



U. N. A. M.
FACULTAD DE ESTUDIOS
SUPERIORES CUAUTITLÁN



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO**

Departamento de
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES Profesionales

CUAUTITLÁN.

**“DISEÑO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR
ABSORCIÓN (LiBr-H₂O) UTILIZANDO ENERGÍA SOLAR”.**

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

INGENIERA QUÍMICA

P R E S E N T A :

ANA MARÍA LÓPEZ LÓPEZ.

ASESOR: I.Q. GILBERTO ATILANO AMAYA VENTURA.

CUAUTITLÁN IZCALLI, ESTADO DE MÉXICO 2003.



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN
UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR
DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES**

ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS

U. N. A. M.

FACULTAD DE ESTUDIOS
SUPERIORES CUAUTITLAN



Departamento de
Exámenes Profesionales

DR. JUAN ANTONIO MONTARAZ CRESPO
DIRECTOR DE LA FES CUAUTITLAN
P R E S E N T E

ATN: Q. Ma. del Carmen García Mijares
Jefe del Departamento de Exámenes
Profesionales de la FES Cuautitlán

Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, nos permitimos comunicar a usted que revisamos la TESIS:

Diseño del sistema de refrigeración por absorción (LiBr-H₂O)
utilizando energía solar

que presenta la pasante: Ana María López López
con número de cuenta: 8312102-9 para obtener el título de :
Ingeniera Química.

Considerando que dicho trabajo reúne los requisitos necesarios para ser discutido en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO.

A T E N T A M E N T E
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"

Cuautitlán Izcalli, Méx. a 18 de Septiembre de 2003.

PRESIDENTE	<u>IQM. Rafael Sampere Morales</u>	
VOCAL	<u>MC. Adolfo Obaya Valdivia</u>	
SECRETARIO	<u>IQ. Gilberto Atilano Amaya Ventura</u>	
PRIMER SUPLENTE	<u>IQ. Guadalupe Franco Rodríguez</u>	
SEGUNDO SUPLENTE	<u>MC. Arturo Guillermo Rodríguez Romero</u>	

AGRADECIMIENTOS

Estas líneas son para hacer un agradecimiento sencillo y de corazón. Primeramente a Dios por darme la vida, en la cual he tenido la oportunidad de adquirir experiencias de diferentes tipos, en donde mis padres Adolfo López Paniagua † y Ofelia López García son mi guía, mi apoyo y mi ejemplo, dando siempre lo mejor de ellos con amor y esfuerzo, buscando lo mejor para cada uno de sus hijos. Mis hermanos Teresita, Adolfo, Martha, Jorge, Guillermo y Luis, siempre me han dado su compañía y apoyo, compartiendo diferentes tipos de vivencias familiares. Otras personas que han sido importantes son los amigos, porque con ellos he compartido parte de la vida, brindándome su amistad y confianza. En cuanto al desarrollo de esta tesis agradezco al I.Q. Gilberto Atilano Amaya Ventura profesor y amigo por el apoyo brindado en la realización de la misma. Para mi desarrollo cultural y profesional he recibido la enseñanza de diferentes instituciones públicas, siendo la Universidad Nacional Autónoma de México la institución que me brindó la enseñanza media superior y superior, dándome los conocimientos para un desarrollo profesional.

Soy lo que soy por todas las personas implicadas en mi vida,
unas en lo emocional y otras en lo cultural,
recibiendo enseñanzas de diferentes tipos,
haciendo de mi una persona que aprende algo nuevo cada día.

Ana María López López.

ÍNDICE

	PAG.
INTRODUCCIÓN.....	I
OBJETIVO.....	II
HIPÓTESIS.....	II
CAPÍTULO 1 REFRIGERACIÓN.....	1
1.1 REFRIGERACIÓN.....	2
1.1.1. - ANTECEDENTES HISTÓRICOS.....	2
1.1.2. - DEFINICIÓN.....	3
1.1.3. - CARACTERÍSTICAS ESENCIALES DEL REFRIGERANTE.....	4
1.1.4. - CLASIFICACIÓN DE LOS PROCESOS DE REFRIGERACIÓN SEGÚN SU USO.....	8
1.2 - SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN.....	9
1.2.1. - CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR.....	10
1.2.2. - CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.....	16
1.2.3. - SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR CHORRO DE VAPOR DE AGUA.....	18
1.2.4. - SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR GAS.....	20
CAPÍTULO 2 REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.....	23
2.1. - REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.....	24
2.1.1. - SISTEMA AMONIACO-AGUA.....	24
2.1.2. - SISTEMA BROMURO DE LITIO-AGUA.....	26
2.1.3. - OTROS SISTEMAS DE ABSORCIÓN.....	29
CAPÍTULO 3 APROVECHAMIENTO DE LA ENERGÍA SOLAR.....	31
3.1 - ANTECEDENTES HISTÓRICOS.....	32
3.2. - EL SOL.....	37
3.2.1. - COMPOSICIÓN DEL SOL.....	37
3.2.2. - RADIACIÓN QUE LLEGA A LA TIERRA.....	39
3.3. - MÉTODOS DE CAPTACIÓN SOLAR.....	43
3.3.1. - COLECTORES SOLARES.....	43
3.3.1.1. - COLECTOR PLACA PLANA.....	43

3.3.1.2. - COLECTORES FOCALES.....	45
3.3.1.3. - APLICACIÓN DE LOS COLECTORES SOLARES..	48
3.3.2. - CELDAS SOLARES.....	52
3.3.2.1. - APLICACIÓN DE LAS CELDAS SOLARES.....	58
CAPÍTULO 4. SISTEMA BROMURO DE LITIO-AGUA.....	60
4.1. - DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO.....	61
4.1.1. - EVAPORADOR.....	61
4.1.2. - ABSORSOR.....	62
4.1.3. - GENERADOR.....	63
4.1.4. - CONDENSADOR.....	63
4.1.5. - ACCESORIOS.....	64
CAPÍTULO 5 DIMENSIONAMIENTO DEL EQUIPO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.....	68
5.1. - BALANCE DE MATERIA Y ENERGÍA.....	69
5.2. - DIMENSIONAMIENTO DEL EQUIPO.....	72
5.2.1. - DIMENSIONAMIENTO DEL EVAPORADOR.....	72
5.2.2. - DIMENSIONAMIENTO DEL ABSORSOR.....	75
5.2.3. - DIMENSIONAMIENTO DEL GENERADOR.....	77
5.2.4. - DIMENSIONAMIENTO DEL CONDENSADOR.....	82
5.2.5. - DIMENSIONAMIENTO DEL EVAPORADOR- ABSORSOR.....	89
5.2.6. -DIMENSIONAMIENTO DEL GENERADOR- CONDENSADOR.....	92
5.2.7.- DIMENSIONAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR DE DOBLE TUBO.....	95
5.2.8. -DIMENSIONAMIENTO DEL COLECTOR SOLAR.....	98
5.2.9. - DETERMINACIÓN DE LAS CELDAS SOLARES.....	106
5.3. -ALGORITMOS DEL DIMENSIONAMIENTO DE LOS EQUIPOS.....	109
5.4. -PROGRAMA DEL DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA BROMURO DE LITIO-AGUA.....	120
CAPÍTULO 6 FACTIBILIDAD TÉCNICO-ECONÓMICA DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.....	131
CAPÍTULO 7 CONCLUSIONES.....	135

APÉNDICE.....	140
PROPIEDADES FISICOQUÍMICAS DEL LiBr.....	140
DIMENSIONAMIENTO DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR. FREÓN 12.....	143
ANÁLISIS ECONÓMICO DE LOS COSTOS DE OPERACIÓN EN CUATRO CICLOS DE ABSORCIÓN PARA OPTIMIZAR LAS TEMPERATURAS EN EL GENERADOR Y EL CONDENSADOR.....	148
BIBLIOGRAFÍA.....	171

INTRODUCCIÓN

Actualmente en el mundo existe una necesidad de utilizar procesos más limpios, no contaminantes, con lo cual se mantenga el mayor equilibrio ecológico en el planeta.

Un problema que se tiene es el uso de los CFC (clorofluorocarbonos), los cuales destruyen la capa de ozono, ocasionando cambios en el ecosistema y cáncer en la piel. Los CFC se utilizan como componentes principales de varios atomizadores (sprays) y en los sistemas de refrigeración. En algunos atomizadores se ha hecho la sustitución de este componente por otras sustancias orgánicas que no producen radicales libres. En la refrigeración existen algunos sustitutos a los CFC (como el amoníaco), pero en su mayoría son tóxicos o no detectables en caso de fuga.

Por lo anterior en esta tesis se propone utilizar la mezcla $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ la cual es poco tóxica y fácilmente se detecta en caso de fuga. El $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ puede utilizarse en sistemas de refrigeración por absorción, conformando una alternativa ecológica a los ciclos mecánicos convencionales.

Aunque el sistema de absorción $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ se utiliza en otros países como Japón o EU, donde ya existen empresas que lo comercializan (TRANE.). En México aun no lo consideran como una alternativa a desarrollar por la gran cantidad de ciclos mecánicos instalados con los que se opera actualmente, y la mayoría de los empresarios no desean hacer una inversión para cambiar la infraestructura actual.

El sistema por absorción puede utilizar energía de desecho (termoeléctrica), pero también se puede abastecer de energía solar la cual es limpia y abundante en nuestro país.

La inversión inicial para los procesos de refrigeración por absorción con uso de energía solar es alto debido al costo de adquisición de la tecnología; sin embargo, si se

desarrolla la ingeniería de diseño del proceso sobre la base de los conocimientos de termodinámica y fenómenos de transporte, se puede tener una alternativa económica y ecológica.

En este trabajo se realiza el diseño sistema de refrigeración por absorción LiBr-H₂O con el uso de energía solar; para lo cual, se realizan los balances de materia y energía en conjunto con el dimensionamiento de los equipos industriales del proceso, con el fin de que en un futuro pudiera ser construido todo el equipo en México y que la planta sea autosuficiente en cuanto a la producción de energía. Aunque existen equipos de mayor eficiencia y costos en el extranjero, es necesario desarrollar esta tecnología con nuestra propia infraestructura y con resultados satisfactorios que cumplan con nuestras necesidades.

OBJETIVO:

El objetivo de esta tesis es llevar a cabo, el diseño termodinámico de un sistema de refrigeración por absorción LiBr-H₂O, con el uso de la radiación solar como fuente primaria de energía. Lo anterior, es con el fin de tener un proceso más económico y limpio, en comparación con los procesos convencionales de refrigeración por ciclos de compresión, al disminuir los costos de operación por consumo de energía eléctrica.

HIPÓTESIS:

La utilización de los conceptos teóricos relacionados con los procesos de transferencia de calor y masa, deben permitir construir algoritmos computacionales, para el diseño de sistemas de refrigeración por absorción utilizando energía solar, lográndose una alternativa ecológica y económica, aprovechando la gran incidencia de radiación solar en varias regiones de nuestro país.

CAPÍTULO 1

REFRIGERACIÓN

1.1.-REFRIGERACIÓN

1.1.1. ANTECEDENTES HISTÓRICOS.

Nuestros antepasados fueron los primeros que conocieron y observaron los efectos del frío. En la temprana historia china se encontraron algunas referencias al uso de estos fenómenos naturales de refrigeración, para mejorar la vida de la gente y luego únicamente para enfriamiento de bebidas. Los chinos fueron los primeros en recolectar y almacenar hielo del invierno empacándolo en paja o hierba seca, para utilizarlo en los meses de verano.

Durante la época colonial y hasta finales del siglo diecinueve el hielo fue un importante producto de comercio con países que no producían el hielo.

En la década de 1900 se desarrolló la refrigeración industrial mediante el uso de ciclos termodinámicos. Empacadores de carne, carnicerías, cervecerías y otras industrias empezaron a hacer uso completo de la refrigeración mecánica.

La industria petroquímica (plásticos), plantas textiles y la industria de procesamiento de datos son grandes usuarios de los procesos de refrigeración. Sin la refrigeración, muchos de estos nuevos productos no podrían ser manufacturados y / o usados.

De acuerdo a lo anterior, el hombre tiene la gran necesidad día a día de proveerse de sistemas de refrigeración, para procesos de fabricación más productivos, con productos de mejor calidad, además de conservar sus alimentos.

1.1.2. DEFINICIÓN.

Primeramente se dará la definición del término refrigeración, dándose a conocer a partir de las leyes de la termodinámica.

La primera ley de la termodinámica establece que la energía no se crea ni se destruye, sólo se transforma.

La segunda ley de la termodinámica establece la espontaneidad de los procesos, como uno de sus corolarios se puede deducir que el calor siempre se transmite del cuerpo más caliente hacia el más frío. Además mientras más grande es la diferencia de temperaturas, más rápidamente se transfiere el calor. (Termodinámica de procesos irreversibles.) El flujo de calor en sentido inverso sólo es posible mediante la aplicación de un trabajo mecánico.

Se entiende por refrigeración a la disminución de la temperatura de un material hasta un valor menor al ambiental, sin provocar un cambio de fase en el material, lo que es conseguido por la extracción de calor contenido en el sistema por contacto térmico con un medio de menor temperatura. La sustancia que absorbe el calor se llama refrigerante. Los métodos de refrigeración se clasifican en naturales y mecánicos.

Los métodos naturales usan hielo natural, "hielo seco"(dióxido carbónico sólido, nieve carbónica) y aguas profundas frías; los tres se usan en la conservación de alimentos, pero sólo los dos últimos tienen aplicación industrial. El método natural tiene dos características:

- 1) Se desecha el refrigerante gastado.

2) El calor absorbido se extrae del sistema a una temperatura por debajo de la del sistema refrigerado.

Los métodos mecánicos proveen la mayor parte de la refrigeración industrial, y sus características son:

1) El refrigerante está confinado y se usa una y otra vez, continuamente haciéndolo pasar a través de un ciclo termodinámico.

2) El calor sustraído por el refrigerante a una temperatura baja se eleva a una temperatura más alta, mediante el gasto de energía mecánica, y luego se desecha.

3) El refrigerante cambia repetidamente entre las fases vapor y líquido, durante su ciclo.

Los métodos mecánicos más importantes son: compresión de vapor del refrigerante, la absorción, y los sistemas de chorro de vapor de agua.

1.1.3. CARACTERÍSTICAS ESENCIALES DEL REFRIGERANTE.

El refrigerante en la refrigeración mecánica, es un líquido volátil que posee ciertas propiedades termodinámicas, físicas y químicas. Se debe elegir conforme al tipo de refrigeración y a las condiciones de operación.

Es necesario realizar una adecuada elección del refrigerante, ya que con ello podemos garantizar una óptima seguridad y rendimiento, en relación con sus propiedades físicas y químicas.

Las propiedades que deben de cumplir los refrigerantes para el sistema de refrigeración por compresión de vapor son:

1. - Comportamiento indiferente frente a los materiales empleados.

El refrigerante no debe reaccionar, ni favorecer la reacción, con los materiales empleados en la construcción de la instalación.

2. - Estabilidad química.

El refrigerante no debe sufrir ninguna auto-transformación química en las condiciones de operación. (P y T.)

3. - No tóxico.

En caso de escapar el refrigerante, es necesario que no afecte nocivamente al organismo humano ni a los alimentos almacenados en las cámaras. (No todos cumplen.)

4. - No debe ser explosivo ni inflamable.

Se exige por seguridad que el refrigerante o la mezcla refrigerante-aire no sea peligrosa.

5. - Fácil comprobación de fugas.

Por motivos económicos, de seguridad y funcionamiento es necesario que el sistema conductor del refrigerante sea completamente hermético. En caso de fuga del refrigerante debe ser inmediatamente detectable. Los refrigerantes de olor penetrante son los más fáciles de detectar.

6. - Sin influencia sobre el lubricante.

El refrigerante no debe ocasionar ningún cambio químico, ni en las propiedades físicas del aceite lubricante usado en el compresor, en caso de fugas.

7. - Debe ser mayor la presión de vapor que la presión atmosférica.

Al ser mayor la presión de vapor que la atmosférica, se evita que el aire sea aspirado al interior del sistema. De lo contrario si llega a entrar aire, debido a la humedad, puede causar averías.

8. - Baja presión de condensación.

Si se tiene baja presión de condensación, el condensador manejaría mayor caudal y el equipo requeriría espesores de pared más delgados.

9. - Alta potencia frigorífica.

Con esto se tendría un bajo gasto de refrigerante para la producción de un rendimiento frigorífico específico.

10. - Alto rendimiento frigorífico volumétrico.

Con esta propiedad, se tienen equipos más pequeños, teniendo menor gasto en el equipo.

Es muy difícil tener un refrigerante ideal, pero este se elige de acuerdo a las necesidades de refrigeración.

Las propiedades que debe de cumplir el medio refrigerante para el sistema de absorción son:

1. - Viscosidad pequeña.

Las viscosidades del vapor y del líquido deben ser lo más pequeños posible, esto permite que se tengan mejores velocidades del flujo, de lo cual depende el tamaño del equipo.

2. - Buena posición en la curva de presión de vapor.

Deben de estar el punto crítico y el punto de solidificación lo más lejos posible del ciclo de trabajo, con esto se asegura un mejor funcionamiento del ciclo.

3. - Distancia entre los puntos de ebullición.

La distancia entre los puntos de ebullición de los medios refrigerante y absorbedor, del orden de 200 a 300 grados. Obteniéndose una adecuada separación en el generador.

4. - Buena conductividad térmica.

Si se tiene una buena conductividad térmica, existe mejor transferencia de calor.

5. - Pequeña tensión superficial.

Al tener pequeña tensión superficial del refrigerante y absorbente, se asegura una absorción y separación de las fases sin dificultad.

6. - Estabilidad química.

En el intervalo de trabajo considerado, el refrigerante y el absorbente deben de ser químicamente estables y comportarse en forma inerte. En particular no deben de producir corrosión con la humedad.

7. - No tóxicos.

No deben ser dañinos para el hombre ni para los artículos a refrigerar.

8. - No explosivos ni inflamables.

El par de materiales (absorbente y refrigerante) no deben ser combustible, ni formar ninguna mezcla explosiva con el aire.

9. - Puros y baratos.

Deben ser químicamente puros para que el ciclo trabaje adecuadamente, requiriéndose además que sean económicos y accesibles.

1.1.4. CLASIFICACIÓN DE LOS PROCESOS DE REFRIGERACIÓN

SEGÚN SU USO.

La clasificación de la refrigeración de acuerdo a su uso es:

A) DOMÉSTICA:

Se usa principalmente para la preservación de alimentos. Las bajas temperaturas controlan el crecimiento de bacteria en los alimentos, evitando que la comida se descomponga.

B) COMERCIAL:

La refrigeración comercial abarca: equipo para supermercados, refrigeración para restaurantes y diversos tipos de refrigeradores comerciales; tales como los que pueden encontrarse en las morgues, hospitales y florerías.

Esta refrigeración se utiliza en dos intervalos de temperatura. La primera, ligeramente arriba del punto de congelación 32 °F (0 °C); se utiliza para el almacenamiento de carnes, quesos, bebidas, etc. Ya que como estos productos contienen agua, a un nivel térmico inferior los congelaría. La segunda escala entre 0 °F y -15 °F (-18 °C a -25 °C) y se utiliza en pistas de patinaje sobre hielo, almacenes fríos y gabinetes para alimentos congelados.

C) AIRE ACONDICIONADO:

La temperatura del refrigerante en el evaporador se diseña a 40 °F (4.4 °C.) Si se percibe signos de congelamiento en el serpentín de enfriamiento de un equipo de aire acondicionado, dicho equipo está funcionando mal.

Mientras más grande es el equipo de aire acondicionado, más complicado es el sistema de control. En refrigeración, mientras más baja sea la temperatura, es más complejo el sistema de control.

D) MARINA.

Se usa en la industria de la pesca. La refrigeración en barcos requiere una instalación especial para superar los problemas de corrosión, causada por el aire y el agua salinos que usan para condensar los vapores del refrigerante a líquido.

E) INDUSTRIAL.

En muchos procesos industriales es utilizada la refrigeración. Por ejemplo: Durante el final del proceso de la fabricación de loseta, que es transportada a través de un túnel refrigerado para enfriar y empacar la loseta.

1.2 SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN.

Los sistemas de refrigeración son los procesos mediante los cuales se puede mantener un sistema a una temperatura menor a la ambiente, pero sin llegar al punto de congelación.

Así como no se puede seleccionar un refrigerante universal; la selección del tipo de equipo de refrigeración para realizar un trabajo de enfriamiento determinado, está influenciado por varios factores, existiendo diferentes alternativas.

Las variables principales que se deben estudiar son:

- 1) La carga de refrigeración.
- 2) El nivel de temperatura al que el fluido de proceso debe enfriarse.
- 3) El tipo de fuente de energía que se utiliza para activar el sistema de refrigeración.
- 4) La temperatura y cantidad disponible de medios de condensación.
- 5) El espacio disponible para la instalación del equipo.

- 6) Inversión y costos de operación.
- 7) La flexibilidad en el funcionamiento del equipo.
- 8) Gastos de mantenimiento.
- 9) Seguridad.

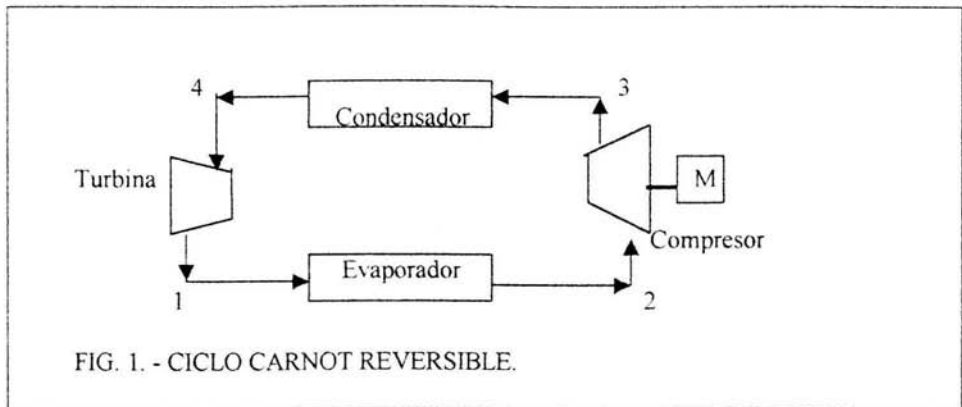
Existen varios sistemas de refrigeración que se utilizan en la práctica para llevar a cabo tal función; entre los cuales se encuentran: refrigeración por compresión de vapor, refrigeración por absorción, refrigeración por chorro de vapor de agua y refrigeración de bombeo térmico.

1.2.1 CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR.

Los ciclos de refrigeración son trayectorias termodinámicas cerradas en las cuales el mismo refrigerante se utiliza de nuevo, removiendo y descargando alguna cantidad de calor cada vez que se realiza el ciclo.

También el que el ciclo sea cerrado, garantiza que el refrigerante no se contamine, teniéndose además un control del flujo ya que hay cambios de fase.

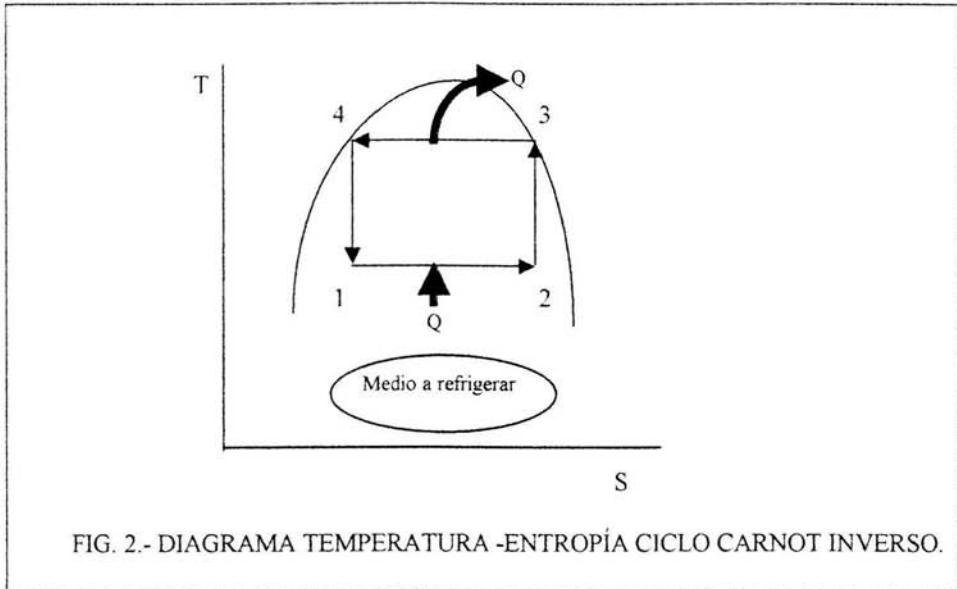
En la figura 1 está representado el ciclo Carnot inverso, el cual es la base de la refrigeración por compresión. Este ciclo consta de evaporador, compresor, condensador y turbina.



El ciclo Carnot inverso representado en el diagrama temperatura-entropía de la figura 2, nos puede servir de ayuda para observar los cambios de fase que sufre el refrigerante, y realizar algunos cálculos en caso de ser necesarios.

Existen dos diferentes niveles de presión, la de evaporación o baja presión y la de condensación o de alta presión.

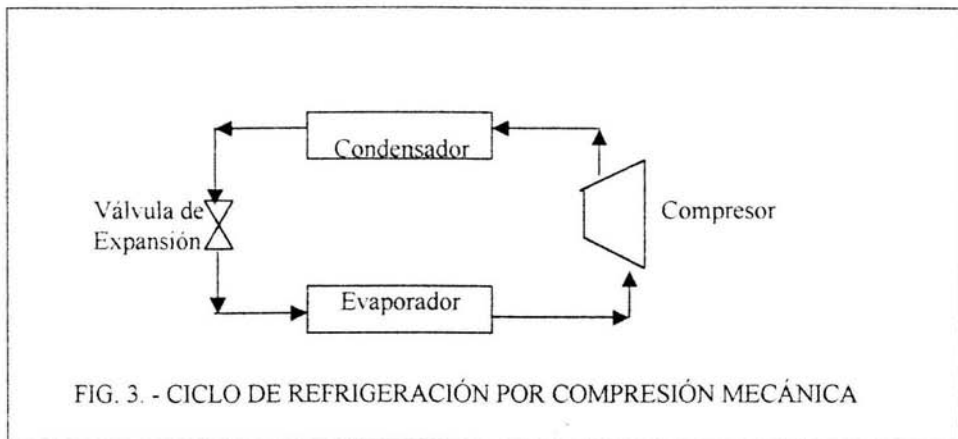
El calor que entra al ciclo de la región refrigerada, evapora al refrigerante en el evaporador (1 a 2.) El compresor aumenta isoentrópicamente la presión de la mezcla húmeda hasta una temperatura elevada, produciendo vapor saturado (2 a 3.) En el condensador el refrigerante cede calor a temperatura constante, hasta que el fluido cambia de fase a líquido saturado (3 a 4), y después el líquido entra al expansor isoentrópico, hasta alcanzar la temperatura y la presión iniciales (1.)



Existen desventajas en el ciclo Carnot inverso. Los compresores de movimiento alternativo no deben operar con una mezcla líquido-vapor, ya que el aceite lubricante del cilindro puede ser arrastrado en el proceso de compresión. El trabajo en el expansor es muy pequeño comparado con el compresor, siendo el expansor un equipo y costo no necesarios.

SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN MECÁNICA.

El ciclo de compresión mecánica el cual es muy utilizado en la industria, fue desarrollado sobre la base del ciclo Carnot inverso realizando algunas modificaciones con el fin de que fuera más fácil su operación, aunque se tenga una pequeña pérdida de efecto refrigerante. La figura 3 es la representación del ciclo modificado.



El calor que transfiere de la sustancia a refrigerar al refrigerante en el paso por el evaporador, produce la vaporización del refrigerante.

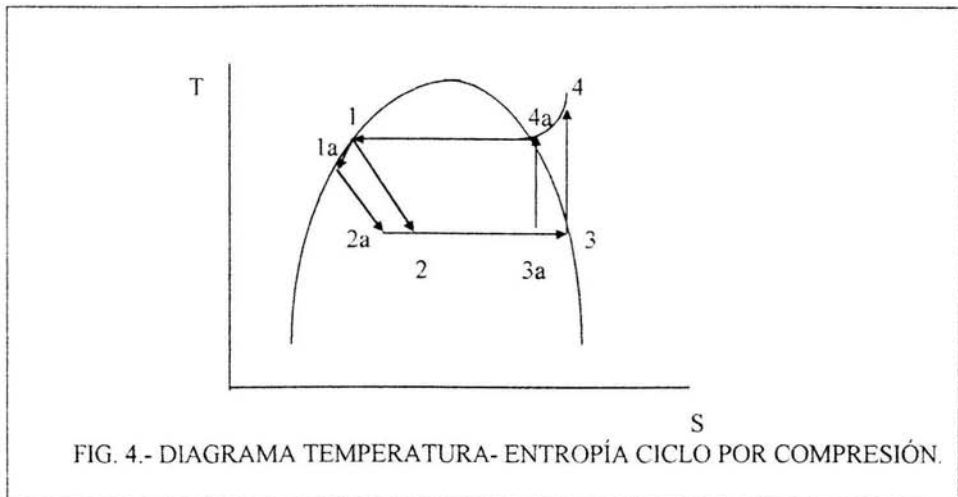
El refrigerante deja al evaporador y pasa al compresor donde es comprimido a una presión relativamente alta. Esta operación se realiza adiabáticamente.

Después, el refrigerante pasa a través de un condensador, donde se condensa y hay una transferencia de calor desde el refrigerante al medio que lo enfria (fluido de condensación.)

Finalmente, el refrigerante entra en la válvula de expansión y se expande hasta la presión del evaporador. El refrigerante sale de la válvula en fase líquido-vapor.

En el sistema de compresión de vapor, el trabajo neto que recibe es igual al del compresor, ya que en la válvula de expansión no entra ni sale trabajo.

El ciclo de refrigeración por compresión se considera ideal, cuando no se tiene en cuenta las irreversibilidades en evaporador, condensador y compresión; no existiendo caídas de presión por fricción. Además de ignorar la transferencia de calor al ambiente.



La figura 4 representa el ciclo de refrigeración por compresión en el diagrama temperatura -entropía. Iniciando por la expansión desde el punto de saturación a la región húmeda (1 a 2.) Durante este proceso se mantiene la entalpía constante, pero disminuye la temperatura y presión cambiando de fase líquida a líquido-vapor. Pasa el refrigerante al evaporador (2 a 3), donde entra el calor del fluido a enfriar, esto es a temperatura y presión constantes. Posteriormente el refrigerante entra al compresor (3 a 4.) Si la compresión se realiza del punto (3) al (4) se tiene vapor saturado llegando a vapor sobrecalentado, siendo una compresión seca. Pero si la compresión es del punto (3a) al (4a) es el cambio de líquido-vapor a vapor saturado, siendo una compresión húmeda. Es más eficiente la compresión húmeda, pero es más difícil de operar, y no existiendo un cambio muy grande de eficiencia, se utiliza la compresión seca. En la última trayectoria del ciclo (4 a 1) se desecha calor a presión constante hasta obtener líquido saturado. En todos los ciclos es

muy posible esperar más enfriamiento que sólo líquido saturado, por lo que la trayectoria (1a - 2a) es la más probable, obteniéndose mayor trayectoria de enfriamiento.

La energía extraída en el condensador es igual al calor ganado en el evaporador más el trabajo en el compresor. La capacidad de refrigeración es sólo la del evaporador.

Es frecuentemente necesario disponer de valores de entalpía en los diversos puntos del ciclo, para realizar los cálculos de comportamiento en los ciclos de interés, por lo que se realizan diagramas de presión-entalpía, como la figura 5.

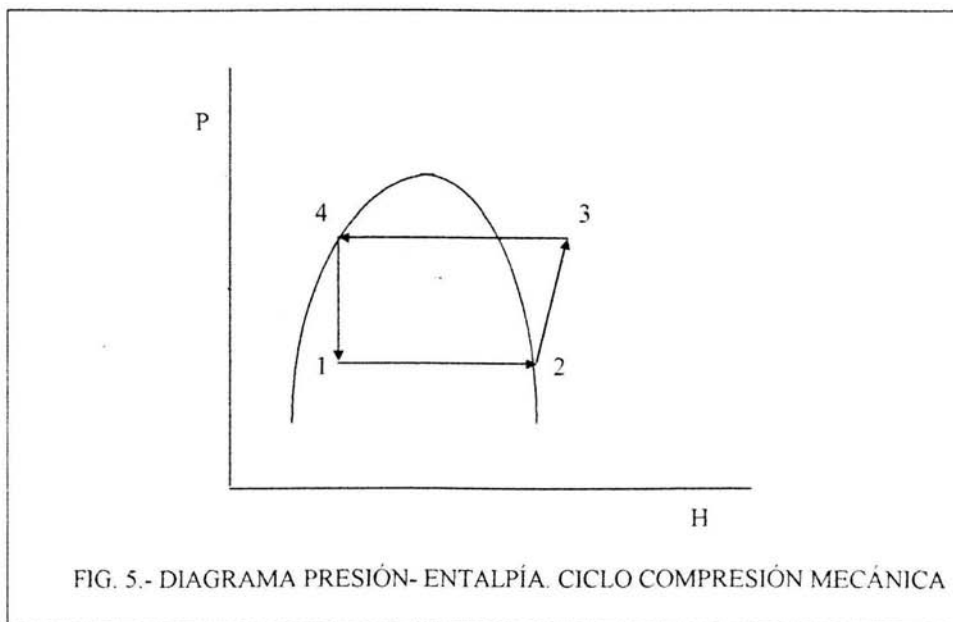


FIG. 5.- DIAGRAMA PRESIÓN- ENTALPÍA. CICLO COMPRESIÓN MECÁNICA

En los comienzos de la refrigeración por compresión de vapor los refrigerantes más usados fueron dióxido de azufre, dióxido de amoníaco. Pero ninguno a sido totalmente satisfactorio y han sido remplazados por hidrocarburos halogenados (cloro y flúor)

conocidos por freones (du Pont.) Los freones han demostrado ser los refrigerantes casi ideales en muchas aplicaciones.

1.2.2. - CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.

Los procesos de refrigeración se llevan a cabo en el evaporador, donde un líquido se debe evaporar a una temperatura más baja de la que se requiere enfriar. Al bajar la temperatura, baja la presión de evaporación. Para tener las mejores condiciones posibles debe tenerse una presión muy baja y estable, por lo que es conveniente remover el refrigerante al momento de evaporarse, para lo cual puede utilizarse un líquido que absorba el refrigerante en forma de vapor cuando se encuentra frío y desprenderlo cuando se encuentra caliente. A este proceso se le llama refrigeración por absorción.

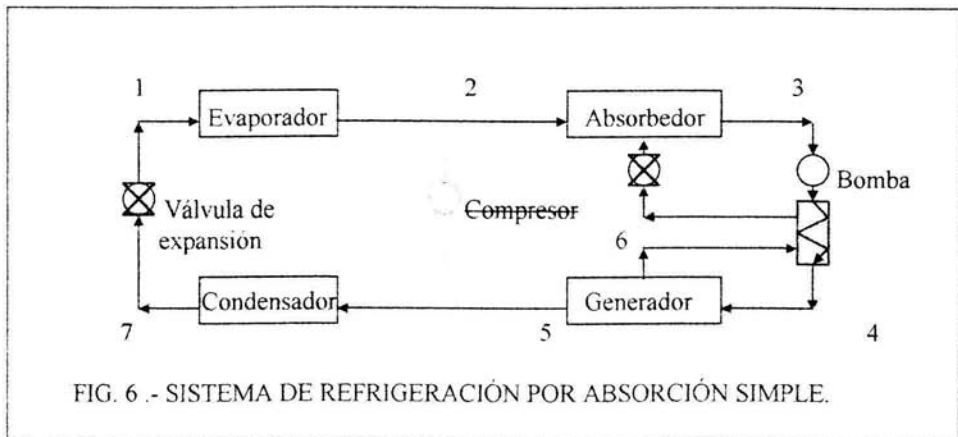
La refrigeración por absorción utiliza calor como fuente de energía. Los medios usuales de calefacción son, vapor o agua caliente.

Al utilizarse calor de desperdicio como potencia para el enfriador de absorción, se obtiene un sistema muy barato, con bajos costos de inversión y operación. También puede utilizarse la energía solar para el proceso de calentamiento del agua.

El mayor costo del sistema de compresión de vapor es al usar trabajo para transferir calor de cierta temperatura a otra. El equipo que realiza este trabajo es el compresor. En el sistema de refrigeración por absorción se sustituye al compresor por un generador y un tanque de absorción. Teniendo las ventajas de que los niveles de sonido y vibración son más bajos que en los sistemas mecánicos, y se pueden instalar en edificios o bajo techo.

La operación del sistema de absorción depende, de un refrigerante que hierve o evapora a una temperatura inferior a la del líquido que se enfría, y un absorbente que tiene gran afinidad con el refrigerante.

La figura 6 muestra un sistema de absorción simple, en el que el compresor del sistema de compresión de vapor (presentado mediante las líneas punteadas), se reemplaza por un absorbedor, una bomba y un generador de vapor, mientras que el resto del ciclo es el mismo de compresión de vapor simple.



El refrigerante se vaporiza a baja temperatura en el evaporador, que es donde se enfría el fluido de proceso (1 a 2). Los vapores del refrigerante son absorbidos en un absorbedor enfriado con agua (2 a 3), (al realizarse la absorción se lleva a cabo una reacción química la cual desprende calor {exotérmica!} con una solución pobre en refrigerante (6.) La solución resultante altamente concentrada en refrigerante, es bombeada y enviada a un intercambiador de calor para llegar al generador (4 a 5), que es donde se obtiene una solución pobre debido a la vaporización del refrigerante (6), para lo cual se

utiliza agua caliente. Por la corriente 5 sale el refrigerante a alta presión, el cual puede ser condensado por agua de enfriamiento (5 a 7.) Así, el refrigerante regresa al evaporador a través de una válvula de expansión (7 a 1.)

En el sistema de absorción el refrigerante es absorbido por un líquido en el lado de baja presión del sistema, y liberado en el lado de alta presión. La ventaja que se deriva del ciclo de absorción es que es líquido, y no una sustancia gaseosa, que es bombeado desde la región de presión baja hasta la presión elevada, con la consecuencia de un trabajo menor.

Existen varios sistemas de refrigeración por absorción, entre ellos amoníaco-agua y bromuro de litio-agua. El sistema amoníaco-agua es capaz de obtener temperaturas, menores a 0 °C, alcanzando temperaturas tan bajas como el sistema de compresión de vapor de amoníaco. En cambio el sistema bromuro de litio-agua no alcanza temperaturas menores a 0 °C y es utilizado para aire acondicionado o para refrigerar productos que no requieran temperaturas tan bajas.

Este sistema de refrigeración por absorción es desarrollado más ampliamente en capítulos posteriores, ya que es el sistema en estudio.

1.2.3. - SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR CHORRO DE VAPOR DE AGUA.

La base principal del sistema de refrigeración por chorro de vapor de agua, es que al someter un líquido volátil caliente, a una presión inferior a su presión de vapor a la temperatura existente, el líquido hierve. Si no se adiciona calor exteriormente, lo tomará

del mismo para evaporar. Por lo que la temperatura del líquido disminuirá, hasta que la presión de vapor corresponda a la presión sobre el líquido.

El sistema de refrigeración por chorro de vapor usa agua como refrigerante. Es utilizado cuando se realizan refrigeraciones ligeramente superiores a los 0 °C ya que está determinado por el punto de congelación del agua.

Se presenta en la figura 7 el sistema de refrigeración por chorro de vapor de agua, en la cual se muestran los principales componentes.

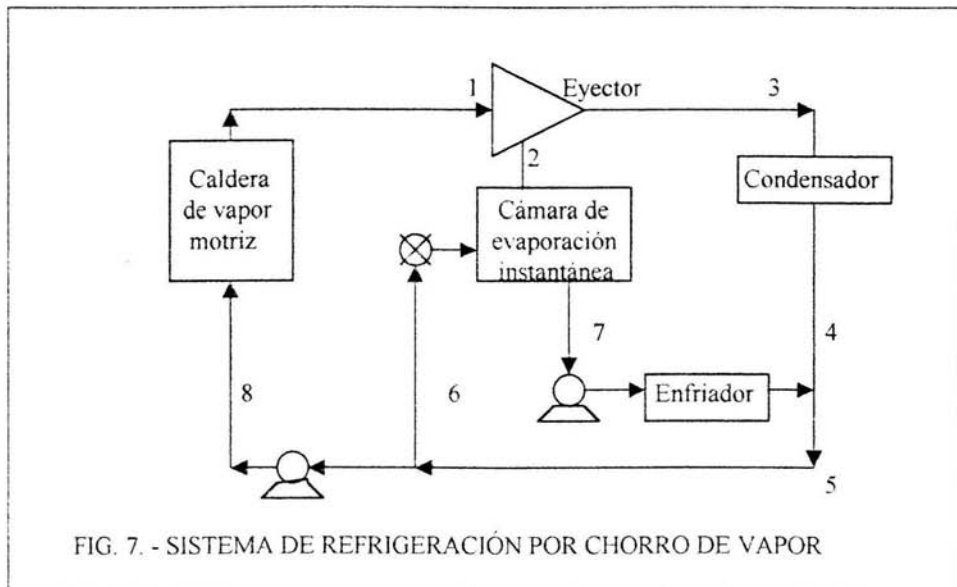


FIG. 7. - SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR CHORRO DE VAPOR

Este sistema tiene un eyector de vapor para establecer y mantener a baja presión la cámara de evaporación (1 a 3), buscando que la temperatura de saturación esté en el nivel requerido, ocasionando que una parte del agua se evapore y enfríe el resto del agua remanente. El eyector de chorro de vapor se usa como bomba de vacío, apartando tanto el

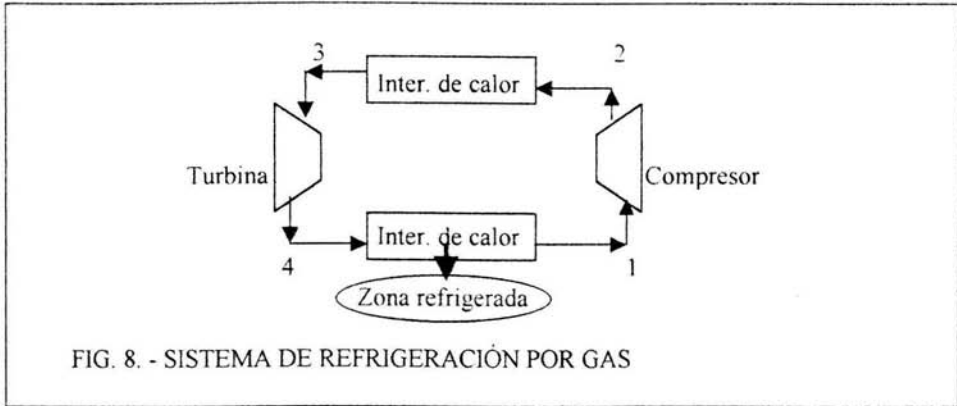
agua evaporada, como cualquier aire en suspensión, comprimiéndolos a una presión más alta (2 a 3.) El agua que se enfría gracias a un proceso de vaporización instantánea en la cámara de vaporización, es bombeada al sistema de enfriamiento para ser utilizada (7.) El vapor que sale del eyector pasa al condensador donde es condensado (3 a 4), teniendo la necesidad de mucha agua, más que la del condensador del sistema de refrigeración por compresión, ya que debe extraer tanto el calor del vapor generado, así como el liberado por el agua que se enfría. El refrigerante que sale del condensador, así como el proveniente de la cámara de enfriamiento, es distribuido tanto a la cámara de evaporación (5 a 6), como a la caldera (5 a 8), para realizar nuevamente el recorrido en el sistema de refrigeración.

1.2.4. - SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR GAS.

En los sistemas presentados en los puntos anteriores, el refrigerante sufre cambios de fase líquido a vapor y viceversa. Este sistema sólo utiliza el refrigerante en fase gaseosa, siendo el fluido de trabajo aire.

Cuando se realiza una expansión isentrópica origina que la temperatura de un gas se reduzca considerablemente, y esto puede ser útil para el fenómeno de refrigeración. El aire que es el refrigerante utilizado en dichos ciclos, es totalmente apropiado en caso de fugas, por el uso que normalmente se le da, que es en el acondicionamiento de aire de los aviones. Este ciclo tiene la desventaja de tener un valor bajo de coeficiente de refrigeración, por lo que sólo se utiliza en casos justificados.

El sistema de refrigeración por gas es el ciclo inverso Brayton, el cual está representado en la figura 8.



Primeramente el aire se introduce al compresor (1) y se comprime (2); después pasa a un intercambiador de calor, en donde se enfría cediendo el calor al ambiente (2 - 3), hasta una temperatura un poco mayor a la de refrigeración. Posteriormente se expande en una turbina (3 - 4) disminuyendo la temperatura, hasta tener un valor menor a la temperatura requerida en la refrigeración. El proceso de refrigeración se realiza por transferencia de calor desde la zona refrigerada hacia el refrigerante (4 - 1.)

El sistema puede ser abierto, si al salir de la turbina se tiene una presión parecida a la atmosférica, y así realizar el enfriamiento a esa presión eliminando el aire; tomando el compresor aire nuevo. Aunque también puede ser un sistema cerrado, en donde las presiones siempre serán mayores a las de los alrededores, teniéndose una sustancia más densa, controlándose la refrigeración a partir del volumen que entre al compresor.

También puede ser representado el ciclo de refrigeración por gas, en un diagrama temperatura entropía, como se muestra en la figura 9.

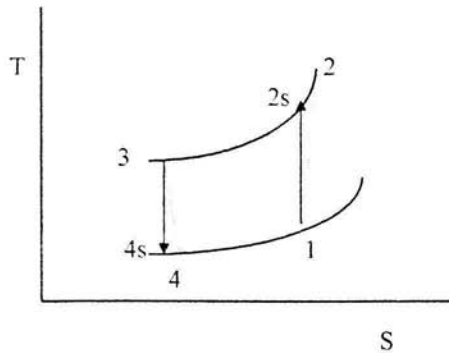


FIG. 9.- DIAGRAMA TEMPERATURA-ENTROPÍA

El ciclo Brayton de refrigeración ideal es el representado por las líneas 1- 2s -3 -4s -1, en donde se consideran todos los procesos internamente reversibles, siendo los procesos en la turbina y compresor adiabáticos. El ciclo representado por 1 – 2 - 3 - 4 - 1, muestra los efectos de irreversibilidad durante la compresión y expansión adiabáticas.

CAPÍTULO 2

REFRIGERACIÓN POR

ABSORCIÓN

2.1 REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.

En el capítulo anterior en el punto 1.2.2 se desarrolló una descripción generalizada del sistema de refrigeración por absorción. Siendo que este ciclo utiliza calor como fuente de energía.

El enfriamiento de la corriente de proceso se logra por medio de la evaporación de un refrigerante. Con el objeto de establecer el ciclo los vapores se llevan nuevamente a la fase líquida (con la sustancia absorbente) y a las condiciones a las cuales se evapora el refrigerante.

Los sistemas de refrigeración por absorción más usados son: amoníaco-agua y bromuro de litio-agua, los cuales se utilizan de acuerdo a las temperaturas de refrigeración requeridas.

2.1.1. SISTEMA AMONIACO-AGUA.

El vapor de amoníaco tiene la capacidad de absorberse en grandes cantidades de agua fría a temperaturas menores de 0 °C, dependiendo de su pureza. Lo anterior es con tanta rapidez, que es tan efectivo como un compresor en el sistema de refrigeración por compresión. El sistema de refrigeración por absorción amoníaco-agua se basa en la gran solubilidad del amoníaco a bajas temperaturas y su solubilidad reducida a altas temperaturas.

En la figura 10 se presentan los componentes principales en el ciclo de refrigeración por absorción amoníaco-agua, en donde el amoníaco tiene la función de ser el refrigerante

y el agua el absorbente. En dicho ciclo debe de disponerse de diferentes presiones y temperaturas, para la realización de la absorción y de la cesión de calor.

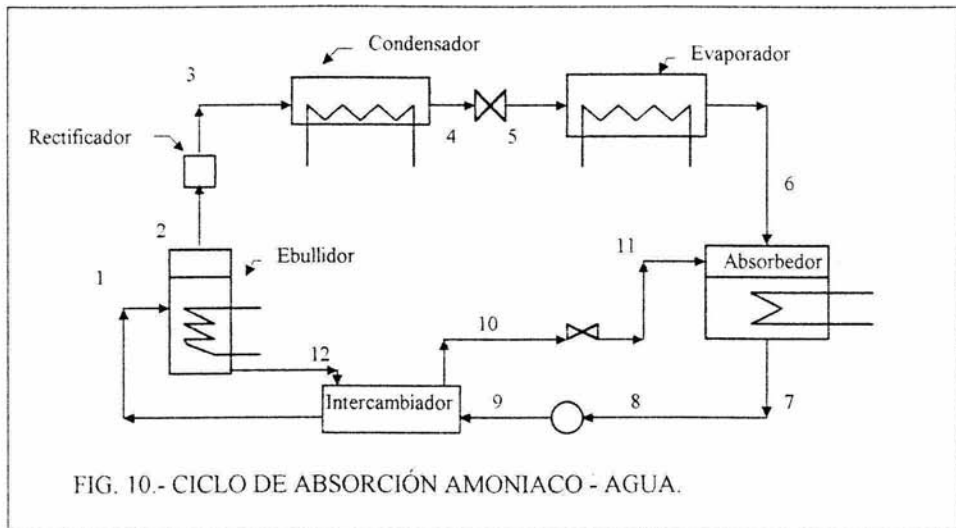


FIG. 10.- CICLO DE ABSORCIÓN AMONIACO - AGUA.

En el ebullición se calienta la solución agua - amoníaco, con ayuda de un serpentín por donde fluye vapor. Con la alta temperatura disminuye la solubilidad del amoníaco en el agua y se desprende el amoníaco puro. En el ebullición queda una solución pobre en amoníaco. El amoníaco gaseoso se separa de las gotas de agua arrastradas por el vapor en el separador - rectificador (2-3), para lo cual se utiliza agua fría saturada de amoníaco. Si se tienen trazas de humedad no causan muchos problemas, se acumula en el evaporador y periódicamente se regresa al absorbedor. En el condensador el amoníaco es condensado (3-4.) Por la válvula de expansión pasa el amoníaco líquido (4-5) en donde la presión disminuye. Posteriormente pasa al evaporador, donde cambia nuevamente a fase vapor (5-6), absorbiendo el calor de los alrededores (refrigerando), para salir en forma de vapor

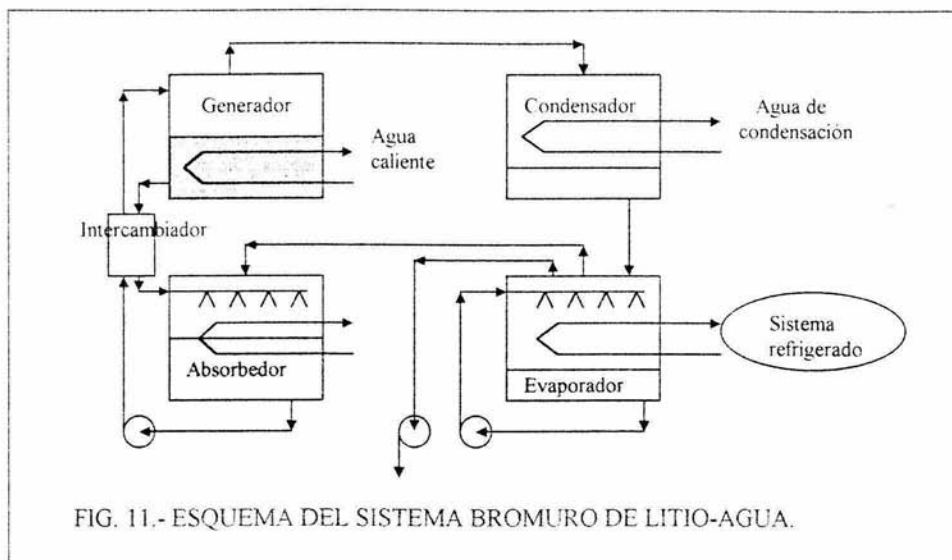
saturado. Los vapores fríos que se obtienen se introducen al absorbedor, donde también entra la solución pobre en amoníaco procedente del ebullidor controlado con una válvula de regulación (11.) En el absorbedor se tiene un serpentín con agua de enfriamiento para favorecer la absorción del amoníaco, además de eliminar el calor desprendido por la disolución. La solución pobre se enriquece hasta que el líquido se satura en amoníaco, siendo impulsada por una bomba (8-9), compensándose las presiones y transportándose al ebullidor. El intercambiador de temperatura es para mejorar el rendimiento de la máquina, enfriando la solución pobre antes de entrar al absorbedor, y calentar la solución rica en amoníaco, antes de introducirse al ebullidor.

El sistema amoníaco-agua es capaz de obtener temperaturas abajo de 0° C y alcanzar temperaturas tan bajas como el sistema por compresión de amoníaco. Comparado con el sistema de compresión, únicamente se utiliza una bomba para el cambio de presión y no el compresor, por lo que se origina un menor costo de energía, sólo de un 10 % aproximadamente.

2.1.2. - SISTEMA BROMURO DE LITIO - AGUA.

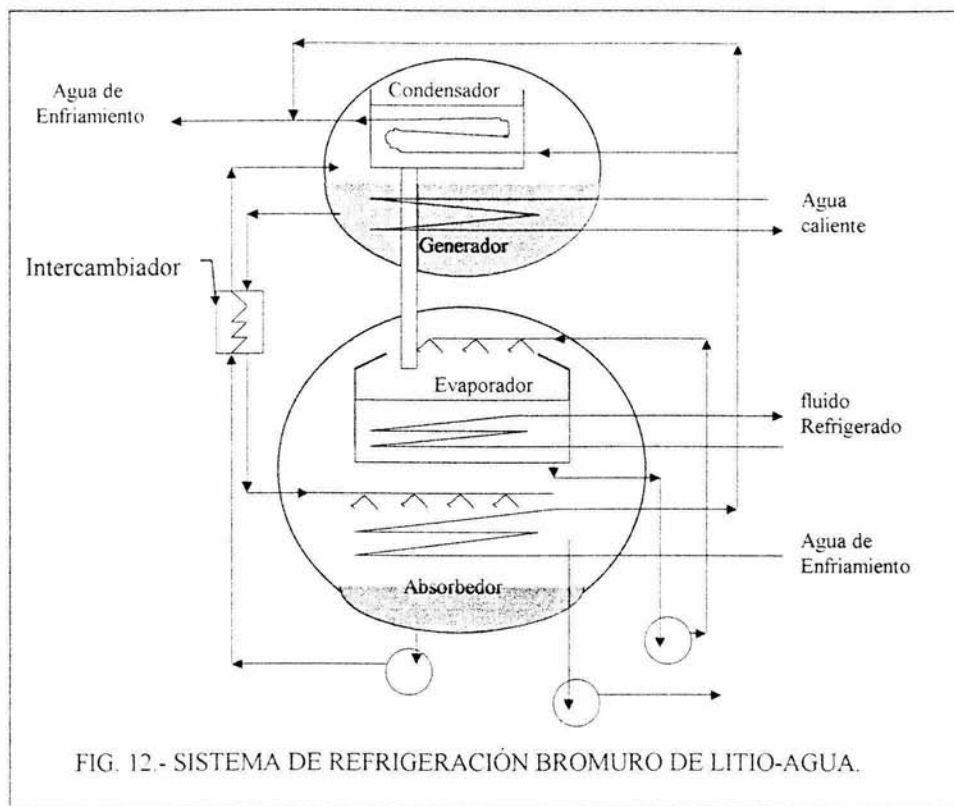
En este sistema el bromuro de litio es el absorbente y el agua el refrigerante, es semejante al sistema amoníaco-agua, pero opera a bajas presiones. Como el agua es el refrigerante, la temperatura de refrigeración que se alcanza es un poco mayor de 0 °C.

En la figura 11 se representan los equipos de los cuales está compuesto este sistema.



Como se puede observar en la figura no tiene el rectificador-separador. El punto de ebullición de la sal, un sólido a temperaturas ordinarias, es tan elevado que se comporta como una sustancia no volátil. Por eso no hay vaporización del absorbente en el generador, ni arrastre de vapor del absorbente al condensador y el rectificador-separador es un equipo no necesario. Pero se agregan dos bombas, una de ellas para mantener la baja presión y la otra para recircular el agua en el evaporador, con el fin de asegurar la vaporización de la misma, pulverizándola para aumentar el área de contacto y poder enfriar el fluido a refrigerar.

Actualmente se construyen el condensador-generador en un sólo recipiente, y el absorbedor-separador en otro. Ambos están sostenidos por un mismo conjunto de patas y en su parte inferior se encuentran las bombas. Este acomodo se presenta en la figura 12.



Tanto el evaporador como el absorbedor se encuentran funcionando en la zona de baja presión por lo que están encerrados en una sola carcasa, la cual tiene conexiones de purga a fin de tener condiciones de vacío. El condensador y el generador funcionan en la zona de alta presión y también se colocan en una sola carcasa.

En el generador se calienta la solución de bromuro de litio con vapor o agua caliente, que libera el agua de la solución, quedando una solución concentrada de bromuro de litio. El vapor de agua pasa al condensador, en donde cambia de fase vapor a líquida. Después el agua que es el refrigerante entra al evaporador, parte de ella se vaporiza ya que se tiene una baja presión, originando el enfriamiento del fluido a refrigerar. El agua en el evaporador,

continuamente se recircula mediante una bomba y se atomiza sobre los serpentines del líquido refrigerado. El vapor que es producido, circula al absorbedor y es absorbido por la solución concentrada de bromuro de litio procedente del generador. Ya cuando la solución de bromuro de litio absorbe el vapor de agua, se bombea al generador para que se realice nuevamente el ciclo.

El intercambiador tiene la función de ahorro de energía, ya que calienta la solución que sale del absorbedor con la que proviene del generador, disminuyendo el calor que es necesario en el generador. Además al enfriarse la solución proveniente del generador se requiere menor agua de enfriamiento para tener las condiciones de absorción en el absorbedor.

El sistema de refrigeración por absorción bromuro de litio-agua, tiene la ventaja de que en caso de fuga del refrigerante no existe peligro, además de que se detecta fácilmente.

2.1.3. - OTROS SISTEMAS DE ABSORCIÓN.

Existen varios pares de mezclas que se estudian, para obtener mayores rendimientos en la refrigeración y también tener mayores rangos de temperaturas de enfriamiento, aprovechando la capacidad de absorción de ciertas sustancias.

Otros dos sistemas que pueden ser alternativos a la mezcla amoníaco-agua, son los sistemas tiocianato de sodio-amoniaco (NH_3 - NaSCN) y el nitrato de litio-amoniaco (NH_3 - LiNO_3), ya que se pueden obtener temperaturas de refrigeración menores a los 0 grados centígrados. En el sistema NH_3 - NaSCN se tienen -10 grados centígrados de temperatura en

el evaporador y para el $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ hasta -25 grados centígrados en el evaporador, siendo en este equipo donde se genera la refrigeración.

También se han analizado mezcla de alcohol y sal, tanto termodinámicamente como con modelos de computación. Algunas de estas mezclas son: $\text{CH}_3\text{OH-LiBr+ZnBr}_2$ y $\text{CH}_3\text{OH-LiBr+ZnBr}_2$, con las cuales pueden obtenerse temperaturas de refrigeración menores de 0 °C. Esto es debido al bajo punto de congelación del metanol, teniéndose además reducción en los problemas de cristalización. Las dos mezclas tienen casi el mismo coeficiente de refrigeración, el cuál es semejante al del sistema bromuro de litio-agua.

Otros pares de compuestos utilizados son el cloruro de metilo como refrigerante y éter dimetilico o tetraetilenglicol como absorbente, además del agua como refrigerante y la solución salina de cloruro de litio como absorbente.

Todas estas mezclas, aun tienen poco uso ya que algunas de ellas están en estudio de laboratorio o plantas piloto, por lo que los sistemas más utilizados son el de bromuro de litio-agua y amoniaco-agua.

CAPÍTULO 3

APROVECHAMIENTO DE LA ENERGÍA SOLAR

3.1. - ANTECEDENTES HISTÓRICOS.

Los recursos energéticos son usados por el hombre para satisfacer algunas necesidades en forma de trabajo o de calor.

Durante miles de años el hombre ha obtenido su energía a través de la propia y de los animales. Las primeras fuentes de energía que no son producidas por un ser vivo utilizadas fueron el viento y el agua, las cuales se usaron en molinos de viento y ruedas hidráulicas.

Posteriormente se desarrollaron motores de combustión, con lo cual aumentaron la potencia, dando inicio a la revolución industrial, siendo los combustibles fósiles las fuentes de energía. Las primeras máquinas térmicas de uso práctico aparecieron hacia finales del siglo XVII. En la segunda mitad del siglo XVIII, el escocés James Watt perfeccionó la máquina de vapor y con ello se facilitó la producción industrial de cantidades relativamente grandes de trabajos a partir de la combustión, primero de leña y después de carbón mineral. Hacia mediados del siglo XIX se inventaron los primeros motores de combustión interna. Estos requieren un combustible muy específico para funcionar, principalmente de gasolina y diesel, con lo que se hicieron más seguros, confiables, económicos y abundantes. También aparecieron otras máquinas térmicas como las turbinas y motores a reacción, los cuales consumen combustibles. Por lo anterior la sociedad se hizo dependiente de los combustibles fósiles.

La figura 13 representa el consumo de energía mundial en 40 años de 1931 hasta 1971. Se aprecia en la figura que a partir de 1947 el consumo de gas natural y petróleo se empezó a incrementar considerablemente en comparación con el hidrógeno y carbón, porque la tecnología se basó a partir de estos combustibles. Y hasta 1957 se inició el consumo de la energía nuclear como otra opción de combustible.

En la figura no aparecen reportados varios tipos de energía renovable como viento, olas o solar, porque los consumos no eran significativos y los procesos de captación estaban en estudio.

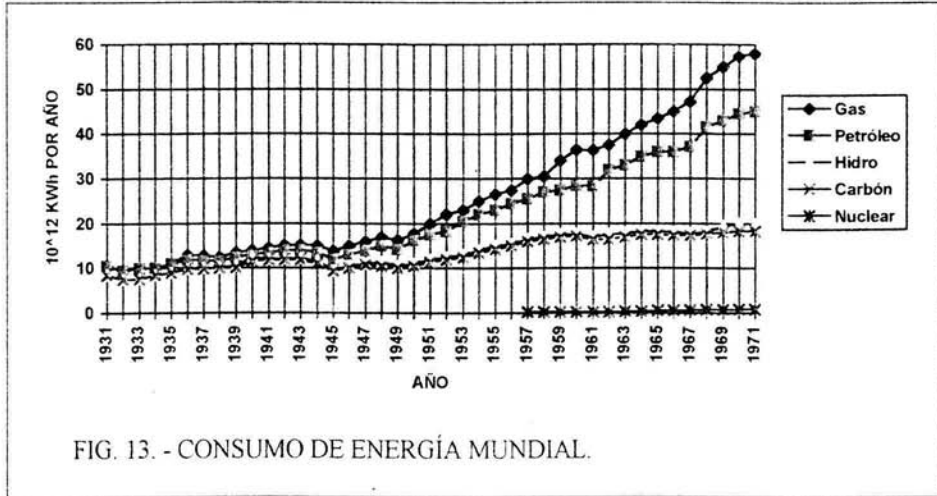


FIG. 13. - CONSUMO DE ENERGÍA MUNDIAL.

La mayoría de los combustibles que actualmente utilizamos no son renovables, ya que estas fuentes de energía están almacenadas en cantidades inicialmente fijas, se consumen y al no renovarse se van agotando. Este es el caso de los derivados del petróleo, energía geotérmica (sólo es costeable y más explotable el calor del magma de la superficie terrestre) y de la energía nuclear (la cuál da subproductos agresivos al ambiente.)

Actualmente el 98 % de la energía consumida es procedente de combustibles fósil: carbón, petróleo y gas natural. Aunque se tienen reservas estas son limitadas.

Algunos investigadores han realizado un estudio, donde calculan un índice estadístico para las reservas de combustible fósil, dividiendo el consumo anual mundial entre las

reservas conocidas, y los resultados que obtuvieron fueron de 2 300 años para el carbón y 31 años para el petróleo.

Posteriormente calcularon un índice exponencial, por un procedimiento semejante al índice anterior, pero consideraron un consumo creciente exponencialmente, dando como resultado, 111 años para el carbón y 20 años para el petróleo.

También han hecho previsiones de producción del carbón y petróleo, considerando los descubrimientos de nuevos yacimientos (reservas), además de la disminución de consumo de estos combustibles, debido al aumento de su costo por escasez. Las estimaciones altas y bajas, en la producción futura de petróleo y carbón se representa en la figura 14.

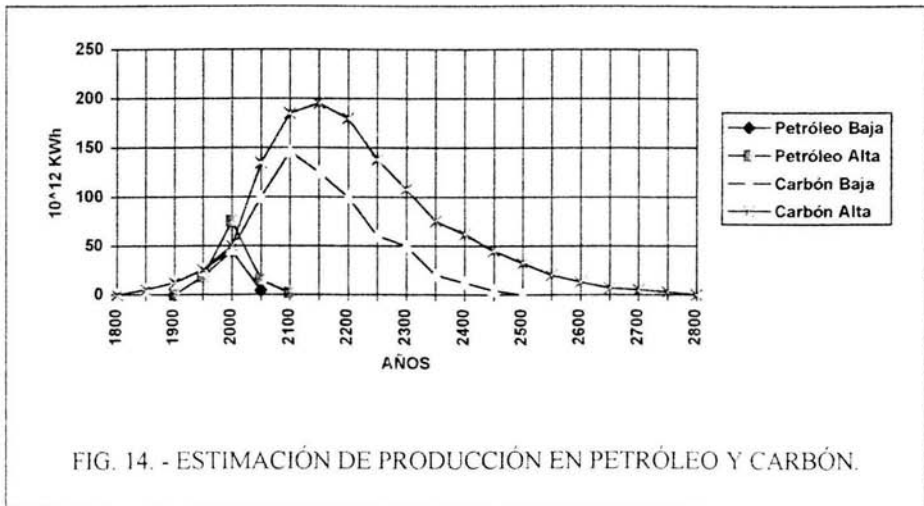


FIG. 14. - ESTIMACIÓN DE PRODUCCIÓN EN PETRÓLEO Y CARBÓN.

En la figura 14 se muestra los valores de producción de carbón y petróleo desde el año 1800 hasta 1950. A partir de 1950 se presenta el resultado de un análisis realizado en cuanto a las probables producciones altas y bajas para los dos combustibles. Como se

puede observar según la estimación cerca del año 2000 el petróleo tiene su máximo valor de $80 \cdot 10^{12}$ KW hr, pudiendo llegar a agotarse entre los años 2050 y 2100. El carbón puede tener su mayor producción cerca del año 2150 con aproximadamente $190 \cdot 10^{12}$ KW hr, agotándose por los años 2500 a 2800. Aunque al carbón se le predice una mayor duración y producción, no es el combustible más adecuado para sustituir el agotamiento del petróleo ya que al ser quemado desprende gases tóxicos.

Debido al consumo masivo de hidrocarburos ya existen alteraciones en la atmósfera. El aumento de los niveles de bióxido de carbono han ocasionando el efecto invernadero, produciendo un incremento de la temperatura en el ámbito mundial. Los combustibles fósiles también son causantes de la lluvia ácida, dañando al suelo, la flora y la fauna. Los residuos de la combustión mezclados con otros gases de residuos, con las inversiones térmicas, la humedad y la radiación solar, produce efectos indeseables en la salud humana, ocurriendo lo anterior en algunas ciudades.

Por razones tanto económicas como ecológicas, se han considerado algunas alternativas energéticas en apoyo a los hidrocarburos. Las fuentes de energía renovables que se han estudiado son: la energía solar, energía eólica (se obtiene del viento), energía de la biomasa (fotosíntesis), energía de las olas, energía hidráulica (caídas de agua), energía de las mareas y la energía que se obtiene de la diferencia de las temperaturas que se tienen en los océanos. Todas ellas si se utilizan adecuadamente, pueden ser disponibles ilimitadamente, y no disminuyen a medida que se aprovechan.

La energía solar es considerada como fuente de energía para una gran cantidad de usos, ya que en la mayor parte de nuestro planeta se puede disponer de ella en mayor o menor medida.

Durante siglos se ha utilizado la energía solar para evaporar el agua de las salmueras, en la extracción de sales, además del secado. A partir de 1950, cuando existió un aumento en el costo del petróleo, se empezó a estudiar con mayor interés los usos de la energía solar, como captarla, almacenarla y se realizaron algunos congresos. Al darse cuenta de que el costo de captación en ese tiempo no era tan costosos en todas las localidades, se perdió interés en los 80's. Posteriormente en los años 90's recobró auge, ya que disminuían las reservas de hidrocarburos y, se empezó a considerar el deterioro del medio ambiente por los residuos de la combustión.

Los lugares donde más se ha estudiado y desarrollado el uso de la energía solar son: Australia, Estados Unidos, Arabia, Canadá, Francia, India e Israel.

En México también se estudia y se empieza a considerar la energía solar como una buena alternativa, ya que tiene una alta incidencia de energía solar en la mayoría de su territorio. Por ejemplo, la U. N. A. M. tiene un laboratorio en Temixco Morelos, donde se realizan diferentes estudios a los captadores solares ahí realizados. También se construyeron un secador de semillas solar y un sistema de refrigeración por absorción de amoníaco-agua (piloto.)

Es importante conocer algunas características del sol y del tipo de energía que se recibe del mismo, ya que en esta tesis se considera como la fuente de energía del sistema de refrigeración.

3.2. - EL SOL.

El sol es una masa de materia gaseosa caliente que irradia una temperatura efectiva de unos 6 000 °C, con un diámetro de 1.39×10^9 metros.

Un astrónomo italo-francés Giovanni Domenico Cassini (1625-1712), calculó (por paralelaje) que la distancia entre el sol y la tierra era de 140 000 000 kilómetros. En 1931 varios astrónomos por medio de fotografías y cálculos, llegaron a la conclusión, de que la distancia promedio entre el sol y la tierra es aproximadamente de 149 600 000 Km. Posteriormente en 1961 por medio de microondas (ondas de radio, muy cortas) se demostró que la distancia entre la tierra y el sol es de 149 570 000 Km. .

En 1893 el físico alemán Wilhelm Wien (1864-1921), comprobó que a una temperatura dada existía siempre un pico de radiación, o sea, cierta longitud de onda. Al trabajar con los espectros del sol, fue posible comprobar que la superficie del sol es de 6000 °C.

3.2.1. - COMPOSICIÓN DEL SOL.

En 1929 el astrónomo americano Henry Norris Russell (1877-1957), estudió los espectros solares y consiguió demostrar que el sol es rico en hidrógeno, conteniendo tres quintas partes en volumen. Después el astrónomo americano Donald Howard Menzel (1901-) indicó de acuerdo a sus cálculos, que el 81.76% del volumen es hidrógeno y el 18.17 % de helio, dejando sólo un 0.07 % para todas las demás clases de átomos.

De acuerdo a la constitución del sol, se redujeron las numerosas reacciones nucleares posibles, para producir la energía solar.

El núcleo del hidrógeno está constituido de una sola partícula, un protón, por lo que recibe el nombre de "hidrógeno 1", el helio está compuesto de cuatro partículas, dos protones y dos neutrones por lo que se le llama "helio 4".

Consideraron una reacción, la fusión de hidrógeno para formar un sólo núcleo de helio: $4\text{H}^1 \text{-----} \text{He}^4$ a través de una larga serie de reacciones.

La masa del núcleo de un átomo de hidrógeno es 1.00797, y la de cuatro núcleos de átomos es de 4.03188. En cambio la masa atómica del helio es de 4.0026, por lo que hay una diferencia de 0.0293 unidades de masa atómica (0.73% del total), que se hayan convertido en energía.

Por los estudios de radiación del sol, calcularon que se perdía 4 600 000 toneladas de masa por segundo. Este cálculo lo realizaron sobre la base de que en el año 1905, el físico germano-suizo Albert Einstein (1879-1955), demostró para las reacciones nucleares que, existe una relación entre la masa y la energía de $e = mc^2$, donde e = energía, m = masa, c = velocidad de la luz.

Al encontrar que se pierde 0.0273 unidades de masa atómica en la fusión de hidrógeno a helio, para que se pierdan 4 600 000 toneladas de masa del sol por segundo, se deben de convertir 630 000 000 de hidrógeno en helio.

Para calcular la masa del sol, se consideró la distancia de 150 000 000 kilómetros y la intensidad de la atracción gravitacional a la tierra, y resulta ser de 2.2×10^{27} toneladas. Sabiendo que se consumen 630 000 000 toneladas de hidrógeno por segundo (suponiendo que el sol es de hidrógeno puro y se consume a fusión constante), además si se supone que en un inicio el sol era 100% hidrógeno, siendo que actualmente está compuesto de un 81.76%, el tiempo que llevaría consumiéndose es de 20×10^9 años, y tendría que

transcurrir 90×10^9 años para terminarse todo el combustible del hidrógeno, si se consumiera constantemente a la misma velocidad de fusión.

Pero lo anterior es una suposición, ya que sabemos que la velocidad de fusión no puede ser siempre la misma, porque existen cantidades de cenizas de helio que pueden variar esa velocidad.

3.2.2.-RADIACIÓN QUE LLEGA A LA TIERRA.

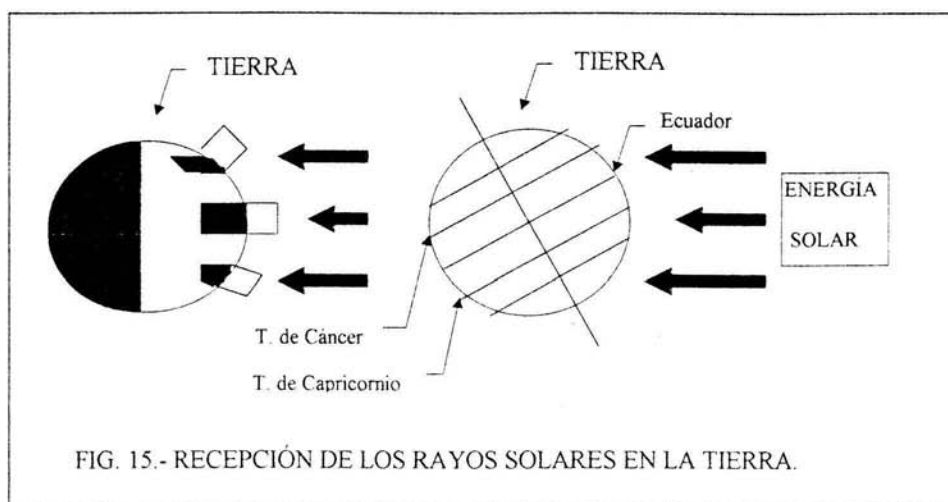
La energía solar que llega a la tierra es muy grande en comparación con la que se requiere. La tierra recibe energía radiante del sol de 173×10^{15} W y el consumo energético aproximado de la humanidad es de 7×10^{12} W, sin embargo la tierra emite una cantidad semejante de energía a la recibida, para mantener la temperatura de la tierra en equilibrio.

La intensidad de radiación que llega a la parte alta de nuestra atmósfera es de 1395 W/m^2 .

El contenido de energía en la radiación se determina por su longitud de onda. Las longitudes de onda más cortas representan mayor cantidad de energía. El espectro que se obtiene del sol es casi continuo desde 200 nm ($1 \text{ nm} = 10^{-9} \text{ m}$) ultravioleta, a 3 000 nm infrarrojo, con un máximo de 500 nm. La atmósfera es selectiva y cambia no sólo la cantidad, sino también la composición espectral de la radiación.

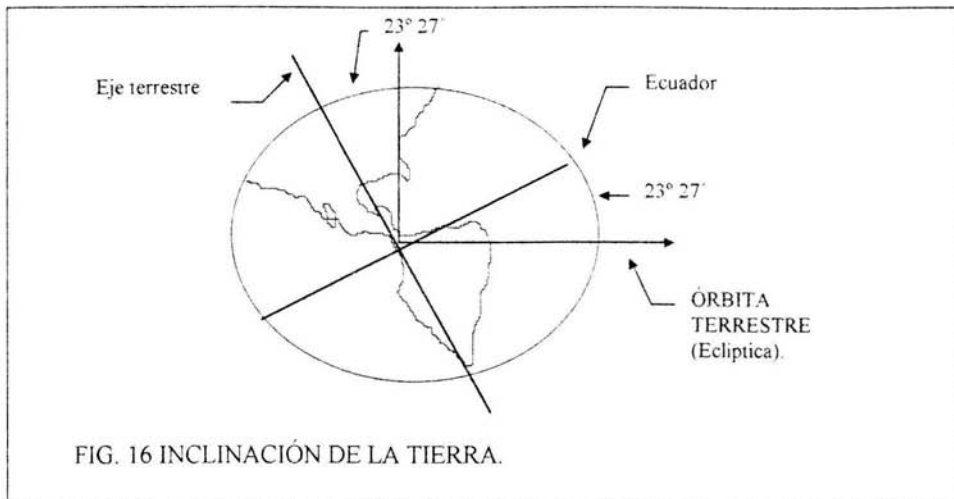
La absorción atmosférica reduce la intensidad de la radiación solar, ya que existen algunos factores que la disminuyen, como son las nubes (vapor de agua), absorción por gases de la atmósfera, dióxido de carbono, ozono, polvo, reflexión, la altitud y la posición del cenit.

Debido a la redondez de la tierra, los rayos no caen con la misma inclinación a todos los puntos de la superficie terrestre (fig. 15), dando origen a un desigual calentamiento. Caen verticales sólo en los lugares cercanos al Ecuador e inclinados en el resto de la tierra. A medida que aumenta la distancia entre el Ecuador y los diferentes lugares, la temperatura disminuye, por lo que la región más caliente de la tierra es la zona intertropical, situada entre el Ecuador y los trópicos de Cáncer y Capricornio, los cuales están a $23^{\circ} 27'$ del Ecuador. Siendo a esta distancia donde se localiza gran parte de nuestro país.



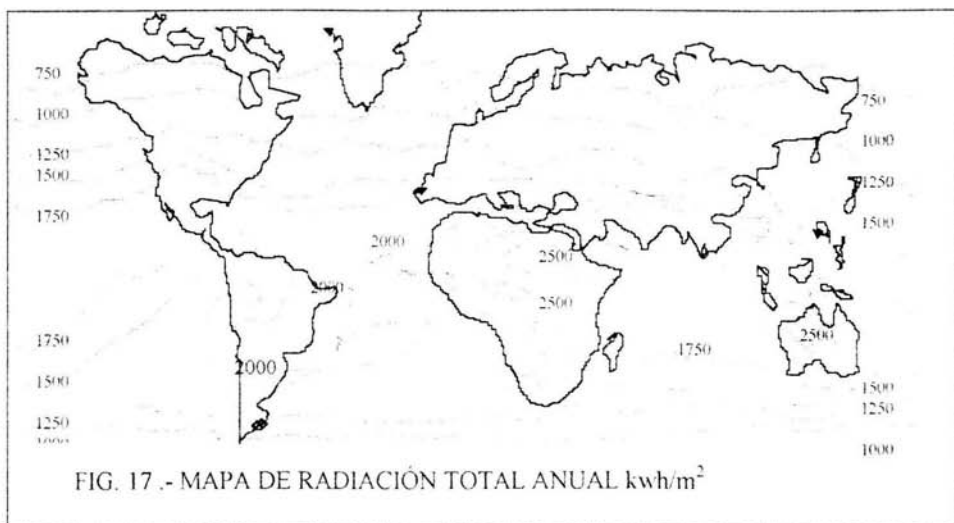
La inclinación de la tierra es un punto importante, en la determinación de cantidad de energía recibida del sol por metro cuadrado en cierta localidad. Su inclinación tiene como línea de referencia el eje terrestre, el cual es una línea imaginaria, que pasa por los polos en donde gira la tierra, y forma un ángulo de $23^{\circ} 27'$ con la perpendicular eclíptica. El camino aparente que sigue el sol en el curso del año es la eclíptica y forma un ángulo de $23^{\circ} 27'$ con el Ecuador.

La fig. 16 representa la inclinación de la tierra con respecto al eje terrestre y Ecuador.

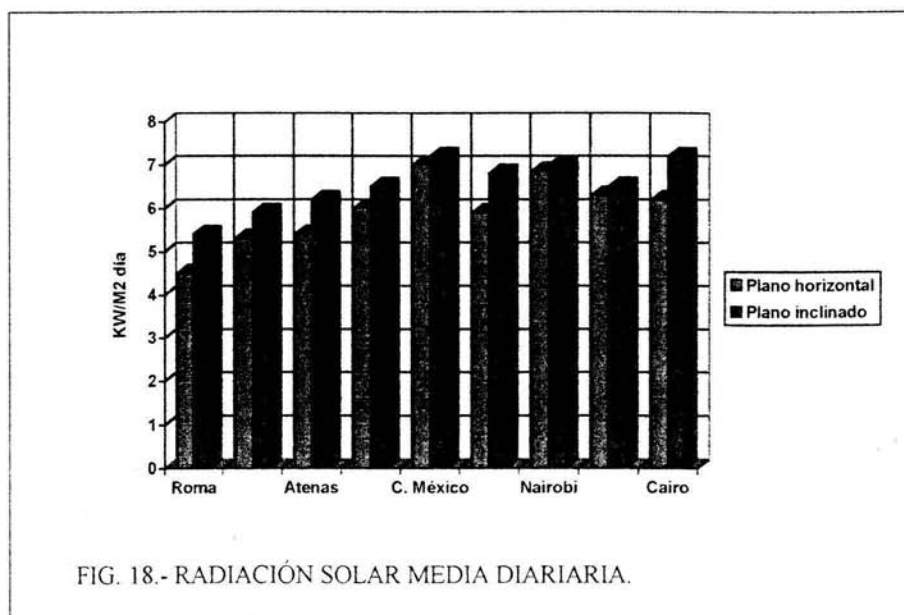


Otro factor importante es la altitud, que es la altura vertical sobre el nivel del mar, medida en metros o kilómetros.

El mapa de la figura 17 representa la radiación aproximada del mundo, dependiendo de la latitud geográfica y factores climáticos locales.



También hay una variación de la radiación solar que cambia de acuerdo a los meses del año. En el área ecuatorial es más uniforme la radiación. La figura 18 muestra la radiación en diferentes lugares.



De la figura 18 se puede observar que la concentración de la radiación solar es baja, y si para el uso que se requiere se necesita gran cantidad de energía, se tendrían que utilizar grandes áreas de colectores solares. En la figura la ciudad de México presenta un valor bajo de 7 Kw/m^2 día, pero existen muchas otras localidades del país donde reciben una mayor concentración de radiación solar.

3.3. - MÉTODOS DE CAPTACIÓN DE LA ENERGÍA SOLAR.

Para poder utilizar la gran intensidad de energía solar, se requiere captarla y almacenarla para ser posteriormente usada. La captación y almacenamiento se da principalmente en algún tipo de colector y / o en celdas solares (células fotovoltaicas.)

3.3.1. - COLECTORES SOLARES.

Los colectores solares son dispositivos que se instalan para absorber la radiación solar y por medio de un fluido de transferencia de calor, llevarla al lugar donde se va a utilizar. Se consideran dos clases de colectores solares: a) colectores de placa plana y b) colectores focales.

En el diseño del colector consideran la radiación incidente, además de la orientación del colector y ciclos de tiempo solar. Otros factores importantes son las pérdidas de calor causadas por la reflexión, la transmisión, la conducción, la convección y la radiación.

3.3.1.1. - COLECTOR DE PLACA PLANA.

El colector solar de placa plana absorbe la energía solar en una superficie ennegrecida, son los más económicos, recogen la radiación dirigida y difusa, utilizándose donde se requieren temperaturas relativamente bajas, hasta de 150 ° C.

Al exponer la placa negra del colector al sol se absorbe gran cantidad de la energía solar, presentándose procesos de difusión, absorción de fotones, aceleración de electrones, múltiples choques, ocasionando un calentamiento de la placa. Las moléculas de la superficie se excitan, dando origen a un aumento de temperatura.

Parte del calor captado en la placa se transmite a otras partes unidas a la misma o al medio ambiente.

Se cubre la superficie de la placa con una o varias cubiertas transparentes con las cuales se trata de reducir las pérdidas por radiación y convección. Algunas veces el cristal se utiliza como cubierta, ya que tiene una transmitancia selectiva. Aunque el cristal reduce la intensidad de la radiación sobre la placa del colector, la energía perdida es mucho menor a la que se tiene en un colector sin cubierta.

En la placa negra del colector se tienen una serie de canales para el paso del fluido térmico (agua, aire) con el cual se realiza la transferencia de calor. Parte del calor recibido del sol se transmite al fluido, calentándolo y bajando la temperatura de la placa.

La forma de la placa puede ser de un radiador simple, y construida de metal como por ejemplo: acero, cobre, aluminio. En algunas ocasiones utilizan materiales no metálicos, pero como la conductividad de los mismos es menor, se requiere de un mejor acomodo para que exista un mayor contacto entre la superficie y el fluido térmico.

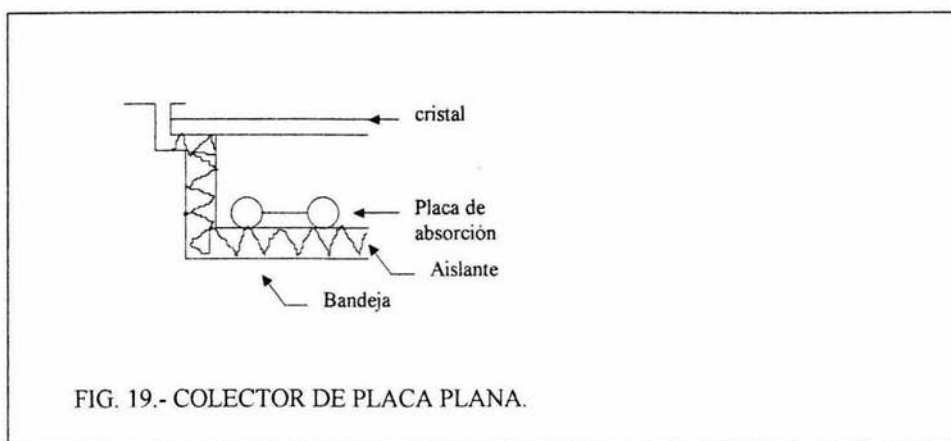
Algunas veces la superficie de la placa del colector se pinta de un negro mate (negro pizarra), reforzada con un anticorrosivo apropiado. El anticorrosivo debe ser de auto ataque químico o de lo contrario, con la compresión y expansión del metal, la pintura puede pelarse en un año aproximadamente.

Existen también otros tipos de revestimientos: "superficies selectivas", las cuales tienen un alto coeficiente de absorción y bajo coeficiente de emisión para la radiación solar. Mientras mayor sea el valor de absorción / emisión (a / e), mejor será el rendimiento de la placa del colector, ya que hay menos pérdidas de calor.

La placa de absorción se introduce en una especie de bandeja, para la cual se usan diferentes materiales, cemento-amianto (mineral filamentosos que soporta altas

temperaturas), fibra de vidrio o madera, con el fin de aislarla de otras superficies, disminuyendo la pérdida de calor por conducción.

El sistema aislante abarca la parte posterior de la placa, los borde y en donde se sujeta el cristal que se encuentra en la parte frontal. Todo el conjunto es lo que forma al colector el cual se representa en la Fig. 19.



Los colectores solares de placa plana regularmente se colocan en posición estacionaria y su orientación se da de acuerdo a un análisis de tiempo solar.

El uso principal de este tipo de colector es el calentamiento de agua.

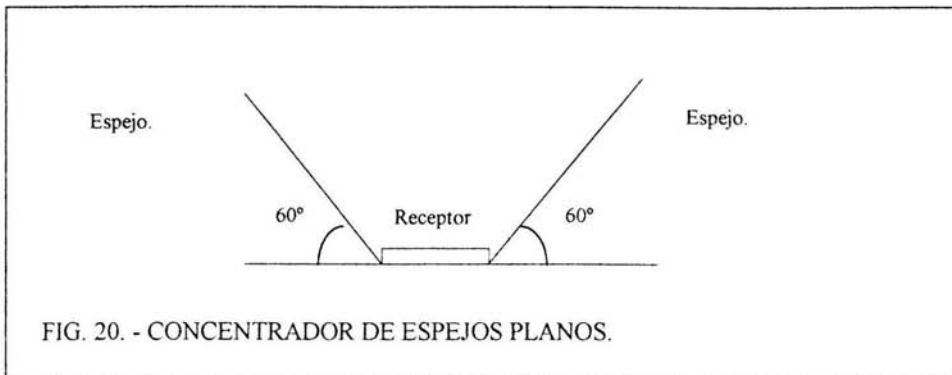
3.3.1.2. - COLECTORES FOCALES.

Los colectores focales son un conjunto de superficies de reflexión curvas o planas, o lentes, que son utilizados para concentrar la radiación directa sobre un receptor de área pequeña. Con la energía recibida se pueden obtener temperaturas altas, mayores que con los colectores de placa plana.

Son cinco tipos básicos de dispositivos de concentración:

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

El colector más simple (Fig. 20), es una placa de absorción con dos espejos planos laterales, que forman un ángulo de 60° . Los espejos pueden estar unidos con bisagras, siendo un colector desplegable.



En los canales parabólicos se concentra la radiación en una línea, teniéndose una menor concentración que si se concentrara en un punto, y está montada en un eje horizontal este-oeste.

El más utilizado es el que tiene la forma de parábola de revolución, el cual concentra en un punto la energía solar. Tiene un mecanismo de fotoceldas que junto con dos ejes, siguen la trayectoria aparente del sol, pero el mecanismo es muy complicado. Colectores que tiene

un seguimiento manual como el montaje ecuatorial (Fig. 21), consiste en que uno de los ejes se fija en una posición norte-sur, con una inclinación igual a la latitud geográfica. El movimiento sobre el eje N-S se modifica 15° por hora, siendo un procedimiento programado. La inclinación se ajusta diariamente con el fin que coincida con la declinación solar.

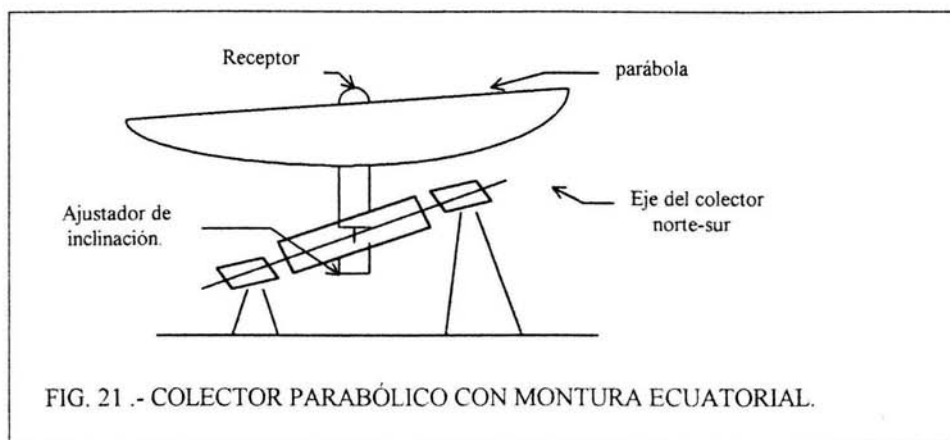


FIG. 21 .- COLECTOR PARABÓLICO CON MONTURA ECUATORIAL.

Los lentes Fresnel tienen una gran precisión óptica, pero son muy caros, por lo que sólo se utilizan en casos muy especiales.

Los colectores focales utilizan sólo la energía solar directa y no la difusa. En días nublados la radiación directa = 0, pero en días despejados se puede tener hasta 90% de radiación directa.

La pérdida de calor del receptor es principalmente por convección al aire que está cerca del colector, radiación al ambiente, y también por conducción a la estructura del soporte receptor. Algunos receptores están encerrados en una cubierta de vidrio, con el mismo propósito que se utiliza cubierta en los colectores de placa plana.

Es necesario que los materiales utilizados en los colectores focales tengan gran poder de reflexión, como son el aluminio, el cobre y otros. Actualmente se desarrollan superficies plásticas metalizadas que son más baratas y tiene un buen poder reflector, estas son de: acetato-butirato de celulosa, poliéster metalizado (mylar aluminizado) y poliésteres reforzados con fibra de vidrio.

La ventaja del captador focal, es que además de existir mayor concentración de energía, la pérdida de calor es mucho muy pequeña, ya que sólo se pierde en el receptor y no en toda la superficie de captación del colector. La desventaja es que únicamente se aprovecha la radiación directa y no la energía radiante difusa.

Como en los días nublados y en la noche no se recibe radiación directa se requiere almacenar la energía solar. Se almacena en forma de energía calorífica (en periodos largos), energía potencial, energía química (baterías de acumuladores), o como energía cinética.

3.3.1.3. - APLICACIÓN DE LOS COLECTORES SOLARES.

La energía recolectada en los colectores de placa plana y focales, puede ser aprovechada en una gran variedad de usos, de los cuales se mencionan a continuación los más importantes.

CALEFACCIÓN DE AGUA DOMÉSTICA.

El calentamiento de agua para uso doméstico tiene mucho uso, teniéndose patentes en E. U. desde el siglo XIX. En México es utilizada desde los años 40's.

Con el aprovechamiento de la energía solar, se puede tener un ahorro de gas L. P.

El servicio de agua caliente por lo regular se requiere de manera continua, para lo cual puede ser utilizado un colector de placa plana, ya que solamente se requieren temperaturas de 40°C a 60°C. Es necesario un almacén, de donde pueda disponerse de agua caliente en los momentos en que no hay insolación.

El sistema más sencillo consta de un colector y un depósito. El depósito debe estar en una posición por encima del colector. El agua más caliente y ligera se elevará del colector al depósito, por lo que el agua más fría y pesada bajará al colector.

Por lo regular, para una casa se tiene dos paneles de 1.50 - 3.00 m² cada uno, y un tanque de 150 a 200 litros. El tanque debe de estar aislado e impermeabilizado. Los diseños generalmente se realizan de acuerdo a los meses más fríos del año (invierno.)

ACONDICIONAMIENTO DE AGUA EN ALBERCAS.

Para calentar el agua de las albercas se requiere una gran cantidad de energía. En una alberca de 85 m³, se necesitan 100 kw/h de calor por cada grado centígrado. Con el propósito de tener temperaturas para albercas deportivas de 22 °C y para bebés de 30 °C.

Generalmente se usan hidrocarburos para realizar el calentamiento, pero el costo es muy alto. La energía solar en este caso es competitiva, ya que es gratuita y no contamina.

Se pueden utilizar colectores de placa plana que de ser necesario se conectan en serie, o una cubierta de vidrio o de plástico adecuado y en algunos casos cubiertas flotantes de polietileno azul.

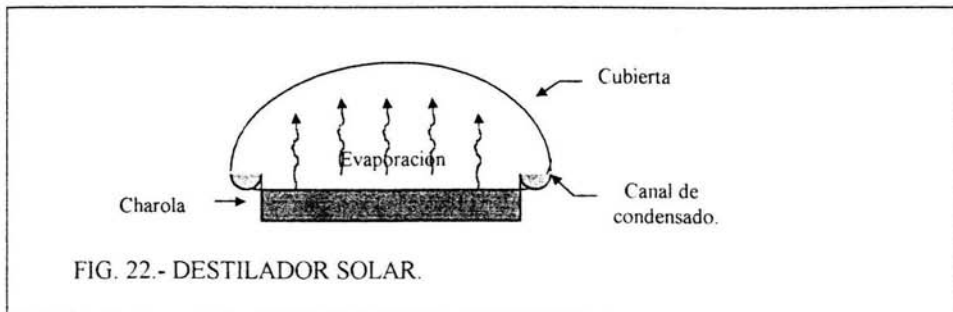
Existen varios factores en la pérdida de calor en una alberca, por radiación al medio ambiente, por convección que depende de la velocidad del viento, por evaporación, etc.

POTABILIZACIÓN DE AGUA.

La energía solar es adecuada para purificar agua de ríos, lagos, lagunas y mar, siempre que no contengan residuos industriales o aguas negras.

Para eliminar microorganismos se requiere calentar el agua a 60 °C, lo cuál es posible con un colector de placa plana.

El agua de mar se puede purificar (eliminación de sal) con una evaporación y condensación. Hay destiladores donde el colector tiene la función de evaporador y la cubierta de condensador, teniendo una forma especial la cubierta, de tal manera que el destilado sea recibido en uno canales para ser recolectado (Fig. 22.) Con este tipo de sistema se pueden destilar de 3 a 5 litros diarios por metro cuadrado. El destilador debe purgarse para eliminar la gran cantidad de sales que se llegan a acumular.



La forma de la charola y de la cubierta puede variar. En algunos sistemas se tienen un conjunto de charolas, con el fin de mejorar el funcionamiento y eficiencia del destilador.

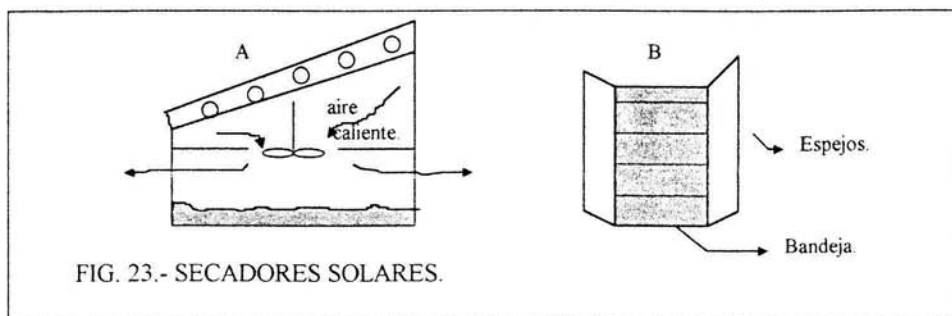
SECADO SOLAR.

Algunos productos agrícolas requieren el secado para una adecuada conservación. Uno de los métodos más antiguos y usados, es colocándolos sobre el suelo y exponerlos directamente a la energía solar. Este proceso es barato, pero tiene inconveniencias ya que

puede haber fuertes pérdidas por lluvia, ataque de insectos y animales. Además se obtiene un producto de baja calidad por contaminación de polvo e insectos.

Para el secado también se han utilizado maquinarias que funcionan con electricidad, petróleo, o algún otro combustible, logrando un proceso acelerado y controlado.

El secador solar contiene un colector por donde se hace circular aire, que al calentarse, se hace pasar por la cámara de secado, donde es colocado el producto a secar. Los dos componentes del secador pueden estar juntos o separados. Cuando están separados tiene la ventaja de mayor control, además de fácil carga y descarga del producto; pero tiene la desventaja de tener mayor costo por ser 2 equipos, además de que se requiere hacer circular mayor cantidad de aire. En la figura 23 se representan dos tipos de secadores: a) secador con colector de placa y, b) Secador con espejos (más utilizado y sencillo), sólo son dos ejemplos ya que existe una gran variedad.



También se han realizado investigaciones para el desarrollo de cocinas y hornos solares, utilizando el sistema de espejos; siendo útiles en el cocimiento de alimentos.

REFRIGERACIÓN.

El método que primeramente se utilizó para refrigerar fue con hielo, posteriormente se desarrollaron diferentes equipos como los sistemas por compresión y absorción.

A estos dos últimos métodos en algunos lugares se les han adicionado equipos solares con el fin de tener una tecnología más limpia, y un costo de operación más barato, aunque se tenga un mayor costo inicial por el equipo adicionado. Lo anterior se realiza también con el fin de utilizar la alta energía radiante de ciertos lugares, en donde por altas temperaturas, se requiere refrigerar. Por ejemplo en lugares tropicales, casi no se consume carne ni leche, porque se descompone y la gente con pocos recursos económicos no cuenta con un sistema de refrigeración, además por la misma causa se pierden cosechas de frutas y verduras.

En el sistema de refrigeración por compresión, se adiciona un colector para producir vapor, haciendo que funcione la turbina, para que opere el ciclo. También se le adicionan equipos de almacenamiento de energía o equipos auxiliares, para los días que no se tenga radiación solar o en la noche.

En el sistema por absorción, se calienta el agua en colectores de placa plana, para utilizarla como fuente de energía en el generador, teniéndose ahorro de combustibles y una tecnología más limpia. Al igual que en el sistema de compresión se tiene que adicionar un equipo de almacenamiento de energía.

3.3.2. - CELDAS SOLARES.

Las celdas solares o circuitos fotovoltaico, es el desarrollo de un semiconductor, de estado sólido, que convierte la luz solar directamente en electricidad.

En las celdas solares se utilizan materiales semiconductores, que son mezclados con cantidades diminutas (cerca de una parte por millón) de materiales semejantes, pero con un electrón más o uno menos que es el semiconductor. Al que se le adiciona el material con un

electrón más se le llama semiconductor tipo N, y el que tiene un electrón menos se le llama semiconductor tipo P.

Al unir los dos semiconductores se forma un diodo. Los electrones cruzan la unión P - N al ser expuestas a la radiación solar, siendo en esta unión donde se crea la pareja electrón / hueco, que permite el flujo de electrones.

La figura 24 representa el funcionamiento de una celda solar.

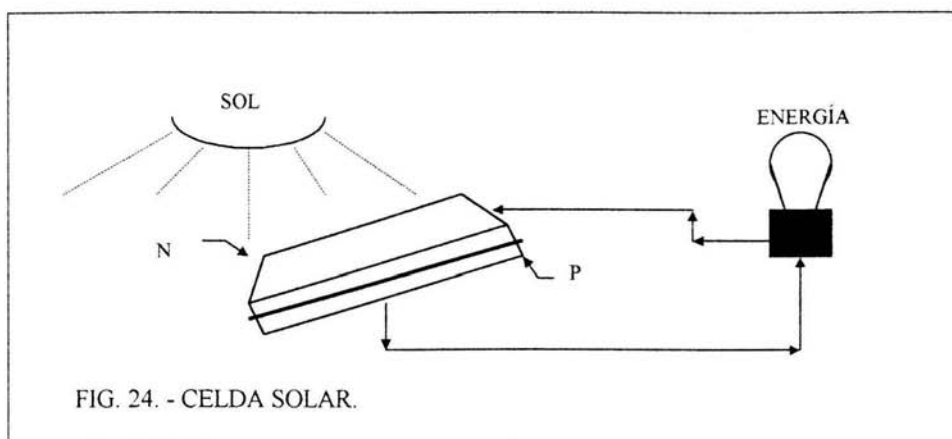


FIG. 24. - CELDA SOLAR.

Las celdas monocristalinas son muy costosas. Las celdas policristalinas cuestan sólo una tercera parte que las monocristalinas pero su rendimiento disminuye a $\frac{1}{4}$ de las anteriores.

Algunos de los materiales empleados en las celdas solares son: silicio (Si), germanio (Ge), arseniuro de galio (GaAs), telurio de cadmio (CdTe), sulfuro de cadmio (CdS.)

Dos de los procesos para la fabricación de las celdas solares, son los empleados por las empresas SIEMENS y A.S.E., para la fabricación de celdas de silicio.

En la empresa SIEMENS, las celdas solares están basadas en un monocristal de silicón, con tecnología que ofrece eficiencia mejor que los policristales amorfos de silicón y de otras tecnologías que utilizan películas delgadas.

El silicón es amable al medio ambiente y está disponible ilimitadamente en forma de arena sílica. El silicón policristalino se purifica derritiéndose y dando un monocristal de mayor tamaño en lingotes. Los lingotes son de forma cilíndrica y en algunos casos son utilizados en forma circular o se recortan para producir un cubo.

Los bloques o cubos son cortados en hojas delgadas usando serrucho, con una baja pérdida de material en el proceso. Las hojas delgadas son contaminadas con fósforo y también se suministran partículas de boro, en un arco eléctrico, produciéndose el efecto fotovoltaico.

Una capa de óxido antirreflejante se aplica en cada hoja, para producir un intercambio de energía. Una pasta de plata es aplicada en toda la parte frontal y externa de la celda solar, formando un circuito eléctrico metálico, con tecnología de pantalla - impresa, usando contactos baratos.

Una vez realizado el examen de conductividad eléctrica en varias celdas solares, se conectan en hileras, ensamblándolas con un endurecedor especial, altamente transparente, colocándolo en la parte frontal y posterior de la placa, para protegerla contra la humedad, garantizar la estabilidad con los rayos ultra violeta y tener un aislamiento eléctrico.

En el fin del proceso de la producción, al módulo se le coloca una armadura con una resistencia a la torsión, hecha de aluminio con una muy alta estabilidad mecánica.

Las funciones óptica, mecánica y eléctrica de todos los módulos, son probadas en detalle antes de salir de la fábrica. Cada módulo es rotulado con un código de barra y un

número de serie. La figura 25 representa el proceso de fabricación para celdas solares por SIEMENS.

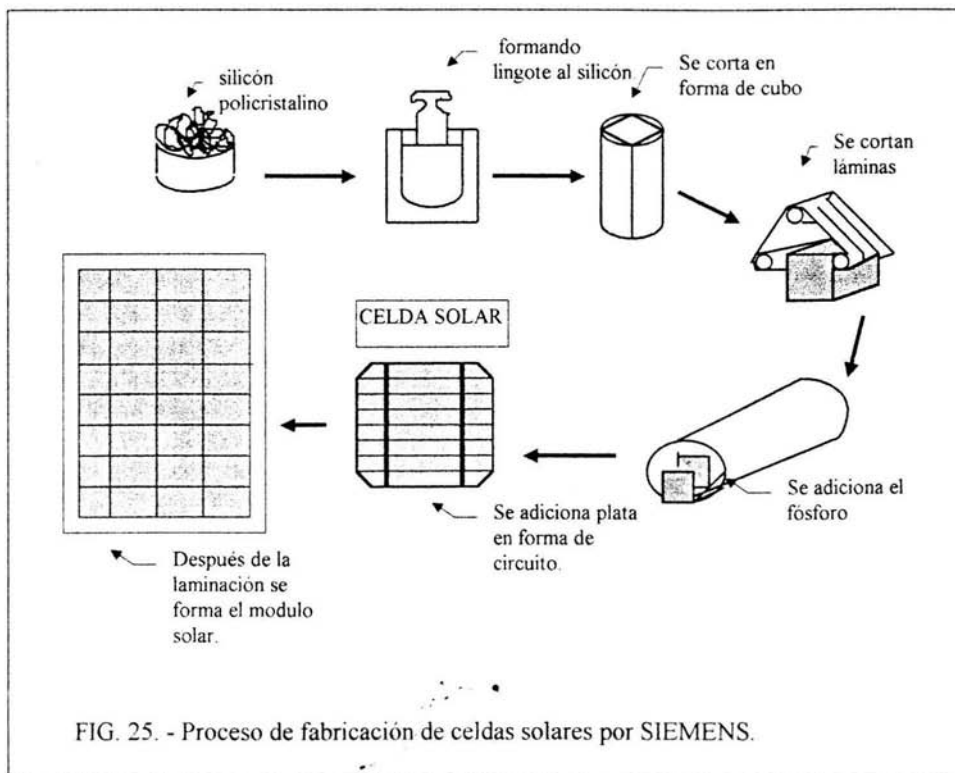


FIG. 25. - Proceso de fabricación de celdas solares por SIEMENS.

El proceso de fabricación del colector por la empresa A.S.E. Américas, Inc. tiene algunas variantes, respecto al proceso de SIEMENS.

Primeramente el silicón puro se mezcla con una cierta cantidad de boro y se derrite en un crisol hasta 1410°C (El boro da a la celda la carga positiva cuando es expuesto a la luz.) En el crisol se hace un troquel octagonal de 10 centímetros por lado y se coloca un capilar empotrado dentro de las paredes. El silicón fundido se eleva entre las ranuras,

formándose muros delgados de forma de tubo hueco octagonal, conforme a las necesidades del espesor y la anchura se determinan los muros del troquel.

El tubo de silicón se alarga en longitudes de 5 metros, con espesores menores de 300 micras.

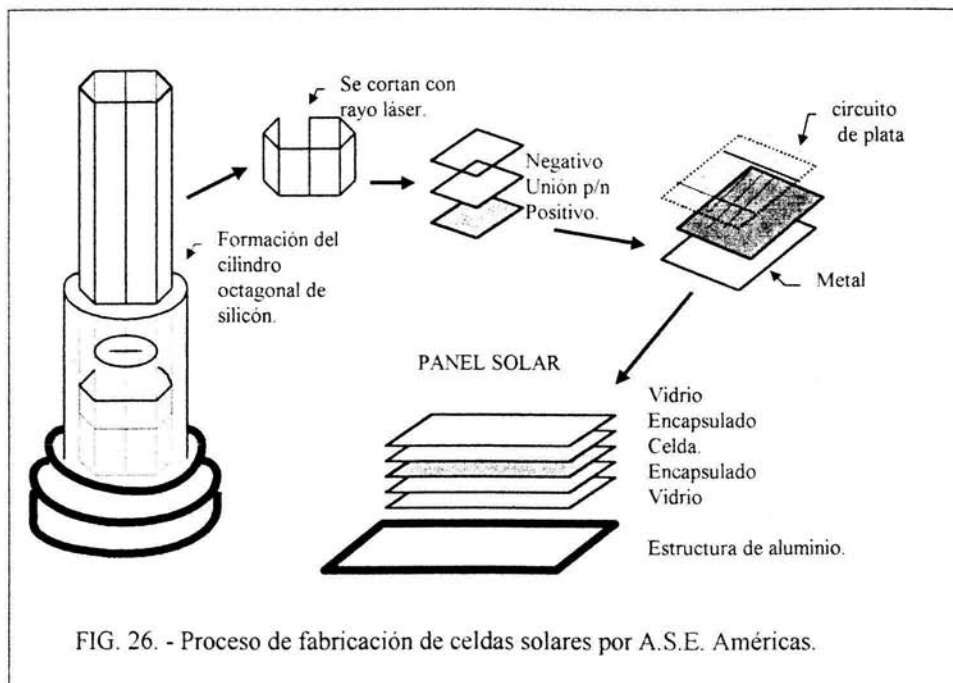
Las láminas formadas por las caras del tubo octagonal de silicón se cortan con el rayo láser, en medidas de 10 cm de ancho por 10 cm de largo.

El fósforo es adicionado en una de las caras de las láminas para ser expuesta a la luz. Cuando se ilumina, esta cara es cargada negativamente. El resultado es una combinación boro y fósforo, que en el silicón forma una conexión p/n (positivo / negativo.) Cuando la luz se hace incidir sobre la celda, el flujo de electrones y la corriente eléctrica son el resultado.

Posteriormente se coloca un revestimiento antirreflejante sobre la parte frontal de la celda solar. La celda tiene un color azul, el cual optimiza la absorción de la energía solar e incrementa la eficiencia eléctrica.

Se coloca metal en ambas caras de la placa, para capturar la corriente eléctrica. La plata se pone enfrente en una fina red, maximizando la luz eléctrica de entrada y de salida.

Por último se interconectan las celdas en un encapsulado a alta temperatura y presión, protegiéndolas de la humedad además de daños de ruptura, ya que se colocan unos vidrios templados al frente y al reverso. Las celdas son interconectadas para producir una variedad de configuraciones de corriente y voltaje. En la figura 26 se representa el sistema de producción de la empresa A.S.E. Américas, Inc.



El uso de las celdas es muy simple. Los módulos solares normalmente generan bajo voltaje, y no contienen partes móviles o desmontables. El mantenimiento que requieren es sólo de limpieza ocasional, en cambio, para algunos que contienen baterías, al igual que los automóviles, se les agrega agua de vez en cuando.

El producir energía eléctrica con los módulos de celdas, tiene la ventaja de que son silenciosas, no producen contaminación, ni requieren combustible.

Aún en los días nublados los módulos solares siguen generando electricidad, debido a que funcionan con luz y no con calor, pero por la nubosidad generan de un 50% a un 70% de su capacidad normal, estos valores disminuyen en el caso de presentarse nubes que disminuyan la luz.

Como los módulos solares son diseñados para abastecer energía cuando se necesite, se les adicionan baterías, con la intención de utilizar la energía almacenada posteriormente. Los sistemas de baterías requieren aparatos electrónicos que controlen la carga y descarga de las baterías.

Los módulos solares y las baterías generan corriente directa. En sistemas grandes, se considera necesario el uso de convertidores, para proporcionar corriente alterna, con la cual puede tener un mayor número de necesidades como en el funcionamiento de licuadoras, computadoras, video casseteras, televisores, etc.

El tiempo promedio de vida del módulo solar es en promedio de 30 años, y para las baterías hasta de 7 años, pero esto depende de sus componentes.

3.3.2.1. - APLICACIONES DE LAS CELDAS SOLARES.

Las fotoceldas tienen una utilidad muy grande, adaptándose para cubrir las demandas de energía que son necesarias en múltiples necesidades del ser humano.

En la AGRICULTURA la electricidad solar es útil para los dispositivos automatizados en puertas, bombeo de agua, y para proporcionar energía a las baterías que mueven el equipo para el trabajo del campo.

Es útil en el ALUMBRADO de casa habitación, iluminación de letreros publicitarios y los módulos hasta pueden proveer de electricidad hasta un pueblo entero.

En CASAS RURALES es útil para cubrir todas las necesidades de energía, ya que estas casas pueden encontrarse en lugares muy apartados.

Para ALPINISMO Y CAMPISMO, los montañistas pueden reducir su enorme carga llevando una cantidad reducida de baterías recargables. Siendo también útiles en lugares de recreo, para los sistemas de navegación y radio.

Es útil en los equipos COMPUTARIZADOS para aplicaciones como: medición y monitoreo en la industria de gas y combustible; y en los aeropuertos para monitorear las condiciones meteorológicas y la dirección y velocidad del viento.

En la generación de energía para el BOMBEO de agua potable y de riego, ya que los módulos solares representan una alternativa más limpia, silenciosa y de bajo costo comparativamente con los sistemas de diesel.

Los CENTROS MÉDICOS rurales pueden utilizar la energía solar en el alumbrado, esterilización y refrigeración de antídotos, vacunas y medicamentos.

En la industria petrolera y del gas, se utilizan los módulos para la PROTECCIÓN CATÓDICA, la cual sirve para el mantenimiento de miles de kilómetros de tubería costosa.

Los sistemas fotovoltaicos representan un medio económico y confiable en las redes de TELECOMUNICACIONES mundiales, para nuevos sitios y un mayor número de personas.

Otro uso es en los SEÑALAMIENTOS de la transportación terrestre, marítima y aérea

En el ESPACIO se aplica la electricidad solar para el funcionamiento de satélites, telescopios y vehículos espaciales.

CAPÍTULO 4

SISTEMA BROMURO DE

LITIO - AGUA

4.1 DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO.

El sistema de refrigeración por absorción bromuro de litio-agua representado en la figura 27, cuenta con cuatro equipos básicos de intercambio de calor.

- 1) Evaporador.
- 2) Absorsor.
- 3) Generador.
- 4) Condensador.

4.1.1. EVAPORADOR

El evaporador tiene la función de enfriar un líquido para usarlo en el proceso de refrigeración. Lo anterior se logra al evaporar el refrigerante proveniente del condensador, eliminando calor del fluido de proceso que pasa por los tubos del evapoador.

El agua a 760 mm de Hg de presión, tiene un punto de ebullición de 100 °C. Para disminuir la temperatura de evaporación es necesario mantener el equipo a una presión menor.

Si se mantiene el evaporador a una presión de 6.0 mm de Hg, puede refrigerar agua para el proceso de 13.5 °C hasta 4.4 °C. A esa presión el refrigerante (agua) se evapora a 2.83 °C.

El refrigerante (agua) entra en la parte superior de la carcaza inferior. Parte del mismo se evapora con las condiciones de baja presión cuando se pone en contacto con los tubos relativamente más calientes, y el líquido que no se evapora se recoge bajo los tubos

del evaporador. Se utiliza una bomba que recircula el refrigerante a través de un cabezal aspersor sobre los tubos del evaporador, con el fin de hacer uso exhaustivo del refrigerante y mejorar la transferencia de calor por el aumento del área de contacto, manteniendo la superficie de los tubos húmeda todo el tiempo.

4.1.2. ABSORSOR

Antes de entrar al absorbedor, el vapor refrigerante proveniente del evaporador pasa por los eliminadores, los cuales retiran cualquier líquido refrigerante arrastrado. El vapor es absorbido por la solución de bromuro de litio, la cual fluye sobre el exterior de los tubos del absorsor. El bromuro de litio puede absorber vapor de agua más fácilmente si su área superficial se incrementa; al igual que en el evaporador se utiliza una bomba para hacer circular la solución desde el fondo del absorsor y que pase por los aspersores. La mezcla de bromuro de litio y agua refrigerante se denomina solución diluida. El proceso de absorción desprende calor que se denomina calor de absorción. Este es retirado por agua de condensación, que fluye a través de los tubos del absorsor aumentando la velocidad de absorción.

4.1.3. GENERADOR

La solución diluida del fondo del absorsor se bombea al generador localizado en la carcaza superior. La solución diluida cubre el exterior de los tubos calientes del generador. El vapor o agua caliente que se transporta por el interior de los tubos en el generador sube la temperatura de la solución al punto de ebullición y evapora una parte del refrigerante.

El agua caliente que se introduce en el generador puede ser obtenida del desecho de otro proceso en la planta, por una caldera o utilizar una serie de colectores solares para su calentamiento, siendo este último el planteado en la tesis.

Al salir del generador se tienen dos sustancias, una solución concentrada de bromuro de litio y vapor de agua refrigerante. El vapor refrigerante se mueve sobre el condensador y la solución concentrada de bromuro de litio retorna al absorsor para ser reutilizada.

4.1.4. CONDENSADOR

El refrigerante en fase vapor que proviene del generador pasa por eliminadores, los cuales retiran cualquier cantidad de residuo del bromuro de litio.

El condensador al igual que el generador, se mantienen a una presión aproximada de 65 mm de Hg, en donde el refrigerante se condensa a una temperatura de 43 °C, sobre los tubos del condensador, por donde fluye el agua de condensación proveniente del absorsor.

Las condiciones de presión y temperatura pueden variar un poco, dependiendo de la temperatura requerida en el fluido del proceso de refrigeración, que depende del producto almacenado, recordando que no puede ser menor de 0 °C, ya que se congelaría el refrigerante.

4.1.5. - ACCESORIOS.

El sistema de refrigeración por absorción utiliza una serie de accesorios, con el fin de hacer el proceso más eficiente, ayudando a los cuatro componentes básicos a realizar sus funciones. Los accesorios que se utilizan son:

- 1) un intercambiador de calor.
- 2) dos bombas de fluido.
- 3) una unidad de purga.
- 4) una bomba de vacío.
- 5) un aparato de descristalización automática.
- 6) una válvula de control de solución.
- 7) una válvula de agua caliente.
- 8) Eductor o bomba de chorro.

INTERCAMBIADOR DE CALOR.- Con la finalidad de disminuir la cantidad de energía calorífica en el generador, para la evaporación del refrigerante, se utiliza un intercambiador entre el equipo de absorción y el generador. La solución caliente de bromuro de litio proveniente del generador es utilizada para precalentar la solución fría que sale del absorbente. La ventaja del enfriamiento de la solución que entra al absorbente, es el mejoramiento de condiciones para la absorción del refrigerante, disminuyendo la cantidad de agua de enfriamiento.

EDUCTOR .- La función del eductor es de aprovechar la fuerza de la bomba que transporta el fluido del absorbente al generador. Con el fin de que la solución que sale del

intercambiador proveniente del generador, tenga la fuerza suficiente para ser enviada y salir por los dispersores del absorbedor.

TUBO DE DESCRISTALIZACIÓN AUTOMÁTICO.- Se utiliza para evitar la cristalización de la solución de bromuro de litio.

Si llega a detenerse el sistema de refrigeración por un tiempo prolongado debido a fallas de potencia, la solución concentrada de bromuro de litio que sale del generador al absorbedor se enfría, ocasionando posiblemente la cristalización del bromuro de litio en la solución del generador, del intercambiador y la tubería que los une.

Al llegar la potencia y funcionar el equipo, la entrada de agua caliente al generador, aumenta la temperatura de la solución del equipo, cambiando a fase líquida. Pero la solución del intercambiador y la tubería, permanecerá en forma cristalina.

La solución concentrada de bromuro de litio que sale del generador al no tener salida, aumenta su nivel, hasta que parte del fluido entra por la parte superior de la tubería de descristalización automática. Al salir la solución caliente (sin pasar por el intercambiador) y entrar al absorbedor, por la diferencia de presiones, aumenta su temperatura. La solución con una mayor temperatura es bombeada al intercambiador, originando que se licúe la solución cristalizada en el mismo.

Al tener el equipo sus condiciones de operación normales, deja de operar la tubería de descristalización.

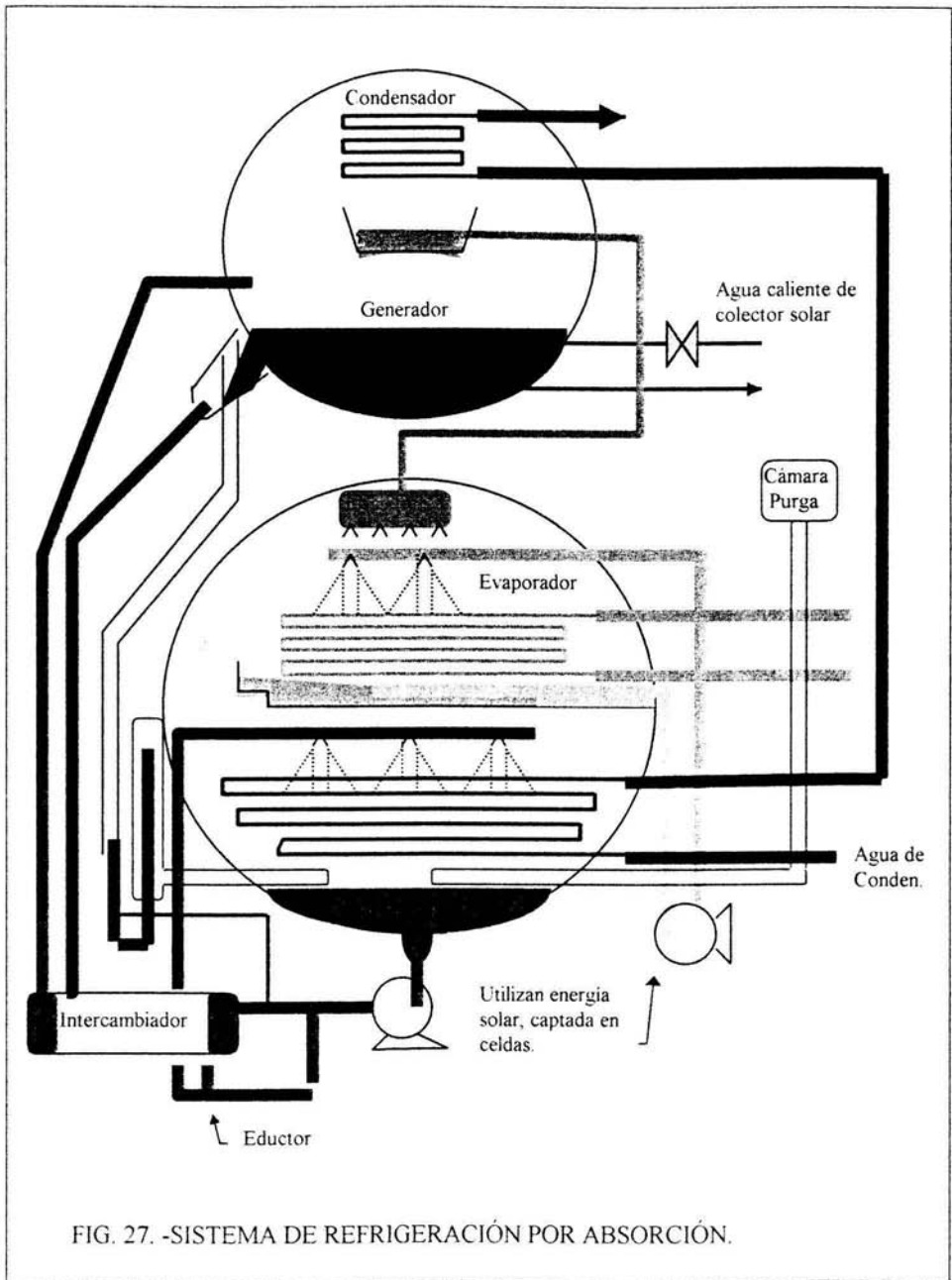
Constantemente se hace pasar una pequeña cantidad de solución diluida de bromuro de litio por el tubo de descristalización, para tenerlo listo en todo momento. El tubo siempre tiene un sello líquido en su forma de U, con el fin de mantener la diferencia de presiones que existen en las dos carcazas.

SISTEMA DE PURGA.- Es utilizado para remover gases no condensables, los cuales se recolectan en la cámara de purga enfriada por agua, y son removidos periódicamente por un motor eléctrico.

VÁLVULA DE CONTROL.- El agua caliente que entra al generador tiene una válvula de control, con el propósito de modular su flujo por los tubos del generador. La válvula se controla por medio de un sensor localizado en la línea del agua enfriada que sale por los tubos del evaporador.

BOMBAS.- Se utilizan 3 bombas. Una de ellas para que fluya la solución concentrada de bromuro de litio del absorsor al generador, otra para el reflujo del refrigerante en el evaporador, y una tercera, para mantener el vacío del equipo absorsor - evaporador. En las bombas y el equipo que requiera energía eléctrica, se considera al sol como su fuente energética, utilizando los paneles solares (celdas) para captarla.

VÁLVULA DE SOLUCIÓN.- La válvula de control de solución es opcional, se utiliza para restringir el flujo de solución diluida que entra al absorsor, al mezclarse con la solución concentrada en el eductor.



CAPÍTULO 5

DIMENSIONAMIENTO DEL

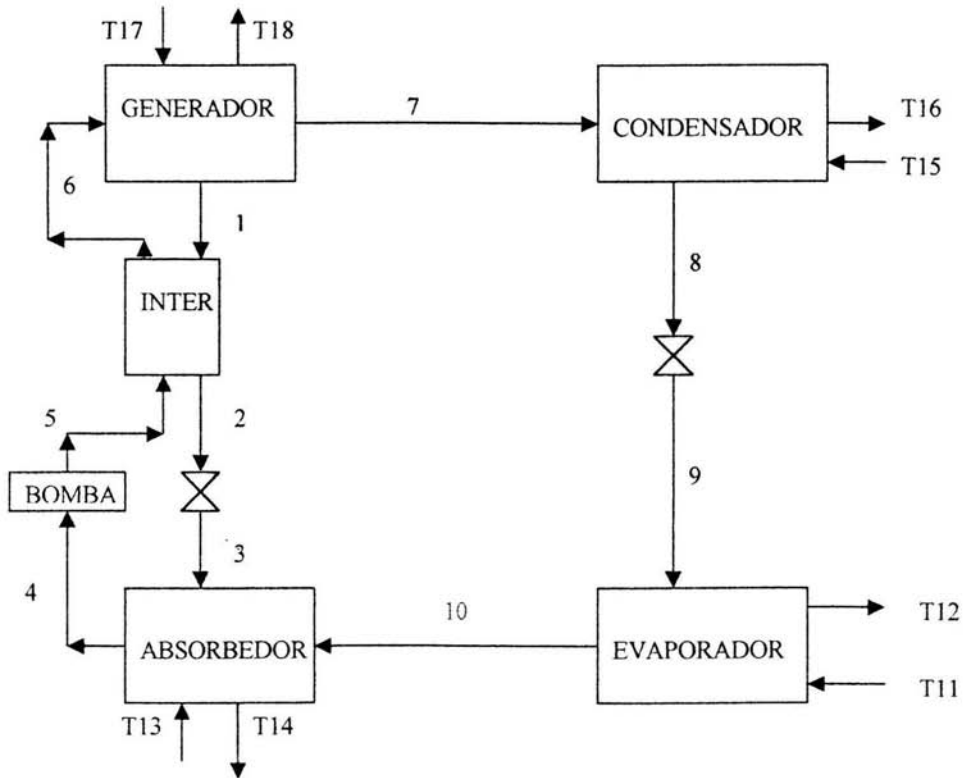
EQUIPO DE

REFRIGERACIÓN POR

ABSORCIÓN

5.1. - CÁLCULO DEL BALANCE DE MATERIA Y ENERGÍA PARA EL SISTEMA DE ABSORCIÓN BROMURO DE LITIO - AGUA.

Considerando el almacenamiento de Guayaba para su conservación, a una temperatura de $9^{\circ}\text{C} \pm 1$ grado, es adecuado el sistema de absorción bromuro de litio- agua, ya que no requiere una muy baja temperatura. El equipo a dimensionar es el necesario para una cámara que requiere una $Q = 22\ 062$ Kcal hr de refrigeración.



PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DEL BROMURO DE LITIO-AGUA.

Línea	Temperatura °F	Presión mmHg	Fracción, %	Entalpía Btu lb
1	192	66.0	.61	-30
2	100	66.0	.61	-70
3	100	6.3	.61	-70
4	90	6.3	.56	-75
5	90	66.0	.56	-75
6	163	66.0	.56	-38.2

7	192	66.0	0.0	1147
8	110	66.0	0.0	78
9	40	6.3	0.0	78
10	40	6.3	0.0	1079

BALANCE DE MATERIA.

$$m_6 = m_7 + m_1$$

Balance en función del bromuro de litio.

m_7 = contiene sólo agua.

$$m_6 X_r = m_1 X_{ab}$$

donde:

X_r = concentración de LiBr en el refrigerante, lb / lb de solución.

X_{ab} = concentración de LiBr en el absorbente, lb / lb de solución.

Como $m_6 = m_1 + m_7$ sustituyendo

$$(m_1 + m_7) * X_r = m_1 * X_{ab}$$

$$m_1 * X_r + m_7 * X_r = m_1 * X_{ab}$$

factorizando

$$m_1 * X_{ab} - m_1 * X_r = m_7 * X_r$$

$$m_1 = \frac{m_7 * X_r}{X_{ab} - X_r}$$

$$\frac{m_1}{m_7} = \frac{X_r}{X_{ab} - X_r} = \frac{m_{ab}}{m_r}$$

m_{ab} = flujo valor del absorbente, lb / hr

m_r = flujo del refrigerante, lb / hr

sustituyendo

$$\frac{m_{ab}}{m_r} = \frac{.56}{.61 - .56} = 11.2 \quad \text{ec (1)}$$

$m_s = m_{ab} + m_r$ = El valor del bromuro de litio como refrigerante y como absorbente.

$$\frac{m_s}{m_r} = \frac{m_{ab} + m_r}{m_r} = 11.2 + 1 = 12.2$$

Balance de energía en el intercambiador.

$$m_s * h_5 + m_{ab} * h_1 = m_s * h_6 + m_{ab} * h_2 \quad \text{despejando } h_6$$

$$m_s * h_6 = m_s * h_5 + m_{ab} * h_1 - m_{ab} * h_2$$

$$h_6 = \frac{m_s * h_5 + m_{ab} * h_1 - m_{ab} * h_2}{m_s}$$

$$h_6 = h_5 + \frac{m_{ab}}{m_s} * (h_1 - h_2)$$

$$m_{ab} = m_s - m_r \quad \frac{m_{ab}}{m_s} = \frac{m_s - m_r}{m_s}$$

$$h_6 = h_5 + \left(1 - \frac{1}{\frac{m_r}{m_s}}\right) * (h_1 - h_2) = -75 + \left(1 - \frac{1}{12.2}\right) * (-30 - (-70)) = -38.28 \frac{\text{Btu}}{\text{lbsol}}$$

La cantidad de refrigeración que se necesita es

$$Q_r = 22062 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}} * \frac{4187 \text{ N} * \text{m}}{1 \text{ Kcal}} * \frac{1}{1050 \text{ N} * \text{m}} \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} = 87557.91 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Balance en el evaporador.

$$Q_r = m_r * (h_9 - h_{10})$$

$$m_r = \frac{Q_r}{(h_9 - h_{10})} = \frac{87557.91 \text{ Btu/hr}}{(1079 - 78) \text{ Btu/lb}} = 87.47 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} \text{ de la ecuación 1 tenemos:}$$

$$\frac{m_{ab}}{m_r} = 11.2 \quad \text{despejando} \quad m_{ab} = 11.2 * m_r \quad \text{sustituyendo}$$

$$m_{ab} = 11.2 * 87.47 = 979.664 \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

$$m_s = m_{ab} + m_r = 979.664 + 87.47 = 1067.13 \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

Q_{sup} = cantidad de calor que se debe de alimentar.

$$Q_{sup} = -m_s * h_6 + m_r * h_7 + m_{ab} * h_1$$

$$Q_{sup} = -(1067.13 \cdot -38.2) + (87.47 \cdot 1147) + (979.664 \cdot -30) = 111\,702.536 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

El coeficiente de funcionamiento.

$$\text{COP} = \frac{Q_r}{Q_{sup}} = \frac{87557.91 \text{ Btu/hr}}{111702.536 \text{ Btu/hr}} = .78$$

El calor en el intercambiador es

$$Q_{12} = m_{ab} \cdot (h_1 - h_2)$$

$$Q_{12} = 979.664 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} \cdot (-30 - (-70)) \frac{\text{Btu}}{\text{lb}} = 39186.56 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

para el condensador el calor que se debe eliminar es

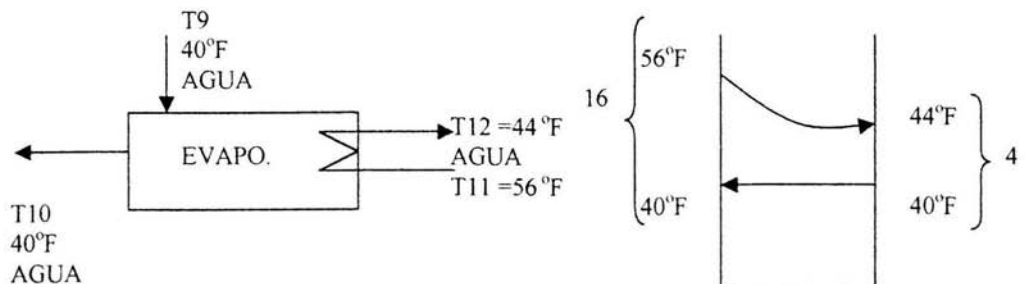
$$Q_{78} = m_r \cdot (h_7 - h_8) = 87.47 \cdot (1147 - 78) = 93\,505.43 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Calor eliminado en el absorbedor:

$$Q_a = Q_{78} - Q_{sup} - Q_r = 93\,505.43 - 111\,702.536 - 87\,557.91 = -105\,755.016 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

5.2.- DIMENSIONAMIENTO DEL EQUIPO.

5.2.1.- DIMENSIONAMIENTO DEL EVAPORADOR.



$$Q_r = 87557.91 \text{ Btu / hr}$$

$$\text{LMTD} = \frac{16 - 4}{\ln \frac{16}{4}} = 8.66^\circ\text{F}$$

Para el fluido frio

$$Q = m * C_p * \Delta t \quad m = Q / (\Delta t * C_p) \quad t_e = (T_{11} + T_{12}) / 2 = 50$$

$$C_p \left[\begin{array}{l} 50^\circ\text{F} \\ \text{Agua} \end{array} \right] = 1 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}^\circ\text{F}} \quad \text{fig 2 del Kern}$$

$$m = \frac{Q}{C_p * \Delta t} = \frac{87557.91}{1 * (56 - 44)} = 7296.49 \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

Para tubos de 1 pulgada de diámetro.

$$A_{Te} = 0.864 \text{ pulg}^2 \quad \text{tabla 11 del Kern} \quad A_{Te} = .864 / 144 = .006 \text{ pies}^2$$

$$G_{te} = \frac{m}{A_{Te}} = \frac{7296.49 \text{ lb/hr}}{0.006 \text{ pies}^2} = 1216081.67 \frac{\text{lb}}{\text{hrpie}^2}$$

$$D_{ine} = 1.049 \text{ pulg} \quad \text{tabla 11 del Kern} \quad D_{ine} = 1.049 / 12 = 0.087 \text{ pies} \quad D_{exe} = 1.32 \text{ pulg}$$

$$\mu \left[\begin{array}{l} 50^\circ\text{F} \\ \text{Agua} \end{array} \right] = 1.25 C_p \quad \text{fig 14 Kern} \quad \mu = 1.25 C_p * 2.42 = 3.025 \frac{\text{lb}}{\text{piehr}}$$

$$Re = \frac{D_{ine} * G_{te}}{\mu} = \frac{0.087 \text{ pie} * 1216081.67 \text{ lb/hrpie}^2}{3.025 \text{ lb/piehr}} = 34974.91$$

$$J_H = 110 \quad \text{Figura 24 del Kern.}$$

$$K \left[\begin{array}{l} 50^\circ\text{F} \\ \text{Agua} \end{array} \right] = 0.339 \frac{\text{Btu}}{\text{hrpie}^2 \text{ } ^\circ\text{F} / \text{pie}} \quad \text{Tabla 4 Kern}$$

$$\left[\frac{C_p * \mu}{K} \right]^{1.3} = \left[\frac{1 * 3.025}{0.339} \right]^{1.3} = 2.074$$

$$h_i = J_n * \frac{K}{Din} * \left[\frac{Cp * \mu}{K} \right]^{1/3} = 110 * \frac{.339}{.087} * 2.074 = 888.96 \frac{Btu}{hr * pie^2 * ^\circ F}$$

$$h_{io} = h_i * \frac{D_{ine}}{D_{exe}} = 888.96 * \frac{1.049}{1.32} = 706.45 \frac{Btu}{hr * pie^2 * ^\circ F}$$

El fluido exterior tiene una temperatura de 40 °F. Suponiendo tubos de 8 pies de longitud.

$$G_e = \frac{m_r}{2 * L} = \frac{87.47}{2 * 8} = 5.467 \frac{lb}{hr * pie}$$

$$\mu \left[\begin{array}{l} 40^\circ F \\ \text{Agua, vap.} \end{array} \right] = 0.008 C_p \quad \text{figura 15 del Kern} \quad \mu = .008 C_p * 2.42 = 0.01936 \text{ lb}$$

$$Re = \frac{4 * G_e}{\mu} = \frac{4 * 5.467}{0.01936} = 1129.55 \quad \text{flujo laminar.}$$

$$D_{exe} = 1.32 \text{ pulg} / 12 = 0.11 \text{ pies}$$

$$h_o = 65 * \left[\frac{G_e}{D_{exe}} \right]^{1/3} * 65 * \left[\frac{5.467}{0.11} \right]^{1/3} = 238.98 \frac{Btu}{hr * pie^2 * ^\circ F}$$

$$U_c = \frac{h_{io} * h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{238.98 * 706.45}{238.98 + 706.45} = 178.57 \frac{Btu}{hr * pie^2 * ^\circ F}$$

$$R_d = .001 \quad \text{tabla 12 del Kern} \quad h_d = 1 / R_d = 1 / .001 = 1000$$

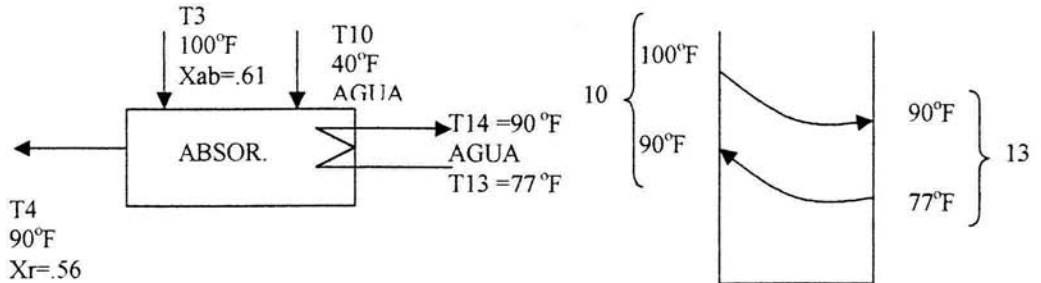
$$U_d = \frac{U_c * h_d}{U_c + h_d} = \frac{178.57 * 1000}{178.57 + 1000} = 151.51 \frac{Btu}{hr * pie^2 * ^\circ F}$$

$$A_e = \frac{Q_r}{U_d * \Delta t} = \frac{87557.91}{151.51 * 8.66} \frac{Btu / hr}{Btu / hr * pie^2 * ^\circ F * ^\circ F} = 66.73 \text{ pie}^2$$

Superficie externa / pie = 0.344 tabla 11 Kern

$$\text{Tramos de tubo} = \frac{A_e}{S_e * L_e} = \frac{66.73}{.344 * 8} = 24.2 \rightarrow 25 \text{ tramos}$$

5.2.2.- DIMENSIONAMIENTO DEL ABSORSOR.



$$\text{LMTD} = \frac{13 - 10}{\ln \frac{13}{10}} = 11.43^\circ\text{F}$$

tubos = agua fria fuera = bromuro de litio- agua.

$$Q_a = 107\,755.016 \text{ Btu/hr}$$

$$m \left[\begin{matrix} \text{LiBr} \\ \text{hr} \end{matrix} \right] = 979.664 + \frac{87.47}{2} = 1023.4 \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

$$X_{am} \left[\begin{matrix} \\ \text{BrLi} \end{matrix} \right] = \frac{.61 + .56}{2} = .585$$

Por los tubos el fluido frio.

$$T_a = \frac{T_{13} + T_{14}}{2} = \frac{90 + 77}{2} = 83.5^\circ\text{F} \quad Q = m * C_p * \Delta t \quad m = \frac{Q}{C_p * \Delta t}$$

$$C_p \left[\begin{matrix} 83.5^\circ\text{F} \\ \text{Agua} \end{matrix} \right] = .998 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}^\circ\text{F}} \quad \text{Fig. 2 Kern} \quad m = \frac{105755.016 \text{ Btu/hr}}{.998 * (90 - 77) \text{ Btu/lb}^\circ\text{F} * ^\circ\text{F}} = 8151.3 \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

Para diámetro de 1 pulgada, se obtienen valores de la tabla 11 del Kern.

$$AT = 0.864 \text{ pulg}^2 \quad AT = 0.864 / 144 = 0.006 \text{ pies}^2$$

$$Din = 1.049 \text{ pulg} \quad Din = 1.049 / 12 = .087 \text{ pies} \quad Dex = 1.32 \text{ pulg}$$

$$Gt = m / AT = 8151.3 / .006 = 1358550 \text{ lb / hr pie}^2$$

$$\mu \left[\begin{array}{l} 83.5^\circ\text{F} \\ \text{Agua.} \\ \text{liq.} \end{array} \right] = .88Cp * 2.42 = 2.13 \frac{\text{lb}}{\text{pie} * \text{hr}} \quad \text{fig 14 Kern}$$

$$Re = \frac{Din * Gt}{\mu} = \frac{.087 * 1358550}{2.13} = 555490.07$$

$$J_{H1} = 160 \quad \text{fig 24 Kern} \quad K \left[\begin{array}{l} \text{agua} \\ 83.5^\circ\text{F} \end{array} \right] = 0.354 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{pie}} \quad \text{tabla 4 Kern}$$

$$\left[\frac{Cp * \mu}{K} \right]^{1/3} = \left[\frac{.998 * 2.13}{.354} \right]^{1/3} = 1.818$$

$$hi = J_n * \frac{K}{Din} * \left[\frac{Cp * \mu}{K} \right]^{1/3} = 160 * \frac{.354}{.087} * 1.818 = 1183.58 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{pie}^2 * ^\circ\text{F}}$$

$$hio = hi * Din / Dex = 1183.58 * 1.049 / 1.32 = 940.59 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{pie}^2 * ^\circ\text{F}}$$

Fluido caliente.

$$T_{am} = \frac{T3 + T4}{2} = \frac{100 + 90}{2} = 95^\circ\text{F}$$

Para L = 8 ft

$$Ga = m / (2 * L) = 1023.4 / (2 * 8) = 63.9625 \text{ lb / hr pie}$$

$$\mu \left[\begin{array}{l} 585 \text{LiBr} \\ 95^\circ\text{F} \end{array} \right] = 5.6 * 10^{-3} \text{ Pa} * \text{seg} \quad \text{fig 3 Handbook} \quad \mu = 5.6 * 10^{-3} * 4.134 * 10^{-4} = 13.55 \frac{\text{lb}}{\text{pie} * \text{seg}}$$

$$Re = \frac{4 * Ga}{\mu} = \frac{4 * 63.965}{13.55} = 18.882 \quad Dex = 1.32 / 12 = 0.11 \text{ pies}$$

$$h_o = 65 \cdot \left[\frac{Ga}{Dex} \right]^{1.3} = 65 \cdot \left[\frac{63.965}{0.11} \right]^{1.3} = 542.53 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$U_c = \frac{h_{io} \cdot h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{940.59 \cdot 542.53}{940.59 + 542.53} = 344.07 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

Rd = .001 tabla 12 del Kern hd = 1/Rd = 1/.001 = 1000

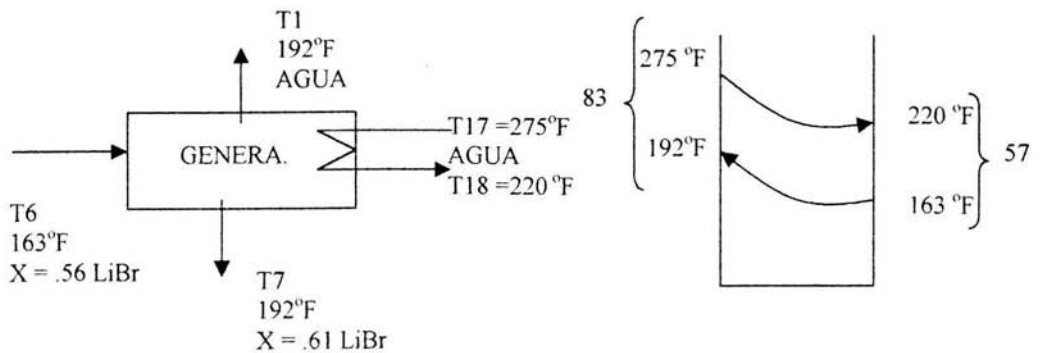
$$U_d = \frac{U_c \cdot h_d}{U_c + h_d} = \frac{344.07 \cdot 1000}{344.07 + 1000} = 255.09 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$A_a = \frac{Q_a}{U_d \cdot \Delta t} = \frac{107755.016}{255.99 \cdot 11.43} \frac{\text{Btu/hr}}{\text{hr/pie}^2 \cdot ^\circ\text{F} \cdot ^\circ\text{F}} = 36.827 \text{pie}^2$$

Superficie externa / pie = 0.344 tabla 11 Kern

$$\text{Tramos de tubo} = \frac{A_a}{S_a \cdot L} = \frac{36.827}{.344 \cdot 8} = 13.38 \rightarrow 14 \text{ tramos}$$

5.2.3.- DIMENSIONAMIENTO DEL GENERADOR.



$$\text{LMTD} = \frac{83 - 57}{\text{Ln} \frac{83}{57}} = 69.19^\circ\text{F} \quad Q_{\text{sup}} = 111702.536 \text{ Btu/hr}$$

Para el fluido de los tubos.

$$T_{\text{av}} = (T_{17} + T_{18}) / 2 = (275 + 220) / 2 = 247.5^\circ\text{F}$$

$$C_{\text{pv}} \left[\begin{array}{l} 247.5^\circ\text{F} \\ \text{Agua} \\ \text{vap.} \end{array} \right] = 0.46 \text{ Btu/lb}^\circ\text{F} \quad \text{fig 3 del Kern}$$

$$m_g = \frac{Q_{\text{sup}}}{C_{\text{pv}} * \Delta t} = \frac{111702.536 \text{ Btu/hr}}{0.46 * (275 - 220) \text{ Btu/lb}^\circ\text{F} * ^\circ\text{F}} = 4415.12 \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

Para tubos de 4 pulgadas de diámetro nominal, se tiene de la tabla 11 del Kern.

$$A_{\text{tg}} = 12.7 \text{ pulg}^2 \quad A_{\text{tg}} = 12.7 / 144 = 0.088 \text{ pies}^2$$

$$D_{\text{ing}} = 4.026 \text{ pulg} \quad D_{\text{ing}} = 4.026 / 12 = .3355 \text{ pies}$$

$$G_g = m_g / A_{\text{tg}} = 4415.12 / .088 = 50171.82 \text{ lb/hr} * \text{pies}^2$$

$$\mu \left[\begin{array}{l} 247.5^\circ\text{F} \\ \text{Agua} \\ \text{vap.} \end{array} \right] = 0.013 \text{ Cp} \quad \text{figura 15 del Kern} \quad \mu = 0.013 \text{ Cp} * 2.42 = 0.03146 \frac{\text{lb}}{\text{piehr}}$$

$$\text{Re} = \frac{D_{\text{ing}} * G_g}{\mu} = \frac{0.3355 * 50171.82}{0.03146} = 535049.13$$

$J_{f1} = 980$ figura 24 del Kern.

$$K \left[\begin{array}{l} 247.5^\circ\text{F} \\ \text{Agua} \\ \text{vap.} \end{array} \right] = 0.0148 \frac{\text{Btu}}{\text{hrpie}^2 * ^\circ\text{F} / \text{pie}} \quad \text{Tabla 5 Kern}$$

$$K * \left[\frac{Cp * \mu}{K} \right]^{1/3} = 0.0148 * \left[\frac{0.46 * 0.03146}{0.0148} \right]^{1/3} = 0.0147$$

$$hi = J_n * \frac{K}{Ding} * \left[\frac{Cp * \mu}{K} \right]^{1/3} = 980 * \frac{0.0147}{0.3355} = 42.94 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{pie}^2 * \text{°F}}$$

Dexg = 4.50 pulg tabla 11 del Kern

$$hio = hi * \frac{Ding}{Dexg} = 42.94 * \frac{4.026}{4.50} = 38.42 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{pie}^2 * \text{°F}}$$

CALCULO DE K Y ρ PARA EL BROMURO DE LITIO.

$$t_{av} = (T7 + T6) / 2 = (192 + 163) / 2 = 177.5 \text{°F} = 353.83 \text{°K}$$

$$X_{mg} = (.56 + .61) / 2 = .585$$

$$T_{ebm} = (1265 * X_{mg}) + (100 * (1 - X_{mg})) = (1265 * .585) + (100 * .415) = 781.525 \text{°C}$$

$$P_{mg} = (86.86 * X_{mg}) + (18 * (1 - X_{mg})) = (86.86 * .585) + (18 * .415) = 58.28 \text{ g/mol}$$

$$\frac{T_b}{T_c} = 0.614 \rightarrow T_c = \frac{T_{ebm}}{0.614} = \frac{(781.525 + 273)}{0.614} = 1717.47 \text{°K}$$

$$P_c = (21.75 * T_c) / V_c$$

Dar un valor de Vc para sustituir en la ecuación: suponiendo 120

$$V_{c1} = V_b * (0.422 * \log P_c + 1.981) = V_b * (.422 * \log (21.75 * P_c / V_c) + 1.981)$$

Sustituyendo Vb = 41.8 para valores diferentes X = 0

$$V_{c1} = 41.8 * (.422 * \log (21.75 * 1717.47 / 120) + 1.981) = 126.53 \text{ cm}^3/\text{gmol}$$

El valor de Vc y Vc1 deben de ser el mismo y el valor encontrado es 126.37 cm³ / gmol

$$P_c = 21.75 * 1717.47 / 126.37 = 295.6 \text{ atm}$$

$$Z_c = .371 - (.0343 * \log P_c / ((T_c / T_{ebm}) - 1))$$

$$= .371 - (.0343 * \log 295.6 / ((1717.47 / 781.525) - 1)) = .2362$$

$$Tr = Tsis / Tc = 353.83 / 1717.47 = .206$$

$$\rho = Pc * \frac{Pmg}{Tc} * \left(\frac{0.0653}{Zc^{0.73}} - 0.09 * Tr \right) = \frac{295.6 * 58.28}{1717.47} * \left(\frac{0.0653}{0.2362^{0.73}} - 0.09 * 0.206 \right) =$$

$$\rho = 1.69 \text{ gr / cm}^3 = 1.69 * 2.20462 * 10^{-3} / (3.53147 * 10^{-5}) = 105.5 \text{ lb/ pie}^3$$

$$Tbr = (Tebm + 273) / Tc = (781.525 + 273) / 1717.47 = .614$$

$$Lvb = \frac{Tebm * ((7.9 * Tbr) - 7.82 + (7.11 * \log Pc))}{1.07 - Tbr}$$

$$Lvb = \frac{781.525 * ((7.9 * 0.614) - 7.28 + (7.11 * \log 295.6))}{1.07 - 0.614} = 25017.898$$

$$\alpha = Lbv * / Tebm / 21 = 25017.898 / 781.525 / 21 = 1.5244$$

$$Cp \left[\begin{array}{l} X=.585 \\ 177.5^\circ F \end{array} \right] = 0.468 \text{ Btu / lb}^\circ F \quad \text{figura 2 del Handbook}$$

$$K = \frac{1.034 * Cp * \rho^{4/3}}{\alpha * Pmg^{1/3}} = \frac{1.034 * 0.468 * 1.69^{4/3}}{1.5244 * 58.28^{1/3}} = 0.165 \text{ Btu / hr pie}^2 (\text{ }^\circ F \text{ pie})$$

Para poder utilizar la figura 10.4 del Kern donde se representan valores de convección para tuberías, se realizan los siguientes cálculos.

$$\mu \left[\begin{array}{l} X=.585 \\ 177.5^\circ F \end{array} \right] = 2.83 * 10^{-3} \text{ Pa} * \text{s} \quad \text{fig. 3 Handbook} \quad \mu = 2.83 * 10^{-3} / (4.134 * 10^{-4}) = 6.77 \text{ lb / piehr}$$

$$\begin{array}{ll} t7 = 192 \text{ }^\circ F & S2 = 1.64 \quad \text{Gravedad específica fig. 1 Handbook} \\ t6 = 163 \text{ }^\circ F & S1 = 1.67 \end{array}$$

$$\beta = \frac{S1^2 - S2^2}{2 * (t7 - t6) * (S1 * S2)} = \frac{1.67^2 - 1.64^2}{2 * (192 - 163) * (1.67 * 1.64)} = 0.000625$$

$$\frac{K^3 * \rho^2 * Cp * \beta}{\mu} = \frac{0.165^3 * 105.5^2 * 0.468 * 0.000625}{6.77} = 0.0021$$

Suponiendo un valor de $h_o = 30$

$$t_w = t_{av} + \frac{h_{io}}{h_{io} + h_o} * (T_{g1} - t_{av}) = 177.5 + \frac{38.42}{38.42 + 30} * (247.5 - 177.5) = 216.807^\circ\text{F}$$

$$t_f = (t_w + t_{av}) / 2 = (216.807 + 177.5) / 2 = 197.15^\circ\text{F}$$

$$\Delta t = t_f - t_{av} = 197.15 - 177.5 = 19.65^\circ\text{F}$$

$$d_o = D_{exg} = 4.5 \text{ pulg} \quad \Delta t / d_o = 19.65 / 4.5 = 4.36$$

Con $\Delta t / d_o$ y $\frac{K^3 * \rho^2 * C_p * \beta}{\mu}$ se busca el valor de h_o en la fig 10.4 del Kern.

El nuevo valor que se tiene es $h_o = 36$. Cuando suponemos un valor de $h_o = 33$ y realizamos los cálculos, verificando en la fig 10.4, los valores de h_o coinciden.

$$U_c = \frac{h_{io} * h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{38.42 * 33}{38.42 + 33} = 17.75 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{pie}^2 * ^\circ\text{F}}$$

$$R_d = .001 \text{ tabla 12 del Kern} \quad h_d = 1 / R_d = 1 / .001 = 1000$$

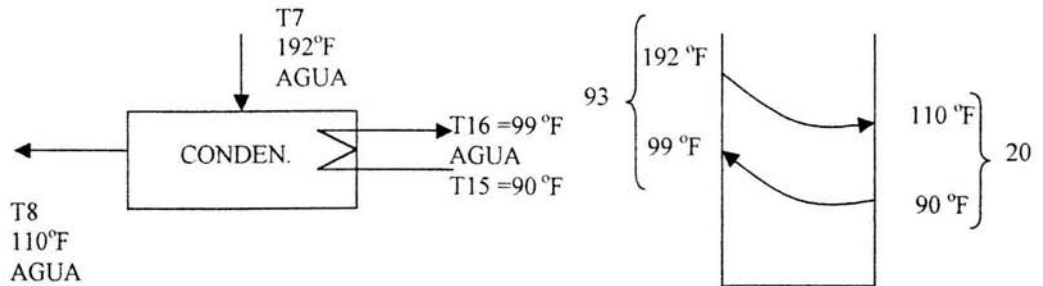
$$U_d = \frac{U_c * h_d}{U_c + h_d} = \frac{17.75 * 1000}{17.75 + 1000} = 17.44 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{pie}^2 * ^\circ\text{F}}$$

$$A_g = \frac{Q_{sup}}{U_d * \Delta t} = \frac{111702.536}{17.44 * 69.19} \frac{\text{Btu} / \text{hr}}{\text{hr} * \text{pie}^2 * ^\circ\text{F} * ^\circ\text{F}} = 92.57 \text{ pie}^2$$

Superficie externa / pie = 1.178 para tubos de 4 pulgadas de diámetro, tabla 11 Kern.
Considerando tubos de 8 pies de largo.

$$\text{Tramos de tubo} = \frac{A_g}{S_g * L_g} = \frac{92.57}{1.178 * 8} = 9.82 \rightarrow 10 \text{ tramos}$$

5.2.4.- DIMENSIONAMIENTO DEL CONDENSADOR.



$$LMTD = \frac{93 - 20}{\ln \frac{93}{20}} = 47.50^{\circ}\text{F} \quad Q_{78} = 93505.43 \text{ Btu / hr} \quad m_r = 87.47 \text{ lb / hr}$$

Para el fluido frío que va por los tubos.

$$T_{c1} = (T_{16} + T_{15}) / 2 = (99 + 90) / 2 = 94.5^{\circ}\text{F}$$

$$C_p \left[\begin{array}{l} 94.5^{\circ}\text{F} \\ \text{Agua} \\ \text{liq.} \end{array} \right] = 0.998 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}^{\circ}\text{F}} \quad \text{figura 2 del Kern}$$

$$m_c = \frac{Q}{C_p * \Delta t} = \frac{93505.43}{0.998 * (99 - 90)} \frac{\text{Btu / hr}}{\text{Btu / lb}^{\circ}\text{F} * ^{\circ}\text{F}} = 10410.31 \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

Para tubos de 1 pulgada de diámetro, de la tabla 11 del Kern.

$$A_{tc} = 0.864 \text{ pulg}^2 \quad A_{tc} = 0.864 / 144 = 0.006 \text{ pies}^2$$

$$G_c = \frac{m_c}{A_{tc}} = \frac{10410.31}{0.006} = 1735051.57 \frac{\text{lb}}{\text{hrpie}^2}$$

$$D_{inc} = 1.049 \text{ pulg} \quad D_{inc} = 1.049 / 12 = 0.087 \text{ pies}$$

$$\mu \left[\begin{array}{l} 94.5^\circ\text{F} \\ \text{Agua} \\ \text{liq.} \end{array} \right] = 0.79\text{Cp} \quad \text{figura 14 del Kern} \quad \mu = 0.79\text{Cp} * 2.42 = 1.91 \frac{\text{lb}}{\text{piehr}}$$

$$\text{Re} = \frac{\text{Dinc} * \text{Gc}}{\mu} = \frac{0.087\text{pie} * 1735051.57\text{lb/hrpie}^2}{1.91\text{lb/piehr}} = 79031.15$$

$$J_H = 220 \quad \text{figura 24 del Kern.}$$

$$K \left[\begin{array}{l} \text{agua} \\ 94.5^\circ\text{F} \end{array} \right] = 0.3597 \frac{\text{Btu}}{\text{hrpie}^2\text{°F/pie}} \quad \text{tabla 4 Kern}$$

$$\left[\frac{\text{Cp} * \mu}{K} \right]^{1/3} = \left[\frac{.948 * 1.91}{0.3597} \right]^{1/3} = 1.714$$

$$h_i = J_H * \frac{K}{\text{Dinc}} * \left[\frac{\text{Cp} * \mu}{K} \right]^{1/3} = 220 * \frac{.3597}{.087} * 1.714 = 1559.03 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{pie}^2\text{°F}}$$

$$\text{Dexc} = 1.32 \text{ pulg} \quad \text{tabla 11 del Kern}$$

$$h_{io} = h_i * \frac{\text{Dinc}}{\text{Dexc}} = 1559.03 * \frac{1.049}{1.32} = 1238.96 \frac{\text{Btu}}{\text{hrpie}^2\text{°F}}$$

El fluido exterior.

$$\text{Tec} = (\text{T7} + \text{T8}) / 2 = (192 + 110) / 2 = 151 \text{ °F} \quad \text{con tubos de 8 pies de longitud} = L_c$$

$$\text{Gc} = \frac{\text{mr}}{2 * L_c} = \frac{87.47}{2 * 8} = 5.467 \frac{\text{lb}}{\text{hrpie}}$$

$$\mu \left[\begin{array}{l} 151^\circ\text{F} \\ \text{Agua} \\ \text{liq.} \end{array} \right] = 0.42\text{Cp} \quad \text{figura 14 del Kern} \quad \mu = 0.42\text{Cp} * 2.42 = 1.0164 \frac{\text{lb}}{\text{pie} * \text{hr}}$$

$$Re = \frac{4 * Gc}{\mu} = \frac{4 * 5.467}{1.0164} = 21.515$$

$$\rho_c \left[\begin{array}{l} 151^{\circ}F \\ \text{Agua} \end{array} \right] = 0.98006 \frac{gr}{ml} \quad \text{Pág. 3-98 Perry} \quad \rho_c = .98006 * 62.587 = 61.18 \text{ lb / pie}^3$$

$$K \left[\begin{array}{l} 151^{\circ}F \\ \text{Agua} \end{array} \right] = 0.3863 \frac{Btu}{hr \text{ pie}^{\circ}F} \quad \text{tabla 4 del Kern} \quad g = 4.18 * 10^8 \frac{\text{pie}}{hr^2}$$

de la ec. 12.42 del Kern.

$$h_o = .945 * \left(\frac{K^3 * \rho_c^2 * g}{m * \mu} \right)^{1/3} = .945 * \left(\frac{0.3863^3 * 61.18^2 * 4.18 * 10^8}{5.467 * 1.0164} \right)^{1/3} = 2392.69$$

$$U_c = \frac{h_{io} * h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{1238.96 * 2392.69}{1238.96 + 2392.69} = 816.44 \frac{Btu}{hr * \text{pie}^2 \text{ } ^{\circ}F}$$

$$R_d = .001 \quad \text{tabla 12 del Kern} \quad h_d = 1 / R_d = 1 / .001 = 1000$$

$$U_d = \frac{U_c * h_d}{U_c + h_d} = \frac{816.44 * 1000}{816.44 + 1000} = 449.47 \frac{Btu}{hr * \text{pie}^2 \text{ } ^{\circ}F}$$

$$A_c = \frac{Q_{78}}{U_d * \Delta t} = \frac{93505.43}{449.47 * 47.77} \frac{Btu / hr}{Btu / hr \text{ pie}^2 \text{ } ^{\circ}F * ^{\circ}F} = 4.3797 \text{ pie}^2$$

Superficie externa / pie = 0.344 tabla 11 Kern

$$\text{Tramos de tubo} = \frac{A_c}{S_c * L_c} = \frac{4.3797}{.344 * 8} = 1.59 \rightarrow 2. \text{tramos}$$

DETERMINACIÓN DE DIFUSIÓN DEL BROMURO DE LITIO Y AGUA.

Considerando las condiciones del absorbedor.

$$T_{am} = (T_3 + T_4) / 2 = (100 + 90) / 2 = 95 \text{ } ^\circ\text{F} = 308 \text{ } ^\circ\text{K} = 35 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$X_{am} = \frac{X_3 + X_4}{2} = \frac{0.56 + 0.61}{2} = 0.585$$

$$D_o = 8.931 * 10^{-10} * T * \left(\frac{I_+^* * I_-^*}{I_+^* + I_-^*} \right) * \left(\frac{Z_+ * Z_-}{Z_+ + Z_-} \right)$$

$$Z_+ = 1 \quad Z_- = 1$$

$$Li = 38.7 + (0.89 * (t - 25)) + (.441 * (t - 25)^2 * 10^{-2}) + (-.204 * (t - 25)^3 * 10^{-4}) = 48.02 = I_+^*$$

$$Br = 78.4 + (1.509 * (t - 25)) + (.447 * (t - 25)^2 * 10^{-2}) + (-.23 * (t - 25)^3 * 10^{-4}) = 93.914 = I_-^*$$

Sustituyendo.

$$D_o = 8.931 * 10^{-10} * (308) * \left(\frac{48.02 * 93.914}{48.02 + 93.914} \right) * \left(\frac{2}{1} \right) = 1.748 * 10^{-5} \frac{\text{cm}^2}{\text{seg}} = 1.748 * 10^{-9} \frac{\text{m}^2}{\text{seg}}$$

Para electrolitos concentrados.

$$Dl = D_o \left(1 + \frac{m * \partial \ln \gamma}{\partial m} \right) * \left(\frac{1}{C_B * V_B} \right) \left(\frac{\mu_B}{\mu} \right)$$

Coefficiente de actividad bromuro de litio.

Molalidad	Coef. de act. γ	$\ln \gamma$	$\frac{\partial \ln \gamma}{\partial m} = 0.23595$
0.5	0.7425	-0.2977	
1.0	0.7785	-0.2504	
2.0	0.952	-0.04919	
3.0	1.248	0.2215	

$$\mu \left[\begin{matrix} T=95^\circ\text{F} \\ X=0.585 \end{matrix} \right] = 5.2 * 10^{-3} \text{ Pa} * \text{s} = \text{N} / \text{m}^2 * \text{s}$$

Figura 3 del Handbook

$$\mu \left[\begin{array}{l} T=95^{\circ}\text{F} \\ \text{Agua} \end{array} \right] = 0.75 \text{Cp} * 0.001 = 0.00075 \text{N/m}^2 * \text{s}$$

Figura 14 Kern.

$$\rho \left[\begin{array}{l} T=95^{\circ}\text{F} \\ X=.585 \\ \text{LiBr} \end{array} \right] = 1.716 \frac{\text{gr}}{\text{ml}}$$

$$\begin{array}{l} 58.5 \text{ gr LiBr} \longrightarrow 41.5 \text{ gr agua} \\ X \quad \quad \quad \longrightarrow 1000 \text{ gr agua} \quad X = 1409.63 \text{ gr LiBr} \end{array}$$

$$\begin{array}{l} 1 \text{ mol} \quad \quad \quad \longrightarrow 86.86 \text{ gr LiBr} \\ X \quad \quad \quad \longrightarrow 1409.63 \text{ gr LiBr} / 1 \text{kg de disolv.} \quad X = 16.229 \text{ mol} / \text{kg de disolv.} = m \end{array}$$

$$\begin{array}{l} 41.5 \text{ gr agua} \longrightarrow 100 \text{ gr de sol.} \\ X \quad \quad \quad \longrightarrow 1.716 \text{ gr/ml} \quad X = .71214 \text{ gr agua} / \text{ml} \end{array}$$

$$\begin{array}{l} 1 \text{ mol} \quad \quad \quad \longrightarrow 18 \text{ gr} \\ X \quad \quad \quad \longrightarrow .71214 \text{ gr} / \text{ml} \quad X = 3.956 * 10^{-2} \text{ mol/ml} = C_B \end{array}$$

$$V_B = 25.276 \text{ ml} / \text{grmol} \quad \text{Sustituyendo.}$$

$$Dl = 1.748 * 10^{-5} (1 + 16.229 * 0.23595) * \left(\frac{1}{3.956 * 10^{-2} * 25.276} \right) * \left(\frac{0.00075}{5.2 * 10^{-3}} \right) =$$

$$Dl = 1.2176 * 10^{-5} \frac{\text{cm}^2}{\text{seg}} * \left(\frac{1 \text{m}}{100 \text{cm}} \right)^2 = 1.2176 * 10^{-9} \frac{\text{m}^2}{\text{seg}}$$

$$\rho 2 \left[\begin{array}{l} T=90^{\circ}\text{F} \\ X=.56 \\ \text{LiBr} \end{array} \right] = 1.66 \frac{\text{gr}}{\text{ml}}$$

Determinadas por el método anterior

$$\rho 3 \left[\begin{array}{l} T=100^{\circ}\text{F} \\ X=.61 \\ \text{LiBr} \end{array} \right] = 1.77 \frac{\text{gr}}{\text{ml}}$$

Considerando que a la salida de las espreas las gotas tengan un diámetro de $l_g = .25 \text{mm}$ y salgan con una velocidad de $v = 3.87 \text{ m} / \text{seg}$.

De la tabla 3.3 del treybal para difusión a través de esferas sencillas:
Factorizando.

$$Gr_D * Sc = \frac{g * l^3 * \Delta \rho}{\mu * Dl} = \frac{9.8 \text{m} / \text{seg}^2 * 0.00025^3 \text{m}^3 * (1.77 - 1.66) * 1000 \text{kg} / \text{m}^3}{5.2 * 10^{-3} \text{kg} / \text{m} \text{seg} * 1.21 * 10^{-9} \text{m}^2 / \text{seg}} =$$

$$Gr_D * Sc = 2677.01 \text{ por ser menor de } 10^8$$

$$\text{Sho} = 2.0 + .569 (\text{Gr}_D * \text{Sc})^{0.25} = 2.0 + .569 (2677.01)^{0.25} = 6.092$$

$$\text{Sh} = \text{Sho} + 0.347 * \left(\left(\frac{l_g * v * \rho_l}{\mu} \right) \left(\frac{\mu}{Dl * \rho_l} \right)^5 \right)^{0.62} =$$

$$6.092 + 0.347 * \left(\left(\frac{.00025\text{m} * 3.87\text{m/s} * 1716 \text{ Kg/m}^3}{(5.2 * 10^{-3})\text{kg/m seg}} \right) * \left(\frac{(5.2 * 10^{-3})\text{kg/m}^2\text{seg}}{1.21 * 10^{-9}\text{m}^2/\text{seg} * 1716 \text{ kg/m}^3} \right)^5 \right)^{0.62} =$$

$$\text{Sh} = 146.21$$

La concentración promedio

$$\rho_l = 1.716 \frac{\text{gr}}{\text{ml}} * \frac{100\text{ml}}{\text{litro}} = 1716 \frac{\text{gr}}{\text{litro}} = \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\text{Cpr} = \frac{\rho_l}{\text{Pmg}} = \frac{1716\text{Kg/m}^3}{58.28\text{kg/kmol}} = 29.44\text{kmol/m}^3$$

$$\text{Sh} = \frac{F * l_g}{\text{Cpr} * Dl} \quad \text{despejando F}$$

$$F = \frac{\text{Sh} * \text{Cpr} * Dl}{l_g} = \frac{146.21 * 29.44\text{Kmol/m}^3 * 1.21 * 10^{-9}\text{m}^2/\text{seg}}{0.00025\text{m}} = 2.08 * 10^{-2} \frac{\text{Kmol}}{\text{m}^2 * \text{seg}}$$

$$N_A = F * \ln \frac{1 - X_{Af}}{1 - X_{Ai}} = 2.8 * 10^{-2} * \log \frac{1 - 0.44}{1 - 0.39} = -7.73 * 10^{-4} \frac{\text{Kmol}}{\text{m}^2 * \text{seg}}$$

$$N_A = \frac{\text{Cpr} * (X_{Af} - X_{Ai}) * r_{pr}}{3\theta} \rightarrow \theta = \frac{\text{Cpr} * (X_{Af} - X_{Ai}) * r_{pr}}{3 * N_A}$$

Cálculo del radio promedio.

Para las condiciones iniciales de la gota.

$$v_{i-} = \frac{4}{3} * \pi * r^3 = \frac{4}{3} * \pi * (0.000125)^3 = 8.18 * 10^{-12}\text{m}^3$$

$$\rho = \frac{m}{v} \rightarrow m = \rho * v = 1770 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * 8.18 * 10^{-12}\text{m}^3 = 1.44 * 10^{-8}\text{Kg}$$

$$\text{Pmi} = (\text{Pm}_{\text{agua}} * X_{\text{agua}}) + (\text{Pm}_{\text{LiBr}} * X_{\text{LiBr}}) = (18 * .39) + (86.85 * .61) = 59.998$$

Para el bromuro de litio

$$86.85 * (0.61) = 52.9785$$

$$59.998 \text{mez} \rightarrow 52.9785 \text{LiBr}$$

$$1.44 * 10^{-8} \text{mez} \rightarrow X = 1.2715 * 10^{-8} \text{LiBr}$$

$$1.44 * 10^{-8} \text{mez} - 1.2715 * 10^{-8} \text{LiBr} = 1.68 * 10^{-9} \text{Agua}$$

Para las condiciones finales de la gota:

$$Pmf = (Pm_{\text{agua}} * X_{\text{agua}}) + (Pm_{\text{LiBr}} * X_{\text{LiBr}}) = (18 * .44) + (86.85 * .56) = 56.556$$

Para el Bromuro de litio.

$$86.86 * .56 = 48.636 \rightarrow \frac{48.636}{56.556} * 100 = 86\%$$

$$86\% \rightarrow 1.2715 * 10^{-8}$$

$$100\% \rightarrow X = 1.478 * 10^{-8}$$

$$\rho = \frac{m}{v_f} \rightarrow v_f = \frac{m}{\rho} = \frac{1.478 * 10^{-8} \text{kg}}{1660 \text{kg/m}^3} = 8.9036 * 10^{-12} \text{m}^3$$

$$v = \frac{4}{3} \pi * r_f^3 \rightarrow r_f = \sqrt[3]{\frac{3v_f}{4 * \pi}} = \sqrt[3]{\frac{3 * 8.9036 * 10^{-12}}{4 * \pi}} = 1.285 * 10^{-4} \text{m}$$

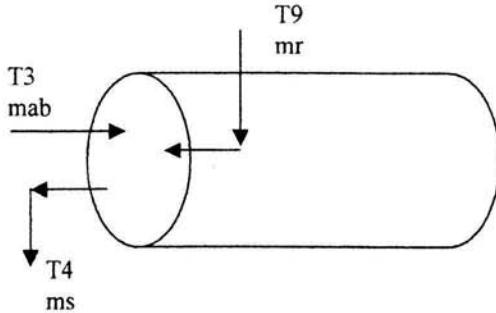
$$r_{pr} = \frac{r_f + r_i}{2} = \frac{(1.285 * 10^{-4}) + .000125}{2} = .00012675 \text{m}$$

$$\theta = \frac{Cpr * (X_{Ar} - X_{Ni}) * r_{pr}}{3 * N_A} = \frac{29.44 * (.44 - .39) * .00012675}{3 * 7.73 * 10^{-4}} = 8.0455 * 10^{-2} \text{seg}$$

$$vel = \frac{d_r}{\theta} \rightarrow d_r = vel * \theta = 3.87 \frac{\text{m}}{\text{seg}} * 8.0455 * 10^{-2} = 0.3113 \text{m}$$

Se necesita por lo menos un tiempo de residencia en los equipos de $8.0455 * 10^{-2} \text{seg}$ y una distancia de recorrido de las gotas en el absorbedor de 0.3113 metros.

5.2.5.- DIMENSIONAMIENTO DEL EVAPORADOR - ABSORSOR.



Considerando un tiempo de residencia de 1.2 segundos.
La presión dentro del absorbedor-evaporador es de 6.3 mmHg

$$P = 6.3 \text{ mmHg} * \frac{\text{latm}}{760 \text{ mmHg}} * \frac{2116.8 \text{ lb/ft}^2}{\text{latm}} = 17.547 \frac{\text{lb}}{\text{pies}^2}$$

La temperatura en el evaporador es de 40°F

$$\rho_l \left[\begin{matrix} T=40^\circ\text{F} \\ \text{Agua} \\ \text{liq.} \end{matrix} \right] = 0.99998 \frac{\text{gr}}{\text{ml}} * 62.587 = 62.586 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3} \quad \text{de la página 3-98 del Perry.}$$

Calculando la densidad para el vapor de agua.

$$PV = nRT \rightarrow n = \frac{m}{P_m} \rightarrow PV = \frac{m}{P_m} * RT \rightarrow \rho = \frac{m}{V} \Rightarrow \frac{m}{V} = \frac{P * P_m}{R * T} = \rho$$

$$P = 6.3 \text{ mmHg} * \frac{\text{latm}}{760 \text{ mmHg}} = 0.00828 \text{ atm} \quad R = 0.7302 \frac{\text{atm} * \text{pies}^3}{\text{lbmol} * ^\circ\text{R}}$$

$$T_e = 40^\circ\text{F} + 460 = 500^\circ\text{R}$$

$$P_m = 18$$

$$\rho \left[\begin{matrix} 192^\circ\text{F} \\ \text{vapor} \\ \text{agua} \end{matrix} \right] = \frac{0.00828 * 18}{0.7302 * 500} = 0.000408 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3}$$

La densidad para el bromuro de litio en el absorbedor.

$$X_a = \frac{X_3 + X_4}{2} = \frac{.56 + .61}{2} = .585 \quad T_a = \frac{T_3 + T_4}{2} = \frac{100 + 90}{2} = 95^\circ\text{F}$$

$$\rho \left[\begin{array}{l} T=95^\circ\text{F} \\ X=.585 \end{array} \right] = 107.139 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3} \quad \text{Calculado con el método antes mencionado.}$$

Considerando un tiempo de residencia de 1.2 seg.

$$m_{pr} = \frac{m_s + m_{ab}}{2} = \frac{1067.13 + 979.664}{2} = 1023.397 \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

$$m_{pr} = 1023.397 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} * \frac{1\text{hr}}{3600\text{seg}} * 1.2\text{seg} = 0.341\text{lb}$$

$$V_{\text{LiBr}} = \frac{\text{masa}}{\rho_{\text{LiBr}}} = \frac{0.341\text{lb}}{107.139\text{lb}/\text{pie}^3} = 3.18 * 10^{-3} \text{pies}^3 \quad \text{vol. del absorbente}$$

$$m_r = 87.47 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} * \frac{1\text{hr}}{3600\text{seg}} * 1.2\text{seg} = 0.02915\text{lb}$$

$$V_{\text{Agua liq.}} = \frac{\text{masa}}{\rho_{\text{agua liq.}}} = \frac{0.029\text{lb}}{62.586\text{lb}/\text{pie}^3} = 4.649 * 10^{-4} \text{pies}^3$$

$$V_{\text{agua vap.}} = \frac{\text{masa}}{\rho_{\text{agua vap.}}} = \frac{0.029\text{lb}}{.000408\text{lb}/\text{pie}^3} = 71.3235\text{pies}^3$$

Volumen de los tubos.

$$V_{\text{Tub Abs.}} = \left(N_{T_a} * \pi * \frac{D_{exa}^2}{4} * L_{T_a} \right) * 1.05 = \left(14 * \pi * \frac{(1.32/12)^2}{4} * 8 \right) * 1.05 = 1.1175\text{pies}^3$$

$$V_{\text{Tub Eva.}} = \left(N_{T_c} * \pi * \frac{D_{ex}^2}{4} * L_{T_e} \right) * 1.05 = \left(25 * \pi * \frac{(1.32/12)^2}{4} * 8 \right) * 1.05 = 1.9956\text{pies}^3$$

$$Vol_{\text{TOTAL}} = V_{\text{LiBr}} + V_{\text{Agua liq.}} + V_{\text{Agua vap.}} + V_{\text{Tub. Abs.}} + V_{\text{Tub. Eva.}} =$$

$$Vol_{\text{TOTAL}} = .00318 + (4.649 * 10^{-4}) + 71.3235 + 1.1175 + 1.9956 = 74.44\text{pies}^3$$

$$r_{g-c} = \sqrt{\frac{\text{Vol}_{\text{TOTAL}}}{\pi * L}} = \sqrt{\frac{74.44}{\pi * 8}} = 1.721 \rightarrow D_{g-c} = 2 * r_{g-c} = 2 * 1.721 = 3.442 \text{ pies}$$

El volumen de la charola que recibe el refrigerante no evaporado.

Altura = .2 pies Longitud = 8 pies Ancho = $D_{g-c} - .42$ pies.

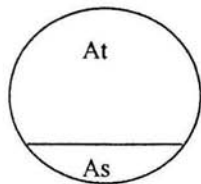
$$V_{\text{CH}} = .2 * 8 * (3.442 - .42) = 4.8352 \text{ pies}^3$$

Si el sistema de esperado ocupa el volumen de un tubo de 2 pulgadas de diámetro. De la tabla 11 del Kern se tiene un diámetro exterior de 2.38 pulgadas.

$$D_{\text{EXES}} = 2.38 / 12 = 0.198 \text{ pies}$$

$$V_{\text{ES}} = \pi * \frac{D_{\text{EXSE}}^2}{4} * L = \pi * \frac{0.198^2}{4} * 8 = .246 \text{ pies}^3$$

Para el volumen del líquido que se encuentra en el fondo del absorbedor y que es bombeado al generador.



At= área total.

As= área del segmento si se tiene una relación de:

$$\frac{As}{At} = 0.0755$$

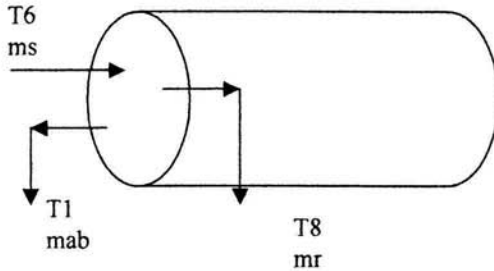
$$At = \pi * \frac{D^2}{4} = \pi * \frac{3.442^2}{4} = 9.305 \text{ pies}^2 \Rightarrow As = .0755 * 9.305 = .7025 \text{ pies}^2$$

$$V_{\text{seg}} = As * L = .7025 * 8 = 5.62$$

$$\text{Vol}_{\text{TOT2}} = \text{Vol}_{\text{TOTAL}} + V_{\text{CH}} + V_{\text{ES}} + V_{\text{seg}} = 74.44 + 4.8352 + .246 + 5.62 = 85.1412 \text{ pies}^3$$

$$r_{g-c} = \sqrt{\frac{\text{Vol}_{\text{TOTAL}}}{\pi * L}} = \sqrt{\frac{85.14}{\pi * 8}} = 1.8405 \rightarrow D_{g-c} = 2 * r_{g-c} = 2 * 1.8405 = 3.681 \text{ pies}$$

5.2.6.- DIMENSIONAMIENTO DEL GENERADOR-CONDENSADOR.



Considerando un tiempo de residencia de 1.2 segundos.
La presión dentro del generador-condensador es de 66 mmHg.

$$P = 66 \text{ mmHg} * \frac{\text{latm}}{760 \text{ mmHg}} * \frac{2116.8 \text{ lb/ft}^2}{\text{latm}} = 183.83 \frac{\text{lb}}{\text{pies}^2}$$

Temperatura promedio dentro del condensador.

$$T_c = \frac{T_7 + T_8}{2} = \frac{192 + 110}{2} = 151^\circ\text{F}$$

$$\rho_c \left[\begin{array}{l} T=151^\circ\text{F} \\ \text{Agua} \end{array} \right] = 0.98006 \frac{\text{gr}}{\text{ml}} * 62.587 = 61.18 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3} \quad \text{de la página 3-98 del Perry.}$$

Calculando la densidad para el vapor de agua.

$$PV = nRT \rightarrow n = \frac{m}{P_m} \rightarrow PV = \frac{m}{P_m} * RT \rightarrow \rho = \frac{m}{V} \Rightarrow \frac{m}{V} = \frac{P * P_m}{R * T} = \rho$$

$$P = 66 \text{ mmHg} * \frac{\text{latm}}{760 \text{ mmHg}} = 0.08684 \quad R = 0.7302 \frac{\text{atm} * \text{pies}^3}{\text{lbmol} * ^\circ\text{R}}$$

$$T_7 = 192^\circ\text{F} + 460 = 652^\circ\text{R}$$

$$P_m = 18$$

$$\rho \left[\begin{array}{l} 192^\circ\text{F} \\ \text{vapor} \\ \text{agua} \end{array} \right] = \frac{0.0868 * 18}{0.7302 * 652} = 0.00328 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3}$$

La densidad para el bromuro de litio en el generador.

$$X_g = \frac{X_6 + X_1}{2} = \frac{.56 + .61}{2} = .585 \quad T_g = \frac{T_6 + T_7}{2} = \frac{163 + 192}{2} = 177.5^\circ\text{F}$$

$$\rho \begin{cases} T=177.5^\circ\text{F} \\ X=.585 \end{cases} = 106.5849 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3} \quad \text{Calculado con el método antes mencionado.}$$

Considerando un tiempo de residencia de 1.2 seg.

$$m_{ab} = 979.664 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} * \frac{1\text{hr}}{3600\text{seg}} * 1.2\text{seg} = 0.3265\text{lb}$$

$$V_{\text{LiBr}} = \frac{\text{masa}}{\rho_{\text{LiBr}}} = \frac{0.3265\text{lb}}{106.5849\text{lb}/\text{pie}^3} = .00306\text{pies}^3 \quad \text{vol. del absorbente}$$

$$m_r = 87.47 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} * \frac{1\text{hr}}{3600\text{seg}} * 1.2\text{seg} = 0.02915\text{lb}/2 = 0.01457\text{lb} \quad \text{se divide en 2 por ser líquido y vapor.}$$

$$V_{\text{Agua liq.}} = \frac{\text{masa}}{\rho_{\text{agua liq.}}} = \frac{0.01457\text{lb}}{61.18\text{lb}/\text{pie}^3} = 2.38 * 10^{-4}\text{pies}^3$$

$$V_{\text{agua vap.}} = \frac{\text{masa}}{\rho_{\text{agua vap.}}} = \frac{0.01457\text{lb}}{.00328\text{lb}/\text{pie}^3} = 4.44\text{pies}^3$$

Volumen de los tubos.

$$V_{\text{Tub. Con.}} = \left(N_{\text{TC}} * \pi * \frac{\text{Dexc}^2}{4} * \text{Ltc} \right) * 1.05 = \left(2 * \pi * \frac{(1.32/12)^2}{4} * 8 \right) * 1.05 = 0.1596\text{pies}^3$$

$$V_{\text{Tub. gen.}} = \left(N_{\text{TG}} * \pi * \frac{\text{Dexg}^2}{4} * \text{Ltg} \right) * 1.05 = \left(10 * \pi * \frac{(4.5/12)^2}{4} * 8 \right) * 1.05 = 9.277\text{pies}^3$$

$$\text{Vol.}_{\text{TOTAL}} = V_{\text{LiBr}} + V_{\text{Agua liq.}} + V_{\text{Agua vap.}} + V_{\text{Tub. Con.}} + V_{\text{Tub. gen.}} =$$

$$\text{Vol.}_{\text{TOTAL}} = .00306 + (2.38 * 10^{-4}) + 4.44 + .1596 + 9.277 = 13.87\text{pies}^3$$

$$r_{g-c} = \sqrt{\frac{\text{Vol.}_{\text{TOTAL}}}{\pi * L}} = \sqrt{\frac{13.87}{\pi * 8}} = 0.7428 \rightarrow D_{g-c} = 2 * r_{g-c} = 2 * 0.7428 = 1.4856\text{pies}$$

Si se anexa una charola para recibir el líquido del condensador.

Ancho = .492 pies alto = .26 pies largo = 8 pies

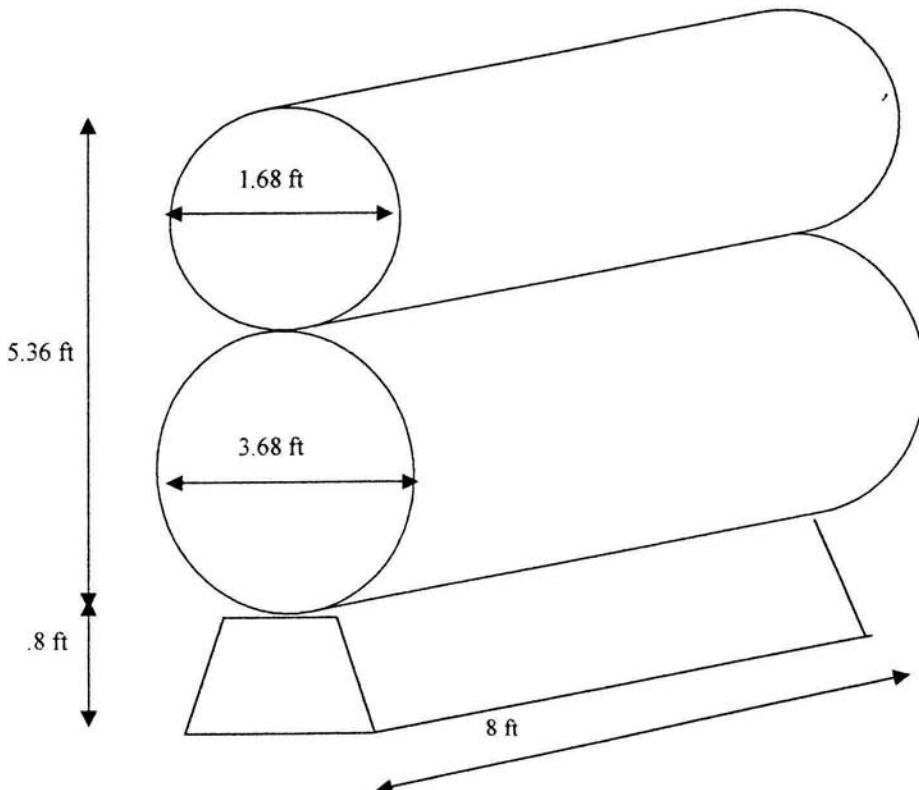
$$V_{CH} = .492 * .26 * 8 = 1.02336 \text{pies}^3$$

Se Agrega un 30 % del volumen de los tubos del generador, por el líquido es donde están sumergidos los tubos.

$$\text{Vol}_{\text{TOTAL}} = .00306 + (2.38 * 10^{-4}) + 4.44 + .1596 + (1.3 * 9.277) + 1.02336 = 17.686 \text{pies}^3$$

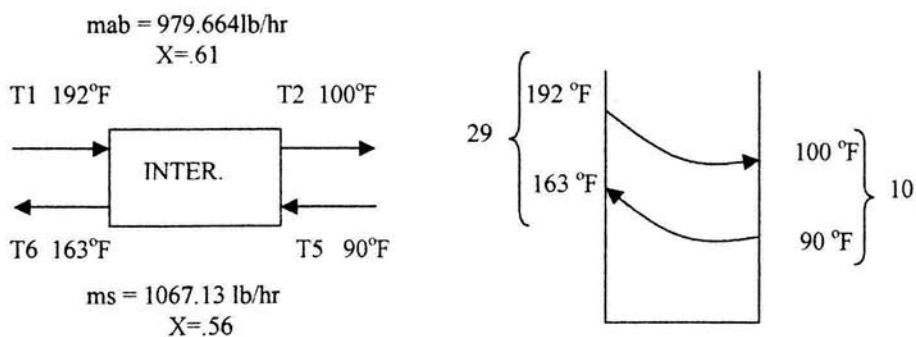
$$r_{g-c} = \sqrt{\frac{\text{Vol}_{\text{TOTAL}}}{\pi * L}} = \sqrt{\frac{17.686}{\pi * 8}} = 0.83887 \rightarrow D_{g-c} = 2 * r_{g-c} = 2 * 0.83887 = 1.678 \text{pies}$$

Dimensiones generales del sistema de refrigeración por absorción BrLi-H₂O, con una capacidad de refrigeración de 22062 Kcal/hr.



En la figura se muestra una altura de .8 ft, la cual representa el espacio que ocuparía una bomba de ½ caballo de potencia.

5.2.7.- DIMENSIONAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR DE DOBLE TUBO.



$$LMTD = \frac{29 - 10}{\ln \frac{29}{10}} = 17.845^\circ\text{F} \quad Q_{12} = 39186.56 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

El fluido frío por el tubo exterior.

$$X = 0.61 \quad m_{ab} = 979.664 \text{ lb/hr} \quad T_{me} = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{192 + 100}{2} = 146^\circ\text{F}$$

$$K \left[\begin{array}{l} T=146^\circ\text{F} \\ X=.61 \\ \text{LiBr} \end{array} \right] = .1662869 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} \cdot \text{pie}^\circ\text{F}} \quad \text{Cálculo por el método antes realizado.}$$

$$\mu \left[\begin{array}{l} T=146^\circ\text{F} \\ X=.61 \end{array} \right] = 4 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s} / (4.134 \cdot 10^{-4}) = 9.68 \frac{\text{lb}}{\text{pie} \cdot \text{hr}} \quad \text{fig. 3 Handbook}$$

$$C_p \left[\begin{array}{l} T=146^\circ\text{F} \\ X=.61 \end{array} \right] = .455 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}^\circ\text{F}} \quad \text{Fig. 2 Handbook}$$

Considerando el tubo exterior de 2 pulgadas y el interior de 1.25 pulgadas. Calculando el área del fluido caliente. Con los diámetros interior del tubo exterior y exterior del tubo interior

$$D_{\text{inte}} \left[\begin{array}{l} 2\text{pul} \\ = 2.067\text{pul}/12 = 0.17225\text{pies} \end{array} \right. \quad \text{Tabla 11 Kern.}$$

$$D_{\text{exti}} \left[\begin{array}{l} 1.25\text{pul} \\ = 1.66\text{pul}/12 = 0.138\text{pies} \end{array} \right.$$

$$A_{\text{edt}} = \frac{\pi * (D_{\text{inte}}^2 - D_{\text{exti}}^2)}{4} = \frac{\pi * (.17225^2 - .138^2)}{4} = 0.00834\text{pies}^2$$

Diámetro equivalente.

$$D_{\text{eq}} = \frac{(D_{\text{inte}}^2 - D_{\text{exti}}^2)}{D_{\text{exti}}} = \frac{.17225^2 - .138^2}{.138} = 0.077\text{pies}$$

$$G_{\text{edt}} = \frac{m_{\text{ab}}}{A_{\text{edt}}} = \frac{979.664 \text{ lb/hr}}{.00834 \text{ pie}^2} = 117465.7074 \frac{\text{lb}}{\text{hr} * \text{pie}^2}$$

$$Re = \frac{D_{\text{eq}} * G_{\text{edt}}}{\mu} = \frac{.077 * 117465.7074}{9.68} = 934.38$$

Si se necesitan dos horquillas en serie.

$$\frac{2 * N_{\text{hs}} * L}{D_{\text{eq}}} = \frac{2 * 2 * 8}{.077} = 415 \quad J_H = 2.6 \quad \text{de la figura 24 del Kern.}$$

$$\left[\frac{C_p * \mu}{K} \right]^{1/3} = \left[\frac{.455 * 9.68}{0.1662} \right]^{1/3} = 2.98$$

$$h_o = J_H * \frac{K}{D_{\text{eq}}} * \left[\frac{C_p * \mu}{K} \right]^{1/3} = 2.6 * \frac{.1662}{.077} * 2.98 = 16.723 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{pie}^2 * \text{°F}}$$

Por el interior de los tubos.

$$X = .56 \quad T_{\text{mi}} = \frac{T_5 + T_6}{2} = \frac{163 + 90}{2} = 126.5^\circ\text{F}$$

Determinando las propiedades del Bromuro de litio, con las condiciones anteriores.

$$Cp \left[\begin{array}{l} 126^\circ\text{F} \\ X=.56 \end{array} \right] = .485 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}^\circ\text{F}} \quad \text{figura 2 Handbook.}$$

$$\mu \left[\begin{array}{l} 126.5^\circ\text{F} \\ X=.56 \end{array} \right] = 3.2 * 10^{-3} \text{Pa} * \text{s} / (4.134 * 10^{-4}) = 7.74 \frac{\text{lb}}{\text{pie} * \text{hr}} \quad \text{Fig. 3 Handbook}$$

$$K \left[\begin{array}{l} 126.5^\circ\text{F} \\ X=.56 \end{array} \right] = .16818 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{pie}^\circ\text{F}} \quad \text{Valor calculado.}$$

El área de flujo para tubos de 1.25 pulgadas.

$$D_{\text{inti}} = 1.38 \text{pu} / 12 = 0.115 \text{pies} \quad \text{Tabla 11 del Kern}$$

$$A_{\text{idt}} = \frac{\pi * D_{\text{inti}}^2}{4} = \frac{\pi * .115^2}{4} = 0.0104$$

$$G_{\text{pi}} = \frac{m_{\text{s}}}{A_{\text{idt}}} = \frac{1067.13 \text{ lb/hr}}{.0104 \text{ pie}^2} = 102608.65 \frac{\text{lb}}{\text{hr} * \text{pie}^2} \quad \text{calculando el número de Reynolds.}$$

$$Re_i = \frac{D_{\text{inti}} * G_{\text{pi}}}{\mu} = \frac{.115 * 102608.65}{7.74} = 1524.55$$

$$J_H = 20 \quad \text{Figura 24 del Kern.}$$

$$\left[\frac{Cp * \mu}{K} \right]^{1/3} = \left[\frac{.485 * 7.74}{0.16818} \right]^{1/3} = 2.815$$

$$h_i = J_H * \frac{K}{D_{\text{inti}}} * \left[\frac{Cp * \mu}{K} \right]^{1/3} = 20 * \frac{.16818}{.115} * 2.815 = 82.335 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{pie}^2 * \text{F}}$$

$$h_o = h_i * \frac{D_{\text{inti}}}{D_{\text{exti}}} = 82.335 * \frac{1.38}{1.66} = 68.447 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{pie}^2 * \text{F}}$$

$$U_c = \frac{h_o * h_i}{h_o + h_i} = \frac{68.447 * 16.723}{68.447 + 16.723} = 13.4394 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{pie}^2 * \text{F}}$$

$$R_d = .001 \quad \text{tabla 12 del Kern} \quad R_d = .001 + .001 = .002$$

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{U_c} + R_d = \frac{1}{13.4394} + .002 \Rightarrow U_D = 13.087$$

$$Ah = \frac{Q_{12}}{U_D * \Delta t} = \frac{39186.56}{13.087 * 17.845} \frac{\text{Btu/hr}}{\text{hrpie}^2 \text{°F} * \text{°F}} = 167.7955 \text{pie}^2$$

Superficie externa / pie = 0.435 tabla 11 Kern

$$\text{horquillas} = \frac{Ah}{Sh * Lh} = \frac{167.7955}{.435 * 8} = 48.21 \rightarrow 49 \text{horquillas}$$

5.2.8.-DIMENSIONAMIENTO DEL COLECTOR SOLAR.

DETERMINACIÓN DE LA INTENSIDAD SOLAR.

Para determinar la intensidad solar de la zona en Michoacán en donde se cultiva la Guayaba, se busca la latitud, longitud y altitud de la zona. De la información obtenida del INEGI se tiene:

Latitud: 20°00' norte Longitud: 101°01' oeste Altitud: 1840 msnm =6036.7456 ftsnm.

Los valores de radiación terrestre I_o en función de unidades de distancia astronómica, la distancia promedio entre la tierra y el sol

FECHA	ENE.1	ENE.4	FEB.1	MAR.1	ABR.4	MAY.1	JUN.1
$I_o = \text{Btu/hrft}^2$	443.79	444.11	442.20	437.13	429.20	422.86	417.56
$I_o = \text{W/m}^2$	1399	1400	1394	1378	1353	1333	1316
DISTANCIA	0.9834	0.9831	0.9852	0.9909	1.0000	1.0075	1.0138

FECHA	JUL.1	JUL.5	AGO.5	SEPT.1	OCT.5	NOV.1	DIC.1
$I_o = \text{Btu/hrft}^2$	415.24	415.24	416.51	421.27	429.10	435.54	441.56
$I_o = \text{W/m}^2$	1309	1309	1313	1328	1353	1373	1392
DISTANCIA	1.0167	1.0167	1.0151	1.0094	1.0000	0.9927	0.9858

Los valores promedio mensuales para la intensidad solar extraterrestre aparente A, y para el coeficiente de extinción, se representan en la siguiente tabla.

FECHA	NÚMERO DE DÍA	ÁNGULO DE INCL.	PARÁMETRO				AMANACE
			A		B	C	
			BTU/HRFT ²	W/m ²			
Ene 21	19	-20.0	390	1.230	0.142	0.058	Tarde
Feb 21	54	-10.0	385	1.215	0.144	0.060	Tarde
Marzo 21	80	0.0	376	1.186	0.156	0.071	Tarde
Abril 21	110	+11.6	360	1.136	0.180	0.097	Temprano
Mayo 21	140	+20.0	350	1.104	0.196	0.121	Temprano
Junio 21	172	+23.45	345	1.088	0.205	0.134	Tarde
Julio 21	201	+20.06	344	1.085	0.207	0.136	Tarde
Agos 21	232	+12.3	351	1.107	0.201	0.122	Tarde
Sept 21	265	0.0	365	1.151	0.177	0.092	Temprano
Oct 21	292	-10.5	378	1.192	0.160	0.073	Temprano
Nov 21	324	-19.8	387	1.221	0.149	0.063	Temprano
Dic 21	357	-23.45	391	1.233	0.142	0.057	Temprano

Se considera el día con el valor de radiación más bajo como el 21 de julio, siendo el día 201 del año.

Calculando la corrección por altitud P/Po.

$$\frac{P}{P_o} = \exp(-.0000361 * \text{altitud}) = \exp(-.0000361 * 6036.7456) = .8042$$

Teniendo una inclinación del colector 45° y una orientación del colector de 60°.

La conversión de grados a radianes:

$$K = \frac{2 * 3.141593}{360} = 1.7453 * 10^{-2}$$

$$\text{ARC COS}(X) = -\text{TANG}^{-1} \left(\frac{X}{\sqrt{(-X * X + 1)}} \right) + 1.5708$$

$$I = 23.45 * \text{SEN} \left(\frac{K * (ND - 80)}{370} * 360 \right) = 23.45 * \text{SEN} \left(\frac{1.7453 * 10^{-2} * (201 - 80)}{370} * 360 \right) = 20.7568$$

$$WS = \frac{24}{360} * \left(\frac{\text{ARC COS}(-\text{TAN}(K * L) * \text{TAN}(K * I))}{K} \right) =$$

$$\frac{24}{360} * \left(\frac{\text{ARC COS}(-\text{TAN}(1.7453 * 10^{-2} * 20) * \text{TAN}(1.7453 * 10^{-2} * 20.7568))}{1.7453 * 10^{-2}} \right) = 6.5286$$

$$HS = WS * 2 = 6.5286 * 2 = 13.057227 \quad 13 : (60 * .057227) = 13 : 03$$

La hora en que amanece:

$$AMA = 12 - WS = 12 - 6.5286 = 5.47138 \quad 5 : (60 * .47138) = 5 : 28$$

Calculando la insolación para un punto del movimiento del sol.

$$FTZ = (\text{COS}(K * L) * \text{COS}(K * I) * \text{COS}(K * W1)) + (\text{SEN}(K * L) * \text{SEN}(K * I)) =$$

$$(\text{COS}(1.7453 * 10^{-2} * 20) * \text{COS}(1.7453 * 10^{-2} * 20.7568) * \text{COS}(1.7453 * 10^{-2} * 0)) +$$

$$(\text{SEN}(1.7453 * 10^{-2} * 20) * \text{SEN}(1.7453 * 10^{-2} * 20.7568)) = .999912$$

$$IDN = A * \text{EXP}\left(\frac{P/Po * B}{FTZ}\right) = 344 * \text{EXP}\left(\frac{.8042 * .207}{.999912}\right) = 291.2429$$

$$TZ = \frac{\text{ARC COS}(FTZ)}{K} = \frac{\text{ARC COS}(.999912)}{1.7453 * 10^{-2}} = 0.75703$$

$$AC = 90 - TZ = 90 - .75703 = 89.2429$$

$$HDIR = IDN * \text{SEN}(K * AC) = 291.2429 * \text{SEN}(1.7453 * 10^{-2} * 89.2429) = 291.2175$$

$$HDIF = IDN * C = 291.2429 * .136 = 39.6090$$

$$HG = HDIR + HDIF = 291.2175 + 39.6090 = 330.8265$$

$$FF = \frac{\text{COS}(K * I) * \text{COS}(K * W1)}{\text{COS}(K * AC)} = \frac{\text{COS}(1.7453 * 10^{-2} * 20.7568) * \text{COS}(1.7453 * 10^{-2} * 0)}{\text{COS}(1.7453 * 10^{-2} * 89.2429)} = 0$$

$$\text{ARC SEN}(X) = \text{TANG}^{-1}\left(\frac{X}{(\sqrt{(-X * X + 1)})}\right)$$

$$F = \frac{\text{ARC SEN}(FF)}{K} = \frac{\text{ARC SEN}(0)}{1.7453 * 10^{-2}} = 0$$

$$\begin{aligned}
 FT &= (\cos(K * AC) * \cos(K * (F - O)) * \sin(K - IC)) + (\sin(K * AC) * \cos(K * IC)) = \\
 &= (\cos(1.7453 * 10^{-2} * 89.2429) * \cos(1.7453 * 10^{-2} * (0 - 60))) * (\sin(1.7453 * 10^{-2} - 45)) + \\
 &= (\sin(1.7453 * 10^{-2} * 89.2429) * \cos(1.7453 * 10^{-2} * 45)) = .711716
 \end{aligned}$$

$$ID = IDN * FT = 291.2429 * .711716 = 207.2823$$

$$IDF = HDIF * \left(\frac{1 + \cos(K * IC)}{2} \right) = 39.6090 * \left(\frac{1 + \cos(1.7453 * 10^{-2} * 45)}{2} \right) = 33.8084$$

$$IG = ID + IDF = 207.2823 + 33.8084 = 241.0908 \frac{BTU}{HR \text{ PIE}^2}$$

Al realizar los cálculos de los diferentes valores de insolación, para diferentes posiciones del sol, con valores de W1 de 0° a 90° con intervalos de 15°, se obtuvo un valor promedio de insolación de 240.0296 BTU / HR PIE².

DETERMINACIÓN DEL AREA DEL COLECTOR SOLAR DE PLACA PLANA.

Para determinar el tamaño del colector, se considera un aceite como fluido dentro de los tubos del colector, con la finalidad de que el calor captado se transfiera al agua de servicio que entra al generador. Se utilizará aceite TEXATHERM 46, cuyas propiedades físicas se presentan a continuación.

TEXATHERM	46
APARIENCIA	BRILLANTE Y CLARO
GRAVEDAD, API	29.4
PUNTO DE CHISPA, COC. °C	204.0
PUNTO DE FLUIDEZ. °C	- 6.0
VISCOSIDAD cSt A 40. °C	46.0
cSt A 100. °C	6.9
INDICE DE VISCOSIDAD	100.0
PROPIEDADES A 260 °C/500 °F	0.067
CONDUCTIVIDAD TERMICA BTU/HR/FT ² /°F/Ft	
CAPACIDAD TÉRMICA BTU/Lb/°F	0.656
VISCOSIDAD, cSt	1.02
GRAVEDAD ESPECIFICA	0.72
PRESIÓN DE VAPOR	25
NÚMERO DE NEUTRALIZACIÓN mg KOH/g máx	0.15

$$\rho = \left[\begin{array}{c} 29.4 \text{ API} \\ T-46 \end{array} \right] 54.844 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3} \quad \text{pag B-10 Crane}$$

Tenemos valores de viscosidad cinemática, que necesitamos transformar a centipoises, para lo cual primeramente interpolamos para obtener la viscosidad a la temperatura media en la que trabaja el sistema.

$$T_m = \frac{(T_{17} + 5) + (T_{18} - 5)}{2} = \frac{280 + 215}{2} = 247.5^\circ\text{F}$$

$$v = \mu * \rho$$

$$v = 1.02 \text{cSt} * 10^{-6} = 1.02 * 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{seg}} * \left(\frac{1 \text{ft}}{.3048 \text{m}} \right) = 1.0979 * 10^{-5} \frac{\text{ft}^2}{\text{seg}}$$

$$\mu = 1.0979 \frac{\text{ft}^2}{\text{seg}} * 54.844 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} = 6.02 * 10^{-4} \frac{\text{lb}}{\text{ft} * \text{seg}}$$

$$\mu = 6.02 * 10^{-4} \frac{\text{lb}}{\text{ft} * \text{seg}} * 1.488 = 8.95988 * 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{m} * \text{seg}} / .001 = .8959 \text{cp}$$

En seguida se calcula la cantidad de masa a calentar en los colectores, tomando en cuenta el calor en el generador Qsup.

$$m = \frac{Q}{C_p * \Delta t} = \frac{111702.536}{.656 * (280 - 215)} = 2619 \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

Para facilitar la construcción del colector, se considera dimensionar 20 colectores en lugar de uno solo, por lo que se maneja $m = 130.95 \text{ lb/hr}$.

Considerando las horas de sol tenemos:

$$m_c = \frac{m}{(\text{HS}/24)} = \frac{130.95 \frac{\text{lb}}{\text{hr}}}{(13/24)} = 241.7538 \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

Para este caso se considera el arreglo de los tubos en serie con tubos de 3/4. El programa tiene algunos cambios para el arreglo de los tubos en paralelo.

$$D_{\text{ext}} = 1.05 = 0.087 \text{ft} \quad D_{\text{in}} = 0.82 \text{ in} = 0.068 \text{ft} \quad \text{Tabla 11 Kern}$$

$$A = \frac{\pi * D_{\text{in}}^2}{4} = \frac{\pi * (.068)^2}{4} = .003631 \text{ ft}^2$$

$$G_c = \frac{m}{A} = \frac{241.75}{.003631} \frac{\text{lb}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2} = 66579.45 \frac{\text{lb}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2}$$

$$Re = \frac{D_{in} \cdot G_c}{\mu \cdot 2.4} = \frac{.068 \cdot 66579.45}{.8959 \cdot 2.4} = 2105.61$$

Por el número de Reynolds el flujo es de transición .

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu \cdot 2.4}{K} = \frac{.656 \cdot \mu \cdot 2.4}{.067} = 21.05$$

$$L/D = 8 / .062 = 129$$

Con los valores de Re y L / D se obtiene J_H

$$J_H = \left[\frac{Re}{L/D} \right] = 5 \quad \text{Fig 24 Kern}$$

$$UF = \frac{J_H \cdot C_p \cdot G_c}{Pr^{2/3}} = \frac{5 \cdot .656 \cdot 66579.45}{21.05^{2/3}} = 28644.81 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

Para el cálculo del área de transferencia se consideran 80 tubos aleteados con una longitud de 8 ft y una separación entre los tubos de .06 ft.

$$A_t = \pi \cdot D_{in} \cdot L \cdot N_t = \pi \cdot .068 \cdot 8 \cdot 80 = 136 \text{ ft}^2 \quad \text{ec. (1)}$$

Área total del colector:

$$A_c = N_t \cdot (\text{Sep} + D_{ex}) \cdot L_t = 80 \cdot (.06 + .087) \cdot 8 = 94.08 \text{ ft}^2$$

La eficiencia de la aleta:

PLACA			
COND. TERM.	ABSOR.	ESPEJOR	COEF. SUPUESTO
220 Btu/hrft ² °Fft	0.95	.005 ft	0.6 Btu/hrft ² °F

$$AL = \frac{\text{Sep} \cdot \sqrt{\frac{ULS}{K_p \cdot E_p}}}{2} = \frac{.06 \cdot \sqrt{\frac{.6}{220 \cdot .005}}}{2} = 2.2156 \cdot 10^{-2} \quad \text{ec. (2)}$$

$$PAL = \frac{EXP(AL) - EXP(-AL)}{EXP(AL) + EXP(-AL)} = \frac{EXP(.00221) - EXP(-.00221)}{EXP(.00221) + EXP(-.00221)} = 2.2152 * 10^{-2}$$

$$EP = \frac{PAL}{AL} = \frac{2.2152 * 10^{-2}}{2.2156 * 10^{-2}} = 0.9998 \quad \text{Eficiencia.}$$

$$FI = \frac{1}{\frac{1}{EP} + \frac{ULS * Ac}{UF * At} + \frac{ULS * Ac}{2 * m * Cp}} = \frac{1}{\frac{1}{.9998} + \frac{.6 * 94.08}{28644.81 * 136} + \frac{.6 * 94.08}{2 * 130.95 * .565}} = .7237$$

Calor transferido:

CUBIERTA		LUGAR		
TRANSMITANCIA	NÚMERO	T. AMB.	INSOLA.	HR. SOL
0.85	2	64.4°F	240 Btu/Hr ft ²	13 Hrs.

$$CAL = FI * TRP * ABP * (IG - (ULS * ((T18 - 5) - TAM))) =$$

$$CAL = .7237 * 0.85 * 0.95 * (240 - (.6 * ((220 - 5) - 64.4))) = 87.44 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2}$$

$$HEAT = CAL * AC = 87.44 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2} * 94.08 \text{ ft} = 8226.35 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Temperatura del colector:

$$TC = (T18 - 5) + \frac{HEAT}{2 * m * Cp} + \frac{HEAT}{UF * At} = (220 - 5) + \frac{8226.35}{2 * 241.75 * .656} + \frac{8226.35}{28644.81 * 136} =$$

$$TC = 240.93^\circ\text{F}$$

Como tiene 2 cubiertas, se tiene para el coeficiente real de transferencia:

$$UL = 0.0018 * TC + 0.4 = .0018 * 240.93 + 0.4 = .8336 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}}$$

$$TO = (T18 - 5) + \frac{HEAT}{m * Cp} = (220 - 5) + \frac{8226.35}{241.75 * .656} = 266.87^\circ\text{F}$$

Como los valores de coeficiente de pérdida de calor no coinciden, ya que el supuesto es de 0.6 y el calculado de .87304, se da como valor supuesto el que obtuvimos y se realizan nuevamente los cálculos desde la ec. (2), hasta tener un error de ± 0.01 .

Después de que se realizan los cálculos del coeficiente, podemos observar que la temperatura que necesitamos a la salida es de 280 y la que tenemos como TO es menor, al valor de la longitud le sumamos 0.5, en la ec (1), hasta que las temperaturas tengan un error de ± 3 .

Los valores finales de los ajustes son los siguientes:

Área de transferencia de calor = 222.174 ft^2

Temperatura del colector = $246.624 \text{ }^\circ\text{F}$

Eficiencia de aleta = .9997

Área total del colector = 152.88 ft^2

Factor calorífico = .7125

Calor transferido por unidad de área = $65.607 \text{ Btu/ hr ft}^2$

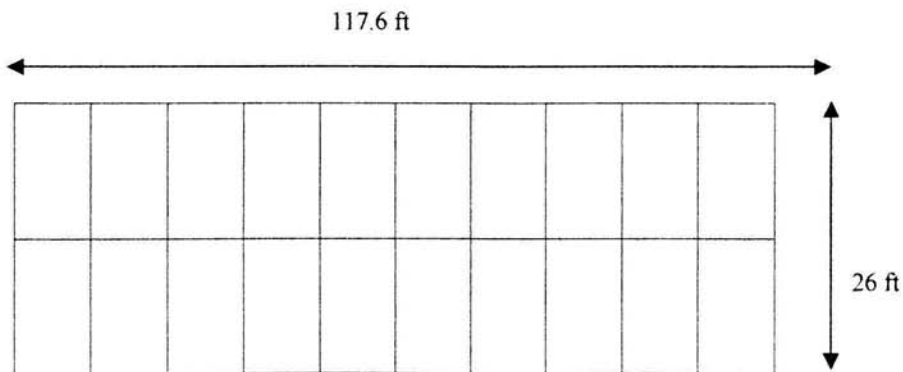
Calor total transferido = $10030.02 \text{ Btu / hr}$.

Coefficiente real de transferencia de calor = $.8439 \text{ Btu / hr ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$.

Temperatura de salida del fluido = $278.24 \text{ }^\circ\text{F}$.

Longitud de los tubos = 13 ft.

Cada colector tendría una dimensión de $13 \text{ ft} * 11.8 \text{ ft}$. Se puede suponer un arreglo de los veinte colectores de la siguiente manera:



5.2.9.- DETERMINACIÓN DE LAS CELDAS SOLARES.

Para la energía eléctrica requerida en el funcionamiento del sistema, se propone el uso de celdas fotovoltaicas, por utilizar energía solar la cual es limpia y barata.

El sistema de refrigeración por absorción requiere 3 bombas y tomando en cuenta el uso de 2 bombas para el sistema de los colectores, son 5 bombas que necesitamos de $\frac{1}{2}$ caballo de potencia.

1 caballo de potencia \rightarrow 745.7 watt

$\frac{1}{2}$ caballo de potencia \rightarrow X

X = 372.85 watt

Considerando que trabajan las 24 hrs del día.

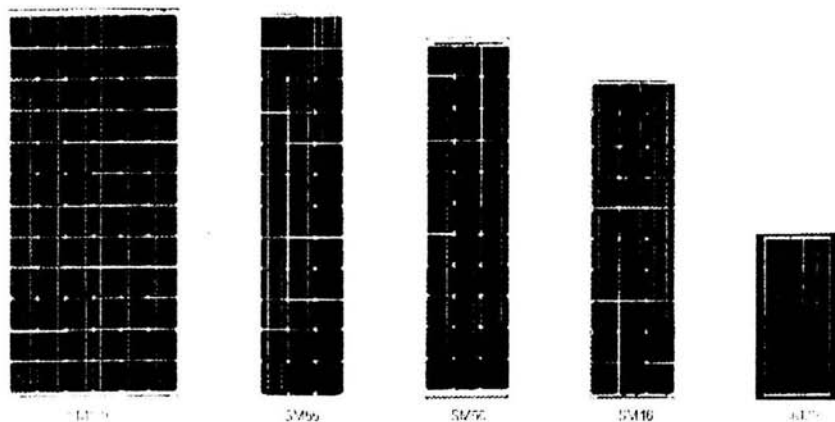
372.85 watt * 24 hrs = 8948.4 wh * 1.3 pérdidas = 11632.92 wh

Para las 5 bombas.

11632.92 wh * 5 bombas = 58164.6 wh

Los watts hora se dividen entre el factor área (número que depende de la zona geográfica) y el número de watts con el cual trabaja el módulo de celdas seleccionado.



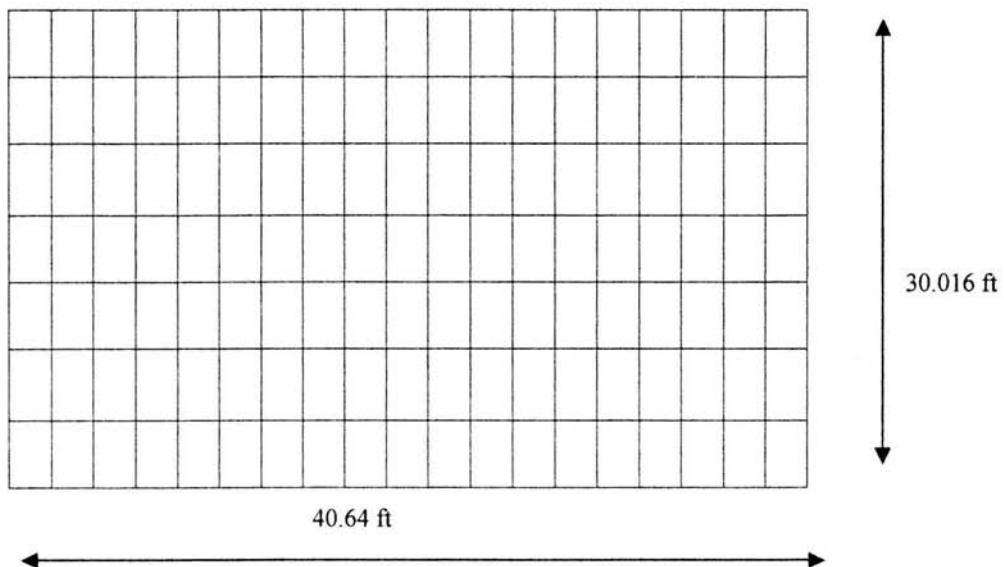


Module type	SM110-F	SM110-L	SM95	SM90	SM66	SM70
Electrical parameters						
Maximum power rating P_{max} [W _p]	110	110	96	90	46	20
Maximum power P_{max} [W _p]	100	100	90	75	41	18
Open circuit voltage V_{oc} [V]	63/315	63/315	315	315	315	158
Short circuit current I_{sc} [A]	17.6/33.0	17.6/33.0	17.1	16.9	16.5	14.5
Electrical efficiency η_{eff} [%]	6.6/3.45	6.9/3.45	3.45	3.35	3.25	1.6
Temperature coefficient $\beta_{P_{max}}$ [W]	21.7/43.5	21.7/43.5	21.7	19.8	18.1	16.0
Physical parameters						
Length [mm]	5110 (1323)	5110 (1323)	5090 (1299)	4810 (1218)	4770 (1189)	4730 (1180)
Width [mm]	75.88 (653)	75.87 (652)	120.0 (228)	120.0 (229)	131.0 (273)	129.0 (270)
Weight [kg]	14.240	14.230	13.654	13.339	11.110	10.530
Electrical connection box [mm]	21 (54)	21 (54)	-	-	-	-
Area [m ²]	25.1 (111)	20.7 (93.5)	19.7 (5.7)	11.5 (1.7)	12.2 (1.1)	6.0 (1.1)
Interlocking Type						
Lighting direction	Sp	Sp	AM	AM	AM	AM
Mounting holes						
44.2 (110)	52.0 (1220)	-	49.8 (1254)	45.9 (1191)	71.0 (111)	21.7 (244)
44.2 (110)	25.3 (643)	28.93 (729)	25.3 (643)	26.3 (643)	25.3 (643)	-
44.2 (110)	24.2 (615)	-	11.2 (280)	11.2 (280)	11.2 (280)	11.2 (280)
Reference quantity	10	10	10	10	10	10

La zona de Michoacán, corresponde al número 4 conforme al mapa anterior, además que utilizaremos módulos tipo SM110-L.

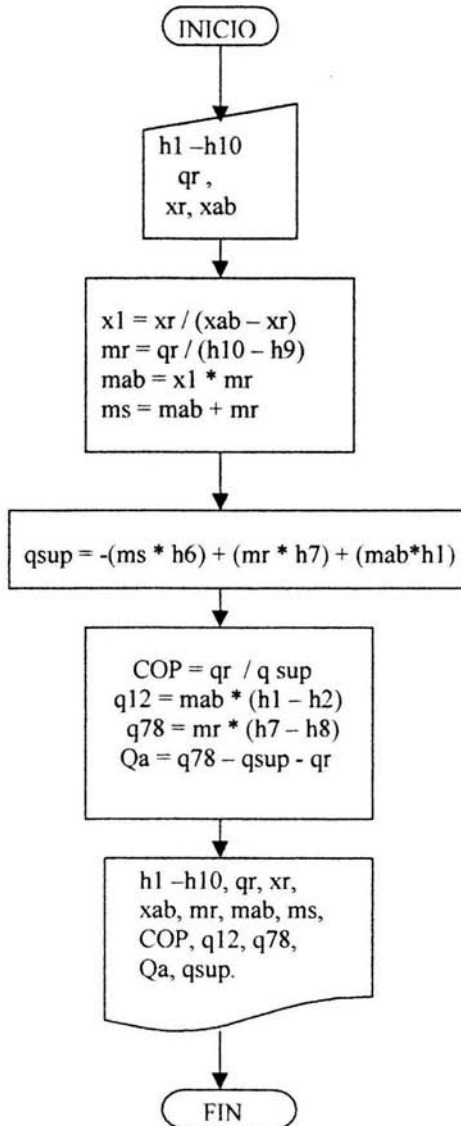
$$\frac{58164.6 \text{ wh}}{4 \cdot 110 \text{ w}} = 132.19 \text{ módulos} \Rightarrow 133 \text{ módulos}$$

Un arreglo propuesto para los 133 módulos es el que se representa a continuación, con módulos de 51.45 pulgadas de largo por 25.67 pulgadas de ancho.

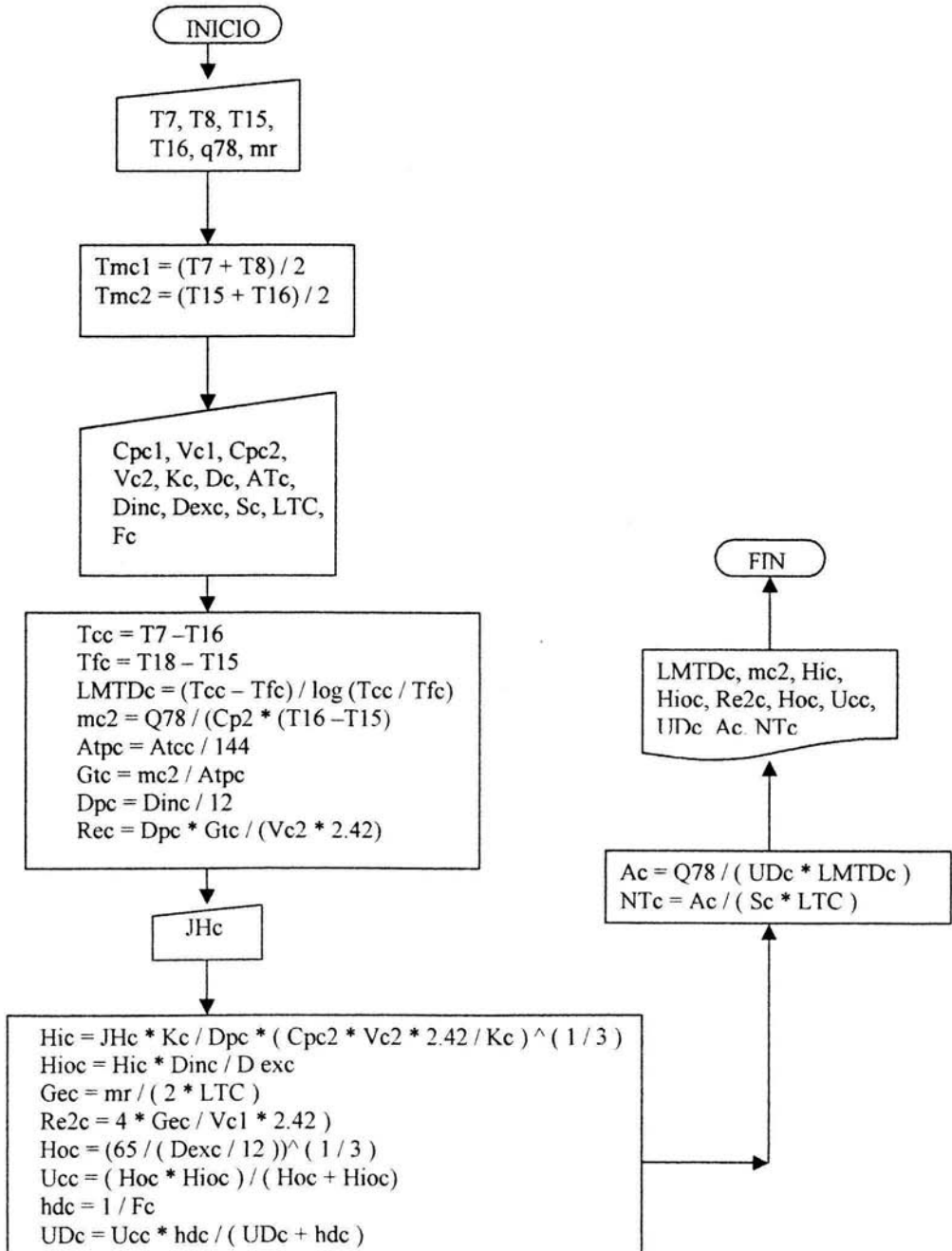


5.3.- ALGORITMOS DEL DIMENSIONAMIENTO DE LOS EQUIPOS.

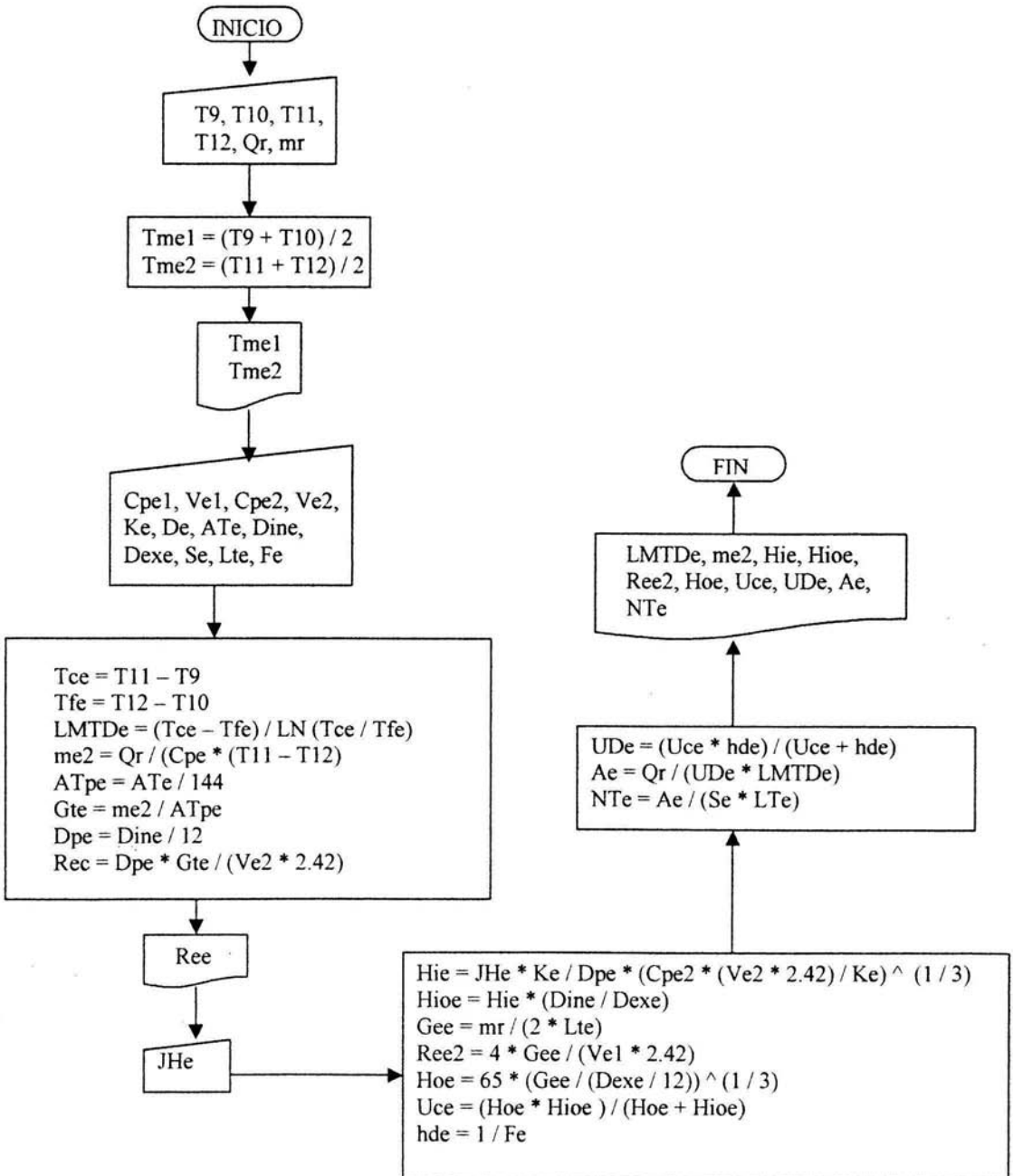
ALGORITMO BALANCE DE MATERIA Y ENERGÍA.



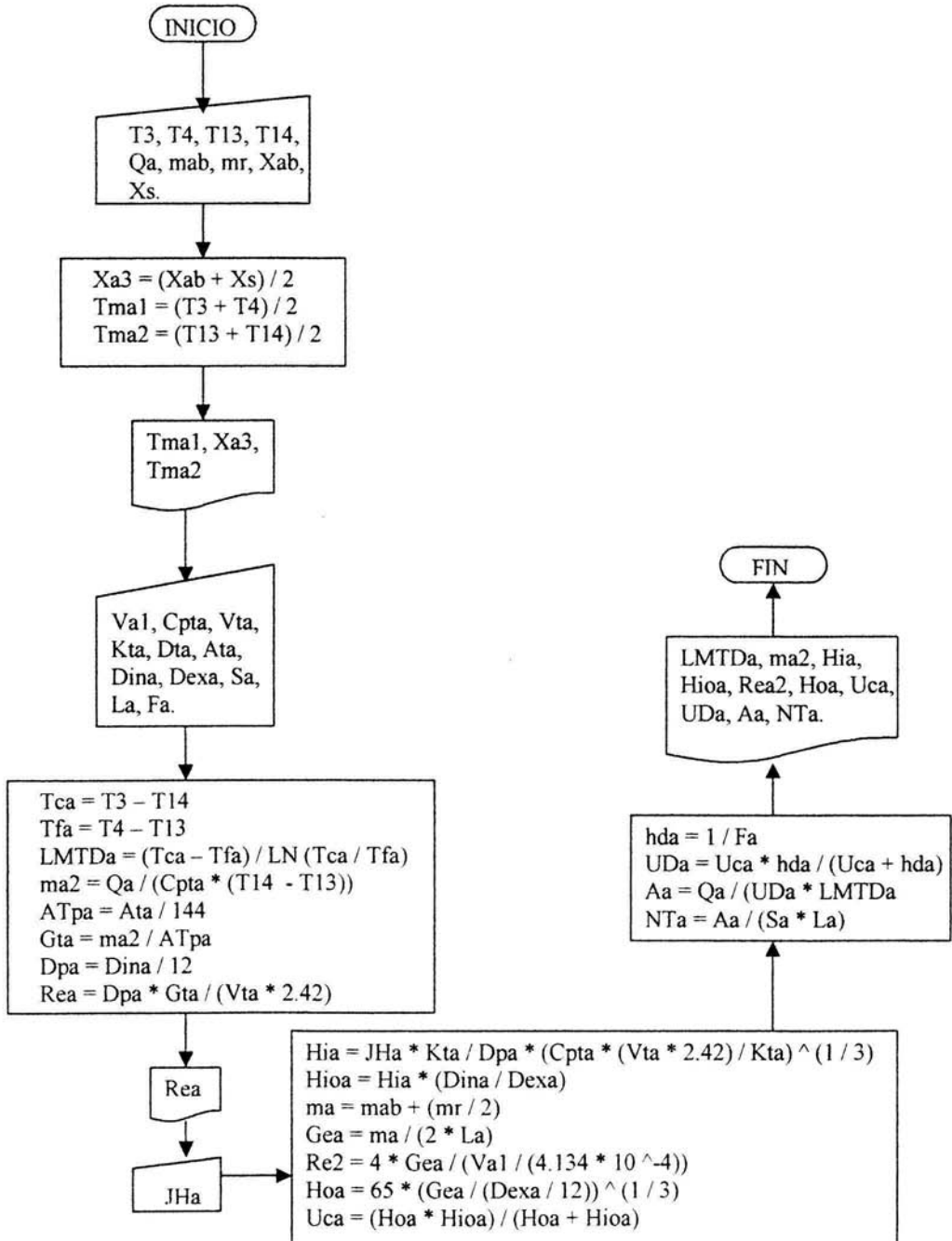
ALGORITMO DEL CONDENSADOR



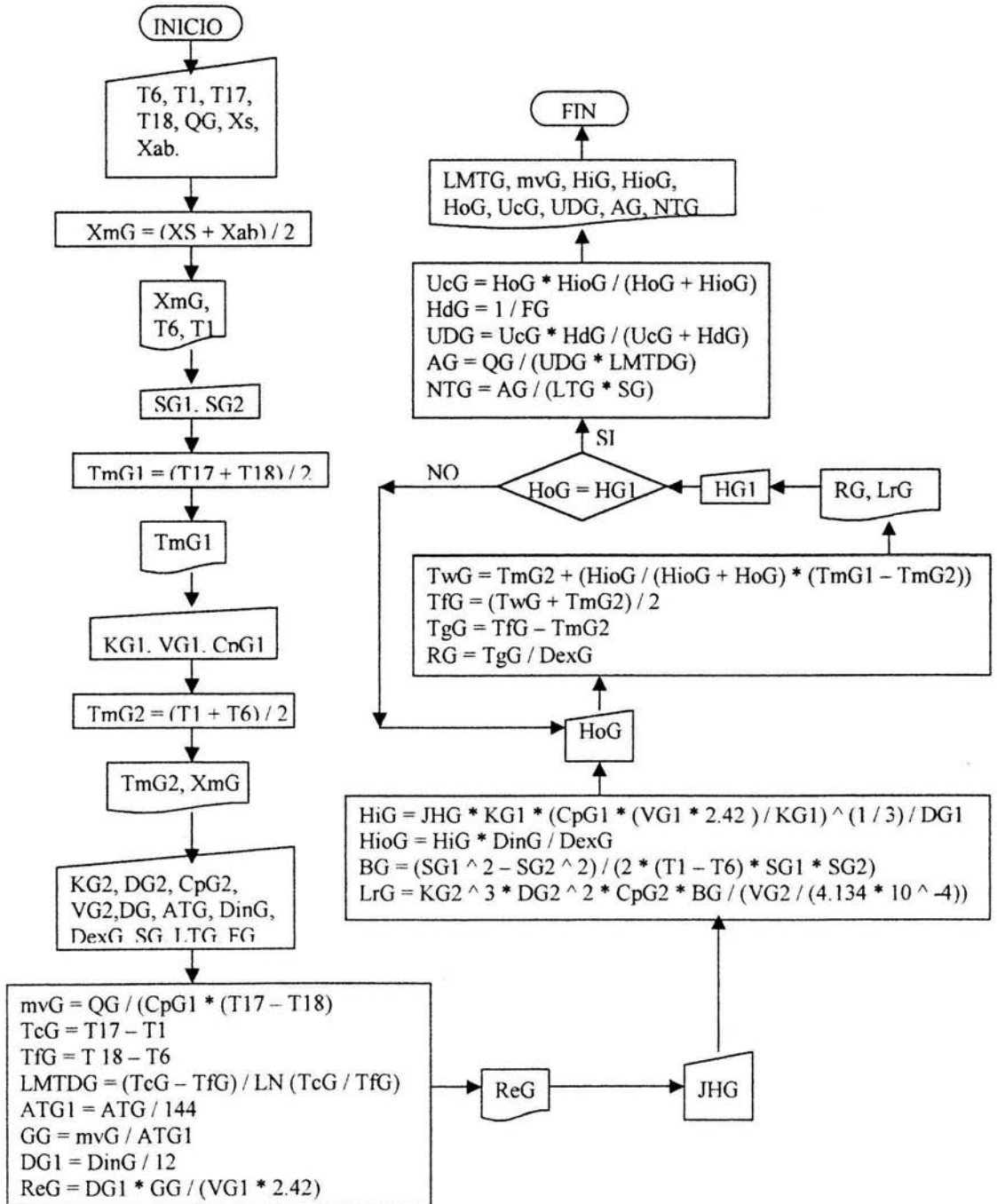
ALGORITMO DEL EVAPORADOR.



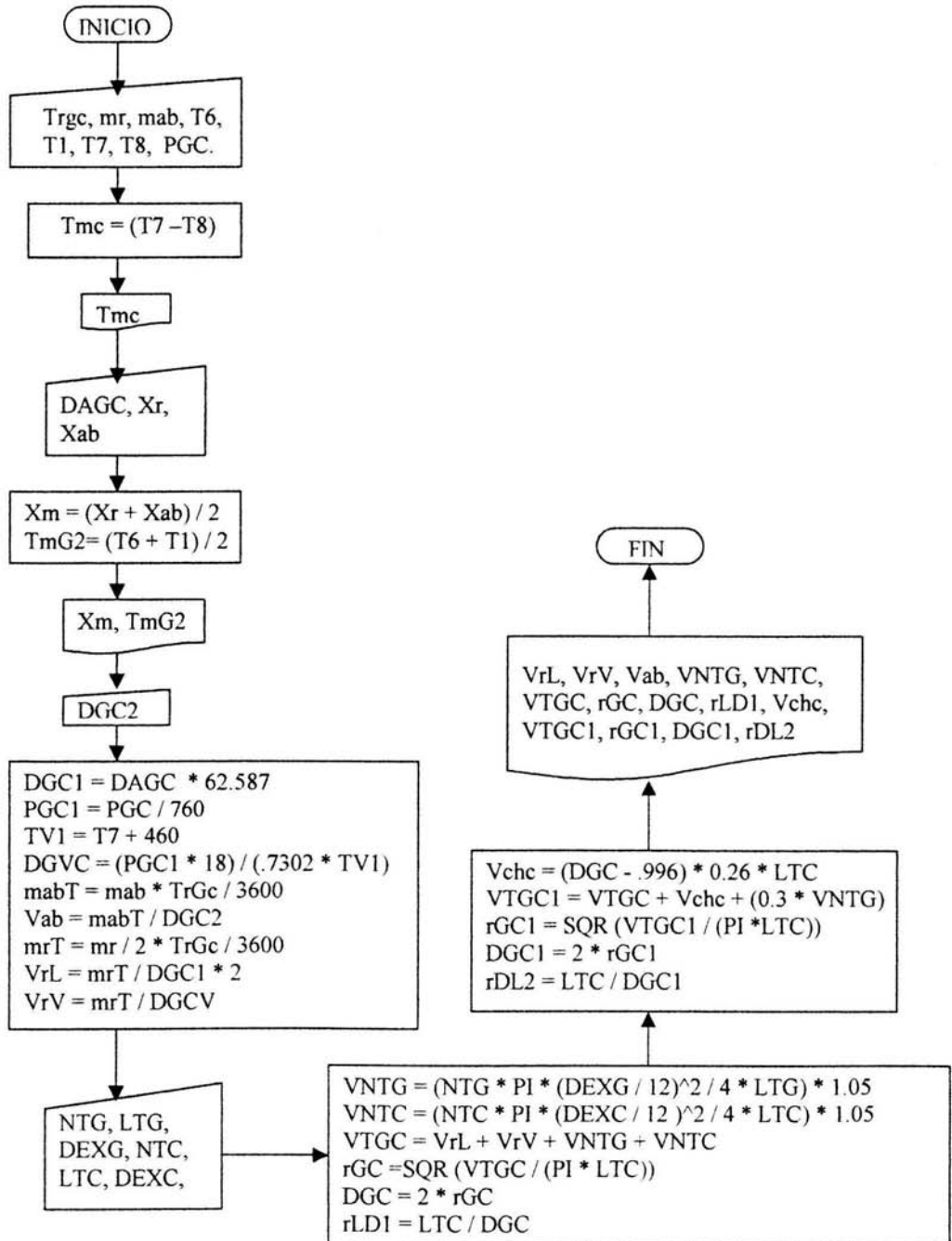
ALGORITMO DEL ABSORSOR.



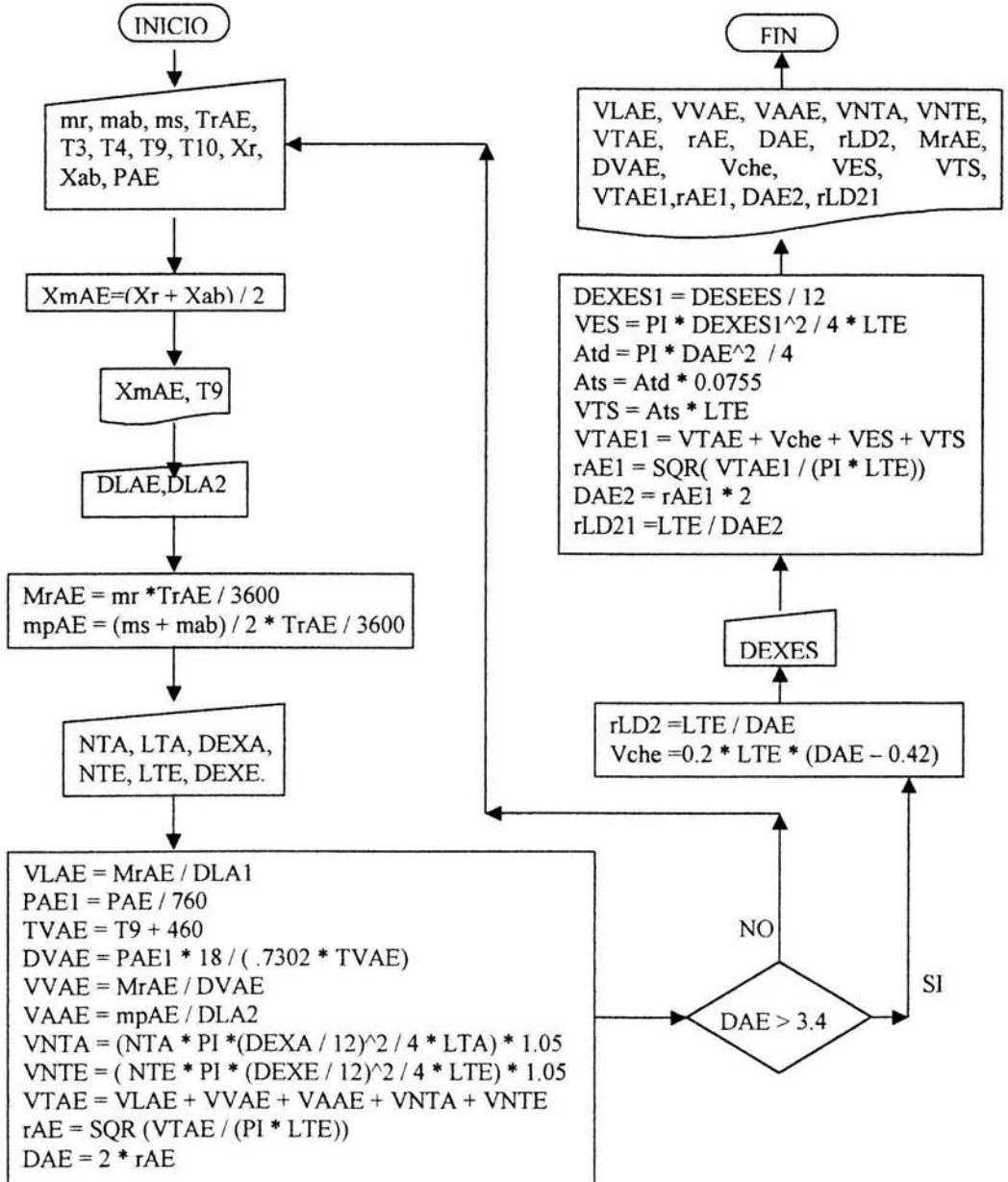
ALGORITMO DEL GENERADOR.



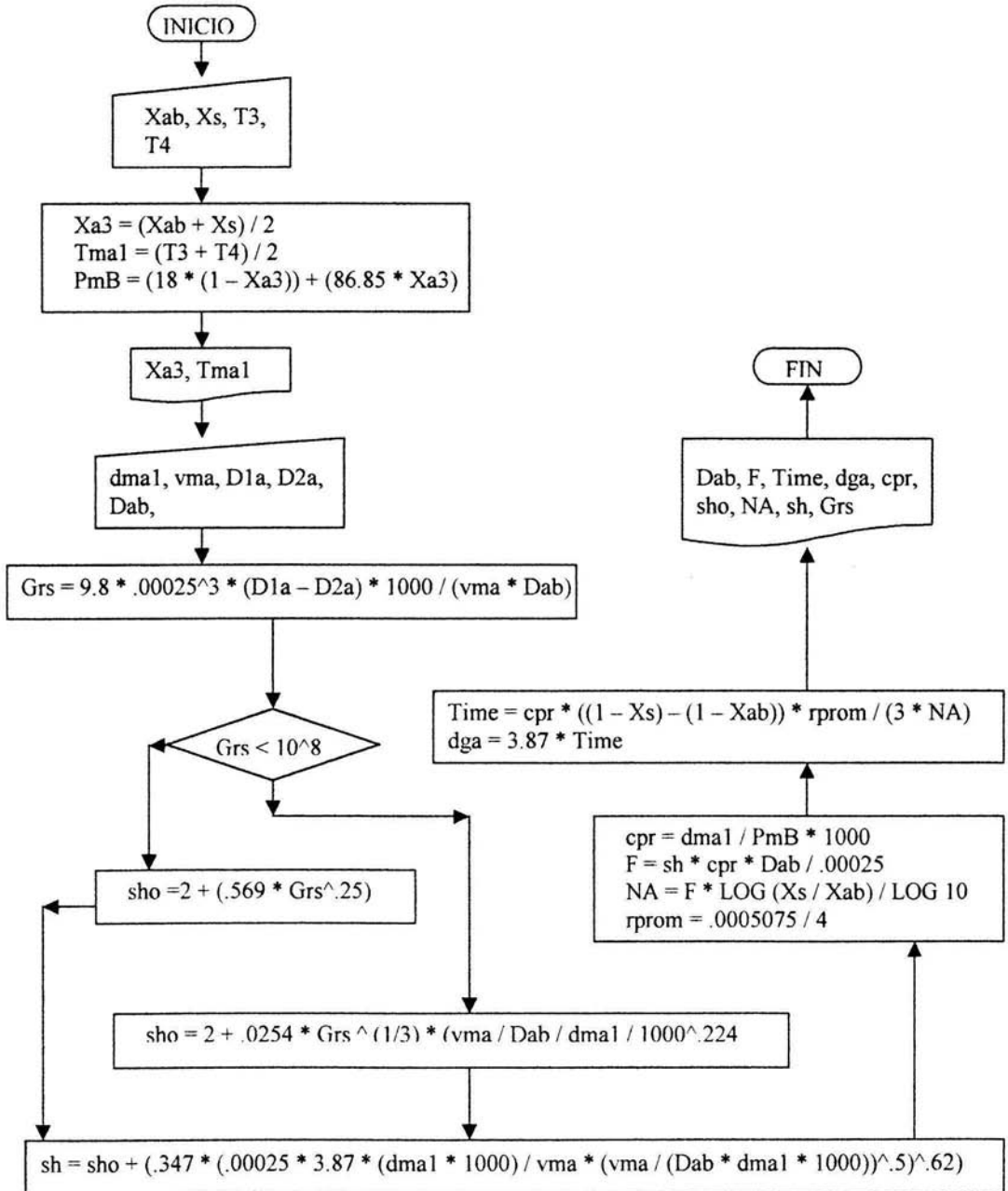
ALGORITMO DEL GENERADOR-CONDENSADOR.



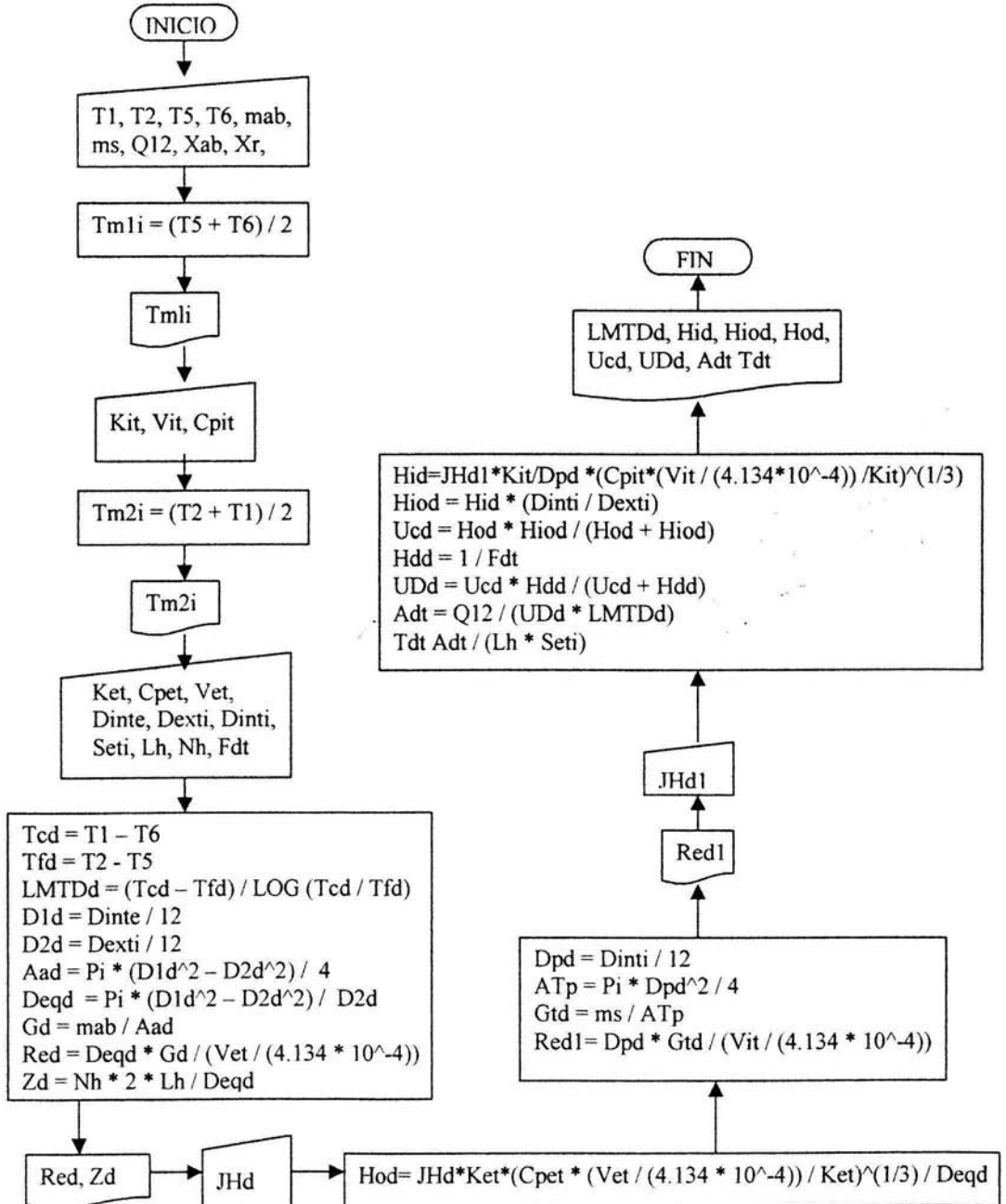
ALGORITMO DEL ABSORSOR-EVAPORADOR



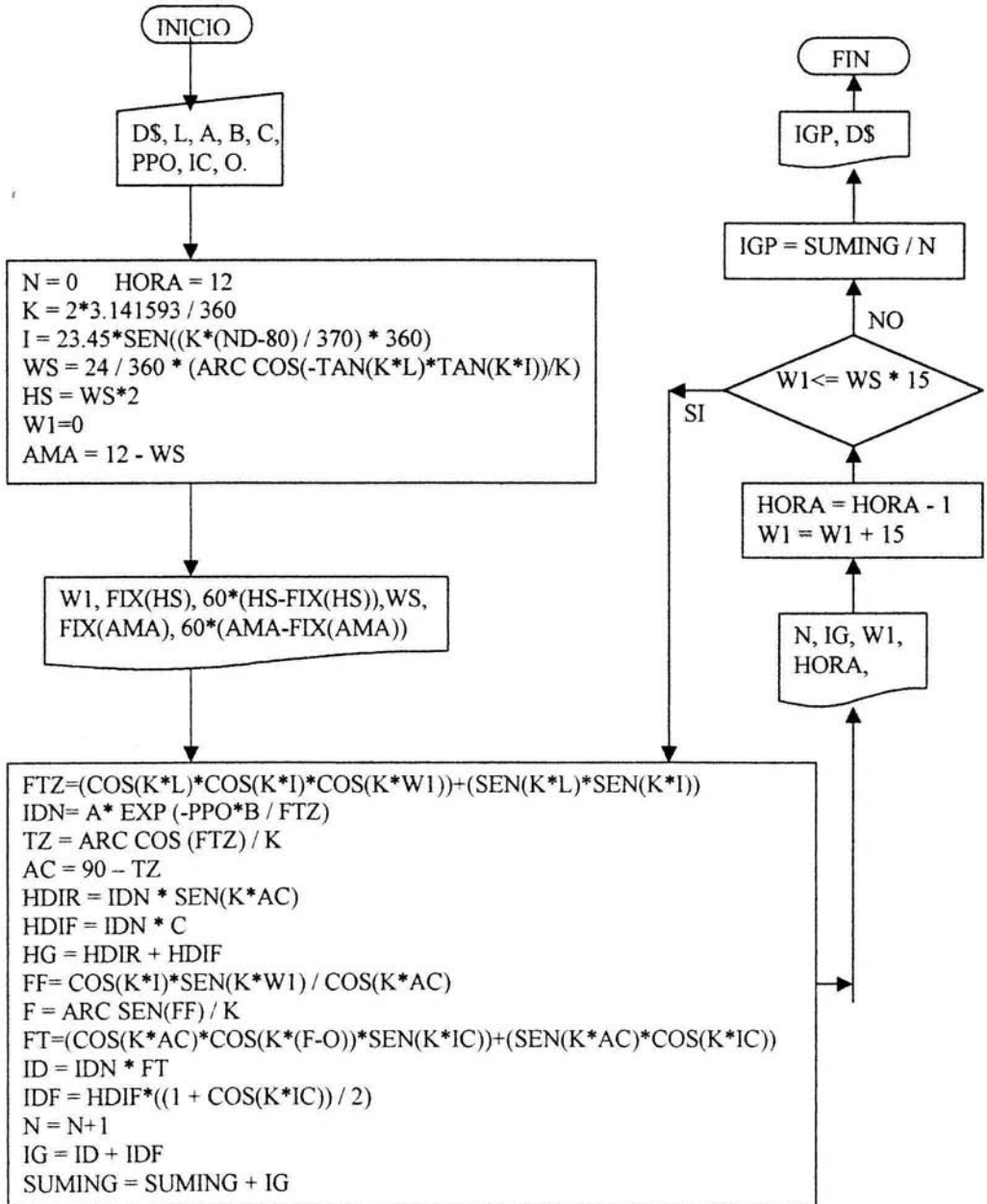
ALGORITMO DE LA DIFUSIÓN DEL BROMURO DE LITIO - AGUA



ALGORITMO DEL INTERCAMBIADOR DE DOBLE TUBO



ALGORITMO DE LA INTENSIDAD SOLAR



5.4. -PROGRAMA DEL DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA BROMURO DE LITIO- AGUA.

```

PRINT "BALANCE DE MATERIA Y ENERGIA"
PRINT "INTRODUCE ENTALPIAS"
INPUT "h1 [=]btu/lb"; h1
INPUT " h2 [=]btu/lb"; h2
INPUT "h3 [=]btu/lb"; h3
INPUT "h4 [=]btu/lb"; h4
INPUT "h5 [=]btu/lb"; h5
INPUT "h6 [=]btu/lb"; h6
INPUT "h7 [=]btu/lb"; h7
INPUT "h8 [=]btu/lb"; h8
INPUT "h9 [=]btu/lb"; h9
INPUT "h10 [=]btu/lb"; h10
INPUT "CANTIDAD DE REFRIGERACION REQUERIDA [=]BTU/HR"; Qr
INPUT "FRACCION LiBr EL REFRIGERANTE"; Xr
INPUT "FRACCION DE LiBr EN SOL ABSORBENTE"; Xab
X1 = Xr / (Xab - Xr)
mr = Qr / (h10 - h9)
mab = X1 * mr
ms = mab + mr
QG = -(ms * h6) + (mr * h7) + (mab * h1)
COP = Qr / QG
Q12 = mab * (h1 - h2)
Q78 = mr * (h7 - h8)
Qa = Q78 - QG - Qr
PRINT "h1="; h1; "btu/lb", " h2 = "; h2; " btu / lb; ", "h3="; h3;
"btu/lb", "h4="; h4; "btu/lb", "h5="; h5; "btu/lb", "h6="; h6; "btu/lb",
"h7="; h7; "btu/lb", " h8 = "; h8; " btu / lb ", "h9 = "; h9; " btu / lb
", " h10 = "; h10; " btu / lb "
PRINT "CANTIDAD DE REFRIGERACION REQUERIDA="; Qr; "btu/hr"
PRINT "FRACCION DE LiBr EN REFRIGERANTE="; Xr, "FRACCION DE LiBr EN SOL
ABSORBENTE="; Xab
PRINT "FLUJO DEL REFRIGERANTE="; mr; "lb/hr", "FLUJO DEL ABSORBENTE=";
mab; "lb/hr", "FLUJO DE TODA LA MEZCLA="; ms; "lb/hr"
PRINT "COEFICIENTE DE FUNCIONAMIENTO COP="; COP, "CALOR TRANSF
INTERCAMBIADOR="; Q12; "btu/hr", "CALOR ELIM. CONDENSADOR="; Q78;
"btu/hr", "CALOR ELIMINADO EN EL ABSORBEDOR="; Qa; "btu/hr", "CALOR
INTERCAMBIADO EN EL GENERADOR="; QG; "btu/hr"

PRINT "DIMENSIONAMIENTO DEL EVAPORADOR"
INPUT "TEMPERATURA DE ENTRADA DEL AGUA AL EVAPORADOR[=] F"; T9
INPUT "TEMPERATURA SALIDA DEL AGUA EN EVAP[=]F"; T10
INPUT "TEM. ENTRADA AGUA EN TUBOS[=]F"; T11
INPUT "TEM. SAL. AGUA EN TUBOS [=]F"; T12
Tme1 = (T9 + T10) / 2
Tme2 = (T11 + T12) / 2
PRINT "Tm="; Tme1; "F"
INPUT "VISCOSIDAD EN EVAP.[=]cp A Tm f(15)K"; Ve1
PRINT "Tm2="; Tme2; "F"
INPUT "Cp EN TUBOS A Tm2[=]BTU/LB F f(2)K"; Cpe2
INPUT "VISCOSIDAD TUBOS[=]cp A Tm2 f(14)K"; Ve2
INPUT "K PARA TUBOS A Tm2[=]BTU/HR*PIE tabla(4)KERN"; Ke
INPUT "AREA DEL TUBO [=]PUL2 t(11)K"; ATe
INPUT "DIAMETRO INTERIOR TUBO [=]PUL"; Dine

```

```

INPUT "DIAMETRO EXTERIO TUBO[=]PULG"; DEXE
INPUT "SUPERFICIE EXT *PIE LINEAL t(11)K"; Se
INPUT "LONGITUD [=]PIES"; LTE
INPUT "FACTOR DE OBSTRUCCION f(12)K"; Fe
Tce = T11 - T9
Tfe = T12 - T10
LMTDe = (Tce - Tfe) / LOG(Tce / Tfe)
me2 = Qr / (Cpe2 * (T11 - T12))
ATpe = ATe / 144
Gte = me2 / ATpe
Dpe = Dine / 12
Ree = Dpe * Gte / (Ve2 * 2.42)
PRINT "Re="; Ree
INPUT "VALOR JH t(24)K"; JHe
Hie = JHe * Ke / Dpe * (Cpe2 * (Ve2 * 2.42) / Ke) ^ (1 / 3)
Hioe = Hie * (Dine / DEXE)
Gee = mr / (2 * LTE)
Ree2 = 4 * Gee / (Ve1 * 2.42)
Hoe = 65 * (Gee / (DEXE / 12)) ^ (1 / 3)
Uce = (Hoe * Hioe) / (Hoe + Hioe)
hde = 1 / Fe
UDe = Uce * hde / (Uce + hde)
Ae = Qr / (UDe * LMTDe)
NTE = Ae / (Se * LTE)
PRINT "LMTD="; LMTDe; "F", "FLUJO MASICO DE AGUA EN TUBOS"; me2; "LB/HR",
"Hi"; Hie, "Hio="; Hioe
PRINT "Re2="; Ree2, "Ho="; Hoe, "Uc="; Uce, "UD="; UDe, "AREA="; Ae;
"PIES2", " NUMERO DE TUBOS = "; NTE

PRINT "DIMENSIONAMIENTO DEL ABSORSOR"
INPUT "TEMPERATURA DE ENTRADA DEL ABSORBENTE AL ABSORSOR [=] F"; T3
INPUT "TEMPERATURA SALIDA DE LA MEZCLA EN ABS [=]F"; T4
INPUT "TEM. ENTRADA AGUA EN TUBOS[=]F"; T13
INPUT "TEM. SAL. AGUA EN TUBOS [=]F"; T14
Xa3 = (Xr + Xab) / 2
Tma1 = (T3 + T4) / 2
Tma2 = (T13 + T14) / 2
PRINT "Tma1="; Tma1; "F", "Xa3="; Xa3
INPUT "VISCOSIDAD EN ABS.[=]Pa*s A Tmr Y Xa3 f(3)HANDBOOK"; Val
PRINT "Tma2="; Tma2; "F"
INPUT "Cp EN TUBOS A Tma2[=]BTU/LB F f(2)K"; Cpta
INPUT "VISCOSIDAD TUBOS[=]cp A Tma2 f(14)K"; Vta
INPUT "K PARA TUBOS A Tma2[=]BTU/HR*PIE tabla(4)KERN"; Kta
INPUT "DIAMETRO NOM. DE TUBO [=]PUL t(11)K"; Dta
INPUT "AREA DEL TUBO [=]PUL2"; Ata
INPUT "DIAMETRO INTERIOR TUBO [=]PUL"; Dina
INPUT "DIAMETRO EXTERIO TUBO[=]PULG"; DEXA
INPUT "SUPERFICIE EXT *PIE LINEAL t(11)K"; Sa
INPUT "LONGITUD [=]PIES"; LTA
INPUT "FACTOR DE OBSTRUCCION f(12)K"; Fa
Tca = T3 - T14
Tfa = T4 - T13
LMTDa = (Tca - Tfa) / LOG(Tca / Tfa)
ma2 = -Qa / (Cpta * (T14 - T13))
ATpa = Ata / 144
Gta = ma2 / ATpa
Dpa = Dina / 12

```

```

Rea = Dpa * Gta / (Vta * 2.42)
PRINT "Re="; Rea
INPUT "VALOR JH t(24)K"; JHa
Hia = JHa * Kta / Dpa * (Cpta * (Vta * 2.42) / Kta) ^ (1 / 3)
Hioa = Hia * (Dina / DEXA)
ma = mab + (mr / 2)
Gea = ma / (2 * LTA)
Rea2 = 4 * Gea / (Val / (4.134 * 10 ^ -4))
Hoa = 65 * (Gea / (DEXA / 12)) ^ (1 / 3)
Uca = (Hoa * Hioa) / (Hoa + Hioa)
hda = 1 / Fa
UDa = Uca * hda / (Uca + hda)
Aa = -Qa / (UDa * LMTDa)
NTA = Aa / (Sa * LTA)
PRINT "LMTD="; LMTDa; "F", "FLUJO MASICO DE AGUA EN TUBOS"; ma2; "LB/HR",
"Hi"; Hia, "Hio="; Hioa
PRINT "Re2="; Rea2, "Ho="; Hoa, "Uc="; Uca, "UD="; UDa, "AREA="; Aa;
"PIES2", " NUMERO DE TUBOS = "; NTA

PRINT "DIMENSIONAMIENTO DEL GENERADOR"
INPUT "TEMPERATURA DE ENTRADA GENERADOR [=]F"; T6
INPUT "TEMPERATURA SALIDA GENERADOR [=]F"; T1
INPUT "TEMPERATURA ENTRADA VAPOR TUBOS[=]F"; T17
INPUT "TEMPERATURA SALIDA VAPOR TUBOS [=]F"; T18
XmG = (Xr + Xab) / 2
PRINT "FRACCION MEDIA XmG="; XmG, "T6="; T6; "F", "T1="; T1; "F"
INPUT "GRAVEDAD ESPECIFICA A XmGY T6 figura(1)HANBOOK"; SG1
INPUT "GRAVEDAD ESPECIFICA A XmGY T1 f(1)H"; SG2
TmG1 = (T17 + T18) / 2
PRINT "TEMPERATURA MEDIA DEL VAPOR"; TmG1; "F"
INPUT "K DEL VAPOR A Tm1 [=]BTU/HR PIE2 tabla(5)KERN"; KG1
INPUT "VISCOSIDAD DEL VAPOR [=]cp f(15)K"; VG1
INPUT "CALOR ESP. VAPOR [=]BTU/LB F f(3)K"; CpG1
TmG2 = (T1 + T6) / 2
PRINT "TEMPERATURA MEDIA GENERADOR Tm2 "; TmG2; "F", "XmG"; XmG
PRINT "DENSIDAD Y K PARA BrLi a Tm2 y XmG"
GOSUB DENYK:
INPUT "K EN GENERADOR A Tm2 Y XmG[=]BTU/LB PIE2"; KG2
INPUT "DENSIDAD GENERADOR Tm2 Y XmG[=]LB/PIE3"; DG2
INPUT "CALOR ESPECIFICO GEN. [=]BTU/LB F f(2)H"; CpG2
INPUT "VISCOSIDAD GENERADOR[=]Pa*s f(3)H"; VG2
INPUT "DIAMETRO NOMINAL DE TUBO [=]PULG t(11)K"; DG
INPUT "AREA DEL TUBO [=]PUL2 "; ATG
INPUT "DIAMETRO INTERIOR DEL TUBO [=]PULG"; DinG
INPUT "DIAMETRO EXTERIOR DEL TUBO [=]PULG"; DEXG
INPUT "SUPERFICIE EXTERNA * PIE LINEAL TUBO "; SG
INPUT "LONGITUD DE TUBOS [=] PIES"; LTG
INPUT "FACTOR DE OBSTRUCCION f(12)K"; FG
mvG = QG / (CpG1 * (T17 - T18))
TcG = T17 - T1
TfG = T18 - T6
LMTDG = (TcG - TfG) / LOG(TcG / TfG)
ATG1 = ATG / 144
GG = mvG / ATG1
DG1 = DinG / 12
ReG = DG1 * GG / (VG1 * 2.42)
PRINT "Re="; ReG

```

```

INPUT "VALOR DE JH f(24)K"; JHG
HiG = JHG * KG1 * (CpG1 * (VG1 * 2.42) / KG1) ^ (1 / 3) / DG1
HioG = HiG * (DinG / DEXG)
BG = (SG1 ^ 2 - SG2 ^ 2) / (2 * (T1 - T6) * SG1 * SG2)
LrG = KG2 ^ 3 * DG2 ^ 2 * CpG2 * BG / (VG2 / (4.134 * 10 ^ -4))
10 INPUT "SUPONER VALOR DE Ho"; HoG
TwG = TmG2 + (HioG / (HioG + HoG)) * (TmG1 - TmG2)
TfG = (TwG + TmG2) / 2
TgG = TfG - TmG2
RG = TgG / DEXG
PRINT "VER VALOR DE Ho CON TG/Do"; RG, "Y LINEA DE REFERENCIA
f(10.4)KERN"; LrG
INPUT "NUEVO VALOR DE Ho", HG1
PRINT "VALOR SUPUESTO DE Ho"; HoG, "VALOR DE Ho DE TABLAS"; HG1
IF HoG = HG1 GOTO 20
GOTO 10
20 UcG = HoG * HioG / (HoG + HioG)
HdG = 1 / FG
UDG = UcG * HdG / (UcG + HdG)
AG = QG / (UDG * LMTDG)
NTG = AG / (LTG * SG)
PRINT "LMTD="; LMTDG; "F", "FLUJO MASICO DE AGUA EN TUBOS"; mvG; "LB/HR",
"Hi"; HiG, "Hio="; HioG
PRINT "Ho="; HoG, "Uc="; UcG, "UD="; UDG, "AREA="; AG; "PIES2", " NUMERO
DE TUBOS = "; NTG

PRINT "DIMENSIONAMIENTO DEL CONDENSADOR"
INPUT "TEMPERATURA DE ENTRADA DEL AGUA AL CONDENSADOR[=] F"; T7
INPUT "TEMPERATURA SALIDA DEL AGUA EN COND [=]F"; T8
INPUT "TEM. ENTRADA AGUA EN TUBOS[=]F"; T15
INPUT "TEM. SAL. AGUA EN TUBOS [=]F"; T16
Tmc1 = (T7 + T8) / 2
Tmc2 = (T15 + T16) / 2
PRINT "Tm1="; Tmc1; "F"
INPUT "K PARA EL REFRIGERANTE A Tm1 [=] LB/HR*PIE*F t(4)KERN"; Kc1
INPUT "DENSIDAD DEL AGUA A Tm1 [=] GR/ML pag (3-98) PERRY"; Denc
INPUT "VISCOSIDAD EN COND. cp A Tm1 f(14)K"; Vc1
PRINT "Tm2="; Tmc2; "F"
INPUT "Cp EN TUBOS A Tm2[=]BTU/LB F f(2)K"; Cpc2
INPUT "VISCOSIDAD TUBOS[=]cp A Tm2 f(14)K"; Vc2
INPUT "K PARA TUBOS A Tm2[=]BTU/HR*PIE tabla(4)KERN"; Kc2
INPUT "AREA DEL TUBO [=]PUL2 t(11)K"; ATc
INPUT "DIAMETRO INTERIOR TUBO [=]PUL"; Dinc
INPUT "DIAMETRO EXTERIO TUBO[=]PULG"; DEXC
INPUT "SUPERFICIE EXT *PIE LINEAL t(11)K"; Sc
INPUT "LONGITUD [=]PIES"; LTC
INPUT "FACTOR DE OBSTRUCCION f(12)K"; Fc
Tcc = T7 - T16
Tfc = T8 - T15
LMTDc = (Tcc - Tfc) / LOG(Tcc / Tfc)
mc2 = Q78 / (Cpc2 * (T16 - T15))
ATpc = ATc / 144
Gtc = mc2 / ATpc
Dpc = Dinc / 12
Rec = Dpc * Gtc / (Vc2 * 2.42)
PRINT "Re="; Rec
INPUT "VALOR JH t(24)K"; JHc

```

```

Hic = JHc * Kc2 / Dpc * (Cpc2 * (Vc2 * 2.42) / Kc2) ^ (1 / 3)
Hioc = Hic * (Dinc / DEXC)
Gec = mr / (2 * LTC)
Re2c = 4 * Gec / (Vc1 * 2.42)
Denc1 = Denc * 62.585
Hoc = .945 * (Kc2 ^ 2 * Denc1 ^ 2 * 4.18 * 10 ^ 8 / (Gec * Vc1 * 2.42)) ^
(1 / 3)
Ucc = (Hoc * Hioc) / (Hoc + Hioc)
hdc = 1 / Fc
UDc = Ucc * hdc / (Ucc + hdc)
AC = Q78 / (UDc * LMTDc)
NTC = AC / (Sc * LTC)
PRINT "LMTD="; LMTDc; "F", "FLUJO MASICO DE AGUA EN TUBOS"; mc2; "LB/HR",
"Hi"; Hic, "Hio="; Hioc
PRINT "Re2="; Re2c, "Ho="; Hoc, "Uc="; Ucc, "UD="; UDc, "AREA="; AC;
"PIES2", " NUMERO DE TUBOS = "; NTC

PRINT "CALCULO DE COEFICIENTE DE DIFUSIVIDAD PARA BROMURO DE LITIO -
AGUA"
Xa3 = (Xab + Xr) / 2
Tma1 = (T3 + T4) / 2
PmB = (18 * (1 - Xa3)) + (86.85 * Xa3)
PRINT "FRACCION MEDIA"; Xa3, "TEMPERATURA MEDIA [F]"; Tma1
PRINT "DENSIDAD A LOS VALORES ANTERIORES"
GOSUB DENYK:
INPUT "DENSIDAD MEDIA CON LOS VALORES ANTERIORES [GR/ML]"; dmal
INPUT "VISCOSIDAD DEL LiBr CON LOS VALORES ANTERIORES [=] Pa S f(3)
HANDBOOK"; vma
PRINT "DENSIDAD A LA ENTRADA AL ABS.[F]"; T3, "Xab"; Xab
GOSUB DENYK:
INPUT "DENSIDAD A LA ENTRADA DEL ABSORBEDOR [GR/ML]"; D1a
PRINT "DENSIDAD A LA SALIDA DEL ABS. [F]"; T4, "X"; Xr
GOSUB DENYK:
INPUT "DENSIDAD A LA SALIDA DEL ABSORBEDOR [GR/ML]"; D2a
Dab = 1.21 * 10 ^ -9
PRINT "SE CONSIDERA DIAMETRO DE GOTTA DE .25 mm Y V = 3.87 m/seg "
Grs = 9.8 * .00025 ^ 3 * (D1a - D2a) * 1000 / (vma * Dab)
IF Grs < 10 ^ 8 THEN 30 ELSE 40
30 sho = 2 + (.569 * Grs ^ .25): GOTO 50
40 sho = 2 + .0254 * Grs ^ (1 / 3) * (vma / Dab / dmal / 1000) ^ .244
50 sh = sho + (.347 * (.00025 * 3.87 * (dmal * 1000) / vma * (vma / (Dab
* dmal * 1000)) ^ .5) ^ .62)
cpr = dmal / PmB * 1000
F = sh * cpr * Dab / .00025
NA = F * LOG(Xr / Xab) / LOG(10)
rprom = .0005075 / 4
Time = cpr * ((1 - Xr) - (1 - Xab)) * rprom / (3 * (-NA))
dga = 3.87 * Time
PRINT "DIFUSIVIDAD [m2/seg]"; Dab, "FLUX MOLAR [mol / (m2 seg)]"; F,
"TIEMPO EN EL QUE SE DIFUNDE [SEG]"; Time, "DISTANCIA DE RECORRIDO DE LA
GOTA [M]"; dga
PRINT "con prom [gmol/m^3]"; cpr, "sho"; sho, "NA"; NA, "sh"; sh, "Grs";
Grs

PRINT "DIMENSIONAMIENTO DEL ABSORSOR-EVAPORADOR"
Pi = 3.1416
60 INPUT "TIEMPO DE RESIDENCIA [seg] ", TrAE

```

```

INPUT "PRESSION EN EL ABSORSOR-EVAPORADOR [mmHg]"; PAE
XmAE = (Xr + Xab) / 2
PRINT "FRACCION MEDIA Xm="; XmAE
PRINT "TEMPERATURA T9="; T9, "[F]"
INPUT "DENSIDAD DEL AGUA LIQUIDA [gr/ml] A T9 PAG.3-98 PERRY"; DLAE
PRINT "DENSIDAD DEL BROMURO DE LITIO A [F]"; Tma1, "X="; XmAE
GOSUB DENYK
INPUT "DENSIDAD DEL LiBr A T Y X"; DLA2
DLA1 = DLAE * 62.587
MrAE = mr * TrAE / (60 * 60)
mpAE = (ms + mab) / 2 * TrAE / (60 * 60)
VLAE = MrAE / DLA1
PAE1 = PAE / 760
TVAE = T9 + 460
DVAE = PAE1 * 18 / (.7302 * TVAE)
VVAE = MrAE / DVAE
VAAE = mpAE / DLA2
VNTE = (NTA * Pi * (DEXA / 12) ^ 2 / 4 * LTA) * 1.05
VNTE = (NTE * Pi * (DEXE / 12) ^ 2 / 4 * LTE) * 1.05
VTAE = VLAE + VVAE + VAAE + (VNTE) + VNTE
rAE = SQR(VTAE / (Pi * LTE))
DAE = 2 * rAE
IF DAE > 3 GOTO 70
PRINT "DA UN VALOR MAYOR DE TIEMPO DE RESIDENCIA"
IF DAE < 3 GOTO 60
70 rLD2 = LTE / DAE
Vche = .2 * LTE * (DAE - .42)
INPUT "DIAMETRO EXTERIOR DEL TUBO DE ESPREADO PULG"; DEXES
DEXES1 = DEXES / 12
VES = Pi * DEXES1 ^ 2 / 4 * LTE
Atd = Pi * DAE ^ 2 / 4
Ats = Atd * .0755
VTS = Ats * LTE
VTAE1 = VTAE + Vche + VES + VTS
rAE1 = SQR(VTAE1 / (Pi * LTE))
DAE2 = rAE1 * 2
rLD21 = LTE / DAE2
PRINT "VOLUMEN DEL REFRIGERANTE LIQUIDO [ft^3]"; VLAE, "VOLUMEN DEL
REFRIGERANTE VAPOR [FT^3]"; VVAE, "VOLUMEN DL ABSORBENTE [FT^3]"; VAAE,
"VOLUMEN DE LOS TUBOS DEL ABSORSOR [FT^3]"; VNTE, "VOLUMEN DE LOS TUBOS
DEL EVAPORADOR [FT^3]"; VNTE, "VOLUMEN TOTAL DE LOS DOS EQUIPOS [FT^3]";
VTAE, "RADIO DE LOS DOS EQUIPOS [FT]"; rAE, "DIAMETRO DE LOS DOS EQUIPOS
[FT]"; DAE, "RELACION L/D"; rLD2
PRINT "MRAE"; MrAE, "DVAE"; DVAE, "VOL. DE LA CHAROLA DEL EVAPORADOR";
Vche, "VOL. DEL TUBO DE ESPREADO"; VES, "VOL DEL LIQUIDO EN EL FONDO DEL
GENERADOR"; VTS
PRINT "NVO. VOLUMEN TOTAL PIES^3"; VTAE1, "RADIO DEL EQUIPO"; rAE1,
"DIAMETRO DEL EQUIPO PIES"; DAE2, "RELACION DE L/D"; rLD21

PRINT "DIMENSIONAMIENTO GENERADOR-CONDENSADOR"
Pi = 3.1416
INPUT "TIEMPO DE RESIDENCIA [seg]"; TrGc
INPUT "PRESION EN EL GENERADOR - CONDENSADOR [mm Hg]"; PGc
Tmc = (T7 + T8) / 2
PRINT "Tmc=[F]"; Tmc
INPUT "DENSIDAD DEL AGUA (gr/ml) 3.98 PERRY A Tmc"; DAGC
DGC1 = DAGC * 62.587

```

```

Xm = (Xr + Xab) / 2
TmG2 = (T6 + T1) / 2
PRINT "DENSIDAD DEL BrLi A Xm="; Xm, "T [F]="; TmG2
GOSUB DENYK:
INPUT "DENSIDAD DEL BROMURO DE LITIO [LB/PIE3]"; DGC2
PGC1 = PGC / 760
TV1 = T7 + 460
DGCV = (PGC1 * 18) / (.7302 * TV1)
mabT = mab / 60 * TrGc / 60
Vab = mabT / DGC2
mrT = mr / 60 * TrGc / 60 / 2
VrL = mrT / DGC1 * 2
VrV = mrT / DGCV
VNTG = (NTG * Pi * (DEXG / 12) ^ 2 / 4 * LTG) * 1.05
VNTC = (NTC * Pi * (DEXC / 12) ^ 2 / 4 * LTC) * 1.05
VTGC = VrL + VrV + VNTG + VNTC
rGC = SQR(VTGC / (Pi * LTC))
DGC = 2 * rGC
rLD1 = LTC / DGC
Vchc = (DGC - .996) * .26 * LTC
VTGC1 = VTGC + Vchc + (.3 * VNTG)
rGC1 = SQR(VTGC1 / (Pi * LTC))
DGC1 = rGC1 * 2
rLD2 = LTC / DGC1
PRINT "VOLUMEN REFRIGERANTE LIQUIDO [FT^3]"; VrL, "VOLUMEN REFRIGERANTE
VAPOR [FT^3]"; VrV, "VOLUMEN DEL LiBr[FT^3]"; Vab, "VOLUMEN DE LOS TUBOS
GENERADOR [FT^3]"; VNTG, "VOLUMEN DE LOS TUBOS CONDENSADOR [FT^3]"; VNTC,
"VOLUMEN TOTAL DE LOS DOS EQUIPOS [FT^3]"; VTGC, "RADIO DEL GENERADOR-
CONDENSADOR [FT]"; rGC, "DIAMETRO G-C [FT]"; DGC, "RELACION L/D"; rLD1
PRINT "VOL. DEL LA CHAROLA EN EL CONDENSADOR PIES^3"; Vchc, "NVO. VOLUMEN
DE LOS EQUIPOS"; VTGC1, "RADIO DE LOS EQUIPOS"; rGC1, "DIAMETRO DE LOS
EQUIPOS"; DGC1, "RELACION DE L/D"; rLD2

PRINT "DIMENSIONAMIENTO INTERCAMBIADOR DE DOBLE TUBO"
Pi = 3.141592
Tmli = (T4 + T6) / 2
PRINT "TEMPERATURA MEDIA TUBO INTERIOR "; Tmli, "F", "X="; Xr
PRINT "CON LOS VALORES ANTERIORES DETERMINAR K"
GOSUB DENYK:
INPUT "K DEL DE LiBr A Tmli [=]BTU/HR PIE2 "; Kit
INPUT "VISCOSIDAD DEL LiBr [=]Pa*s figura(3)HANBOOK"; Vit
INPUT "CALOR ESP. LiBr [=]BTU/LB F f(2)H"; Cpit
Tm2i = (T3 + T1) / 2
PRINT "TEMPERATURA MEDIA TUBO EXTERIOR Tm2i "; Tm2i, "F", "Xab"; Xab
PRINT "CON LOS VALORES ANTERIORES DETERMINAR K"
GOSUB DENYK:
INPUT "K EN TUBO EXTERIOR Tm2i Y Xab [=]BTU/LB PIE2"; Ket
INPUT "CALOR ESPECIFICO TUBO EXT. [=]BTU/LB F f(2)H"; Cpet
INPUT "VISCOSIDAD TUBO EXT.[=]Pa*s f(3)H"; Vet
INPUT "DIAMETRO INTERIOR DEL TUBO EXTERIOR [=]PULG"; Dinte
INPUT "DIAMETRO EXTERIOR DEL TUBO INTERIOR [=]PULG"; Dexti
INPUT "DIAMETRO INTERIOR DEL TUBO INTERIOR [=]PULG"; Dinti
INPUT "SUPERFICIE EXTERNA * PIE LINEAL TUBO INTERIOR "; Seti
INPUT "LONGITUD DE HORQUILLAS [=] PIES"; Lh
INPUT "NUMERO DE HORQUILLAS CONECTADAS EN SERIE"; Nh
INPUT "FACTOR DE OBSTRUCCION f(12)K"; Fdt
Tcd = T1 - T6

```

```

Tfd = T3 - T4
LMTDd = (Tcd - Tfd) / LOG(Tcd / Tfd)
D1d = Dinte / 12
D2d = Dexti / 12
Aad = Pi * (D1d ^ 2 - D2d ^ 2) / 4
Deqd = (D1d ^ 2 - D2d ^ 2) / D2d
Gd = mab / Aad
Red = Deqd * Gd / (Vet / (4.134 * 10 ^ -4))
Zd = Nh * 2 * Lh / Deqd
PRINT "EN EL TUBO EXTERIOR Re="; Red, "L/D="; Zd
INPUT "VALOR DE JH f(24)K"; JHd
Hod = JHd * Ket * (Cpet * (Vet / (4.134 * 10 ^ -4)) / Ket) ^ (1 / 3) /
Deqd
Dpd = Dinti / 12
ATp = Pi * Dpd ^ 2 / 4
Gtd = ms / ATp
Redl = Dpd * Gtd / (Vit / (4.134 * 10 ^ -4))
PRINT "EN EL TUBO INTERIOR Re="; Redl
INPUT "VALOR JH t(24)K"; JHd1
Hid = JHd1 * Kit / Dpd * (Cpit * (Vit / (4.134 * 10 ^ -4)) / Kit) ^ (1 /
3)
Hioid = Hid * (Dinti / Dexti)
Ucd = Hod * Hioid / (Hod + Hioid)
Hdd = 1 / Fdt
Udd = Ucd * Hdd / (Ucd + Hdd)
Adt = Q12 / (Udd * LMTDd)
Tdt = Adt / (Lh * Seti)
PRINT "LMTD="; LMTDd; "F", "Hi"; Hid, "Hio="; Hioid
PRINT "Ho="; Hod, "Uc="; Ucd, "UD="; Udd, "AREA="; Adt; "PIES2", " NUMERO
DE TUBOS = "; Tdt

REM INTENSIDAD SOLAR
DEF FNAR (X) = -ATN(X / (SQR(-X * X + 1))) + 1.5708
DEF FNAF (X) = ATN(X / (SQR(-X * X + 1)))
CLS
INPUT "FECHA"; D$
INPUT " LATITUD"; LAT
INPUT "No DE DIA"; NDI
INPUT "A; INSOLACION PROMEDIO MENSUAL"; AIO
INPUT "B;COEFICIENTE DE EXTINCION"; BIO
INPUT "C;RELACION DE I DIRECTA/I DIFUSA"; CIO
INPUT "P/Po;CORRECCION POR ALTITUD"; PPO
INPUT "IC;INCLINACION DEL COLECTOR"; ICIO
INPUT "OR;ORIENTACION DEL COLECTOR"; OIO
NIO = 0
HORA = 12
SUMIG = 0
KIO = 2 * 3.141593 / 360
IIO = 23.45 * SIN((KIO * (NDI - 80) / 370) * 360)
WS = 24 / 360 * (FNAR(-TAN(KIO * LAT) * TAN(KIO * IIO)) / KIO)
HS = WS * 2
W1 = 0
AMA = 12 - WS
CLS
PRINT "W1="; W1, "HS="; FIX(HS); ";";
PRINT USING "###"; 60 * (HS - FIX(HS));
PRINT " "; "WS="; FIX(WS); : PRINT " ";

```



```

PRINT "AMANECE A LAS "; FIX(AMA); ":": PRINT USING "##"; 60 * (AMA -
FIX(AMA))
80 FTZ = (COS(KIO * LAT) * COS(KIO * IIO) * COS(KIO * W1)) + (SIN(KIO *
LAT) * SIN(KIO * IIO))
IDN = AIO * EXP(-PPO * BIO / FTZ)
TZ = FNAR(FTZ) / KIO
ACIO = 90 - TZ
HDIR = IDN * SIN(KIO * ACIO)
HDIF = IDN * CIO
HG = HDIR + HDIF
FF = COS(KIO * IIO) * SIN(KIO * W1) / COS(KIO * ACIO)
FIO = FNAF(FF) / KIO
FT = (COS(KIO * ACIO) * COS(KIO * (FIO - OIO)) * SIN(KIO * ICIO)) +
(SIN(KIO * ACIO) * COS(KIO * ICIO))
ID = IDN * FT
IDF = HDIF * ((1 + COS(KIO * ICIO)) / 2)
NIO = NIO + 1
IG = ID + IDF
SUMING = SUMING + IG
PRINT "IG("; NIO; ")="; IG, "W("; NIO; ")="; W1, "A LAS "; HORA; ":00";
"HORAS"
HORA = HORA - 1
W1 = W1 + 15
IF W1 <= WS * 15 THEN GOTO 80
REM CALCULO PROMEDIO
IGP = SUMING / NIO
PRINT "PROMEDIO DE IG="; IGP, "FECHA:"; DS

```

```

PRINT "DIMENSIONAMIENTO DEL COLECTOR"
PRINT "INGRESA LOS SIGUIENTES DATOS"
INPUT "Cp, CALOR ESPECIFICO DEL LIQUIDO [BTU/LB*F]"; CpaG1
INPUT "TAM, TEMPERATURA AMBIENTE [F]"; TAM
INPUT "TRP, TRANSMITANCIA DE CUBIERTA [ADIMEN.]"; TRP
INPUT "ABP, ABSORBANCIA DE LA PLACA [ADIMEN.]"; ABP
INPUT "KaG1, CONDUCTIVIDAD TERMICA DEL FLUIDO [BTU/(HR*FT^2) (F*FT)]";
KaG1
INPUT "KM, CONDUCTIVIDAD TERMICA DE LA PLACA [BTU/(HR*FT^2) (F*FT)]"; KM
INPUT "NTPC, NUMERO DE TUBOS [ADIMENSIONAL]"; NTPC
INPUT "SEPC, SEPARACION ENTRE LOS TUBOS [FT]"; SEPC
INPUT "DITP, DIAMETRO INTERNO DE LOS TUBOS [FT]"; DITP
INPUT "DETP, DIAMETRO EXTERIOR DE LOS TUBOS [FT]"; DETP
INPUT "LTP, LONGITUD DE LOS TUBOS [FT]"; LTP
INPUT "EPP, ESPESOR DE LA PLACA [FT]"; EPP
INPUT "NCO, NUMERO DE COLECTORES"; NCO
INPUT "ARR, ARREGLO"; ARR$
INPUT "VaG1, VISCOSIDAD DEL LIQUIDO [cp]"; VaG1
INPUT "NCP, NUMERO DE CUBIERTAS [#]"; NCP
INPUT "ULS, COEFICIENTE SUPUESTO DE PERDIDAS DE CALOR [BTU*HR*FT^2*F]";
ULS
maG = QG / (CpaG1 * ((T17 + 5) - (T18 - 5))) / NCO
maG = maG / (HS / 24)
ARR$ = MID$(ARR$, 1, 1)
IF ARR$ = "P" OR ARR$ = "p" THEN maG = maG / NTPC
AF = 3.1416 * DITP ^ 2 / 4
GT = maG / AF
RE = DITP * GT / (VaG1 * 2.4)

```

```

IF RE < 2100 THEN UF = 4.36 * KaG1 / DITP: GOTO 200
IF RE > 10000 THEN PR = CpaG1 * VaG1 * 2.4 / KaG1: UF = .023 * RE ^ .8 *
PR ^ (1 / 3) * KaG1 / DITP: GOTO 200
PR = CpaG1 * VaG1 * 2.4 / KaG1
LD = .05 * RE * PR
LPD = LTP / DITP
PRINT "REYNOLDS="; RE, "PR="; PR, "LD="; LD, "L/D="; LPD
INPUT "J, VALOR DE J"; J
UF = J * CpaG1 * GT / PR ^ (2 / 3)
200 IF ARR$ = "P" OR ARR$ = "p" THEN maG = maG * NTPC
210 AT = 3.1416 * DITP * LTP * NTPC
AC = NTPC * (SEPC + DETP) * LTP
220 ALE = SEPC * SQR(ULS / (KM * EPP)) / 2
TALE = (EXP(ALE) - EXP(-ALE)) / (EXP(ALE) + EXP(-ALE))
NF = TALE / ALE
FI = 1 / (1 / NF + (ULS * AC / (UF * AT)) + (ULS * AC / (2 * maG *
CpaG1)))
CAL = FI * (TRP * ABP * (IGP - (ULS * ((T18 - 5) - TAM))))
HEAT = CAL * AC
TC = (T18 - 5) + (HEAT / (2 * maG * CpaG1)) + (HEAT / (UF * AT))
IF NCP = 1 THEN UL = .0034 * TC + .74: GOTO 230
IF NCP = 2 THEN UL = .0018 * TC + .4: GOTO 230

UL = .0005 * TC + .43
230 IF ABS(UL - ULS) <= .01 THEN T0 = (T18 - 5) + (HEAT / (maG * CpaG1)):
GOTO 240
ULS = UL
GOTO 220
240 HEATN = maG * CpaG1 * ((T17 + 5) - (T18 - 5))
IF ABS((T17 + 5) - T0) <= 3 THEN GOTO 250
IF (T17 + 5) > T0 THEN LTP = LTP + .5: GOTO 210
LTP = LTP - .5: GOTO 210
250 REM
PRINT "AREA DE FLUJO="; AF; "[FT^2]"
PRINT "GASTO MASICO="; maG; "[LB/HR]"
PRINT "MASA VELOCIDAD="; GT; "[LB / HR * FT ^ 2] "
PRINT "NUMERO DE REYNOLDS="; RE
PRINT "COEFICIENTE DE PERDIDAS DE CALOR="; UF; "[BTU/HR*FT^2*F]"
PRINT "NUMERO DE PRANDT="; PR
PRINT "AREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR="; AT; "[FT^2]"
PRINT "TEMPERATURA DEL COLECTOR="; TC; "[F]"
PRINT "EFICIENCIA DE ALETA="; NF
PRINT "AREA TOTAL DEL COLECTOR="; AC; "[FT^2]"
PRINT "FACTOR CALORIFICO="; FI
PRINT "CALOR TRANFERIDO POR UNIDAD DE AREA="; CAL; "[BTU/HR*FT^2]"
PRINT "CALOR TOTAL TRANSFERIDO="; HEAT; "[BTU/HR]"
PRINT "COEFICIENTE REAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR="; UL;
"[BTU/HR*FT^2*F]"
PRINT "TEMPERATURA DE SALIDA DEL FLUIDO="; T0; "[F]"
PRINT "CALOR NECESARIO PARA EL SERVICIO="; HEATN; "[BTU/HR]"
PRINT "LONGITUD DE TUBO="; LTP; "[FT]"

END

DENYK:
PRINT "CALCULO DE K Y DENSIDAD DE LiBr-AGUA"
INPUT "FRACCION DE LiBr"; XA

```

```

INPUT "TEMPERATURA DEL SISTEMA [=] K"; Ts
INPUT "CAPACIDAD CALORIFICA [=]btu/lb F f (2)Handbook"; Cp
Pe = (1265 * XA) + (100 * (1 - XA))
ma = (86.86 * XA) + (18 * (1 - XA))
TC = (Pe + 273) / .614
IF XA = 0 GOTO 100
Vb = 41.8
GOTO 120
100 Vb = 14.8
120 INPUT "DA UN VALOR DE VOLUMEN Vc"; Vc
130 Vc1 = Vb * ((.422 * LOG(21.75 * TC / Vc) / LOG(10)) + 1.981)
IF Vc = Vc1 GOTO 170
Vc = Vc1
GOTO 130
170 Pc = 21.75 * TC / Vc1
Zc = .371 - (.0343 * LOG(Pc) / LOG(10) / ((TC / (Pe + 273)) - 1))
den = Pc * ma / TC * ((.0653 / Zc ^ .73) - (.09 * Ts / TC))
del = den * 2.20462 * 10 ^ -3 / (3.53147 * 10 ^ -5)
Tbr = (Pe + 273) / TC
Lvb = (Pe + 273) * ((7.9 * Tbr) - 7.82 + (7.11 * LOG(Pc) / LOG(10))) /
(1.07 - Tbr)
A = Lvb / (Pe + 273) / 21
K = 1.034 * Cp * den ^ (4 / 3) / (A * ma ^ (1 / 3))
PRINT "RESULTADOS"
PRINT "PESO MOLECULAR="; ma; "gr/mol", "TEMPERATURA CRITICA="; TC; "K",
"VOLUMEN CRITICO="; Vc1; "cm3/grmol", "PRESION CRITICA="; Pc; "Atm",
"Zc="; Zc
PRINT "DENSIDAD="; den; "gr/ml", " densidad = "; del; " lb / pie3 ", "
COEFICIENTE DE CONDUCTIVIDAD TERMICA = "; K; " btu /hr pie F"
RETURN

```

CAPÍTULO 6

FACTIBILIDAD TÉCNICO- ECONÓMICA DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

En este capítulo se presenta la comparación técnico-económica del sistema por absorción LiBr-H₂O, respecto a 3 sistemas de absorción y al proceso de refrigeración por compresión mecánica usando el refrigerante freón 12.

En el apéndice de esta tesis se presenta la traducción del artículo: “Análisis económico de los costos de operación en cuatro ciclos de absorción para optimizar las temperaturas en el generador y el condensador”. En el artículo aparecen comparaciones económicas, donde se presentan gráficas de costos en diferentes condiciones de operación, representando en algunos casos los costos óptimos.

La siguiente tabla contiene algunos datos de la figura 2 del artículo. En ella se puede apreciar la comparación de los costos del agua de enfriamiento (C_w), Biogas (C_b), LPG (C_l), Biogas + agua (C_{bw}) y LPG + agua (C_{lw}) en función de la temperatura de condensación (T_f) para los diferentes ciclos de absorción, a las temperaturas constantes en el evaporador $T_e = 10^\circ\text{C}$, y del agua de enfriamiento de $T_{wi} = 25^\circ\text{C}$, con el flujo volumétrico de la solución $MR = 8.0$. Para el Biogas + agua y LPG + agua se tienen los valores óptimos donde se aprecia el valor mínimo de las graficas.

SISTEMA	COSTOS EN MILES DE DÓLARES				
	C_{LW} (ÓPTIMO)	C_L	C_{BW} (ÓPTIMO)	C_B	C_W
LiBr-H ₂ O	4.6 a $t_f=34^\circ\text{C}$	4.1-4.3	3.6 a $t_f=36^\circ\text{C}$	3.1-3.3	0.5-0.3
H ₂ O-NH ₃	5.8 a $t_f=30^\circ\text{C}$	4.9-5.2	4.42 a $t_f=32^\circ\text{C}$	3.6-3.8	0.7-0.5
LiNO ₃ - NH ₃	5.7 a $t_f=33.5^\circ\text{C}$	4.9-5.2	4.3 a $t_f=33^\circ\text{C}$	3.6-3.8	0.7-0.5
NaSCN- NH ₃	5.76 a $t_f=32^\circ\text{C}$	5.0-5.2	4.32 a $t_f=34^\circ\text{C}$	3.6-3.8	0.7-0.5

En la tabla se puede observar que el costo del agua de enfriamiento es el menor y el máximo costo lo tiene el costo del LPG + agua. Además, el sistema por absorción LiBr-H₂O para estas condiciones es el más económico, requiriendo una mayor temperatura de condensación. También se puede apreciar que el sistema H₂O-NH₃ es el que tiene el mayor costo. Estas condiciones pueden ser adecuadas para acondicionamiento del aire, o para no muy bajas temperaturas de refrigeración.

Tomando en cuenta la línea de cristalización del LiBr-H₂O, con la temperatura en el evaporador de $t_e = 10\text{ }^\circ\text{C}$ usando las figuras 3, 4 y 5 se puede realizar una comparación de 3 tipos de energéticos.

	COSTOS EN MILES DE DÓLARES		
	$T_{w1}=20\text{ }^\circ\text{C}$	$T_{w1}=25\text{ }^\circ\text{C}$	$T_{w1}=30\text{ }^\circ\text{C}$
BIOGAS	3.47 a Mr=10	3.60 a Mr=10	3.73 a Mr=9
L.P.G.	4.43 a Mr=9	4.63 a Mr=9	4.8 a Mr=8
SOLAR	7.7 a Mr=15	8.5 a Mr=15	9.5 a Mr=14

En esta tabla se puede observar que para el sistema LiBr-H₂O, los costos son más bajos a una temperatura del agua de enfriamiento de $T_{w1}=20\text{ }^\circ\text{C}$. Si el sistema es operado con biogas tiene un costo y un flujo volumétrico de la solución menor que el sistema que utiliza energía solar.

Realizando otra tabla comparativa teniendo como constante la temperatura del agua de enfriamiento $T_{w1}=20\text{ }^\circ\text{C}$, se aprecia lo siguiente para los 4 sistemas por absorción.

	COSTO EN MILES DE DOLARES			
	LiBr-H ₂ O	H ₂ O-NH ₃	LiNO ₃ - NH ₃	NaSCN- NH ₃
BIOGAS	3.47 a Mr=10	4.0 a Mr=7	4.12 a Mr=6	4.2 a Mr=6
L.P.G.	4.43 a Mr=9	5,1 a Mr=6	5.4 a Mr=6	5.55 a Mr=6
SOLAR	7.7 a Mr=15	8.8 a Mr=6	9.2 a Mr=9	9.7 a Mr=10

Se observa en la tabla que el sistema por absorción LiBr-H₂O es el más económico, aunque tiene el mayor el flujo volumétrico de la solución, siendo más barato el sistema operado por biogas que por energía solar.

En la figura 17 del apéndice se tiene que el coeficiente de desempeño COP tiene el mayor valor para el sistema de refrigeración por absorción LiBr-H₂O utilizando energía solar, en comparación con los otros sistemas y con las otras fuentes de energía.

Al hacer la comparación del sistema por absorción LiBr-H₂O utilizando energía solar con el sistema de compresión utilizando el refrigerante Freón 12, con los datos presentados en el apéndice, se calcula la cantidad de energía ahorrada con el sistema de absorción.

El sistema de compresión para generar la refrigeración requerida en el capítulo 5, necesita un compresor con una potencia de 5 HP, los cálculos aparecen en el apéndice. El compresor requiere 89484 watt/día = 89.484 kw/día para realizar el trabajo; si se considera el costo por kwatt de 0.56 pesos, se tendría un ahorro de 1503 pesos al mes. Por lo que el sistema de absorción dimensionado obtendría ese ahorro mensual por el uso de energía solar, además del beneficio ecológico.

CAPÍTULO 7

CONCLUSIONES

CONCLUSIONES

El sistema de refrigeración por absorción LiBr-H₂O tiene varias ventajas respecto al sistema de refrigeración por compresión de vapor. Primeramente es una tecnología limpia, porque el LiBr-H₂O no es tóxico y es una muy buena opción para evitar la destrucción de la capa de ozono que ocurre con los freones. Además, como el sistema de absorción no utiliza compresor, no produce vibraciones en la operación del sistema. La desventaja que tiene, es que con el uso del LiBr se tiene un pequeño rango de temperatura de operación, y sólo se pueden obtener temperaturas hasta de 3 grados centígrados, debido a que a una menor temperatura se cristaliza el LiBr.

Para el funcionamiento del sistema de refrigeración por absorción, al utilizar la energía solar, con el uso de colectores y celdas solares, aseguramos en la operación del proceso, una energía abundante, limpia y barata.

En la tesis se desarrolló una serie de algoritmos computacionales, para el dimensionamiento del equipo de un sistema de refrigeración por absorción LiBr-H₂O, utilizando energía solar. Dichos algoritmos permiten llevar a cabo la siguiente tarea:

El algoritmo **Balance de Materia y Energía**, realiza el cálculo de la energía requerida en el sistema, para cumplir con los propósitos de refrigeración, así como de las condiciones termodinámicas y flujos máscicos de los fluidos del proceso y servicios auxiliares necesarios para el funcionamiento.

El algoritmo del **Condensador**, permite calcular el número de tubos para el sistema de condensación del fluido refrigerante, tomando en cuenta los coeficientes de transferencia de calor y masa, incluyendo las correlaciones empíricas para el diseño del equipo de transferencia de calor con cambio de fase.

El algoritmo del **Evaporador**, lleva a cabo el cálculo del número de tubos del equipo de evaporación, siendo en este proceso donde se retira el calor del espacio refrigerado.

El algoritmo del **Absorador**, calcula la transferencia de masa interfacial necesaria para el adecuado funcionamiento del sistema, y determina el número de tubos para la transferencia de calor.

Con el algoritmo del **Generador**, se calcula la cantidad de agua caliente procedente de los colectores solares, para la separación del refrigerante y la solución absorbente, determinándose el número de tubos necesarios para la transferencia de calor.

Con el algoritmo **Generador-Condensador**, de acuerdo al número de tubos de cada proceso se dimensiona el equipo, considerando las condiciones de operación.

Con el algoritmo **Absorador-Evaporador**, de acuerdo al número de tubos calculado para cada operación unitaria individual, se realiza el dimensionamiento del equipo, utilizando una subrutina para caracterizar la difusión másica durante el fenómeno de absorción entre el Bromuro de litio y agua.

El algoritmo **Difusión de Bromuro de Litio-Agua**, es una subrutina del algoritmo anterior, con lo que se determina la altura necesaria para la difusión molecular, que permite alcanzar los niveles de concentración adecuados para el proceso, tomando en cuenta el coeficiente de difusividad, el tamaño de la gota y su velocidad de esperado.

El algoritmo **Intercambiador Doble Tubo**, permite dimensionar el equipo de transferencia de calor adecuado, para aprovechar las corrientes frías y calientes que se producen durante el proceso y disminuir la demanda de servicios auxiliares.

El algoritmo de **Intensidad Solar**, es una serie de subrutinas que permiten determinar la intensidad de radiación en cierta zona geográfica, de acuerdo a la latitud y altitud del lugar, así como también depende del número de día del año.

El algoritmo **Colector Solar**, es una serie de subrutinas que permiten determinar el tamaño del colector, utilizando la intensidad solar anteriormente calculada, conforme a la cantidad de energía térmica requerida en el generador.

Este conjunto de programas da la posibilidad de variar los fluidos de proceso y/o la demanda de refrigeración, introduciendo las nuevas propiedades y recalculando las dimensiones de los equipos. También es necesario ver las condiciones de temperatura y las propiedades del agua (sales) de la zona, ya que fueron considerados valores de tablas.

El equipo calculado con estos programas tiene las siguientes dimensiones: largo = 8 pies, ancho = 3.68 pies y alto = 6.16 pies. El área ocupada por los 20 colectores planos es de: 117.6 pies de largo por 26 pies de ancho. Y los 133 módulos solares ocupan un área de: 40.64 pies de largo por 30.016 pies de ancho. Todas estas dimensiones son para el sistema de refrigeración LiBr-H₂O, que proporcione una $Q = 22062$ Kcal/hr de refrigeración, a una temperatura de 9°C, para la conservación de la Guayaba. En el caso de que no se utilice la cámara todo el año por no ser temporada de Guayaba, puede ser utilizada la cámara para otro producto que requiera una temperatura de conservación semejante.

En el capítulo seis se presentaron algunos comentarios acerca de la factibilidad técnico-económica de algunos procesos de refrigeración por absorción, en donde se observa que el sistema LiBr-H₂O es más económico que los otros 3 procesos de absorción. En cuanto al tipo de energía utilizada para el generador, la solar presenta los más altos costos, pero también es la que tiene un mayor coeficiente de desempeño COP. Los costos para el uso de la energía solar se pueden considerar altos por la inversión para captarla, ya que en operación la energía solar no tiene costo.

Se realizó el cálculo de la energía necesaria para el funcionamiento del compresor en el sistema mecánico usando Freón 12, con el fin de obtener el ahorro por el uso de energía solar, siendo de 1503 pesos mensuales.

En la tesis se consideró a Michoacán como la zona donde se dimensiono el equipo porque es uno de los estados donde más se produce la Guayaba. Existen otras muchas regiones donde la radiación solar es mayor, por lo que el equipo necesario para captar la energía es menor y el sistema puede ser útil para las necesidades de refrigeración propias del lugar.

Sería adecuado, para trabajos consecutivos, realizar la ingeniería de detalle y un análisis económico, para hacer realidad la tecnología de refrigeración por absorción utilizando energía solar, próximamente en México, además, siendo necesario un estudio con otros absorbentes no tóxicos.

APÉNDICE.

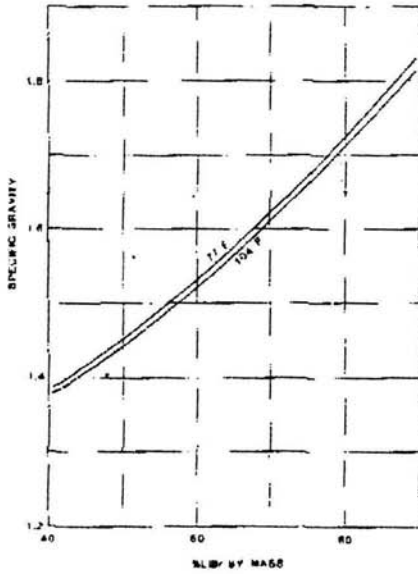


Fig. 1 Specific Gravity of Aqueous Solutions of Lithium Bromide

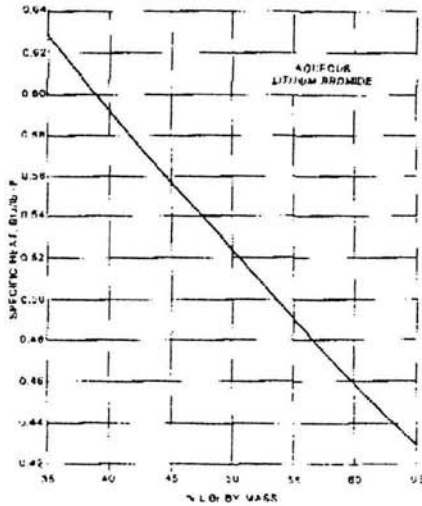


Fig. 2 Specific Heat of Aqueous Solutions of Lithium Bromide

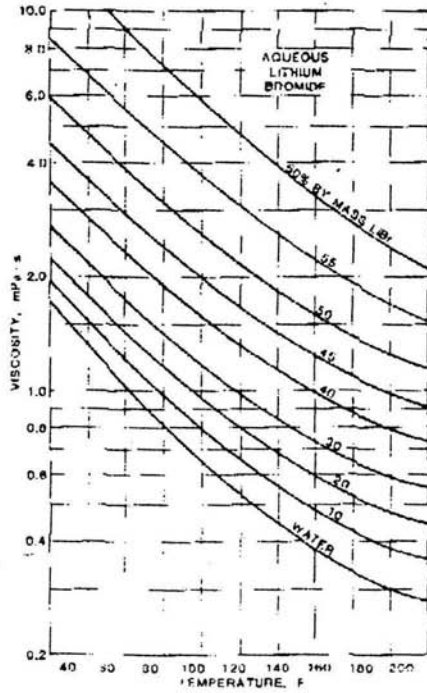


Fig. 3 Viscosities of Aqueous Solutions of Lithium Bromide

Propiedades físicas del Bromuro de Litio.

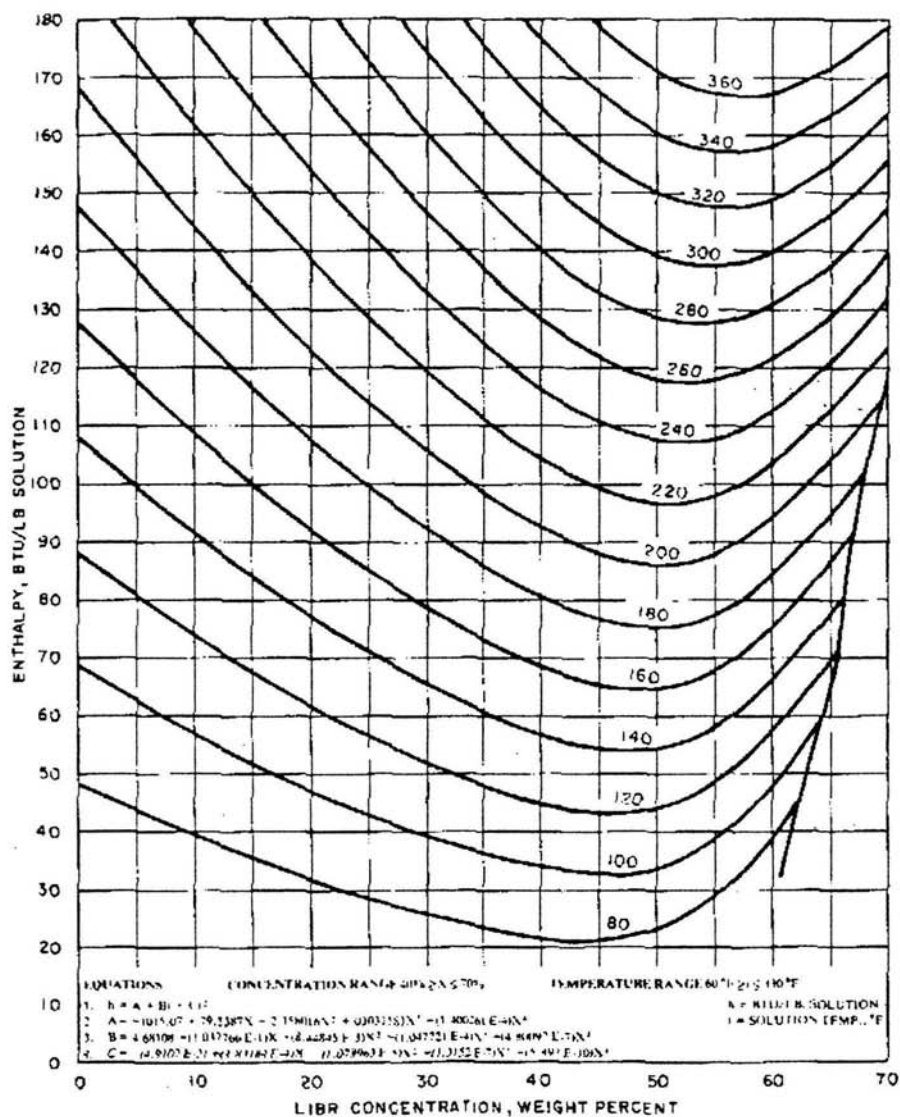


Fig. 34 Enthalpy-Concentration Diagram for Lithium Bromide-Water Solutions

Propiedades termodinámicas del Bromuro de Litio.

EQUATIONS

1. $V = A1' + B$
2. $V' = U - BV/A$
3. $A = -2.00755 + 1.6976X - 3.133362E-3X^2 + 6.197468E-5X^3$
4. $B = 321.128 - 19.322X + 374382X^2 - 2.06371E-3X^3$
5. $\log_{10} P = C + D/(T' + 459.72) + E/(T' + 459.72)^2$

$$6. V' = D + T' - 4E(C - 50 \log_{10} P) / 33.4 - 459.72$$

TEMP. RANGE (REFRIGERANT) 0 ≤ T' ≤ 230 F
 TEMP. RANGE (SOLUTION) 40 ≤ T ≤ 310 °F
 CONCENTRATION RANGE 45% ≤ X ≤ 70%
 C = 6.21147
 D = -2386.173
 E = -33789.46
 T' = REFRIGERANT TEMP. °F
 T = SOLUTION TEMP. °F
 X = PERCENT LiBr
 P = PSIA

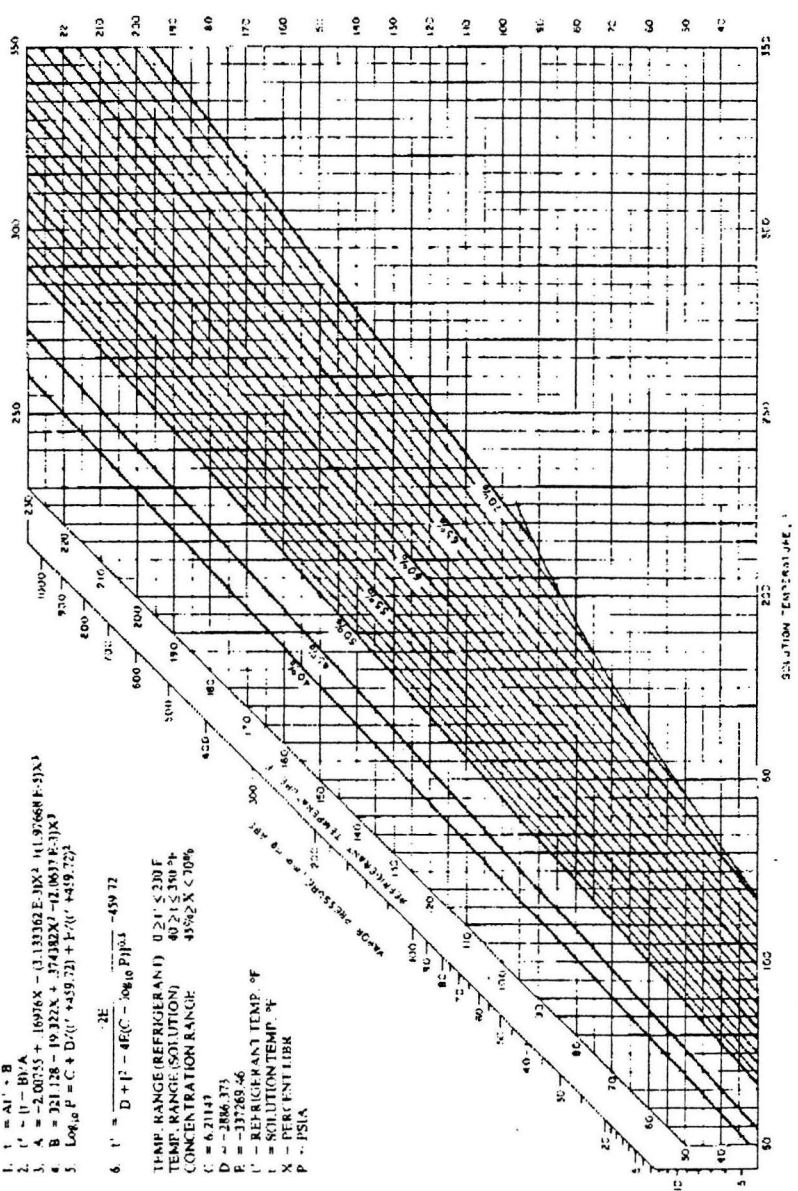
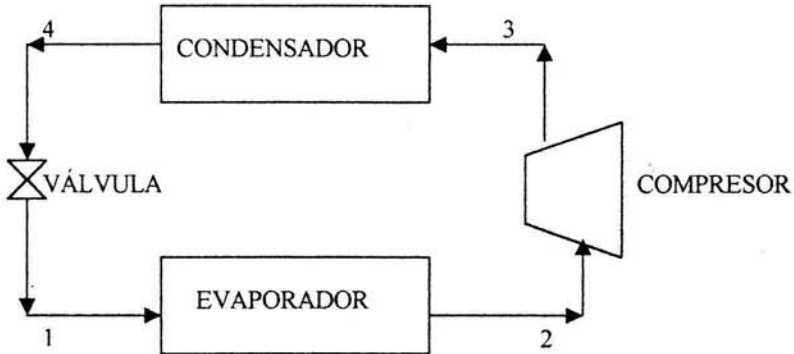
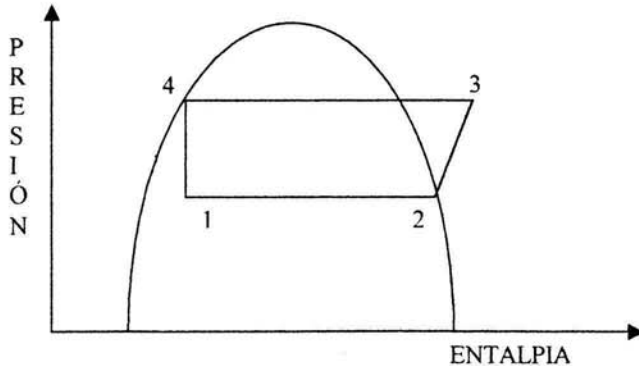


Fig. 38 Equilibrium Chart for Aqueous Lithium Bromide Solutions

DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE COMPRESIÓN.



El Freón 12 es el refrigerante utilizando para el dimensionamiento del sistema de refrigeración por compresión, para obtener $Q_{re} = 87557.91 \text{ Btu / hr}$.



Suponiendo que en las condiciones de este ciclo Freón se evapora a 40°F , y se condensa a una temperatura de 96.86°F .

La entalpía en el punto 1, es la misma que en el punto 4, a la temperatura de condensación, en el líquido saturado. Para la entalpía en el punto 2, es se determina con la temperatura de evaporación y vapor saturado. Estos valores se obtienen de la tabla de las propiedades termodinámicas o del diagrama presión-entalpía.

$$T_1 = 96.86^\circ\text{F} \quad h_1 = 30.35 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}} \quad T_2 = 40^\circ\text{F} \quad h_2 = 81.41 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$$

En el evaporador tenemos:

$$Q_L = h_2 - h_1 = 81.41 - 30.35 = 51.06 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$$

El caudal del refrigerante.

$$m = \frac{Q_{re}}{Q_L} = \frac{87557.91 \text{ Btu/hr}}{51.06 \text{ Btu/lb}} = 1714 \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

Como la entropía del punto 2 al punto 3 es constante. Con la temperatura de 96.86 °F y la entropía del punto 2 en el diagrama presión temperatura tenemos la h_3 .

$$h_3 = 88.5 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$$

Para el compresor se cálculo del trabajo:

$$W = h_3 - h_2 = 88.5 - 81.41 = 7.09 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$$

La potencia en el compresor.

$$w = m * W = 1714.804 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} * 7.09 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}} = 12157.96 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Calculando el coeficiente de funcionamiento.

$$\text{COP} = \frac{Q_L}{W} = \frac{51.06}{7.09} = 7.20$$

Calor cedido al condensador, recordando que la entalpía en el punto 1 es la misma que en el punto 4.

$$q_C = h_3 - h_4 = 88.5 - 30.35 = 58.15 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$$

$$Q_C = m * q_C = 1714.804 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} * 58.15 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}} = 99715 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Con la temperatura de 40°F se tiene el volumen específico a la salida del evaporador.

$$V_e \left[\begin{array}{l} 40^\circ\text{F} \\ = 0.796 \frac{\text{pies}^3}{\text{lb}} \end{array} \right.$$

La capacidad del compresor es:

$$v = m * V_C = 1714.804 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} * 0.796 \frac{\text{pies}^3}{\text{lb}} = 1364.98 \frac{\text{pies}^3}{\text{hr}}$$

$$W = \frac{12157.96 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}}{2545} = 4.78 \text{ H.P.} \Rightarrow 5 \text{ H.P.}$$

$$1 \text{ H.P.} \longrightarrow 745.7 \text{ watt}$$

$$5 \text{ H.P.} \longrightarrow X = 3728.5 \text{ watt}$$

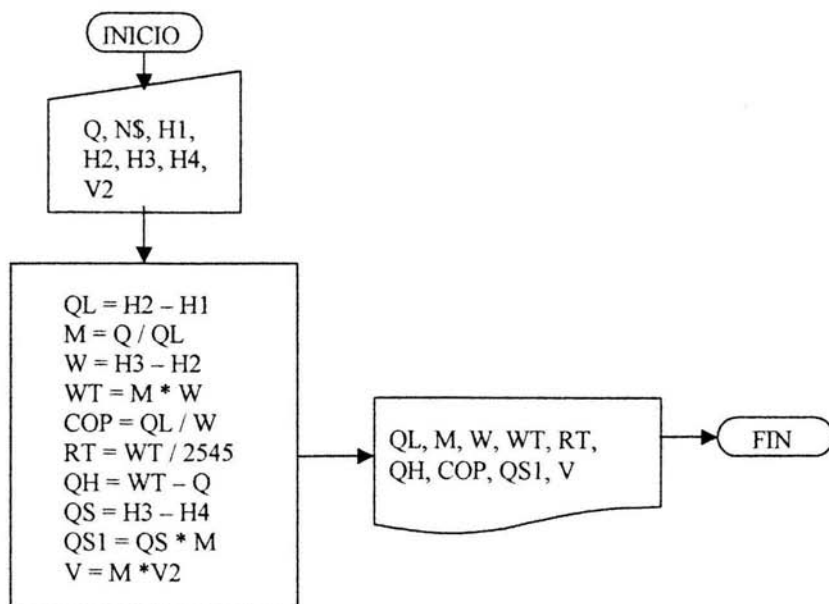
$$3728 \text{ watt} * 24 \text{ hr} = 89484 \frac{\text{watt}}{\text{día}} \Rightarrow 89.484 \frac{\text{Kwatt}}{\text{día}}$$

$$89.484 \frac{\text{Kwatt}}{\text{día}} * 30 = 2684.52 \frac{\text{Kwatt}}{\text{mes}}$$

Considerando el costo por Kwatt de 0.56 pesos.

$$2684.52 \frac{\text{Kwatt}}{\text{mes}} * 0.56 \frac{\text{pesos}}{\text{Kwatt}} = 1503.33 \frac{\text{pesos}}{\text{mes}}$$

ALGORITMO DEL BALANCE DE MATERIA Y ENERGÍA REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR.



PROGRAMA DEL DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA TERMODINÁMICO.

```
PRINT " BALANCE DE MATERIA Y ENERGIA. REFRIGERACION POR COMPRESION DE
VAPOR"
INPUT "CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO [BTU/HR] ", Q
INPUT "NOMBRE DEL REFRIGERANTE ", NS
INPUT "ENTALPIA ENTRADA EVAPORADOR [BTU/Lb] ", H1
INPUT "ENTALPIA SALIDA EVAPORADOR [BTU/Lb] ", H2
PRINT "RECUERDA QUE LA ENTROPIA ES CONSTANTE EN EL COMPRESOR"
INPUT "ENTALPIA SALIDA DEL COMPRESOR [BTU/Lb] ", H3
INPUT "ENTALPIA SALIDA CONDENSADOR [BTU/Lb] ", H4
INPUT "VOLUMEN ESPECIFICO SALIDA EVAPORADOR [PIE3/Lb]", V2
QL = H2 - H1
M = Q / QL
W = H3 - H2
WT = M * W
COP = QL / W
RT = WT / 2545
QH = WT - Q
QS = H3 - H4
QS1 = QS * M
V = M * V2
PRINT "CALOR EN EL EVAPORADOR"; QL; "[BTU / Lb]", "CAUDAL DEL
REFRIGERANTE REQUERIDO"; M; " [Lb / HR]", "TRABAJO EN EL COMPRESOR"; W; "
[BTU / Lb]", "PRODUCCION TOTAL DE TRABAJO EN EL COMPRESOR"; WT; " [BTU /
HR]", "EL MOTOR DEL COMPRESOR POTENCIA"; RT; "HP", "CARGA EN EL
CONDENSADOR"; QH; "[BTU/HR]", "COP"; COP, "CALOR CEDIDO POR CONDENSADOR";
QS1; "[BTU/HR]", "FLUJO VOLUMETRICO COMPRESOR"; V; "[PIE3/HR]"
```

Fig. 9 5. Properties of liquid and saturated vapor of refrigerant R 12. Note pressures corresponding to standard evaporating temperature of 5°F (-15°C) and condensing temperature of 88°F (30°C) (Du Pont Company)

Temp °F	PRESSURE		VOLUME VAPOR		DENSITY LIQUID Lb./Cu. Ft.	HEAT CONTENT BTU/Lb.	
	P _{sat}	P _{sig}	Cu. Ft./Lb.			Liquid	Vapor
-150	0.154	29.61*	178.65		104.36	-22.70	60.8
-125	0.516	28.67*	57.28		102.29	-17.59	63.5
100	1.428	27.01*	27.16		100.15	12.47	66.2
-75	3.388	23.02*	9.92		97.93	-7.31	69.0
-50	7.117	15.43*	4.97		95.67	-2.10	71.8
-25	13.556	2.32*	2.73		93.20	3.17	74.5
-15	17.141	2.45	2.19		92.20	5.90	75.65
-10	19.189	4.49	1.97		91.69	6.37	76.2
-5	21.422	6.73	1.78		91.18	7.44	76.7
0	23.849	9.15	1.61		90.66	8.52	77.2
5	26.483	11.79	1.46		90.14	9.60	77.8
10	29.335	14.64	1.32		89.61	10.68	78.335
25	39.310	24.61	1.00		87.98	13.96	79.9
50	61.394	46.70	0.66		85.14	19.51	82.4
75	91.682	76.99	0.44		82.09	25.20	84.82
86	108.04	93.34	0.38		80.67	27.77	85.82
100	131.86	117.16	0.31		78.79	31.10	87.4
125	183.76	169.06	0.22		75.15	37.28	88.9
150	249.31	234.61	0.16		71.04	43.85	90.5
175	330.64	315.94	0.11		66.20	51.03	91.4
200	430.09	415.39	0.08		60.03	59.20	91.25

*Inches of mercury below one atmosphere

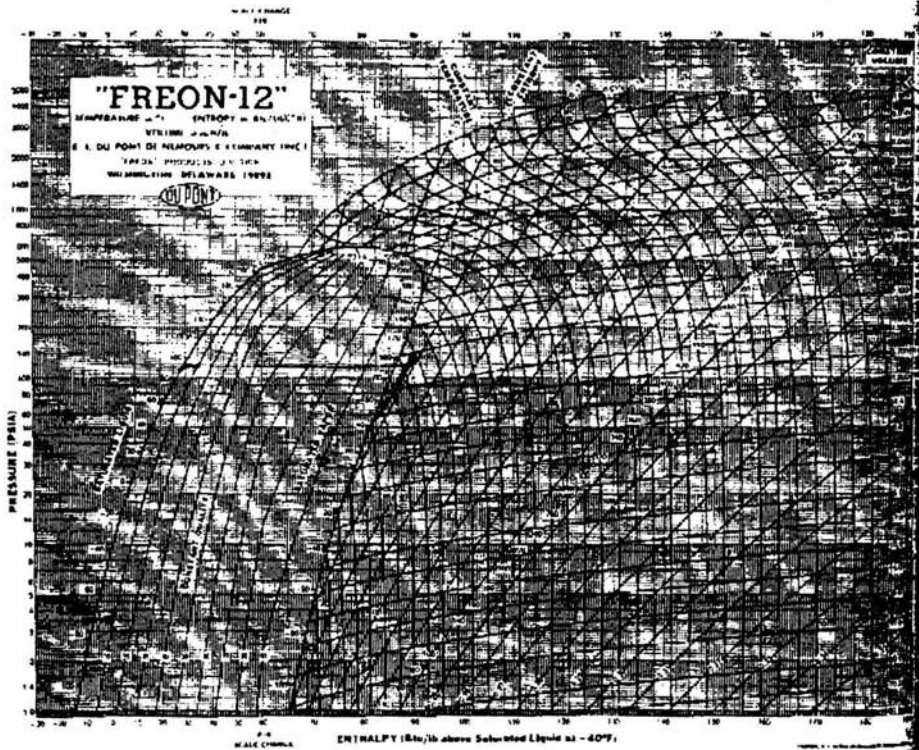


Fig. 9 6. Pressure-enthalpy diagram for refrigerant R 12. Note that 0 of enthalpy scale is taken at -40°F (-40°C). (Du Pont Company)

Propiedades termodinámicas del Bromuro de Litio.

ANÁLISIS ECONÓMICO DE LOS COSTOS DE OPERACIÓN EN CUATRO CICLOS DE ABSORCIÓN PARA OPTIMIZAR LAS TEMPERATURAS EN EL GENERADOR Y EL CONDENSADOR.

Departamento de Ingeniería mecánica, facultad de Ingeniería y Tecnología,
Aligarh Muslim University, India.

Abstract.- En este artículo se presenta el análisis económico de los costos de operación en ciclos de absorción de vapor utilizando 4 tipos de fluidos (mezclas LiBr-H₂O H₂O- NH₃, LiNO₃-NH₃, y NaSCN-NH₃) y tres formas de energía (Biogas, gas LPG y energía solar) para optimizar las temperaturas del generador (T_g) y del condensador (T_c), que han sido llevados a cabo manteniendo fijos el flujo volumétrico de la solución (MR) y las temperaturas del evaporador (T_e) y del agua de enfriamiento (T_{wi}) constantes. También se dan los resultados del análisis económico que se ha realizado para optimizar la proporción de flujo de la solución en los diferentes ciclos de absorción. Los valores óptimos de T_g y los correspondientes valores de los coeficientes de calentamiento y enfriamiento se muestran gráficamente para un amplio rango de condiciones de operación.

INTRODUCCIÓN.

Los costos de operación de los ciclos de absorción corresponden a la entrada de calor al generador, ya que se utiliza agua caliente proveniente de colectores solares o productos de combustión a partir de gas o LPG, y el agua de enfriamiento necesaria para retirar el calor disponible del absorbedor, condensador y rectificador (este último, únicamente en el caso del ciclo agua-amoniaco). En este estudio, la aproximación de temperatura a la salida

del absorbedor, condensador y rectificador, se establecen como constantes, de manera que la temperatura de salida del agua de enfriamiento (T_{wo}) varíe con T_f ($\Delta T_w = T_f - T_{wo}$). Las temperaturas de operación se eligen de manera que la temperatura del generador (T_g) también varíe con T_f . Las temperaturas del absorbedor, condensador y rectificador se consideran iguales, es decir: $T_a = T_c = T_r = T_f$.

ECUACIONES TERMODINÁMICAS.

Los principios de operación de los ciclos de absorción están dados en las referencias [1 - 4]. La figura 1 muestra los diferentes componentes y puntos de estado en un ciclo de absorción.

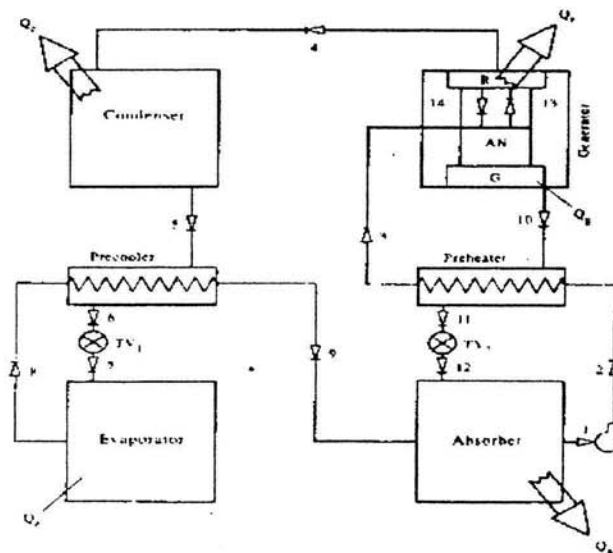


Fig. 1.- Sistema de refrigeración por absorción de vapor. G - Generador. Q - valor de calor transferido.

R - Rectificador.

Los balances de materia y energía para cada equipo, tomándolo como elemento de volumen de control, conduce a las siguientes relaciones:

$$m_1 = m_4 + m_{10} \quad (1)$$

$$m_4 = 1260 \text{ TR} / (H_8 - H_6) \quad (2)$$

$$m_{10} = m_4 (y_4 - x_1) / (x_1 - x_{10}) \quad (3)$$

$$m_{13} = m_4 + m_{14} \quad (4)$$

$$m_{14} = m_4 (y_4 - y_{13}) / (y_{13} - x_{14}) \quad (5)$$

$$Q_a = m_9 H_9 + m_{11} H_{11} - m_1 H_1 \quad (6)$$

$$Q_c = m_4 (H_4 - H_5) \quad (7)$$

$$Q_c = m_4 (H_8 - H_6) \quad (8)$$

$$Q_g = m_4 H_4 + m_{10} H_{10} - m_3 H_3 + Q_r \quad (9)$$

$$Q_r = m_{13} H_{13} - m_4 H_4 - m_{14} H_{14} \quad (10)$$

$$\text{COP} = Q_c / Q_g \quad (11)$$

$$\text{HCP} = (Q_a + Q_c + Q_r) / Q_g \quad (12)$$

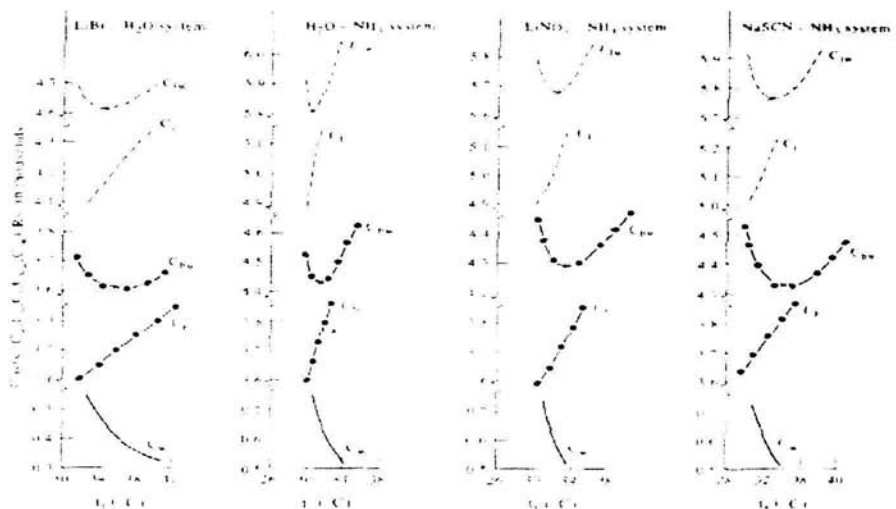


Fig - 2 Variación en los costos del agua, biogas, LPG, biogas plus agua y LPG plus agua con temperatura de condensación $t_a = t_c = t_r = t_f$ para diferentes sistemas de absorción operando a $t_c = 10^\circ\text{C}$, $t_{wi} = 25^\circ\text{C}$, $\text{MR} =$

8.0

Los flujos volumétricos de Biogas y LPG o el área del colector solar requerida para suministrar calor al generador, así como el flujo volumétrico del agua de enfriamiento necesaria para enfriar el condensador y el generador, se obtienen a partir de las ecuaciones tomadas de varias referencias [1-4], y que describimos enseguida:

$$V_b = Q_c TR / (\text{COP } Q_b), \text{ m}^3 / \text{h} \quad (13)$$

$$V_1 = Q_c TR / (\text{COP } Q_i), \text{ m}^3 / \text{h} \quad (14)$$

$$A_s = 1.2 Q_c TR / (\text{COP } Q_s), \text{ m}^2 \quad (15)$$

$$W = (Q_a + Q_c + Q_r) / [\rho C T_{wo} - T_{wi}], \text{ m}^3 / \text{h} \quad (16)$$

Donde $\rho C = 4\,187 \text{ kJ} / \text{m}^3 \text{C}$ para el agua.

Para los ciclos de absorción que utilizan fluidos diferentes a agua-amoniaco, Q_r será cero.

Las ecuaciones para la entalpía en términos de temperatura y concentración para la mezcla LiBr-H₂O fueron tomadas de artículo de ASHRAE [6], para LiNO₃-NH₃ y NaSCN-NH₃, a partir del artículo de Ferreira [7]. Las ecuaciones de entalpía para el amoniaco puro, agua pura y mezcla agua-amoniaco fueron tomadas de las referencias [1,2,5]. Las ecuaciones de entalpía de vapor sobrecalentado para amoniaco y agua puros, fueron tomadas de las referencias [1, 8] respectivamente.

Las ecuaciones de presión de equilibrio para la solución de LiBr-H₂O y agua pura fueron tomadas del artículo de ASHRAE [6], para las soluciones de LiNO₃-NH₃ y NaSCN-NH₃, del artículo de Ferreira [7] y para la solución de amoniaco-agua, a partir del artículo de Siddiqui [1].

Las concentraciones de la sal de LiBr en la solución de LiBr-H₂O y la del amoniaco líquido en las soluciones de LiNO₃-NH₃ y NaSCN-NH₃, que conducen a la cristalización

en las tuberías de los equipos, fueron tomadas de las referencias [3] y [7], respectivamente, están dadas en el apéndice 1.

Las relaciones para el cálculo del capital para procesamiento anual y los costos totales anuales para Biogas, LPG, colector solar y agua de enfriamiento, teniendo una vida de 15 años a 10% de interés[8], han sido tomadas de las referencias [1,3,4] y están dadas en el apéndice 2. Para el caso de agua de enfriamiento, se seleccionaron boquillas de esperado para el cálculo del costo por libra del agua de enfriamiento.

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Se hicieron variar las temperaturas del generador y del condensador, manteniendo fijos el gasto másico (MR) y la temperatura del evaporador (T_e), para diferentes temperaturas del agua de enfriamiento. El estudio fue hecho para $T_{wi} = 20, 25$ y $30\text{ }^\circ\text{C}$, y repetido para temperaturas del evaporador desde -15 hasta $15\text{ }^\circ\text{C}$ en el caso de los tres ciclos de absorción que utilizan diferentes fuentes de energía y repetido para $MR = 2 - 24$ kg de solución por kg de refrigerante para obtener los flujos másicos óptimos (MR). En este estudio, también se calcularon los valores de Q_s , Q_b , Q_i , asumiéndolos como variables dependientes de T_g [4], correspondientemente, se calcularon las áreas del colector solar y los flujos volumétricos del agua de enfriamiento en el absorbedor, condensador y rectificador, utilizando las ecuaciones (16) con $\Delta T_w = 3k$, siendo T_{wi} la temperatura de entrada del agua en cada equipo.

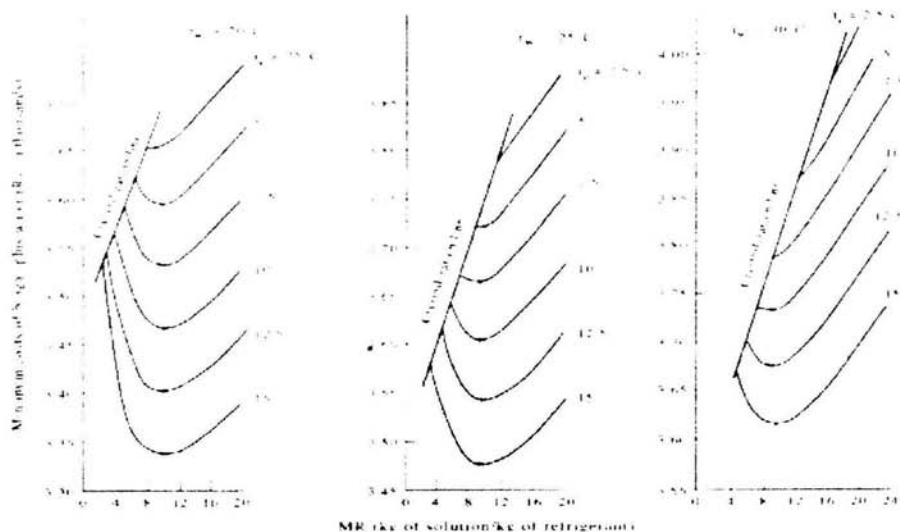


Fig-3. Variación en el costo mínimo de operación a razón de flujo (MR) para diferentes valores de t_{wi} y t_e , en temperaturas óptimas de condensación, t_f en un ciclo por absorción LiBr - H₂O operados con biogas.

Variación en los costos de las fuentes de energía y el agua de enfriamiento.

Se graficaron los costos del agua (C_w), Biogas (C_b), LPG (C_l), Biogas + agua (C_{bw}) y LPG + agua (C_{lw}) en función de la temperatura de condensación (T_f) para los diferentes ciclos de absorción a $T_e = 10$ °C, $T_{wi} = 25$ °C y $MR = 8.0$. Dichos resultados se muestran en la figura 2.

El incremento de los valores de C_b y C_l y el resultado subsecuente decrecimiento de C_w con T_f es mínimo cuando se suman los dos costos. Por lo tanto puede observarse que los valores de C_{bw} y C_{lw} decrecen con T_f hasta una cierta temperatura y alcanzan un costo mínimo correspondiente a las temperaturas de condensación óptimas. Los costos después se incrementan con el posterior incremento de T_f .

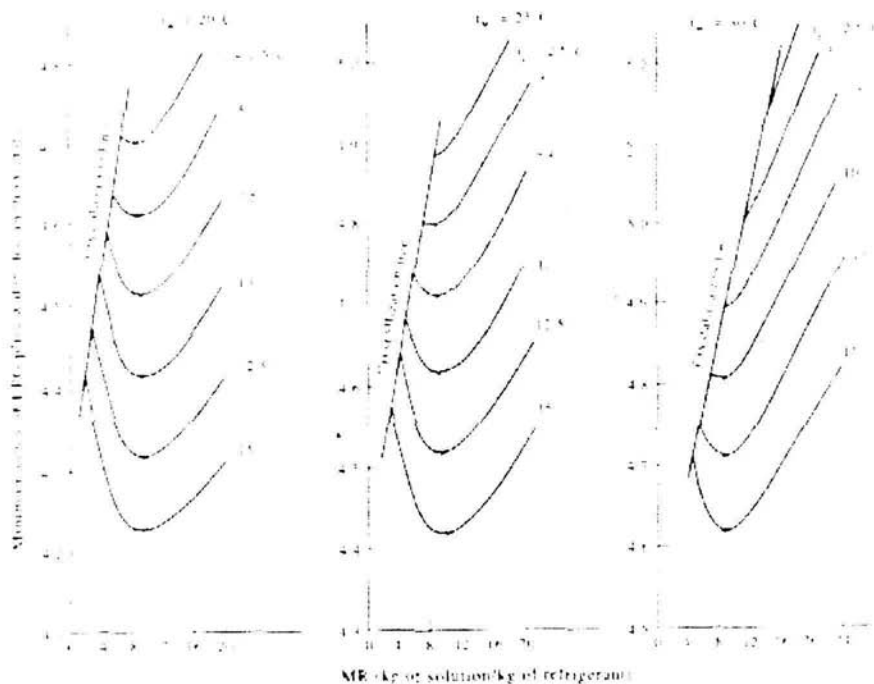


Fig 4.- Variación en el costo mínimo de operación a razón de flujo (MR) para diferentes valores de t_{wi} y t_{co} , en temperaturas óptimas de condensación, t_f en un ciclo por absorción LiBr – H₂O operados con LPG.

Los costos de los colectores solares y consecuentemente C_{sw} , no han sido graficados en la figura 2 debido a que las pendientes de C_s tienen valores muy altos aún a muy bajas temperaturas de condensación, debido a lo cual el mínimo de C_{sw} aparece a $T_f = T_{wi} + 5^{\circ}\text{C}$.

En el estudio actual, a pesar de que la temperatura del generador también varía con las temperaturas de condensación, los diferentes costos han sido graficados solamente con respecto a T_f . Los valores correspondientes a las temperaturas óptimas del generador han sido graficados y serán discutidos posteriormente.

Variación en los costos de operación con MR.

Los costos mínimos de operación para los cuatro sistemas de absorción, obtenidos a los valores óptimos de T_f , han sido graficados en función del flujo másico (MR) para los sistemas operados con biogas, LPG y energía solar, en las figuras 3 – 14. Todas las curvas dibujadas para los diferentes valores de T_e y T_{wi} , muestran un mínimo, dando entonces valores óptimos de los flujos másicos (MR_o).

Los valores óptimos de MR en los casos de los ciclos LiBr-H₂O operados con Biogas y LPG, mostrados en las figuras 3 y 4, son muy prominentes a altas temperaturas del evaporador y bajas temperaturas del agua de enfriamiento. A valores más bajos de T_e y más altos de T_{wi} , la cristalización impone un límite de eficiencia, y de ahí que en lugar de tomar MR_o , las proporciones de flujo se seleccionan justo cerca de la línea de cristalización en el rango de operación [9]. Sin embargo, el sistema de LiBr-H₂O operado con energía solar (figura 5), los valores de MR_o son más altos que aquellos en los correspondientes ciclos operados con LPG. El límite de cristalización se muestra con líneas rectas que se obtienen usando la ecuación dada en el apéndice 1 para la solución de bromuro de litio-agua.

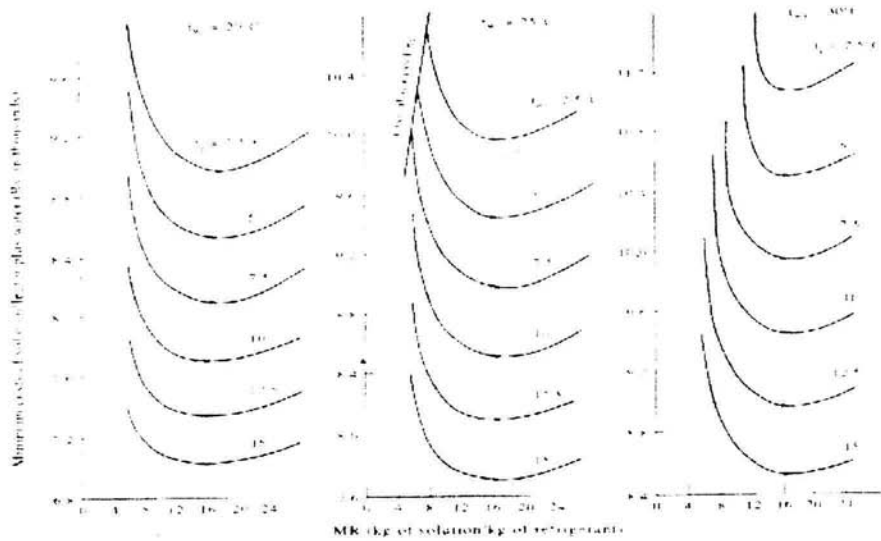


Fig 5 Variación en el costo mínimo de operación a razón de flujo (MR) para diferentes valores de t_{wi} y t_b en temperaturas óptimas de condensación, t_f en un ciclo por absorción LiBr - H₂O operados con energía solar.

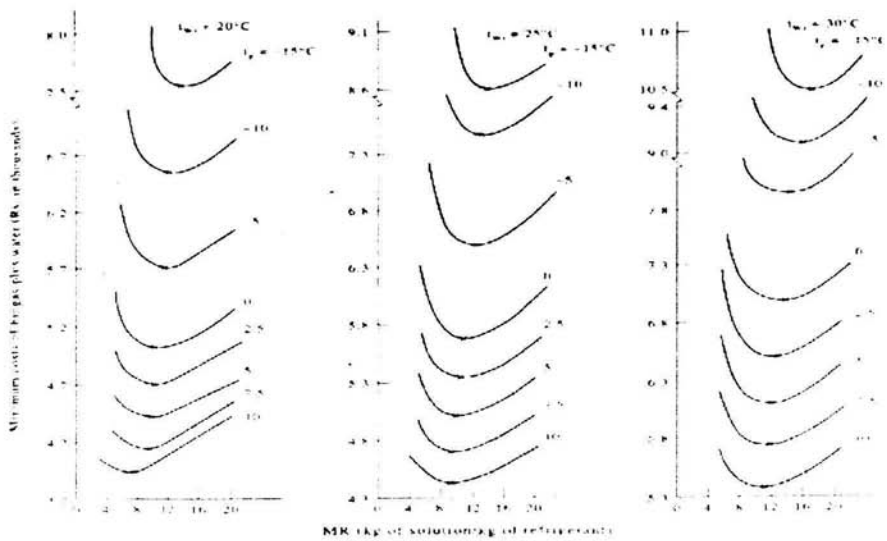


Fig 6.- Variación en el costo mínimo de operación a razón de flujo (MR) para diferentes valores de t_{wi} y t_b en temperaturas óptimas de condensación, t_f en un ciclo por absorción H₂O - NH₃ operados con biogas.

Los valores de MR_o para los ciclos de agua-amoniaco, como se puede observar en las figuras 6-8, se incrementan con el decrecimiento de las temperaturas del evaporador. Si no se tienen problemas de congelación en los rangos de estudio seleccionados, los ciclos de agua-amoniaco deberán ser operados a MR_o para mejorar la economía. A bajas temperaturas del evaporador, donde las temperaturas del generador requeridas son altas y, por tanto, deben usarse colectores solares evacuados, los valores óptimos de MR en tales casos son más bajos que aquellos operados usando colectores ordinarios de placas planas. Por ejemplo, en la figura 8, a $T_{wi} = 30\text{ }^\circ\text{C}$, el valor de MR_o a $T_e = -5^\circ\text{C}$ es más bajo que aquel a $T_e = 0^\circ\text{C}$. Esto es debido a que a 0°C el valor de T_g es bajo y entonces los colectores de placas planas podrían ser suficientes.

En el ciclo de $\text{LiNO}_3\text{-NH}_3$, los valores de MR_o obtenidos a partir de las figuras 9 y 10, para los sistemas operados con Biogas y LPG, son comparativamente más bajos que aquellos para los ciclos de bromuro de litio-agua y agua-amoniaco. Se encontró que estos valores óptimos (MR_o) son casi los mismos para todas las temperaturas del evaporador mostradas en las figuras. Las líneas de cristalización dibujadas usando las ecuaciones respectivas dadas en el apéndice 1, aparecen a muy bajos valores de MR, los cuales son mucho más bajos que los valores óptimos (MR_o). En los ciclos de nitrato de litio de litio operados con energía solar, los valores de MR_o mostrados en la figura 11 siguen la misma tendencia como el caso del sistema amoniaco-agua, es decir, se incrementan con el decrecimiento de T_e a $T_{wi} = 25^\circ\text{C}$, el MR_o para $T_e = -10$ a 15°C , son más altos que aquellos para $T_e = -15^\circ\text{C}$. Esto es debido a que se emplean colectores ordinarios de bajo costo cuando las temperaturas en el generador son bajas. En el caso del ciclo de isocianato de sodio-amoniaco usando Biogas y LPG, la tendencia para los valores de MR_o y el problema de cristalización son similares a aquellos para los sistemas de bromuro de litio-agua

operados con Biogas y LPG, como puede verse comparando las graficas de las figuras 12 y 13 con las de las figuras 3 y 4. Las líneas de cristalización mostradas en las figuras 12 y 13 fueron construidas usando las ecuaciones de concentración dadas en el apéndice 1 para la solución de NaSCN-NH₃. Los valores óptimos de MR para los sistemas NaSCN con energía solar mostrados en la figura 14 son similares a los obtenidos para los ciclos de LiNO₃ y H₂O-NH₃ asistidos por energía solar. Los rangos de cristalización para las curvas graficadas en la figura 14 son especificados por líneas discontinuas para claridad de la presentación.

En análisis anterior para los valores de MR, mostrados en las figuras 3–14, un estudio comparativo entre las diferentes fuentes de energía, exhiben que los sistemas impulsados por energía solar son más costosos que los sistemas operados por Biogas o LPG, siendo los de Biogas los más económicos.

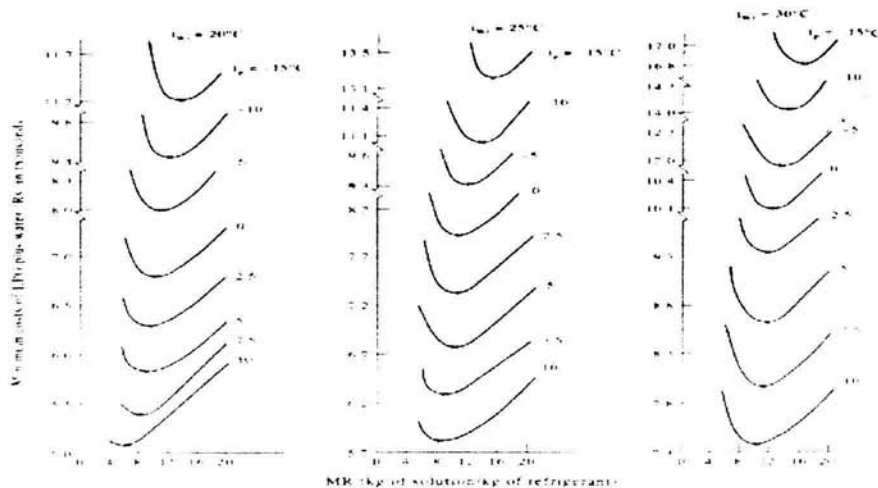


Fig. 7.- Variación en el costo mínimo de operación a razón de flujo (MR) para diferentes valores de t_{wi} y t_c , en temperaturas óptimas de condensación, t_f en un ciclo por absorción H₂O – NH₃ operados con LPG.

Un estudio comparativo entre los costos de los sistemas de absorción muestra que, para la modalidad de acondicionamiento de aire, el sistema de bromuro de litio-agua podría ser el más económico, y para la modalidad de refrigeración. Entre los tres ciclos de amoníaco, los sistemas de LiNO_3 y NaSCN podrían ser más baratos que el ciclo amoníaco-agua, con la limitante de que la solución de NaSCN-NH_3 crea severos problemas de cristalización. También se ha hecho la comparación estudiando la desviación en los costos de operación de uno a otro proceso. Se ha obtenido el porcentaje de incremento respecto a los costos de operación mínimos de los tres ciclos de amoníaco, trabajando en la modalidad de aire acondicionado, respecto a los ciclos de $\text{LiBr-H}_2\text{O}$. También se ha determinado el decrecimiento en los costos de los ciclos de LiNO_3 y NaSCN respecto a los ciclos de amoníaco-agua, para $T_e = 5^\circ\text{C}$ y -10°C . Los mismos se han presentado en la tabla 1 para los tres tipos de energía. A $T_e = 5^\circ\text{C}$, la rapidez de incremento en los costos de operación del ciclo amoníaco-agua con la temperatura de agua de enfriamiento del agua de enfriamiento T_{wi} es más alta para los sistemas de LiNO_3 y NaSCN . Sin embargo, la desviación en los costos de los ciclos de amoníaco con LiNO_3 y NaSCN respecto al ciclo de $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ son aproximadamente los mismos. Además, a $T_e = -10^\circ\text{C}$, el decrecimiento en los costos de operación de los ciclos amoníaco con LiNO_3 y NaSCN respecto al ciclo amoníaco-agua son casi los mismos para los sistemas de Biogas y LPG, con algunas variaciones para los sistemas de energía solar.

Para calcular los costos de los otros ciclos bajo estudio, debido a que ellos son presentados común porcentaje de los ciclos de $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ o $\text{H}_2\text{O-NH}_3$, las siguientes ecuaciones pueden usarse junto con la tabla 1:

$$\text{Costo de Biogas} = (1 - B_1 / 100) C_b \quad (17)$$

$$\text{Costo de LPG} = (1 + L_1 / 100) (1 + L_{II} / 100) C_b \quad (18)$$

$$\text{Costo del colector solar} = (1 + S_1 / 100) (1 + S_{II} / 100) C_{II} \quad (19)$$

Variación de los valores óptimos de COP con MR

Los valores óptimos de COP obtenidos correspondientemente a los costos mínimos: C_{bw} , C_{jw} y C_{sw} , para temperaturas fijas del evaporador y del agua de enfriamiento, así como flujos másicos constantes, han sido presentados en la figura 15 en función de MR para $T_e = 5$ y -15°C a $T_{wi} = 20^\circ\text{C}$. Se puede observar que las curvas del COP se elevan hacia valores más altos conforme se incrementa el MR, alcanzando un máximo, y después decrece gradualmente con el posterior incremento de MR. En los que usan absorbentes sólidos, los valores máximos del COP caen en alrededor de valores de $MR = 6-10$, mientras que aquellos para la solución de amoníaco-agua están alrededor de 10-16. Para el ciclo de amoníaco-agua, ya se ha visto con las figuras 6-8, que los valores óptimos de MR, correspondientes a los costos de operación mínimos, están generalmente entre 10 y 16 kg de solución por kg de refrigerante. Para las soluciones que usan absorbente sólido, los valores mínimos de MR estaban en el rango de 6 a 10 kg de solución por kg de refrigerante, excepto para los sistemas operados con energía solar, donde los flujos másicos óptimos eran comparativamente más altos..

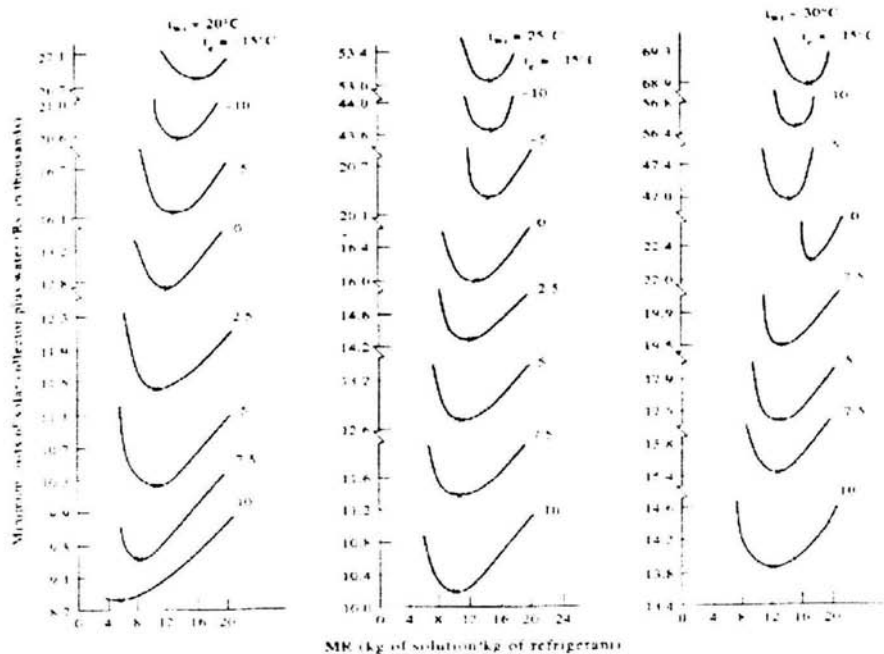


Fig. 8.- Variación en el costo mínimo de operación a razón de flujo (MR) para diferentes valores de t_{wi} y t_e , en temperaturas óptimas de condensación, t_f en un ciclo por absorción $H_2O - NH_3$ operados con energía solar.

Variación en las temperaturas del Generador (T_{go}).

Los valores óptimos de T_{go} obtenidos para costos mínimos de operación, correspondientes a los flujos máxicos óptimos (MR), han sido exhibidos en la figura 16 para diferentes valores de T_{wi} . Las T_{go} varían linealmente respecto a T_{wi} y exhiben pendientes constantes al tomar en cuenta sus variaciones con T_c , la temperatura del evaporador.

Puede verse que para altos valores de T_c en los ciclos de $LiNO_3-NH_3$ y H_2O-NH_3 , bajos valores de T_c en los ciclos de $LiBr-H_2O$ y $NaSCN-NH_3$, operados por Biogas y LPG, las líneas de T_{go} son discretas, no son líneas continuas para el rango completo de T_{wi} . En los

sistemas operados por energía solar, las líneas de T_{g0} son mayoritariamente discretas para los ciclos de $\text{LiNO}_3\text{-NH}_3$ y NaSCN-NH_3 a bajos valores de T_c .

Se encontró que las temperaturas óptimas del generador corresponden a las más altas en los ciclos de $\text{LiNO}_3\text{-NH}_3$, y las más bajas en los ciclos de $\text{LiBr-H}_2\text{O}$. Las T_{g0} en los sistemas de NaSCN operados con Biogas y LPG son más altas que las de los ciclos de $\text{H}_2\text{O-NH}_3$ utilizando las mismas formas de fuentes de energía. Para los ciclos operados por energía solar, los valores de T_{g0} en los ciclos de NaSCN y agua-amoniaco, son aproximadamente los mismos.

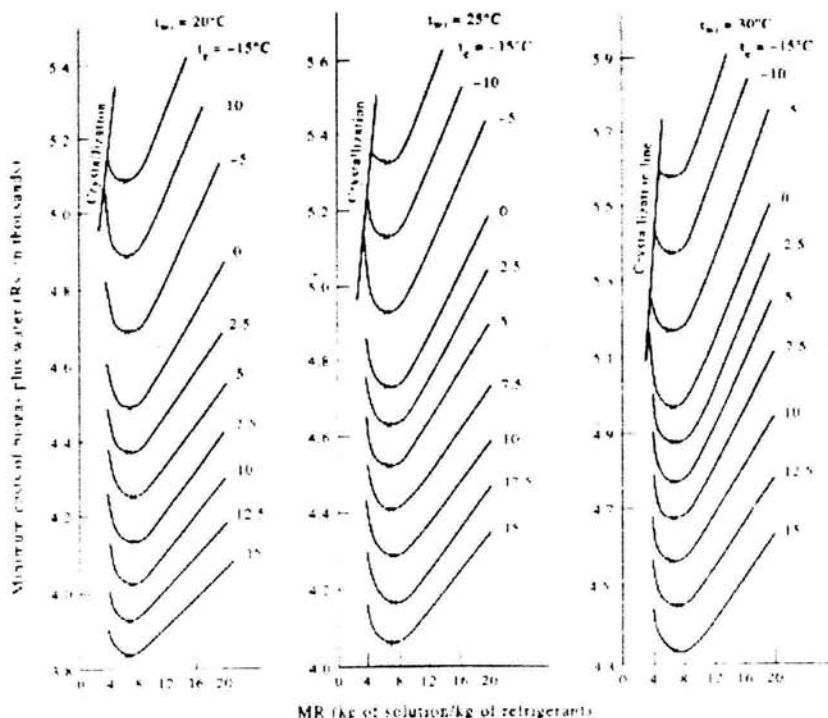


Fig. 9.- Variación en el costo mínimo de operación a razón de flujo (MR) para diferentes valores de t_w y t_e , en temperaturas óptimas de condensación, t_f en un ciclo por absorción $\text{LiNH}_3\text{-NH}_3$ operados con biogas.

Variación en los valores óptimos del COP y del HCP.

La figura 17 muestra los valores obtenidos del COP y del HCP correspondientes a las temperaturas óptimas del generador (T_{g0}) para los costos mínimos de operación de los ciclos operados con Biogas, LPG y energía solar.

Se encontró que el COP para los ciclos de LiBr-H₂O corresponden a los valores más altos, pero da valores muy bajos para los ciclos de agua-amoniaco, excepto a algunos valores altos de T_c donde el COP y el HCP para el ciclo de agua-amoniaco llegan a ser mejores que aquellos para los sistemas de LiNO₃ y NaSCN, permaneciendo casi iguales los coeficientes de comportamiento para los ciclos de LiNO₃ y NaSCN con amoniaco.

Las gráficas de COP y HCP son generalmente curvas suaves, excepto para ciertas condiciones de operación, ellas no se presentan como curvas simples como en los casos de los ciclos LiNO₃ y NaSCN con amoniaco.

Las figuras para los valores óptimos del COP y del HCP también muestran que los HCP's para los sistemas de absorción operados con LPG son más altos comparados a aquellos ciclos impulsados por energía solar. Sin embargo, los COP's para los sistemas de LiBr, LiNO₃ y NaSCN, operados con energía solar son mejores que los ciclos operados con LPG, especialmente a bajos valores de T_{wi} . Las curvas de comportamiento para los ciclos de agua-amoniaco son las mismas para las dos fuentes de energía.

Temperaturas de Condensación Óptimas.

Las temperaturas de condensación óptimas (T_f) que fueron obtenidas, correspondientes a los costos mínimos de operación, C_{bw} , C_{lw} y C_{sw} , para los diferentes

valores de T_e y T_{wi} en los diferentes tipos de absorción, mostraron muy poco cambio con la variación de las temperaturas del evaporador, incrementándose obviamente los valores de T_{wi} .

Los valores óptimos promediados de T_f para las diferentes condiciones de operación bajo estudio, pueden ser representados por la siguiente forma de ecuación:

$$T_{fo} = T_{wi} + M \quad (20)$$

Donde los valores de la constante M están tabulados en la tabla 2 para los cuatro ciclos de absorción, utilizados para diferentes tipos de energía.

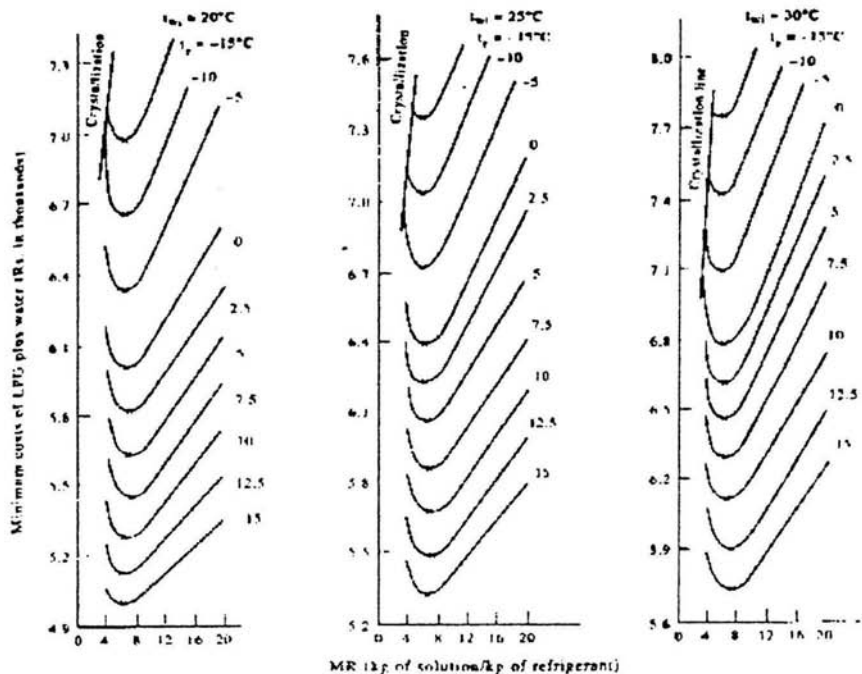


Fig. 10.- Variación en el costo mínimo de operación a razón de flujo (MR) para diferentes valores de t_{wi} y t_e , en temperaturas óptimas de condensación, t_f en un ciclo por absorción $\text{LiNH}_3 - \text{NH}_3$ operados con LPG.

Tabla 1.- Porcentaje de desviación en el costo de varios ciclos.

L (°C)	4,5°C											
	Biogas				LPG				Solar			
	C ₁		B ₁		I ₁		I ₂		S ₁		S ₂	
	LiBr H ₂ O (Rs.)	H ₂ O -NH ₃ (%)	LiNO ₃ -NH ₃ (%)	NaSCN -NH ₃ (%)	LiBr H ₂ O (%)	H ₂ O NH ₃ (%)	LiNO ₃ NH ₃ (%)	NaSCN NH ₃ (%)	LiBr H ₂ O (%)	H ₂ O NH ₃ (%)	LiNO ₃ -NH ₃ (%)	NaSCN NH ₃ (%)
20	3595	22.9	18.35	19.4	29.3	26.1	22.1	23.8	137.0	19.8	20.0	27.1
25	3723	34.4	21.2	21.3	29.8	41.0	26.2	26.0	153.9	34.8	24.1	30.5
30	3642	58.0	24.2	23.6	29.3	33.9	26.8	28.9	73.5	65.5	58.3	35.1
						t _c = -10°C						
	C ₂	B ₂	I ₂	I ₃	S ₂	S ₃	S ₄		S ₅			
	H ₂ O NH ₃ (Rs.)	LiNO ₃ NH ₃ (%)	NaSCN -NH ₃ (%)	H ₂ O NH ₃ (%)	LiNO ₃ NH ₃ (%)	NaSCN -NH ₃ (%)	H ₂ O NH ₃ (%)	LiNO ₃ NH ₃ (%)	NaSCN -NH ₃ (%)			
20	6542	-25.7	-25.5	43.7	-29.2	-29.5	215.2	-36.3	-21.1			
25	7450	31.1	-31.3	47.9	-36.2	-36.4	486.1	59.3	-35.5			
30	9073	-40.7	40.7	54.9	-47.2	-47.3	522.0	-47.1	46.3			

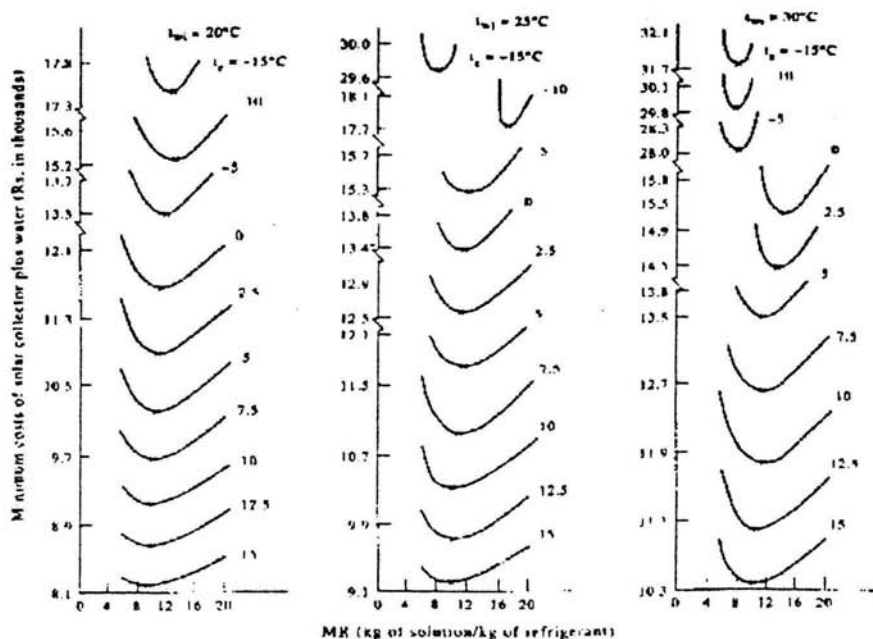


Fig. 11.- Variación en el costo mínimo de operación a razón de flujo (MR) para diferentes valores de t_w y t_c , en temperaturas óptimas de condensación, t_f en un ciclo por absorción $\text{LiNH}_3 - \text{NH}_3$ operados con energía solar.

Tabla 2.- valores de la constante M en la ecuación (20)

Energy	LiBr H ₂ O	H ₂ O NH ₃	LiNO ₃ NH ₃	NaSCN NH ₃
Solar	5.0	5.0	5.0	5.0
LPG	9.25	5.5†	7.38	7.7
Biogas	11.6	6.5†	8.7	9.25

†At $t_{wi} = 20$ C the values of t_c for $t_c = 10, 12.5$ and 15 C in LPG powered H₂O - NH₃ cycle are 26.25, 28.75 and 30 C, respectively; and for the biogas powered H₂O - NH₃ cycle, $t_c = 28.0, 29.0$ and 31.5 C, respectively.

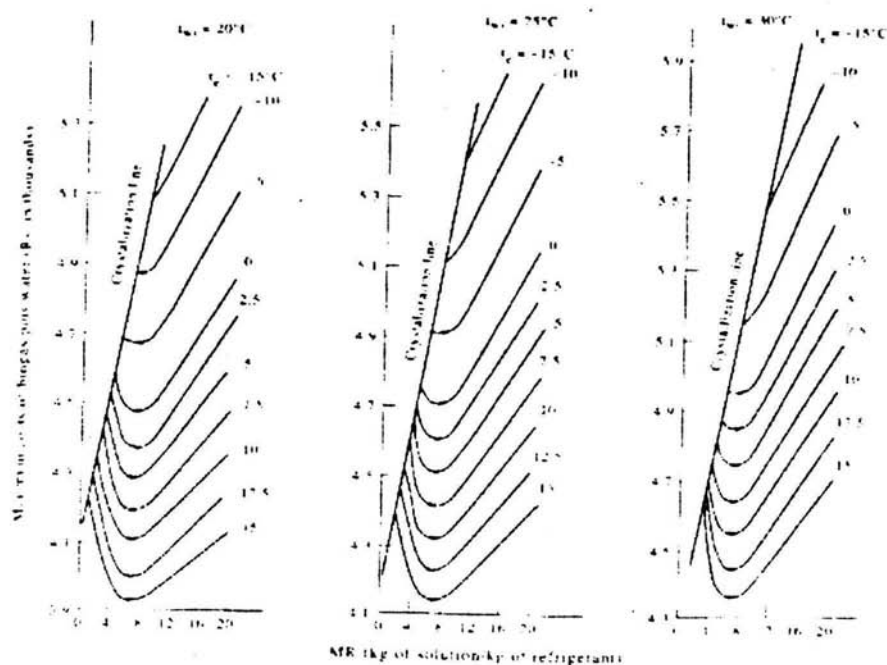


Fig. 12.- Variación en el costo mínimo de operación a razón de flujo (MR) para diferentes valores de t_{wi} y t_e , en temperaturas óptimas de condensación, t_f en un ciclo por absorción NaSCN - NH₃ operados con biogas.

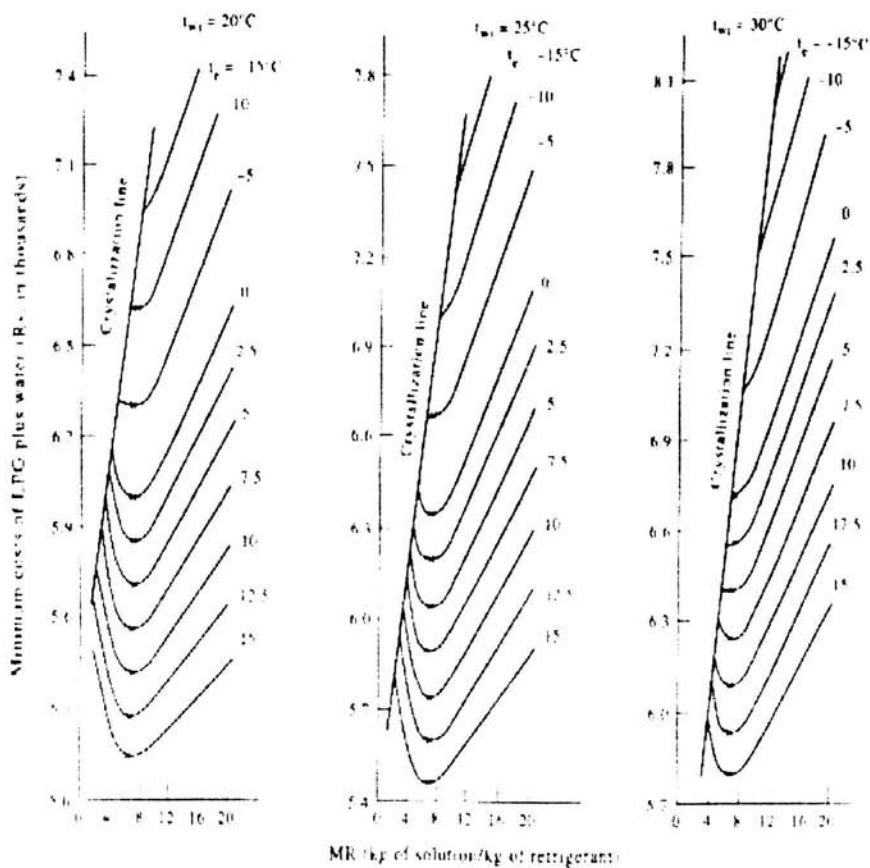


Fig. 13.- Variación en el costo mínimo de operación a razón de flujo (MR) para diferentes valores de t_w y t_e , en temperaturas óptimas de condensación, t_f en un ciclo por absorción NaSCN - NH_3 operados con LPG.

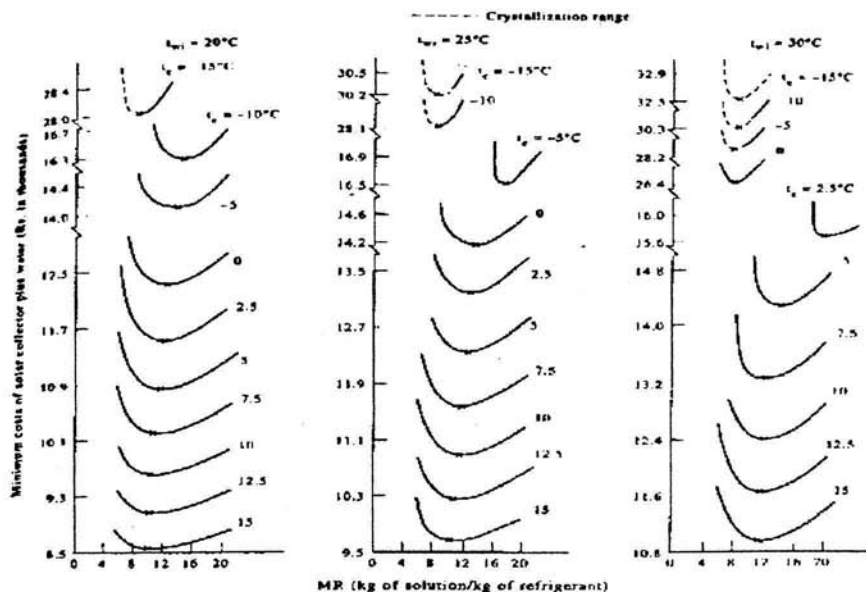


Fig. 14.- Variación en el costo mínimo de operación a razón de flujo (MR) para diferentes valores de t_{wi} y t_e , en temperaturas óptimas de condensación, t_f en un ciclo por absorción NaSCN - NH_3 operados con energía solar.

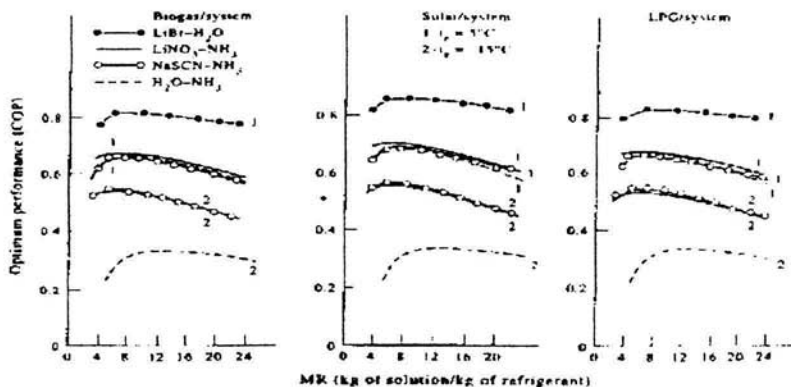


Fig. 15.- Variación en el óptimo funcionamiento de cuatro ciclos de absorción a razón de flujo másico (MR) para $t_c = 5^\circ\text{C}$ y $t_e = -15^\circ\text{C}$ a $t_{wi} = 20^\circ\text{C}$.

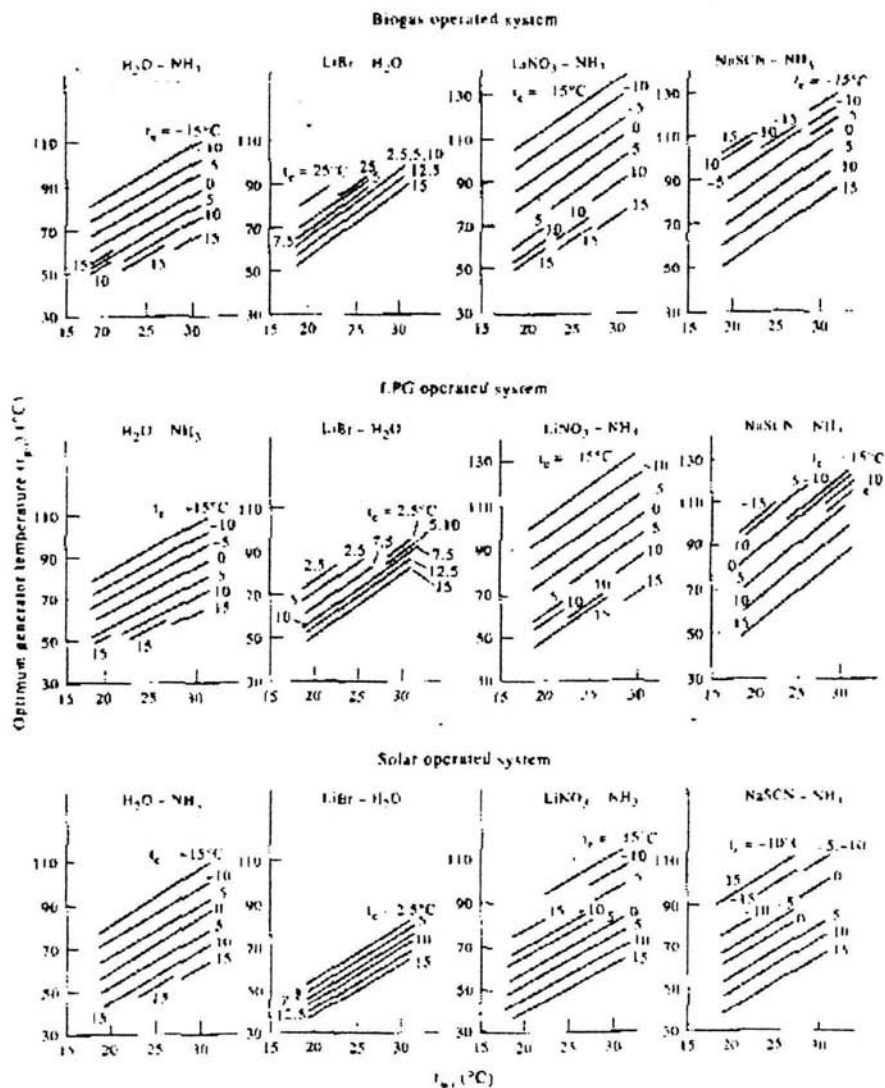


Fig. 16.- Variación en las temperaturas óptimas del generador con t_{wi} para diferentes valores de t_c en varios ciclos de absorción para el correspondiente costo mínimo de operación y $MR_{0,0}$.

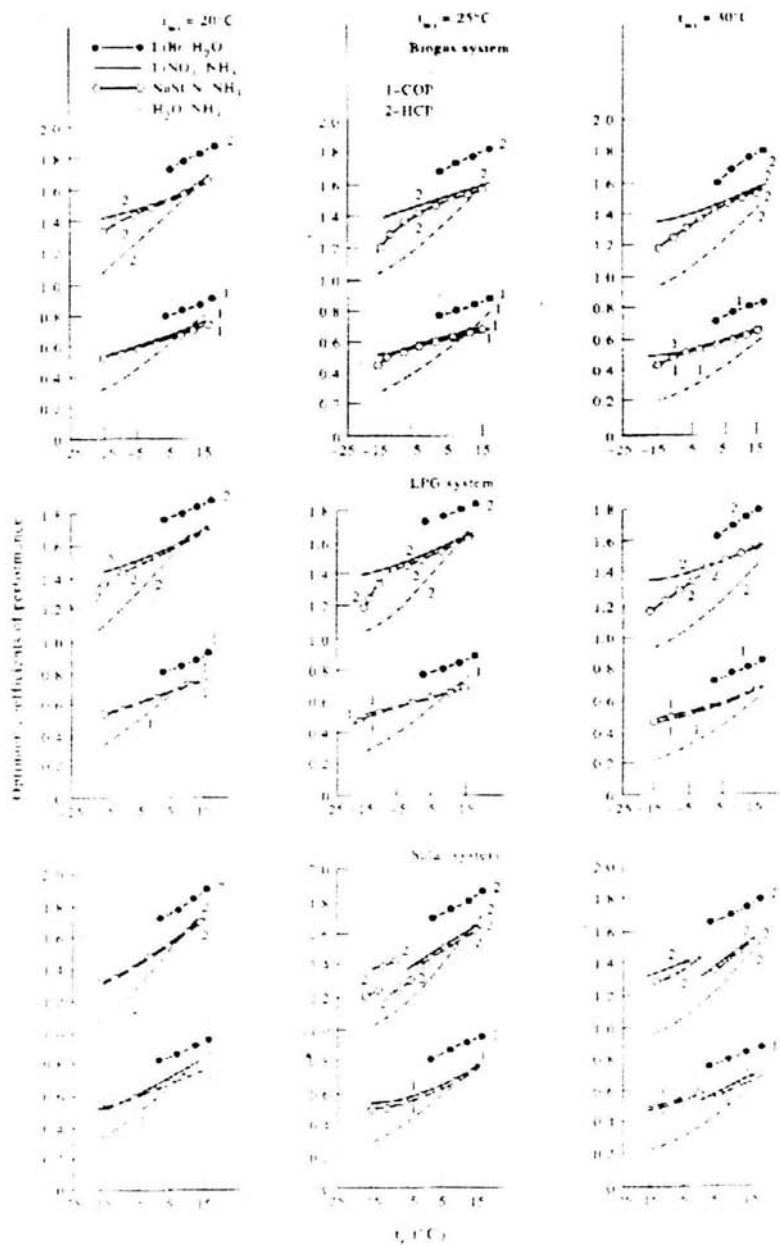


Fig. 17.- Variación en los valores óptimos de COP y HCP con t_c para diferentes temperaturas de enfriamiento (t_{co}) en varios ciclos de absorción.

BIBLIOGRAFÍA.

- 1.- Crane Company. Traducción por VALFISA Co.
Flujo de fluidos en Válvulas, accesorios y tuberías.
Mc. Graw – Hill . México. 1977
- 2.- Burghardt, M. David.
Ingeniería termodinámica.
Ed. HARLA. México. 1982.
- 3.- Balzhiser, Richard y Samuels, Michael.
Termodinámica química para ingenieros.
Ed. Prentice – Hall Hispanoamericana S.A. México. 1985.
- 4.- Botero, camilo y Montaña, Rodrigo.
Manual de refrigeración y aire acondicionado.
Ed. Prentice- Hall Hispanoamericana S. A. España. 1987.
- 5.- Havrella, Raymond A.
Fundamentos de calefacción, ventilación y acondicionamiento de aire.
Ed. Mc. Graw – Hill. México. 1992.
- 6.- Horst, Morsel.
Vademécum del frigorista.
Ed. ACRIBIA. España. 1973.
- 7.- Kern, Donald.
Procesos de transferencia de calor.
Ed. Continental. México. 1991.
- 8.- Kirk, Raymond y Othmer, Donald.
Enciclopedia de tecnología química.
Ed. Unión topográfica editorial hispanoamericana. México. 1962.
- 9.- Kreider, Jean F. y Kreith, Frank.
Solar heating and cooling.
Ed. Mc. Graw Hill. U.S.A. 1977.
- 10.- López Gómez, Antonio.
Las instalaciones frigoríficas en las bodegas.
De. A. Madrid Vicente Ediciones. España. 1992.
- 11.- Perry, H. Robert.
Manual del ingeniero Químico.
Ed. Mc. Graw – Hill. México. 1983.
- 12.- Rigot, Georges.
Vitrinas y muebles frigoríficos.
De. A. Madrid Vicente Ediciones. España. 1991.

- 13.- Rosello Coria, Francisco y Arreola Quijada, Francisco.
Energía y máquinas térmicas.
Ed. Limusa. México. 1983.
- 14.- Rapin, P. J.
Instalaciones frigoríficas.
Ed. MARCOMBO BOIXAREU Editores. España. 1979.
- 15.- Sayigh y Mc Vigh.
Solar air conditioning and refrigeration.
Ed. Pergamon Press. U.S.A. 1983.
- 16.- Stoecker, W.F. y Jones, J. W.
Refrigeration and air conditioning
Mc. Graw – Hill. New York. 1986.
- 17.- Szokolay, S.V.
Energía solar y edificación.
Ed. Blume. España. 1982.
- 18.- Treybal, Robert E.
Operaciones de transferencia de masa.
Ed. Mc. Graw –Hill. México. 1988
- 19.- Warren, Marsh.
Principios de la refrigeración.
Ed. Diana. México. 1997.
- 20.- Whitman, William.
Refrigeration y air conditioning technology.
Ed. Delmar publishers. U.S.A. 1991.
- 21.- www.inegi.com.mx. Información geográfica.
- 22.- www.grupoimsa.com. Información técnica de colectores y celdas solares.
- 23.- www.solarpv.com . Información técnica de colectores y celdas solares.
- 24.- www.texaco.com. Información de las propiedades del aceite.
- 25.- www.weather.com . Información de propiedades climatológicas.
- 26.- <http://wits.gdl.iteso.mx> Información técnica de colectores y celdas solares.