

$$\Delta h = \frac{Q}{\dot{m}} = \frac{8800 \text{ BTU/hr.}}{8.144 \text{ lbs. } H_2O/\text{galon} \times 60 \text{ galon/hr.}}$$

$$\Delta h = 17.83 \text{ BTU/lbs.}$$

$$8.144 \text{ lbs } H_2O/\text{galon} \quad T = 164^\circ F$$

A $170^\circ F$ y a la presión que nos encontramos de 17 psia nos encontramos con el agua en la zona de líquido subenfriado; para bajas presiones, los valores de las entalpías son muy cercanos a los de líquido saturado a la temperatura considerada; luego para determinar las entalpías del agua en esta sección, utilizaremos los valores de h_f leídos directamente de las ta-

blas teniendo como dato la temperatura; además, para líquidos saturados a bajas temperaturas, se cumple que numéricamente $\Delta h = \Delta t$ luego si nuestro $\Delta h = 18.01$ BTU/lbs. tendremos un $\Delta T = 18.01^\circ\text{F}$ que será el decremento de temperatura que sufrirá el agua al pasar por el generador.

Si la temperatura del agua al pasar por el generador disminuye en 18.01°F siendo la temperatura de entrada de 170°F tendremos una temperatura de salida de $170 - 18.01^\circ\text{F} = 151.99^\circ\text{F}$; si consideramos que la caída de temperatura en los tramos que transportan al agua desde el generador al colector es de aproximadamente 0.5°F con un buen aislamiento tenemos que la temperatura del agua a la entrada del colector será de $151.99 - 0.5 = 151.49^\circ\text{F}$.

Si el flujo de 1 g.p.m. lo dividimos en 4 partes; necesitaremos 4 células de energía solar en cada una de las cuales fluirá 0.25 g.p.m. Por medio de un programa se obtuvo que el costo promedio anual diario de la energía eléctrica que se debe consumir para este sistema es de \$4.54/día.

Si incrementamos a 5' el número de células podremos introducir al sistema un flujo de 1.25 g.p.m. con lo cual obtendremos un $\Delta h = \frac{8800}{8.144 \times 1.25 \times 60} = 14.41$ BTU/lbs.

que significa una caída de temperatura en el generador de 14.41°F y por lo tanto una temperatura de entrada del agua al colector de $170 - 14.41 - 0.5 = 155.09^\circ\text{F}$ si es que la temperatura del agua al entrar al generador se mantiene en los 170°F , (hemos empleado el mismo valor de la caída de temperatura en la línea ya que variará muy poco y en todo caso cualquier diferencia por ser pequeña no afectará a cálculos posteriores).

Aplicando el mismo programa se obtuvo que el consumo es de \$ 2.84/día.

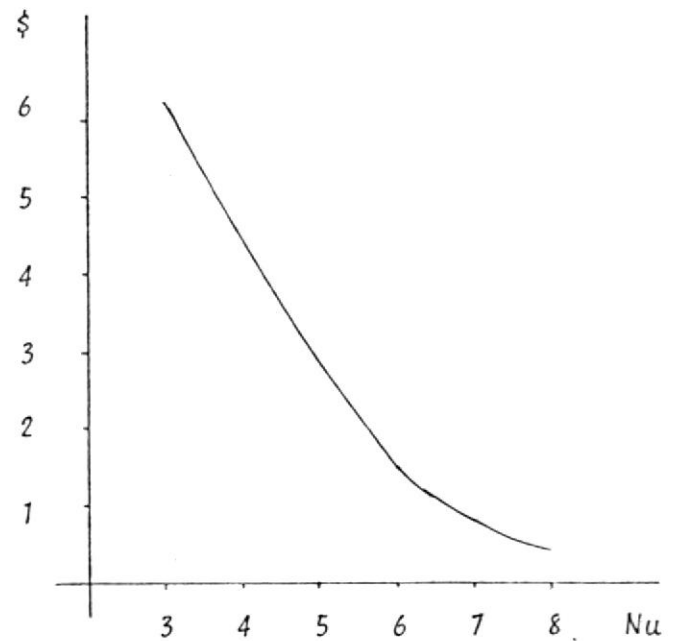
Incrementemos ahora a 6 células colectoras luego el flujo en el sistema será de 1.5 g.p.m.; con T entrada al generador = 170°F.

$$\Delta h = \frac{8800}{8.144 \times 1.50 \times 60} = 12.01 \text{ BTU/lbs} \quad \Delta T = 12.01^\circ\text{F}$$

luego la temperatura del agua al entrar al colector será de $170 - 12.01 - 0.5 = 157.49^\circ\text{F}$, para estas mismas condiciones; el programa nos da un consumo de \$1.49/día.

Aumentamos el número de células, calculamos por medio de un programa el consumo medio diario y vemos que a medida que aumenta el número de células colectoras el gasto por consumo eléctrico disminuye. De los datos que arroja el programa podemos elaborar el siguiente gráfico.

Vemos que el costo baja pronunciadamente para los 3 primeros incrementos para luego decrecer; podemos entonces escoger el número óptimo de células colectoras, escogeremos 6 por dos motivos: el primero es que el utilizar más de 6 células no nos trae como hemos vis



to ya mucho ahorro, su amortización duraría más años, y, la segunda porque dificultaría el manejo del colector por su tamaño.

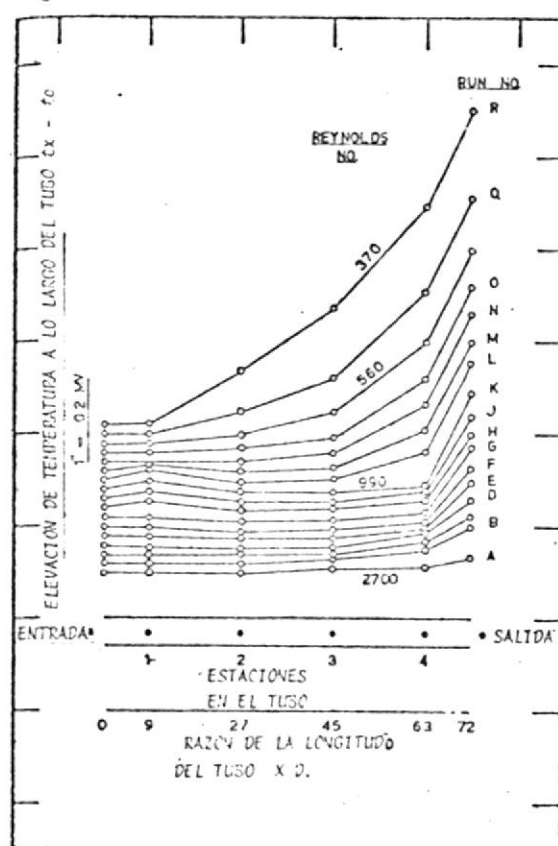
 PROMEDIO ANUAL DEL INCREMENTO DE TEMPERATURA

VELOCIDAD EN LOS TUBOS = 0.026
 NUMERO DE REYNOLDS = 318.687

NU	RADIACION	T1	T2	DELTA T	QU	QR	COSTO SUCRES
3	195.78	145.48	157.83	12.34	83.92	1510.64	6.26
4	195.78	151.49	163.37	11.88	80.79	1454.30	4.54
5	195.78	155.38	166.97	11.58	78.76	1417.72	2.84
6	195.78	159.28	170.57	11.28	76.71	1380.85	1.49
7	195.78	162.85	173.86	11.01	74.84	1347.24	0.80
8	195.78	165.89	176.66	10.77	73.25	1318.64	0.46

DETERMINACION DEL NUMERO OPTIMO DE TUBOS

Para escoger el número de tubos, debemos tomar en cuenta el número de Reynolds (Re) que vamos a lograr, si este es pequeño del orden de 350 ó menos, según informe de la referencia⁽¹²⁾, el incremento de la temperatura del agua que circula por los tubos tiende a hacerse lineal como se puede observar en la gráfica.



CAMBIO DE LA TEMPERATURA LOCAL DEL FLUIDO A LO LARGO DE LA LINEA CENTRAL DE LOS TUBOS A RAZONES DE FLUJO VARIABLE

Esta gráfica fue lograda experimentalmente fijándose números " Re " entre 200 y 2500, midiéndose la temperatura en cada estación por medio de termocuplas ubicadas en dichas estaciones, se pudo determinar como se incrementaba la temperatura del agua a su paso por el tubo, podemos apreciar que cuando

el número de "Re" es muy alto 2700 por ejemplo, el incremento de temperatura medido en las cuatro estaciones es muy pequeño mientras que hay un incremento brusco de temperatura entre la última estación y la salida; en cambio para Re bajos por Ej. $Re = 370$, el incremento de temperatura ya se asemeja a un incremento lineal y proporcional a lo largo de todo el tubo. Como en nuestro estudio es conveniente trabajar con las propiedades térmicas medias del H_2O , estas deberán evaluarse a las temperaturas medias que alcance el H_2O , y podemos hablar de temperatura media siempre que como acabamos de ver el número de "Re" sea pequeño.

Por medio de un programa, habiéndose fijado los diámetros interno y externo del tubo, así como el espesor de la placa absorbente y sus dimensiones, ubicando los tubos separados a igual distancia unos de otros, hemos llegado a la conclusión que el número óptimo de tubos para un colector de 6' de largo por 3' de ancho es de: 10 tubos con lo que se logra también un Re bajo para un $G = 25$ g.p.m.; si incrementamos aún más el número de tubos, aumentaríamos la eficiencia de colección ya que los incrementos de temperatura del agua serían mayores así como también bajaríamos el Re; pero encareceríamos el valor del colector además de que este aumento de la eficiencia de colección no se traduce más que en aumento de unas pocas décimas de $^{\circ}F$ de los incrementos de temperatura logrados.

"En la fase experimental, cuando se bajó la razón de flujo se logró un incremento de la temperatura entre la estación 4 y la salida proporcionalmente mayor que en los otros puntos

acompañada de una reducción en la fluctuación.

Récords logrados a bajos números de Re nos dicen que el incremento de la temperatura es casi lineal, en cuyo caso se concluye que la mezcla en el tubo en una sección transversal por convección natural es virtualmente completa y que las temperaturas registradas en cualquier punto de una sección transversal son para propósitos prácticos, las mismas en toda la masa de agua que ocupa dicha sección transversal⁽¹²⁾.

 PROMEDIO ANUAL DEL INCREMENTO DE TEMPERATURA

PARA 6 CELULAS COLECTORAS DE ENERGIA SOLAR

	RADIACION	V	REYNOLDS	T1	T2	DELTA T	QU	GR	COSTO SUCRES
5	195.7	0.04	531.1	158.1	168.5	10.3	70.1	1263.0	2.24
7	195.7	0.03	455.2	158.6	169.3	10.7	73.0	1314.6	1.88
8	195.7	0.03	398.3	158.9	169.9	11.0	74.8	1346.5	1.88
9	195.7	0.02	354.0	159.1	170.3	11.1	75.9	1367.1	1.96
0	195.7	0.02	318.6	159.2	170.5	11.2	76.7	1380.6	1.49
1	195.7	0.02	289.7	159.3	170.7	11.3	77.2	1389.6	1.44

OPTIMIZACION DEL FLUJO

La optimización del flujo en cada célula colectora lo haremos manteniendo fijos al número de células (6) y al número de tubos que la atraviezan (10). Nos basaremos en el aspecto económico y en el aspecto ya considerado al optimizar el número de tubos que es el de tratar de mantener un número de Reynolds bajo para lograr buenos incrementos de temperatura.

Sin que realicemos ningún cálculo, podemos deducir que mientras más bajo sea el flujo por célula, menor será el costo de funcionamiento de todo el equipo; tendremos mayores incrementos de temperatura y menos volumen de agua que calentar, en cambio tendremos por otro lado una mayor caída de la temperatura del agua en el generador y posiblemente un incremento del tamaño de este. Por lo tanto, optimizaremos el flujo luego de haber calculado el generador, podremos así realizar los cálculos y pruebas necesarias que evitarán que lleguemos a conclusiones erradas.

Por ahora nos conformamos con calcular el colector basándonos en el consumo del generador que nos indica el cálculo del ciclo de refrigeración. Por medio de un programa podremos determinar cuales son los posibles valores óptimos de flujo por célula quedándonos la decisión que será aplicable para lograr la combinación óptima dependiente de las pruebas que realizemos luego de calcular el generador del ciclo.

Los resultados logrados por medio de este programa nos indican que el consumo mínimo lo tenemos para menor flujo en cada unidad colectora.

 PROMEDIO ANUAL DEL INCREMENTO DE TEMPERATURA

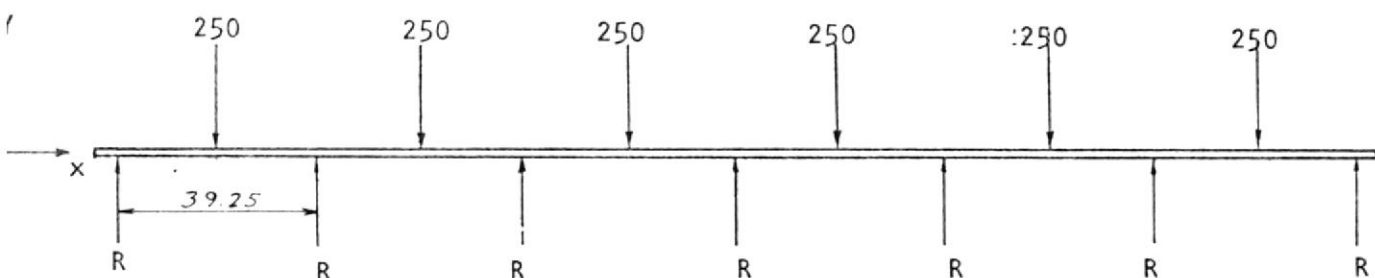
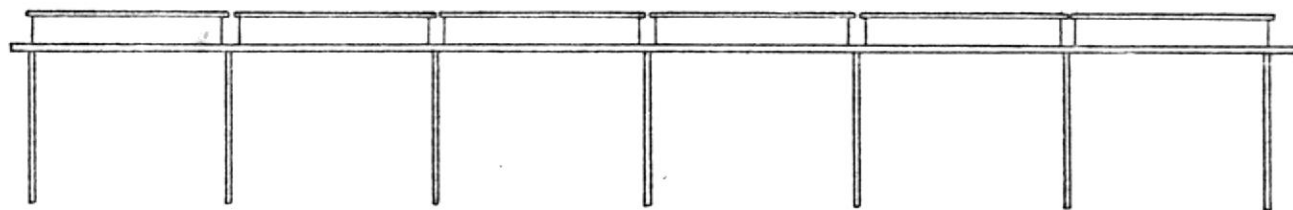
PARA 6 CELULAS COLECTORAS DE ENERGIA SOLAR
 NUMERO DE TUBOS = 10

G	RADIACION	V	REYNOLDS	T1	T2	DELTA T	QU	QR	COSTO SUCRES
15	195.7	0.01	191.2	153.0	172.1	19.1	77.9	1403.4	1.15
20	195.7	0.02	254.9	156.9	171.1	14.2	77.2	1390.5	1.34
25	195.7	0.02	318.6	159.3	170.6	11.2	76.7	1382.2	1.40
30	195.7	0.03	382.4	160.8	170.2	9.3	76.4	1376.3	1.60
35	195.7	0.03	446.1	162.0	170.0	8.0	76.2	1372.0	1.71
40	195.7	0.04	509.8	162.9	169.8	6.9	76.0	1368.7	1.82

PESO DEL COLECTOR
POR CELULA

	Volumen pie ³	Densidad lb/pie ³	Peso lb
1. 1 plancha de acero o hierro galvanizado de 6' x 3' x 0.025"	.0375	488	} 83.55
2. 10 tubos de acero o hierro galvanizado $\phi E = 84'$ $\phi I = .62''$ L = 3'	.1051	488	
3. 2 tubos de distribución $\phi E = 1.5''$ $\phi I = 1.25''$ L = 3'	.286	488	
4. 2" de aislante térmico; 79" x 38" (lona de vidrio).	3.47	--	--
5. Caja.- Plancha de hierro galvanizado 4' x 8' x 1/20"	—	—	64.3
6. Angulo de hierro de 1 1/2" x 1 1/2" x 1/8" L = 79 x 2"	—	—	16.73
7. Aislante de 1/2" x 1 1/2" Largo: 79 x 2"	0.07	—	—
8. Cobertura de vidrio de 38" x 79" x 12"	0.21	—	31.55
9. Cobertura de plástico de 38" x 79" x 0.4"	0.07	—	—
10. Angulo de 1 1/2" x 1 1/2" por 3/16" fijar entre sí las 4 células. L = 38 x 2"	—	—	11.26
11. Perfil de aluminio L = 79' x 2 + 38" x 2 alto = 1.5" ancho = 1.35"	—	—	8.3
12. Volumen de agua que ocupa el colector			
Tubos	0.13	60.76	10.75
Distribuidores	0.05		
13. Tornillería y soldadura de estaño	0.047	456	22.5
		TOTAL:	248.94
			250 lb

CALCULO DEL ESPESOR DEL TUBO QUE SOPORTA LAS 6 CELULAS SOLARES



Distribución de cargas y Reacciones.-

Por simetría, las reacciones en los soportes serán iguales, luego:

$$\sum F_y = 0 ; (250)(6) = 7 R \quad R = 214.29 \text{ lb.}$$

Como vamos a emplear un tubo como eje del colector, debemos hallar el momento máximo para lo cual graficamos la fuerza cortante (V) y el momento flector (M).

De la gráfica del momento flector sacamos $M_{\max} = 8411.5 \text{ lb/pulg.}$

$$\sigma = \frac{M_c}{I}$$

$$\sigma = \frac{M \times (r + t)}{\frac{\pi (r+t)^4}{4} - \frac{\pi r^4}{4}}$$

$$\sigma = \frac{M \times r}{\pi r^3 t}$$

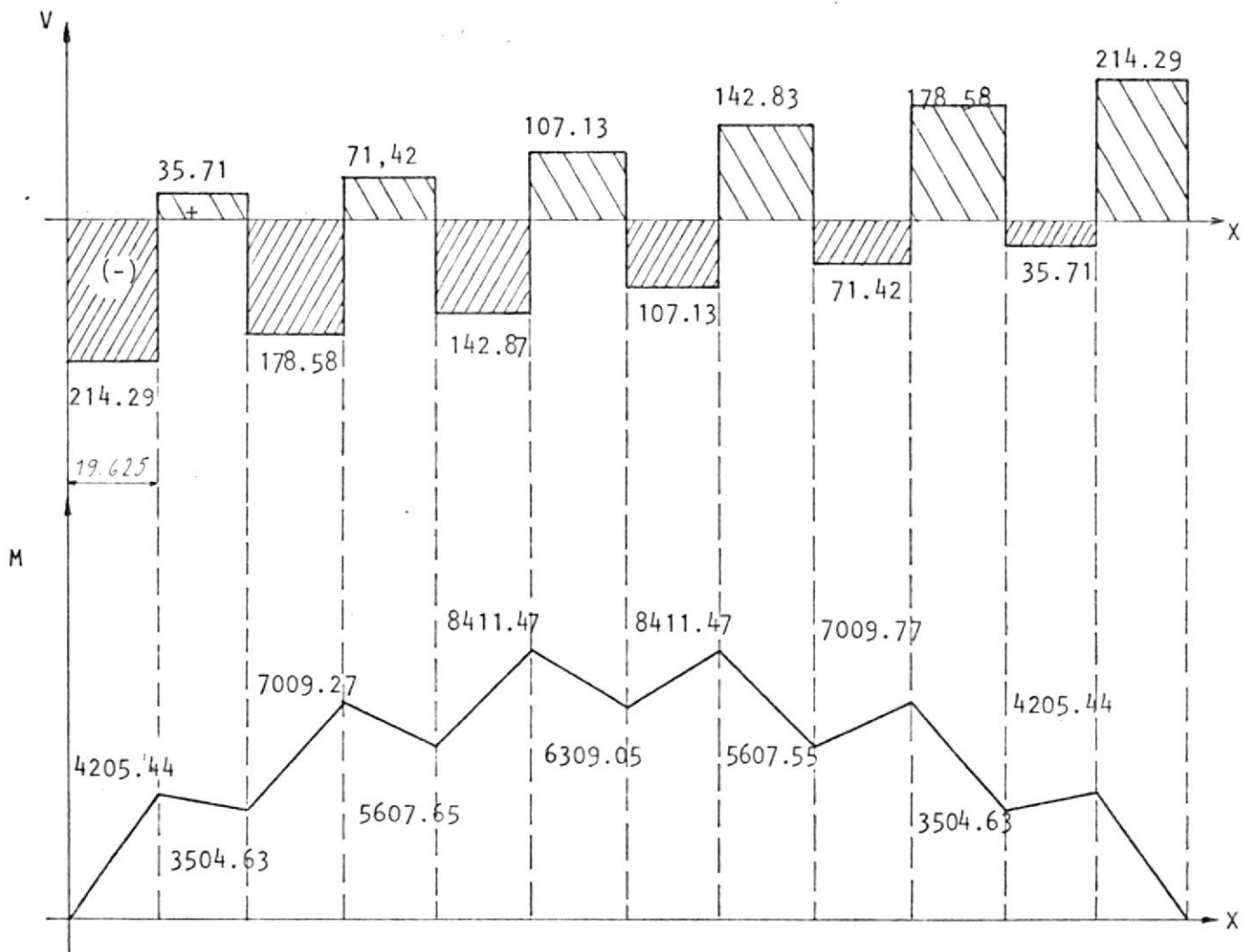
$$\sigma = 39000 \text{ lb/pulg}^2$$

$$N = 1.60 \text{ (factor de seguridad)}$$

$$\sigma_{\text{de trabajo}} = 24375 \text{ lb/pulg}^2$$

$$24375 = \frac{8411.5 \times r}{\pi r^3 t}$$

$$\frac{24375}{8411.5} = \frac{r}{r^3 t} \quad \therefore \quad 9.10 = \frac{1}{r^2 t} \quad r \text{ y } t \text{ en pulgadas}$$



hay que aplicar tanto para ver que tubo en plaza satisface nuestras condiciones; $\frac{1}{r^2 t} \leq 9.10$ para estar cubiertos.

Probemos con tubo de tamaño nominal 1" DE Cédula 40
1.315" 0.133" (t)

$$DI = 2r = 1.315 - 2 \times 0.133 = 1.05"; \quad r = \frac{1.05}{2}$$

$$10.26 = \frac{1}{\left(\frac{1.05}{2}\right)^2 \times .133} = 27.28$$

Tamaño nominal 1 $\frac{1}{2}$ " (DE) (t)
1.9 ; .2 ; $2r = 1.5"$; $r = .75"$

$$10.26 = \frac{1}{(.75)^2 \times .2} = 8.89 < 9.10$$

probemos con 1 $\frac{1}{4}$ " (DE) (t)
1.66 ; 0.140 ; $r = .69$

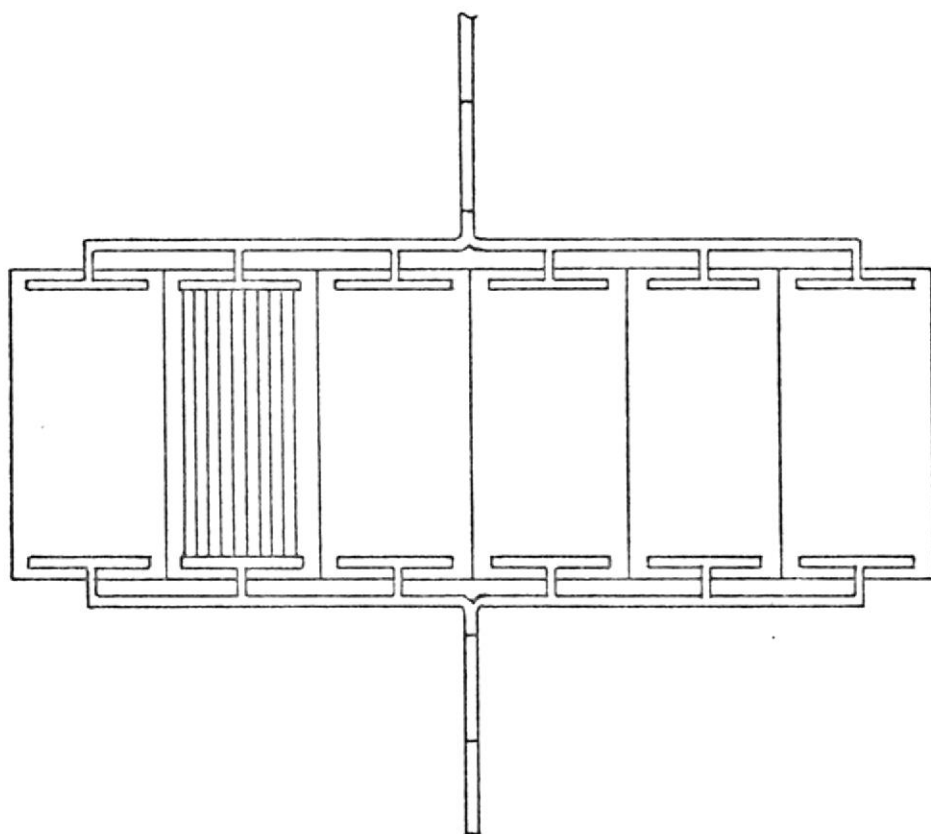
$$10.26 = \frac{1}{(.69)^2 \times .14} = 15 \text{ no sirve}$$

Luego utilizaremos un tubo de 1 $\frac{1}{2}$ " tamaño nominal cédula
40.

b) SELECCION DEL SISTEMA DE TUBERIAS DEL COLECTOR

Tubería entre el generador y el colector:

Consideraremos que desde el generador a la entrada del colector utilizamos 12 pies de tubería rígida de $\phi = 1/2"$ IPS y luego 3 pies de tubería plástica, para por último con un sistema de distribución rígida como el de la figura, repartir $1/4$ de gpm en cada colector, las seis células colectoras forman un solo panel de $18' \times 6'$.



Cálculo de Pérdidas de calor y disminución de la temperatura en el primer tramo rígido que sale del generador.

Nos conviene evitar que la temperatura del H_2O que sale del generador a $158^\circ F$ disminuya mucho, el H_2O al entrar al generador debe tener alrededor de $170^\circ F$.

La temperatura media del ambiente puede ser promediada de la

tabla y es de: 83°F con una oscilación entre 86°F y 77.54°F .

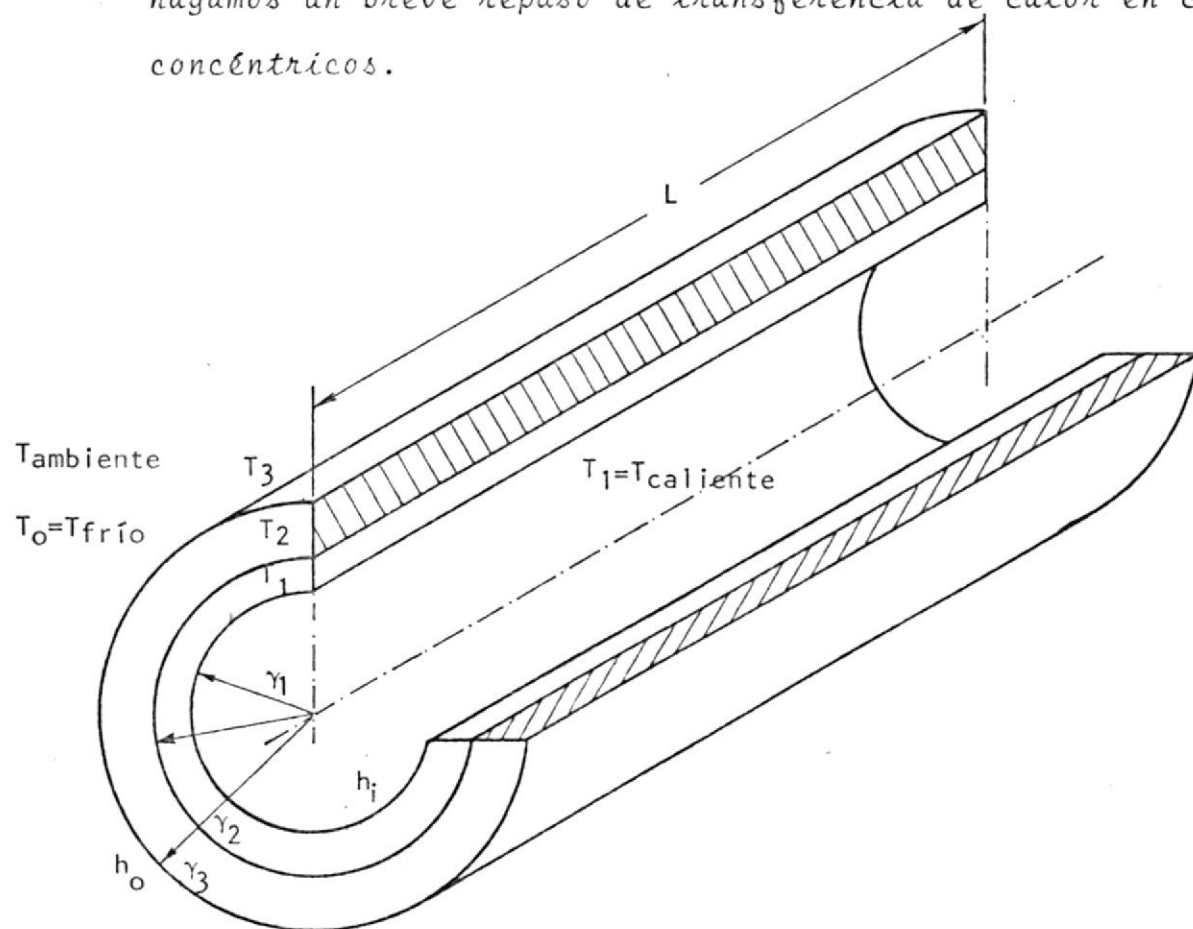
Para lograr menos pérdidas de calor al ambiente, utilizaremos aislamiento; el escoger el tipo y espesor de aislamiento, está por verse poniéndonos como limitación la pérdida de calor que deseamos experimentar el H_2O y por ende su temperatura; deseamos que esta sea lo menor posible.

$$Q = \dot{m} C_p \Delta T$$

$$\dot{m} = 1.5 \times 60 \times 8.16 \frac{\text{lb de H}_2\text{O}}{\text{Galon}} \quad t = 158^{\circ}\text{F}$$

$$\dot{m} = 734.4 \text{ lb/hr.}$$

hagamos un breve repaso de transferencia de calor en cilindros concéntricos.



Para un tubo aislado dentro del cual fluye un fluido caliente y cuyo exterior esté expuesto a un medio refrigerante; si el tubo es relativamente largo; entonces el flujo de calor a través de las paredes seguirá una dirección radial.

En condiciones de estado estable, la rapidez del flujo de calor a través de cada sección será la misma y estará representada por:

$$q = 2\pi r_1 L h_i (T_i - T_1) = \frac{T_{\text{caliente}} - T_1}{R_1} \text{ para la superficie interior}$$

$$q = \frac{2\pi k_1 L}{\ln(r_2/r_1)} (T_1 - T_2) = \frac{T_1 - T_2}{R_2} \text{ para el cilindro interior}$$

$$q = \frac{2\pi k_2 L}{\ln(r_3/r_2)} (T_2 - T_3) = \frac{T_2 - T_3}{R_3} \text{ para el cilindro exterior}$$

$$q = 2\pi r_3 L h_o (T_3 - T_o) = \frac{T_3 - T_{\text{fría}}}{R_4} \text{ para la superficie exterior}$$

$$q = \frac{T_i - T_o}{\frac{1}{2\pi r_1 L h_i} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi k_1 L} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi k_2 L} + \frac{1}{2\pi r_3 L h_o}} = \frac{T_{\text{caliente}} - T_{\text{fría}}}{\sum_{n=1}^{n=4} R_n}$$

Debemos conocer h_i y h_o ; h_i coeficiente convectivo en la pared interior; h_o coeficiente convectivo en la pared exterior.

Determinación de h_i :

$$Nu = 1.86 (Re \times Pr \times D/L)^{0.33} \text{ Ecuación empírica (13) de Sieder y Tate}$$

Pr depende de la temperatura

$$Nu = \frac{h_i \times D}{k} \quad k = \text{conductividad térmica del } H_2O \text{ (13)}$$

$$Re = \frac{\rho \times V \times D}{\mu} \quad \rho = \text{Densidad del H}_2\text{O}^{(13)}$$

$$T = 158^\circ \text{ F}$$

Las propiedades de agua son : (13)

$$\begin{aligned} Pr &= 2.60 \\ k &= 0.3856 \text{ BTU/hr} \times \text{pie} \times ^\circ\text{F} \\ L &= 12 \text{ pies} \\ \rho &= 61.024 \text{ lb/pie}^3 \\ \mu &= 0.2781 \times 10^{-3} \text{ lb/pie} \cdot \text{seg.} = 1.011 \text{ lb/pie} \cdot \text{hr} \end{aligned}$$

Datos del tubo:

$$\phi = 1/2" \text{ IPS cédula 40 Tabla 11}^{(14)}$$

$$DE = 0.84" \quad r_2 = \frac{0.84}{2} = 0.42" = 0.035 \text{ pie}$$

$$DI = 0.622" = 0.05183 \text{ pie} \quad r_1 = \frac{0.05183}{2} = 0.026 \text{ pie}$$

$$\text{Area de flujo} = 0.304 \text{ pulg}^2 = 0.0021 \text{ pie}^2$$

Como el flujo es de 1.5 gpm. = 90 gphora

$$W = \rho \times A \times V \quad ; \quad \rho \times V = \frac{W}{A} \quad \text{área de flujo}$$

$$\rho \times V = \frac{90 \times 8.16}{0.0021} = 349714.29 \frac{\text{lb}}{\text{hr} \times \text{pie}^2}$$

$$Re = \frac{349714.29 \times 0.05183}{1.0011} = 18105.78 \text{ (flujo turbulento)}$$

$$Nu = 1.86 (18105.78 \times 2.60 \times \frac{0.05183}{12})^{0.33}$$

$$Nu = 10.75$$

$$h_i = \frac{Nu \times k}{D} = \frac{10.75 \times 0.3856}{0.05183} = 79.98 \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \times \text{pie}^2 \times ^\circ\text{F}}$$

Utilizando la Fig. 2.9⁽¹⁴⁾ y aplicando el método de prueba y error que allí explica, tenemos como dato de abscisa = $(T_3 - 70^\circ\text{F})$, los 70°F es la temperatura ambiente; si nuestra temperatura ambiente promedio es de 83°F , entonces los coeficientes convectivos deberán ser menores que los calculados, lo cual nos dá en todo caso un rango de seguridad ya que la disipación de calor será menor.

Utilizaremos lana de vidrio empaquetada $k_2 = 0.026 \text{ BTU/hr x pie x } ^\circ\text{F}$; T promedio 160°F

Espesor del aislamiento 1"

$$k_1_{\text{acero}} = 8,94 \text{ BTU/hr x pie x } ^\circ\text{F}$$

k_1 = conductividad térmica del acero inoxidable tipo 307

$$R_1 = \frac{1}{2\pi r_1 L h_i} = \frac{1}{2\pi \times \frac{0.05183}{2} \times 12 \times 79.98} = 0.0032 \frac{\text{hr x } ^\circ\text{F}}{\text{BTU}}$$

$$R_2 = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi k_1 L} = \frac{\ln(0.035/0.026)}{2\pi \times 8.94 \times 12} = 0.00044 \frac{\text{hr x } ^\circ\text{F}}{\text{BTU}}$$

$$R_3 = \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi k_2 L} = \frac{\ln(0.118/0.035)}{2\pi \times 0.026 \times 12} = 0.62 \frac{\text{hr x } ^\circ\text{F}}{\text{BTU}}$$

Supongamos $T_3 = 100^\circ\text{F}$ $(T_3 - 70) = 30^\circ\text{F}$ de la Fig. 2.9⁽¹⁴⁾

Con este dato y diámetro real = $D_3 = 0.84 + 2 = 2.84 \text{ pulg.}$

$$r_3 = 0.118 \text{ pie}$$

$$h_o = 2 \text{ BTU/hr x pie}^2 \text{ x } ^\circ\text{F}$$

$$R_4 = \frac{1}{2\pi r_3 L h_o} = \frac{1}{2\pi \times 0.118 \times 12 \times 2} = 0.06 \frac{\text{hr x } ^\circ\text{F}}{\text{BTU}}$$

$$q = \frac{(158.1 - 83)}{0.0032 + 0.00044 + 0.62 + 0.06}$$

$$q = 109.85 \text{ BTU/hr}$$

Chequeamos T_3

$$q = \frac{T_3 - T_{\text{ambiente}}}{R_4}$$

T_3 = temperatura de la pared exterior del aislamiento

$$(109.85) (0.06) = T_3 - 83 ; T_3 = 89.59^\circ\text{F} \neq 100^\circ\text{F}$$

Probemos con $T_3 = 90^\circ\text{F}$; $(T_3 - 70) = 20^\circ\text{F}$

$$h_0 = 1.96 ; R_4 = 0.061$$

$$q = 109.69 \text{ BTU/hr}$$

Chequeamos T_3 $(109.69) (0.061) = T_3 - 83$

$$T_3 = 89.69^\circ\text{F} \quad 90^\circ\text{F} \quad \text{error } 0.31^\circ\text{F} \text{ Despreciable}$$

Luego es la mejor aproximación

Probemos con $T_3 = 80^\circ\text{F}$; $h_0 = 1.9$; $R_4 = 0.063$

$$q = 109.37 \text{ BTU/hr}$$

Chequeamos T_3

$$(109.37) (0.063) = T_3 - 83$$

$$T_3 = 89.89 \neq 80^\circ\text{F}$$

Luego el calor que se disipa es de:

$$Q = 109.69 \text{ BTU/hr}$$

La disminución de temperatura; ΔT será:

$$Q = \dot{m} C_p \Delta t$$

$$\Delta T = \frac{Q}{\dot{m} C_p} = \frac{109.69}{90 \times 8.16 \times 1}$$

$$\Delta T = 0.15^\circ \text{F}$$

si consideramos que $t_{\text{ambiente}} > 70^\circ \text{F}$; $T_{\text{ambiente}} = 83^\circ \text{F}$ este ΔT será menor.

Luego, después de haber recorrido el H_2O 12 pies de tubería de acero de $1/2''$ IPS cédula 40; aislada con lana de vidrio empaquetada de $1''$; su temperatura que era de 158°F ha bajado a 157.85°F que para fines prácticos de cálculo significa que la temperatura ha permanecido invariable.

Pérdida de calor en los tres pies de tubería flexible

Utilizaremos plástico, piroxilina;

$$k_1 = 0.075 \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \times \text{pie} \times ^\circ \text{F}} \text{ (conductividad térmica del plástico).}$$

La temperatura del H_2O sigue siendo alrededor de 158°F .

No utilizaremos aislante para este tramo y utilizaremos una tubería plástica de: $DE = 1''$ y $DI = 0.6''$ $L = 3$ pies

$$DE = 0.083 \text{ pie} \quad DI = 0.05 \text{ pies}$$

DE = Diámetro externo

DI = Diámetro interno

$$\text{Área de flujo: } \frac{\pi \times DI^2}{4} = 0.28 \text{ pulg}^2 = 0.002 \text{ pie}^2$$

$$\rho V = \frac{W}{A} = \frac{90 \times 8.16}{0.002} = 367200 \frac{\text{lb}}{\text{hr} \times \text{pie}^2}$$

$$Re = \frac{367200 \times 0.05}{1.0011} = 18339.83 \quad (\text{Flujo turbulento})$$

$$Nu = 1.86 \left(18339.83 \times 2.60 \times \frac{0.05}{3} \right)^{0.33} = 16.85$$

$$h_i = \frac{16.85 \times 0.3856}{0.05} = 129.94 \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \times \text{pie}^2 \times ^\circ\text{F}}$$

$$R_1 = \frac{1}{2\pi r \times L \times h_i} = \frac{1}{2\pi \times \frac{0.05}{2} \times 3 \times 129.94} = 0.0163 \frac{\text{hr} \times ^\circ\text{F}}{\text{BTU}}$$

$$R_2 = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi \times k_1 \times L} = \frac{\ln(1/0.6)}{2\pi \times 0.075 \times 3} = 0.36 \frac{\text{hr} \times ^\circ\text{F}}{\text{BTU}}$$

$$R_3 = 0$$

$$R_4 = \frac{1}{2\pi r_2 \times L \times h_o}$$

$$r_2 = DE/2$$

$$r_2 = 0.042 \text{ pie}$$

Supongamos $T_3 = 100^\circ\text{F}$; $(T_3 - 70) = 30^\circ\text{F}$ Fig. 29⁽¹⁴⁾

Diámetro actual = 1"; $h_o = 2.27$

$$R_4 = \frac{1}{2\pi \times 0.042 \times 3 \times 2.27} = 0.557 \frac{\text{hr} \times ^\circ\text{F}}{\text{BTU}}$$

$$q = \frac{(157.95 - 83)}{0.0163 + 0.36 + 0.557} = 80.31 \text{ BTU/hr}$$

Chequeamos T_3 asumido:

$$q = \frac{T_3 - T_{\text{amb}}}{R_4}$$

$$(80.31)(0.557) = T_3 - 83 \quad ; \quad T_3 = 127.73$$

Supongamos $T_3 = 130^\circ\text{F}$; $(t_3 - 70) = 60^\circ\text{F}$; $h_0 = 2.4$

$$R_4 = 0.527$$

$$q = 82.99 \quad ; \quad (82.99)(0.527) = T_3 - 83 \quad ; \quad T_3 = 126.74^\circ\text{F}$$

Supongamos $T_3 = 127^\circ\text{F}$; $(T_3 - 70) = 57^\circ\text{F}$; $h_0 = 2.40$

$$R_4 = 0.527$$

$$q = 82.99 \quad (82.99)(0.527) = T_3 - 83 \quad ; \quad T_3 = 126.74 \text{ es la mejor a proximaci3n}$$

Luego el calor que se disipa en este tramo es de:

$$Q = 82.99 \text{ BTU/hr}$$

La disminuci3n de temperatura ΔT ser3:

$$\Delta T = \frac{Q}{\dot{m} C_p} = \frac{82.99}{90 \times 8.16 \times 1}$$

$$\Delta T = 0.11^\circ\text{F}$$

Luego la temperatura del H_2O estar3 ahora en los:

$158.0^\circ\text{F} - 0.15 - 0.11 = 157.74^\circ\text{F}$ todav3a no se ha perdido ni siquiera $\frac{1}{2}^\circ\text{F}$.

NOTA: Trabajamos con las propiedades del agua evaluadas para $T = 158^\circ\text{F}$ ya que no var3an para muy peque3as fluctuaciones de temperatura.

Cálculo de Pérdidas en la tubería rígida que distribuye el agua a las seis células colectoras de energía solar.

Para dividir el flujo utilizaremos una pieza de reducción en forma de T formada por 2 codos a 90° que acoplada en la tubería flexible cambie su sección interior de un $DI = 0.6''$ a un $DI = 1''$; vamos a tener también pérdidas de calor en esta reducción pero por tener un R_2 más bajo el flujo y por ser pequeña su superficie exterior, consideraremos basados en los cálculos ya realizados que si la forramos con un aislamiento de lana de vidrio empaquetada de $1''$ de espesor, su disipación de calor y por ende la disminución de la temperatura serán despreciables.

En el otro extremo de esta pieza tenemos dos bifurcaciones a 90° de tal suerte que dividen el flujo en dos partes; así 0.75 gpm irán hacia las tres células de la izquierda del dibujo y los otros 0.75 gpm irán hacia las tres células de la derecha.

En cada una de estas dos últimas salidas se soldará al extremo de los codos un tubo de acero inoxidable con una dimensión de $DI = 1.049''$

$$DE = 1.32''$$

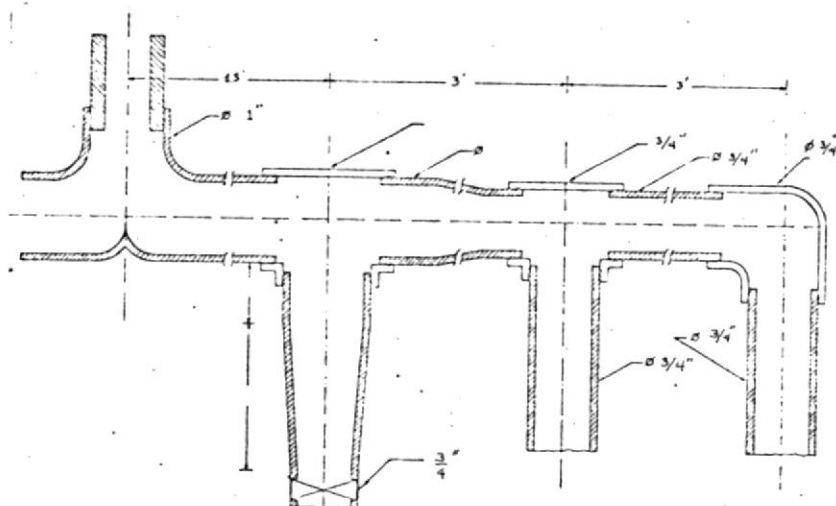
$$L = 1.5 \text{ pie aproximad.}$$

$$\phi 1'' \text{ IPS cédula 40 para cada ramal}$$

Una vez que llegamos a la mitad de los colectores centrales se divide otra vez el tubo con un sistema de reducción - como el de la figura lográndose así dividir el flujo para que en cada célula circulen 0.25 gpm deberemos utilizar válvulas

de globo que controlen y fijen el flujo.

Las dimensiones de los tramos y reducciones se encuentran en el gráfico.



Si hacemos el análisis para uno de los dos tríos de células que se encuentran a uno y otro lado de la tubería principal, será suficiente ya que las pérdidas de calor en las otras tres células serán idénticas teniendo cuidado de utilizar el mismo aislamiento y espesor para uno y otro trío de células.

De los cálculos ya realizados, hemos visto que en aproximadamente 15' de tubería con flujo turbulento (Re alto, mejor transmisión de calor) ha bajado la temperatura apenas $0.26^{\circ}F$; podemos asumir que en el resto de la tubería que tiene una longitud aproximada de 7.5 pies y cuyo Re es más bajo, al ser aislada con el mismo aislamiento de 1" de espesor esperaremos que la disminución de la temperatura sea alrededor

de otros 0.24°F aproximadamente lo que nos da un total de días de 158°F.
 continuación de temperatura alrededor de 0.5°F, luego podemos decir que entramos a las células solares con una temperatura aproximada de 157.5°F. Así la temperatura del H₂O al salir del generador del sistema de refrigeración por absorción es de

Análisis de las pérdidas de calor en la línea que salen del colector solar lleva el H₂O al generador pasando por el calentador eléctrico.

Utilizaremos para recoger el H₂O que sale de las 6 células solares un sistema de tuberías similares al empleado para distribuir la entrada del H₂O; luego tendremos 7.5 pies de tubería de acero con diámetros internos de 1" y 3/4" a uno y otro lado de la línea principal de recolección del flujo.

Luego tenemos 3' de tubería flexible plástico próximo a la D1 = 0.6" similar a la empleada en la entrada.

Por último tenemos 2' de tubería rígida de acero inoxidable $\phi = \frac{1}{2}$ " IPS cédula 40, hasta llegar al calentador eléctrico.

Si la temperatura del agua al entrar al colector es de 157.5°F; la temperatura a la salida según cuadro estadístico elaborado con un programa oscila entre 175.00 °F y 163.5°F, luego si utilizamos el mismo aislamiento de 1" de espesor para aislar todo el sistema de tuberías con excepción de la tubería flexible de plástico, tendremos lógicamente una disipación

ción proporcionalmente mayor de calor que la que calculamos en el circuito de la entrada; pero recordemos que ahora tenemos ya no 12' de tubería de acero, sino 2' dependiendo del calentador eléctrico; la tubería ϕ podrá ser de $\frac{1}{2}$ " IPS o más; en caso de ser mayor el diámetro, el efecto del incremento del radio interior haría que (R_1) sea menor lo que se contrarresta con la disminución de (h_i) al bajar el Número de Reynolds.

En todo caso; basados en los cálculos ya realizados para el circuito de la entrada, la disminución de la temperatura para este circuito deberá hallarse entre los 0.3°F y 1.0°F . Por lo tanto; emplearemos este sistema ya descrito con una pulgada del mismo aislamiento.

Entre la salida del calentador eléctrico y la entrada al generador - intercambiador de calor, hay otros 2' de tubería de acero inoxidable $\phi = \frac{1}{2}$ " IPS cédula 40 térmicamente aislada también con 1" del mismo aislante; como la temperatura de salida del H_2O al dejar el calentador eléctrico es de aproximadamente 170°F con un rango de oscilación de $\pm 1^\circ\text{F}$ que deberá tener el calentador, tendremos también una disipación de energía que hará bajar un poco la temperatura del H_2O antes de entrar al generador pero esta disminución de temperatura no será tan significativa como para afectar su funcionamiento; el Δh y el ΔT que se requieren del H_2O permanecerán prácticamente invariables; variando eso sí un poco la temperatura del H_2O al salir del generador.

Supongamos que la temperatura del H_2O al salir del genera-

donde se encuentra entre 157°F y 159°F ¿Cómo afectaría esto al funcionamiento del equipo? Prácticamente no lo afectaría ya que en el caso de que la temperatura sea de 157°F o sea menor que los 158°F considerados para los cálculos, lo que ocurrirá finalmente es que la temperatura del H_2O al salir del colector va a ser inferior en aproximadamente 1°F que la lograda si la temperatura de salida del generador fuera de 158°F . En el caso que esta fuera de 159°F ; la temperatura del H_2O al salir del colector será ahora aproximadamente mayor en 1°F que ha logrado para el caso ya analizado. En ambos casos lo único que ocurrirá es que las resistencias eléctricas van a consumir más o menos corriente llevando al agua siempre al rango entre los 169°F y 171°F .

Para ciertos días y horas en los cuales la intensidad de radiación es alta, más que la máxima promedio calculada; la temperatura del agua al salir del colector solar será bastante mayor que los 170°F . Surge aquí la pregunta: ¿Cómo trabajará el sistema? Supongamos para contestar a esta pregunta que el agua abandona el colector a 200°F , ocurrirá que la disipación de calor en las líneas serán mayores; el calentador eléctrico está calibrado para trabajar sólo cuando la temperatura del H_2O a la salida de él sea menor que 170°F , luego el calentador eléctrico no disipará energía eléctrica con el consiguiente ahorro de energía ya que el colector solar sería sobradamente autosuficiente; esta temperatura alta no afecta al trabajo del generador - intercambiador de calor del sistema de refrigeración por absorción ya que la única influencia será que la temperatura del fluido caliente (H_2O) al salir del generador va a ser mayor que los 158°F ; mantenién-

dose siempre un $\Delta T = 12^{\circ}\text{F}$ lo que significa que el H_2O al entrar al generador a 200°F saldrá de él a 188°F . En el sistema de suministro del agua al colector solar desde el generador habrá una disipación de energía proporcionalmente mayor ya que la temperatura del H_2O que fluye por esta línea ahora es mayor en aproximadamente 30°F ; esto último no afecta en nada al funcionamiento del colector, lo que ocurrirá es si es que los incrementos de temperatura del H_2O en el colector serán ahora proporcionalmente menores. El colector seguirá siendo autosuficiente mientras la temperatura del H_2O al salir del calentador eléctrico se mantenga en ó sobre los 170°F .

c. CALCULO Y DISEÑO DEL GENERADOR-INTERCAMBIADOR DE CALOR EN EL CICLO DE REFRIGERACION.

Destilación Mezcla binaria $H_2O - NH_3$.

Tenemos según los cálculos del ciclo de refrigeración que:

61.38 Lbs/hr. de una mezcla (solución homogénea) $H_2O - NH_3$ con una concentración del 57% deben destilarse a una presión de operación de 150 psia. (10.20 at) para producir un destilado - que contenga 99.8% en peso de NH_3 y fondos que contengan 46.4% en peso de NH_3 . Cuantos platos se requieren?

Solución:

Determinar primero las libras de destilado y de fondos obtenidos. Tomamos como lapso de tiempo 1 hora.

Balance de materiales:

$$61.38 = W_D + W_B$$

Balance del NH_3 $(61.38)(0.57) = (0.998)W_D + (0.464)W_B$

$$34.99 = 0.998W_D + 0.464W_B$$

Resolviendo simultáneamente: $34.99 = 0.998(61.38 - W_B) + 0.464W_B$

$$W_B = 49.19 \text{ lbs/hr.}$$

$$W_D = 12.19 \text{ lbs/hr.}$$

$$T_r = \text{temp. reducida} \quad T_r = T/T_c$$

$$T_c = \text{Temp. crítica}$$

$$T_b = \text{Temp. punto ebullición normal}$$

$$Z_c = \text{Factor de compresibilidad en el punto crítico}$$

$$\theta = T_b/T_c$$

P_c = Presión crítica

P_r = Presión reducida

$$P_r = P/P_c$$

$$y_1 = \frac{x_1 \delta_{p1}}{\delta_T}$$

COMPOSICIONES Y PUNTOS DE EBULLICION

	lbs/hr.	Peso mol	mol/hr.	Fracce del líquido x_1	δ_{p1} 130°F 327.44°K	$(x_1)(\delta_{p1})$	y_1
Alimento (F)							
NH ₃	34.987	17.03	2.054	0.584	72.25	42.19	0.996
H ₂ O	61.380	18.02	3.519	1.000	45	19	0.004
						42.38	1.000
					$\delta_T = \Sigma x \delta_p$		
					$\delta_{p1} = 80^\circ\text{F}, 299.67^\circ\text{K}$		
Destilado (D)							
NH ₃	12.156	17.03	0.714	0.999	5240	52.35	1.000
H ₂ O	0.024	18.02	0.001	0.001	45	0	0.000
	12.180		0.715	1.000		52.35	1.000
					$\delta_T = \Sigma x \delta_p$		
					$\delta_{p1} = 160^\circ\text{F}; 344.11^\circ\text{K}$		
Fondos (B)							
NH ₃	22.829	17.03	1.341	0.478	7333	35.03	0.955
H ₂ O	26.371	18.02	1.463	0.522	319	1.67	0.045
	49.200		2.804	1.000		36.72	1.000
					$\delta_T = \Sigma x \delta_p$		

Propiedades del NH₃ y H₂O. Apendice A (15)

$$\delta_i^\circ = \delta \text{ de } (\delta/p) \text{ tablas Apendice (B) (15)}$$

$$\delta_i^\circ = \delta_{pi}$$

	T_b °K	T_c °K	P_c at	Z_c
NH ₃	239.8	405.6	112.5	0.242
H ₂ O	373.2	647.0	218.3	0.230

	Alimento		Destilado		Fondos	
	P_r	T_r	P_r	T_r	P_r	T_r
NH ₃	0.09	0.81	0.09	0.74	0.09	0.85
H ₂ O	0.05	0.51	0.05	0.46	0.05	0.53

Aproximaciones

	Alimento		Destilado		Fondos	
	P_r	T_r	P_r	T_r	P_r	T_r
NH ₃	0.1	0.8	0.1	0.75	0.1	0.85
H ₂ O	0.1	0.5	0.1	0.5	0.1	0.55

$$\text{NH}_3 (Z_c) = 0.24; \quad \text{H}_2\text{O} (Z_c) = 0.23$$

	Alimento		Destilado		Fondos	
	δ/p		δ/p		δ/p	
NH ₃	0.932		0.676		0.946	
H ₂ O	0.0058		0.0058		0.0411	

$$P = 10.2 \text{ at} = 7752 \text{ mm Hg}$$

	Alimento		Destilado		Fondos	
	δ_p		δ_p		δ_p	
NH ₃	7225		5240		7333	
H ₂ O	45		45		319	

Determinación del reflujo mínimo:

$$\frac{w'_R}{V} = \frac{x_D - y_F}{x_D - x_F} = \frac{0.999 - 0.996}{0.999 - 0.584} = 0.007 \text{ mol/mol}$$

$$V = w'_R + w_D$$

$$w'_R = (0.007)(w'_R + w_D)$$

$$w'_R = 0.007 w'_R + 0.007 w_D$$

$$0.993 w'_R = 0.007 w_D$$

$$\frac{w'_R}{w_D} = \frac{0.007}{0.993} = 0.0071 \quad \frac{\text{moles de reflujo}}{\text{moles de destilado}}$$

Supongamos 1000% del reflujo mínimo teórico como una cantidad económica de reflujo:

$$R = \frac{w'_R}{w_D} = 0.0071 \times 10 = 0.071 \quad \text{moles/moles de destilado}$$

La intersección para la parte superior de la línea de operación es:

$$\frac{w_D}{w_R + w_D} x_D = \frac{1}{R + 1} x_D = \frac{1}{0.071 + 1} \times 0.999 = 0.930$$

0.930 = ordenada al origen

Del gráfico fracción molar de amoníaco en vapor versus fracción molar de amoníaco en líquido, establecemos que se necesitan 3 platos en la torre.

$$\text{Reflujo total} = 0.715 \times 0.071 = 0.051 \text{ moles/hr.}$$

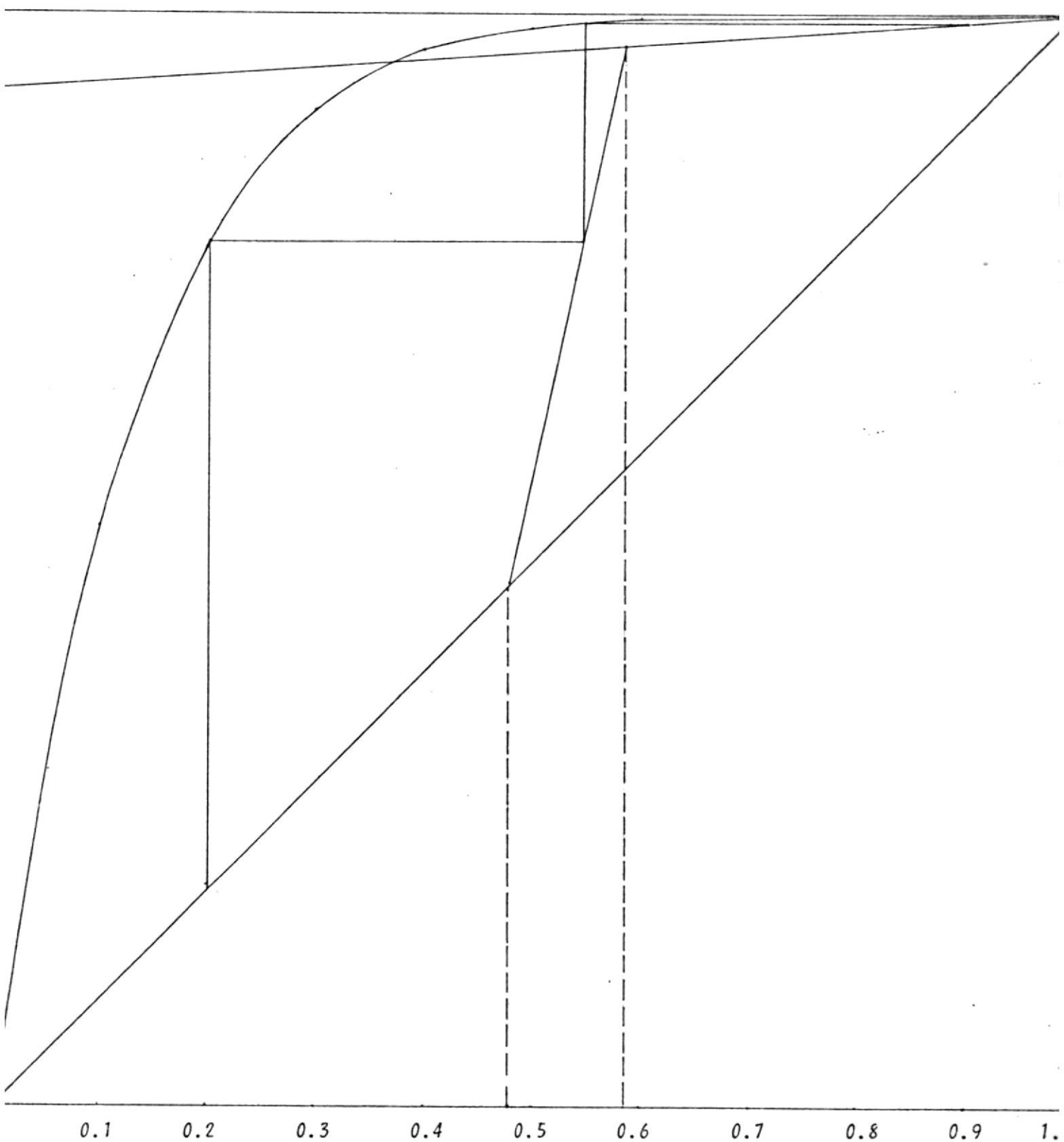
Balances Térmicos:

$$R = \frac{w_R}{w_D} = \frac{\text{moles}}{\text{moles}} = \frac{\text{lbs/hr}}{\text{lbs/hr}} = \frac{\text{mol/hr}}{\text{mol/hr}}$$

$$\text{Peso molecular } (w_R) = \text{Peso molecular } (w_D)$$

Condiciones de equilibrio (x) , (y) (concentraciones a diferentes temperaturas) sacadas de la gráfica Fig. E-3⁽²⁾

x	0.05	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	1.0
y	0.305	0.53	0.79	0.913	0.967	0.987	0.995	1.0



(x) Fracción Molar de NH_3 en Líquido

Alimento: $P = 150$ psia; $T = 130^\circ\text{F}$; (h_3) de la tabla ciclo refriger.;

$$h_M = 47 \text{ BTU/lbs.}$$

Fondos: Similarmente; $h_4 = h_M = 65 \text{ BTU/lbs.}$

Destilado y reflujo la entalpia corresponde a h_8 de la misma tabla = 133 BTU/lbs.

Para el plato superior; $h_{(M)} = h_7$ tabla refrigeración = 633 BTU/lbs.

Del cuadro, el calor que debe consumir la caldereta de cualquier fuente es de:

$$8726.58 \text{ BTU/hr } \delta \text{ sea } = 145.44 \text{ BTU/mín.}$$

que debe ser igual al calculado utilizando el ciclo de refrigeración que fue de:

$$q_G = 141.86 \text{ BTU/mín.}$$

El error del 2% cometido se lo puede atribuir a las aproximaciones realizadas en cada método, a las lecturas de gráficos y al reflujo mínimo escogido.

Del ciclo de refrigeración conocemos el estado de los fondos (4) que es líquido saturado a 150 psia y 160°F con una concentración $x = 0.464$. Hemos calculado la carga del generador $q_G = 8727 \text{ BTU/hr}$; sabemos también que el vapor que sale del generador (caldereta de marmita) debe estar en equilibrio con el líquido de los fondos (4), luego, su entalpia y concentración están ubicados en el gráfico $h(\text{vs})x$ en la intercepción de la isotérmica para (4) t_4 con la línea de vapor saturado a 150 psia.

Podemos escribir las siguientes ecuaciones para la calde-

reta:

$$1. \quad m_x = m_v + m_4$$

$$2. \quad q_G = m_v h_v + m_4 h_4 - m_x h_x$$

$$3. \quad m_x x_x = m_v x_v + m_4 x_4$$

m_x = masa de la solución que entra a la caldereta

m_4 = masa del líquido que sale de la caldereta (fondos)

m_v = masa del vapor que sale de la caldereta

x_x, x_4, x_v = las correspondientes concentraciones

h_x, h_4, h_v = las correspondientes entalpías

No conocemos el estado de x , o sea, ni su h_x ni su x_x , tampoco conocemos m_x ; combinando 1; 2 y 3 tenemos:

$$4. \quad m_v = m_x - m_4$$

$$5. \quad m_x x_x = (m_x - m_4) x_v + m_4 x_4$$

$$6. \quad q_G = (m_x - m_4) h_v + m_4 h_4 - m_x h_x$$

Se conocen:

$$m_4, q_G$$

$$h_4, h_v$$

$$x_4, x_v$$

Asumamos un valor para m_x ; de (6) sale h_x luego reemplazando en (5) sale x_x ; determinamos el punto x en el gráfico h (vs) x y con q_G/m_x probamos siguiendo la línea x_x de concentración constante, si el punto final de calentamiento de la solución coincide con la isotérmica de (4); si no, probamos otra vez hasta que ocurra.

DATOS:

$$m_4 = 49.20 \text{ lbs/hr.}$$

$$h_4 = 65 \text{ BTU/lbs}$$

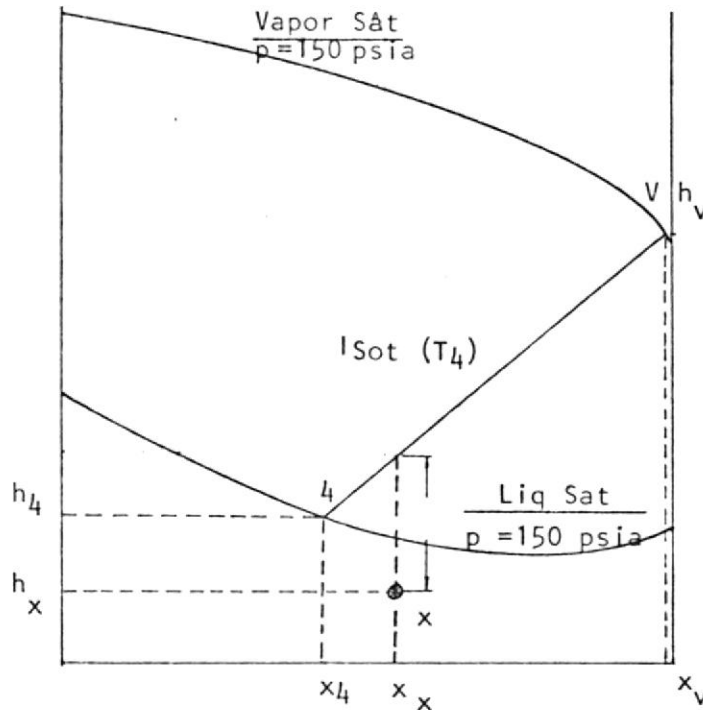
$$h_v = 682 \text{ BTU/lbs}$$

$$x_4 = 0.464 \text{ lbs NH}_3/\text{Lbs sol.}$$

$$x_4 = 0.983 \text{ lbs NH}_3/\text{lbs sol.}$$

$$q_G = 8727 \text{ BTU/hr.}$$

El punto X es líquido subenfriado



$$h_x = \frac{1}{m_x} ((m_x - m_4) h_v + m_4 h_4 - q_G)$$

$$h_x = \frac{1}{m_x} ((m_x - 49.2) 682 + 49.20 \times 65 - 8727)$$

$$1. \quad h_x = \frac{1}{m_x} ((m_x - 49.2) 682 - 5529)$$

$$x_x = \frac{1}{m_x} ((m_x - m_4) x_v + m_4 x_4)$$

$$2. \quad x_x = \frac{1}{m_x} ((m_x - 49.2) 0.983 + 22.83)$$

$$\text{Supongamos } m_x = 55: \quad \frac{q_G}{m_x} = \frac{8727}{55} = 158.67$$

$$h_x = -28.61; \quad x_x = 0.52$$

De la gráfica hasta la isotérmica de 4 con $x_x = \text{const.}$

q_G/m_x debe ser: $132.5 + 28.61 = 161.11 \neq 158.67.$

Otra prueba:
Supongamos $m_x = 55.25$ $\frac{q_G}{m_x} = \frac{8727}{5525} = 157.95$

$$h_x = -25.39, \quad x_x = 0.52$$

$$q_G/m_x = 132.5 + 25.39 = 157.89$$

$$157.89 = 157.95 \quad \text{error} = 0.06$$

Luego $m_x = 55.25$ lb/hr (líquido de trampa)

$$h_x = -25.39 \text{ BTU/lbs}$$

$$x_x = 0.52 \text{ lbs NH}_3/\text{lbs sol.}$$

Podemos ubicar nuestro punto (x) que será el de alimento a la caldereta de marmita.

$$t_1 = 72^\circ\text{F}$$

$$t_{\text{liq.sat}} = 142^\circ\text{F} \quad (\text{Valores obtenidos gráficamente})$$

$$t_2 = 160^\circ\text{F}$$

$$h_{\text{liq.sat.}} = 53 \text{ BTU/lbs}$$

$$q_p = 55.25 (53 + 25.39) = 4331.05 \text{ BTU/hr.}$$

$$q_v = 4395.95 \text{ BTU/hr.}$$

Reemplazando valores en 4.

$$m_v = m_x - m_4$$

$$m_v = 55.25 - 49.2$$

$m_v = 6.05$ lbs/hr. que será el vapor que se forma en la caldereta con una concentración de 0.983 lbs

$\text{NH}_3/\text{lbs sol.}$, la temperatura de m_x (líquido de trampa) sale

de la gráfica y es de 72°F aproximadamente. Luego la evaporación en la caldereta ocurre con un rango de temperatura que va de los 72°F en la entrada hasta los 160°F en la salida; de los 72°F a los 142°F hay precalentamiento de la solución para llevarla a su estado de saturación, de los 142°F a los 160°F ocurre la ebullición.

BALANCE TERMICO DE LA CALDERETA

	mol/hr	Peso mol	lbs/hr.	Temp. F	BTU/lbs	BTU/hrs.
<u>Entrada de calor</u>						
Líquido de trampa	3.16	17.48	55.25	72	-25.39	-1402.80
Carga en la caldereta por diferencia.						<u>8727.00</u>
						7324.20
<u>Salida de calor</u>						
Vapor de la caldereta	0.36	17.00	6.05	160	682	4126.10
Fondos	2.804	17.55	49.2	160	65	<u>3198.00</u>
						7324.10

Especificaciones para la caldereta

Líquido total a la caldereta : 55.25 lbs/hr.

Vaporización: 6.05 lbs/hr.

Rango de temperatura:

Precalentamiento: 72°F → 142°F

Vaporización: 142°F → 160°F

Presión: 150 psia

Carga térmica: 8727 BTU/hr.

$$q_p = 4331.05 \text{ BTU/hr}$$

$$q_v = 4395.95 \text{ BTU/hr.}$$

$$Q = 8727 \text{ BTU/hr}$$

$$t_1 = 72^\circ\text{F}; t_{\text{liq.sat}} = t_{\text{int}} = 142^\circ\text{F};$$

$$t_2 = 160^\circ\text{F}$$

$$m_x = 55.25 \text{ lbs/hr.}; h_x = -25.39 \text{ BTU/hr}';$$

$$x_x = 0.52$$

CALCULO DE LA LONGITUD Y NUMERO DE TUBOS DEL GENERADOR

Necesitamos entregar una energía de 8727 BTU/hr. la cual debe provenir de H_2O calentada primeramente por el colector solar y luego por el calentador eléctrico auxiliar si es necesario. Si utilizamos un flujo de 1.5 gpm y si consideramos que la temperatura de entrada del H_2O al generador es de $170^\circ F$ tendremos de:

$$a \ T_{pr} = 164^\circ F, \ 1 \text{ galón} = 8.144 \text{ de } H_2O$$

$$\dot{m} = 1.5 \times 60 \times 8.144 = 732.996 \text{ lb/hr.}$$

$$\Delta h = \frac{Q}{\dot{m}} = \frac{8727}{732.996} = 11.90 \text{ BTU/lb, lo que en la zo-}$$

na de líquidos saturados y comprimidos a estas temperaturas de trabajo significa una caída de temperatura de alrededor de $11.9^\circ F$, luego si entramos a $170^\circ F$, asumiremos que la temperatura de salida del agua al dejar el generador, será, de $158.1^\circ F$ posteriormente con los cálculos corroboramos esto. En cuanto a la presión; la presión de saturación del agua a $170^\circ F$ es de 5.992 psia; para prevenir que el agua en un día de gran intensidad de radiación solar no previsto en la tabla por trabajar se en ella con valores promedios se pueda convertir en vapor húmedo a esa presión, elevemos un poco la presión del agua y hagamos que esta sea de 17 psia; a esta presión, la temperatura de saturación del H_2O es de $219.44^\circ F$ y si estamos entrando al colector a una temperatura de alrededor de $157.6 = 158.1^\circ F - 0.5^\circ F$; los $0.5^\circ F$ pierde el agua para llegar del generador al colector; por cálculo realizado, el incremento de temperatura tiene un máximo alrededor de $17.4^\circ F$; entonces si la intensidad de la radiación fuera muy alta, lo cual puede ocurrir, estaría

mos cubiertos para cualquier eventualidad ya que tendríamos que llevar el agua más de 61°F, lo que difícilmente ocurriría. Aún en el caso de un día de excepcional radiación solar, su-pongamos que la temperatura del H_2O sube 45°F entonces ten- dríamos una temperatura de entrada al generador de 203°F, en el generador el agua baja otros 12°F aproximadamente y sal- dríamos a 191°F, con una pérdida de temperatura aproximada y talvez exagerada de 6°F en la línea, estaríamos entrando al colector a 185°F, tendríamos que subirle al H_2O que está en estas condiciones más de 34°F para evaporarla, aparentemente de esto sería posible pensando que ya elevamos 45°F anterior- mente pero también es cierto que los incrementos de tempera- tura ahora serían también proporcionalmente mucho menores, luego la posibilidad de alcanzar los 219.44°F resulta lejana; lo que si ganáramos de todo esto es no consumir energía eléctrica lo cuando su temperatura es menor que los 170°F requeridos por el generador del ciclo de absorción.

CALCULOS

Flujo de agua $G = 1.5 \text{ gpm}$

Consumo del generador = $Q_G = 8727 \text{ BTU/hr}$

Flujo en cada célula = 0.25 gpm (6)

Temperatura del agua al entrar al generador $T_{H_2O} (1) = 170^\circ\text{F}$;

$$P = 17 \text{ psia} \quad h = h_f = 137.90 \text{ BTU/lb} \quad (T = 170^\circ\text{F})$$

$$\text{A una } T_{\text{media}} = 164^\circ\text{F} \quad \frac{8.144 \text{ lb de H}_2\text{O}}{1 \text{ galón de H}_2\text{O}} ; G = 732.996 \text{ lb/h} \approx 733 \text{ lb/hr}$$

Suponemos que T_2 (temperatura del H_2O al salir del generador) = 158.1°F

$$h_2 = h_f (T=158.1^\circ\text{F}) = 126.00 \text{ BTU/lb} \quad \text{No hay caída de presión apreciable en los tubos}$$

$$\dot{m} = \frac{Q}{\Delta h} = \frac{8727}{137.90 - 126.00} \approx 733 \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

Luego tenemos suficiente flujo de agua caliente por los tubos y la asunción es correcta.

$q = C_p \Delta T$ para el precalentamiento

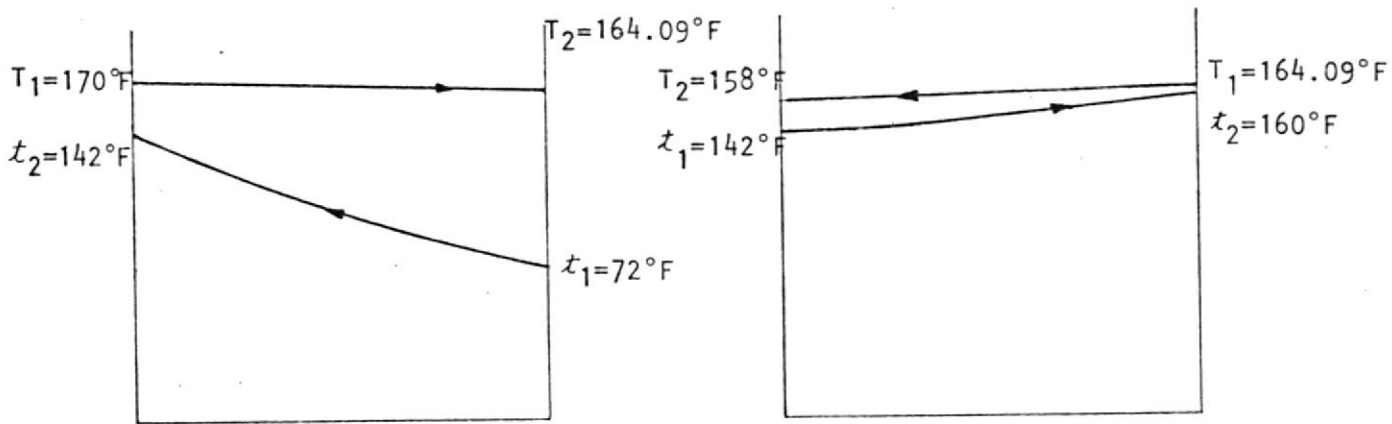
$$C_p (\text{solución}) = \frac{q}{\Delta T} = \frac{h_{\text{líquido saturado Fig. E-3}}^{(2)} - h_x}{142 - 72}$$

$$C_p (\text{solución}) = \frac{53 - (-25.39)}{70} = 1.12 \text{ BTU/lb m } ^\circ\text{F}$$

$$T_{\text{intermedia del agua en los tubos}} = T_{\text{int}} \quad (733)(1)(170 - T_{\text{int}}) = (55.25)(1.12)(142 - 72)$$

$$T_{\text{int}} = 164.09^\circ\text{F}$$

GRAFICOS DE LOS PROCESOS



$$\Delta T_c = 92.09$$

$$\Delta T_h = 28$$

$$MLDT = 53.83$$

$$MLDT = \frac{\Delta T_c - \Delta T_h}{\ln(\Delta T_c / \Delta T_h)}$$

$$\Delta T_c = 16.1$$

$$\Delta T_h = 4.09$$

$$MLDT = 8.76$$

$$q_p = q_{\text{precalentamiento}} = \dot{m} (\Delta h) = (55.25) (53 - (-25.39)) = 4331.05 \text{ BTU/hr}$$

$$q_v = q_{\text{vaporización}} = 8727 - q_p = 4395.95 \text{ BTU/hr}$$

$$\frac{q_p}{(\Delta T)_p} = \frac{4331.05}{53.83} = 80.46$$

$$\Delta T_{\text{Balanceada}} = \frac{Q}{\sum \frac{q}{\Delta t}} = \frac{8727}{582.28}$$

$$\frac{q_v}{(\Delta T)_v} = \frac{4395.95}{876} = \frac{501.82}{582.28}$$

$$\Delta T_{\text{Balanceada}} = 14.99^\circ\text{F}$$

$$\sum \frac{q}{\Delta t} = 582.28$$

Datos para la caldereta de marmita:

Alimento; Coraza

Fuente: Tubos

$$t_1 = 72^\circ\text{F} \quad t_m = 107^\circ\text{F}$$

$$t_{\text{int}} = 142^\circ\text{F}$$

$$T_1 = 170^\circ\text{F} \quad T_m = 167.05^\circ\text{F}$$

$$T_{\text{int}} = 164.09^\circ\text{F}$$

$$t_2 = 160^\circ\text{F} \quad t_m = 151^\circ\text{F} \quad T_2 = 158.1^\circ\text{F} \quad T_m = 161.10^\circ\text{F}$$

$$R_d = 0.002$$

Coraza (alimento)

haz circular 8"

$$DI = 13 \frac{1}{3}"$$

Placa de soporte

(1/4) de círculo

Fuente: tubos

24; L = 3'; BWG = 14

Arreglo en cuadro; 2 pasos

DE = 3/4", Paso = 1 1/4"

T_c, t_c (los valores medios de las t_m peraturas serán suficientes para determinar las propiedades)

Asumimos que la temperatura de solución es igual a la temperatura de la pared exterior del tubo ya que el tubo tiene poco espesor, es buen conductor y por lo tanto prácticamente no ofrece resistencia al flujo de calor.

$$t_{\text{solución}} = t_w$$

Propiedades de los elementos puros

$^\circ\text{F}$		lb/pie^3	$\text{lb}/\text{pie} \times \text{hr}$	$\text{BTU}/\text{hr} \times \text{pie} \times ^\circ\text{F}$	$\text{BTU}/\text{lb} \times ^\circ\text{F}$
T	Elemento	ρ	μ	k	C_p
167.05	H ₂ O	60.82	0.944	0.387	1.00
107	H ₂ O	61.89	1.62	0.3668	1.00
107	NH ₃	35.85	0.2057	0.2809	1.20
161.10	H ₂ O	60.96	0.982	0.386	1.00
151	H ₂ O	61.2	1.09	0.384	1.00
151	NH ₃	33.65	0.1525	0.261	1.26

(13)

Fig. 14 (14)

(13)

Fig. 2 (14)

Propiedades de la solución para el Pre calentamiento

$$55.25 \frac{\text{lb sol}}{\text{hora}}$$

$$X = 52\%$$

$$26.52 \text{ lb H}_2\text{O/hora}$$

$$28.73 \text{ lb NH}_3/\text{hora}$$

$$t = 107^\circ\text{F}$$

- a) Calor específico ; El calor específico de la solución ya
(Cp) lo hemos calculado y tiene un valor de:

$$C_p = 1.12 \text{ BTU/lb } \times \text{ }^\circ\text{F}$$

- b) Densidad ; se la calcula utilizando la fórmula empírica
(ρ) sugerida en ⁽²⁾.

$$X_1 = 0.52 \quad \rho = (1 - x_1) \rho_{\text{H}_2\text{O}} + (0.85) x_1 \rho_{\text{NH}_3}$$

$$\rho = (1 - 0.52) (61.89) + (0.85) (0.52) (35.85)$$

$$\rho = 45.55 \text{ lb/pe}^3$$

- c) Viscosidad dinámica ; calcularemos empleando la fórmula
(μ)

$$\delta (\mu m)_L = \sum_i x_i \delta (\mu_i)_L \quad (9 - 61)$$

sugerida en ⁽¹⁵⁾

$$\delta (\mu m)_L = \mu_L := \mu$$

$$\delta (\mu_i)_L = \mu_i = \mu_1; \mu_2 \quad \mu_1 (\text{NH}_3)$$

$$\mu_2 (\text{H}_2\text{O}) \quad x_i = \text{fracción molar del líquido.}$$

Pesos moleculares: $\text{NH}_3 : 14 + 3 = 17 \text{ gramos}$

$\text{H}_2\text{O} : 2 + 16 = 18 \text{ gramos}$

$1 \text{ libra} = 453.6 \text{ gramos}$

$$\text{Moles de NH}_3 \quad M_1 = \frac{(28.73) (453.6)}{17} =$$

$$\text{Moles de H}_2\text{O } M_2 = \frac{(26.52) (453.6)}{18}$$

$$\text{Moles totales: } M = (1.69 + 1.47) (453.6)$$

$$M = (3.16) (453.6)$$

$$(\text{NH}_3) \quad x_1 = \frac{M_1}{M} = \frac{(1.69) (453.6)}{(3.16) (453.6)} ; \quad x_1 = 0.53$$

$$(\text{H}_2\text{O}) \quad x_2 = \frac{M_2}{M} = \frac{(1.47) (453.6)}{(3.16) (453.6)} ; \quad x_2 = 0.47$$

$$\mu = (0.53) (0.2057) + (0.47) (1.62)$$

$$\mu = 0.87 \text{ lb/pie} \times \text{hr.}$$

d) Conductividad térmica

(K)

Aplicaremos también una fórmula que propone el mismo libro de donde se obtuvo la fórmula para μ que es:

$$K_{Lm} = K_{L1} x_1 + K_{L2} x_2 - C(x_1 x_2) \quad (10 - 61)$$

Fórmula en que que C es una constante específica para una mezcla dada por la regla de Filippov y Novoselova⁽¹⁵⁾, (x) se refiere a fracciones de peso y $C = 0.72 / (K_{L2} - K_{L1})$

$$K_{L1} = K_{\text{NH}_3} = 0.2809$$

$$K_{L2} = K_{\text{H}_2\text{O}} = 0.3668$$

$$K_{Lm} = K$$

$$K = (0.2809) (0.52) + (0.3668) (0.48) - (0.72) (0.3668 - 0.2809) (0.48) \times (0.52)$$

$$K = 0.3067 \text{ BTU/hr} \times \text{pie} \times ^\circ\text{F}$$

$$C_p = 1.12 \text{ BTU/lb} \times ^\circ\text{F}$$

$$\rho = 45.55 \text{ lb/pie}^3$$

$$\mu = 0.87 \text{ lb/pie} \times \text{hr}$$

$$K = 0.3067 \text{ BTU/hr} \times \text{pie} \times ^\circ\text{F}$$

Cálculo de h_o (coeficiente de transferencia de calor para el fluido exterior)

$$\beta = \frac{1}{T_\infty} = \frac{1}{107} = 0.00935 \text{ } ^\circ\text{F}^{-1}$$

$$\Delta T = (T_w - T_\infty) = (167.05 - 107) = 60.05^\circ\text{F}$$

$$D = 0.0487 \text{ pies}$$

$$\text{gravedad; } g = 41.7312 \times 10^7 \frac{\text{pies}}{\text{hr}^2}$$

Gr = Número de Grashof;

$$Gr = \frac{g \times \rho^2 \times \beta \times \Delta T \times D^3}{\mu^2} = \frac{(41.7312 \times 10^7) (45.55)^2 (0.00935)(60.05)(0.0487)^3}{(0.87)^2}$$

$$Gr = 7.4184 \times 10^7$$

Pr = Número de Prandtl

$$Pr = \frac{\mu C_p}{K} = \frac{(0.87) (1.12)}{0.3067}$$

$$Pr = 31770$$

$$Gr \times Pr = 2.3569 \times 10^8$$

$$Nu_f = C (Gr_f Pr_f)^m ; C = 0.53 \text{ y } m = 1/4$$

$$Nu_f = (0.53) (2.3569 \times 10^8)^{1/4}$$

$$Nu_{\delta} = 65.67$$

$$Nu_{\delta} = \frac{h_o \times D}{k}$$

$$h_o = \frac{Nu_{\delta} \times k}{D} = \frac{65.67 \times 0.3067}{0.0487}$$

$$h_o = 413.57 \text{ BTU/hr} \times \text{pie}^2 \times ^\circ\text{F}$$

Evaporación

Como se producen 605 lb/hr de vapor con una concentración de 98.3% o sea practicamente amoniaco puro; consideraremos como propiedades del vapor las propiedades del amoniaco puro a esas condiciones; luego de tablas:

$$k = 0.261 \text{ BTU/hr} \times \text{pie} \times ^\circ\text{F}$$

$$\rho = 33.65 \text{ lb/pie}^3$$

$$\mu = 0.1525 \text{ lb/pie} \times \text{hr}$$

$$C_p = 1.26 \text{ BTU/lb} \times ^\circ\text{F}$$

Cálculo de h_o

$$B = \frac{1}{T_{\infty}} = \frac{1}{151} = 0.00662 ^\circ\text{F}^{-1}; \Delta T = (T_w - T_{\infty}) = (161.10 - 151) = 10.1 ^\circ\text{F}$$

$$D = 0.0487 \text{ pies}; \quad g = 41.7312 \times 10^7 \frac{\text{pies}}{\text{hr}^2}$$

$$Gr = 15.6913 \times 10^7$$

$$Pr = \frac{(0.1525) (1.26)}{0.261}$$

$$Gr = \frac{417312 \times 10^7 (33.65)^2 (0.00662) \times}{(0.1525)^2}$$

$$Pr = 0.7362 ;$$

$$(10.1) (0.0487)^2$$

$$Gr \times Pr = (11551.9351) \times 10^4$$

$$Nu_f = 0.53 (11551.9351 \times 10^4)^{1/4}$$

$$Nu_f = 54.95$$

$$h_o = \frac{5495 \times 0.261}{0.0487}$$

$$h_o = 294.48 \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \times \text{pie}^2 \times ^\circ\text{F}}$$

TUBOS

Pre calentamiento

$$a't = 0.268 \text{ pulg}^2$$

$$at = \frac{0.268 \times 24}{144 \times 2} = 0.022333 \text{ pies}^2$$

$$Gt = \frac{733}{0.022333} = 32821.39 \frac{\text{lb}}{\text{hr} \times \text{pie}^2}$$

$$T_s = 167.05 ; \quad \mu = 0.944$$

$$Re_t = \frac{G_t \times D}{\mu}$$

$$Re_t = \frac{0.0487 \times 32821.39}{0.944}$$

$$Re_t = 1693.22 \text{ (laminar)}$$

$$Nu = 1.86 (Re \times Pr \times D/L)^{0.33}$$

$$Pr_{T_3=167.05} = 2.45 ; \quad L = 3'$$

$$D = 0.0487'$$

$$Nu = 7.46$$

$$h_i = \frac{7.46 \times 0.387}{0.0487} = 59.28$$

$$h_{io} = h_i \times \frac{DI}{DE} = 59.28 \times \frac{0.584}{0.75}$$

$$h_{i0} = 46.16 \text{ BTU/hr} \times \text{pie}^2 \times ^\circ\text{F}$$

Vaporización

$$T_\Delta = 161.10^\circ\text{F} \quad P_R = 2.55$$

$$\mu = 0.982$$

$$Re_t = 1627.70$$

$$Nu = 7.46$$

$$h_i = 59.13$$

$$h_{i0} = 46.04 \text{ BTU/hr} \times \text{pie}^2 \times ^\circ\text{F}$$

AREAS

Pre calentamiento

$$A_p = \frac{q_p}{u_p(\Delta t)_p} ; \quad u_p = \frac{h_{i0} \times h_o}{h_{i0} + h_o}$$

$$u_p = \frac{46.16 \times 413.57}{46.16 + 413.57} = 41.53$$

$$A_p = \frac{80.46}{41.53} = 1.94 \text{ pies}^2$$

Vapor

$$A_v = \frac{q_v}{u_v(\Delta t)_v}$$

$$u_v = \frac{46.04 \times 294.48}{46.04 + 294.48} = 39.82$$

$$A_v = \frac{501.82}{39.82}$$

$$A_v = 12.60 \text{ pies}^2$$

$$A_c = A_p + A_v$$

$$A_c = 1.94 + 12.60$$

$$A_c = 14.54 \text{ pies}^2$$

Si hay 24 tubos

$$A = 24 \times 3 \times 0.1963 = 14.13 \text{ pies}^2$$

$A_c > A$ luego faltan tubos

$$u_c = \frac{\sum UA}{A_c} = \frac{80.46 + 501.82}{14.54}$$

$$u_c = 40.05$$

$$u_D = \frac{Q}{A \Delta t} = \frac{8727}{14.13 \times 14.99}$$

$$u_D = 41.20$$

$u_D > u_c$ No debe ser así sino lo contrario

Como tenemos pocos tubos; subámos a 26 y probemos este nuevo arreglo.

Segundo arreglo: # de tubos = 26 $L = 3.0$ pie

$$h_{op} = 413.57$$

$$h_{ov} = 294.48$$

Pre calentamiento

$$a_t = \frac{0.268 \times 26}{144 \times 2} = 0.024195$$

$$G_t = \frac{733}{0.024195} = 30295.52$$

$$Nu = 7.27 \begin{matrix} h_i = 57.77 \\ h_{io} = 44.98 \end{matrix}$$

$$Re_t = 1562.91$$

$$\text{Vaporización } Re_t = 1502.43$$

$$Nu = 7.27$$

$$h_i = 57.61$$

$$h_{i0} = 44.86$$

$$u_p = \frac{h_{i0} \times h_o}{h_{i0} + h_o}$$

$$u_p = 40.57$$

$$u_v = 38.93$$

$$A_p = \frac{q_p}{u_p(\Delta t)_p} ; \quad A_v = \frac{q_v}{u_v(\Delta t)_v}$$

$$A_p = 1.98 \text{ pie}^2 ; \quad A_v = 12.89 \text{ pie}^2$$

$$A_c = A_p + A_v$$

$$A_c = 14.87 \text{ pie}^2$$

(# tubos) (pies) (pies²/pie)

$$A = 26 \times 3 \times 0.1963$$

$$A = 15.31 \text{ pie}^2$$

$$A > A_c$$

$$u_c = \frac{\sum UA}{A_c} = \frac{582.28}{14.87} = 39.16 \quad u_D = \frac{Q}{A\Delta t} = \frac{8727}{15.31 \times 14.99} = 38.03$$

$$u_c > u_D$$

Factor de obstrucción

$$R_d = R_{d1} + R_{d2}$$

Tabla 12⁽¹⁴⁾

$$R_{d1} = \text{Tubos } H_2O \text{ destilada} = 0.005 \times 2 \text{ (+ 100\% como protección por la baja velocidad)}$$

$$R_{d2} = \text{Solución refrigerante} = 0.001 \therefore R_d = 0.001 + 0.001 = 0.002$$

$$R_d = \frac{u_c - u_d}{u_c \times u_d} = \frac{39.16 - 38.03}{39.16 \times 38.03} = 0.00076$$

$0.00076 < 0.002$ Luego debemos probar otro arreglo

Tercer arreglo. 26 tubos: $L = 3.25$ pie

Pre calentamiento

$$a_t = 0.024195$$

$$G_t = 30295.52$$

$$Re_t = 1562.91 \quad Pr = 2.45$$

$$Nu = 7.08$$

$$h_i = 56.24 \quad h_{io} = 43.80$$

Vaporización

$$Re_t = 1502.43 \quad Pr = 2.55$$

$$Nu = 7.08$$

$$h_i = 56.11 \quad h_{io} = 43.69$$

$$u_p = 39.61$$

$$u_v = 38.05$$

$$A_p = 2.03$$

$$A_v = 13.19$$

$$A_c = 15.22 \text{ pie}^2$$

$$A = 26 \times 3.25 \times 0.1963$$

$$A = 16.59 \text{ pie}^2$$

$$u_c = \frac{582.28}{15.22} = 38.26 ; \quad u_D = \frac{8727}{16.59 \times 14.99} = 35.09$$

$$u_c > u_D$$

$$R_d = \frac{38.26 - 35.09}{38.26 \times 35.09} = 0.00236 > 0.002$$

Comprobación de Flujo Máximo

$$\text{La superficie de vaporización es: } \frac{13.19}{15.22} \times 16.59 = 14.38 \text{ pie}^2$$

$$\text{El flujo es } \frac{Q}{A} = \frac{4395.55}{14.38} = 305.70 \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \times \text{pie}^2} \text{ Satisfactorio para las limitaciones de flujo.}$$

CAIDA DE PRESION

Para la coraza en donde la solución $\text{H}_2\text{O} - \text{NH}_3$ fluye muy lentamente, $\dot{w} = 55.25 \text{ lb/hr}$; la caída de presión es despreciable tanto para el precalentamiento como para la vaporización. Luego $P = 150 \text{ psia} = \text{cte.}$ Podemos calcular entonces la caída de presión en los tubos sobre la que podemos decir de antemano será pequeña.

ΔP_t = caída de presión debida a la fricción

ΔP_R = caída de presión debida al cambio de dirección

ΔP_T = caída de presión total: $\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_R$

Precalentamiento

$$L_p = L \cdot x \frac{A_p}{A_c}$$

Tubos del intercambiador

$$L_p = 3.25 \times \frac{202}{15.3} ; L_p = 0.43$$

$$Re_t = 1562.91 ; \text{ Fig. 26}^{(14)} ; f = 0.00048$$

a $T_s = 167.05^\circ\text{F}$ 17 psia. El agua es líquido comprimido

$$V = V_{T=167.05} \therefore V = 0.01643 \text{ pie}^3/\text{lb}$$

$$\rho = \frac{1}{V} ; S = \frac{\rho}{\rho_{\text{H}_2\text{O}}} ; S = \frac{1}{V \times \rho_{\text{H}_2\text{O}}} = \frac{1}{0.01643 \times 60.82}$$

$$S = 1.00 \text{ Gravedad específica} \quad \Delta P_t = \frac{f \cdot G_t^2 \cdot L \cdot n}{5.22 \cdot 10^{10} \cdot D \cdot S \cdot \phi \cdot t}$$

$$\Delta P_t = \frac{0.00048 \times (30295.52)^2 \times 0.43 \times 2}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0487 \times 1 \times 1}$$

$$\Delta P_t = 1.494 \times 10^{-4} \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2} \text{ Insignificante}$$

$$\Delta P_h = \frac{4n}{S} \times \frac{V^2}{2g} \times \frac{62.5}{144} \text{ lb/pulg}^2$$

V = Velocidad en pie/seg.

g = gravedad = 32.2 pie/seg²

S = gravedad específica

$$V = \frac{G_t}{3600 \times \rho} = \frac{30295.52}{3600 \times 60.82} = 0.14 \text{ pie/seg.}$$

$$\Delta P_h = \frac{4 \times 2}{1} \times \frac{(0.14)^2}{2 \times 32.2} \times \frac{62.5}{144} = 10.322 \times 10^{-4} \text{ lb/pulg}^2$$

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_h$$

$$\Delta P_T = (1.494 + 10.322) \times 10^{-4} \text{ lb/pulg}^2$$

$$\Delta P_T = 11.8164 \times 10^{-4} \text{ lb/pulg}^2 \text{ Insignificante}$$

Vaporización

$$Re_t = 1502.43 \quad \delta = 0.000482$$

$$T_S = 161.10 \quad V = V_{\delta T=161.10} = 0.01640$$

$$S = \frac{1}{0.01640 \times 60.96} \quad S = 1$$

$$L = L_v = L \times \frac{\Delta v}{\Delta c} = 3.25 \times \frac{13.28}{15.3}$$

$$L = 2.82'$$

$$\Delta P_t = \frac{0.000482 \times (30295.52)^2 \times 2.82 \times 2}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0487 \times 1 \times 1}$$

$$\Delta P_t = 9.81 \times 10^{-4} \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$$

$$V = \frac{G_t}{3600 \times \rho} = \frac{30295.52}{3600 \times 60.96}$$

$$V = 0.14 \text{ pie/seg.}$$

$$\Delta P_h = 10.28 \times 10^{-4} \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$$

$$\Delta P_T = \Delta P_f + \Delta P_R$$

$$\Delta P_T = (9.81 + 10.28) \times 10^{-4}$$

$$\Delta P_T = 20.09 \times 10^{-4} \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$$

$$\Delta P_{total} = \Delta P_T(P) + \Delta P_T(v)$$

$$\Delta P_{total} = (11.82 + 20.09) \times 10^{-4}$$

$$\Delta P_{total} = 31.91 \times 10^{-4} \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$$

$$\Delta P_{total} = 0.003191 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$$

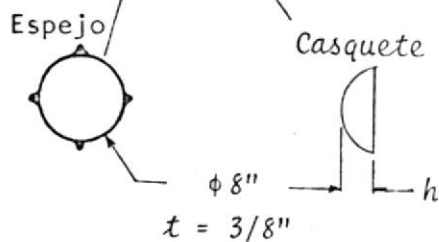
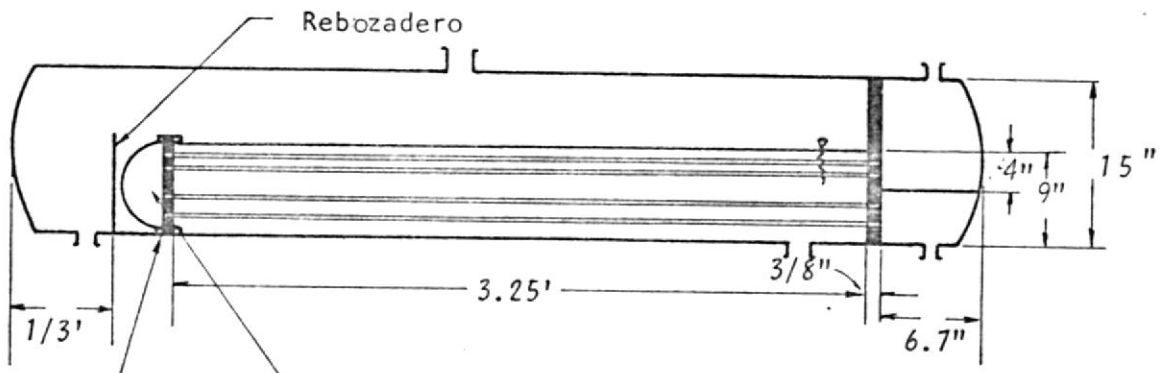
De este cálculo sacamos como conclusión que la caída de presión total en los tubos del generador es insignificante; por lo tanto, el H_2O que entra como líquido comprimido al generador - con una $P = 17$ psia y $T = 170^\circ F$; sale de él como líquido comprimido a la misma presión de 17 psia y a una temperatura de $158.1^\circ F$.

El número de tubos a emplearse en el generador, será de 26 con una longitud cada uno de 3.25', la hilera superior de tubos para una caldereta de marmita no debe estar a más de 60% de altura del diámetro de la coraza para contar con espacio suficiente para la separación del líquido y el vapor.

DISEÑO DEL GENERADOR

Material de la coraza: acero inoxidable.

capaz de soportar hasta 300 lb/pulg²; P = 150 psia.

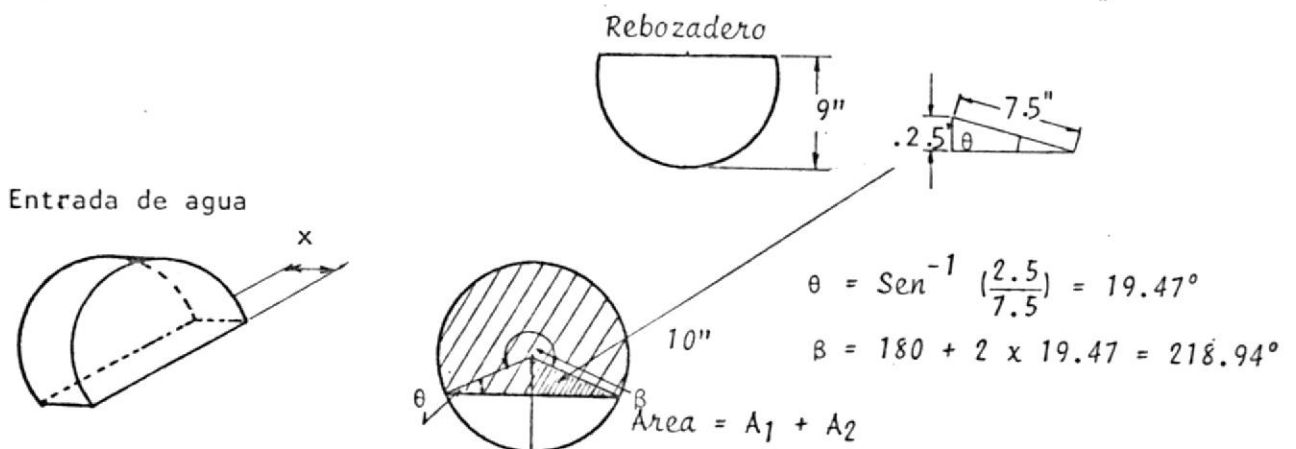


$$V = 1.5 \text{ galon} = 1.5 \times 3.785 \text{ litros} = 5.68 \text{ litros}$$

$$V = \frac{2}{3} \pi r^2 h, \quad h = \frac{3}{2} V \times \frac{1}{\pi \times r^2}$$

$$1 \text{ litro} = 61.02 \text{ pulgadas cúbicas} \quad h = \frac{3}{2} \times 5.68 \times 61.02 \times \frac{1}{\pi \times (4)^2};$$

$$h = 10.34'' = 10.3''$$



$$\theta = \text{Sen}^{-1} \left(\frac{2.5}{7.5} \right) = 19.47^\circ$$

$$\beta = 180 + 2 \times 19.47 = 218.94^\circ$$

$$\text{Area} = A_1 + A_2$$

$$\text{Area} = 107.48 + 19.68 \quad A_1 = \frac{\pi r^2 \beta}{360} = \frac{\pi \times 7.5^2 \times 218.94}{360}$$

$$\text{Area} = 125.16 \text{ pulg}^2$$

$$x = \frac{5.68 \times 61.02}{125.16}$$

$$A_1 = 107.48 \text{ pulg}^2$$

$$x = 277''$$

$$A_2 = 2 A' = 2 \times \frac{7.07 \times 2.5}{2}$$

Diámetro de la coraza.- Debe de haber espacio suficiente para separar el vapor del líquido de fondos, se aconseja que el nivel del líquido no ocupe más allá del 60% del diámetro interno de la coraza; luego el diámetro interno de la coraza debe ser de:

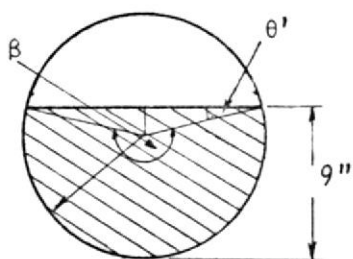
$$\frac{9''}{0.6} = 15''$$

Para la entrada de H_2O ; $x = 2.77''$ es muy pequeño; consideremos entonces la salida de H_2O : $A_x = \pi x (7.5)^2 = 125.16$

$$A_x = 51.55 \text{ pulg}^2 \quad x = \frac{\text{volumen}}{A_x}; \quad x = \frac{5.68 \times 61.02}{51.55}; \quad x = 6.7''$$

Masa de agua contenida entre espejo y rebozadero.

Volumen = Area x ℓ similar al cálculo ya hecho



$$\theta' = \text{Sen}^{-1} \frac{1.5}{7.5} = 11.54^\circ$$

$$\beta = 180 + 2 \times 11.54 = 203.08^\circ$$

$$\text{Area} = A_1 + A_2$$

$$A_1 = \frac{\pi r^2 \beta}{360} = 99.69 \text{ pulg}^2, \quad A_2 = 2 \frac{7.35 \times 1.5}{2} = 11.03$$

$$\text{Area} = 99.69 + 11.03$$

$$\text{Area} = 110.72 \text{ pulg}^2 \quad \ell = (3.25 \times 12 + 3/8 + 10.3 + \frac{1}{2}) \text{ pulgadas}$$

$$\ell = 50.18 \text{ pulg}$$

$$\text{Volumen} = 110.72 \text{ pulg}^2 \times 50.18 \text{ pulg} \times \frac{1 \text{ litro}}{61.02 \text{ pulg}^3}$$

$$\text{Volumen} = 91.05 \text{ litros}$$

$$V = 91 \text{ litros}$$

$$V = 91 \times 0.3531 \left(\frac{\text{pie}^3}{\text{litro}} \right) = 3.21 \text{ pie}^3$$

Como vemos la solución $\text{H}_2\text{O} - \text{NH}_3$ ocupa permanentemente un volumen de 3.21 pies^3 del generador podemos entonces calcular el peso que este volumen representa.

La solución $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ entra al generador a 72°F elevándose su temperatura hasta 160°F que es la temperatura de los fondos, la temperatura media será:

$$T_m = \frac{72 + 160}{2}$$

$$T_m = 116^\circ\text{F}$$

Emplearemos la concentración de los fondos para encontrar la densidad de la solución de nuestro interés.

$$x = 0.464 \frac{\text{lb NH}_3}{\text{lb sol.}}$$

Aplicando la fórmula que sugiere⁽²⁾

$$V = (1 - x) V_{\text{H}_2\text{O}} + (0.85) (x) V_{\text{NH}_3}$$

$$\text{Para } T = 116^\circ\text{F}; \quad \rho_{\text{H}_2\text{O}} = 61.74 \text{ lb/pie}^3 \text{ (13)}$$

$$\rho_{\text{NH}_3} = 35.40 \text{ lb/pie}^3 \text{ (13)}$$

Reemplazando en la fórmula, recordando que $V = 1/\rho$:

$$V = (1 - 0.464) (1/61.74) + (0.85) (0.464) (1/35.40)$$

$$V = 0.020 \text{ pie}^3/\text{lb} \quad \cdot \cdot$$

$$\rho = 50.447 \text{ lb/pie}^3$$

$$\text{Peso de la solución} = 3.21 (\text{pie}^3) \times 50.447 \left(\frac{\text{lb}}{\text{pie}^3} \right)$$

$$= 161.9 \text{ lb} \approx 160 \text{ lb}$$

Luego tenemos aproximadamente 160 lb de solución $\text{H}_2\text{O} - \text{NH}_3$ constantemente en el generador.

CALCULO DEL ESPESOR DE LA PARED DEL GENERADOR DEL SISTEMA DE REFRIGERACION POR ABSORCION.

Consideraremos dos apoyos en los extremos del tanque.

Para calcular los esfuerzos principales; aplicaremos superposición:

Esfuerzos que se considerarán:

1. Esfuerzos principales calculados debidos a la presión interna: $P = 135$ psig.
2. Esfuerzos principales debido a la masa de agua con NH_3 contenida dentro del tanque.
3. Esfuerzos principales debidos al peso del tanque.

1) Por un análisis que se puede encontrar en cualquier libro de resistencia de materiales; sabemos que para tubos de paredes delgadas, los valores de σ_t ; σ_r y σ_L son:

$$\sigma_t = \frac{p r}{t} \quad (\text{tracción (+)}) \quad \text{Material: Acero inoxidable.}$$

$$\sigma_r = p \quad (\text{compresión (-)})$$

$$\sigma_L = \frac{p r}{2t} \quad (\text{tracción (+)})$$

Estos valores son válidos para cualquier punto de la circunferencia del tubo; luego $\sigma_1 = \sigma_t$ y $\sigma_2 = \sigma_r$.

$$\sigma_1 = \sigma_{\max} ; \quad \sigma_2 = \sigma_{\min}.$$

$$\sigma_t = \frac{135 \times 7.5}{t} = \frac{1012.5}{t} (+)$$

$$\sigma_r = 135 (-)$$

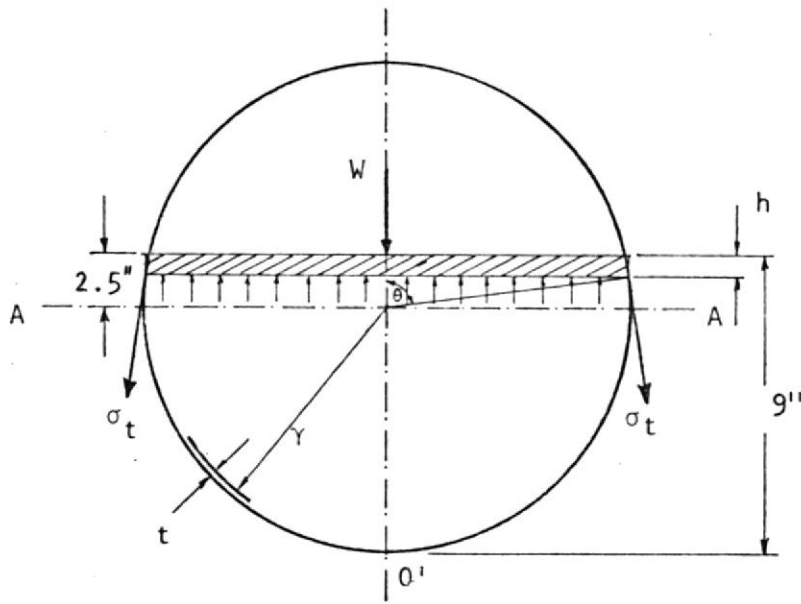
$$\sigma_L = \frac{506.25}{t} < \sigma_t$$

2) El peso total del fluido ya calculado es de: 160 lbs.

Por un análisis que se encuentra en ⁽¹⁶⁾ tenemos:

$$F_t = p \times A - W = W^* ; \quad p A = W + W^*$$

W^* = peso del volumen adicional para completar el paralelepipedo de largo L y altura h ; ancho = $2 r \text{ Sen } \theta$.

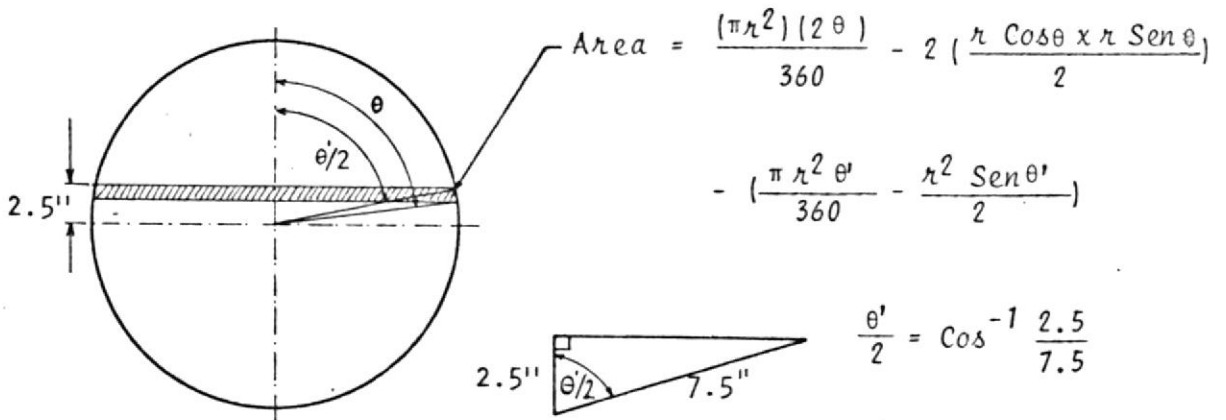


W = Peso del paralelepipedo

$$W^* = W - W_1$$

W_1 = Peso del segmento

$$W = (2r \text{ Sen } \theta) (h) (L) \times \rho$$



$$\text{Area} = \frac{(\pi r^2) (2\theta)}{360} - 2 \left(\frac{r \text{ Cos } \theta \times r \text{ Sen } \theta}{2} \right) - \left(\frac{\pi r^2 \theta'}{360} - \frac{r^2 \text{ Sen } \theta'}{2} \right)$$

$$\frac{\theta'}{2} = \text{Cos}^{-1} \frac{2.5}{7.5}$$

$$\frac{\theta'}{2} = 70.53^\circ$$

$$\theta' = 141.06^\circ$$

Reemplazando valores dejando como variable θ .

$$\text{Area} = \frac{(\pi)(7.5)^2 (2)\theta}{360} - \frac{(2)(7.5)^2 \text{Sen } \theta \text{Cos } \theta}{2} - \left(\frac{(\pi)(7.5)^2 (141.06)}{360} - \frac{(7.5)^2 \text{Sen } 141.06}{2} \right)$$

$$\text{Area} = 0.98 \theta - 56.25 \text{ Sen } \theta \text{Cos } \theta - 51.57$$

$$W_1 = \text{Area} \times L \times \rho ; \quad L = 50.18$$

$$W_1 = (49.17 \theta - 2822.63 \text{ Sen } \theta \text{Cos } \theta - 2587.78) \rho$$

$$F_t = (\sigma_t \times \text{Sen } \theta) (2t L)$$

$$F_t = 100.36 t \sigma_t \text{ Sen } \theta$$

$F_t =$ Fuerza tangencial

Como $F_t = W^*$; F_t que da σ_t máximo caerá en la sección A - A, o sea cuando $\theta = 90^\circ$; cuando es mayor que 90° ; W crece mientras que p crece también pero A decrece luego W^* decrecerá y con ello F_t y σ_t ; habrá un punto en el cual para un $\theta < 180^\circ$ el valor de σ_t debido al líquido sea igual a cero para luego cambiar de signo pasando de tracción a compresión.

Cálculo de F_t para $\theta = 90^\circ$

$$W = (2 \times 7.5 \times 1) (2.5) (50.18) \rho$$

$$W = 1881.75 \rho$$

$$W_1 = (49.17 \times 90 - 0 - 2587.78) \rho$$

$$W_1 = 1837.52 \rho$$

$$W^* = W - W_1$$

$$W^* = 1881.75 \rho - 1837.52 \rho$$

$$W^* = 44.23 \rho \quad ; \quad W^* = \text{Volumen} \times \rho.$$

Para hallar la ρ del líquido y el verdadero W^* utilizaremos las composiciones: 46.4% NH_3 y 53.6% H_2O (Fondos)

$$\rho_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{61.74}{1728} \text{ lbs/pulg}^3$$

$$\rho_{\text{NH}_3} = \frac{35.4}{1728} \text{ lbs/pulg}^3$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 44.23 \times 0.536 = 23.71 \text{ pulg}^3$$

$$V_{\text{NH}_3} = 44.23 \times 0.464 = 20.52 \text{ pulg}^3$$

$$W^* = (23.71) \left(\frac{61.74}{1728} \right) + (20.52) \left(\frac{35.4}{1728} \right)$$

$$W^* = 1.27 \text{ lbs.}$$

$$F_t = 100.36 t \quad \sigma t \quad (1)$$

$$F_t = 1.27$$

$$\sigma t = \frac{1.27}{100.36 t}$$

$$\sigma t = 0.01/t \quad (\text{lb/pulg}^2) \quad (+) \text{ tracción}$$

En la sección A-A

$$\sigma_x = (\rho g)h \quad ; \quad h = 2.5''$$

Utilizando la fórmula que nos propone para las soluciones $\text{NH}_3 \text{ H}_2\text{O}^{(2)}$

$$V = (1 - x) V_{\text{H}_2\text{O}} + 0.85 (x) V_{\text{NH}_3}$$

en donde:

$$x = 0.464$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 1/61.74 \text{ pie}^3/\text{lb}$$

$$v_{\text{NH}_3} = 1/35.74 \text{ pie}^3/\text{lb.}$$

$$v = (1 - 0.464) (1/61.74) + 0.85(0.464) (1/35.74)$$

$$\rho = 1/v$$

(ρ) es numéricamente igual a (ρ_g)

$$\sigma_r = ((1/v)/1728) (2.5)$$

$$\sigma_r = 0.07 \text{ lb/pulg}^2$$

3) Efecto del peso del tanque

Una vez que hemos definido como nuestra sección crítica la A-A podemos hallar un valor de (t) sin considerar el efecto del peso del cilindro para luego considerarlo y hallar un nuevo valor para t que será el de diseño. Al considerar el efecto del peso del líquido sobre σ_L ; vemos que el máximo valor de σ_L que lograríamos por efecto de este peso sería en la fibra ubicada en el punto 0'.

Podríamos considerar el efecto del peso del líquido como una carga uniformemente repartida a todo lo largo de L en la fibra que pasa por 0' tenemos:

$$q = \frac{160}{50.18} ; q = 3.19 \text{ lbs/pulg.}$$

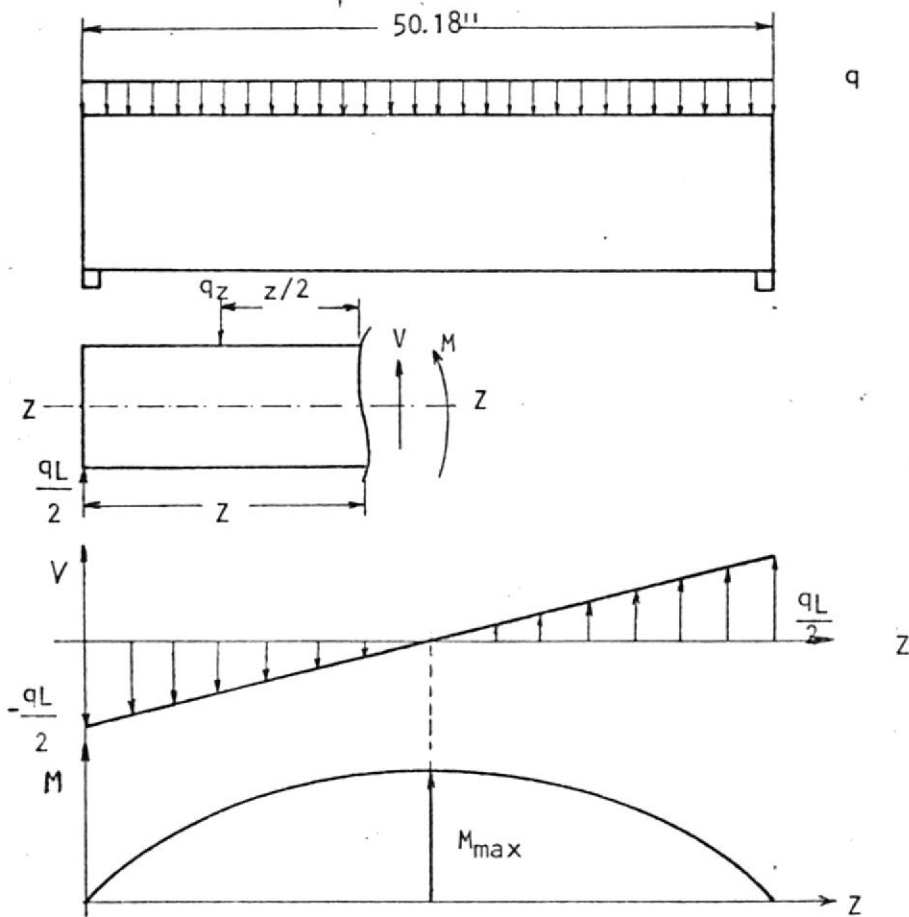
$$M = \frac{qL}{2} z - \frac{qz^2}{2}$$

$$\frac{dM}{dz} = 0; \quad M = M \text{ max}$$

$$\frac{qL}{2} - qz = 0$$

$$z = \frac{L}{2}$$

$$M_{\text{max}} = \frac{qL^2}{8}$$



$$\sigma_f = \frac{Mc}{I} = \frac{\left(\frac{qL^2}{8}\right) (r+t)}{\pi r^3 t}$$

$$\sigma_f = 0.758 \left(\frac{r+t}{t}\right)$$

$$c = r + t$$

$$I_z = \pi r^3 t$$

$$r = 7.5''$$

$$L = 50.18''$$

En la fibra 0' el efecto de la presión debido al líquido nos da un valor máximo para σ_r .

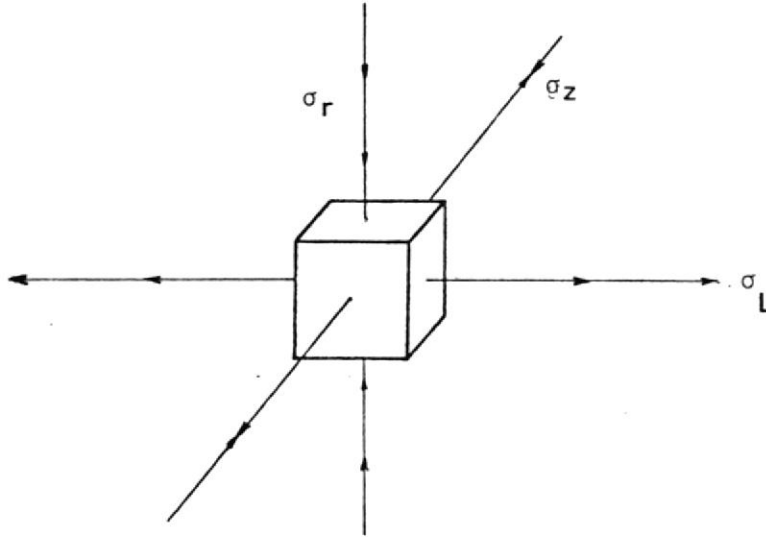
$$\sigma_r = (\rho g) h \quad h = 9''$$

$$\sigma_r = 0.0287 \times 9 \quad (\rho g) \text{ ya se calculó}$$

$$\sigma_r = 0.258 \quad (-) \text{ lb/pulg}^2 \text{ pequeño como vemos:}$$

Valores de los esfuerzos en la fibra 0':

Debido a la $P = 135$ psig. y al peso del líquido contenido:



$$\sigma_h = 135 + 0.258 = 135.258 \text{ (-)}$$

$$\sigma_L = \frac{506.25}{t} + 0.758 \left(\frac{7.5 + t}{t} \right) = \frac{1}{t} (511.944 + 0.758)$$

$$\sigma_t = \frac{1012.5}{t} - x$$

(-x) porque como ya analizamos el efecto del peso del líquido para esta fibra en el σ_t nos dará compresión.

Cuanto es (x) no interesa saber, pero en todo caso será muy pequeño.

σ_t será el σ_1 y σ_h el σ_2

$$\sigma_1 = \sigma_{\max}$$

$$\sigma_2 = \sigma_{\min.}$$

Para la sección A-A

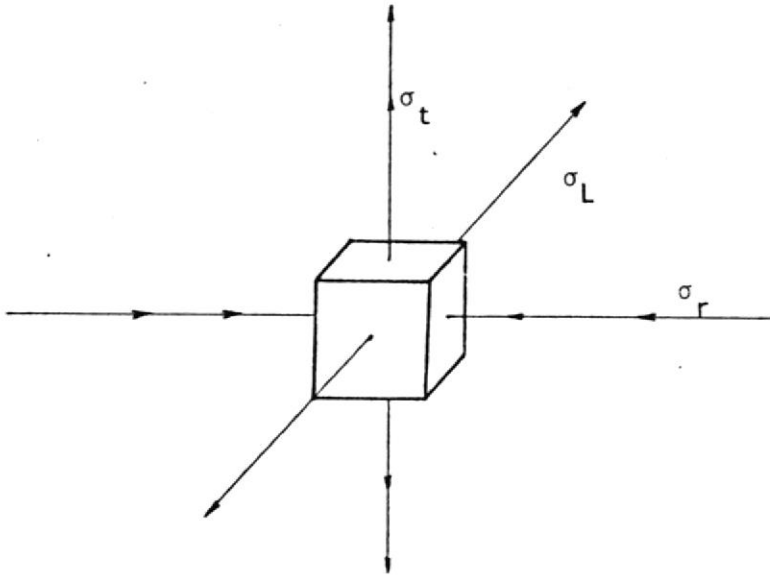
$$\sigma_h = 135 + 0.07 = 135.07 \text{ (-)}$$

$$\sigma_L = \frac{506.25}{t} + y \text{ (y es pequeño también y no interesa calcularlo)}$$

$$\sigma_t = \frac{1012.5}{t} + \frac{0.01}{t} = \frac{1012.51}{t}$$

$$\sigma_t = \sigma_1$$

$$\sigma_h = \sigma_2$$



Queda por escoger la sección crítica:

De acuerdo a los valores logrados después de todo este análisis; podemos escoger indistintamente cualquiera de las 2 secciones sabiendo que no cometemos error apreciable.

Analicemos la sección A-A:

$$\sigma_r = \sigma_2 = -135.07 ; \quad \sigma_t = \sigma_1 = \frac{1012.51}{t}$$

$$\sigma_{\text{acero}} = 60000 \text{ lb/pulg}^2$$

Con un factor de seguridad de 4.

$$\sigma_{\text{fluencia}} = 15000 \text{ lb/pulg}^2$$

Por la teoría del máximo esfuerzo cortante:

$$\tau = 0.50 \sigma_{\text{fluencia}}$$

$$\tau = 7500 \text{ lb/pulg}^2$$

Como el esfuerzo crítico es el cortante: $\tau_{\text{max}} = \frac{1}{2} (\sigma_1 - \sigma_2)$

$$\tau_{\text{max}} = \frac{1}{2} \left(\frac{1012.51}{t} + 135.07 \right)$$

reemplazando valores:

$$7500 = \frac{506.26}{t} + 67.54 ; \quad t = 0.07''$$

De acuerdo a las recomendaciones de la referencia⁽¹⁷⁾:

$$\text{espesor} = t \times \frac{1}{0.75} + C$$

$$\frac{1}{0.75} = \text{factor de eficiencia de unión}$$

$$C = \text{factor de corrosión: } 1/8''$$

luego el espesor del tanque deberá ser:

$$t_D = 0.07 \times \frac{1}{0.75} + 0.125 \quad t_D = \text{espesor de diseño}$$

$$t_D = 0.22''$$

$$t_D = 7/32''$$

Efecto del peso del tanque

$$\text{Cálculo del peso del tanque: } V = (2 \pi r m) (t) (L) =$$

$$2 \pi \times \frac{7.72+7.5}{2} \times 0.22 \times 50.18$$

$$V = 527.85 \text{ pulg}^3; \quad V = 0.306 \text{ pie}^3$$

$$\rho_{\text{acero}} = 486.94 \text{ lb/pie}^3; \quad m = v \times \rho = 0.306 \times 486.94 = 149 \text{ lb};$$

$$W_T = 149 \text{ lb}$$

Influencia sobre σ_L en la fibra 0' y aplicación del principio de superposición:

Consideraremos a W_T como una carga uniformemente distribuí

$$\text{da; } q' = \frac{149}{5018} = 2.97 \text{ lb/pulg.}$$

$$\sigma'_L = \frac{\left(\frac{q' L^2}{8}\right) (r + t)}{\pi r^3 t} = 0.71 \left(\frac{r + t}{t}\right);$$

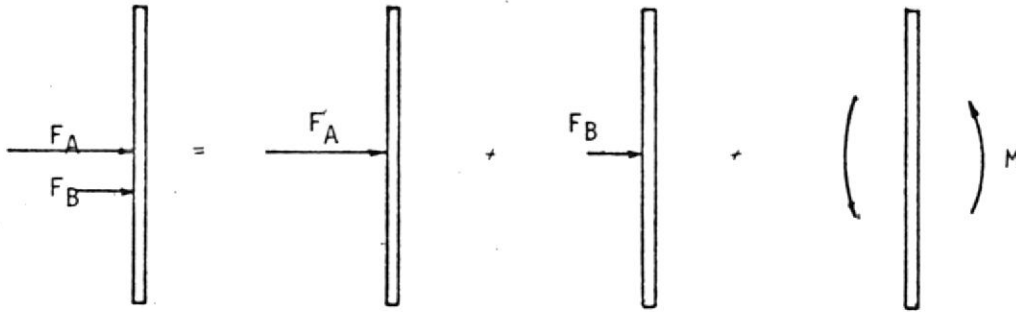
$$\sigma_L \text{ total} = \frac{1}{t} (0.758 (r+t) + 506.25 + 0.71 (r+t)); r = 7.5$$

$$\sigma_L \text{ total} = \frac{1}{t} (517,26 + 1.468t). \text{ Este cambio no es significativo}$$

y σ_t seguirá siendo σ_1 así como $\sigma_r = \sigma_2$; El peso del tanque no afecta ni a σ_r ni a σ_t en ninguna de las 2 secciones consideradas, luego, el valor de $t_D = 7/32''$ seguirá invariable.

DETERMINACION DEL NUMERO DE PERNOS QUE SIRVEN PARA FIJAR LA TAPA MOVIL DEL GENERADOR.

Fuerzas que actúan sobre la tapa



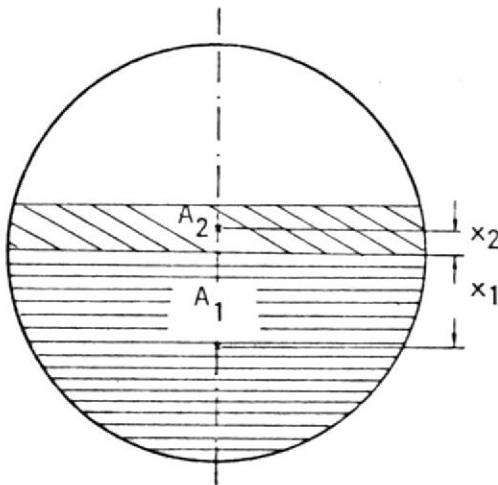
Asumimos como caso extremo que la tapa pivotea arriba, lo cual es conservativo para el diseño.

$$F_A = P \times A \quad (\text{Debida a la presión del vapor})$$

$$F_A = 135 \times (7.5)^2$$

$$F_A = 23856.45 \text{ lb}$$

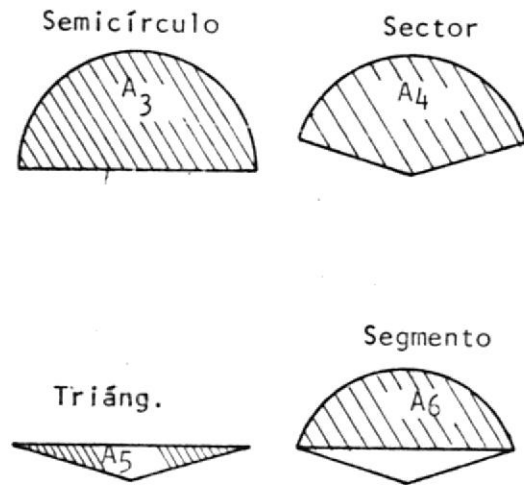
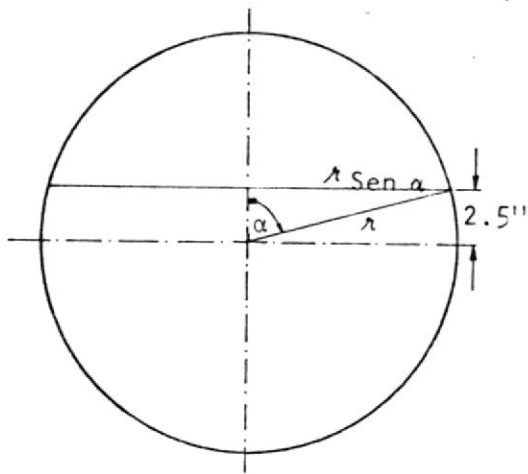
Determinación del centro de gravedad de el área de la tapa del generador bañada por la solución $H_2O - NH_3$.



$$A = A_1 + A_2$$

$$A_1 x_1 + A_2 x_2 = \bar{A} \bar{x}$$

$$x_1 = \frac{4r}{3\pi}; A_1 = \frac{\pi r^2}{2}$$



$$\alpha = \cos^{-1} \frac{2.5}{7.5}$$

$$\alpha = 70.53^\circ$$

$$\alpha = 1.23 \text{ rad.}$$

$$A_3 x_3 = A_1 x_1 \quad x_3(+); \quad x_1 = (-)$$

$$A_2 x_2 = A_3 x_3 - A_6 x_6$$

$$A_6 x_6 = A_4 x_4 - A_5 x_5$$

$$x_5 = \frac{2}{3} r \cos \alpha$$

$$x_4 = \frac{2r \operatorname{Sen} \alpha}{3\alpha}$$

$$A_2 x_2 = A_3 x_3 - (A_4 x_4 - A_5 x_5)$$

$$A_2 x_2 = A_3 x_3 - A_4 x_4 + A_5 x_5 \text{ llevando a (1)}$$

$$A_1 x_1 + A_3 x_3 - A_4 x_4 + A_5 x_5 = \bar{A} \bar{x}$$

$$\bar{x} = \frac{1}{\bar{A}} (A_5 x_5 - A_4 x_4)$$

$$A = 110.72 \text{ pulg}^2$$

$$A_5 = \frac{(7.5 \text{ Sen } 70.53) (2) \times (2.5)}{2} = 17.68 \text{ pulg}^2$$

$$A_4 = \frac{\pi r^2 \beta}{360} = \frac{\pi \times (7.5)^2 \times 141.06}{360} = 69.24 \text{ pulg}^2$$

$$x_4 = \frac{2 \times 7.5 \times \text{Sen } 70.53}{3 \times 1.23} = 3.83$$

$$x_5 = \frac{2 \times 7.5 \times \text{Cos } 70.53}{3} = 1.67$$

$$\bar{x} = \frac{1}{110.72} ((17.68)(1.67) - (69.24)(3.83))$$

$$\bar{x} = -2.13''$$

Determinación de la fuerza debida a la presión del líquido (solución $\text{H}_2\text{O} - \text{NH}_3$).

$$F = P_G \times A$$

$$F = \rho g h \times A$$

$$F = 0.2967 (\rho g)$$

$$h = 4.63''$$

$$A = 110.72 \text{ pulg}^2$$

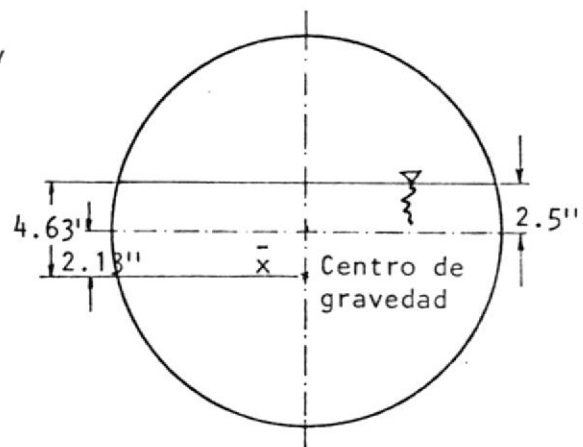
$$A \times h = 512.63 \text{ pulg}^3$$

$$A \times h = 0.2967 \text{ pie}^3$$

$$(\rho g)_{\text{H}_2\text{O}} = 61.74 \text{ lb/pie}^3$$

$$(\rho g)_{\text{NH}_3} = 35.40 \text{ lb/pie}^3$$

$$x_{\text{NH}_3} = 46.4\%$$

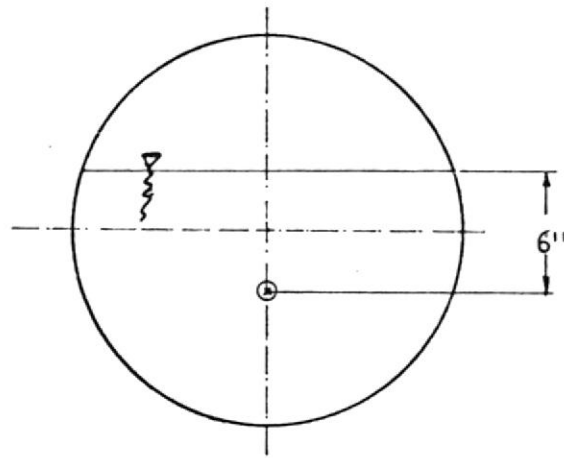


(ρg) ya fue calculado y tiene un valor de: 50.718

$$\text{Luego } F = 0.2967 \times 50.718$$

$$F = 15.048 \text{ lb}$$

$$F = 15 \text{ lb para los cálculos}$$



$$F_B = 15 \text{ lb} \quad (\text{Debido a la presión del líquido})$$

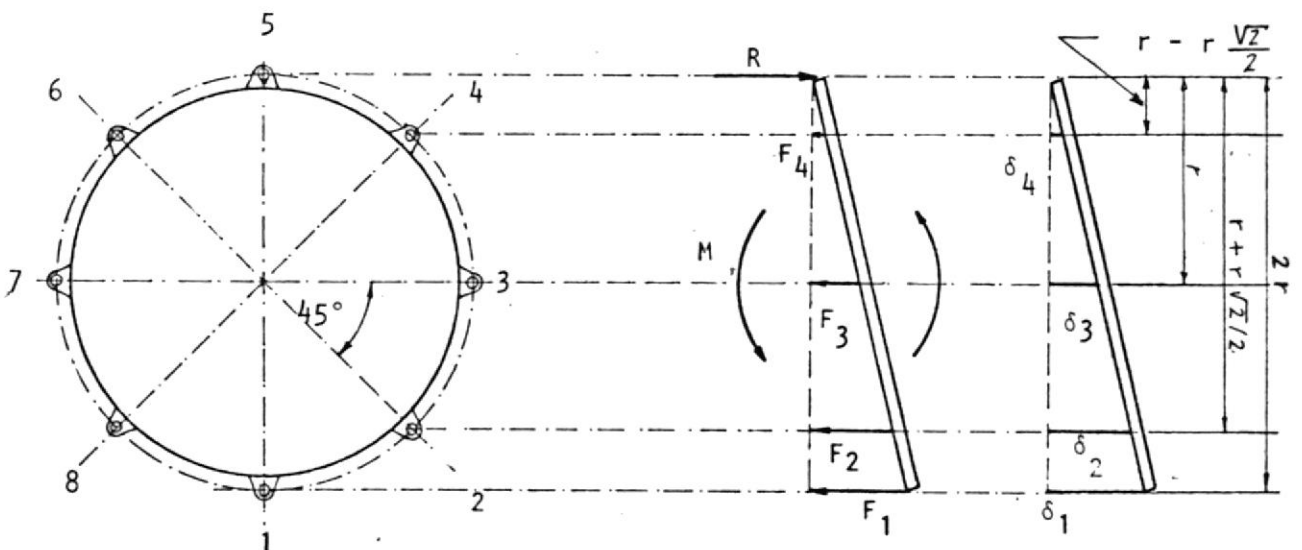
$$M = 15 \times d$$

$$M = 15 \times 3.5$$

$$M = 52.5 \text{ lb} \times \text{pulg.}$$

Calculamos con 8 pernos de igual sección transversal colocados simétricamente en la circunferencia de la tapa como en el dibujo.

Un diagrama de cuerpo libre de la tapa en donde aparecen las fuerzas actuantes así como otro de las elongaciones que sufren los tornillos nos será de utilidad:



Depreciamos el diámetro de los pernos como parte del brazo de momento para cada fuerza ya que comparado con el diámetro de la tapa no es significativo.

Tomando sumatorio de momentos con respecto al punto (5).

$$M = F_1 (2r) + 2 F_2 \left(r + \frac{r\sqrt{2}}{2} \right) + 2 F_3 (r) + 2 F_4 \left(r - \frac{r\sqrt{2}}{2} \right)$$

Aplicamos relaciones de triángulos para poner F_2 , F_3 y F_4 en función de F_1 .

$$F_2 = S_2 A_2$$

$$F_1 = S_1 A_1$$

$$A_1 = A_2$$

$$L_2 = L_1$$

$$A_1 = A_2 = A_3 = A_4 = A_5 = A_6 = A_7 = A_8$$

$$L_1 = L_2 = L_3 = L_4 = L_5 = L_6 = L_7 = L_8$$

$$\frac{F_2}{F_1} = \frac{S_2 A_2}{S_1 A_1} = \frac{S_2}{S_1} = \frac{E_2 d_2 / L_2}{E_1 d_1 / L_1} = \frac{r + \frac{r\sqrt{2}}{2}}{2r}$$

$$\frac{F_2}{F_1} = 0.85 \quad \therefore \quad F_2 = 0.85 F_1$$

De manera similar:

$$\frac{F_3}{F_1} = \frac{r}{2r} ; \quad F_3 = 0.5 F_1$$

$$y \quad \frac{F_4}{F_1} = \frac{r - \frac{r\sqrt{2}}{2}}{2r} ; \quad F_4 = 0.15 F_1$$

reemplazando valores en (1)

$$5.25 = (15) (F_1) + (2) (12.8) (0.85 F_1) + (2) (7.5) (0.5 F_1) + 2(2.2) (0.15 F_1)$$

$$5.25 = 44.92 F_1$$

$$F_1 = 1.17 \text{ lb}$$

Cálculo del área en el Perno crítico.-

$$S_A = \frac{F_A}{8A} = \frac{23856.47}{8A} \quad S_i \text{ (Esfuerzo en el punto } (i) \text{)}$$

$$S_B = \frac{15}{8A}$$

$$S_C = \frac{1.17}{A}$$

$\sum S_i = S_T$ que soporta el perno crítico (1):

$$S_T = \frac{1}{A} \left(\frac{23856.47}{8} + \frac{15}{8} + 1.17 \right)$$

$$S_T = \frac{1}{A} (2982.06 + 1.88 + 1.17)$$

Como vemos los dos últimos términos que se deben a la presión del líquido son despreciables.

$$S_T = \frac{2985.10}{A}$$

Sfluencia para el acero = 60000 lb/pulg²

Utilizaremos un factor de seguridad de (4) ya que los pernos van a trabajar a la intemperie.

$$S_F = 15000 \text{ lb/pulg}^2$$

$$1500 = \frac{2985.10}{A} \quad \therefore \quad A = 0.20 \text{ pulg}^2: \quad D = 0.50''$$

Luego se emplearían pernos de 1/2" de diámetro; en número de 8 colocados a distancias iguales en la circunferencia de la tapa que deberá llevar soldados los soportes que los contengan.

Si hay la eventualidad de no poderse encontrar en el mercado pernos de acero de 1/2" de diámetro sino más pequeños, es posible aumentar el # de pernos y determinar sus diámetros fácilmente ya que como hemos analizado el único esfuerzo significativo es el debido a la presión de las 135 lb/pulg² los otros dos esfuerzos, los debidos a la presión del líquido, serán aún menos significativos y por lo tanto, no es necesario tomarlos en consideración para los cálculos sin que con esto cometamos error apreciable.

El que escojamos entre unos 8 o 12 pernos también se puede encontrar afectado por el factor costos pero estos serán analizados si es necesario por la persona o personas que construyan el equipo.

Cálculo del diámetro de los pernos cuando se los utiliza en número de 12:

$$S_T \cong S_A = \frac{23856.47}{12 A} ; S_T = 15000 \text{ lb/pulg}^2$$

$$15000 = \frac{23856.47}{12 A} ; A = 0.13 \text{ pulg}^2 ; D = 0.41"$$

$$D = 13/32"$$

$$6 \text{ } 7/16"$$

Quizás por las dimensiones logradas sea más fácil encontrar pernos de 1/2", en cuyo caso nos quedaríamos con 8 pernos.

CALENTADOR ELECTRICO

En vista de que el colector solar no es completamente auto suficiente nos vemos precisados a emplear algún otro medio para calentar el agua y llevarla a la temperatura de 170°F requerida por el generador de ciclo de absorción para su funcionamiento.

Este calentador debe ser capaz de captar los requerimientos de energía térmica que tenga el agua para lograr su temperatura final. Como la elevación de la temperatura del agua es variable de hora a hora y aún más, de día en día debido básicamente a los diferentes valores que alcanza la intensidad de radiación solar, es necesario que nuestro calentador pueda controlar la energía que deba disipar ya que como vemos deberá ser variable y podemos decir de manera general que mayor será en las primeras horas de la mañana y últimas de la tarde, mientras que en las horas del medio día en las que la radiación solar es más intensa, bajará ostensiblemente.

También es verdad que en muchas horas la intensidad de la radiación solar será lo suficientemente alta como para mantener el calentador eléctrico inactivo.

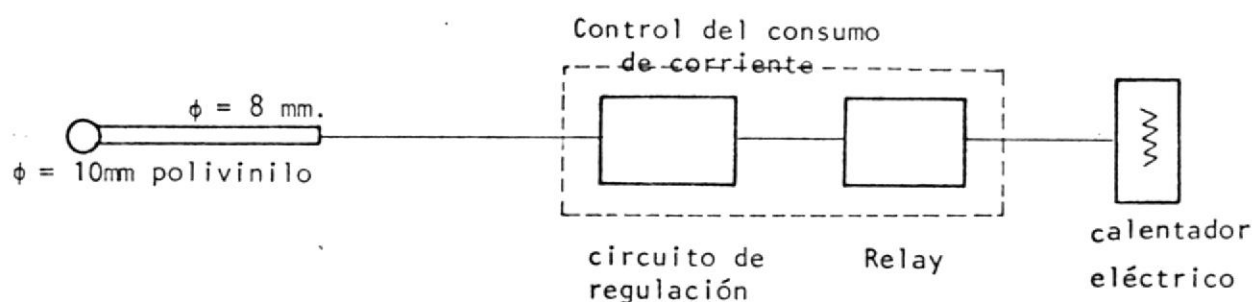
Existe en el Ecuador la compañía MACLUSS Cía. Ltda. con sede en Quito que se encuentra produciendo calentadores eléctricos con control de temperatura; el sistema se lo conoce como "Estabilizador Térmico positivo de alta sensibilidad".

El estabilizador consta básicamente de tres secciones:

1. Un detector térmico sumergible
2. Un control del consumo de corriente
3. Un calentador eléctrico.

El detector térmico sumergible contiene un termostato ao plado a una bola metálica de 1 cm. de diámetro, el cable que comunica al termistor con el resto del sistema y el termistor mismo se encuentra protegido por un tubo macizo de polivinilo de un diámetro de 8 mm. Es la esfera metálica la que al calentarse transmite indirectamente la temperatura del agua al termistor para que accione un circuito de regulación que con un relay constituyen el control de consumo de corriente; el circuito de regulación controla el paso de la corriente o rdenando al relay para que se abra o se cierre permitiendo con ello que pase o no la corriente al calentador eléctrico que no es otra cosa que una resistencia para disipación de la energía que calentará el agua nuestro fluido de trabajo.

Gráfico en bloques del equipo



Características:

Calentador: Voltaje de 110 - 220 voltios

Potencia a la carga: 2000 Watt/110 V.

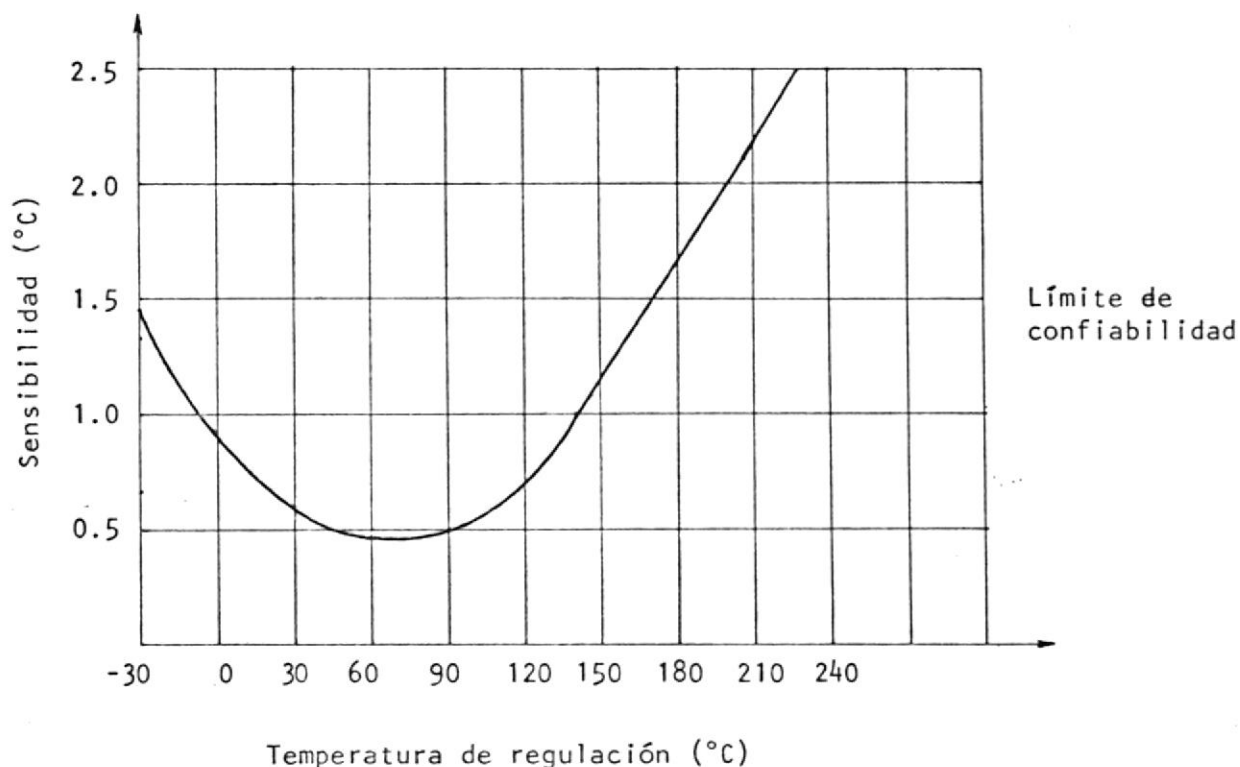
4000 Watt/220 V.

Circuito de regulación

Rango de temperatura: - 30°C hasta 220°C

Consumo interno del equipo; 4 Watt promedio.

Para el voltaje de entrada de 110 voltios tenemos la siguiente sensibilidad; gráficamente.



De esta última gráfica, podemos determinar nuestro grado de sensibilidad o grado de error; como nos encontramos calentando agua entre 157°F y 170°F o sea 69.44°C y 76.67°C quiere decir que tendremos un margen de error de $\pm 1^\circ\text{F}$ lo cual no es significativo para el trabajo de todo nuestro sistema.

Sabemos que el agua debe estar sometida a agitación forzada, para mejorar la transferencia de calor; como vamos a utilizar para calentador una sección de tubo debidamente aislada de 12" de largo por 1.61" de DI; DE = 1.66" o sea un tubo de $1 \frac{1}{2}$ " tamaño IPS nominal cédula 40; por el circulará un flujo de 1.5 g.p.m a una temperatura media anual de 170°F.

170°F = Temperatura media anual del agua al dejar el colector solar sin considerar las pérdidas que como sabemos son insignificantes; la T de entrada al colector tiene un promedio anual de 159.5 °F

Con T = 170°F sacamos las siguientes propiedades útiles para hallar el número de Reynolds: ()

$$\mu = 0.926 \text{ lb/pie} \times \text{hr.}$$

$$8.127 \frac{\text{lb de H}_2\text{O}}{\text{galón de H}_2\text{O}}$$

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu}$$

$$W = 90 \text{ g.p.hr.}$$

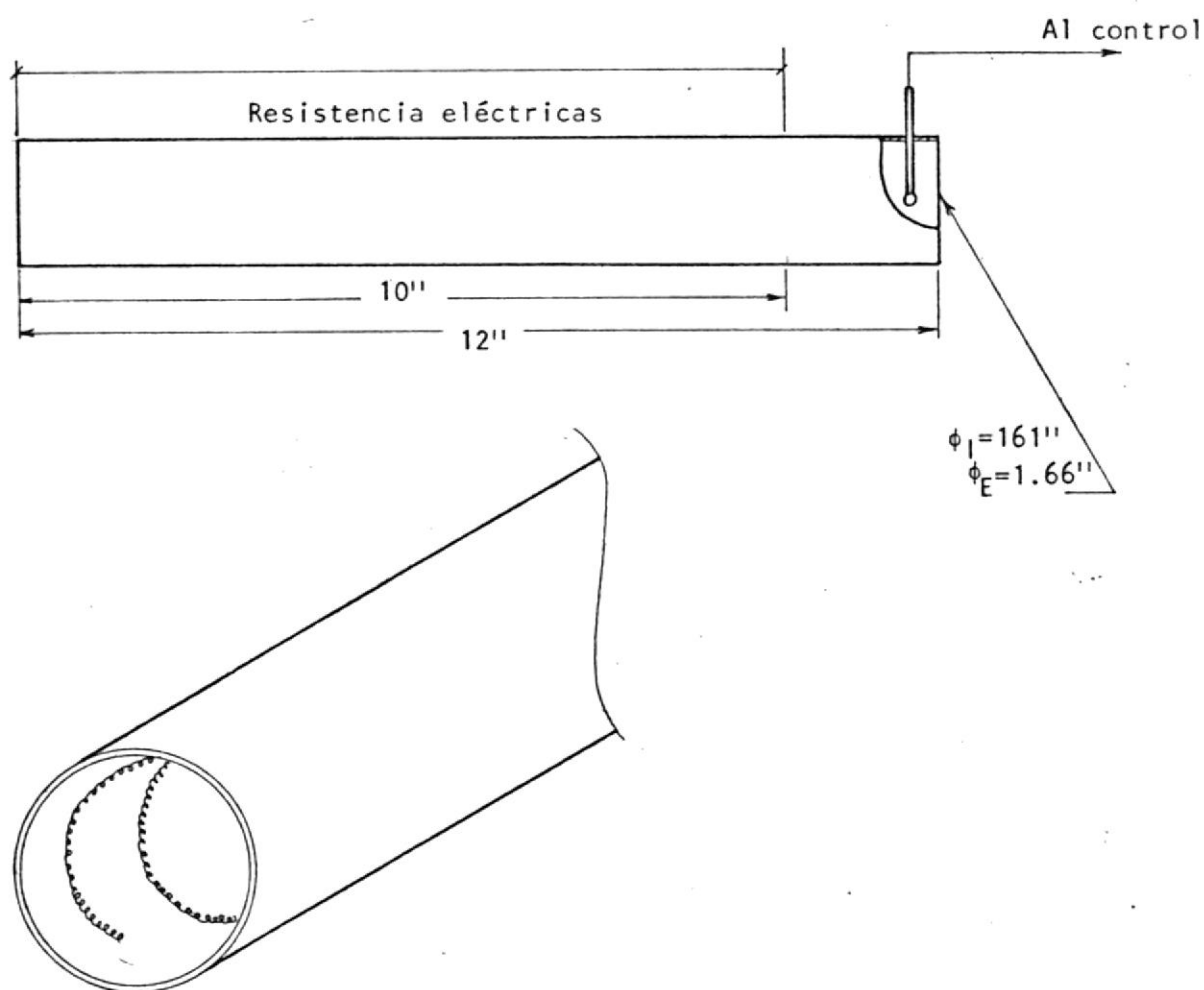
$$\text{Area de flujo } A = 2.04 \text{ pulg}^2 = 0.0142 \text{ pie}^2$$

$$D = DI = 0.134 \text{ pies}$$

$$W = \rho AV; \quad \rho V = \frac{W}{A} = \frac{90 \times 8.127}{0.0142} = 51509.15 \text{ lb/hr pie}^2$$

$$Re = \frac{51509.15 \times 0.134}{0.926} = 7453.81$$

Que nos da un flujo de transición; para mejorar entonces la transferencia de calor al agua y evitar el uso de un agitador que complicaría el equipo lo que hacemos es colocar la resistencia disipadora de calor interiormente y a lo largo del tubo como lo indica el esquema siguiente:



Logramos de esta manera un calentamiento efectivo del agua que circula. El termistor capta la temperatura del agua al salir del calentador eléctrico accionando el relay a través del circuito de regulación abriendo o cerrando el paso de la corriente hacia la resistencia según se necesita.

Determinación del tipo de Voltaje con que debe trabajar el calentador.

De los datos que nos da el programa pasado por la computadora; sabemos que las temperaturas de salida del agua oscilan entre: 163.45°F y 180.76°F como queremos que el agua al salir del calentador tenga una temperatura de 170°F o más, es posible determinar la energía máxima y mínima que debe disipar la resistencia de la siguiente manera:

$$\Delta T_{\text{max}} = 170 - 163.44$$

$$\Delta T_{\text{max}} = 6.56^{\circ}\text{F}$$

$$\Delta T_{\text{min}} = 0^{\circ}\text{F}$$

Luego si $\dot{Q} = \dot{m} c_p T$

$$\dot{Q}_{\text{max}} = (1) (1.5) (60) (8.127) (1) (6.56) \frac{\text{galones minuto}}{\text{min. hora}} \times \frac{\text{lb H}_2\text{O}}{\text{galón}} \times \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \times ^{\circ}\text{F}} \times ^{\circ}\text{F}$$

$$\dot{Q}_{\text{min}} = 0$$

$$\dot{Q}_{\text{max}} = 4790.87 \left(\frac{\text{BTU}}{\text{hr}}\right) \times \frac{1 \text{ Watt}}{3.41 \text{ BTU/hr}}$$

$$\dot{Q}_{\text{max}} = 1404.95 \text{ Watt}$$

$$\dot{Q}_{\text{min}} = 0 \text{ Watt}$$

Luego si la oscilación del consumo se encuentra aproximadamente entre 0 Watt y 1405 Watt ; podemos emplear el calentador que trabaja con 110 voltios ya que tiene capacidad de disipar hasta 2000 Watts .

Determinación de la resistencia que se deberá utilizar

$$P = V \times I = \frac{V^2}{R} \quad \frac{(\text{Voltaje})}{\text{Resistencia}}$$

$$2000 = \frac{R}{(110)^2} \quad \therefore R = 6.05 \text{ n}$$

Reemplazando los valores que conocemos:

DETERMINACION DEL CONSUMO REAL DEL GENERADOR OPTIMIZADO

Estableceremos ahora el valor de (G) óptimo puesto que ya conocemos exactamente el requerimiento de energía del generador. Sabemos que con 6 unidades colectoras si por cada una de ellas fluye 0.15 gpm; habrá un flujo total de agua en el colector de 0.9 gpm. Considerando este flujo y haciendo los cálculos respectivos con un $q_G = 8727$ BTU/hr llegamos a la conclusión de que a pesar que el costo por consumo de electricidad es el más bajo de los casos analizados, el tamaño y número de tubos que requeriría el generador del ciclo de absorción elimina la posibilidad de su aplicación.

Si trabajamos con un flujo de 0.25 gpm/célula o sea un total de 1.5 gpm para las 6 células, obtenemos un tamaño razonable para el generador, también el consumo vemos que se mantiene bajo aún.

3

Si duplicáramos el flujo a 3 gpm para las 6 células, esperaremos basándonos en la tabla lograda anteriormente, un consumo promedio diario de aproximadamente \$ 2.03, el generador requerido para el ciclo de absorción con este flujo es más pequeño pero no justifica la diferencia de \$ 0.55 que ahorraríamos diariamente al utilizar un flujo total de 1.5 gpm por lo tanto nos quedaremos como flujo óptimo para nuestro cálculo final del colector con un flujo de 0.25 gpm por célula colectoras. Habiéndose optimizado los diferentes parámetros que intervienen en el cálculo del colector solar y establecido el consumo real del generador, podemos ahora sí determinar por medio del programa el consumo real. Los resultados se encuentran a continuación:

 ***CALCULO DE UN COLECTOR SOLAR DE PLACA PLANA APLICABLE
 EN LA CIUDAD DE PORTOVIEJO PROVINCIA DE MANABI***

**CUADRO DE INCREMENTOS PROMEDIOS DE TEMPERATURA EN EL
 COLECTOR PARA LAS SEIS HORAS HABILES DE CADA MES**

VELOCIDAD EN LOS TUBOS = 0.026
 NUMERO DE REYNOLDS = 318.687

MES	HORA	RADIAC.	T1	T2	DELTA T	QU	QR
ENERO	9-10	170.420	157.590	165.780	8.190	55.666	1002.005
	10-11	216.690	157.590	170.890	13.300	90.402	1627.237
	11-12	227.400	158.500	173.607	15.106	102.674	1848.147
	12- 1	210.100	161.217	174.627	13.410	91.143	1640.588
	1- 2	184.870	162.237	172.604	10.366	70.457	1268.243
	2- 3	164.700	160.214	167.994	7.780	52.881	951.866
FEBRERO	9-10	178.600	157.590	166.301	8.711	59.206	1065.720
	10-11	213.010	157.590	170.448	12.858	87.396	1573.145
	11-12	221.700	158.058	172.659	14.600	99.234	1786.227
	12- 1	218.800	160.269	174.485	14.216	96.625	1739.259
	1- 2	172.690	162.095	171.316	9.220	62.666	1128.001
	2- 3	161.290	158.926	166.397	7.471	50.778	914.007
MARZO	9-10	192.800	157.590	167.233	9.643	65.545	1179.818
	10-11	241.800	157.590	172.717	15.127	102.814	1850.657
	11-12	255.100	160.327	177.686	17.359	117.985	2123.733
	12- 1	241.800	165.296	181.050	15.753	107.073	1927.328
	1- 2	201.500	168.660	179.639	10.979	74.621	1343.183
	2- 3	181.400	167.249	175.487	8.237	55.990	1007.830
ABRIL	9-10	198.670	157.590	167.902	10.312	70.093	1261.690
	10-11	236.080	157.590	172.444	14.854	100.961	1817.313
	11-12	250.400	160.054	177.140	17.085	116.125	2090.252
	12- 1	241.800	164.750	180.746	15.996	108.721	1956.984
	1- 2	192.870	168.356	178.840	10.484	71.257	1282.640
	2- 3	175.660	166.450	174.517	8.067	54.828	986.921
MAYO	9-10	184.880	157.590	167.082	9.492	64.516	1161.300
	10-11	219.590	157.590	171.210	13.620	92.577	1666.391
	11-12	224.500	158.820	173.705	14.884	101.162	1820.925
	12- 1	218.800	161.315	175.535	14.220	96.653	1739.763
	1- 2	190.580	163.145	174.010	10.865	73.846	1329.236
	2- 3	161.790	161.620	169.165	7.544	51.280	923.048

JUNIO	9-10	150.550	157.590	164.366	6.776	46.058	829.045
	10-11	170.860	157.590	167.042	9.452	64.246	1156.439
	11-12	184.200	157.590	169.003	11.413	77.572	1396.302
	12- 1	172.600	157.590	167.991	10.401	70.695	1272.522
	1- 2	162.210	157.590	166.413	8.823	59.967	1079.422
	2- 3	139.080	157.590	163.555	5.965	40.544	729.792

JULIO	9-10	141.800	157.590	163.440	5.850	39.766	715.792
	10-11	185.090	157.590	168.173	10.583	71.931	1294.758
	11-12	204.400	157.590	170.776	13.186	89.625	1613.264
	12- 1	195.800	158.386	170.736	12.350	83.939	1510.905
	1- 2	185.090	158.346	169.028	10.681	72.598	1306.768
	2- 3	159.080	157.590	165.070	7.480	50.844	915.194

AGOSTO	9-10	167.070	157.590	165.741	8.151	55.402	997.249
	10-11	204.610	157.590	169.577	11.987	81.474	1466.545
	11-12	227.400	157.590	172.561	14.971	101.754	1831.575
	12- 1	230.200	160.171	175.239	15.063	102.417	1843.508
	1- 2	221.930	162.849	176.046	13.196	89.693	1614.476
	2- 3	207.420	163.656	174.261	10.605	72.080	1297.451

SEPTIEMBRE	9-10	161.200	157.590	164.619	7.029	47.775	859.958
	10-11	201.500	157.590	169.169	11.579	78.705	1416.694
	11-12	227.400	157.590	172.496	14.906	101.316	1823.691
	12- 1	233.100	160.106	175.367	15.261	103.724	1867.042
	1- 2	215.900	162.977	175.582	12.605	85.672	1542.110
	2- 3	195.800	163.192	173.287	10.095	68.612	1235.024

OCTUBRE	9-10	172.620	157.590	165.519	7.929	53.896	970.136
	10-11	204.420	157.590	169.420	11.830	80.408	1447.357
	11-12	215.900	157.590	171.429	13.839	94.063	1693.150
	12- 1	230.200	159.039	174.118	15.078	102.485	1844.746
	1- 2	212.920	161.728	174.116	12.388	84.198	1515.577
	2- 3	189.920	161.726	170.931	9.204	62.562	1126.123

NOVIEMBRE	9-10	152.900	157.590	164.323	6.733	45.767	823.807
	10-11	199.110	157.590	169.274	11.684	79.418	1429.524
	11-12	204.400	157.590	170.614	13.024	88.525	1593.451
	12- 1	210.100	158.224	171.779	13.555	92.129	1658.336
	1- 2	190.390	159.389	170.279	10.889	74.013	1332.242
	2- 3	176.060	157.889	166.663	8.773	59.631	1073.358

DICIEMBRE	9-10	153.250	157.590	164.574	6.984	47.474	854.538
	10-11	185.090	157.590	168.250	10.660	72.456	1304.213
	11-12	187.100	157.590	169.293	11.703	79.543	1431.789
	12- 1	189.900	157.590	169.615	12.025	81.733	1471.205
	1- 2	176.450	157.590	167.673	10.083	68.532	1233.584
	2- 3	150.340	157.590	164.539	6.949	47.233	850.199

PROMEDIOS MENSUALES DE INCREMENTOS DE TEMPERATURA

MES	RADIACION	T1	T2	DELTA T	QU	QR
ENERO	195.696	159.558	170.917	11.359	77.204	1389.681
FEBRERO	194.348	159.088	170.268	11.179	75.984	1367.727
MARZO	219.233	162.785	175.635	12.850	87.338	1572.091
ABRIL	215.913	162.465	175.265	12.800	86.998	1565.967
MAYO	200.023	160.013	171.785	11.771	80.006	1440.110
JUNIO	163.251	157.589	166.395	8.805	59.847	1077.254
JULIO	178.543	157.848	167.871	10.022	68.117	1226.114
AGOSTO	209.771	159.907	172.238	12.330	83.803	1508.467
SEPTIEMBRE	205.816	159.841	171.754	11.912	80.967	1457.420
OCTUBRE	204.329	159.210	170.922	11.712	79.602	1432.848
NOVIEMBRE	188.826	158.045	168.822	10.776	73.247	1318.453
DICIEMBRE	173.688	157.589	167.324	9.734	66.162	1190.921

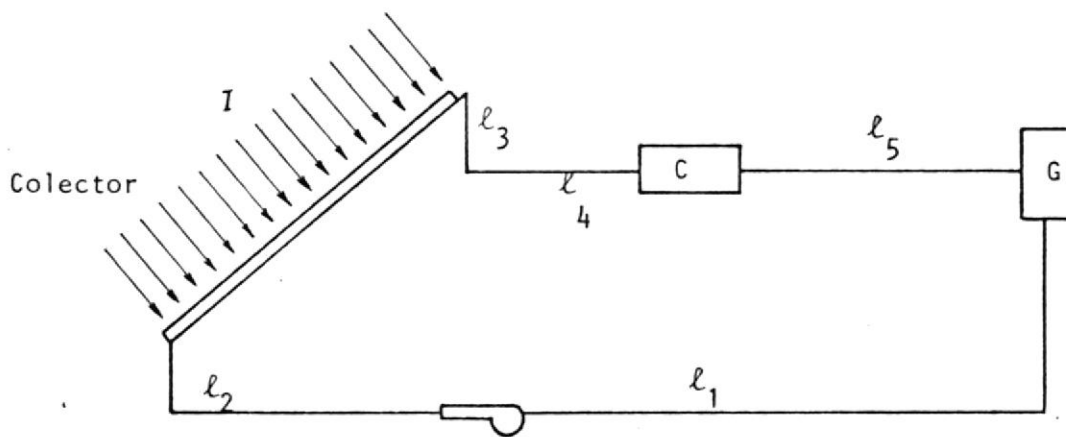
PROMEDIO ANUAL DEL INCREMENTO DE TEMPERATURA

RADIACION	T1	T2	DELTA T	QU	QR
195.786	159.495	170.766	11.271	76.606	1378.921

d) SELECCION DE LA BOMBA DE ALIMENTACION DE AGUA DEL COLECTOR

Para poder seleccionarla debemos calcular las caídas de presión del agua en toda la línea. El flujo ya lo conocemos y es de 1.5 galones por minuto, la temperatura del agua oscila entre los 160°F y los 180°F pudiendo eventualmente llegar a los 190 ó 200°F.

Caídas de Presión



Fórmulas:

$$\mu = f(t) \text{ Tabla }^{(13)} \quad (\text{H}_2\text{O}) \quad (\text{lb}/\text{pie} \times \text{hr})$$

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad \rho V = \frac{\dot{m} \times \text{lb H}_2\text{O}/\text{galón}}{A \text{ Flujo}} \quad (\text{lb}/\text{hr} \times \text{pie}^2)$$

$$D_1 = D_4 = D_5; D_2 = D_3; D_1 = 0.05183 \text{ pie}; D_2 = 0.05 \text{ pie}$$

Sección	l pie	φ IPS"	Cédula	A flujo pie ²
1	12	1/2	40	0.0021
2	3	0.6	plástico	0.002
3	3	0.6	plástico	0.002
4	2	1/2	40	0.0021
5	2	1/2	40	0.0021

Sección	T°F	lb H ₂ O/galon	PV	μ	Re
1	158	8.161	349757.14	1.001	18109.8
2	158	8.161	367245.00	1.001	18343.9
3	169	8.130	365850.00	0.932	19627.2
4	169	8.130	348428.6	0.932	19376.7
5	168	8.133	348557.14	0.938	19259.8

Cálculo de las caídas de presión por tramos.-

Como en todos los tramos la disminución de la temperatura se ha comprobado que es pequeña, podemos calcular asumiendo flujo isotérmico en tuberías y también considerando el efecto de la disipación de calor; por ambos métodos debemos obtener el mismo ΔP considerando para nuestros posteriores cálculos el que arroja mayor caída de presión.

Tramo 1 L = 12'

$$a) \text{ Flujo isotérmico: } \Delta F = \frac{\Delta P}{\rho} = \frac{4f G_t^2 L}{2 g \rho^2 D} \quad (14)$$

$$\Delta P = \frac{4f G_t^2 L}{2 g \rho D} \times \frac{1}{144} = \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$$

Unidades:

$$\Delta P = (\text{lb/pie}^2) = \frac{\left(\frac{\text{lb}}{\text{hr} \times \text{pie}^2}\right)^2 (\text{pie})}{\left(\frac{\text{pie}}{\text{hr}^2}\right) \left(\frac{\text{lb}}{\text{pie}^3}\right) (\text{pie})} ; g = 4.1731 \times 10^8 \frac{\text{pie}}{\text{hr}^2}$$

$$G_t = \rho V$$

$$\rho_{T=158^\circ\text{F}} = 61.02 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3}$$

Para tubos comerciales de acero: Fig. 3.11⁽¹⁴⁾

$$Re = 18109.8$$

$$f = 0.0076$$

$$\delta P = \frac{4 \times 0.0076 \times (349757.14)^2 \times 12}{2 \times 4.1731 \times 10^8 \times 61.02 \times 0.05183 \times 144} = 0.12 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$$

Flujo no Isotérmico

$$\Delta P_{t1} = \frac{f G_t^2 L}{5.22 \times 10^{10} \times D \times S \times \phi_t} : \phi_t = 1 \quad S = 1$$

Tubería comercial f Fig. 26⁽¹⁴⁾: RE = 18109.8: $f = 0.000258$

$$\Delta P_{t1} = \frac{0.000258 \times (3.4975714)^2 \times 10^{10} \times 12}{5.22 \times 10^{10} \times 0.05183 \times 1 \times 1}$$

$$\Delta P_{t1} = 0.14 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$$

Que es mayor que el calculado por el otro método; luego es el que utilizaremos para el resto de los cálculos.

Tramo 2.- $l_2 = 3'$ Plástico

Asumiremos que el comportamiento friccional para el plástico es similar al del acero empleado para tubería comercial; luego podemos aplicar sus gráficos para hallar (f) (factor de fricción).

$$f = 0.000258$$

$$\Delta P_{t2} = \frac{0.000258 \times (3.67245)^2 \times 10^{10} \times 3}{5.22 \times 10^{10} \times 0.05 \times 1 \times 1}$$

$$\Delta P_{t2} = 0.04 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$$

Tramo 3.- $l_3 = 3'$ acero

$$f = 0.000254$$

$$\Delta P_{t3} = \frac{0.000254 \times (3.6585) \times 10^{10} \times 3}{5.22 \times 10^{10} \times 0.05 \times 1 \times 1}$$

$$\Delta P_{t3} = 0.04 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$$

Tramo 4.- $l_4 = 2'$ $f = 0.000254$

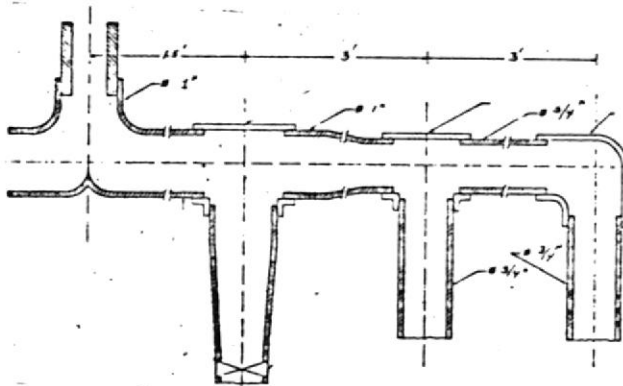
$$\Delta P_{t4} = \frac{0.000254 \times (3.484286)^2 \times 10^{10} \times 2}{5.22 \times 10^{10} \times 0.005183 \times 1 \times 1}; \quad \Delta P_{t4} = 0.02 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$$

Tramo 5.- $l_5 = 2'$ $f = 0.000254$

$$\Delta P_{t5} = \frac{0.000254 \times (3.4855714)^2 \times 10^{10} \times 2}{5.22 \times 10^{10} \times 0.05183 \times 1 \times 1}; \quad \Delta P_{t5} = 0.02 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$$

Caída de Presión en las ramificaciones para distribuir el H₂O a las células solares.

Las caídas de presión de los dos subramales serán iguales tanto a la entrada como a la salida, luego bastará con calcular los valores de ΔP para uno sólo de los subramales y multiplicarlo por dos para obtener la caída de presión en todo el ramal que se trate (hay 2 ramales; uno de distribución a la entrada del colector y otro de recolección a la salida del mismo).



El subramal derecho lo dividimos en tres tramos:

1	$l_1 = 1.5'$	$\dot{m} = 45 \text{ gph}$	$DI = 1.049'' = 0.08742 \text{ pie}$	$A = 0.006 \text{ pie}^2$
2	$l_2 = 3'$	$\dot{m} = 30 \text{ gph}$	$DI = 0.742'' = 0.06183 \text{ pie}$	$A = 0.003 \text{ ''}$
3	$l_3 = 3'$	$\dot{m} = 15 \text{ gph}$	$DI = 0.742'' = 0.06183 \text{ pie}$	$A = 0.003 \text{ ''}$

$$\text{Tramo 1.- } \ell_1 = 1.5' \quad \rho V = \frac{w}{A} = \frac{45 \times 8.161}{0.006} = 61207.50$$

$$R_e = \frac{61207.5 \times 0.08742}{1.001} = 5345.41 \text{ (Transición)}$$

Estamos en flujo de transición; sabemos que aquí hay muchos problemas de capa límite; la fig. 26⁽¹⁴⁾ nos da (f); determinaremos (f) aplicando esta figura conoedores que en todo caso - los errores que se cometan no serán significativos ya que se trata de caídas de presión muy pequeñas; luego:

$$f = 0.000345 \frac{\text{pie}^2}{\text{pulg}^2}$$

$$\Delta P_{t1} = \frac{0.000345 \times (0.612075)^2 \times 10^{10} \times 1.5}{5.22 \times 10^{10} \times 0.08742 \times 1 \times 1} = 0.000425 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$$

$$\text{Tramo 2.- } \ell_2 = 3' ; \quad \rho V = \frac{30 \times 8.161}{0.003} = 81610; \quad R_e = 5041$$

$$f = 0.00035$$

$$\Delta P_{t2} = \frac{0.00035 \times (0.8161)^2 \times 10^{10} \times 3}{5.22 \times 10^{10} \times 0.06183 \times 1 \times 1} = 0.002167 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$$

$$\text{Tramo 3.- } \ell_3 = 3' ; \quad \rho V = \frac{15 \times 8.161}{0.003} = 40805 ; \quad R_e = 2520.45$$

$$f = 0.00042$$

$$\Delta P_{t3} = \frac{0.00042 \times (0.40805)^2 \times 10^{10} \times 3}{5.22 \times 10^{10} \times 0.06183 \times 1 \times 1}$$

$$\Delta P_{t3} = 0.000650 \text{ lb/pulg}^2$$

Las caídas de presión en el otro subramal serán iguales; luego la caída de presión total en el ramal de distribución despreciando las caídas en los tubos de ingreso a las células solares será de:

$$\Delta P_{td} = 2(\Delta P_{t1} + \Delta P_{t2} + \Delta P_{t3})$$

$$= 2(0.000425 + 0.002167 + 0.000650)$$

$$\Delta P_{td} = 0.006484 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$$

Caídas de presión debidas a las válvulas utilizadas para el control de flujo.

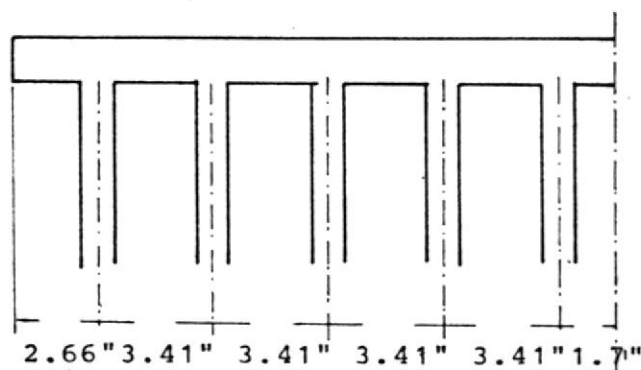
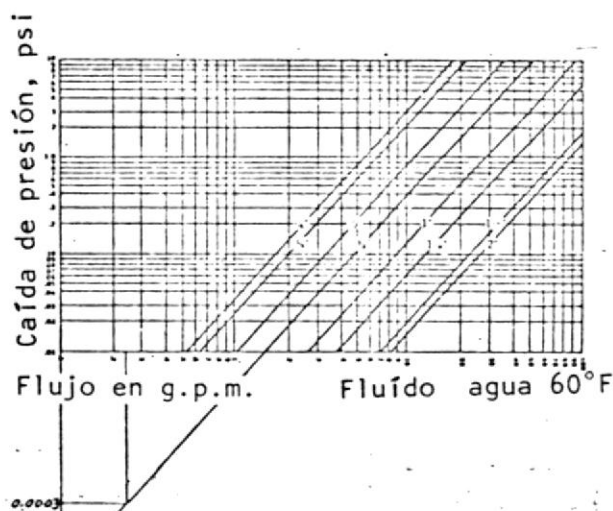
Se emplearán válvulas de bola Mark 780 disponibles en el comercio.

De la gráfica que presentamos a continuación, disponible de los catálogos para este tipo de válvulas, podremos obtener nuestra caída de presión.

Las válvulas, en número de cinco irán colocadas a la entrada de cinco de las seis células, no será necesario la presencia de una sexta ya que su flujo se establecerá por diferencia entre el flujo total y el que pasa por las otras cinco células.

Para una válvula de 3/4" por la que fluye un volumen de agua de 0.25 gpm obtenemos una caída de presión de 0.0003 lb/pulg², luego para las 5 válvulas obtendremos una caída total de presión de 0.0015 lb/pulg²

Caída de presión en el cabezal de distribución (por célula)



Existen 10 tubos por los cuales va a circular un total de 0.25 gpm en cada tubo circula 1/10 de 0.25 gpm, o sea 0.025 gpm = 1.50 gph.

Por el 1er tramo el flujo será de $15/2 = 7.5$ gph para el resto de los tramos tendremos que ir bajando 1.5 gph. como hay simetría, podemos calcular las caídas de presión para 5 tramos a la izquierda o a la derecha del centro del cabezal, la caída total de presión por célula la obtendremos duplicando la suma de los ΔP calculados:

ΔP total debido a los 6 cabezales se lo halla simplemente - multiplicando el último ΔP por (6)

$$\Delta P_t = \frac{6 G_t^2 L}{5.22 \times 10^{10} \times D \times S \times \phi t}$$

Tramos	largo	A flujo pie ²	DI pie	ϕ	W gph
l_1'	0.142	0.0104	0.115	0.00074	7.5
l_2'	0.284	0.0104	0.115	0.00093	6
l_3'	0.284	0.0104	0.115	0.00123	4.5
l_4'	0.284	0.0104	0.115	0.00188	3
l_5'	0.284	0.0104	0.115	0.0038	1.5

Tramos	V	Re
l_1'	5885.34	676.14
l_2'	4708.27	540.91
l_3'	3531.20	405.68
l_4'	2354.13	270.45
l_5'	1177.06	135.23

Tramo l_1' .-

$$\Delta P_{t_1}' = \frac{(0.00074) \times (0.0588534)^2 \times 10^{10} \times 0.142}{5.22 \times 10^{10} \times 0.115 \times 1 \times 1} = 0.00000061 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$$

Tramo l_2' .-

$$\Delta P_{t_2}' = \frac{(0.00093) (0.0470827)^2 \times 10^{10} \times 0.284}{5.22 \times 10^{10} \times 0.115 \times 1 \times 1} = 0.00000098 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$$

Tramo l_3' .-

$$\Delta P_{t_3}' = \frac{(0.00123) (0.035312)^2 \times 10^{10} \times 0.284}{5.22 \times 10^{10} \times 0.115 \times 1 \times 1} = 0.00000073 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$$

Tramo l_4' .-

$$\Delta P_{t_4}' = \frac{(0.00188) (0.0235413)^2 \times 10^{10} \times 0.284}{5.22 \times 10^{10} \times 0.115 \times 1 \times 1} = 0.00000049 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$$

Tramo l_5' .-

$$\Delta P_{t_5}' = \frac{(0.0038) (0.0117706)^2 \times 10^{10} \times 0.284}{5.22 \times 10^{10} \times 0.115 \times 1 \times 1} = 0.00000025 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$$

$$\Delta P_{\text{total por cabezal de distribución}} = \Delta P_{t_1}' + \Delta P_{t_2}' + \Delta P_{t_3}' + \Delta P_{t_4}' + \Delta P_{t_5}'$$

$$= 0.00000306 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2} \times 2$$

$$\Delta P_{Tt}^* = \text{Para los 6 cabezales de distribución} = 6(0.00000306)(2)$$

$$\Delta P_{Tt}^* = 0.00003672 \text{ lb/pulg}^2$$

Caída de presión en las tuberías del colector

Cada célula colectora tiene 10 tubos de acero galvanizado de iguales dimensiones por los cuales deberá circular 1.5 gph bastará calcularse la caída de presión para uno de los tubos;

multiplicar este valor por 10 y tenemos el ΔP debido a los tu bos por célula, para hallar el ΔP_{total} del colector; a esta última cantidad la multiplicamos x 6.

DATOS.- Como la temperatura del H_2O en los tubos sube aproxima damente de $158^\circ F$ a $169^\circ F$; trabajaremos con la tempera tura media $163.5 \approx 164^\circ F$ para determinar las propieda des.

$$t = 164^\circ F \quad 1 \text{ galón} = 8.144 \text{ lb } H_2O \quad \mu = 0.964 \frac{\text{lb}}{\text{pie} \times \text{hr}}$$

$$DI = 0.622" \quad 1/2" \text{ IPS cédula 40}$$

$$DI = 0.0518 \text{ pie} \quad \rho V = \frac{1.5 \times 8.144}{0.0021} = 5817.14 \frac{\text{lb}}{\text{hr} \times \text{pie}^2} \quad (G_t)$$

$$A_{flujo} = 0.0021 \text{ pie}^2 \quad Re = \frac{5817.14 \times 0.0518}{0.964}$$

$$Re = 312.58 \text{ (laminar)} \quad \text{Fig. 26}^{(1A)}$$

$$f = 0.0016$$

$$\Delta P_t = \frac{0.0016 \times (0.0581714)^2 \times 10^2 \times 6}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0518 \times 1 \times 1} = 0.00012 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$$

$$\Delta P_{total \text{ colector}} = (0.0012) (10) (6) = 0.007208 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$$

Caída de presión en el cabezal de recolección

En este cabezal las áreas y fracciones de flujo van a ser idénticos que en el cabezal de distribución por la simetría del sistema; luego, las caídas de presión serían iguales a las calculadas para el cabezal de distribución de no mediar la temperatura media del H_2O que ahora se ha incrementado a $\approx 169^\circ F$ lo que hace variar las lb de H_2O /galón de 8.161 a 8.130 y la viscosidad dinámica de un valor de 1.001 a 0.932; Los $R_e = \frac{G_t \times D}{\mu}$ permanecerían aproximadamente constantes ya que (G_t) baja y (μ) también baja; f sería entonces invariable pe

$r_0 \Delta P_t$ bajará al bajar (G_t); esta disminución para las caídas de presión que vamos a lograr como sabemos, serán insignificantes, nos permite sin cometer ningún error significativo asumir que las caídas de presión en el cabezal de recolección - son aproximadamente iguales a las del cabezal de distribución y valen por lo tanto un total de:

$$\Delta P_{Tt}^{**} = 0.00003672 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$$

Caída de Presión en el ramal de recolección

Este ramal es idéntico en dimensiones y aislamientos al ramal de distribución con la única diferencia que ya no usa válvula de globo para controlar el flujo de agua.

Tendremos por lo tanto que las fracciones de flujo van a ser idénticas en ambos ramales y las caídas de presión serían iguales de no mediar las diferentes temperaturas del agua en cada ramal; tenemos ahora agua a aproximadamente 169°F , lo cual como ya sabemos afectará a los # de (R_e) en menor proporción - que al valor de ΔP , por el mismo análisis hecho para el cabezal de recolección, podemos concluir que si utilizamos la misma caída de presión que la lograda para el ramal de distribución; no estaremos introduciendo en el cálculo de la caída de Presión total del sistema un error significativo.

$$\text{Luego } \Delta P_{tr} = 0.006484 \text{ lb/pulg}^2$$

Caída de presión total del sistema debida al Flujo

$$\Delta P_{TS} = \Sigma \Delta P_{parciales}$$

$$\Delta P_{TS} = \Delta P \text{ tramo (1)} + \Delta P_{tramo (2)} + \Delta P_{ramal de distribución}$$

$$\begin{aligned}
 & + \Delta P_{\text{cabezal de distribución}} + \Delta P_{\text{tubos del colector}} + \\
 & \Delta P_{\text{cabezal de recolección}} + \Delta P_{\text{ramal de recolección}} + \\
 & \Delta P_{\text{tramo (3)}} + \Delta P_{\text{tramo (4)}} + \Delta P_{\text{tramo (5)}} + \Delta P_{\text{generador}} \\
 \Delta P_{TS} = & 0.14 + 0.04 + 0.006484 + 0.00003672 + 0.007208 + \\
 & 0.00003672 + 0.006484 + 0.04 + 0.02 + 0.002 + 0.003191 \\
 \Delta P_{TS} = & 0.2834 \text{ lb/pulg}^2
 \end{aligned}$$

Caídas de presión debidas a los cambios de dirección

$$\Delta P_R = \frac{4}{S} \left(\frac{V^2 \times 62.5}{2g' \times 144} \right) \text{ lb/pulg}^2$$

$\left(\frac{V^2 \times 62.5}{2g' \times 144} \right)$ sale de la Fig. 27⁽¹⁴⁾ con el correspondiente G_t

S = gravedad específica ($H_2O = 1$)

V = velocidad del flujo en pie/seg.

Cambio de dirección 180°

Para nuestro caso, el flujo sólo cambia de dirección 90° ; luego la fórmula que utilizaremos será:

$$\Delta P_R = \frac{2}{S} \left(\frac{V^2 \times 62.5}{2g' \times 144} \right)$$

En la Fig. 26; para $G_t = 84.000$; $\left(\frac{V^2 \times 62.5}{2g' \times 144} \right) = 0.001$; no hay datos para $G_t < 84000$; los ΔP_R que estos flujos darían son despreciables; por lo tanto sólo tomaremos en cuenta y calcularemos ΔP_R para los tramos en donde G_t sea > 84000 .

Análisis:

	# de cambios de dirección
Tramo (1).- $G_t = 349757.14$	2
Tramo (2).- $G_t = 367245.00$	1

Ramal de distribución G_t	61207.50	(No)
	81610.00	(No)
	40805.00	(No)

Cabezal de distribución G_t	5885.34	
	4708.27	
	3531.20	(No)
	2354.13	
	1177.26	

Tubos del colector $G_t = 5817.14$ (No)

Cabezal de recolección (No)

Ramal de recolección (No)

Tramo (3) $G_t = 365850.00$ (1)

Tramo (4) $G_t = 348428.60$ (1)

Tramo (5) $G_t = 348557.14$ (1)

$$\Delta P_h = \frac{2}{T} \left(\frac{V^2 \times 62.5}{2g' \times 144} \right) = 2(x)$$

Tramo (1) Fig. 27⁽¹⁴⁾ 2 cambios

$$x = 0.0166 \quad \Delta P_h(1) = (2) (2) (0.0166)$$

$$\Delta P_h(1) = 0.0664 \text{ lb/pulg}^2$$

Tramo (2) 1 cambio

$$x = 0.018 \quad \Delta P_h(2) = (2) (0.018)$$

$$\Delta P_h(2) = 0.036 \text{ lb/pulg}^2$$

Tramo (3) 1 cambio

$$x = 0.018 \quad \Delta P_h(3) = 0.036 \text{ lb/pulg}^2$$

Tramo (4) 1 cambio

$$x = 0.0166 \quad \Delta P_h(4) = 0.0332 \text{ lb/pulg}^2$$

Tramo (5) 1 cambio

$$x = 0.0166 \quad \Delta P_h(5) = 0.0332 \text{ lb/pulg}^2$$

$$\Delta P_{rtotal} = \Sigma \Delta P_{ri} = 0.0664 + 0.036 + 0.036 + 0.0332 + 0.0332$$

$$\Delta P_{rtotal} = 0.2048 \text{ lb/pulg}^2$$

$$\Delta P_{total} \text{ del sistema} = \Delta P_{TS} + \Delta P_{rtotal} + \Delta P_{válvulas \text{ Globo}}$$

$$= 0.2834 + 0.2048 + 0.0015$$

$$= 0.4897 \text{ lb/pulg}^2$$

La bomba debe ser a más de estas caídas de presión en la línea un cabezal de 3 pies, luego, la caída de presión total que deberá vencer la bomba será:

$$\Delta p = 0.4897 \left(\frac{\text{lb}}{\text{Pulg}^2} \right) + 3 \text{ (pies)} \times \frac{14.7 \text{ (lb/pulg}^2)}{33.92 \text{ (pies)}}$$

$$\Delta p = 1.7898 \text{ psig}$$

Para propósitos prácticos: $\Delta p = 2 \text{ psi}$.

Luego deberemos escoger una bomba que tenga un flujo de 1.5 gpm y pueda vencer una caída de presión de 2 psi.

Del catálogo de Cole-Parmer Instrument Co. Seleccionamos la bomba, y, la que satisface nuestros requerimientos es la bomba:

70.97 - 20 "LAB - PUPPY"

Trabaja con corriente de 105 voltios y 60 Hz.

CAPITULO VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Se ha calculado un colector de Energía solar aplicable a nuestro medio, los análisis nos indican que es factible aun costo relativamente bajo aprovechar y emplear la energía solar para nuestro bienestar.

El empleo de la energía solar está en etapa de estudio todavía, y su aprovechamiento aparentemente resulta oneroso, pero, recordemos que sus instalaciones son de larga duración y a pesar de que el costo de instalación es alto, el costo de operación es bajo, también debemos considerar la futura extinción de los combustibles tradicionales que nos obligan aún más a volver nuestro interés a otras fuentes de energía como la que utilizamos en esta tesis.

Por la simplicidad del sistema para su construcción no se requiere mano de obra especializada. Así mismo la mayoría de los materiales utilizados son fáciles de encontrar en nuestro comercio.

Es recomendable que se hagan estudios referentes al aprovechamiento de energía solar y sus aplicaciones a otras zonas como Izobamba por ejemplo, para los cuales hay más datos estadísticos que nos permitirán lograr mejores aproximaciones.

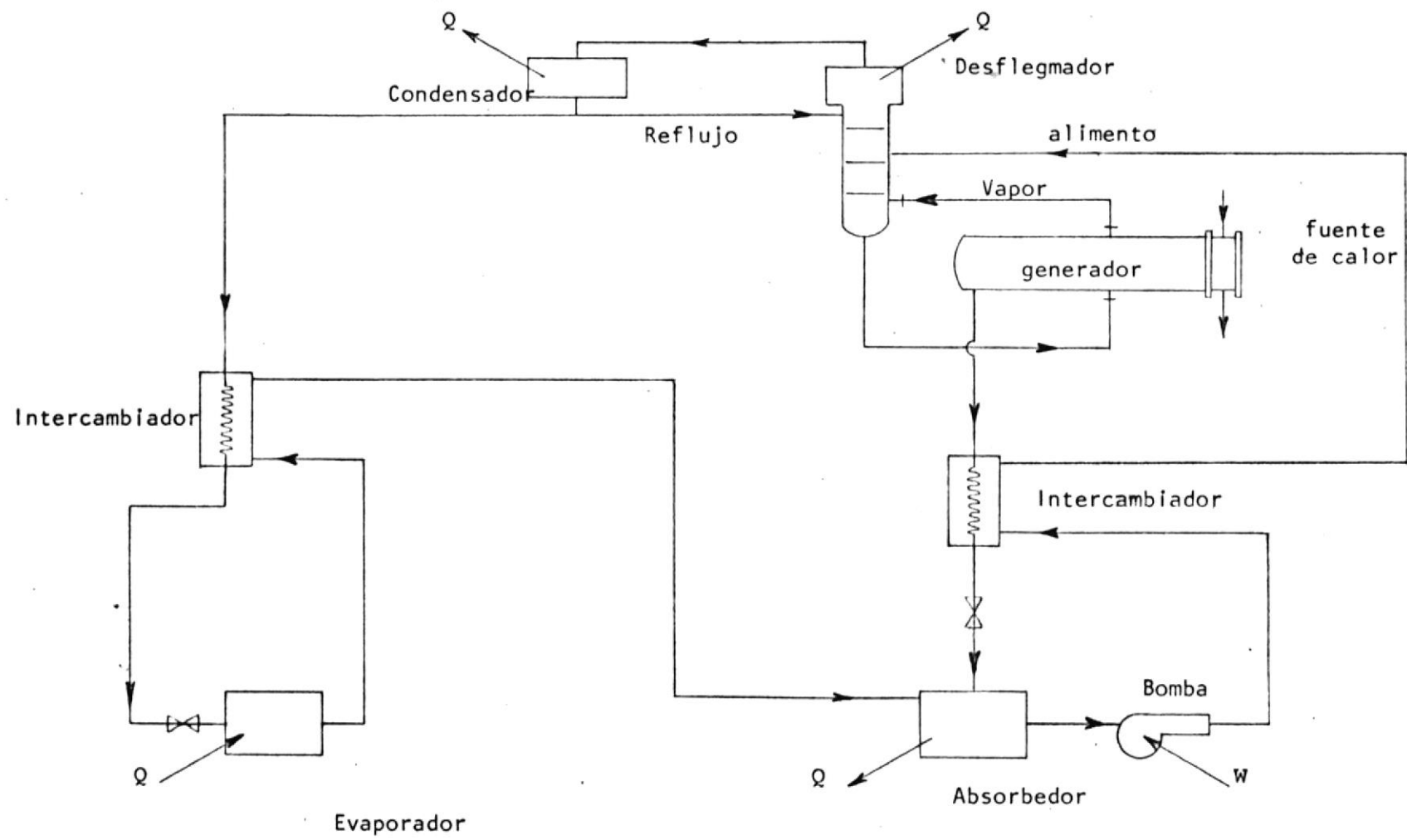
Es necesario también que se establezcan nuevas estaciones meteorológicas principalmente en aquellas zonas en donde la -

alta intensidad de radiación solar es evidente; las estaciones meteorológicas deberán contar con equipos de más precisión que nos den valores de intensidad de radiación más con
fiables.

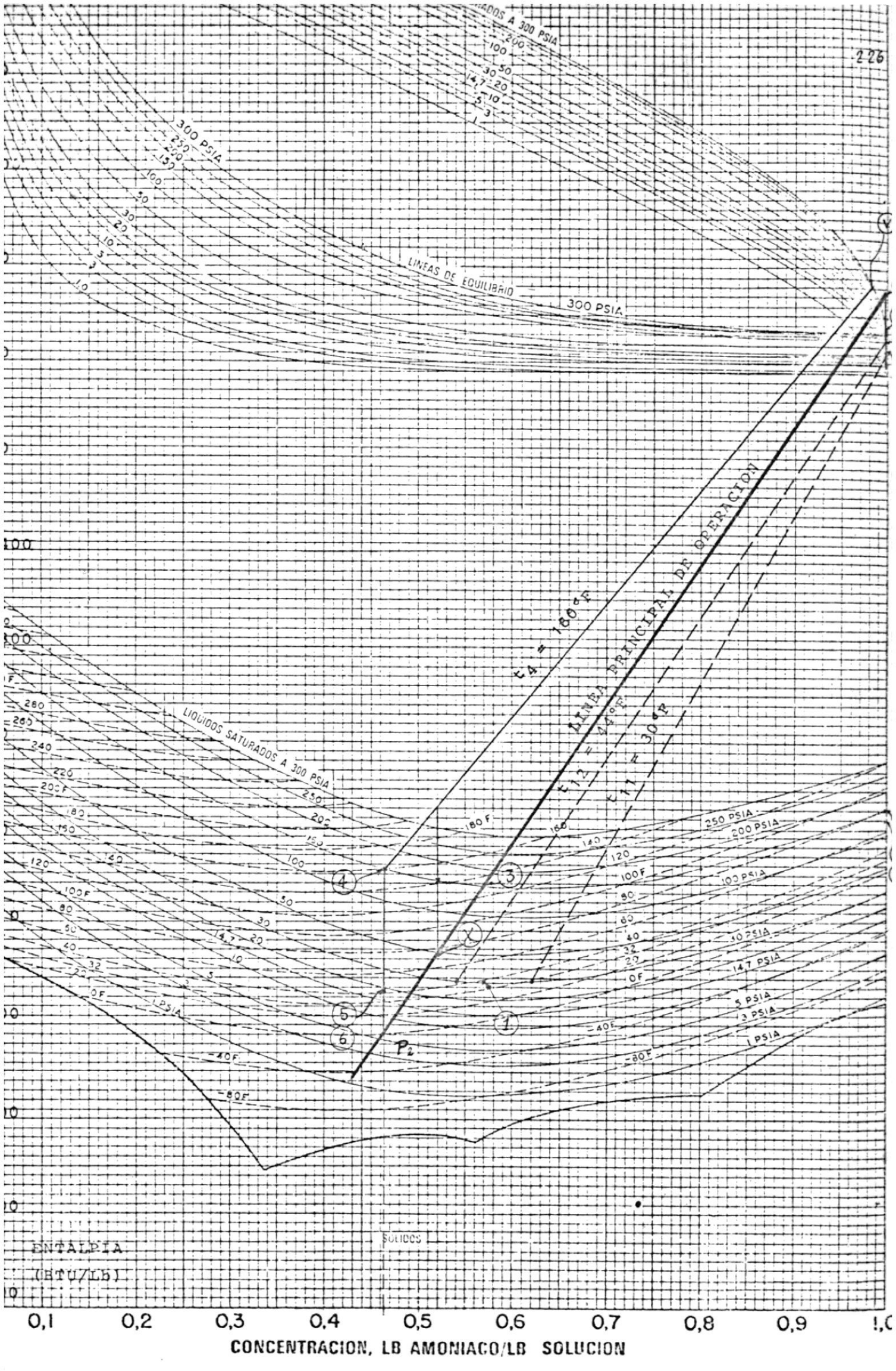
El gobierno debiera preocuparse en promover los proyectos de energía solar recordando la necesidad de recursos de energía que tiene todo país en un futuro inmediato. Aún más facilitar la construcción de los equipos que permitan su aprovechamiento a escala nacional para que todas aquellas zo
nas beneficiadas por el sol sean aprovechadas.

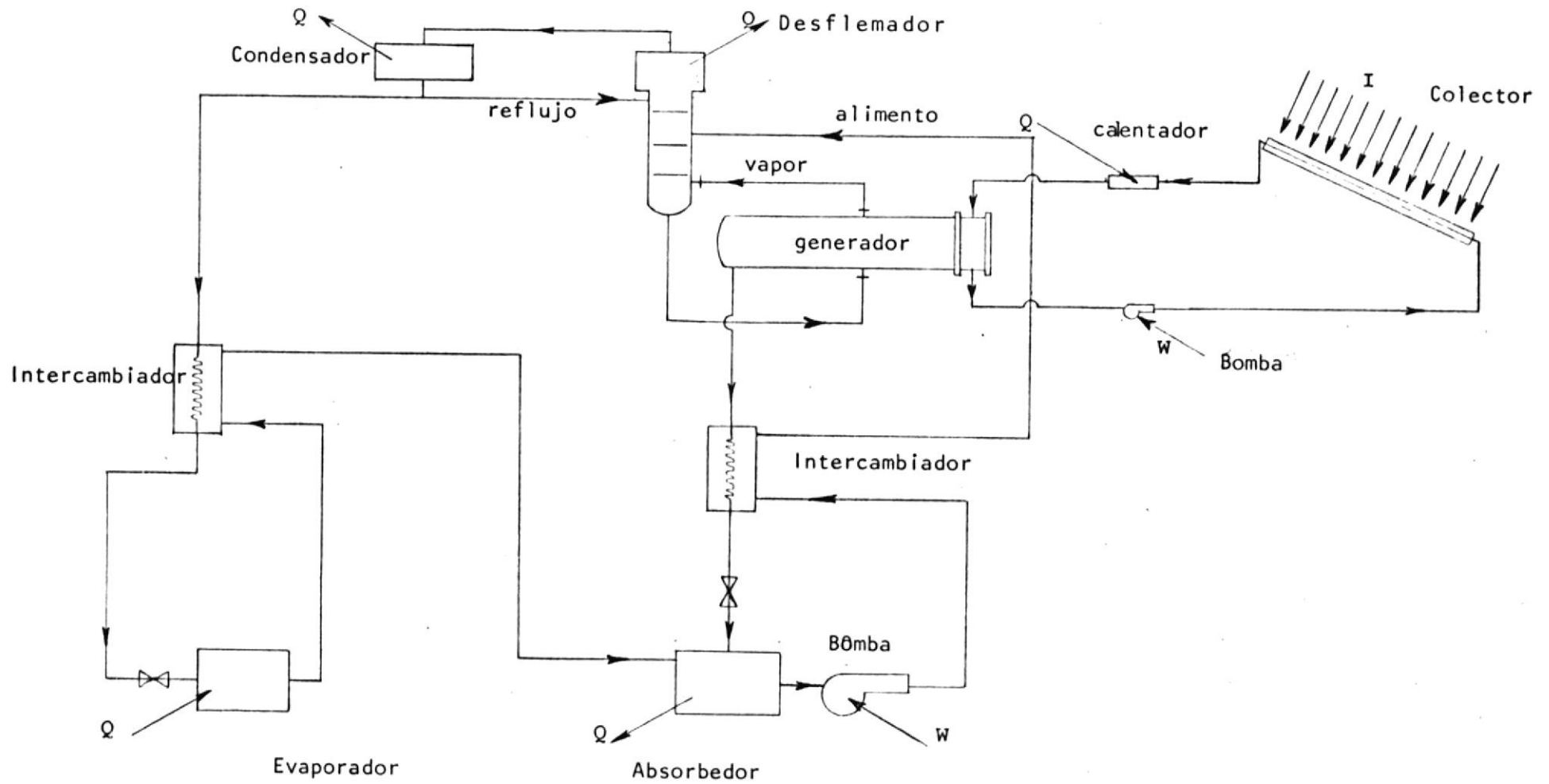
CAPITULO VII

APENDICE



CICLO DE REFRIGERACION





CICLO RE REFRIGERACION INTEGRADO CON EL COLECTOR DE ENERGIA SOLAR

// JOB

LOG DRIVE CART SPEC CART AVAIL PHY DRIVE
0000 0001 0001 0000

V2 M10 ACTUAL 8K CONFIG 8K

// FOR
*ONE WORD INTEGERS
*LIST SOURCE PROGRAM
*IOCS(CARD,1132 PRINTER)
*EXTENDED PRECISION

C *****
C *****
C ***CALCULO DE LOS VALORES PROMEDIO MENSUALES DE LOS
C ANGULOS DE ALTITUD Y AZIMUT PARA LAS 12,13,14 Y15
C HORAS EN LA CIUDAD DE PORTOVIEJO PROVINCIA DE MANABI***
C *****
C *****

C *****
C **VARIABLES TEMPORALES**
C *****

C A=ANGULO DE ALTITUD(GRADOS)
C CA= COSENO DEL ANGULO DE ALTITUD
C CD= COSENO DEL ANGULO DE DECLINACION DEL SOL
C CH= COSENO DEL ANGULO HORARIO
C CL= COSENO DEL ALGULO DE LATITUD
C CZ= COSENO DEL ANGULO DE AZIMUT
C D=PARAMETRO DE CALCULO
C DEC= ANGULO DE DECLINACION DEL SOL(GRADOS)
C H= ANGULO HORARIO(GRADOS)
C ID= NUMERO DEL DIA
C IN= NUMERO DEL MES
C KDIA= NUMERO DEL DIA
C LAT= ANGULO DE LATITUD DEL LUGAR(GRADOS)
C SA= SENO DEL ANGULO DE ALTITUD
C SD= SENO DEL ANGULO DE DECLINACION DEL SOL
C SH= SENO DEL ANGULO HORARIO
C SL= SENO DEL ANGULO DE LATITUD
C SZ= SENO DEL ANGULO DE AZIMUT
C SUMA= SUMA DE LOS ANGULOS DEL ALTITUD
C SUM.Z= SUMA DE LOS ANGULOS DE AZIMUT
C XH= NUMERO DE LA HORA DEL DIA

C *****

```

*****
**DEFINICION DE VARIABLES**
*****

```

```

INTEGER D
REAL LAT,MES(3,14)
DIMENSION KDIA(15),SUMA(4),SUMZ(4),SU1(14,4),SU2(14,4)
DATA KDIA/0,31,59,81,90,120,151,181,212,243,265,273,304,334,365/

```

```

*****
**LECTURA DE DATOS Y ESCRITURA DE TITULOS Y SUBTITULOS**
*****

```

```

MI=0
DO 301 J=1,14
301 READ(2,103)(MES(I,J),I=1,3)
103 FORMAT(3A4)
READ(2,102) LAT
102 FORMAT(F10.4)

```

```

*****
**CALCULOS DE
  ANGULO DE DECLINACION
  ANGULO HORARIO
  ANFULO DE ALTITUD
  ANGULO DE AZIMUT**
*****

```

```

CL=COS(LAT*3.1415926535/180.0)
SL=SIN(LAT*3.1415926535/180.0)
IN=2
ID=1
19 DO 14 N=1,4
  SUMA(N)=0.0
14 SUMZ(N)=0.0
15 IF(ID-365)4,4,1
4 D=ID-81
  K=1
  DEC=23.5*SIN(6.2831853*FLOAT(D)/365.25)
  CD=COS(DEC*3.1415926535/180.0)
  SD=SIN(DEC*3.1415926535/180.0)
  XH=12.0
8 H=90.0-((XH-6.0)*15.0)
  H=ABS(H)
  CH=COS(H*3.1415926535/180.0)
  SH=SIN(H*3.1415926535/180.0)
  SA=CD*CL*CH+SL*SD
  CA=SQRT(1.0-SA**2)
  A=ATAN(SA/CA)*180.0/3.1415926535
  SZ=(CD*SH)/CA
  CZ=SQRT(1.0-SZ**2)
  Z=ATAN(SZ/CZ)*180.0/3.1415926535
11 IF(ID-81)10,10,11
  IF(ID-265)12,12,10

```

```

10 Z=180.-ABS(Z)
12 SUMA(K)=SUMA(K)+A
   SUMZ(K)=SUMZ(K)+Z
   IF(XH-15.0)7,9,9
7   XH=XH+1.0
   K=K+1
   GO TO 8
9   ID=ID+1
   IF(ID-KDIA(IN))15,15,16

C *****
C **CALCULO DE LOS PROMEDIOS DE
C   ANGULO DE ALTITUD
C   ANGULO DE AZIMUT**
C *****

16 DO 17 N=1,4
   SUMA(N)=SUMA(N)/(KDIA(IN)-KDIA(IN-1))
17 SUMZ(N)=SUMZ(N)/(KDIA(IN)-KDIA(IN-1))
   IN=IN+1
   MIN=IN-2

C *****
C **ESCRITURA DE LOS RESULTADOS**
C *****

   MI=MI+1
   DO 151 J=1,4
   SU1(MI,J)=SUMA(J)
151 SU2(MI,J)=SUMZ(J)
   GO TO 19
   1 WRITE(3,101)
101 FORMAT(1H1,/,9X,58('*'),/,15X,'**PROMEDIOS DE LOS ANGULOS DE ALTI
   *TUD PARA LA',/,17X,'CIUDAD DE PORTOVIEJO PROVINCIA DE MANABI ',/
   *,9X,58('*'),/,21X,'(*) DATOS VALIDOS DESDE EL 1 - 22 DEL MES',/,
   *21X,'(**) DATOS VALIDOS DESDE EL 23-FIN DEL MES',/,9X,58('-'),/,9
   *X,'I HORAS DE LA TARDE 12.00 13.00 14.00 15.00 I')
   WRITE(3,161)
161 FORMAT(9X,58('-'),/,9X,'I MES',T27,'I',T67,'I',/,9X,'I',16('-'),
   *'I',T67,'I')
   DO 152 JK=1,14
152 WRITE(3,153)(MES(L,JK),L=1,3),(SU1(JK,KJ),KJ=1,4)
153 FORMAT(9X,'I',2X,3A4,2X,'I',4(3X,F6.2),T67,'I')
   WRITE(3,104)
104 FORMAT( ///,9X,58('*'),/,15X,'**PROMEDIOS DE LOS ANGULOS DE AZIM
   *UT PARA LA ',/,17X,'CIUDAD DE PORTOVIEJO PROVINCIA DE MANABI ',/
   *,9X,58('*'),/,21X,'(*) DATOS VALIDOS DESDE EL 1 - 22 DEL MES',/,
   *21X,'(**) DATOS VALIDOS DESDE EL 23-FIN DEL MES',/,9X,58('-'),/,9
   *X,'I HORAS DE LA TARDE 12.00 13.00 14.00 15.00 I')
   WRITE(3,161)
   DO 154 JK=1,14
154 WRITE(3,153)(MES(L,JK),L=1,3),(SU2(JK,KJ),KJ=1,4)
   CALL EXIT
   END

```

FEATURES SUPPORTED
ONE WORD INTEGERS
EXTENDED PRECISION


```

*****
**LECTURA DE LAS SIGUIENTES DIMENSIONES
  ALTURA DESDE EL CENTRO DEL COLECTOR AL TECHO DE LA CASA
  LARGO DEL TECHO
  ANCHO DEL TECHO**
*****

```

```

READ(2,1)A,B,C
1 FORMAT(3F10.0)
BSA=B/A

```

```

*****
**LECTURA DEL ANGULO OPTIMO DE INCLINACION DEL COLECTOR
  CON LA HORIZONTAL**
*****

```

```

READ(2,2)(LANDA(I),I=1,14)
2 FORMAT(8F10.0)

```

```

*****
**CALCULO DEL FACTOR F**
*****

```

```

DO 3 I=1,14
  FI=(90-LANDA(I))*3.1415926535/180.0
  TANFI=SIN(FI)/COS(FI)
  SINFI=SIN(FI)
  COSFI=COS(FI)
  IF(TANFI-BSA)4,4,5
4  F(I)=ATAN(C*COSFI/A)-((A*COSFI+B*SINFI)/SQRT(A**2+B**2))*ATAN(C/SQ
  *RT(A**2+B**2))+(C*SINFI/SQRT(A**2+C**2))* (ATAN(A*TANFI/SQRT(A**2+
  *C**2))-ATAN(B/SQRT(A**2+C**2)))
  GO TO 3
5  F(I)=0.
3  CONTINUE

```

```

*****
**ESCRITURA DE TITULOS Y SUBTITULOS**
*****

```

```

WRITE(3,500)
500 FORMAT(1H1,4X,65('*'),/,5X,'***VALORES TOTALES DE LA RADIACION INC
  *IDENTE SOBRE EL COLECTOR***',/,5X,65('*'),//,25X,'(*)  DATOS VALID
  *OS DESDE EL 1 -22 DEL MES',/,25X,'(**) DATOS VALIDOS DESDE EL 23-F
  *IN DEL MES',//,74('-'),/, ' I INTERVALOS DE HORAS 9-10    10-11
  *11-12    12-1    1-2    2-3  I')
  WRITE(3,501)
501 FORMAT(74('-'),/,1X,'I MES',T18,'I',T74,'I',/,17('-'),T74,'I')
  IMES=1
11 READ (2,10)(ITIT(IMES,J),J=1,3), (RHO(K),RAD(K),K=1,6)
10 FORMAT( 3A4,6(F4.3,F6.1))

```

```

C *****
C **CALCULO DE
C RADIACION REFLEJADA POR EL TECHO Y QUE RECIBE EL COLECTOR
C RADIACION TOTAL QUE RECIBE EL COLECTOR**
C *****

```

```

DO100J=1,6
REFL=RHO (J)*RAD(J)*F(IMES)/PI
RADT(J)=REFL+RAD(J)
100 CONTINUE

```

```

C *****
C **ESCRITURA DE RESULTADOS LOGRADOS**
C *****

```

```

WRITE(3,25)(ITIT(IMES,J),J=1,3), (RADT(J),J=1,6)
25 FORMAT(1X,'I',T18,'I',T74,'I',/,1X,'I',1X,3A4,2X,'I',6(3X,F6.2),T7
*4,'I')
IF(IMES-14)80,120,120
80 IMES=IMES+1
GO TO 11
120 CALL EXIT
END

```

FEATURES SUPPORTED
ONE WORD INTEGERS
EXTENDED PRECISION
IOCS

CORE REQUIREMENTS FOR
COMMON 0 VARIABLES 376 PROGRAM 686

END OF COMPILATION

// XEQ

CART ID 0001 DB ADDR 5540 DB CNT 0007

*STORE WS UA F2
 CART ID 0001 DB ADDR 55CA DB CNT 0007

// FOR
 *IOCS(CARD,1132 PRINTER)
 *LIST SOURCE PROGRAM
 *ONE WORD INTEGERS
 *EXTENDED PRECISION

C *****
 C ***PROGRAMA PARA CALCULAR LOS ANGULOS DE INCIDENCIA DE LOS RAYOS
 C SOLARES A DISTINTOS ANGULOS DE INCLINACION DEL COLECTOR***
 C *****

C *****
 C **VARIABLES TEMPORALES**
 C *****

C A=ANGULO DE ALTITUD
 C AMES=NOMBRE DEL MES
 C CT=COSENO DEL ANGULO DE INCIDENCIA
 C COS(A)=COSENO DEL ANGULO DE ALTITUD
 C COS(Z)=COSENO DEL ANGULO DE AZIMUT
 C FAC=FACTOR DE CONVERSION DE GRADOS A RADIANES
 C FUNCTION F1=FUNCION F1
 C FUNCTION F2=FUNCION F2
 C F1=COSENO DEL ANGULO DE INCIDENCIA ENTRE LOS RAYOS SOLARES Y EL CO
 C LECTOR PARA LOS MESES EN QUE EL COLECTOR ES ORIENTADO AL SUR
 C F2=COSENO DEL ANGULO DE INCIDENCIA ENTRE LOS RAYOS SOLARES Y EL CO
 C LECTOR PARA LOS MESES EN QUE EL COLECTOR ES ORIENTADO AL NORTE
 C NDATA=NUMERO DE DATOS QUE SE DAN AL PROBLEMA
 C SIN(XL)=SENO DEL ANGULO DE INCLINACION DEL COLECTOR
 C ST=SENO DEL ANGULO DE INCIDENCIA
 C TT=ANGULO DE INCIDENCIA ENTRE LOS RAYOS SOLARES Y EL COLECTOR
 C XL=ANGULO DE INCLINACION DEL COLECTOR CON LA HORIZONTAL
 C Z=ANGULO DE AZIMUT

```

C *****
C **DEFINICION DE VARIABLES Y LECTURA DE DATOS**
C *****

```

```

DIMENSION A(14,4),Z(14,4),XL(14),T(14,4),AMES(3,14)
DO 111 IM=1,14
111 READ(2,112)(AMES(IL,IM),IL=1,3)
112 FORMAT(3A4)
READ(2,20)NDATO
20 FORMAT(I2)
DO 21 KN=1,NDATO
DO 25 I=1,14
READ(2,10)(A(I,J),J=1,4),(Z(I,K),K=1,4),XL(I)
10 FORMAT(12X,4(F5.2,2X),2X,4(F6.2,1X),5X,F5.0)
25 CONTINUE
DO 101 I=1,14
IF(I-3)11,11,121
11 DO 33 J=1,4

```

```

C *****
C **LLAMADA A LA FUNCION F1 QUE CALCULA F1 **
C *****

```

```
CT=F1(A(I,J),Z(I,J),XL(I))
```

```

C *****
C **LLAMADA A LA SUBROUTINA CONVE QUE CALCULA EL ANGULO
C DE INCIDENCIA DE LOS RAYOS SOLARES CON EL COLECTOR**
C *****

```

```

CALL CONVE(CT,TT)
T(I,J)=TT
33 CONTINUE
GO TO 101
121 IF(I-10)12,12,122
12 DO 333 J=1,4

```

```

C *****
C **LLAMADA A LA FUNCION F2 QUE CALCULA F2 **
C *****

```

```

CT=F2(A(I,J),Z(I,J),XL(I))
CALL CONVE(CT,TT)
T(I,J)=TT
333 CONTINUE
GO TO 101
122 IF(I-14)11,11,101
101 CONTINUE

```

```

C *****
C **ESCRITURA DE TITULOS,SUBTITULOS Y RESULTADOS**
C *****

```

```

IF(KN-(KN/2)*2)151,152,151
151 WRITE(3,153)
153 FORMAT(1H1)
152 WRITE(3,154)KN
154 FORMAT(/,8X,57('*'),/,T13,'**ANGULOS DE INCIDENCIA DE LOS RAYOS S
*OLARES A',/,T15,'DISTINTOS ANGULOS DE INCLINACION DEL COLECTOR**',
*/,T9,57('*'),//,T2,'PRUEBA NUMERO',I2,T28,'(*) DATOS VALIDOS DESD
*E EL 1 - 22 DEL MES',/,T28,'(**) DATOS VALIDOS DESDE EL 23-FIN DEL
* MES')
WRITE(3,161)
161 FORMAT(/,T2,71('-'),/,T2,1('I'),1X,'HORAS DE LA TARDE',16X,'12.00
*',3X,'13.00',3X,'14.00',3X,'15.00',5X,1('I'))
WRITE(3,155)
155 FORMAT( T2,71('-'),/,T2,1('I'),1X,'MES',10X,1('I'),1X,'INCLINACIO
*N',1X,1('I'),40X,1('I'),/,T2,1('I'),14('-'),1('I'),13('-'),1('I'),
*40X,1('I'))
DO 700 K=1,14
WRITE(3,27)(AMES(IL,K),IL=1,3),XL(K),(T(K,L),L=1,4)
27 FORMAT(1X,'I',1X,3A4,1X,'I',3X,F5.2,4X,'I',2X,4(3X,F5.2),6X,'I')
700 CONTINUE
21 CONTINUE
CALL EXIT
END

```

FEATURES SUPPORTED
ONE WORD INTEGERS
EXTENDED PRECISION
IOCS

CORE REQUIREMENTS FOR
COMMON 0 VARIABLES 690 PROGRAM 688

END OF COMPILATION

// XEQ

// JOB

LOG DRIVE 0000 CART SPEC 0001 CART AVAIL 0001 PHY DRIVE 0000

V2 M10 ACTUAL 8K CONFIG 8K

// FOR

- *ONE WORD INTEGERS
- *LIST SOURCE PROGRAM
- *EXTENDED PRECISION

```
C *****
C                                     ** SUBROUTINA CONVE **
C *****
```

```
SUBROUTINE CONVE(CT,TT)
ST=SQRT(1.0-CT**2)
TT=ATAN(ST/CT)*180.0/3.1415926535
RETURN
END
```

FEATURES SUPPORTED
 ONE WORD INTEGERS
 EXTENDED PRECISION

CORE REQUIREMENTS FOR CONVE
 COMMON 0 VARIABLES 6 PROGRAM 48

RELATIVE ENTRY POINT ADDRESS IS 0010 (HEX)

END OF COMPILATION

// DUP

```
*DELETE                    CONVE
CART ID 0001    DB ADDR 52B0    DB CNT 0005
```

```
*STORE            WS    UA    CONVE
CART ID 0001    DB ADDR 55CC    DB CNT 0005
```

// FOR

- *ONE WORD INTEGERS
- *EXTENDED PRECISION
- *LIST SOURCE PROGRAM

```
C *****
C                                     ** FUNCION F1 **
C *****
```

```
FUNCTION F1(A1,Z1,XL1)
FAC=3.1415926535/180.0
A=A1*FAC
Z=Z1*FAC
```

```

XL=XL1*FAC
F1=-COS(A)*COS(Z)*SIN(XL)+SIN(A)*COS(XL)
RETURN
END

```

FEATURES SUPPORTED
ONE WORD INTEGERS
EXTENDED PRECISION

CORE REQUIREMENTS FOR F1
COMMON 0 VARIABLES 28 PROGRAM 78

RELATIVE ENTRY POINT ADDRESS IS 0022 (HEX)

END OF COMPILATION

// DUP

```

*DELETE          F1
CART ID 0001    DB ADDR 5540    DB CNT 0007

```

```

*STORE          WS UA F1
CART ID 0001    DB ADDR 55CA    DB CNT 0007

```

// FOR
*ONE WORD INTEGERS
*EXTENDED PRECISION
*LIST SOURCE PROGRAM

```

C *****
C                               ** FUNCION F2 **
C *****

```

```

FUNCTION F2(A1,Z1,XL1)
FAC=3.1415926535/180.0
A=A1*FAC
Z=Z1*FAC
XL=XL1*FAC
F2=COS(A)*COS(Z)*SIN(XL)+SIN(A)*COS(XL)
RETURN
END

```

FEATURES SUPPORTED
ONE WORD INTEGERS
EXTENDED PRECISION

CORE REQUIREMENTS FOR F2
COMMON 0 VARIABLES 28 PROGRAM 76

RELATIVE ENTRY POINT ADDRESS IS 0022 (HEX)

END OF COMPILATION

// DUP

```

*DELETE          F2

```

// JOB

LOG DRIVE CART SPEC CART AVAIL PHY DRIVE
 0000 0001 0001 0000

V2 M10 ACTUAL 8K CONFIG 8K

// FOR

*ONE WORD INTEGERS

*LIST SOURCE PROGRAM

```

C *****
C **SUBROUTINA PARA OPTIMIZAR EL COLECTOR DE ENERGIA
C    SOLAR EN FUNCION DEL NUMERO DE CELULAS COLECTORAS**
C *****

```

```

SUBROUTINE CALOR(IPRO,T1PRO,T2PRO,ATPRO,QUPRO,QRPRO,T143,V,RE)
REAL IPRO(6),T1(6),T2(6),NU
DIMENSION XIPR(6,12),T1PR(6,12),T2PR(6,12),ATPR(6,12),QUPR(6,12),Q
* RPR(6,12),GPRI(6,12,6),COSTO(6,12,6),SUMA(6,12),T143(6),COMP(6),T1
* PRO(6),ATPRO(6),QUPRO(6),QRPRO(6),T2PRO(6)
DATA XK2,XNU,RO/0.3870,0.0002620,60.820/
NSC=0
READ(2,1)XL,XA,G,XKA,XKB,X1,X2,FSO,FSU,XN,XK1,XC,XB1,XD,XD1,XM,RA,
* RB
1 FORMAT(2F3.0,F4.2,2F3.1,F4.2,F5.2,2F4.2,F3.0,F5.0,F6.1,F3.1,2F4.2,
* F5.3,2F6.4)
READ(2,2)ALF,A1,A2,XCP,GX,E1,TAU,EC1,EC2,E21
2 FORMAT(2F3.1,F4.2,F3.1,E13.4,F4.2,F3.1,3F4.2)
A=(3.14159265)*(XD/12.)**2./4.
V=G*.1337/(60.*XN*A)
RE=RO*V*XD/(XNU*12.)
DO 11 I=1,12
DO 7 LE=1,6
XIPR(LE,I)=0.
T1PR(LE,I)=0.
T2PR(LE,I)=0.
ATPR(LE,I)=0.
QUPR(LE,I)=0.
QRPR(LE,I)=0.
7 CONTINUE
NU=3.
DO 666 LOL=1,6
T1(LOL)=169.5-18.01/(G*NU)
666 NU=NU+1.
DO 10 J=1,6
NU=3.
NSC=NSC+1
READ(10,NSC)TA,TS,TC,XI,F1,F2,TB,TBB,VX,XCC
DO 10 LA=1,6
HW=1.+3*VX
HRC1=GX*((TC+460.)**4-(TB+460.)**4)/(TC-TB)
HRC2=GX*((TC+460.)**4-(TBB+460.)**4)/(TC-TBB)
HR21=GX*((TBB+460.)**4-(TB+460.)**4)/(TBB-TB)

```

```

HR1S=GX*((TB+460.)**4-(TS+460.)**4)/(TB-TS)
HC2=XCC*(TC-TSB)**.25
H21=XCC*(TBB-TB)**.25
AA=1./(HW+E1*HR1S*(TB-TS)/(TB-TA))
B=TAU*EC1*HRC1
O=1./(HC2+EC2*HRC2)+1./(H21+E21*HR21)
D=B+1./O
FF=AA+1./D
UUP=1./FF
XT1=(1.-RA)/(1.+RA)*1./(EXP(XKA*X1))
XT2=(1.-RB)/(1.+RB)*1./(EXP(XKB*X2))
FC=1.012*XT1*XT2*ALF
FE=FC+A1*(1.-1./EXP(XKA*X1))+A2*XT1*(1.-1./EXP(XKB*X2))
QA=.98*FE*F1*FSU*FSO*F2*XI
UL=1.1*UUP
PR=XNU*3600.*XCP/XK2
C=XD*RE*PR/(12.*XL)
YNU=4.36+.067*C/(1.+04*C**666666)
H=YNU*XK2*12./XD
AF=(UL*12./(XK1*XM))**.5
XB=30.72/(XN-1.)
XLF=(XB-XB1)/24.
AF1=AF*XLF
F=TANH(AF1)/AF1
B1=XB*UL/(3.14159265*XD*H)
B2=XB*UL/(12.*XC)
B3=XB/(2.*12.*XLF*F)
D1=XD1/XB
FX=1./(B1+1./(D1+1./(B2+B3)))
UO=FX*UL
G1=G*50.*8.156/(XL*XA)
U1=UO/(G1*XCP)
FXX=(1.-1./EXP(U1))/U1
QU=FXX*FX*(QA-UL*(T1(LA)-TA))
QR=QU*XL*XA
T2(LA)=T1(LA)+QR/(G1*XL*XA*XCP)
AT=T2(LA)-T1(LA)
QPRI(LA,I,J)=.143*NU*G*(170.-T2(LA))
COSTO(LA,I,J)=.8*QPRI(LA,I,J)
IF(QPRI(LA,I,J))999,999,998
999 QPRI(LA,I,J)=0.
COSTO(LA,I,J)=0.
998 XIPR(LA,I)=XIPR(LA,I)+XI
T1PR(LA,I)=T1PR(LA,I)+T1(LA)
T2PR(LA,I)=T2PR(LA,I)+T2(LA)
ATPR(LA,I)=ATPR(LA,I)+AT
QUPR(LA,I)=QUPR(LA,I)+QU
QRPR(LA,I)=QRPR(LA,I)+QR
IF(T2(LA)-170.)910,997,997
910 T1(LA)=169.5-18.01/(G*NU)
GO TO 10
997 T1(LA)=T2(LA)-18.01/(G*NU)-.5
10 NU=NU+1
11 CONTINUE
DO 40 LI=1,6
DO 40 I=1,12
XIPR(LI,I)=XIPR(LI,I)/6.
T1PR(LI,I)=T1PR(LI,I)/6.

```

```

T2PR(LI,I)=T2PR(LI,I)/6.
ATPR(LI,I)=ATPR(LI,I)/6.
QUPR(LI,I)=QUPR(LI,I)/6.
QRPR(LI,I)=QRPR(LI,I)/6.
40 CONTINUE
DO 125 LO=1,6
  IPRO(LO)=0.
  T1PRO(LO)=0.
  T2PRO(LO)=0.
  ATPRO(LO)=0.
  QUPRO(LO)=0.
  QRPRO(LO)=0.
  DO 125 I=1,12
    IPRO(LO)=IPRO(LO)+XIPR(LO,I)
    T1PRO(LO)=T1PRO(LO)+T1PR(LO,I)
    T2PRO(LO)=T2PRO(LO)+T2PR(LO,I)
    ATPRO(LO)=ATPRO(LO)+ATPR(LO,I)
    QUPRO(LO)=QUPRO(LO)+QUPR(LO,I)
    QRPRO(LO)=QRPRO(LO)+QRPR(LO,I)
125 CONTINUE
DO 894 LU=1,6
  IPRO(LU)=IPRO(LU)/12.
  T1PRO(LU)=T1PRO(LU)/12.
  T2PRO(LU)=T2PRO(LU)/12.
  ATPRO(LU)=ATPRO(LU)/12.
  QUPRO(LU)=QUPRO(LU)/12.
  QRPRO(LU)=QRPRO(LU)/12.
  COMP(LU)=0.
  DO 38 KK=1,12
    SUMA(LU,KK)=0.0
  DO 39 NK=1,6
39 SUMA(LU,KK)=SUMA(LU,KK)+COSTO(LU,KK,NK)
  COMP(LU)=SUMA(LU,KK)+COMP(LU)
38 CONTINUE
  T143(LU)=COMP(LU)/12.
894 CONTINUE
  RETURN
  END

```

FEATURES SUPPORTED
ONE WORD INTEGERS

CORE REQUIREMENTS FOR CALOR
COMMON 0 VARIABLES 2960 PROGRAM 1608

RELATIVE ENTRY POINT ADDRESS IS 0BFO (HEX)

END OF COMPILATION

// DUP

*DELETE CALOR
CART ID 0001 DB ADDR 5493 DB CNT 0078

*STORE WS UA CALOR
CART ID 0001 DB ADDR 5710 DB CNT 0078

// JOB

LOG DRIVE	CART SPEC	CART AVAIL	PHY DRIVE
0000	0001	0001	0000

V2 M10 ACTUAL 8K CONFIG 8K

// FOR

* ONE WORD INTEGERS
 *LIST SOURCE PROGRAM

```

C *****
C           **SUBROUTINA PARA OPTIMIZAR EL COLECTOR DE ENERGIA
C           SOLAR EN FUNCION DEL NUMERO DE TUBOS POR CELULA**
C *****
  
```

```

SUBROUTINE ALXNR(IPRO,T1PRO,T2PRO,ATPRO,QUPRO,QRPRO,T143,AV,REC)
REAL IPRO(6),T1(6),T2(6),NU
DIMENSION XIPR(6,12),T1PR(6,12),T2PR(6,12),ATPR(6,12),QUPR(6,12),Q
  *RPR(6,12),QPRI(6,12,6),COSTO(6,12,6),SUMA(6,12),T143(6),COMP(6),T1
  *PRO(6),ATPRO(6),QUPRO(6),QRPRO(6),T2PRO(6),AV(6),REC(6)
DATA XK2,XNU,RO/0.3870,0.0002620,60.820/
NSC=0
READ(2,1)XL,XA,G,XKA,XKB,X1,X2,FSO,FSU,XN,XK1,XC,XB1,XD,XD1,XM,RA,
  *RB
1 FORMAT(2F3.0,F4.2,2F3.1,F4.2,F5.2,2F4.2,F3.0,F5.0,F6.1,F3.1,2F4.2,
  *F5.3,2F6.4)
READ(2,2)ALF,A1,A2,XCP,GX,E1,TAU,EC1,EC2,E21
2 FORMAT(2F3.1,F4.2,F3.1,E13.4,F4.2,F3.1,3F4.2)
A=(3.14159265)*(XD/12.)**2./4.
XN=6
DO 13 J=1,6
V=G*.1337/(60.*XN*A)
RE=RO*V*XD/(XNU*12.)
REC(J)=RE
AV(J)=V
13 XN=XN+1
DO 11 I=1,12
DO 7 LE=1,6
XIPR(LE,I)=0.
T1PR(LE,I)=0.
T2PR(LE,I)=0.
ATPR(LE,I)=0.
QUPR(LE,I)=0.
QRPR(LE,I)=0.
7 CONTINUE
NU=6.
DO 666 LOL=1,6
T1(LOL)=169.5-18.01/(G*NU)
666 CONTINUE
DO 10 J=1,6
XN=6.
NSC=NSC+1
READ(10'NSC)TA,TS,TC,XI,F1,F2,TB,TBB,VX,XCC
  
```

```

DO 10 LA=1,6
HW=1.+3*VX
HRC1=GX*((TC+460.)**4-(TB+460.)**4)/(TC-TB)
HRC2=GX*((TC+460.)**4-(TBB+460.)**4)/(TC-TBB)
HR21=GX*((TBB+460.)**4-(TB+460.)**4)/(TBB-TB)
HR1S=GX*((TB+460.)**4-(TS+460.)**4)/(TB-TS)
HC2=XCC*(TC-TBB)**.25
H21=XCC*(TBB-TB)**.25
AA=1./(HW+E1*HR1S*(TB-TS)/(TB-TA))
B=TAU*EC1*HRC1
O=1./(HC2+EC2*HRC2)+1./(H21+E21*HR21)
D=B+1./O
FF=4A+1./D
UUP=1./FF
XT1=(1.-RA)/(1.+RA)*1./(EXP(XKA*X1))
XT2=(1.-RB)/(1.+RB)*1./(EXP(XKB*X2))
FC=1.012*XT1*XT2*ALF
FE=FC+A1*(1.-1./EXP(XKA*X1))+A2*XT1*(1.-1./EXP(XKB*X2))
QA=.98*FE*F1*FSU*FSO*F2*XI
UL=1.1*UUP
PR=XNU*3600.*XCP/XK2
C=XD*RE*PR/(12.*XL)
YNU=4.36+.067*C/(1.+04*C**.666666)
H=YNU*XK2*12./XD
AF=(UL*12./(XK1*XM))**.5
XB=30.72/(XN-1.)
XLF=(XB-XB1)/24.
AF1=AF*XLF
F=TANH(AF1)/AF1
B1=XB*UL/(3.14159265*XD*H)
B2=XB*UL/(12.*XC)
B3=XB/(2.*12.*XLF*F)
D1=XD1/XB
FX=1./(B1+1./(D1+1./(B2+B3)))
UO=FX*UL
G1=G*60.*8.156/(XL*XA)
U1=UO/(G1*XCP)
FXX=(1.-1./EXP(U1))/U1
QU=FXX*FX*(QA-UL*(T1(LA)-TA))
QR=QU*XL*XA
T2(LA)=T1(LA)+QR/(G1*XL*XA*XCP)
AT=T2(LA)-T1(LA)
QPRI(LA,I,J)=.143*NU*G*(170.-T2(LA))
COSTO(LA,I,J)=.8*QPRI(LA,I,J)
IF(QPRI(LA,I,J))999,999,998
999 QPRI(LA,I,J)=0.
COSTO(LA,I,J)=0.
998 XIPR(LA,I)=XIPR(LA,I)+XI
T1PR(LA,I)=T1PR(LA,I)+T1(LA)
T2PR(LA,I)=T2PR(LA,I)+T2(LA)
ATPR(LA,I)=ATPR(LA,I)+AT
QUPR(LA,I)=QUPR(LA,I)+QU
QRPR(LA,I)=QRPR(LA,I)+QR
IF(T2(LA)-170.)910,997,997
910 T1(LA)=169.5-18.01/(G*NU)
GO TO 10
997 T1(LA)=T2(LA)-18.01/(G*NU)-.5
10 XN=XN+1

```

```

11 CONTINUE
DO 40 LI=1,6
DO 40 I=1,12
XIPR(LI,I)=XIPR(LI,I)/6.
T1PR(LI,I)=T1PR(LI,I)/6.
T2PR(LI,I)=T2PR(LI,I)/6.
ATPR(LI,I)=ATPR(LI,I)/6.
QUPR(LI,I)=QUPR(LI,I)/6.
QRPR(LI,I)=QRPR(LI,I)/6.

```

```

40 CONTINUE
DO 125 LO=1,6
IPRO(LO)=0.
T1PRO(LO)=0.
T2PRO(LO)=0.
ATPRO(LO)=0.
QUPRO(LO)=0.
QRPRO(LO)=0.
DO 125 I=1,12
IPRO(LO)=IPRO(LO)+XIPR(LO,I)
T1PRO(LO)=T1PRO(LO)+T1PR(LO,I)
T2PRO(LO)=T2PRO(LO)+T2PR(LO,I)
ATPRO(LO)=ATPRO(LO)+ATPR(LO,I)
QUPRO(LO)=QUPRO(LO)+QUPR(LO,I)
QRPRO(LO)=QRPRO(LO)+QRPR(LO,I)

```

```

125 CONTINUE
DO 894 LU=1,6
IPRO(LU)=IPRO(LU)/12.
T1PRO(LU)=T1PRO(LU)/12.
T2PRO(LU)=T2PRO(LU)/12.
ATPRO(LU)=ATPRO(LU)/12.
QUPRO(LU)=QUPRO(LU)/12.
QRPRO(LU)=QRPRO(LU)/12.
COMP(LU)=0.
DO 38 KK=1,12
SUMA(LU,KK)=0.0
DO 39 NK=1,6

```

```

39 SUMA(LU,KK)=SUMA(LU,KK)+COSTO(LU,KK,NK)
COMP(LU)=SUMA(LU,KK)+COMP(LU)

```

```

38 CONTINUE
T143(LU)=COMP(LU)/12.

```

```

894 CONTINUE
RETURN
END

```

FEATURES SUPPORTED
ONE WORD INTEGERS

CORE REQUIREMENTS FOR ALXNR
COMMON 0 VARIABLES 2964 PROGRAM 1638

RELATIVE ENTRY POINT ADDRESS IS 0BF2 (HEX)

END OF COMPILATION

// DUP

*DELETE ALXNR

PAGE 1

// JOB T

245

LOG DRIVE CART SPEC CART AVAIL PHY DRIVE
0000 0001 0001 0000

V2 M10 ACTUAL BK CONFIG 8K

// FOR
*IOCS(CARD,1132 PRINTER,DISK)
*ONE WORD INTEGERS
*LIST SOURCE PROGRAM

C *****
C **PROGRAMA PARA OPTIMIZAR EL COLECTOR DE ENERGIA SOLAR EN FUNCION
C DEL NUMERO DE CELULAS COLECTORAS Y DEL NUMERO DE TUBOS POR CELULA**
C *****

```
REAL IPRO(6)
DIMENSION T143(6),T1PRO(6),T2PRO(6),ATPRO(6),QUPRO(6),QRPRO(6),AV(
*6),REC(6)
  DEFINE FILE 10(72,20,U,LR)
  CALL CALOR(IPRO,T1PRO,T2PRO,ATPRO,QUPRO,QRPRO,T143,V,RE)
  WRITE(3,501)V,RE
501 FORMAT(1H1,T18,52('*'),/,T20,'**PROMEDIO ANUAL DEL INCREMENTO DE T
*EMPERATURA**',/,T18,52('*'),////,15X,'VELOCIDAD EN LOS TUBOS =',F6
*.3,/,15X,'NUMERO DE REYNOLDS =',F8.3,3X,////,T16,'NU',T19,'RADIACI
*ON',2X,'T1',T38,'T2',T43,'DELTA T',3X,'QU',T60,'QR',5X,'COSTO',/,T
*67,'SUCRES',/)
  NUL=3
  DO 703 ISUS=1,6
  WRITE(3,709)NUL,IPRO(ISUS),T1PRO(ISUS),T2PRO(ISUS),ATPRO(ISUS),QUP
*RO(ISUS),QRPRO(ISUS),T143(ISUS)
709 FORMAT(/,15X,I2,1X,3(2X,F6.2),2(2X,F5.2),2X,F7.2,2X,F4.2)
703 NUL=NUL+1
  CALL ALXNR(IPRO,T1PRO,T2PRO,ATPRO,QUPRO,QRPRO,T143,AV,REC)
  WRITE(3,531)
531 FORMAT(1H1,T11,52('*'),/,T13,'**PROMEDIO ANUAL DEL INCREMENTO DE T
*EMPERATURA**',/,T11,52('*'),//,T15,'PARA 6 CELULAS COLECTORAS DE E
*NERGIA SOLAR',////,T2,'XN',2X,'RADIACION',2X,'V',4X,'REYNOLDS',3X,
*'T1',5X,'T2',5X,'DELTA T',3X,'QU',6X,'QR',5X,'COSTO',/,71X,'SUCRES
*',/)
  ICA=6
  DO 477 MONI=1,6
  WRITE(3,710)ICA,IPRO(MONI),AV(MONI),REC(MONI),T1PRO(MONI),T2PRO(MO
*NI),ATPRO(MONI),QUPRO(MONI),QRPRO(MONI),T143(MONI)
710 FORMAT(/,1X,I2,2X,F7.1,2X,F5.2,2X,F6.1,2(2X,F6.1),2X,2(2X,F5.1),2X
*,F7.1,3X,F4.2)
477 ICA=ICA+1
  CALL EXIT
END
```

FEATURES SUPPORTED
ONE WORD INTEGERS
IOCS

// JOB

LOG DRIVE CART SPEC CART AVAIL PHY DRIVE
0000 0001 0001 0000

V2 M10 ACTUAL 8K CONFIG 8K

// FOR

* ONE WORD INTEGERS
* LIST SOURCE PROGRAM

```
C *****
C            **SUBROUTINA PARA OPTIMIZAR EL COLECTOR DE ENERGIA
C            SOLAR EN FUNCION DEL FLUJO EN CADA CELULA COLECTORA**
C *****
```

```

SUBROUTINE XLANR(IPRO,T1PRO,T2PRO,ATPRO,QUPRO,QRPRO,T143,AV,REC)
REAL IPRO(6),T1(6),T2(6),NU
DIMENSION XI(6,12),T1PR(6,12),T2PR(6,12),ATPR(6,12),QUPR(6,12),G
* RPR(6,12),QPRI(6,12,6),COSTO(6,12,6),SUMA(6,12),T143(6),COMP(6),T1
* PRO(6),ATPRO(6),QUPRO(6),QRPRO(6),T2PRO(6),AV(6),REC(6)
DATA XK2,XNU,RO/0.3870,0.0002620,60.820/
NSC=0
NU=6.
XN=6
READ(2,1)XL,XA,XKA,XKB,X1,X2,FSO,FSU,XN,XK1,XC,XB1,XD,XD1,XM,RA,RB
1 FORMAT(2F3.0,2F3.1,F4.2,F5.2,2F4.2,F3.0,F5.0,F6.1,F3.1,2F4.2,F5.3,
*2F6.4)
READ(2,2)ALF,A1,A2,XCP,GX,E1,TAU,EC1,EC2,E21
2 FORMAT(2F3.1,F4.2,F3.1,E13.4,F4.2,F3.1,3F4.2)
A=(3.14159265)*(XD/12.)**2./4.
G=0.15
DO 13 J=1,6
V=G*.1337/(60.*XN*A)
RE=RO*V*XD/(XNU*12.)
REC(J)=RE
AV(J)=V
13 G=G+0.05
DO 11 I=1,12
DO 7 LE=1,6
XI(LE,I)=0.
T1PR(LE,I)=0.
T2PR(LE,I)=0.
ATPR(LE,I)=0.
QUPR(LE,I)=0.
QRPR(LE,I)=0.
7 CONTINUE
G=0.15
DO 666 LOL=1,6
T1(LOL)=169.5-18.01/(G*NU)
G=0.05+G
666 CONTINUE
DO 10 J=1,6
G=0.15
```

```

NSC=NSC+1
READ(10,'NSC')TA,TS,TC,XI,F1,F2,TB,TBB,VX,XCC
DO 10 LA=1,6
HW=1.+3*VX
HRC1=GX*((TC+460.)**4-(TB+460.)**4)/(TC-TB)
HRC2=GX*((TC+460.)**4-(TBB+460.)**4)/(TC-TBB)
HR21=GX*((TBB+460.)**4-(TB+460.)**4)/(TBB-TB)
HR1S=GX*((TB+460.)**4-(TS+460.)**4)/(TB-TS)
HC2=XCC*(TC-TBB)**.25
H21=XCC*(TBB-TB)**.25
AA=1./(HW+E1*HR1S*(TB-TS)/(TB-TA))
B=TAU*EC1*HRC1
O=1./(HC2+EC2*HRC2)+1./(H21+E21*HR21)
D=B+1./O
FF=AA+1./D
UUP=1./FF
XT1=(1.-RA)/(1.+RA)*1./(EXP(XKA*X1))
XT2=(1.-RB)/(1.+RB)*1./(EXP(XKB*X2))
FC=1.012*XT1*XT2*ALF
FE=FC+A1*(1.-1./EXP(XKA*X1))+A2*XT1*(1.-1./EXP(XKB*X2))
QA=.98*FE*F1*FSU*FSO*F2*X1
UL=1.1*UUP
PR=XNU*3600.*XCP/XK2
C=XD*RE*PR/(12.*XL)
YNU=4.36+.067*C/(1.+0.04*C**.666666)
H=YNU*XK2*12./XD
AF=(UL*12./(XK1*XM))**.5
XB=30.72/(XN-1.)
XLF=(XB-XB1)/24.
AF1=AF*XLF
F=TANH(AF1)/AF1
B1=XB*UL/(3.14159265*XD*H)
B2=XB*UL/(12.*XC)
B3=XB/(2.*12.*XLF*F)
D1=XD1/XB
FX=1./(B1+1./(D1+1./(B2+B3)))
UO=FX*UL
G1=G*60.*8.156/(XL*XA)
U1=UO/(G1*XCP)
FXX=(1.-1./EXP(U1))/U1
QU=FXX*FX*(QA-UL*(T1(LA)-TA))
QR=QU*XL*XA
T2(LA)=T1(LA)+QR/(G1*XL*XA*XCP)
AT=T2(LA)-T1(LA)
QPRI(LA,I,J)=.143*NU*G*(170.-T2(LA))
COSTO(LA,I,J)=.8*QPRI(LA,I,J)
IF(QPRI(LA,I,J))999,999,998
999 QPRI(LA,I,J)=0.
CCSTO(LA,I,J)=0.
998 XIPR(LA,I)=XIPR(LA,I)+XI
T1PR(LA,I)=T1PR(LA,I)+T1(LA)
T2PR(LA,I)=T2PR(LA,I)+T2(LA)
ATPR(LA,I)=ATPR(LA,I)+AT
QUPR(LA,I)=QUPR(LA,I)+QU
QRPR(LA,I)=QRPR(LA,I)+QR
IF(T2(LA)-170.)910,997,997
910 T1(LA)=169.5-18.01/(G*NU)
GO TO 10

```

```

997 T1(LA)=T2(LA)-18.01/(G*NU)-.5
10 G=G+0.05
11 CONTINUE
DO 40 LI=1,6
DO 40 I=1,12
XIPR(LI,I)=XIPR(LI,I)/6.
T1PR(LI,I)=T1PR(LI,I)/6.
T2PR(LI,I)=T2PR(LI,I)/6.
ATPR(LI,I)=ATPR(LI,I)/6.
QUPR(LI,I)=QUPR(LI,I)/6.
QRPR(LI,I)=QRPR(LI,I)/6.
40 CONTINUE
DO 125 LO=1,6
IPRO(LO)=0.
T1PRO(LO)=0.
T2PRO(LO)=0.
ATPRO(LO)=0.
QUPRO(LO)=0.
QRPRO(LO)=0.
DO 125 I=1,12
IPRO(LO)=IPRO(LO)+XIPR(LO,I)
T1PRO(LO)=T1PRO(LO)+T1PR(LO,I)
T2PRO(LO)=T2PRO(LO)+T2PR(LO,I)
ATPRO(LO)=ATPRO(LO)+ATPR(LO,I)
QUPRO(LO)=QUPRO(LO)+QUPR(LO,I)
QRPRO(LO)=QRPRO(LO)+QRPR(LO,I)
125 CONTINUE
DO 894 LU=1,6
IPRO(LU)=IPRO(LU)/12.
T1PRO(LU)=T1PRO(LU)/12.
T2PRO(LU)=T2PRO(LU)/12.
ATPRO(LU)=ATPRO(LU)/12.
QUPRO(LU)=QUPRO(LU)/12.
QRPRO(LU)=QRPRO(LU)/12.
COMP(LU)=0.
DO 38 KK=1,12
SUMA(LU,KK)=0.0
DO 39 NK=1,6
39 SUMA(LU,KK)=SUMA(LU,KK)+COSTO(LU,KK,NK)
COMP(LU)=SUMA(LU,KK)+COMP(LU)
38 CONTINUE
T143(LU)=COMP(LU)/12.
894 CONTINUE
RETURN
END

```

FEATURES SUPPORTED
ONE WORD INTEGERS

CORE REQUIREMENTS FOR XLANR
COMMON 0 VARIABLES 2964 PROGRAM 1650

RELATIVE ENTRY POINT ADDRESS IS 0BF5 (HEX)

END OF COMPILATION

/ DUP

PAGE 1

249

// JOB T

LOG DRIVE CART SPEC CART AVAIL PHY DRIVE
0000 0001 0001 0000

V2 M10 ACTUAL BK CONFIG BK

// FOR

*IOCS(CARD,1132 PRINTER,DISK)
*ONE WORD INTEGERS
*LIST SOURCE PROGRAM

C *****
C **PROGRAMA PARA OPTIMIZAR EL COLECTOR DE ENERGIA SOLAR EN FUNCION
C DEL FLUJO POR CADA CELULA DE COLECCION**
C *****

REAL IPRO(6),ICA
DIMENSION T143(6),T1PRO(6),T2PRO(6),ATPRO(6),QUPRO(6),QRPRO(6),AV(6),REC(6)
DEFINE FILE 10(72,20,U,LR)
CALL XLANR(IPRO,T1PRO,T2PRO,ATPRO,QUPRO,QRPRO,T143,AV,REC)
WRITE(3,531)
531 FORMAT(1H1,T11,52('*'),/,T13,'**PROMEDIO ANUAL DEL INCREMENTO DE T
*EMPERATURA**',/,T11,52('*'),//,T15,'PARA 6 CELULAS COLECTORAS DE E
*NERGIA SOLAR',//,T15,'NUMERO DE TUBOS = 10',//,T3,'G',3X,'RADIAC
*ION',3X,'V',3X,'REYNOLDS',2X,'T1',6X,'T2',5X,'DELTA T',3X,'QU',6X,
*'QR',5X,'COSTO',/,72X,'SUCRES',/)
ISA=15
DO 477 MONI=1,6
ICA=ISA/100.
WRITE(3,710)ICA,IPRO(MONI),AV(MONI),REC(MONI),T1PRO(MONI),T2PRO(MO
*NI),ATPRO(MONI),QUPRO(MONI),QRPRO(MONI),T143(MONI)
710 FORMAT(/,F4.2,2X,F7.1,2X,F5.2,2X,F6.1,2(2X,F6.1),2X,2(2X,F5.1),2X,
*F7.1,3X,F4.2)
477 ISA=ISA+5
CALL EXIT
END

FEATURES SUPPORTED
ONE WORD INTEGERS
IOCS

CORE REQUIREMENTS FOR
COMMON 0 VARIABLES 122 PROGRAM 262

END OF COMPILATION

// XEQ 2

*FILES(10,DATO)

*LOCAL,XLANR

// JOB

LOG DRIVE CART SPEC CART AVAIL PHY DRIVE
 0000 0001 0001 0000

V2 M10 ACTUAL 8K CONFIG 8K

// FOR

*ONE WORD INTEGERS
 *LIST SOURCE PROGRAM
 *IOCS(CARD,1132 PRINTER)
 *EXTENDED PRECISION

```

C *****
C *****
C            ***CALCULO DE UN COLECTOR SOLAR DE PLACA PLANA APLICABLE
C            EN LA CIUDAD DE PORTOVIEJO PROVINCIA DE MANABI***
C *****
C *****

```

```

C *****
C            ***VARIABLES TEMPORALES***
C *****

```

```

C **A=AREA DE FLUJO(PIES CUADRADOS)**
C **AA=PARAMETRO OPERACIONAL**
C **AF=PARAMETRO OPERACIONAL**
C **ALF=ABSORTIVIDAD DE LA PLACA**
C **ATPR=PROMEDIO MENSUAL DE INCREMENTO DE TEMPERATURA
C            EN EL COLECTOR(F)**
C **AF1=PARAMETRO OPERACIONAL**
C **A1=CONSTANTE OBTENIDA DE LA TABLA 5.1**
C **A2=CONSTANTE OBTENIDA DE LA TABLA 5.1**

```

```

C **B=PARAMETRO OPERACIONAL**
C **B1=PARAMETRO OPERACIONAL**
C **B2=PARAMETRO OPERACIONAL**
C **B3=PARAMETRO OPERACIONAL**

```

```

C **C=PARAMETRO OPERACIONAL**
C **COSTO=PROMEDIO MENSUAL DE CONSUMO DEL CALENTADOR
C            ELFCTRICO POR HORA(SUCRES)**

```

```

C **D=PARAMETRO OPERACIONAL**
C **D1=PARAMETRO OPERACIONAL**

```

```

C **EC1=FACTOR DE EMISIVIDAD**
C **EC2=FACTOR DE EMISIVIDAD**
C **EC3=FACTOR DE EMISIVIDAD**
C **E1=EMISIVIDAD DE LA COBERTURA EXTERIOR**

```

```

C **F=EFICIENCIA DE ALETA**
C **FC=FRACCION DE ENERGIA ABSORBIDA**
C **FE=PRODUCTO TRANSMISIVIDAD-ABSORTIVIDAD EFECTIVA**

```

C **FSO=FACTOR DE SOMBREADO A INCIDENCIA NORMAL**
 C **FSU=FACTOR DE SUCIEDAD**
 C **FXX=FACTOR DE EFICIENCIA DEL COLECTOR**
 C **F1=FACTOR DE FE**
 C **F2=FACTOR DE FSO**

 C **G=GASTO O CAUDAL DE AGUA(GALONES/MINUTO)**
 C **GX=CONSTANTE DE STEPHAN BOLTZMAN**
 C **C1=CAUDAL DE AGUA POR UNIDAD DE SUPERFICIE
 C COLECTORA(LIBRAS/HR.PIE CUADRADO)**

 C **H=COEFICIENTE CONVECTIVO ENTRE EL AGUA
 C Y LA PARED DEL TUBO(BTU/HR.PIE CUADRADO.F)**
 C **HW=COEFICIENTE CONVECTIVO DEBIDO AL VIENTO(BTU/HR.PIE CUADRADO.F)**
 C **HRC1=COEFICIENTE DE RADIACION ENTRE LA PLACA ABSORBENTE
 C Y EL VIDRIO(BTU/HR.PIE CUADRADO.F)**
 C **HRC2=COEFICIENTE DE RADIACION ENTRE LA PLACA ABSORBENTE
 C Y EL PLASTICO(BTU/HR.PIE CUADRADO.F)**
 C **HR21=COEFICIENTE DE RADIACION ENTRE EL PLASTICO
 C Y EL VIDRIO(BTU/HR.PIE CUADRADO.F)**
 C HR1S=COEFICIENTE DE RADIACION ENTRE EL VIDRIO
 C Y EL CIELO(BTU/HR.PIE CUADRADO.F)**
 C **HC2=COEFICIENTE CONVECTIVO ENTRE LA PLACA ABSORBENTE
 C Y EL PLASTICO(BTU/HR.PIE CUADRADO.F)**
 C **H21=COEFICIENTE CONVECTIVO ENTRE EL VIDRIO
 C Y EL PLASTICO(BTU/HR.PIE CUADRADO.F)**

 C **O=PARAMETRO OPERACIONAL**

 C **PR=NUMERO DE PRANDTL**

 C **QA=ENERGIA NETA ABSORBIDA POR EL COLECTOR(BTU/HR.PIE CUADRADO.F)**
 C **QR=COLECCION TOTAL DE CALOR UTIL(BTU/HR.)**
 C **QU=CALOR UTIL OBTENIDO EN EL COLECTOR(BTU/HR.PIE CUADRADO)**
 C **QPRI=CONSUMO DEL CALENTADOR ELECTRICO(KW)**
 C **QPRI=CONSUMO MENSUAL PROMEDIO POR HORA(KW)**
 C **QRPR=PROMEDIO MENSUAL DE LA COLECCION TOTAL
 C DE CALOR UTIL(BTU/HR.PIE CUADRADO.F)**
 C **QUPR=PROMEDIO MENSUAL DE CALOR UTIL OBTENIDO
 C EN EL COLECTOR(BTU/HR.PIE CUADRADO.F)**

 C **RA=REFLECTIVIDAD DEL VIDRIO**
 C **RB=REFLECTIVIDAD DEL PLASTICO**
 C **RE=NUMERO DE REYNOLDS**
 C **RO=DENSIDAD DEL AGUA(LB./PIE CUBICO)**

 C **TA=TEMPERATURA AMBIENTE(F)**
 C **TB=TEMPERATURA DE LA COBERTURA EXTERIOR(F)**
 C **TBB=TEMPERATURA DE LA COBERTURA INTERIOR(F)**
 C **TC=TEMPERATURA DE EQUILIBRIO DE LA PLACA ABSORBENTE(F)**
 C **TS=TEMPERATURA DEL CIELO(F)**
 C **TAU=TRANSMISIVIDAD DEL PLASTICO**
 C **T1PR=PROMEDIO MENSUAL DE LA TEMPERATURA
 C DEL AGUA AL ENTRAR AL COLECTOR(F)**
 C **T2PR=PROMEDIO MENSUAL DE LA TEMPERATURA DEL
 C AGUA A LA SALIDA DEL COLECTOR(F)**
 C **T1=TEMPERATURA DEL AGUA AL ENTRAR AL COLECTOR(F)**

C **UO=COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR
C ENTRE EL FLUIDO REMOVEDOR DE CALOR EN EL COLECTOR
C Y EL AMBIENTE(BTU/HR.PIE CUADRADO.F)**
C **UL=COEFICIENTE DE PERDIDAS DE CALOR DEL COLECTOR
C (BTU/HR.PIE CUADRADO.F)**
C **UUP=COEFICIENTE DE PERDIDAS DE CALOR
C HACIA ARRIBA(BTU/HR.PIE CUADRADO.F)**
C **U1=PARAMETRO OPERACIONAL**

C **V=VELOCIDAD DEL AGUA EN LOS TUBOS DEL COLECTOR(PIES/SEG.)**
C **VX=VELOCIDAD DEL VIENTO(MILLAS/HORA)**

C **XA=ANCHO DE LA CELULA COLECTORA(PIES)**
C **XB=DISTANCIA ENTRE TUBOS(PULGADAS)**
C **XC=CONDUCTIVIDAD PROMEDIO DE LA SOLDADURA(BTU/HR.PIE.F)**
C **XD=DIAMETRO INTERIOR DE LOS TUBOS(PULGADAS)**
C **XL=LARGO DE LA CELULA COLECTORA(PIES)**
C **XM=ESPESOR DE LA PLACA COLECTORA(PULGADAS)**
C **XN=NUMERO DE TUBOS**
C **XCC=FACTOR DEL COEFICIENTE CONVECTIVO**
C **XCP=CALOR ESPECIFICO DEL AGUA(BTU/LBM.F)**
C **XI=RADIACION INCIDENTE SOBRE EL COLECTOR(BTU/HR.PIE CUADRADO)**
C **XIPR=PROMEDIO MENSUAL DE INTENSIDAD DE
C RADIACION(BTU/HR.PIE CUADRADO.F)**
C **XKA=COEFICIENTE DE EXTINCION DEL VIDRIO(1/PULGADA)**
C **XKB=COEFICIENTE DE EXTINCION DEL PLASTICO(1/PULGADA)**
C **XLF=PARAMETRO OPERACIONAL**
C **XNU=VISCOSIDAD DINAMICA(LBM./SEG.PIE)**
C **XB1=ANCHO DE LA SOLDADURA(PULGADAS)**
C **XD1=DIAMETRO EXTERIOR DE LOS TUBOS(PULGADAS)**
C **XK1=CONDUCTIVIDAD TERMICA DE LA PLACA Y TUBOS(BTU/HR.PIE.F)**
C **XK2=CONDUCTIVIDAD TERMICA DEL AGUA(BTU/HR.PIE.F)**
C **X1=ESPESOR DEL VIDRIO (PULGADAS)**
C **X2=ESPESOR DEL PLASTICO(PULGADAS)**

C **YNU=NUMERO DE NUSSELT**

C *****

```

C *****
REAL IPRO
DIMENSION XIPR(12),T1PR(12),T2PR(12),ATPR(12),QUPR(12),QRPR(12),QP
*RI(12,6),COSTO(12,6),MES(5,12,6),SUMA(12),HORA(5,6)
C *****

```

```

C *****
C ***VALORES DE LAS PROPIEDADES DEL AGUA EVALUADAS A
C UNA TEMPERATURA PROMEDIO DE 164 GRADOS FARENHEIT***
C *****

```

```

C DATA XK2,XNU,RO/0.3870,0.0002620,60.820/
C *****

```

```

C *****
C ***LECTURA DE LOS DIFERENTES PARAMETROS FIJOS
C UTILES PARA LOS CALCULOS DEL COLECTOR***
C *****

```

```

DO 804 J=1,12
804 READ(2,111)((MES(I,J,K),I=1,5),K=1,6)
111 FORMAT(6(5A2))
READ(2,525)((HORA(J,K),J=1,5),K=1,6)
525 FORMAT(5A1)
READ(2,1)XL,XA,G,XKA,XKB,X1,X2,FSO,FSU,XN,XK1,XC,XB1,XD,XD1,XM,RA,
*RB
1 FORMAT(2F3.0,F4.2,2F3.1,F4.2,F5.2,2F4.2,F3.0,F5.0,F6.1,F3.1,2F4.2,
*F5.3,2F6.4)
C *****

```

```

C *****
C ***LECTURA DE PROPIEDADES Y CONSTANTES PARA LOS
C CALCULOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR RADIACION***
C *****

```

```

READ(2,2)ALF,A1,A2,XCP,GX,E1,TAU,EC1,EC2,E21
2 FORMAT(2F3.1,F4.2,F3.1,E13.4,F4.2,F3.1,3F4.2)
C *****

```

```

C *****
C ***CALCULO DE LA VELOCIDAD DEL AGUA Y DEL NUMERO DE
C REYNOLDS EN LOS TUBOS DE LAS CELULAS COLECTORAS***
C *****

```

```

A=(3.14159265)*(XD/12.)**2./4.
V=G*.1337/(60.*XN*A)
RE=RO*V*XD/(XNU*12.)
C *****

```

```

*****
*** ESCRITURA DE TITULOS Y SUBTITULOS
*** PARA LAS RESPUESTAS DEL PROGRAMA ***
*****

```

WRITE(3,1400)

```

1400 FORMAT(1H1,/,9X,59('*'),/,11X,'***CALCULO DE UN COLECTOR SOLAR DE
* PLACA PLANA APLICABLE',/,14X,'EN LA CIUDAD DE PORTOVIEJO PROVINCI
*A DE MANABI***',/,9X,59('*'),///,12X,'**CUADRO DE INCREMENTOS PROM
*EDIOS DE TEMPERATURA EN EL',/,14X,'COLECTOR PARA LAS SEIS HORAS HA
*BILES DE CADA MES**')

```

WRITE(3,1401)V,RE

```

1401 FORMAT(///,15X,'VELOCIDAD EN LOS TUBOS =',F6.3,/,15X,'NUMERO DE RE
*YNOLDS =',F8.3,3X,///,4X,'MES',8X,'HORA',3X,'RADIAC.',4X,'T1',7X,
*'T2',4X,'DELTA T',5X,'QU',8X,'QR',/)
*****

```

```

*****
*** INICIALIZACION A CERO DE XIPR,T1PR,T2PR,ATPR,QUPR,QRPR ***
*****

```

```

DO 11 I=1,12
XIPR(I)=0.
T1PR(I)=0.
T2PR(I)=0.
ATPR(I)=0.
QUPR(I)=0.
QRPR(I)=0.

```

```

*****
*** INICIALIZACION DE LA TEMPERATURA
*** DEL AGUA AL ENTRAR AL COLECTOR ***
*****

```

T1=157.59

```

*****
*** LECTURA DE DATOS METEOROLOGICOS Y OTRAS VARIABLES ***
*****

```

DO 10 J=1,6

READ(2,3)TA,TS,TC,X1,F1,F2,TB,TBS,VX,XCC

```

3 FORMAT(2F5.2,5X,F5.1,F6.2,F4.2,F4.3,16X,F6.2,F6.2,F4.2,F4.3)

```

```

*****
***CALCULOS DE
COEFICIENTE DE PERDIDAS DE CALOR EN EL COLECTOR(UL)
ENERGIA NETA ABSORBIDA POR EL COLECTOR(QA)
FRACCION DE ENERGIA ABSORBIDA(FC)
COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR(UO)
COLECCION TOTAL DE CALOR UTIL(QR)
CALOR UTIL OBTENIDO EN EL COLECTOR(QU)
CONSUMO DEL COLECTOR EN KW(QPRI)
COSTO POR CONSUMO DEL COLECTOR EN SUCRES(COSTC)
INCREMENTO DE LA TEMPERATURA DEL AGUA AT(F)***
*****

```

```

HW=1.+3*VX
HRC1=GX*((TC+460.)**4-(TB+460.)**4)/(TC-TB)
HRC2=GX*((TC+460.)**4-(TBB+460.)**4)/(TC-TBB)
HR21=GX*((TBB+460.)**4-(TB+460.)**4)/(TBB-TB)
HR1S=GX*((TB+460.)**4-(TS+460.)**4)/(TB-TS)
HC2=XCC*(TC-TBB)**.25
H21=XCC*(TBB-TB)**.25
AA=1./(HW+E1*HR1S*(TB-TS)/(TB-TA))
B=TAU*EC1*HRC1
O=1./(HC2+EC2*HRC2)+1./(H21+E21*HR21)
D=B+1./O
FF=AA+1./D
UUP=1./FF
XT1=(1.-RA)/(1.+RA)*1./(EXP(XKA*X1))
XT2=(1.-RB)/(1.+RB)*1./(EXP(XKB*X2))
FC=1.012*XT1*XT2*ALF
FE=FC+A1*(1.-1./EXP(XKA*X1))+A2*XT1*(1.-1./EXP(XKB*X2))
QA=.9R*FE*F1*FSU*FSO*F2*XI
UL=1.1*UUP
PR=XNU*3600.*XCP/XK2
C=XD*RE*PR/(12.*XL)
YNU=4.36+.067*C/(1.+0.04*C**.666666)
H=YNU*XK2*12./XD
AF=(UL*12./((XK1*XM)**.5)
XB=30.72/(XN-1.)
XLF=(XB-XB1)/24.
AF1=AF*XLF
F=TANH(AF1)/AF1
B1=XB*UL/(3.14159265*XD*H)
B2=XB*UL/(12.*XC)
B3=XB/(2.*12.*XLF*F)
D1=XD1/XB
FX=1./(B1+1./(D1+1./(B2+B3)))
UO=FX*UL
G1=G*60.*8.156/(XL*XA)
U1=UO/(G1*XCP)
FXX=(1.-1./EXP(U1))/U1
QU=FXX*FX*(QA-UL*(T1-TA))
QR=QU*XL*XA
T2=T1+QR/(G1*XL*XA*XCP)
AT=T2-T1

```

C *****

C *****

C ***PREGUNTAMOS SI QPRI ES CERO O MENOR QUE CERO,SI ES CERO
C O MENOR QUE CERO NO TENDREMOS NINGUN CONSUMO,LUEGO,NO
C TENDRA NINGUN VALOR,SI ES MAYOR QUE CERO VAMOS A 998
C DONDE SE ESCRIBIRA EL VALOR QUE RESULTE DEL CALCULO***

C *****

```
QPRI(I,J)=.21450*(170.-T2)
COSTO(I,J)=.1716*(170.-T2)
IF(QPRI(I,J))999,999,998
```

```
999 QPRI(I,J)=0.
COSTO(I,J)=0.
```

C *****

C *****

C ***PREGUNTAMOS SI T2=170 SI ES MENOR VA A 910 A INICIALIZARSE
C SI ES IGUAL O MAYOR,VA A 997 Y CALCULA EL NUEVO VALOR DE T1***

C *****

```
998 WRITE(3,808)(MES(L,I,J),L=1,5),(HORA(M,J),M=1,5),XI,T1,T2,AT,QU,QR
808 FORMAT(3X,5A2,2X,5A1,3(2X,F7.3),2X,F6.3,2X,F7.3,2X,F8.3)
XIPR(I)=XIPR(I)+XI
T1PR(I)=T1PR(I)+T1
T2FR(I)=T2PR(I)+T2
ATPR(I)=ATPR(I)+AT
QUPR(I)=QUPR(I)+QU
QRPR(I)=QRPR(I)+QR
IF(T2-170.)910,997,997
```

```
997 T1=T2-12.39
```

```
GO TO 10
```

```
910 T1=157.59
```

```
10 CONTINUE
```

C *****

C ***ESCRITURA DE TITULOS Y SUBTITULOS PARA LOS PROMEDIOS
C MENSUALES DE INCREMENTOS DE TEMPERATURA***

C *****

```
11 WRITE(3,1202)
```

```
1202 FORMAT(/)
```

```
WRITE(3,15)
```

```
15 FORMAT(1H1,/////,16X,'**PROMEDIOS MENSUALES DE INCREMENTOS DE TEMP
*ERATURA**',/////,7X,'MES',6X,'RADIACION',4X,'T1',8X,'T2',5X,'DELTA
*T',5X,'QU',9X,'QR',/)
```

C *****

```

C *****
C ***CALCULO Y ESCRITURA DE LOS PROMEDIOS
C MENSUALES DE INCREMENTO DE TEMPERATURA***
C *****

```

```

DO 40 I=1,12
XIPR(I)=XIPR(I)/6.
T1PR(I)=T1PR(I)/6.
T2PR(I)=T2PR(I)/6.
ATPR(I)=ATPR(I)/6.
QUPR(I)=QUPR(I)/6.
QRPR(I)=QRPR(I)/6.
WRITE(3,333)(MES(K,I,3),K=1,5),XIPR(I),T1PR(I),T2PR(I),ATPR(I),QUP

```

```

333 FORMAT(3X,5A2,3(3X,F7.3),3X,F6.3,3X,F7.3,3X,F8.3)
40 CONTINUE

```

```

C *****

```

```

C *****
C ***CALCULO Y ESCRITURA DEL PROMEDIO ANUAL
C DE INCREMENTO DE TEMPERATURA***
C *****

```

```

WRITE(3,112)
112 FORMAT(//////)
IPRO=0.
T1PRO=0.
T2PRO=0.
ATPRO=0.
QUPRO=0.
QRPRO=0.
DO 125 I=1,12
IPRO=IPRO+XIPR(I)
T1PRO=T1PRO+T1PR(I)
T2PRO=T2PRO+T2PR(I)
ATPRO=ATPRO+ATPR(I)
QUPRO=QUPRO+QUPR(I)
QRPRO=QRPRO+QRPR(I)
125 CONTINUE

```

```

WRITE(3,111)
IPRO=IPRO/12.
T1PRO=T1PRO/12.
T2PRO=T2PRO/12.
ATPRO=ATPRO/12.
QUPRO=QUPRO/12.
QRPRO=QRPRO/12.
WRITE(3,383)IPRO,T1PRO,T2PRO,ATPRO,QUPRO,QRPRO

```

```

383 FORMAT(15X,'**PROMEDIO ANUAL DEL INCREMENTO DE TEMPERATURA**',////
*,11X,'RADIACION',4X,'T1',8X,'T2',5X,'DELTA T',6X,'QU',8X,'QR',//,1
*2X,F7.3,2(3X,F7.3),3X,F6.3,4X,F6.3,3X,F8.3)
COMP=0.

```

```

C *****

```

```

C *****
C
C ***CALCULO Y ESCRITURA DE
C CONSUMO DEL CALENTADOR AUXILIAR ELECTRICO EN KW
C COSTO POR CONSUMO DEL CALENTADOR AUXILIAR ELECTRICO EN SUCRES
C COSTO PROMEDIO MENSUAL DIARIO(SUCRES)
C COSTO PROMEDIO ANUAL DIARIO(SUCRES)***
C *****

DO 38 KK=1,12
SUMA(KK)=0.
C *****
C *****
DO 39 NK=1,6
39 SUMA(KK)=SUMA(KK)+COSTO(KK,NK)
COMP=SUMA(KK)+COMP
38 CONTINUE
T143=COMP/12.
WRITE(3,112)
WRITE(3,404)((HORA(JB,JC),JB=1,5),JC=1,6)
404 FORMAT(1H1,/,9X,53('*'),/,10X,' **CONSUMO DEL CALENTADOR AUXILIAR
*ELECTRICO EN KW** ',/,9X,53('*'),//,8X,'HORA',9X,5A1,5(3X,5A1),/)
DO 406 JNV=1,12
406 WRITE(3,405)(MES(MEN,JNV,3),MEN=1,5),(QPRI(JNV,NCK),NCK=1,6)
405 FORMAT(8X,5A2,6(3X,F5.3))
WRITE(3,407)((HORA(JD,JE),JD=1,5),JE=1,6)
407 FORMAT(///,4X,66('*'),/,5X,'**COSTO POR CONSUMO DEL CALENTADOR AUX
*ILIAR ELECTRICO EN SUCRES**',/,4X,66('*'),//,8X,'HORA',9X,5A1,5(3X
*,5A1),/)
DO 408 NEC=1,12
408 WRITE(3,405)(MES(KUM,NEC,3),KUM=1,5),(COSTO(NEC,MMM),MMM=1,6)
WRITE(3,411)
411 FORMAT(//,9X,'MES',10X,'PROMEDIO MENSUAL',3X,'PROMEDIO ANUAL',/,26
*X,'DIARIO',13X,'DIARIO',/)
DO 413 KJI=1,12
413 WRITE(3,412)(MES(NZ,KJI,3),NZ=1,5),SUMA(KJI)
412 FORMAT(9X,5A2,9X,F5.3)
WRITE(3,414)T143
414 FORMAT(9X,46('*'),/,45X,F5.3,2X,'SUCRES')

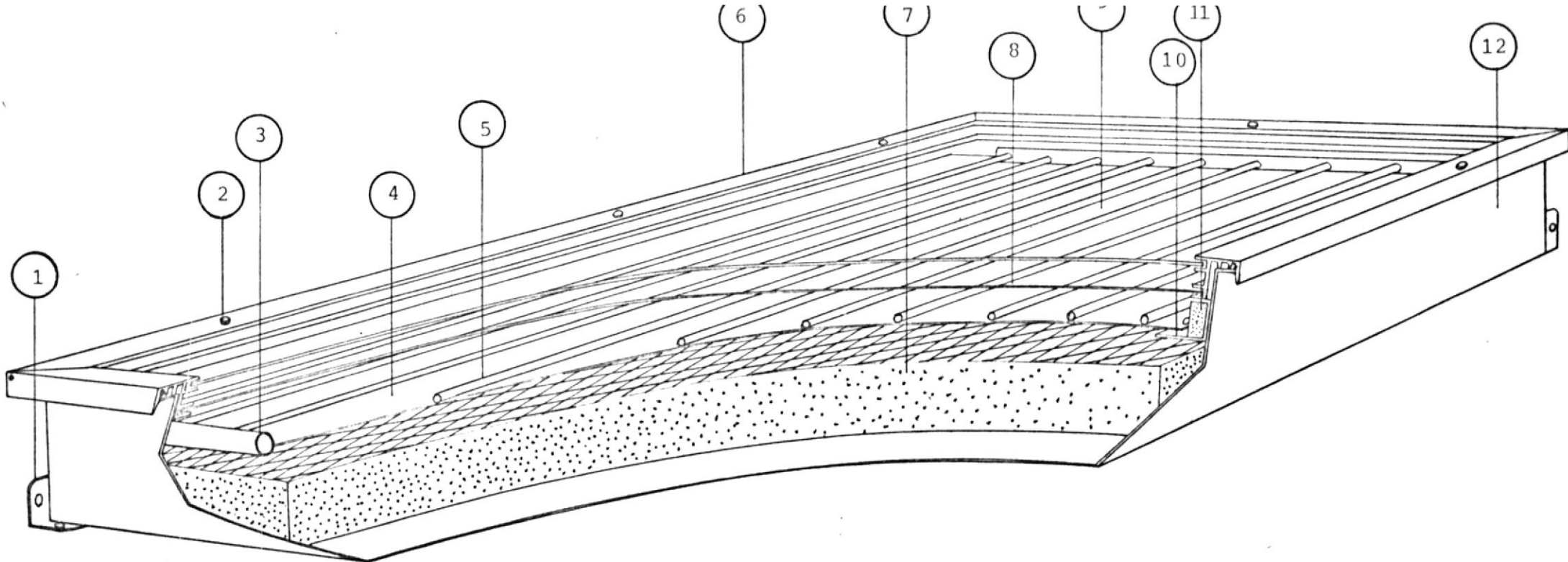
CALL EXIT
END

```

FEATURES SUPPORTED
ONE WORD INTEGERS
EXTENDED PRECISION
IOCS

CORE REQUIREMENTS FOR
COMMON 0 VARIABLES 1450 PROGRAM 2422

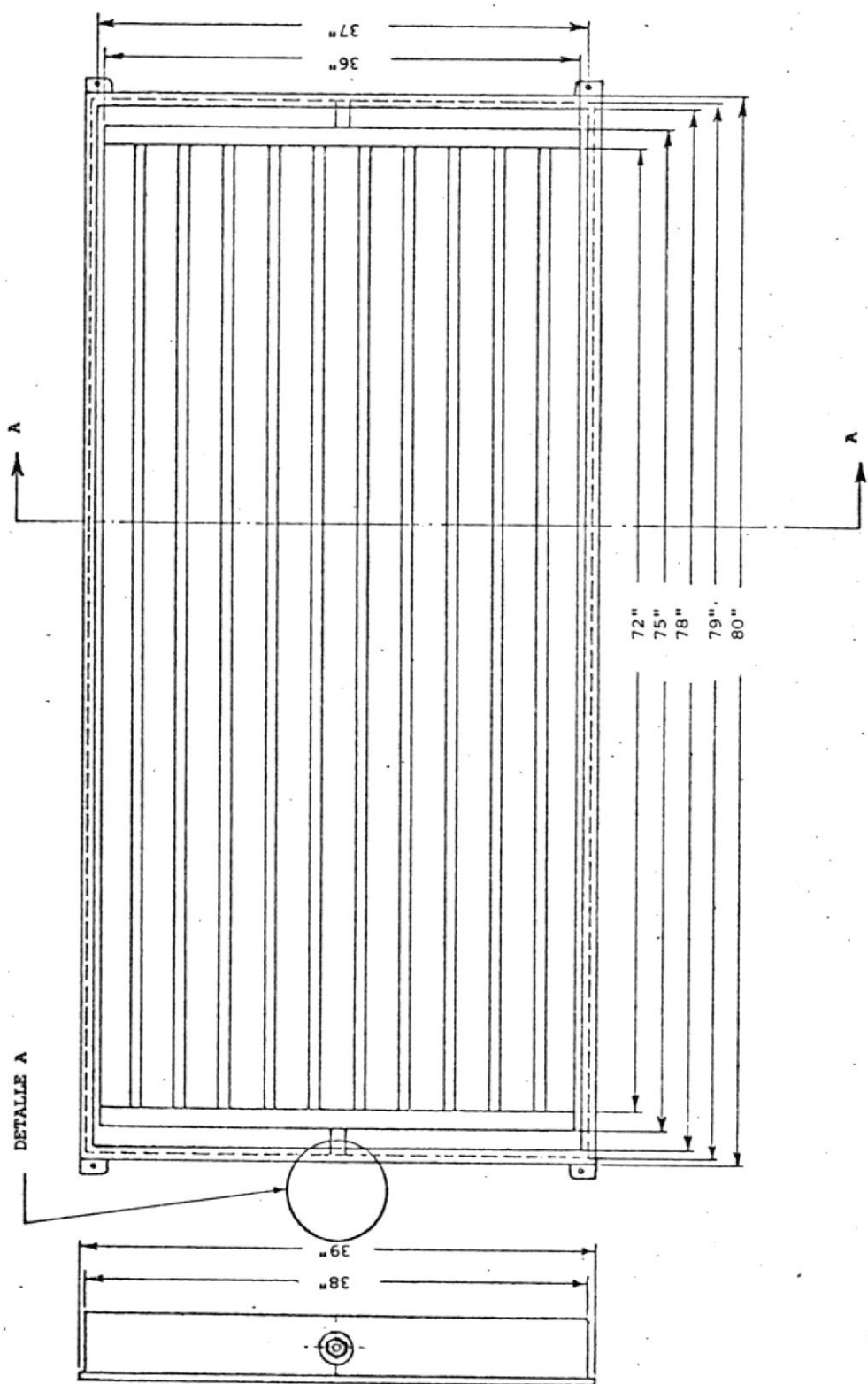
END OF COMPILATION



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

FIG.1 VISTA GENERAL DE UNA CELULA COLECTORA DE ENERGIA SOLAR

#	DESCRIPCION	#	DESCRIPCION
1	SOPORTE DE FIJACION	7	AISLANTE POSTERIOR
2	TORNILLO DE FIJACION	3	COBERTURA PLASTICA
3	CABEZAL	9	COBERTURA DE VIDRIO
4	PLACA COLECTORA	10	ANGULO DE HIERRO
5	TUBO	11	AISLANTE LATERAL
6	PERFIL DE ALUMINIO	12	CAJA METALICA



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

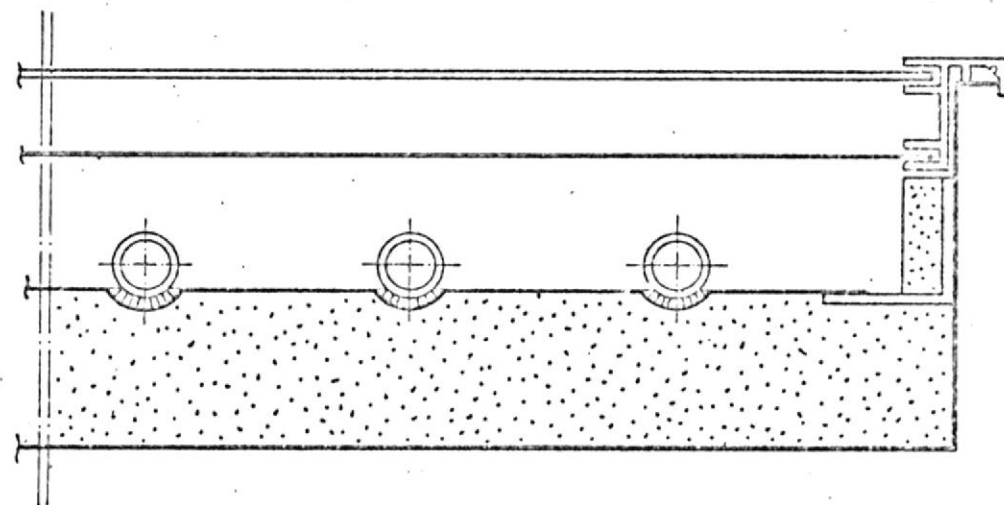
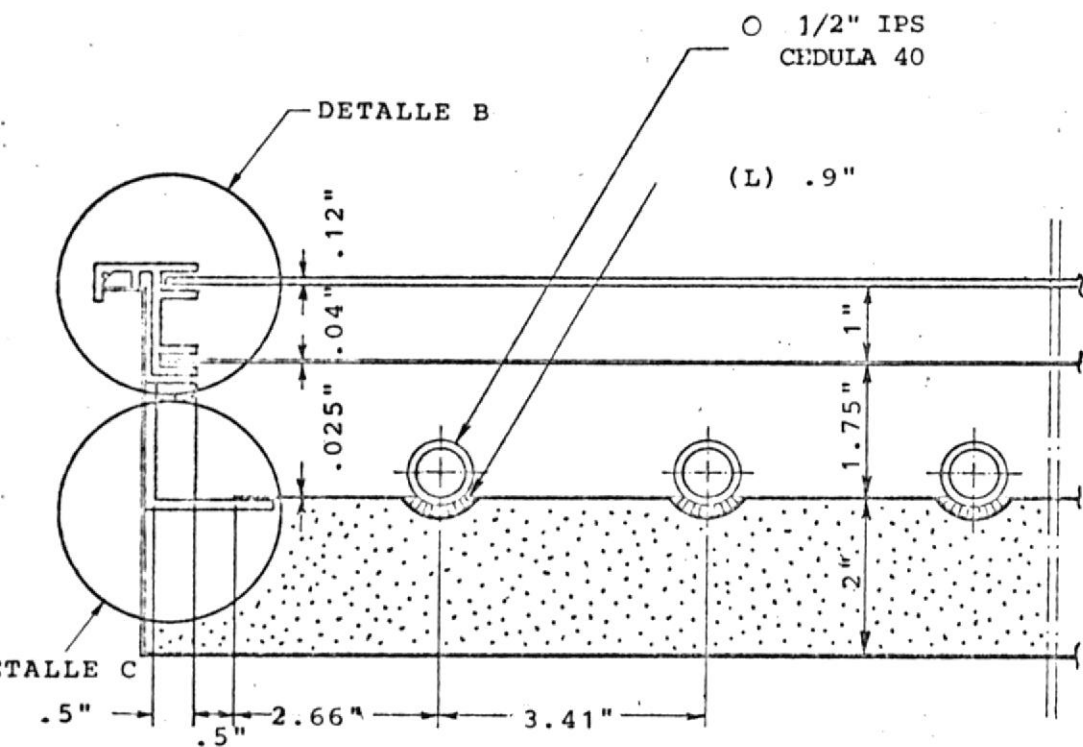
FIG.2 VISTAS DE UNA CELULA COLECTORA

ESCALA 1:25

A.- VISTA LATERAL

FECHA X-III-77

B.- VISTA SUPERIOR



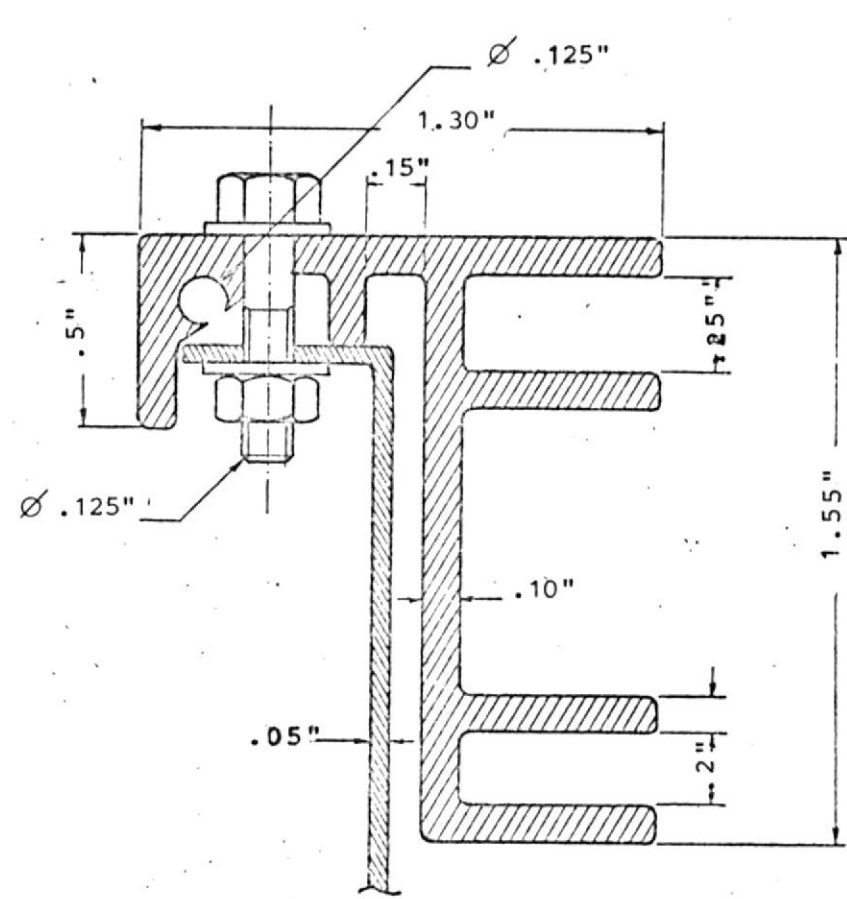
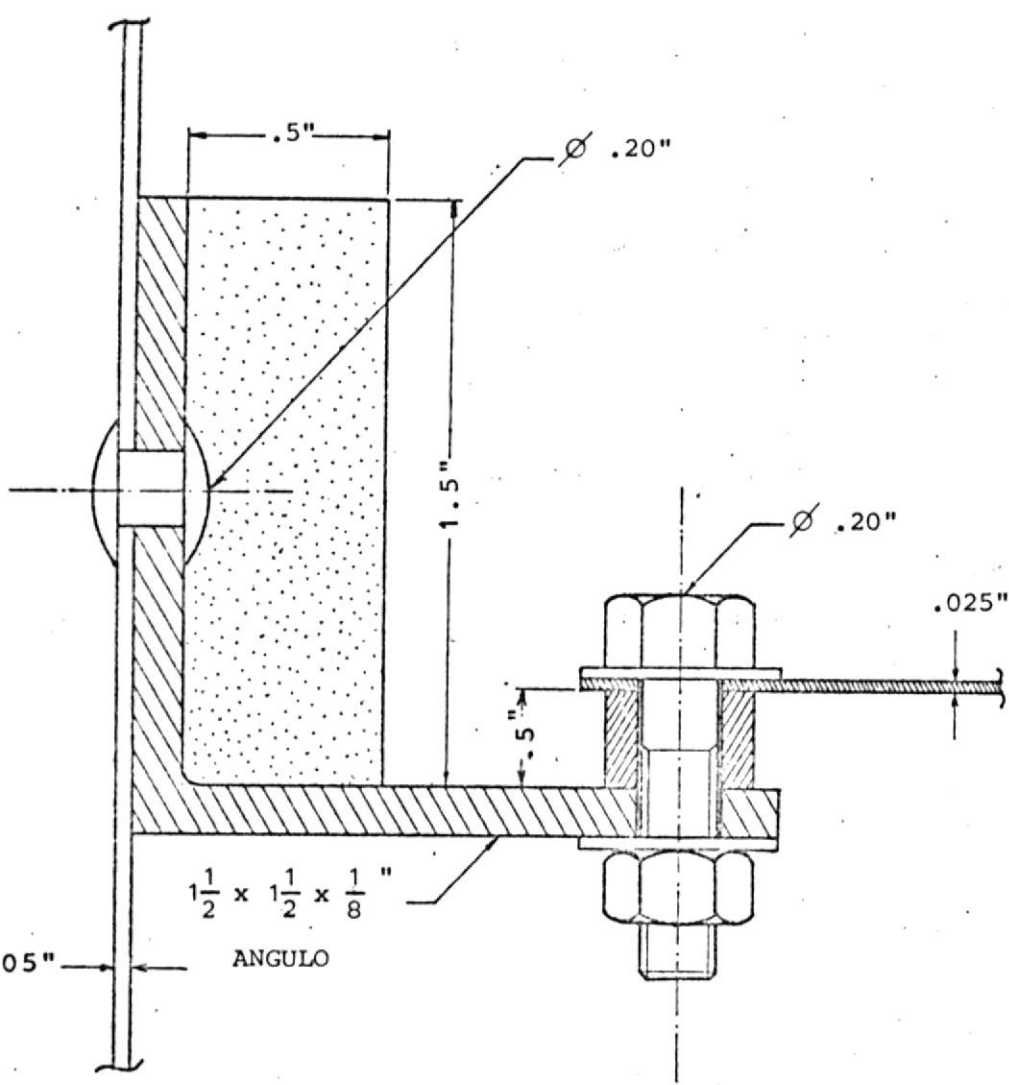
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

FIG. 3 VISTAS DE UNA CELULA COLECTORA

ESCALA 1:2.5

FECHA X-111-77

CORTE A - A



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

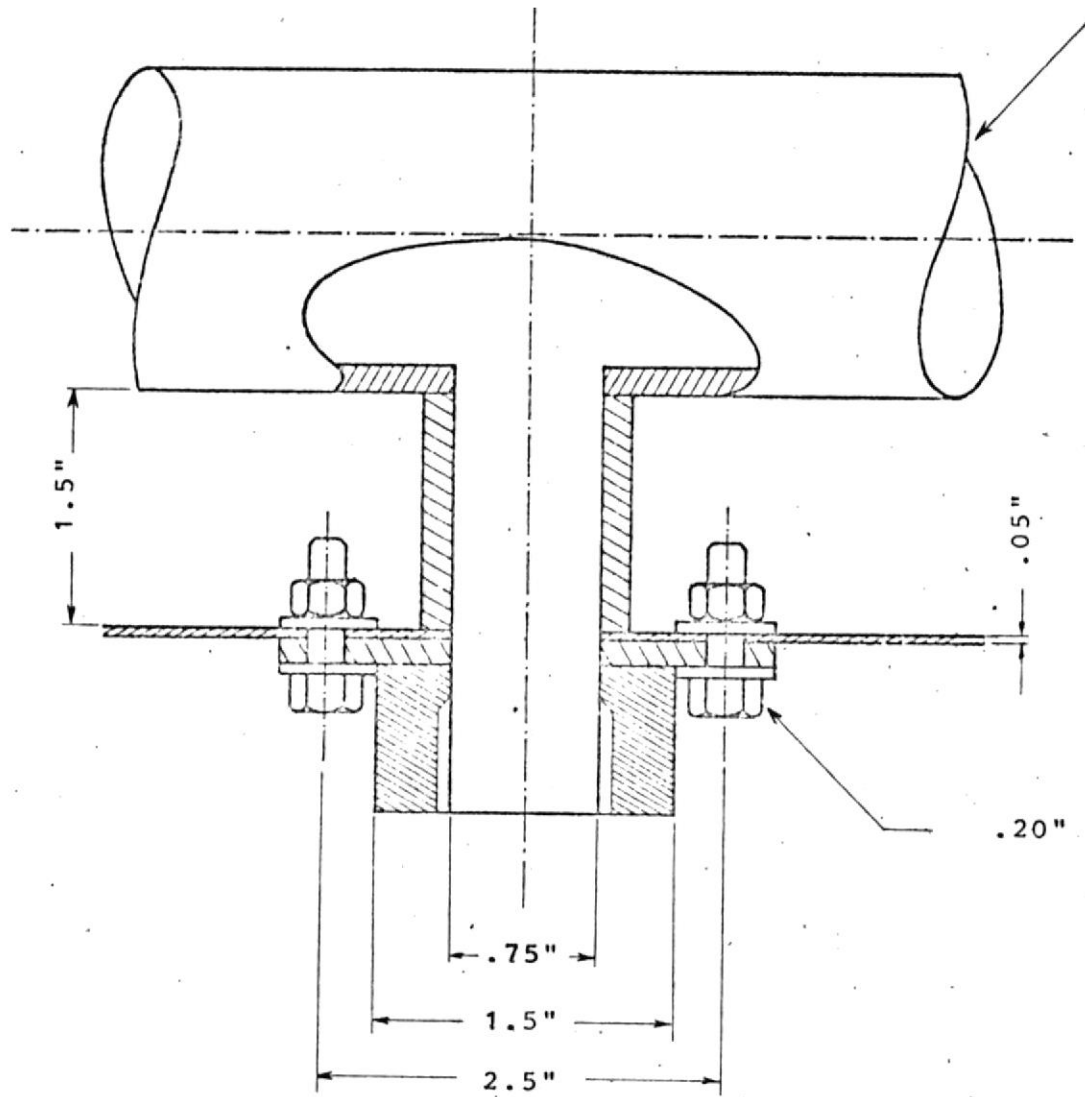
Fig. 4 DETALLES DE UNA CELULA COLECTORA

ESCALA 2:1

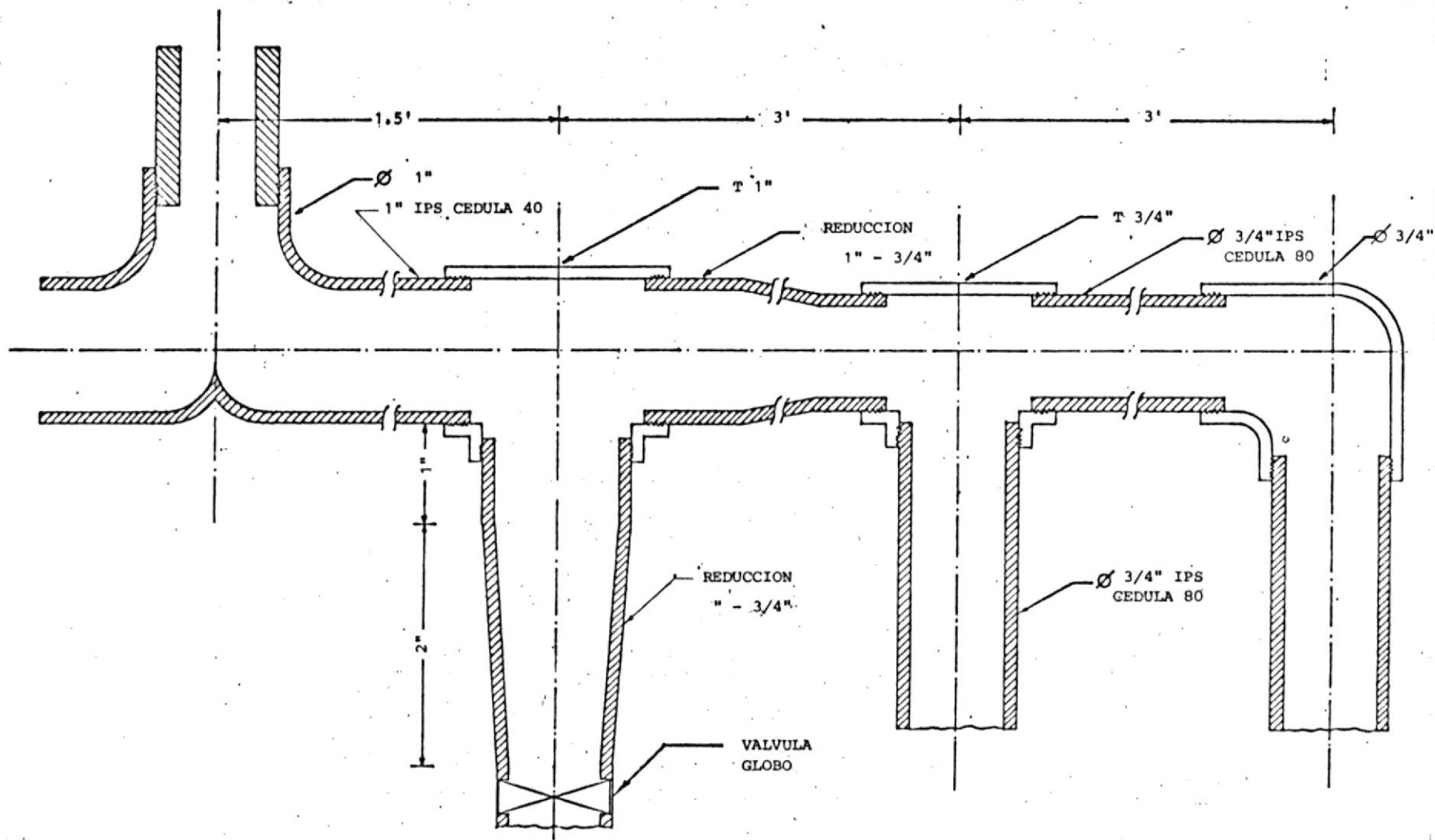
FECHA X-III-77

DETALLE B

DETALLE C



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL	
FIG. 5 DETALLE DE UNA CELULA COLECTORA	
ESCALA 1:1	DETALLE A.
FECHA X-III-77	



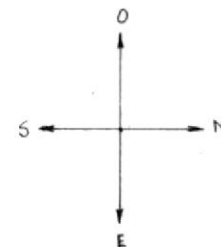
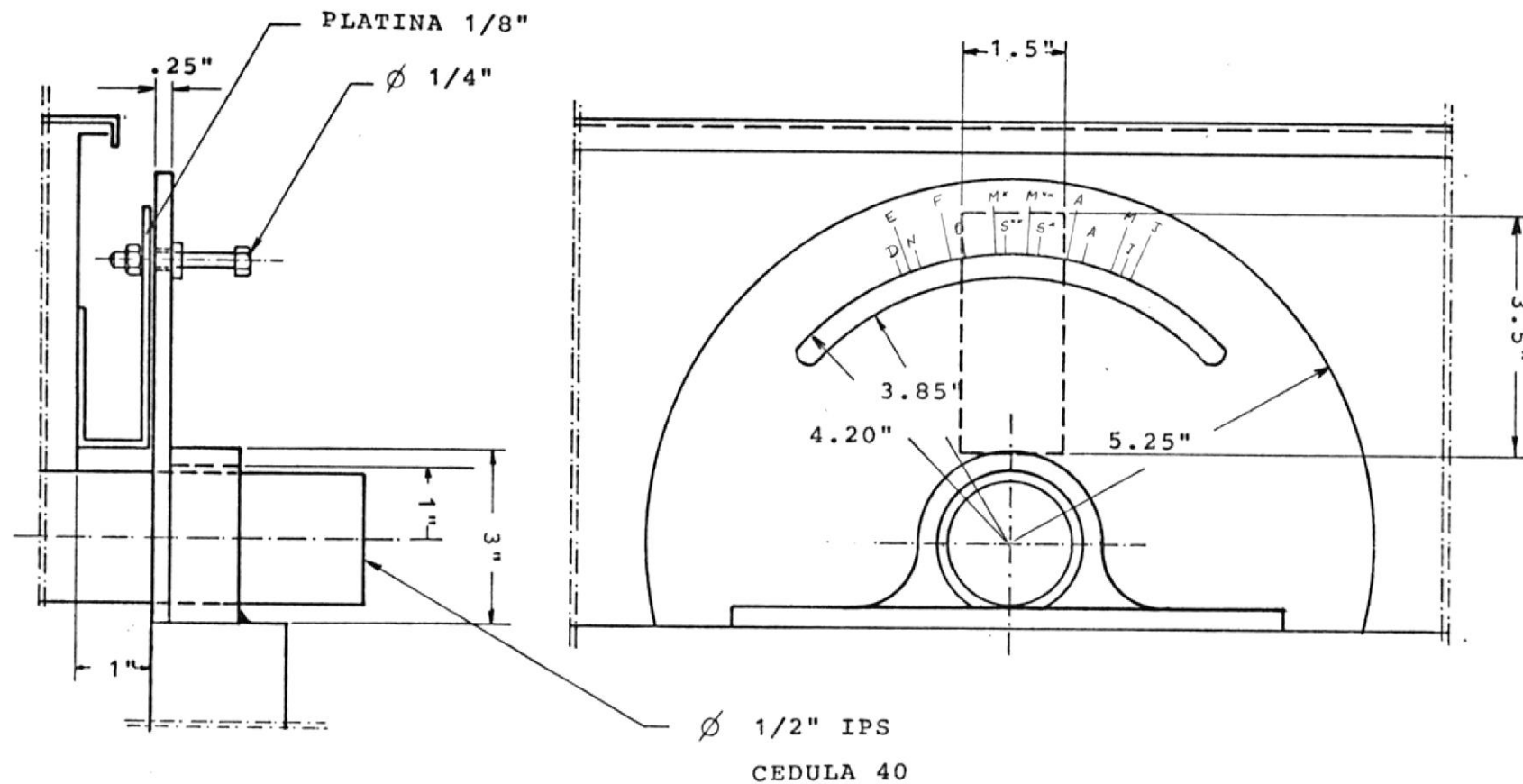
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

FIG. 6 DETALLE DE UNA CELULA COLECTORA

ESCALA 1:1

FECHA X-III-77

SISTEMA DE DISTRI
BUCION DEL AGUA



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

FIG. 7. DETALLE DEL COLECTOR

ESCALA: 1:2.5

FECHA: X-III-77

CONTROL DE INCLINACION

DEL COLECTOR

SIMBOLOGIA

- A = Area (pie^2); Angulo de altitud ($^\circ$); Superficie de transferencia de calor (pie^2).
 a = Factor de cálculo; Distancia (pie).
 $A_1 A_2$ = Areas (pulg^2)
 A_c = Superficie de transferencia de calor (pie^2)
 A_b = Superficie para vaporización (pie^2)
 A_p = Superficie para precalentamiento (pie^2)
 a_t = Area de flujo de todos los tubos (pie^2)
 a_t' = Area de flujo por tubo (pulg^2)

 b = Dimensión (pie)
 C = Conductancia de soldadura ($\text{BTU/hr} \times \text{pie} \times ^\circ\text{F}$)
 C_1 = Constante $\frac{(\text{BTU}/\mu^4)}{\text{hr} \times \text{pie}^2}$
 C_2 = Constante ($\mu^\circ \text{R}$)
 C_3 = Constante ($\mu^\circ \text{R}$)
 c = Dimensión (pie); Distancia del eje neutro a la fibra más alejada; Factor de corrosión.
 C_p = Calor específico a partir del tanque ($\text{BTU/lb} \times ^\circ\text{F}$)
 d = Declinación del sol ($^\circ$)
 D = Altura de la caja del colector (pulg); Factor de su ciedad; Diámetro (pulg)
 DE = Diámetro externo del tubo (pulg)
 DI = Diámetro interno del tubo (pulg)
 E = Potencia emisiva ($\text{BTU/hr} \text{pie}^2$)
 E_b = Potencia emisiva de cuerpo negro ($\text{BTU/hr} \text{pie}^2$)
 $E_{b\lambda}$ = Potencia emisiva monocromática ($\text{BTU/hr} \text{pie}^2$)
 E_c = Factor de emisividad de la placa colectora

- E_1 = Factor de emisividad del vidrio
 E_2 = Factor de emisividad del plástico
 f_1 = Factor de corrección
 f_2 = Factor de corrección
 F_c = Fracción de energía solar incidente absorbida
 F_e = Producto transmisividad absorptividad efectiva
 F' = Factor de eficiencia del colector
 F'' = Factor de flujo
 F = Eficiencia de aleta
 δ = Fracción de la radiación solar incidente que es absorbida efectivamente en el colector.
 F = Factor que depende del ángulo de inclinación del colector.
 F_t = Fuerza tangencial (lb)
 F_A = Fuerza debido a la presión del vapor (lb)
 F_B = Fuerza debida al líquido (lb)
 G = Razón de flujo por unidad de area del colector (lb/hr pie²); Flujo (galones/minuto, galones/hora).
 g = Gravedad (pie/seg²)
 G_t = Flujo másico en los tubos (lb/hr pie²)
 h = Angulo horario (°); Coeficiente de transferencia de calor entre el fluido y pared (BTU/hr pie²)
 h_i, h_o = Coeficiente convectivo (BTU/hr pie²°F)
 h_M = Entalpia de la solución agua amoniacó (BTU/lb)
 h_{io} = Coeficiente convectivo referido al diámetro exterior del tubo (BTU/hr pie²°F)
 I = Radiación incidente, Radiación solar total (BTU/hr pie²)
 I_n = Intensidad de radiación normal (BTU/hr pie²)

- I_R = Intensidad de radiación reflejada (BTU/hr pie²)
 I_D = Intensidad de radiación directa (BTU/hr pie²)
 I_d = Intensidad de radiación difusa (BTU/hr pie²)
 I_t = Intensidad de radiación transmitiva (BTU/hr pie²)
 I_a = Intensidad de radiación absorbente (BTU/hr pie²)
 i = Angulo de incidencia (°)
 i' = Angulo de refracción (°)
 K_i = Coeficiente de extinción
 k_i = Conductividad térmica (BTU/hr pie°F)
 K_{L1} = Conductividad térmica del amoníaco (BTU/hr pie°F)
 K_{L2} = Conductividad térmica del agua (BTU/hr pie°F)
 L = Angulo de latitud (°); Longitud de la tubería del colector (pies); Longitud (pies)
 L' = 1/2 ancho de aleta
 l_i = Longitud (pies)
 M = Mole; Momento flector (lbx pie)
 m_i = Flujo de masa (lb/min)
 \dot{m} = Flujo de masa (apm/aph)
 m_v = Libras de vapor por hora
 m_i = Libras de fluido por hora
 $MLDT$ = Media logarítmica de temperatura (°F)
 n' = Índice refractivo
 N_u = Número de Nusselt
 n = Número de coberturas transparentes
 P = Presión (lb/pulg²)
 P_R = Número de Prandtl
 p = Presión (lb/pulg²)
 P_c = Presión crítica (lb/pulg²)
 P_r = Presión reducida
 Q = Calor, flujo (BTU/hr)

- Q_r = Calor por radiación (BTU/hr)
 q_u = Calor útil logrado por el colector (BTU/hr pie²)
 q_a = Energía solar absorbida que incide en el colector (BTU/hr)
 q_L = Pérdida de calor hacia afuera
 q = Razón de transferencia de calor (BTU/hr x pie²)
 q_G = Energía calórica que consume el generador (BTU/hr)
 q = Carga por unidad de longitud (lb/pulg)
 n = Reflectividad de la superficie; radio del tubo, eje (pulg, pie)
 Re = Número de Reynolds
 R_i = Tensial, flujo de calor (hr x °F/BTU)
 R_d = Factor de obstrucción $\frac{\text{hr x pie}^2 \text{ x } \text{°F}}{\text{BTU}}$
 r_m = Radio medio del tanque (pulg)
 S = Factor de sombreado
 s = Espesor de la soldadura (pulg)
 S_x = Factor de radiación del cielo
 S_i = Esfuerzo en el punto i (lb/pulg²)
 S_T = Esfuerzo total (lb/pulg²)
 T_{bs} = Temperatura del bulbo seco (°F)
 T_{bh} = Temperatura del bulbo húmedo (°F)
 t = Temperatura (°F)
 t_c = Temperatura promedio de la capa absorbente (°F)
 t_a = Temperatura ambiente (°F)
 T = Transmisividad
 T_r = Temperatura reducida
 T_c = Temperatura crítica (°F)
 T_v = Temperatura de punto de ebullición normal (°F)
 T_i = Temperatura (°F)

- TT = Angulo de incidencia ($^{\circ}$)
 t_w = Temperatura de la pared exterior del tubo
 t = Espesor de tubos (pulg/pie)
 T = Temperatura de la solución ($^{\circ}F$)
 T_S = Temperatura del agua ($^{\circ}F$)
 t_T = Espesor de diseño (pulg)
 t_1, t_2 = Temperatura de entrada, salida del fluido en el colector solar ($^{\circ}F$)
 U = Coeficiente de transferencia de calor (BTU/hr pie 2 $^{\circ}F$)
 U_{sup} = Coeficiente de pérdida de calor hacia arriba (BTU/hr pie 2 $^{\circ}F$)
 U_{lat} = Coeficiente de pérdida de calor lateral (BTU/hr pie 2 $^{\circ}F$)
 $U_{posterior}$ = Coeficiente de pérdida de calor posterior (BTU/hr pie 2 $^{\circ}F$)
 U_0 = Coeficiente total de transferencia de calor (BTU/hr pie 2 $^{\circ}F$)
 U_c, U_d = Coeficiente de transferencia de calor limpio, de diseño (BTU/hr pie 2 $^{\circ}F$)
 V = Volumen (litros); Velocidad (pie/seg, millas/hr)
 w = Flujo (galones/min, galones/hr)
 w_D = Destilado (lib/hr)
 w_B = Fondo (lb/hr)
 X_i = Concentración $\frac{\text{(lb amoníaco)}}{\text{lb mezcla}}$
 X_L = Angulo de inclinación del colector ($^{\circ}$)
 X_1 = Moles de amoníaco
 X_2 = Moles de agua
 Z = Angulo de azimut ($^{\circ}$)
 Z_c = Factor de compresibilidad en el punto crítico
 λt = Longitud de honda (micrones)
 ψ = Angulo del cenit ($^{\circ}$)
 β = Angulo de altitud ($^{\circ}$)
 γ = Angulo de azimut ($^{\circ}$)
 α = Angulo de azimut sol-pared ($^{\circ}$); Absortividad

- π = 3.1416
 ρ = Reflectividad
 τ = Transmisividad, Esfuerzo cortante (lb/pulg²)
 ϵ = Emisividad
 ΔT = Diferencia de temperatura (°F)
 ΔQ = Cambio de energía calórica (BTU/hr)
 β_R = Rendimiento de refrigeración
 θ = Angulo de incidencia de los rayos solares (°)
 ρ_1 = Reflectividad de losa
 λ = Angulo de inclinación del colector (°)
 Δh = Cambio de entalpia (BTU/lb)
 σ = Esfuerzo (lb/pulg²)
 ρ = Densidad (lb/pie³)
 θ = Relación T_b/T_c
 ΔP_{ti} = Caída de presión (lb/pulg²)
 μ = Viscosidad dinámica (lb/pie x hr)
 β = $1/T$ (°F⁻¹)
 ΔT_c = Diferencia terminal de temperatura fría
 ΔT_h = Diferencia terminal de temperatura caliente
 $\sigma_t, \sigma_r, \sigma_L$ = Esfuerzos de tracción, compresión y longitudinal
 (lb/pulg²)
 $\Delta P_T, \Delta P_t, \Delta P_r$ = Caídas de presión total, en el tubo y de re-
 greso (lb/pulg²)

BIBLIOGRAFIA

1. HANDBOOK OF AIR CONDITIONING SISTEM DESIGN. Carrier. Mc Graw Hill Book Company.
2. JAMES L. THRELKELD. "Ingeniería del Ambito Térmico". Editorial Prentice Hall Internacional.
3. JOHN J. VELLOTT. "Utilization of Sun and sky radiation - for Heating and cooling of buildings".
4. S.L. SARGENT & W. P. TEAGAN " Compression Refrigeration from a solar powered organic rankine - cycle engine".
5. HONEYWELL "Solar energy collectors for heating and cooling". August 1974.
6. J.S. DUFFIE; G.O.G. LOF; E.M.A. SALAM. "Solar Heat Echan gers"
7. "Ciclo Intermitente de Refrigeración"
8. DR. EIRICH A. FARBER. "The Direct use of solar Energy to Operate refrigeration and Air conditioning Systems".
9. F.M. FLANIGAN; L. LOPEZ and R.W. POLOFKA. "University of Florida Solar Air conditioning System.
10. B.B. WOERTZ. "The Perfomance of Flat-Plate Solar Heat Collectors". H.C. HOTTEL. Cambridge. Mass.
11. RICHARD C. JORDAN. "Low Temperatura Engineering Applica- tion of Solar Energy". The American Society of Heating and Air Conditioning Engineers, Inc.
12. L.H. BAKER. "Film Heat trnasfer Coefficients in solar col lector tubes at Low Reynolds Numbers. Solar Energy. Vol. 11, N° 2, 1967

13. FRANK KREITH. "Principios de Transferencia de Calor". Ed. Guerrero Hermanos, Sucesores, S.A. 1 edición en español, Noviembre de 1970.
14. DONALD Q. KERN. "Procesos de Transferencia de calor". Compañía Editorial Continental, S.A. Mexico - España - Argentina - Chile.
15. REID and SHERWOOD. " Propiedades de Gases y Líquidos, su estimación y correlación". Uteha; Union Tipográfica Panamericana. México.
16. J. P. DEN HARTOG. "Advanced Strangth of Materials". Mc Graw Hill Book Company. 1952.
17. LLOID W. BOWNELL y EDWIN H. YOUNG. "Process Equipment Design". Edit. John Wiley and Sons Inc.
18. KEENAN AND KEYES. "Tablas de Vapor. Thermodynamic Properties of steam". John Wiley & Sons, Inc.
19. "Handbook of Chemistry and Physics". Editor Robert C. Weast, Ph. D. The chemical Rubber Co. 53rd Edition. 1972 - 1973.
20. "Anuarios Metereológicos para el Ecuador". Instituto Nacional de Meteorología e Hidrología. Quito-Ecuador.
21. Revista Publicaciones SCIENTIA. Universidad Técnica Federico Santamaría. Valparaiso - Chile. Enero - Diciembre de 1959. N° 110.

