

Universidad Nacional Autónoma de México

FACULTAD DE INGENIERIA



ANALISIS DE LA VIABILIDAD ECONOMICA
DE REFRIGERADORES SOLARES

TESIS PROFESIONAL

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A N

Victor Martiñon Martínez
Antonio M. Hernández Velázquez



Universidad Nacional
Autónoma de México



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.

Dr. José Luis Fernández Zayas

Como testimonio de nuestro agradecimiento
por su invaluable participación en la di-
rección de este seminario.

Inq. Filiberto Gutiérrez

En reconocimiento por el gran apoyo que
nos brindó.

Universidad Nacional Autónoma de México

Gracias

Facultad de Ingeniería

Nuestro agradecimiento por los conocimientos adquiridos en ella.

ANALISIS DE LA VIABILIDAD ECONOMICA DE REFRIGERADORES SOLARES

S U M A R I O

En esta tesis se aborda el tema de la viabilidad económica de refrigeradores solares, operando con el principio de absorción-difusión. Se presenta primero una descripción técnica de los ciclos de refrigeración y las características de los distintos tipos de sistemas de absorción.

El método de evaluación económica es la comparación, en valor presente, de la opción solar con respecto a sus alternativas conocidas de refrigeración a gas y de compresión. Del análisis económico, basado en precios nacionales, se desprenden las conclusiones del estudio. Con el análisis se detectan las condiciones bajo las cuales los refrigeradores solares son económicamente atractivos y las acciones a emprender para mejorar su viabilidad.

I N D I C E

	PAG.
INTRODUCCION	1
CAPITULO 1 ANTECEDENTES	4
1.1 Ciclos de refrigeración por <u>compresión mecánica</u> de vapor	
1.2 Refrigerantes	
1.3 Otros procesos de refrigeración	
1.4 Consideraciones elementales de transmisión - de calor	
1.5 Radiación solar	
CAPITULO 2 SISTEMA DE REFRIGERACION POR ABSORCION	28
2.1 Introducción	
2.2 Propiedades elementales de las mezclas binarias	
2.3 Rectificación de una mezcla binaria	
2.4 Sistema de refrigeración por absorción	
CAPITULO 3 REFRIGERADORES SOLARES	36
3.1 Descripción del sistema de absorción-difusión	
3.2 Diferencia entre el refrigerador de gas Ser - vel-Electrolux y el refrigerador solar	

	PAG.
3.3 El captador de energía solar de placa plana	
CAPITULO 4 ANALISIS ECONOMICO	48
4.1 Descripción y obtención de costos	
4.2 Metodología	
4.3 Implantación de los diagramas de flujo y desarrollo del método analítico	
4.4 Cuadro de resultados y su interpretación	
4.5 Análisis de las condiciones bajo las cuales es viable la selección del refrigerador solar	
CAPITULO 5 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	68
BIBLIOGRAFIA	70
APENDICE	71

INTRODUCCION

En el mundo contemporáneo se está haciendo frente cada día a un sinnúmero de crisis, dentro de las que se puede plantear la crisis de los energéticos, misma que juega importante papel dentro de la economía y por tanto de la estabilidad social: por esto, en instituciones como la Universidad Nacional Autónoma de México y en particular en su Facultad de Ingeniería se están ampliando los estudios sobre nuevas fuentes de energía.

El sol se presenta como alternativa viable para la obtención de energía, la cual puede ser transformada de acuerdo al objetivo que se persiga.

Por otro lado, las máquinas más antiguas de refrigeración conocidas basan su funcionamiento en el principio de absorción. Aunque históricamente estos sistemas se desarrollaron en la práctica antes que cualquier otro, actualmente no son muy usados debido a los altos costos de adquisición, como de las fuentes de energía apropiadas para su funcionamiento.

Si la fuente de energía tuviese un bajo costo, el ciclo de refrigeración por absorción podría ser una solución adecuada para obtener bajas temperaturas, y -

por tanto, para disminuir la asignación de recursos económicos por este concepto.

En la actualidad es muy común el uso de sistemas mecánicos de refrigeración. — Esto se debe en parte a la disponibilidad y accesibilidad de la energía eléctrica requerida por los diseños comerciales para operar el compresor de dichos sistemas. Refrigerar mediante sistemas mecánicos de compresión de vapor es eficiente, pero requiere que la energía eléctrica se suministre en forma de trabajo mecánico al sistema.

Una ventaja importante de la máquina de refrigeración que opera bajo el principio de absorción en relación con la energía solar es que al ser una máquina puramente térmica, no requiere de energía mecánica.

La palabra absorción se ha utilizado para calificar a uno de los ciclos de refrigeración. Este término tiene relación con procesos químicos que suceden al ponerse en contacto amoníaco gaseoso y agua líquida. Para nuestro análisis la energía solar es el energético que se emplea en el sistema de refrigeración bajo el cual trabaja el refrigerador solar de absorción.

Aunque se han realizado diversos trabajos de investigación y desarrollo de refrigeradores solares en la última década, la falla persistente de estos aparatos es su viabilidad económica: sus costos son altos y los descartan como alternativa atractiva con respecto a los refrigeradores que hacen uso de electricidad o de combustible.

El objetivo central de este trabajo, con el que se elaboran los capítulos siguientes, es determinar cuándo, en qué condiciones y bajo qué circunstancias económicas la operación de un refrigerador solar, construido con la tecnología actualmente disponible en México, es viable económicamente.

El contenido de este trabajo está dividido en cinco capítulos, como a continuación se indica:

El primer capítulo tiene como objetivo inicial reseñar el sistema de refrige--

ración por compresión mecánica de vapor, discutiendo más ampliamente después el sistema de refrigeración por absorción-difusión, bajo el cual trabaja el refrigerador solar, para finalmente a partir del inciso 1.4 adentrarse en temas más relacionados con el refrigerador solar.

Dentro del segundo capítulo se analiza al sistema de absorción, así como algunos puntos que se consideran importantes del mismo proceso, con el objeto de explicar de una manera más profunda su funcionamiento. Este sistema es la base sobre la cual se construye el sistema de absorción-difusión.

En el tercer capítulo se hace la descripción del sistema de absorción-difusión, sistema con el que funciona el refrigerador solar. También se indica la diferencia entre el refrigerador de gas y el refrigerador solar. El refrigerador de gas, que actualmente es fabricado por la industria Servel Electrolux, también trabaja con el principio de absorción-difusión. Finalmente se hace mención del captador solar de placa plana, dispositivo con el cual se suministra la energía al sistema de absorción-difusión del refrigerador solar.

En el cuarto capítulo se efectúa el análisis económico comparativo utilizando el método del valor presente para los tres refrigeradores: el de compresión mecánica de vapor, el de gas y el solar. Se han planteado ahí mismo las variables de cada refrigerador que han sido tomadas en cuenta para la integración de dicho análisis.

En el quinto capítulo se anotan las conclusiones y recomendaciones derivadas del trabajo desarrollado en los cuatro capítulos anteriores, bajo las cuales la fabricación y operación del refrigerador solar será económicamente factible.

C A P I T U L O 1

ANTECEDENTES

1.1 CICLOS DE REFRIGERACION POR COMPRESION MECANICA DE VAPOR

Refrigerar es extraer calor de una sustancia o espacio produciendo en ella una temperatura inferior a la de sus alrededores.

El coeficiente de funcionamiento (C.O.P.) expresa la efectividad de un sistema de refrigeración, definiéndose como:

C.O.P. = Efecto refrigerante útil/energía neta suministrada por fuentes externas

En un sistema de compresión mecánica la fuente externa suministra trabajo, por lo que:

$$\text{C.O.P.} = Q / W \quad (1.1)$$

Donde: Q = Calor extraído

W = Trabajo suministrado

El rendimiento de refrigeración η expresa la aproximación del ciclo o sistema -

a un ciclo ideal reversible de refrigeración. Definiéndose:

$$\eta_R = \frac{\text{C. O. P.}}{(\text{C. O. P.})_{\text{Rev.}}} \quad (1.2)$$

El ciclo de Carnot, siendo reversible, es el modelo perfecto del ciclo de refrigeración. Hay dos conceptos importantes sobre ciclos reversibles:

1. Un ciclo de refrigeración no puede tener mayor C.O.P. que un ciclo reversible cuando ambos operan entre las mismas temperaturas
2. Todos los ciclos de refrigeración reversibles que operan entre las mismas temperaturas, tienen el mismo coeficiente de funcionamiento

La figura 1.1 ilustra los procesos del ciclo de Carnot en coordenadas temperatura-entropía. El calor se extrae de la región refrigerada a la temperatura cons-

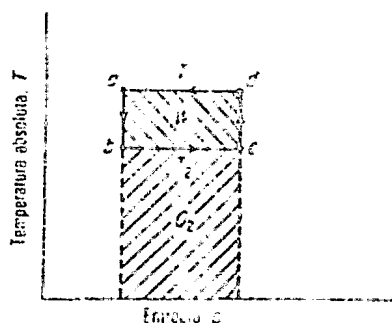


Fig. 1.1 Procesos del ciclo de refrigeración de Carnot.

tante T_2 y se agrega a una temperatura T_1 . El ciclo se completa con una expansión y una compresión, ambas isentrópicas.

De acuerdo con el ciclo anterior, las energías transferidas se definen como:

$$Q_1 = T_1 (S_d - S_a) \quad (1.3)$$

$$Q_2 = T_2 (S_d - S_a) \quad (1.4)$$

$$W = Q_1 - Q_2 \quad (1.5)$$

O sea, sustituyendo las Ecs. 1.3, 1.4 y 1.5 en la Ec. 1.1 y reduciendo, tenemos:

$$\text{C.O.P.} = \frac{T_2}{T_1 - T_2} \quad (1.6)$$

Con vapores refrigerantes es conveniente considerar el ciclo de Carnot tal como se ilustra en la figura 1.2. Aplicando la ecuación de la energía sobre la base de un kilogramo, obtenemos:

$${}_1W_b = h_1 - h_b$$

$${}_3W_c = h_c - h_3$$

$${}_cW_d = T_c (S_c - S_d) - (h_c - h_d)$$

$${}_bQ_3 = h_3 - h_b = \text{Area } bef3b$$

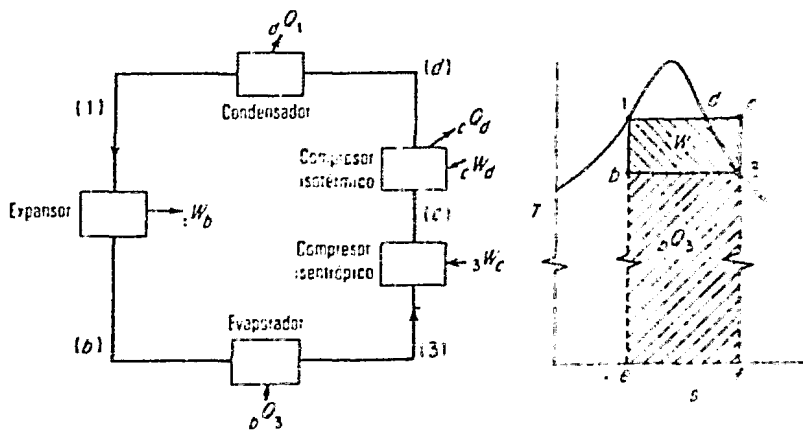


Fig. 1.2 Ciclo de compresión de vapor de Carnot

El trabajo neto para el ciclo es:

$$W = {}_3W_c + {}_cW_d - {}_1W_b = \text{Area } b3cd1b$$

$$\text{C.O.P.} = \frac{{}_bQ_3}{W} = \frac{T_2}{T_1 - T_2} \quad (1.7)$$

CICLO TEORICO DE UNA SOLA ETAPA

La figura 1.3 muestra un ciclo típico de refrigeración por compresión, que se re-

ta de cuatro componentes básicos: el compresor, el condensador, la válvula de expansión y el evaporador. El sistema trabaja de la siguiente manera: el refrigerante (amoníaco) en estado gaseoso y baja presión entra al compresor, donde se incrementa su presión y temperatura; pasa luego al condensador, donde se enfría y condensa; el refrigerante ya en estado líquido pasa a través de la válvula de expansión que sirve para regular el flujo y para separar una zona de alta presión de otra de baja presión; el refrigerante aún en estado líquido pero a baja presión pasa entonces al evaporador (congelador), absorbiendo calor de las paredes del mismo hasta evaporarse, reduciendo así la temperatura en el exterior del evaporador. Al salir el refrigerante del evaporador se encuentra nuevamente en condiciones de ser comprimido, completándose el ciclo.

Frecuentemente el líquido refrigerante que entra a la válvula de expansión puede venir subenfriado, es decir, su temperatura es menor que la temperatura de saturación que corresponde a su presión.

El subenfriamiento puede ocurrir en el condensador o en el conducto del líquido por intercambio de calor con los alrededores.

Por otro lado el vapor puede recalentarse unos pocos grados en el evaporador y eventualmente un poco más en la línea de succión del compresor; sin embargo, el único efecto refrigerante es la variación de entalpía dentro del evaporador.

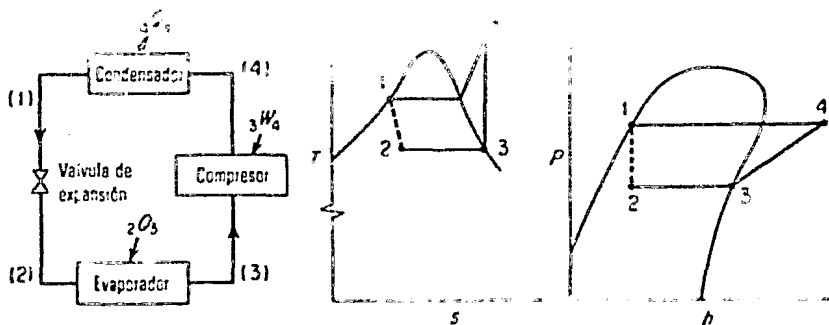


Fig. 1.3 El ciclo teórico de compresión de vapor de una sola etapa.

La figura 1.3 muestra el ciclo teórico de una sola etapa, el cual se usa como modelo para los sistemas reales. Aplicando la ecuación de energía sobre la base de un hilopiano, obtenemos:

$${}_2Q_3 = h_3 - h_2$$

$${}_3W_4 = h_4 - h_3$$

$${}_4Q_1 = h_4 - h_1$$

$$h_1 = h_2$$

El coeficiente de funcionamiento es:

$$\text{C.O.P.} = \frac{h_3 - h_2}{h_4 - h_3} \quad (1.8)$$

Las temperaturas de saturación del ciclo de una sola etapa tienen un fuerte efecto sobre el coeficiente de funcionamiento.

Puesto que el $\text{C.O.P.} = {}_2Q_3 / {}_3W_4 = (h_3 - h_2) / (h_4 - h_3)$, podemos observar cómo se afecta el C.O.P. por cambios en las temperaturas de evaporación y condensación.

Una disminución de la temperatura de condensación aumenta significativamente ${}_3W_4$ y disminuye ligeramente ${}_2Q_3$. Un incremento de la presión de condensación produce los mismos resultados, pero con un efecto menor sobre ${}_3W_4$. Para obtener el C.O.P. máximo, el ciclo debería operar a la temperatura de condensación mínima y a la temperatura de evaporación máxima posibles.

COMPARACION DEL CICLO TEORICO DE UNA SOLA ETAPA CON EL CICLO DE CARNOT

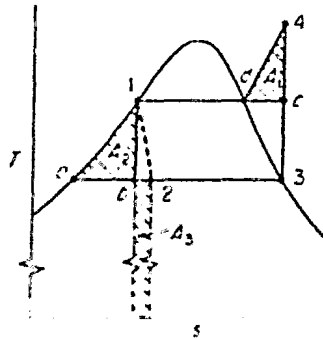


Fig. 1.4 Desviaciones de área sobre el diagrama T-S del ciclo teórico de una sola etapa con respecto al ciclo de Carnot

Suponiendo que los estados (1) y (3) son comunes a ambos ciclos, el ciclo de una sola etapa, desde el punto de vista de las áreas, se desvía del ciclo de Carnot en tres formas: El área A_1 representa un trabajo adicional requerido por el ciclo de una sola etapa a causa de la punta de recalentamiento; el área A_2 representa un trabajo adicional requerido por el ciclo de una sola etapa al no recuperar trabajo en el proceso de expansión; el área A_3 representa una pérdida en el efecto de enfriamiento a causa del estrangulamiento si se compara con la expresión isentrópica del ciclo de Carnot. Sobre la base de Julio / Kgm,

$$A_1 = (h_4 - h_d) - T_1 (S_3 - S_d)$$

$$A_2 = h_1 - h_b$$

$$A_3 = h_2 - h_b = h_1 - h_b$$

Las áreas A_2 y A_3 son iguales; o sea, el estrangulamiento produce dos pérdidas idénticas en Julio / Kgm. Puesto que:

$${}_3W_4 = W_C + A_1 + A_2$$

$${}_2Q_3 = Q_C - A_3$$

$$\eta_R = \frac{1 - (A_3 / Q_C)}{1 + \frac{A_1 + A_2}{W_C}} \quad (1.9)$$

UN CICLO DE UNA SOLA ETAPA MAS PRACTICO

La variación principal ocurre en el compresor. Las variaciones en el condensador, evaporador y tuberías pueden mantenerse bajas mediante el diseño adecuado de los elementos para producir pequeñas pérdidas de presión y el uso de elementos aislantes que minimicen el intercambio de calor con los alrededores.

Las figuras 1.5 y 1.6 ilustran los procesos que se llevan a cabo en un compresor alternativo.

A causa de la caída de presión en la válvula, la presión del cilindro durante la aspiración $P_A = P_D$ puede ser menor que la presión de la línea de succión P_s , y la presión del cilindro durante la descarga $P_C = P_A$ puede ser mayor que la

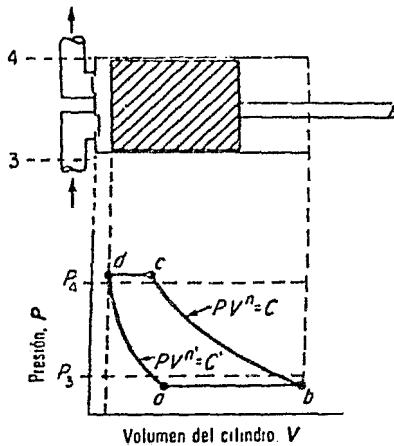


Fig. 1.5 Diagrama indicador esquemático de un compresor alternativo

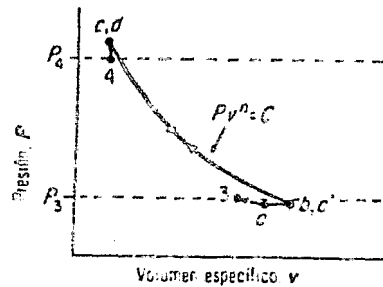


Fig. 1.6 Diagrama presión-volumen específico para el compresor de la Fig. 1.5

presión de la línea de descarga P_4 . A causa del intercambio de calor entre el vapor y las paredes del cilindro, el estado termodinámico del vapor en la posición (a) puede ser diferente al de la posición (b), y el estado de la posición (c) puede ser diferente al de la posición (d). En las posiciones (b, c y d) supondremos el estado termodinámico del vapor uniforme dentro del cilindro. En la posición (a) el vapor del espacio muerto o huelgo, reexpandido, pueda tener un estado diferente al del vapor que exactamente empieza a entrar al cilindro en esa posición; para el proceso de compresión, de (b) a (c), se supone un proceso politrópico $PV^n = \text{cte.}$

El rendimiento volumétrico del compresor, η_v , se puede definir como la masa real de vapor bombeada por el compresor dividida por la masa de vapor que el compresor bombearía si manejara un volumen de vapor igual a su desplazamiento de pistón y no hubiera variaciones en el estado termodinámico durante la carrera de admisión.

O sea, para el compresor de la figura 1.5 y para un ciclo, tenemos:

$$\eta_v = \left[1 + C - C \left(\frac{P_c}{P_e} \right)^{1/n} \right] \frac{v_3}{v_1} \quad (1.10)$$

De donde:

$$C = \frac{V_d}{V_b - V_d}$$

La Ec. (1.10) tiene en cuenta los tres factores principales que afectan al rendimiento volumétrico del compresor: reexpansión del vapor del huelgo, caída de presión en las válvulas de succión y descarga y calentamiento del vapor en la carrera de admisión.

Se puede deducir una expresión para el trabajo requerido por el compresor, sujeto a las mismas consideraciones que se utilizaron en el análisis del rendimiento volumétrico.

Puesto que el trabajo por ciclo está representado por el área encerrada por el diagrama de la figura 1.5 se tiene:

$$W = \int_b^c v dP - \int_a^d v dP \quad (1.11)$$

Usando la relación $Pv^n = \text{cte.}$

$$W = \frac{n}{n-1} P_b (V_b - V_a) \left[\left(\frac{P_c}{P_b} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] \quad (1.12)$$

Además la masa del vapor admitido por ciclo es:

$$m = \frac{V_b - V_a}{v_b} \quad (1.13)$$

De las Ecs. (1.12) y (1.13)

$$W = \frac{n}{n-1} P_b v_b \left[\left(\frac{P_c}{P_b} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (1.14)$$

La figura 1.7 muestra los diagramas esquemáticos que definen un ciclo de una sola etapa y que se alejan del ciclo teórico en muchos aspectos. Se han supuesto caídas de presión en las válvulas del compresor y calentamiento del vapor durante la carrera de admisión. El proceso de compresión se supone politrópico; las caídas de presión en el condensador, evaporador y tuberías se han despreciado. Se ha supuesto adición de calor en la línea de succión del compresor y pérdidas en la línea de descarga.

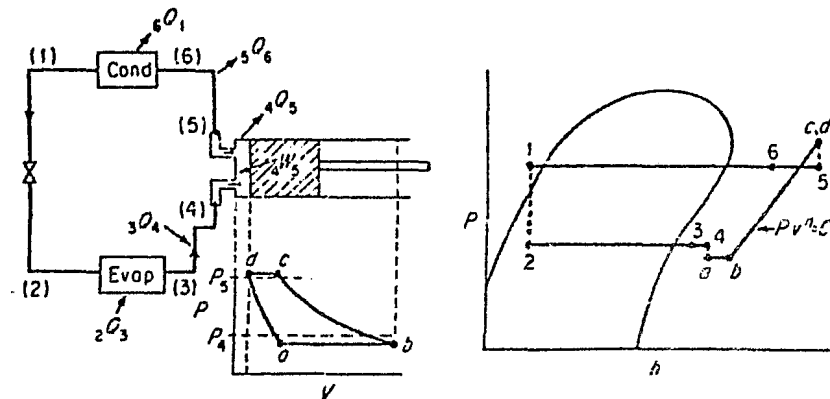


Fig. 1.7 Diagramas esquemáticos que describen el ciclo práctico de una sola etapa

Las ecuaciones que siguen están asociadas con los cálculos termodinámicos de capacidad y potencia; los estados están especificados en la figura 1.7.

$$m = \frac{\eta_v \times \text{D.P.}}{v_4} \quad (1.15)$$

$$\text{Potencia en Watt} = \frac{m \cdot {}^4W_5}{\eta_{\text{mec.}}} \quad (1.16)$$

$${}^4W_5 = \frac{n P_b v_b}{(n-1)} \left[\left(\frac{P_c}{P_b} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (1.17)$$

$$\frac{(N-m) \text{ Potencia}}{(\text{Julio}) \text{ Frío producido}} = \frac{n P_b v_b}{(n-1) \eta_{\text{mec.}} (h_3 - h_2)} \left[\left(\frac{P_c}{P_b} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (1.18)$$

Donde:

m: Velocidad másica del refrigerante, en Kgm/min.

h: Entalpía específica, en Julio/Kgm.

η_v : Rendimiento volumétrico del compresor, adimensional.

D.P.: Desplazamiento del pistón, m^3/min .

P: Presión en Newton / m^2 absoluto.

4W_5 : Trabajo del compresor, en Julio / Kgm.

- η_m : Rendimiento mecánico del compresor, adimensional.
 n : Exponente politrópico de compresión, adimensional.
 v_b : Volumen específico, en m^3 / Kg_m .

1.2 REFRIGERANTES

Las propiedades del refrigerante empleado influyen mucho en el diseño de un sistema de refrigeración por compresión de vapor. La idoneidad de un refrigerante para cierto uso depende de sus propiedades físicas, químicas, termodinámicas y de varios factores prácticos.

El refrigerante ideal deberá tener como mínimo las siguientes características:

- 1.- Presiones de evaporación positivas
- 2.- Presiones de condensación moderadamente bajas
- 3.- Temperatura crítica relativamente alta
- 4.- Baja temperatura de congelación
- 5.- Costo bajo del refrigerante
- 6.- Alto calor latente de vaporización
- 7.- Inactividad y estabilidad fisicoquímicas
- 8.- Alta resistencia dieléctrica del vapor
- 9.- Buenas características de transferencia de calor
- 10.- Solubilidad satisfactoria en aceite
- 11.- Baja solubilidad en agua
- 12.- No toxicidad
- 13.- No irritabilidad
- 14.- No inflamabilidad
- 15.- Detección fácil de fugas

Existen dos tipos de refrigerantes: Inorgánicos y halocarburos*. Los refrigerantes inorgánicos son:

- A) Amoníaco
- B) Bióxido de carbono
- C) Bióxido de azufre
- D) Agua
- E) Aire

* Para mayor información consultar la referencia 3, de la bibliografía consultada.

Los refrigerantes halocarbureados son:

- A) Refrigerante 11
- B) Refrigerante 12
- C) Refrigerante 13
- D) Refrigerante 14
- E) Refrigerante 21
- F) Refrigerante 22
- G) Refrigerante 113
- H) Refrigerante 114

REACCION DE LOS REFRIGERANTES CON LA HUMANIDAD

Los sistemas de refrigeración deben ser cargados sólo con el compuesto refrigerante puro; sin embargo, es muy difícil impedir la existencia de trazas de humedad en los sistemas.

Los dos efectos principales que acarrea la humedad en un sistema de refrigeración son la corrosión y la congelación de los dispositivos de expansión. Casi todos los refrigerantes forman ácidos o bases corrosivas en presencia de agua; estos compuestos corrosivos pueden ser altamente destructivos para las válvulas, juntas y partes metálicas.

Cualquier cantidad de agua que exceda el límite de solubilidad, será agua libre. Esta última es la que causa la congelación de las válvulas de expansión y la presencia de hielo en los evaporadores. Los sistemas de R - 12 son particularmente susceptibles a esto.

1.3 OTROS PROCESOS DE REFRIGERACION

Además de los sistemas de compresión mecánica de vapor y de absorción, existen varios métodos utilizables en producir efectos refrigerantes. Se puede obtener agua enfriada por vaporización parcial o por enfriamiento *en flash* de agua más caliente. Se usa comúnmente agua enfriada a 4 a 7°C para humidificar y enfriar el aire atmosférico, con el fin de lograr ambientes confortables.

El enfriamiento termoeléctrico ofrece métodos nuevos y potencialmente importan-

tes en refrigeración. Utilizando inversamente el principio del termopar, se puede producir una diferencia de temperatura en dos juntas haciendo pasar una corriente eléctrica continua a través de ellas.

EFFECTOS TERMOELECTRICOS

El efecto Seebeck define el principio del termopar como se ilustra a continuación:

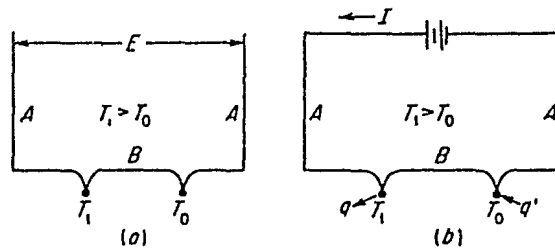


Fig. 1.8 Ilustración de (a) el efecto Seebeck y (b) el efecto Peltier

El efecto Seebeck define el principio del termopar: cuando las dos uniones formadas por los conductores A y B se mantienen a diferentes temperaturas, se produce una fuerza electromotriz. Se ha mostrado con experimentos que el efecto Seebeck es reversible. Se ha observado en experimentos que cuando una corriente pasa por un termopar cuyas uniones están inicialmente a la misma temperatura, las temperaturas de las uniones cambiarán. Se liberará una cierta cantidad de calor en una unión, mientras que la otra unión absorberá una cantidad diferente de calor. Si la corriente se invierte, los efectos térmicos también se invierten. Este fenómeno llamado efecto Peltier, constituye la base del enfriamiento termoeléctrico.

Se han observado cinco efectos cuando una corriente pasa a través de un termopar cuyas uniones están a temperaturas diferentes. Estos fenómenos son el efecto Seebeck, el efecto Joule, el efecto de conducción, el efecto Peltier y el efecto Thomson, como se explica adelante.

ANÁLISIS DEL ENFRIAMIENTO TERMOELECTRICO

Con una selección adecuada de los materiales, el efecto Peltier puede utilizarse con fines de refrigeración. Dos conductores p y n se unen formando dos uniones. La siguiente figura muestra el sistema.

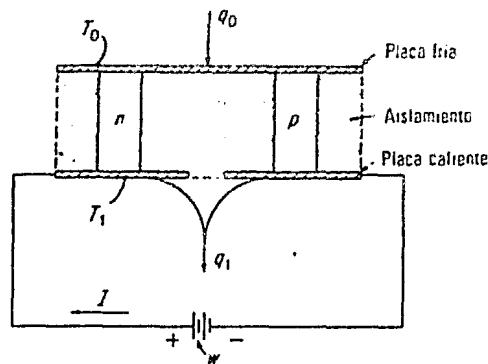


Fig. 1.9 Sistema esquemático de enfriamiento termoeléctrico

Los conductores se escogen de manera que p tenga una potencia termoeléctrica α_p positiva y n una potencia termoeléctrica α_n negativa. La unión fría se liga a una placa metálica o cualquier otro tipo de superficie transmisora de calor. Esta superficie se expone al espacio o sustancia que va a ser refrigerada y hace la misma función del evaporador de un sistema de compresión mecánica. La unión caliente se liga a una superficie que permita la extracción de calor hacia el aire atmosférico o cualquier otro medio. Esta superficie efectúa la misma función del condensador de un sistema de compresión mecánica. Una batería externa proporciona la circulación de una corriente continua a través del circuito. La batería se puede comparar funcionalmente con el compresor de un sistema de compresión mecánica.

A causa del efecto Peltier, la placa fría se enfriará y la placa caliente se calentará. Habrá un flujo de calor de la placa caliente hacia la placa fría por conducción. Se generará calor en cada conductor y en cada unión a causa del efecto Joule; parte del calor producido por este efecto fluirá a cada unión. A-

causa del efecto Seebeck, se generará una fuerza electromotriz que se opone a la batería.

La potencia de entrada de la batería W debe compensar la pérdida de potencia — por efecto Joule y compensar la generación de potencia por efecto Seebeck. O sea

$$W = (\alpha_p - \alpha_n) (T_1 - T_0) I + I^2 R \quad (1.19)$$

El C.O.P. del sistema como dispositivo de refrigeración es:

$$\text{C.O.P.} = q_c / W \quad (1.20)$$

Donde: q_c = calor absorbido

W = trabajo suministrado por la batería

Para un sistema termoeléctrico completamente reversible (sin efectos Joule ni de conducción) se tendrá:

$$\text{C.O.P.} = \frac{T_0}{T_1 - T_0} \quad (1.21)$$

la cual es igual a la que se obtiene para el ciclo de Carnot.

El rendimiento de un sistema termoeléctrico de enfriamiento es una función del parámetro Z dado por:

$$Z = \frac{(\alpha_p - \alpha_n)^2}{UR} \quad (1.22)$$

Este parámetro tiene unidades del recíproco de la temperatura y es función sólo de los materiales del sistema, de donde U es la conductancia térmica y R la resistencia eléctrica.

DISEÑO Y APLICACION DE LOS SISTEMAS TERMOELECTRICOS DE ENFRIAMIENTO

De acuerdo al ASHRAE* Handbook of Fundamentals, los materiales usados como elementos en los pares termoeléctricos de enfriamiento incluyen aleaciones de bismuto, telurio y antimonio para elementos tipo p y aleaciones de bismuto, telurio y selenio para elementos tipo n.

*ASHRAE Handbook of Fundamentals (New York: American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, 1967), Pág. 23.

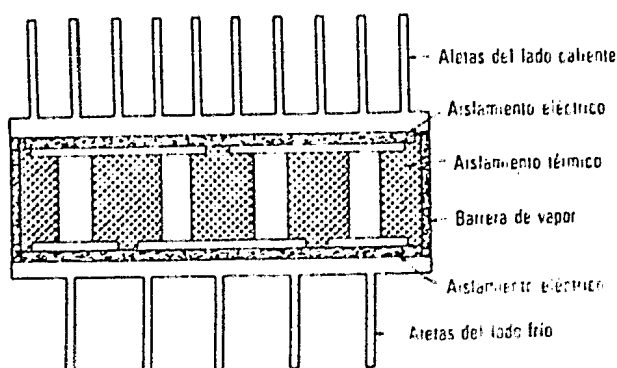


Fig. 1.10 Módulo termoeléctrico esquemático

Los elementos alternados de tipo p y de tipo n pueden estar soldados a las superficies de transferencia de calor con los pares conectados eléctricamente en serie. Los espacios de separación se llenan con un aislante. Exteriormente, las superficies de transferencia de calor dependen del problema particular. Cuando la fuente o el receptor de calor es el aire, es conveniente agregar aletas a la superficie. Un problema difícil es encontrar un aislante eléctrico satisfactorio que sea a la vez buen conductor térmico. El ASHRAE indica que el berilio, el aluminio anodizado, el recubrimiento Epoxy y las galletas cerámicas de alumina, se usan como aislantes eléctricos.

Para diseñar un módulo termoeléctrico se deben considerar dos variables importantes, la corriente I y la razón del área de la sección transversal del elemento a su longitud, A / L . La corriente necesaria para un C.O.P. máximo aumenta al incrementar A / L ; al aumentar A / L se incrementa la capacidad máxima refrigerante, pero correspondientemente se requieren corrientes más elevadas.

ENFRIAMIENTO POR FLASH

El enfriamiento por flash es importante comercialmente para producir agua enfriada y en la manufactura de hielo seco. La figura 1.11 muestra una cámara de flash mantenida a una presión extremadamente baja por medio de un compresor. El agua que entra a la cámara se vaporiza parcialmente, de tal manera que el agua remanente se enfría a la temperatura de saturación correspondiente a la presión de la cámara.

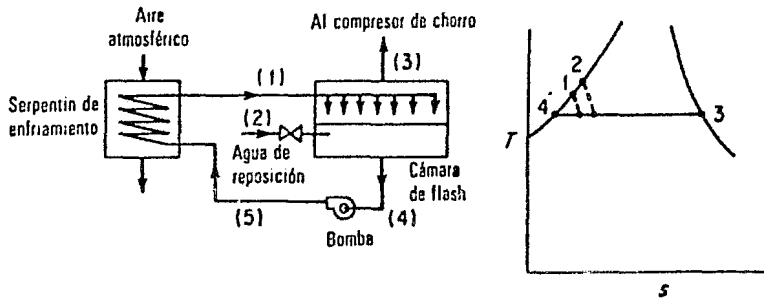


Fig. 1.11 Proceso esquemático de enfriamiento por flash para obtener agua enfriada.

La figura 1.12 muestra esquemáticamente un sistema de CO₂ de tres etapas para fabricar hielo seco. El sistema es básicamente un sistema de refrigeración de - compresión mecánica. El punto triple del CO₂ está a -56.6°C y a 5.2 x 10⁵ N/m² - abs: si el CO₂ líquido se expande a una presión menor, los productos de equili brio son CO₂ sólido y vapor. El CO₂ sólido producido puede comprimirse en table tas de hielo seco.

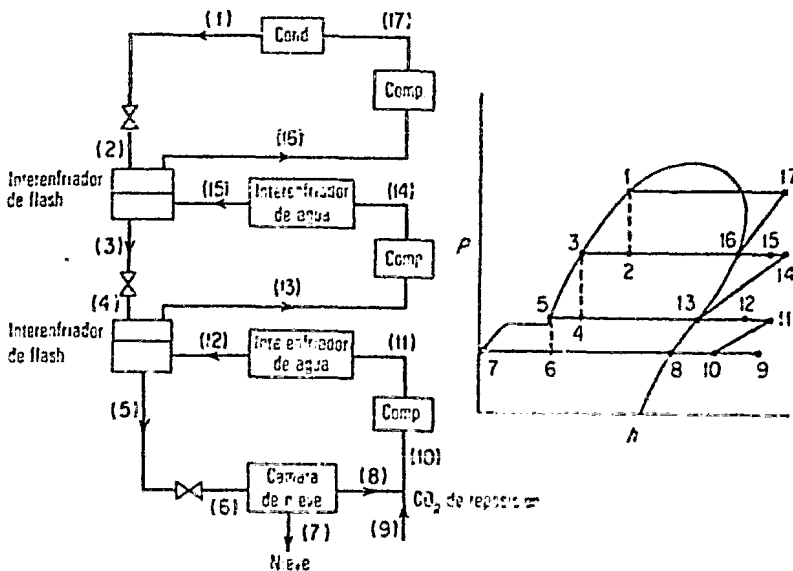


Fig. 1.12 Sistema esquemático para la manufactura del hielo seco.

El hielo seco es de importancia comercial donde se necesitan temperaturas relativamente bajas. Es particularmente adaptable a instalaciones que operan con poca frecuencia.

1.4 CONSIDERACIONES ELEMENTALES DE TRANSMISION DE CALOR

Los tres métodos generales de transmisión o transferencia de calor son conducción, convección y radiación.

La conducción térmica es la transferencia de calor de una parte de un cuerpo a otra parte de menor temperatura con movimiento despreciable de sus moléculas, en la que el calor se transmite de molécula a molécula. Aunque la conducción puede presentarse en líquidos y gases, los problemas comunes de conducción se presentan en sólidos.

La solución de los problemas térmicos de conducción se basa en la expresión empírica

$$q = -KA \frac{dt}{dx} \quad (1.23)$$

Donde: K = Factor de conductividad térmica.

A = Area a través de la cual se transmite el calor.

$\frac{dt}{dx}$ = Velocidad con la que varía la temperatura a través de la trayectoria de transferencia de calor.

La radiación térmica es la transferencia de calor de un cuerpo a otro de menor temperatura por medio de ondas electromagnéticas que atraviesan un medio separador. Estas ondas de radiación térmica tienen propiedades similares a los otros tipos de ondas electromagnéticas, difiriendo sólo en su longitud de onda. La mayor parte de la radiación térmica se presenta en la zona infrarroja, aunque en la radiación solar un significativo porcentaje de la energía transferida va en el espectro visible de longitudes de onda.

La radiación térmica viaja en línea recta y se transforma en calor cuando incide sobre un cuerpo que la absorbe. La fracción de la radiación que no se absorbe se refleja o refracta tal como lo hace la luz.

Aunque los diferentes tipos de ondas de radiación tienen propiedades similares,-

sus efectos pueden ser muy diversos.

Parte de la radiación incidente I en un cuerpo puede ser reflejada (I_r), parte puede ser absorbida (I_a) y parte puede ser transmitida (I_t). Así, pueden definirse las propiedades físicas de un cuerpo cualquiera que recibe energía radiante como sigue:

$$\text{Reflectividad} \quad \rho = I_r / I \quad (1.24)$$

$$\text{Absortividad} \quad \alpha = I_a / I \quad (1.25)$$

$$\text{Transmisividad} \quad \tau = I_t / I \quad (1.26)$$

La ecuación $\rho + \alpha + \tau = 1$ se aplica a materiales diatérmicos, que son aquellos en los que el calor pasa con facilidad a través de su masa.

Para materiales opacos $\rho + \alpha = 1$ ya que $\tau = 0$.

La reflexión especular ocurre cuando el ángulo de reflexión es igual al ángulo de incidencia.

Si la superficie es rugosa se puede tener reflexión difusa. Esto es, la radiación reflejada se distribuye en todas direcciones.

Un haz de radiación se refracta (se dobla) cuando pasa a través de una sustancia cuya densidad es diferente a aquella del medio de donde él proviene. La refracción hace que el rayo transmitido se doble hacia la perpendicular de la superficie de mayor densidad.

La potencia emisiva E de la unidad de superficie es la cantidad de energía irradiada por la superficie en la unidad de tiempo.

La emisividad de una superficie se define por:

$$\epsilon = E / E_b \quad (1.27)$$

Donde: E_b = Potencia emisiva de un cuerpo negro a la misma temperatura.

La ley de Kirchhoff establece que la emisividad ϵ de una superficie es igual a la absorptividad γ de la superficie. Esta ley es válida en los problemas ordinarios de radiación térmica, donde la radiación reflejada y la incidente tienen lon-

gitudes de onda similares. La ley no es válida cuando una superficie irradia - longitudes de onda largas estando irradiada con longitudes de onda relativamente cortas.

La emisividad de cualquier cuerpo debe ser menor que la de un cuerpo negro a la misma temperatura.

Convección térmica es la transferencia de calor de una parte de un fluido a otra de menor temperatura mediante la mezcla de partículas fluidas. Los problemas comunes de convección tratan de la transferencia de calor entre un fluido y una superficie sólida.

Existe cerca de la superficie (del sólido) una capa de fluido llamada capa límite, en la cual pueden variar la velocidad y la temperatura.

La resistencia a la transferencia de calor está influenciada por el espesor y otras características de esta capa límite.

Los cálculos de transferencia de calor por convección se hacen mediante la Ec.

$$q = h_c A (T_1 - T_2) \quad (1.28)$$

Donde: q = Calor transferido (Watts)

h_c = Coeficiente de convección (Watts) / (m²) (°C)

A = Area a través de la cual se está transfiriendo el calor (m²)

$T_1 - T_2$ = Temperaturas mayor y menor de los elementos en cuestión (°C)

Existen dos tipos de convección térmica:

- Forzada cuando el fluido es bombeado o forzado a pasar por la superficie de la pared.
- Libre cuando el movimiento es causado solamente por diferencias de densidades dentro del fluido.

1.5 RADIACION SOLAR

El ambiente térmico externo de un lugar es el resultado de las influencias combinadas de la radiación solar a los efectos meteorológicos.

Las influencias físicas, tales como la topografía y las corrientes oceánicas --

pueden tener gran importancia sobre el clima de un lugar determinado. En un análisis final, el sol es la fuente de mayor energía sobre la tierra y es el factor primario determinante del medio ambiente térmico de un lugar.

EL SOL

A causa de su temperatura extremadamente alta, el sol es totalmente gaseoso. La estructura de este se divide en tres regiones: El interior solar, la fotosfera y la atmósfera solar. El interior solar es la masa principal del sol; se piensa que tiene una temperatura central de varios millones de grados, y una presión central de quizá 1.01×10^{14} N/m². Aquí es donde se genera toda la energía que suministra el sol. Los astrofísicos han establecido que el principal constituyente del sol es el hidrógeno. Se cree que la energía generada en el sol procede de la conversión de hidrógeno en helio en presencia del carbono y nitrógeno.

LA TIERRA

El planeta tierra es, aproximadamente, esférico con un diámetro de 12 711.1 Km. Efectúa una rotación alrededor de su eje cada 24 horas y completa una revolución alrededor del sol en un período de 365 1/4 días, aproximadamente.

Puesto que la intensidad de la radiación solar incidente sobre la atmósfera varía inversamente con el cuadrado a la distancia de la tierra al sol, la tierra recibe un 7% más de radiación en enero que en julio. El eje de rotación de la tierra está inclinado 23.5% con respecto a su órbita alrededor del sol. La posición inclinada de la tierra tiene un profundo significado, pues junto con la rotación diaria y la revolución anual, gobierna la distribución de la radiación solar sobre su superficie, la longitud variable del día y de la noche.

TIEMPO

Los cálculos de radiación solar deben hacerse en función del tiempo solar. Este es medido por el movimiento diurno del sol y se le denomina tiempo solar aparente o tiempo solar.

Consideraremos solo una descripción breve que nos permita convertir el tiempo -

local en tiempo solar para cálculos de ingeniería. El tiempo medido a partir de la media noche en el meridiano de Greenwich se conoce como el tiempo civil de Greenwich GCT o tiempo universal. Tal tiempo se expresa en una escala de horas de 0 a 24. El tiempo civil local LCT se mide desde la longitud precisa de un observador sobre un meridiano particular. El LCT está más adelantado en el mismo instante que el de cualquier meridiano más al oeste y menos avanzado que el de cualquier meridiano más al este. A cada grado de diferencia en longitud corresponde un tiempo de 4 minutos; así, a 90 grados de longitud oeste, el LCT está atrasado 6 horas respecto al GCT.

El tiempo medido por el movimiento diurno del sol se denomina tiempo solar aparente o tiempo solar. Mientras un día civil es exactamente 24 horas, un día solar es ligeramente diferente, debido a irregularidades en la rotación de la tierra, oblicuidad de la órbita de la tierra y otros factores.

La diferencia entre el tiempo solar local (LST) y el tiempo civil local (LCT) se denomina la ecuación de tiempo. Así

$$\text{LST} = \text{LCT} + \text{Ec. de tiempo}$$

En un lugar determinado el tiempo del reloj puede diferir del tiempo civil. Los relojes usualmente se ajustan a la misma lectura a lo largo de una zona que cubre 15 grados de longitud. El tiempo oficial en cada zona es el tiempo civil local de un meridiano seleccionado cerca del centro de la zona. Tal tiempo se denomina estándar.

DEBILITAMIENTO DE LA RADIACION SOLAR DIRECTA POR LA ATMOSFERA TERRESTRE

Los efectos que tiene la atmósfera terrestre sobre la radiación solar han sido estudiados por los científicos durante muchos años. Las investigaciones han demostrado que cuando la radiación pasa a través de la atmósfera, parte de ella puede ser interceptada por constituyentes como moléculas de aire, moléculas de agua y partículas de polvo causando una dispersión de la radiación en prácticamente todas las direcciones. En segundo lugar parte de la radiación puede ser absorbida particularmente por el ozono presente en la parte superior de la atmósfera o por el vapor de agua, más cercano a la superficie de la tierra. La porción restante de la radiación original directa puede alcanzar la superficie de la tierra sin variación de su longitud de onda.

Parte de la radiación interceptada por la atmósfera apartada del haz directo, puede alcanzar la superficie de la tierra. Esta radiación, de naturaleza difusa, proviene de toda la bóveda celeste. Así una superficie sobre la tierra recibe energía solar en dos formas: Radiación directa y radiación difusa.

La mayoría de los problemas para el control del medio ambiente sobre la superficie de la tierra se presentan en los días claros cuando el efecto de calentamiento de los rayos del sol es un máximo.

Para comprender porqué una atmósfera clara debilita la radiación solar debemos prestarle atención a la composición y estructura de la atmósfera y considerar la naturaleza espectral de la radiación solar. Observaciones experimentales — han demostrado que, para radiación monocromática, la cantidad de radiación debilitada por absorción y dispersión aumenta aritméticamente con la intensidad de la radiación y geométricamente con la cantidad de material que atraviesan los rayos solares. Así:

$$I_{N,\lambda} = \tau_{\lambda}^m I_{N_0,\lambda}$$

Donde $I_{N,\lambda}$ es la intensidad monocromática normal a los rayos solares después de pasar a través de m unidades de material, $I_{N_0,\lambda}$ es la intensidad monocromática inicial y τ_{λ}^m es la transmisividad monocromática por unidad de espesor de material.

En cálculos de radiación solar, el espesor unitario de la atmósfera se toma como el espesor que atraviesan los rayos solares cuando el sol está en el cenit. La masa de aire m es la razón de la longitud de la trayectoria de los rayos — del sol a través de la atmósfera a la longitud cuando el sol está en el cenit. Excepto para ángulos de altitud solar muy pequeños la masa de aire es igual a la cosecante del ángulo de altitud.

INCIDENCIA DE LA RADIACION CELESTE DIFUSA DURANTE DIAS CLAROS

A causa de la dispersión solar hecha por los constituyentes atmosféricos, en la superficie de la tierra incide radiación solar de naturaleza difusa proveniente de la bóveda celeste. Esta radiación es típicamente de longitud de onda más bien corta, puesto que la radiación de longitud de onda corta se dispersa más en la atmósfera. Aunque la radiación solar difusa en días claros es usualmente

pequeña comparada con la radiación directa, no puede ser ignorada en cálculos de ingeniería.

Durante días nublados, sólo radiación solar difusa puede alcanzar la superficie de la tierra.

En razón a su naturaleza no direccional, la radiación solar difusa es más difícil de analizar que la radiación solar directa; consecuentemente, se sabe menos acerca de ella. Una creencia común es que el cielo es un radiador uniforme de radiación difusa. Si fuera así, la intensidad de la radiación difusa incidente sobre superficies verticales en cualquier orientación sería la misma y sería -- exactamente igual a un medio de la intensidad incidente sobre una superficie horizontal. La evidencia experimental niega esta suposición.

IRRADIACION TOTAL DE UNA SUPERFICIE DURANTE DIAS CLAROS

Podemos calcular la irradiación de una superficie en cualquier instante por la radiación solar directa si se conoce la intensidad normal a los rayos del sol en el lugar.

La radiación solar total I incidente sobre una superficie en cualquier momento puede ser calculada por:

$$I = I_D + I_d + I_R$$

Donde I_D es la incidencia de radiación directa, I_d es la incidencia de radiación celeste difusa e I_R es la incidencia de radiación solar reflejada sobre la superficie por las superficies circundantes.

PIROHELIOMETROS ESTANDAR Y ESCALAS DE RADIACION SOLAR

La determinación experimental de la energía transferida a una superficie por la radiación solar, requiere el uso de instrumentos que midan el efecto de calentamiento de la radiación solar directa y de la radiación solar difusa. Tales instrumentos se denominan piroheliómetros, de los que hay dos clases, a saber: -- Un tipo permite la medición separada de la radiación directa normal a los rayos del sol, mientras el otro mide la radiación total.

Solo hasta 1900, Angstrom en Suecia desarrolló el primer piroheliómetro fiable. Este instrumento tiene aún hoy en día amplio uso. El piroheliómetro de Angstrom se basa en el principio de la compensación eléctrica. La energía solar es absorbida por una tira metálica delgada ennegrecida en la base de un tubo cilíndrico. Una tira similar, resguardada de los rayos del sol, se calienta eléctricamente de tal manera que, al hacerse la lectura, ambas tiras están a la misma temperatura. La respuesta de este instrumento define la escala de radiación solar de Angstrom.

El piroheliómetro de Abbot de 1913 era básicamente un calorímetro, en el que la energía solar es atrapada por una cámara cilíndrica bien aislada que actúa como cuerpo negro y absorbida por agua que circula a través de un serpentín. La medición de la elevación de temperatura del agua y su caudal hace posible el cálculo de la radiación solar incidente.

En el desarrollo de estos instrumentos se han usado varios elementos sensitivos, estableciéndose así varias escalas. La conferencia internacional de radiación efectuada en Davos, Suiza, recomendó una nueva escala de radiación solar denominada la escala internacional de 1956. Esta escala se considera que está dentro $\pm 1.0\%$ de la escala absoluta verdadera.

C A P I T U L O 2

SISTEMA DE REFRIGERACION POR ABSORCION

2.1 INTRODUCCION

Refrigerar mediante un sistema de compresión de vapor puede ser un método eficiente. Sin embargo, la energía de entrada es trabajo suministrado mecánicamente y, por tanto, costosa. Se requiere una cantidad relativamente grande de trabajo, porque durante la compresión el vapor experimenta una gran variación en su volumen específico.

Si hubiese medios disponibles para elevar la presión del refrigerante sin alterar apreciablemente su volumen podría reducirse mucho el trabajo requerido.

2.2 PROPIEDADES ELEMENTALES DE LAS MEZCLAS BINARIAS

Las mezclas se forman mediante dos o más sustancias puras y se pueden clasificar en homogéneas y heterogéneas. Una mezcla homogénea es uniforme en su composición sin importar cuán pequeñas son sus partículas. Las propiedades como densidad,-

presión y temperatura son uniformes en toda la mezcla.

Una mezcla homogénea no puede ser separada en sus constituyentes por medios mecánicos puros como decantación o centrifugación.

Una mezcla heterogénea no es uniforme en su composición y puede ser separada por medios mecánicos ordinarios.

El estado termodinámico de una mezcla no puede determinarse sólo por presión y temperatura como puede hacerse con una sustancia pura.

Una característica importante de una mezcla es su miscibilidad. Una mezcla es miscible si en todo un intervalo arbitrario de valores de concentración se forma una mezcla homogénea. Una mezcla no miscible es una mezcla heterogénea. La miscibilidad es afectada por la temperatura.

Las mezclas binarias convenientes para los sistemas de absorción deben ser completamente miscibles en la fase líquida y en la fase vapor.

Dos fenómenos importantes que ocurren al mezclar dos líquidos son el cambio de volumen y el cambio de temperatura de los constituyentes durante la mezcla.

Las relaciones presión-temperatura para una mezcla líquida binaria en ebullición o una mezcla binaria de vapor en condensación son de especial importancia en la refrigeración por absorción. A continuación se analizarán estas relaciones mediante un experimento: La figura 2.1 muestra esquemáticamente el experimento y los resultados obtenidos en un diagrama T-X, se iniciará con la solución líquida (estado 1) y lentamente le vamos suministrando calor, conservando la presión constante.

Hasta que se alcanza la temperatura T_2 , observamos que la solución permanece completamente líquida, sin embargo, si suministramos más calor, encontraremos que el pistón se eleva respecto del líquido indicando que hay vaporización. Si paramos el experimento en la condición mostrada en la figura 2.1 (b) y analizamos químicamente el líquido y el vapor, tendremos que las concentraciones del líquido y vapor son diferentes, y aún más, ambas son distintas de la concentración original X_1 . Se encuentra que la concentración del líquido $X_3 < X_1$, mien-

tras que la concentración del vapor $X_4 > X_1$. Si se suministra más calor se observará que el líquido va gradualmente desapareciendo notando también que las concentraciones del líquido y del vapor van disminuyendo; cuando se alcanza el punto 5 se tendrá sólo vapor y se observará que $X_5 = X_1$. Si se calienta más, se recalientará el vapor a concentración constante.

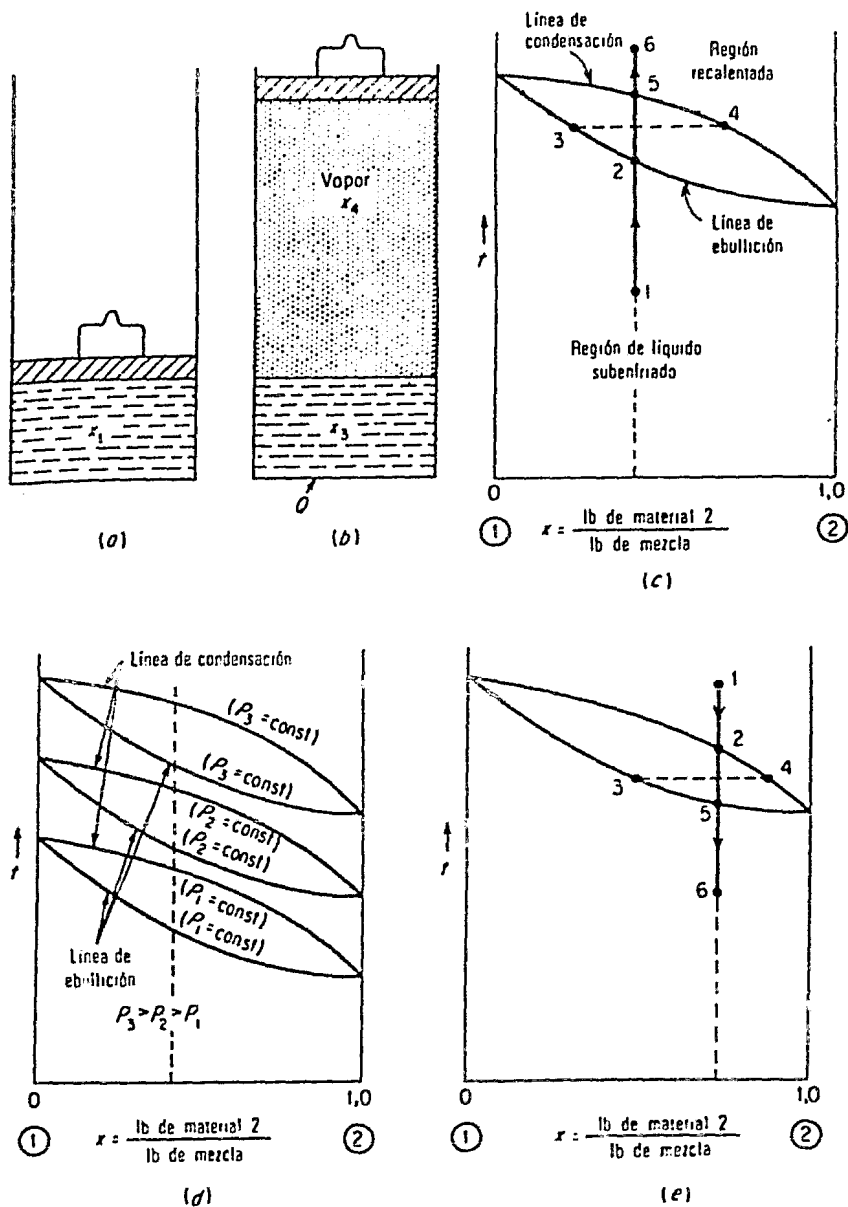


Fig. 2.1 Características de evaporación y condensación de una mezcla binaria homogénea

Si se repite el experimento con diferentes valores iniciales de condensación, a la misma presión, se obtendrán las líneas de equilibrio de evaporación y condensación mostradas en la figura 2.1 (c). Si se repiten los experimentos, pero a diferentes presiones, se obtendrán los resultados mostrados en la figura 2.1 (d). Si se invierte el experimento y se inicia con un vapor recalentado y con eliminación de calor, se tendrán los resultados mostrados en la figura 2.1 (e).

O sea, las mezclas binarias, en contraste con las sustancias puras no tienen una única temperatura de ebullición o condensación a presión constante. La temperatura de equilibrio o de saturación es también dependiente de la concentración. El diagrama entalpía-concentración (coordenadas $h-x$) es el diagrama de propiedades más útil en una mezcla binaria.

La figura E-3* es para combinaciones amoníaco-agua; se ha dibujado para soluciones saturadas o en equilibrio de amoníaco y agua. La región líquida es la parte inferior del diagrama. Se ilustran líneas de líquido en equilibrio (líneas de ebullición para varias presiones); se ilustran también líneas isotérmicas en la región líquida. Si se sabe que una solución líquida está saturada, puede localizarse el punto de estado en la figura E-3, en la intersección de la línea de temperatura con la línea de líquido saturado para la presión apropiada. Si la solución líquida está subenfriada, puede localizarse aproximadamente su estado, si se conocen su temperatura y su concentración.

No se muestran las líneas de temperatura en la región de vapor de la figura E-3; sin embargo, puede localizarse el estado de un vapor saturado en equilibrio con un líquido saturado de estado conocido, mediante el uso de las líneas de construcción de equilibrio.

2.3 RECTIFICACION DE UNA MEZCLA BINARIA

Para lograr una separación eficiente de una mezcla binaria se utiliza la columna de rectificación la cual puede integrarse a un dispositivo como el mostrado en la figura 2.2. Esta contiene varias placas intercaladas o perforadas. Una solución de vapor V sube a través de la columna mientras una solución líquida descende. El propósito de las placas es llevar las soluciones líquidas y va-

* Referirse al apéndice.

por a un contacto íntimo directo. Del vapor que sube se condensa una parte y - del líquido que baja se evapora otra parte.

Respecto a la posición, el vapor ascendente adquiere progresivamente una mayor concentración mientras que la solución de líquido descendente adquiere progresivamente menor concentración.

El dispositivo separador de la figura 2.2 puede mejorarse sustancialmente si el líquido concentrado se introduce en la parte superior de la columna en lugar de directamente al generador. Tal disposición combina una columna de descarga o agotamiento con el generador.

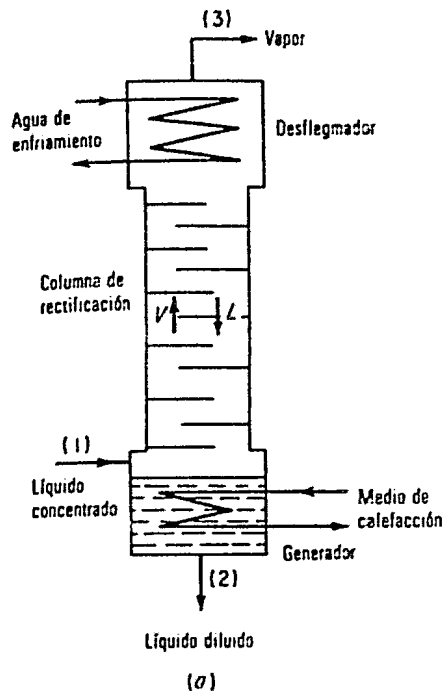


Fig. 2.2 Columna de Rectificación

La figura 2.3 muestra esquemáticamente una columna doble de rectificación la — cual se forma acoplando una columna de descarga y una columna simple de rectifi— cación, con la que se logra mejorar la pureza del vapor.

El líquido evaporado en el generador se eleva a lo largo de la columna, purifi— cándose de esa manera. El vapor es concentrado en la columna de rectifi— cación y desflegmador para obtener ahí el vapor a la condición final deseada.

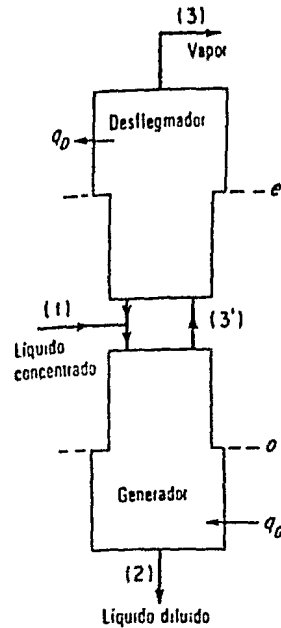


Fig. 2.3 Columna Doble de Rectificación

2.4 SISTEMA DE REFRIGERACION POR ABSORCION

Para conocer qué papel desempeña el proceso de absorción en un ciclo de refrigeración es conveniente describir las distintas fases del ciclo básico.

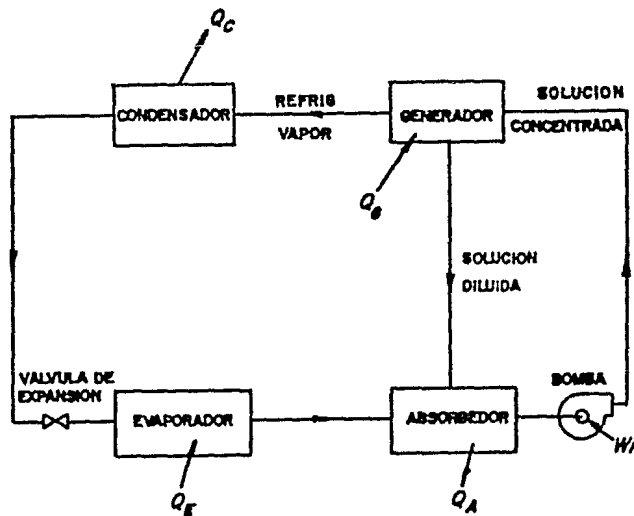


Fig. 2.4 Ciclo de Refrigeración por Absorción

La figura 2.4 representa un ciclo de refrigeración por absorción, en el cual se tienen los siguientes componentes básicos: generador, condensador, válvula de expansión, evaporador y absorbedor. La parte del ciclo formada por el condensador, la válvula de expansión y el evaporador es idéntica a la correspondiente en el ciclo de compresión. El ciclo de absorción opera en la siguiente forma: El refrigerante (amoníaco), que se encuentra disuelto en el absorbente (agua), formando una solución concentrada, es evaporado al aplicarle calor a la solución en el generador, formándose así una solución débil; el refrigerante evaporado sale del generador y pasa por el condensador, la válvula de expansión y el evaporador, los cuales realizan las mismas funciones que en el sistema de compresión; el refrigerante en estado gaseoso sale del evaporador y es conducido al absorbedor, donde se pone en contacto con la solución débil proveniente del generador para que se lleve a cabo la absorción; de este modo se obtiene una solución fuerte que es enviada de nuevo al generador para completar el ciclo. La circulación de líquido entre el absorbedor y el generador se mantiene mediante una bomba.

La diferencia básica entre el ciclo de compresión y el de absorción es la sustitución del compresor (operado por energía mecánica) del primero, por el generador y absorbedor (operado por energía calorífica) en el segundo. Para mejorar la utilización del calor suministrado a un aparato de absorción es necesario agregar a los componentes básicos, otros tales como intercambiadores de calor, y un rectificador para eliminar el contenido de vapor de agua en el refrigerante que se evapora en el generador.

En la construcción de máquinas de este tipo no pueden utilizarse aleaciones de cobre en los ductos ya que el amoníaco las ataca en presencia del oxígeno e hidrógeno. Para evitar que sus componentes sufran el ataque de las soluciones agua-amoníaco, es común emplear hierro como material; esto se traduce en grandes superficies de transferencia de calor a causa del bajo coeficiente de transferencia de calor del hierro, varias veces menor que el del cobre.

Analizando la figura 2.4 se tiene que el medio de calentamiento del generador suministra un calor Q_g al sistema y la bomba suministra el trabajo W_p . La sustancia enfriada en el evaporador suministra un calor Q_e al sistema. El sistema entrega calor al medio ambiente (agua de enfriamiento o aire atmosférico) en el

absorbedor Q_A y el condensador Q_C .

Si suponemos que W_p es despreciable, tenemos:

$$\text{C. O. P.} = \frac{Q_E}{Q_G} = \frac{T_E}{T_G} \frac{(T_G - T_O)}{(T_G - T_E)} \quad (2.1)$$

Y para un sistema completamente reversible,

$$(\text{C. O. P.})_{\text{máx.}} = \frac{T_E}{(T_O - T_E)} \frac{(T_G - T_O)}{T_G} \quad (2.2)$$

Lo interesante que nos muestra esta ecuación es que el C. O. P. máximo alcanzable en el sistema de absorción es igual al C. O. P. de un ciclo de refrigeración de Carnot que opera entre las temperaturas T_E y T_O multiplicado por el rendimiento de una máquina de Carnot que trabaja entre las temperaturas T_G y T_O .

También dicha ecuación muestra que para una temperatura dada del medio ambiente T_O , el C. O. P. aumenta con el incremento de la T_G del medio de calentamiento del generador y con el incremento de la temperatura de la región refrigerada, T_E . En la práctica, sin embargo, el C. O. P. es mucho menor que el dado por la ecuación en cuestión.

C A P I T U L O 3

REFRIGERADORES SOLARES

3.1 DESCRIPCION DEL SISTEMA DE ABSORCION-DIFUSION

Las figuras 3.1 y 3.2 muestran el sistema de refrigeración por absorción-difusión empleado en los refrigeradores de gas y solar, respectivamente, haciéndose del primero la siguiente descripción: Iniciando por el generador (1), el calor se aplica por medio de un quemador de gas o de otra fuente de calor, para separar el amoníaco de la solución. El vapor de amoníaco así separado va hacia el condensador de amoníaco (2). En una parte del recorrido del amoníaco desde el generador al condensador de amoníaco, se interponen un analizador (3) y un rectificador (4), sirviendo estos para separar el vapor de agua que lleva consigo el vapor de amoníaco. En el analizador el amoníaco pasa a través de una solución fuerte que va en camino desde el absorbedor (5) al generador. Esto reduce un poco solamente la temperatura de vapor generado, para condensar el vapor de agua sin condensar el de amoníaco. El vapor de amoníaco pasa entonces a través del rectificador, donde la pequeña cantidad de vapor de agua que quedaba como residuo es condensada por el enfriamiento atmosférico vaciándose en el generador por la vía del analizador.

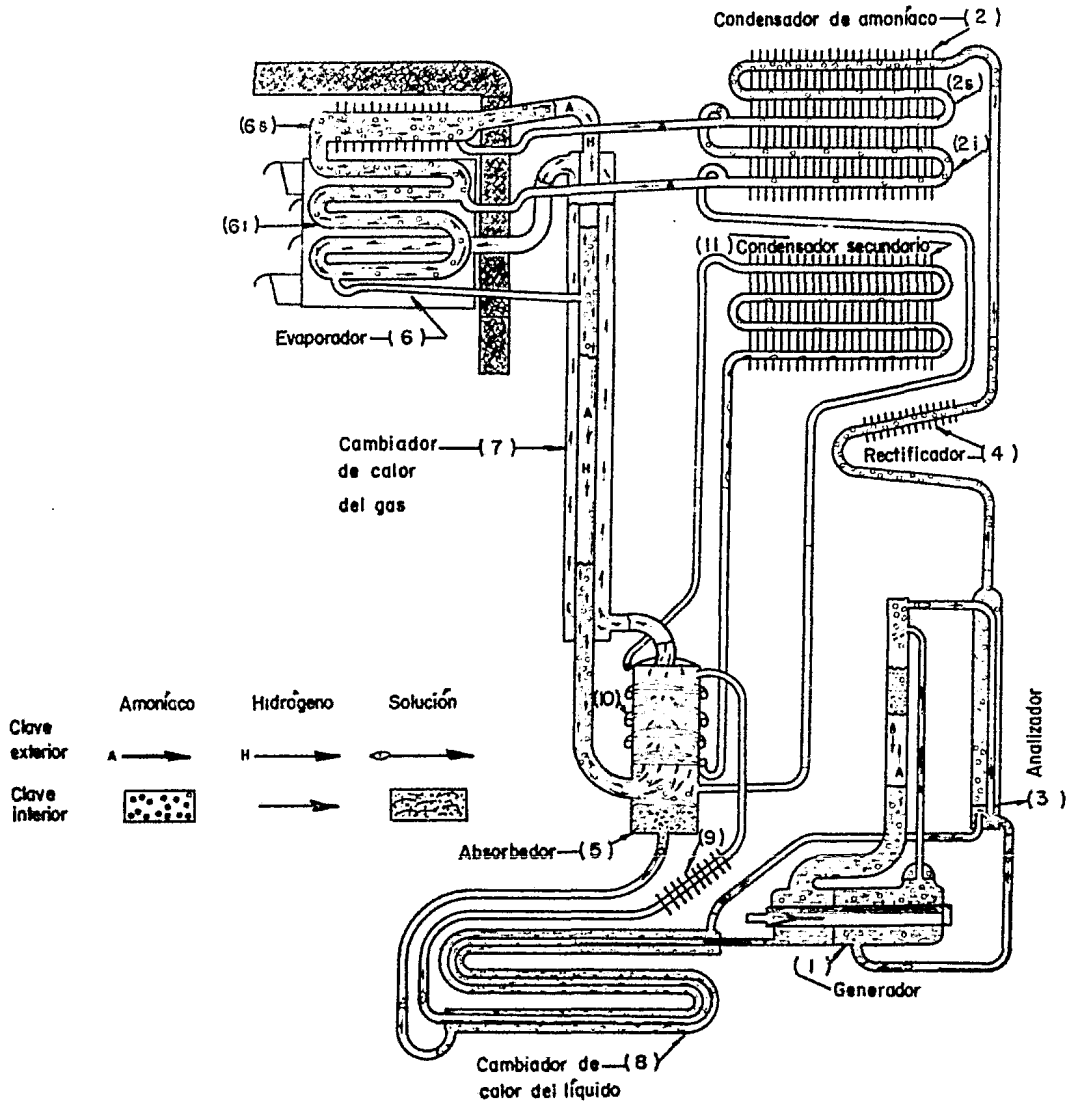


Fig. 3.1 Diagrama esquemático del sistema de absorción-difusión empleado en los rectificadores de gas

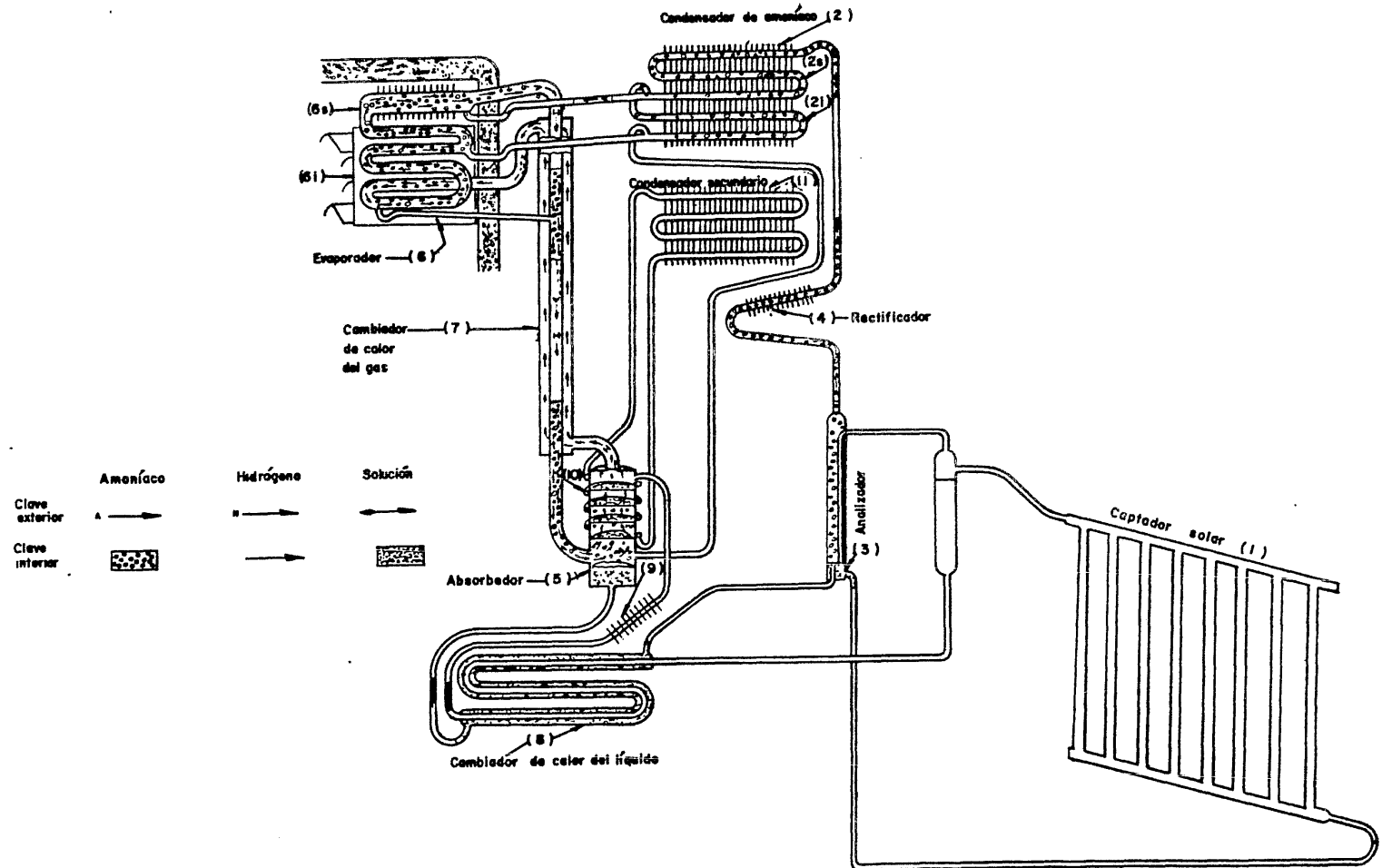


FIG. 3.2 Diagrama esquemático del sistema de absorción-difusión en los refrigeradores solares

El vapor de amoníaco, que está todavía caliente, pasa a la sección superior del condensador de amoníaco (2s), donde parte se vuelve líquido por el enfriamiento del aire. Hay un sello de amoníaco líquido entre el condensador de amoníaco y la sección superior del evaporador (6s), para evitar que penetre el hidrógeno en el condensador desde el evaporador (6). La sección superior del evaporador está provista de aletas enfriando así más eficientemente el espacio destinado a los alimentos.

El vapor de amoníaco que no se condensó en la sección superior, pasa a la sección inferior del condensador (2i) donde se vuelve líquido y corre a través de otro sello a la sección inferior del evaporador (6i), destinada a congelar agua.

El gas hidrógeno entra a la sección inferior del evaporador después de pasar a través del cambiador de calor (7), donde sufre un enfriamiento, dirigiéndose posteriormente hacia su parte superior, formando contracorriente con el amoníaco líquido que va hacia abajo. El efecto del hidrógeno sobre el amoníaco líquido en el evaporador, es el de reducir la presión, dando por resultado la evaporación del amoníaco con la consiguiente absorción de calor de las partes cercanas al evaporador y el enfriamiento de las partes contiguas que están en un espacio bien aislado.

La mezcla fría y pesada de vapor de amoníaco e hidrógeno que se forma en el evaporador, sale por su parte superior y pasa hacia abajo a través del cambiador de calor, siguiendo hasta el absorbedor.

En el absorbedor, el amoníaco es absorbido por el agua, mientras que el hidrógeno, se dirige hacia arriba desde la parte superior del absorbedor, a través de la cámara exterior del cambiador de calor hasta el evaporador.

Dado que el peso de un gas es proporcional a su peso molecular y que el peso molecular del amoníaco es 17, mientras que el peso molecular de hidrógeno es 2, resulta que el peso específico del gas fuerte (hidrógeno con alto contenido de amoníaco) es mayor que el del gas débil (hidrógeno con bajo contenido de amoníaco). La diferencia en los pesos específicos basta por sí sola para iniciar y mantener la circulación entre el evaporador y el absorbedor. Y dado que el absorbedor se encuentra debajo del evaporador, es posible hacer pasar el gas hacia arriba hasta el evaporador.

Como resultado del intercambio de calor entre el gas fuerte y el gas débil, se

incrementan y disminuyen las temperaturas de estos respectivamente, evitando en esta forma la pérdida del efecto enfriador en el evaporador, mediante el enfriamiento previo del gas que va a entrar. Para desaguar el líquido refrigerante — que se acumula en el fondo del evaporador, hay un tubo conectado al tubo central del cambiador; de esta manera el líquido refrigerante cae al absorbedor — donde nuevamente es vuelto a poner en circulación.

El evaporador de dos temperaturas segrega parcialmente la función de hacer hielo, de la función de enfriamiento del refrigerador. Así se obtiene un porcentaje de humedad más adecuado en el espacio reservado a los alimentos, debido a — que la temperatura más alta existe en la sección superior del evaporador (aunque suficientemente baja para la preservación adecuada).

Una corriente de solución débil (agua con bajo contenido de amoníaco) se pone en contacto directo con el gas fuerte en el absorbedor. El líquido y el gas circulan en contracorriente; así, la solución débil absorbe mayor cantidad de amoníaco, mientras que la solución fuerte pierde amoníaco.

La solución fuerte circula desde el absorbedor a través del cambiador de calor del líquido (8) al analizador y de allí a la cámara de la solución fuerte del generador. El calor aplicado a esta cámara hace que el vapor generado y el líquido (agua) se desplacen hacia arriba a través de la tubería de pequeño diámetro, hasta la tubería de la solución débil.

El vapor de amoníaco que queda libre pasa al condensador de amoníaco como anteriormente se describió. La solución corre hacia abajo por la tubería a la cámara de solución débil del generador. Allí hay una separación adicional de vapor que pasa hacia arriba a través del líquido que está circulando hacia abajo por la tubería.

La solución débil corre a través del cambiador de calor, hasta el absorbedor. — El cambiador de calor hace el enfriamiento previo del líquido que entra al absorbedor y hace el calentamiento previo del líquido que entra al generador. Se obtiene un enfriamiento adicional de la solución débil en la sección del tubo enfriada por el aire, mediante el uso de aletas (9), situada entre el cambiador de calor y el absorbedor.

El calor que queda libre por la absorción del amoníaco en el absorbedor es eli-

minado por una cantidad pequeña de fluido volátil en el serpentín (10), que rodea al absorbedor. El vapor resultante se eleva al condensador secundario -- (11), donde se transforma en líquido y este vuelve por la fuerza de gravedad -- al serpentín.

Para finalizar la descripción del sistema, se hace notar la existencia de los diferentes circuitos de fluidos: un circuito de amoníaco que comprende al generador, al condensador, al evaporador y al absorbedor; un circuito de hidrógeno que incluye al evaporador y al absorbedor; y un circuito de solución que comprende al generador y al absorbedor.

El coeficiente del funcionamiento del sistema se define como la razón de enfriamiento producido por el evaporador al calor suministrado al generador.

$$\text{C.O.P.} = \frac{Q_{\text{evaporador}}}{Q_{\text{generador}}} = \frac{Q_{\text{evaporador}}}{(A) (H_c) (\eta_{\text{captador}})}$$

Donde: Q = calor que entra o sale (watts)

H_c = radiación solar total (watts / m²)

A = área de captación (m²)

η = Eficiencia del captador (adimensional)

3.2 DIFERENCIA ENTRE EL REFRIGERADOR DE GAS SERVEL-ELECTROLUX Y EL REFRIGERADOR SOLAR

La diferencia básica entre estos se encuentra en el generador, ya que mientras en el Servel - Electrolux su fuente de energía es el gas butano, en el solar es el sol. Estos se muestran en las figuras 3.1 y 3.2, respectivamente; del primero se hizo la descripción de su funcionamiento en el inciso 3.1, para el segundo tenemos: En el refrigerador solar la solución fuerte que sale del cambiador de calor entra en la parte inferior del analizador para de ahí pasar al captador solar, en el que por la incidencia de energía solar se eleva la temperatura de la solución logrando de esta manera evaporarse el amoníaco el cual junto con el agua se dirigen al depósito, en donde el agua se precipita al fondo pasando posteriormente al cambiador de calor y el vapor al analizador, en el que debido a su diseño, el agua que todavía pudiera contener el vapor es separada al mez

clarse con la solución fuerte; el vapor que de esta manera ha sido purificado — va al condensador para seguir el ciclo descrito en el inciso 3.1.

3.3. EL CAPTADOR DE ENERGIA SOLAR DE PLACA PLANA

Para utilizar la energía solar se requiere un captador solar; hay dos tipos generales: El captador de placa plana y el captador concentrante.

Un captador de placa plana consiste básicamente en una superficie plana de alta absorptividad para la radiación solar. Se usa típicamente una placa metálica con una superficie ennegrecida. El calor se transporta de la placa absorbidora hasta otro punto mediante circulación de aire o de algún otro fluido en contacto — con la placa. La pérdida de calor de la placa del captador al medio ambiente se hace mínima aislando la superficie posterior y cubriendo la superficie enfrentada al sol con una o más cubiertas transparentes. El vidrio es generalmente una cubierta transparente adecuada.

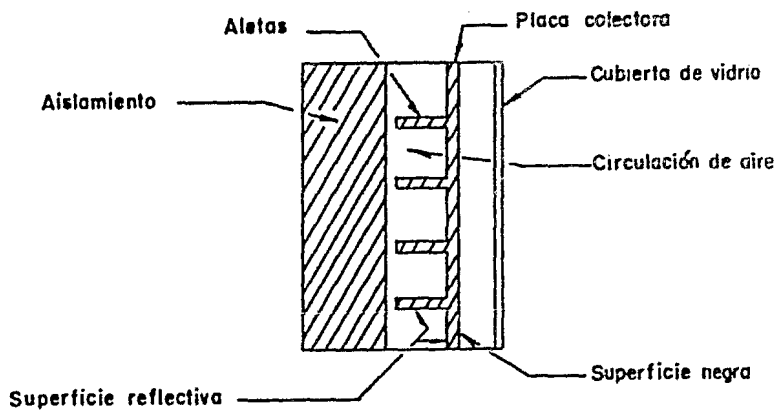


Fig. 3.3 Captador solar de placa plana

La figura 3.3 muestra esquemáticamente un captador de placa plana en el cual la superficie posterior de la placa del captador calienta una corriente de aire. — Mediante aletas unidas a la placa se incrementa la superficie de contacto; el — lado posterior se aísla fuertemente con lana mineral o por algún otro material. Frente a la placa del captador hay una sola hoja de vidrio aunque podría usarse — más de una. Se estima que sobre esta puede haber incidentes radiación directa, —

celes difusa y reflejada.

EL CAPTADOR CONCENTRADOR DE ENERGIA SOLAR

El captador solar de placa plana estudiado, puede proveernos de medios eficientes para capturar la energía solar. Sin embargo, el nivel de temperatura obtenido con la energía captada es relativamente bajo en comparación con la que se puede obtener con el paraboloide de revolución o con el captador de parábola - cilíndrica. Con el primero se pueden lograr muy altas temperaturas, siendo esto mismo para nuestro estudio un factor limitante.

Cuando no se requieren temperaturas extremadamente altas se puede emplear el - segundo, en el que se obtiene una franja focal (ver figura 3.4), como resultado de la incidencia de los rayos solares. Dicha franja se puede aprovechar para ca lentar algún fluido, utilizando de esta manera la energía solar.

El colector paraboidal debe apuntar directa y continuamente hacia el sol. Cuando el paraboloide es de gran tamaño, el seguimiento continuo del sol puede ser difícil y las condiciones de trabajo en el plano focal pueden ser deficientes: La figura 3.5 ilustra un dispositivo esquemático que permite al paraboloide —

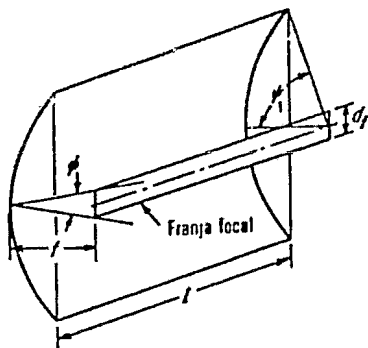


Fig. 3.4 Captador de parábola cilíndrica

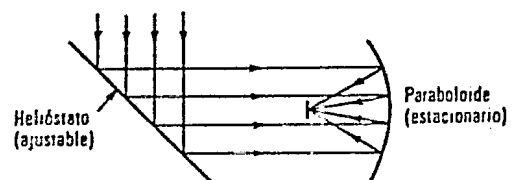


Fig. 3.5 Captador parabolooidal

ser estacionario. Los rayos del sol son reflejados sobre el concentrador por espejos planos auxiliares llamados heliostatos. El heliostato es la parte móvil del sistema. En captadores de concentraciones importante considerar la necesidad

de superficies reflectoras de alta calidad. Usualmente se emplean dos superficies básicas: plata y aluminio.

En un captador real puede haber pérdidas que hacen que la razón de concentración sea mucho menor que el valor ideal. Las pérdidas de energía pueden ocurrir por: (1) absorción del vidrio, (2) reflectividad imperfecta de las superficies plateadas, (3) defectos en los espejos causados por mecanización y acabado imperfecto, (4) efectos de sombreado por los armazones de los espejos y otros miembros estructurales, (5) alineación inadecuada de los espejos, (6) superficies sucias y polvosas de los espejos y (7) posición impropia de la muestra en el plano focal.

En discusiones anteriores sobre radiación solar se ha supuesto tácitamente al sol como una fuente puntual de luz. Esto, de hecho, no es cierto. Tal como se ilustra en la figura 3.6 los rayos del sol no son paralelos y convergen sobre un punto en la superficie de la tierra en la forma de un cono.

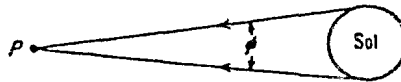


Fig. 3.6 Diámetro angular aparente del disco solar visto desde un punto P sobre la superficie de la tierra

Aunque su importancia es poca, en la mayoría de los cálculos de radiación solar el diámetro angular del sol es de gran importancia en problemas con captadores concentrantes.

DESCRIPCION DEL CAPTADOR UTILIZADO POR EL REFRIGERADOR SOLAR

En la figura 3.7 se ilustra el captador empleado por dicho refrigerador, constituyéndose básicamente por cuatro sistemas, que son:

- a. Sistema de cubiertas transparentes
- b. Sistema de absorción de energía

c. Sistema aislante inferior

d. Soportes

La energía solar pasa a través de las cubiertas planas transparentes y rumbo a la cara ennegrecida del absorbedor del captador donde esta es absorbida, cambiando a energía térmica.

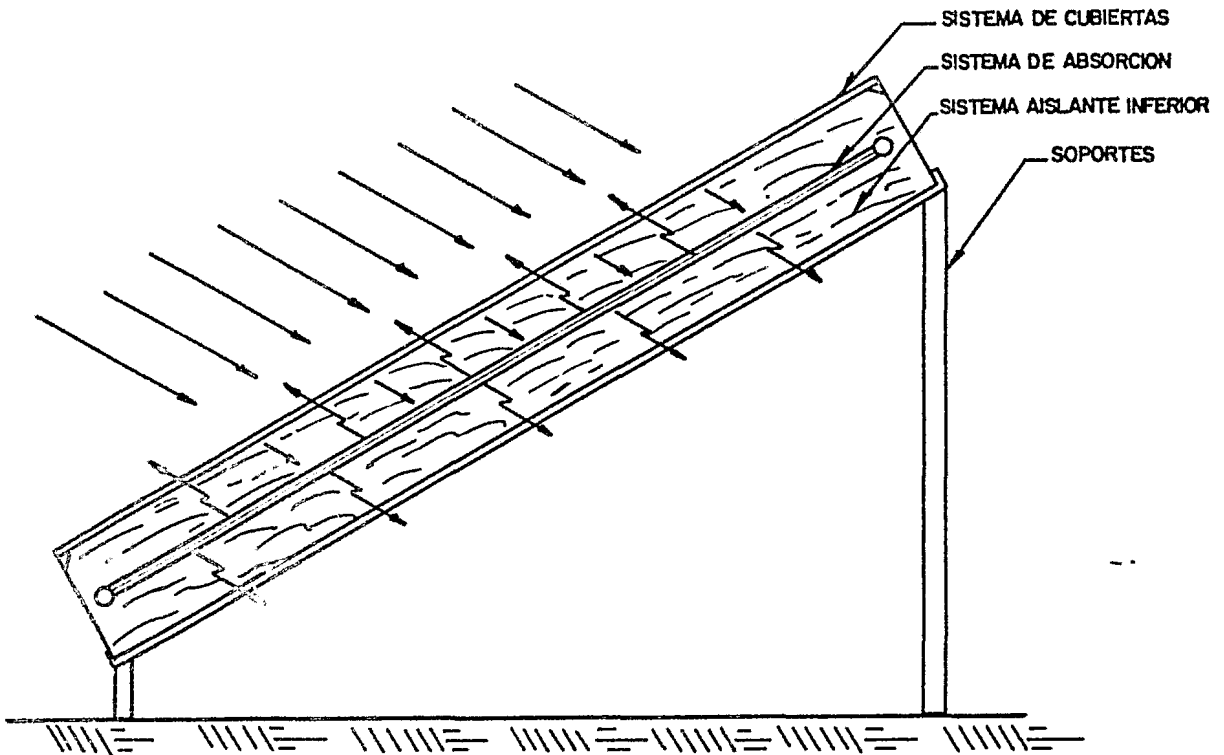


Fig. 3.7 Captador solar plano

La energía térmica es removida del absorbedor por un flujo de líquido el cual después libera el calor para ser usado. Frecuentemente en la superficie externa del sistema de cubiertas, parte del calor incidente se pierde por rerradiación y convección al exterior. Las pérdidas son minimizadas con el uso de la cubierta plana transparente, la que limita las pérdidas por convección del absorbedor, por la resistencia a la transferencia de calor por convección creada por el espacio de aire existente entre la superficie del absorbedor y las cubiertas. Las pérdidas por radiación son también minimizadas porque la cubierta transparente a la radiación del sol es un buen absorbedor de energía térmica.

Es necesario que para diseñar este sistema, se efectúe un balance adecuadamente, de la energía que se está reflejando y por tanto que no está llegando al segundo sistema, con la energía que se está evitando que salga del segundo sistema - hacia el exterior.

El segundo sistema deberá estar diseñado de tal manera que la transferencia de calor al fluido de trabajo sea lo más alta posible.

El sistema aislante inferior tiene por función evitar las pérdidas al exterior por convección y radiación, al igual que el sistema de cubiertas, sólo que el - captador no recibe energía radiante del suelo y se puede seleccionar un mate- - rial para la construcción de este sistema, con muy baja conductividad térmica.

Por último los soportes son los que permiten que todos estos sistemas estén con- tenidos en un espacio definido y que el captador tenga la orientación que se re- quiere.

Con relación a lo anteriormente estudiado, en la figura 3.8 se muestra al refri- gerador solar ya instalado. En la parte superior se ilustra el interior del ca- binete, así como la posición de este con respecto al captador solar, mismo que se muestra en la parte inferior de dicha figura.

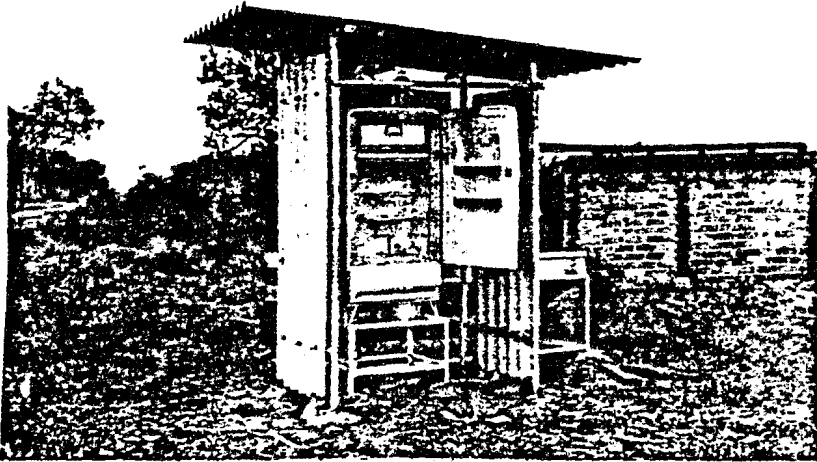


Fig. 3.8 Refrigerador solar

C A P I T U L O 4

ANALISIS ECONOMICO

Habiendo revisado en las páginas anteriores las características técnicas de los refrigeradores solares, conviene ahora estudiar las económicas. Es por esto que se ha desarrollado el presente análisis.

Actualmente en el mercado nacional se tienen otras alternativas de compra para el consumidor (ver figuras 4.1 y 4.2), las cuales son:

- a. Los refrigeradores por compresión mecánica de vapor
- b. Los refrigeradores de gas

Estas alternativas y la opción solar, se comparan por medio de un análisis de costos de adquisición, instalación, operación y mantenimiento de dicho refrigerador.

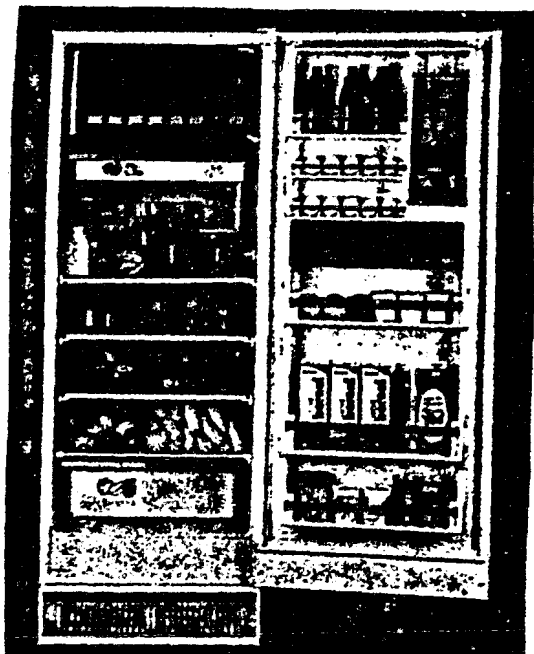
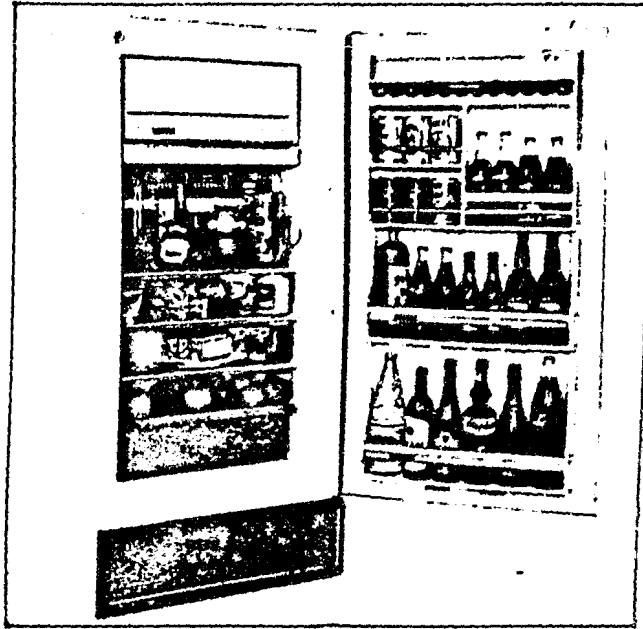


Fig. 4.1 Refrigerador por compresión mecánica de vapor



(a)



(b)

Fig. 4.2 Refrigerador de gas (a) vista frontal
y (b) encendedor de gas

4.1 DESCRIPCIÓN Y OBTENCIÓN DE COSTOS.

Para los costos que intervienen en el análisis, se procedió a investigar el -- precio comercial de cada uno de sus renglones respectivos.

Por la variedad de elementos que existen para determinar los costos, fue necesario recurrir a diversos establecimientos. A continuación se relacionan a través de cuadros de información los resultados obtenidos, así como la metodología seguida en cada caso para su obtención. En dichos cuadros se contemplan -- seis columnas, a saber:

1. Tipo de costo.- Se refiere al costo que se está analizando, pudiendo ser: de adquisición, instalación, operación o mantenimiento.
2. Clase de refrigerador.- Se refiere a alguno de los tres tipos de refrigerador que se consideran en el análisis.
3. Importe total.- Se refiere al costo que tiene el refrigerador en cuestión, ya instalado y listo para iniciar su operación.
4. Factores a costear.- Son los que anteriormente se mencionaron como renglones. Se refiere a los elementos que se han considerado necesarios, para poder tener en condiciones de iniciar la operación, del refrigerador en cuestión.
5. Importe del factor.- Es el costo de cada uno de los elementos anteriormente mencionados.
6. Observaciones.- Aquí se indica la manera como se obtuvo el importe de cada factor.

CUADRO DE INFORMACION *

TIPO DE COSTO	TIPO DE REFRIGERADOR	IMPORTE TOTAL (\$)	FACTORES A COSTEAR	IMPORTE DEL FACTOR (\$)	OBSERVACIONES
Inicial	Solar	78,933.76	Refrigerador	61,415.00	Este precio fue proporcionado por la casa Electrolux.
			Captador Solar.	17,518.76	<p>Este precio es el resultado de un estudio llevado a cabo para la fabricación del captador, en el cual se consideraron básicamente los siguientes aspectos:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Costo de los Materiales necesarios. - Cortar y Troquelar. - Cortar y Perforar cabezales. - Cortar y Ensamblar. - Soldar soportes. - Soldar aletas. - Prueba Hidrostática. - Amarrar la caja con absorbedor. - Colocar el vidrio. - Limpiar y pintar. <p>Todos los costos involucrados de materiales se obtuvieron de diferentes ferreterías y tlapalerías, tomándose</p>

* Nota: Ver las aclaraciones al final de estos cuadros

CUADRO DE INFORMACION

TIPO DE COSTO	TIPO DE REFRIGERADOR	IMPORTE TOTAL (\$)	FACTORES A COSTEAR	IMPORTE DEL FACTOR (\$)	OBSERVACIONES
	Gas	79,095.00	Refrigerador	75,000.00	el promedio de los precios adquiridos. Los procesos considerados para la construcción del captador, así como el método para el costeo de la fabricación del mismo, se tomaron de una fábrica de la Zona Industrial Vallejo. Este precio fue proporcionado por la casa Electrolux.
			Llave inglesa.	307.00	Precios promedio obtenidos de tres diferentes ferreterías.
			15 mts de tubo de cobre de 1/2" ø.	1,423.00	
			Regulador	365.00	
			Dos tanques para gas de 30 kg cada uno.	2,000.00	

CUADRO DE INFORMACION

TIPO DE COSTO	TIPO DE REFRIGERADOR	IMPORTE TOTAL (\$)	FACTORES A COSTEAR	IMPORTE DEL FACTOR (\$)	OBSERVACIONES
Instalación	Compresión	18,596.00	Refrigerador.	18,596.00	Este importe es el resultado de un promedio de tres precios comerciales proporcionados por dos tiendas departamentales y una mueblería.
	Solar	14,244.00 Anuales	Espacio para refrigerador.	2,040.00 Anuales	Este factor se obtuvo de la siguiente forma: renta mensual ÷ espacio requerido (mts ²) X 12 meses.
			Espacio para captador.	12,204.00 Anuales	Este factor se obtuvo de la siguiente forma: renta mensual del local ÷ espacio requerido para el captador (mts ²) X 12 meses.
	Gas	400.00 +	Instalación.	400.00	Salario mínimo por hora X las horas requeridas para la instalación.
		2,040.00 Anuales	Espacio para refrigerador y tanques.	2,040.00	Renta mensual del local X espacio requerido por éstos (mts ²) X 12 meses.
Compresión	658.00	Contacto	17.80	Precios obtenidos en dos ferreterías y una tlapalería.	

CUADRO DE INFORMACION

TIPO DE COSTO	TIPO DE REFRIGERADOR	IMPORTE TOTAL (\$)	FACTORES A COSTEAR	IMPORTE DEL FACTOR (\$)	OBSERVACIONES	
Operación	Solar	+	Cable	100.00	Salario de un electricista por hora X las horas requeridas para la instalación.	
		2,040.00	Tubo conñit.	24.50		
		Anuales	Caja	16.50		
			Mano de obra	500.00		
			Espacio para el refrigerador.	2,040.00		Renta mensual del local X espacio requerido por el refrigerador (mts ²) X 12 meses.
		120.00	Dos baterías.	120.00		Precio promedio obtenido en tres tlapalerías.
		Anuales		Anuales		
		1,080.00	Consumo de gas butano.	960.00		Si 30 kg. de gas butano con un costo de \$ 120.00 son consumidos en 45 días por un año se tiene: $360 \text{ días} \div 45 \text{ días} = 8 \times 120.00 = 960.00.$
Anuales		Anuales				
	Dos baterías.	120.00	La vida útil estimada es de un año.			
		Anuales				

CUADRO DE INFORMACION

TIPO DE COSTO	TIPO DE REFRIGERADOR	IMPORTE TOTAL (\$)	FACTORES A COSTEAR	IMPORTE DEL FACTOR (\$)	OBSERVACIONES
Mantenimiento	Compresión	768.00 Anuales	Consumo de energía eléctrica.	768.00 Anuales	Consumo anual medio estimado de 124 watts.
	Solar	948.00 Anuales	Inspección y limpieza del captador.	88.00 Anuales	Intervalo entre operaciones: 6 meses. Tiempo estimado para esta operación X costo de mano de obra X dos.
			Pintar gabinete y soportes	460.00 Anuales	Intervalo entre operaciones: 6 meses. Costo de material + costo de mano de obra por hora X las horas requeridas para efectuar esta operación X dos veces al año.
			Limpieza de condensadores y rectificadores.	400.00 Anuales	Intervalo entre operaciones: 6 meses. Costo de material + costo de mano de obra por hora X las horas requeridas para efectuar esta operación X dos veces al año.
Gas		Limpieza de condensadores y rectificadores.	400.00 Anuales	Se obtiene de igual manera que en el solar, el monto es igual.	

CUADRO DE INFORMACION

TIPO DE COSTO	TIPO DE REFRIGERADOR	IMPORTE TOTAL (\$)	FACTORES A COSTEAR	IMPORTE DEL FACTOR (\$)	OBSERVACIONES
			Cambio de conexiones en tubería.	346.00 Anuales	Intervalo entre operaciones: 6 meses. [(Costo de los materiales necesarios para esta operación + costo de mano de obra por hora X las horas requeridas para esta operación) ÷ 18] X 12 meses.
			Inspección para el cambio de tubería.	400.00 Anuales	Intervalo entre operaciones: 6 meses. Horas requeridas para efectuar esta operación X costo de mano de obra X dos.
			Supervisión para el cambio de tanque de gas.	176.00 Anuales	Intervalo entre operaciones: 6 meses. Horas requeridas para efectuar esta operación X costo de mano de obra por hora ÷ 45 días X 30 días X 12 meses.
	Compresión	200.00 Anuales	Limpieza del condensador.	200.00 Anuales	Intervalo entre operaciones: 6 meses. Horas requeridas para efectuar esta operación X costo de mano de obra por hora X dos.
		+			

CUADRO DE INFORMACION

TIPO DE COSTO	TIPO DE REFRIGERADOR	IMPORTE TOTAL (\$)	FACTORES A COSTEAR	IMPORTE DEL FACTOR (\$)	OBSERVACIONES
		7,800.00 Cada 10 años.	Reposición del compresor	7,800.00 Cada 10 años.	Valor obtenido como promedio de tres cotizaciones proporcionadas por tres talleres de reparación de refrigeradores.

NOTAS:

1. Para los casos en los que se requirió determinar los precios en establecimientos comerciales, se recurrió para tal efecto a los existentes en las zonas norte, centro y sur de la Ciudad de México.
2. El costo de mano de obra del personal calificado está estimado en función del salario mínimo profesional (que corresponda) y del salario mínimo para personal no calificado, ambos para el Distrito Federal.
3. La vigencia de cotizaciones y salarios es al 30 de Abril de 1982.

4.2 METODOLOGIA

Para el análisis económico de las diferentes alternativas se utiliza el método de valor presente. Este método consiste en transformar los gastos o entradas futuras (para nuestro caso sólo existen gastos) en pesos equivalentes del presente; de esta manera es muy fácil ver la ventaja económica de una alternativa sobre las otras.

Los diagramas de flujo que siguen son simplemente una representación gráfica - de los costos de cada uno de los factores utilizados, dibujados en una escala de tiempo y por convención positivas hacia abajo. Con los valores contenidos en dichos diagramas se obtiene el valor presente, para cada caso, haciendo uso también de factores como $(P/A, i\%, n)$, $(P/F, i\%, n)$, en los que la primera letra dentro de los paréntesis representa lo que se "quiere encontrar", mientras que la segunda letra, representa lo "conocido".

P: Es una suma sencilla de dinero en el presente.

A: Es una serie de cantidades de fin de periodo consecutivas e iguales.

F: Es una suma sencilla de dinero, al final de n periodos de interés.

i : Es la tasa de interés, por periodo de interés.

n : Es el número de periodos de interés (generalmente años).

4.3 IMPLANTACION DE LOS DIAGRAMAS DE FLUJO Y DESARROLLO DEL METODO ANALITICO

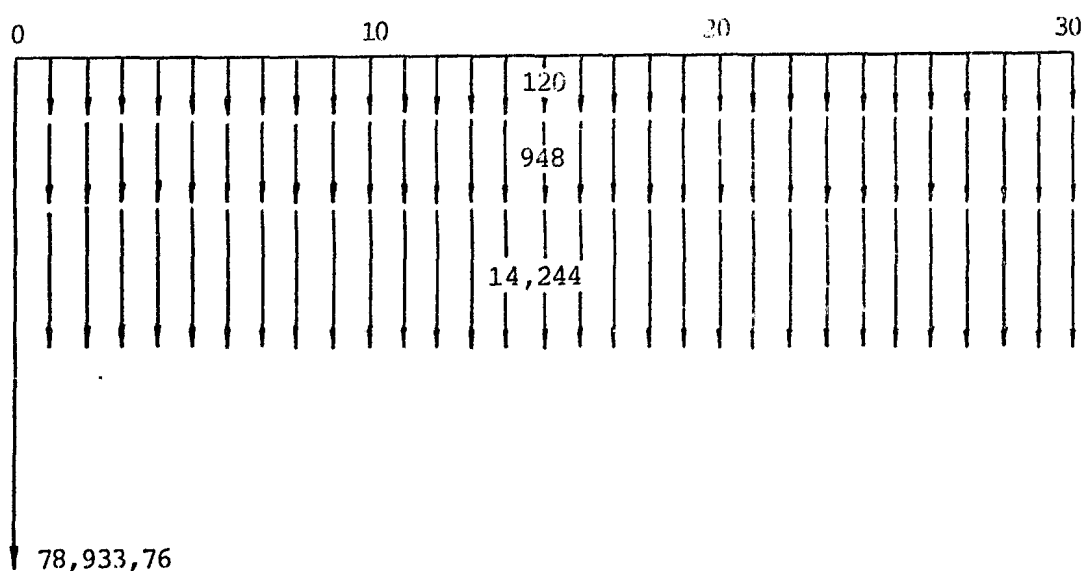
A continuación se ilustran los diagramas de flujo para cada tipo de refrigerador, obteniéndose asimismo el valor presente respectivo. Los parámetros utilizados para el análisis en cada alternativa son: costo inicial, costo de instalación, costo de operación y costo de mantenimiento.

Las tasas de interés aplicadas son de 10, 20 y 30%, la vida útil es de 30 años y se considera un valor de salvamento nulo.

Refrigerador Solar

- Costo Inicial	\$ 78,933.76
- Costo de Instalación	\$ 14,244.00/año
- Costo de Operación	\$ 120.00/año
- Costo de Mantenimiento	\$ 948.00/año

Diagrama de flujo:



Obteniendo ahora su valor presente:

Fórmula general para este caso,

$$VP = P + A_1 (P/A, i\%, n) + A_2 (P/A, i\%, n) + A_3 (P/A, i\%, n)$$

En este caso particular,

$$VP = 78,933.76 + 120 (P/A, i\%, n) + 948 (P/A, i\%, n) + 14,244 (P/A, i\%, n)$$

Para:

$$i = 10\%; VP = 233,278.46 \text{ con } (P/A, 10\%, 30) = 9.4369$$

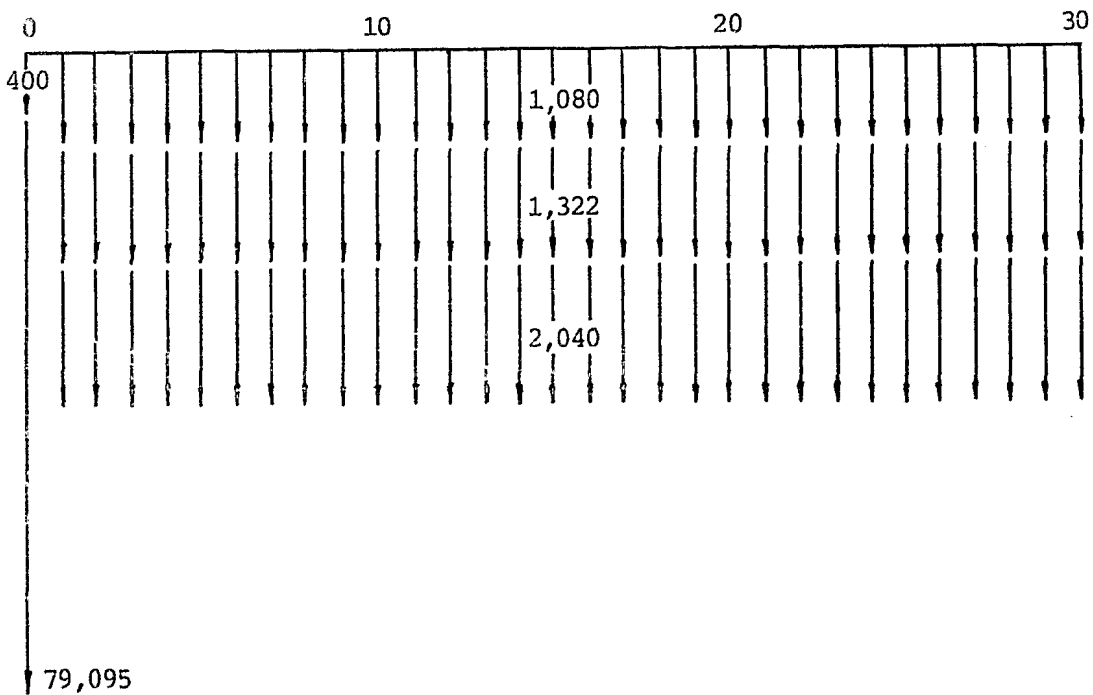
$$i = 20\%; VP = 155,170.67 \text{ con } (P/A, 20\%, 30) = 4.9759$$

$$i = 30\%; VP = 129,954.87 \text{ con } (P/A, 30\%, 30) = 3.4417$$

Refrigerador de Gas

- Costo Inicial	\$ 79,095.00
- Costo de Instalación	\$ 400.00 + \$2,040.00/anuales
- Costo de Operación	\$ 1,080.00 / año
- Costo de Mantenimiento	\$ 1,322.00 / año

Diagrama de flujos:



obteniendo ahora su valor presente en forma análoga al refrigerador solar:

Para:

$$i = 10\%; VP = 131,550.34 \text{ con } (P/A, 10\%, 30) = 9.4269$$

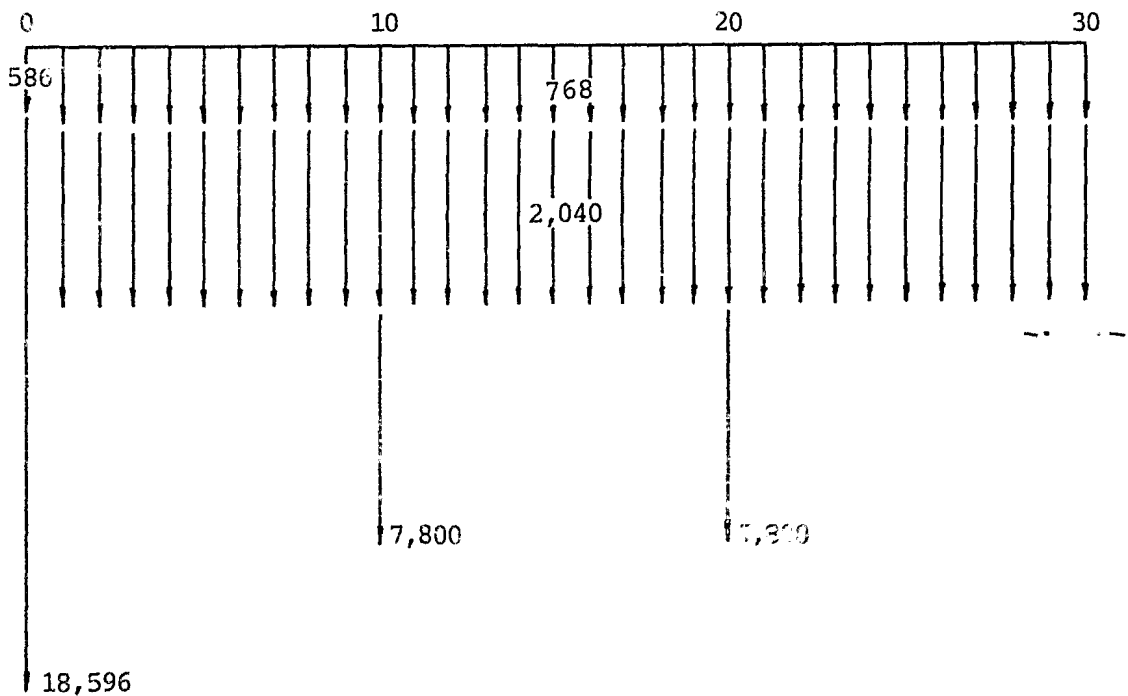
$$i = 20\%; VP = 106,988.00 \text{ con } (P/A, 20\%, 30) = 4.9789$$

$$i = 30\%; VP = 97,894.05 \text{ con } (P/A, 30\%, 30) = 3.3321$$

Refrigerador por Compresión

- Costo Inicial	\$ 18,596.00
- Costo de Instalación	\$ 586.00 + 2,040.00 / año
- Costo de Operación	\$ 768.00 / año
- Costo de Mantenimiento	\$ 200.00 + 7,800.00 / 10 años

Diagrama de flujo:



Obteniendo ahora su valor presente:

Fórmula general para este caso:

$$VP = P_1 + P_2 + A_1 (P/A, i\%, n) + A_2 (P/A, i\%, n) + F_1 (P/F, i\%, n) + F_2 (P/F, i\%, n)$$

En caso particular,

Para:

$$VP = 18,596 + 586 + 768 (P/A, i\%, n) + 2,040 (P/A, i\%, n) + 7,800 (P/F, i\%, n) + 7,800 (P/F, i\%, n)$$

Para:

$$\begin{aligned}
 i = 10\% ; VP = 51,704.94 \text{ con } (P/A, 10\%, 30) = 9.4269; (P/F, 10\%, 10) = 0.3855 \\
 (P/F, 10\%, 20) = 0.1486 \\
 i = 20\% ; VP = 35,622.66 \text{ con } (P/A, 20\%, 30) = 4.9789; (P/F, 20\%, 10) = 0.1615 \\
 (P/F, 20\%, 20) = 0.0261 \\
 i = 30\% ; VP = 29,812.64 \text{ con } (P/A, 30\%, 30) = 3.3321; (P/F, 30\%, 10) = 0.0725 \\
 (P/F, 30\%, 20) = 0.0053
 \end{aligned}$$

4.4 CUADRO DE RESULTADOS Y SU INTERPRETACION

A continuación se presenta el cuadro de resultados obtenidos del valor presente en cada alternativa y para las diferentes tasas de interés.

Vida útil	Tasa de interés	Valor Presente Solar	Valor presente Gas	Valor presente Compresión
30 años	10%	223,278.45	131,550.34	51,704.94
30 años	20%	130,171.67	106,988.00	35,622.66
30 años	30%	124,951.97	97,434.85	29,812.64

Los resultados obtenidos permiten obtener las siguientes interpretaciones:

a. Conforme se incrementa la tasa de interés en las tres alternativas el valor presente decrece en todos los casos.

b. El refrigerador por compresión presenta para las tres diferentes tasas de interés un valor presente con importes menores que las otras dos opciones analizadas. Por lo tanto, resulta más económico comprar y mantener en óptimas condiciones de operación a dicho refrigerador, durante el periodo de 30 años, independientemente de que se incremente el valor del dinero para el mismo periodo de tiempo mencionada.

c. En el caso de comprar el refrigerador por compresión, la inversión

nativa más atractiva económicamente es la del refrigerador de gas.

d. De acuerdo al marco económico de referencia, el refrigerador solar queda totalmente en desventaja con relación a los otros dos estudiados.

4.5 ANALISIS DE LAS CONDICIONES BAJO LAS CUALES ES VIABLE LA SELECCION DEL REFRIGERADOR SOLAR.

Debido a que el país cuenta con zonas habitadas, en las que la disponibilidad de elementos como energía eléctrica, gas butano, vías de comunicación o transporte, es muy limitada o en muchos casos nula, se realiza el presente análisis con objeto de determinar cuándo es viable la selección del refrigerador solar.

ANALISIS DE LA VARIABILIDAD DE LOS COSTOS: INICIAL, DE INSTALACION, DE OPERACION Y DE MANTENIMIENTO, PARA LA SITUACION ANTES MENCIONADA.

a. Para el refrigerador solar.

- Costo inicial y costo de mantenimiento.-el primero de estos se ve incrementado por la falta de transporte o vías de comunicación y por la distancia que pueda haber entre el Distrito Federal y el lugar a donde se vaya a instalar el refrigerador. Dicho incremento se considera compensado por el costo de mantenimiento, debido a que el costo de la mano de obra para estas zonas resulta inferior a la del Distrito Federal, factor determinante por el cual el costo de mantenimiento disminuye.

- Costo de instalación.- Este se ve abatido o en la mayoría de los casos se puede nulificar, por la mayor disponibilidad de espacio (requerido para instalar el refrigerador y captador solar) que ahora se tiene, contrariamente con las grandes ciudades en las que dicho espacio es demandado para satisfacer las necesidades de vivienda para la población.

Además, una consecuencia de la disponibilidad de espacio, es que el costo de este por metro cuadrado es mucho menor, considerándose en muchas de las oca--

siones cero.

- Costo de operación.- Queda integrado únicamente por el valor de las baterías para iluminación interior, ya que la energía necesaria para hacer operar a los diferentes sistemas del refrigerador, y por tanto para poder obtener el beneficio de refrigerar, es proporcionada por el sol, por lo que no habrá que hacer erogación alguna para adquirir dicha energía.

b. Para el refrigerador de gas:

- Costo inicial, costo de instalación y costo de mantenimiento; el comportamiento económico de estos tres costos es igual a los correspondientes al refrigerador solar.

- Costo de operación; se integra por el valor de las baterías y el representado por la adquisición del gas butano. La aportación del primero al igual que en el refrigerador solar es poco significativa, no siendo así para el segundo ya que su costo se incrementa por la necesidad de transportación y falta de vías de comunicación, para adquirirlo.

c. Para el refrigerador por compresión:

- Costo inicial, costo de instalación y costo de mantenimiento; los resultados obtenidos en el análisis para estos costos son iguales a los obtenidos para el refrigerador solar, habiendo únicamente un factor adicional a contemplar para el costo de mantenimiento, en este caso, el cual es la reposición del compresor, mismo que implica un incremento considerable en dicho costo, ya que se requerirá de personal calificado y de la transportación de los materiales necesarios para efectuar el cambio al lugar donde se tenga el refrigerador o de lo contrario, llevar el refrigerador a un lugar donde sea posible realizar el cambio del compresor y retornarlo a su lugar de procedencia.

OBTENCION DEL NUEVO VALOR PRESENTE

Tomando en cuenta cada una de las consideraciones hechas anteriormente y suponiendo para el refrigerador por compresión, un incremento del 100% en el cos-

to de mantenimiento por lo que respecta al cambio del compresor, el valor presente de esta nueva situación se obtiene asignando valores al costo de operación y llevando a cabo cálculos como en la sección 4.3 anterior. Dado que no es fácil estimar a priori los costos de operación en el medio rural, se optó por asignar, a la opción solar, el valor presente de cada opción alternativa y calcular de ahí los costos correspondientes a la operación. Tomando los valores siguientes,

Vida útil	Tasa de interés	Valor presente Solar	Valor presente Gas	Valor presente Compresión
30 años	10 %	89,001.68	102,138.42	89,001.68
30 años	20 %	84,251.22	91,454.31	84,251.22
30 años	30 %	82,492.44	87,498.70	82,492.44

se alcanzan los costos de operación citados a continuación:

$i = 10\%$. El valor presente es igual en las opciones solar y compresión con las consideraciones discutidas anteriormente, haciendo que el costo de operación del de compresión aumente en un factor de 8.25 aproximadamente, con respecto al costo correspondiente en la gran ciudad. Nótese que, con simplemente cancelar el costo del uso del espacio en las tres opciones, ya el valor presente de la opción gas es más alto que el de la solar, este último comportamiento se presenta de igual manera en las dos siguientes tasas.

$i = 20\%$. El valor presente es igual en las opciones solar y compresión con las consideraciones discutidas anteriormente, haciendo que el costo de operación del de compresión aumente en un factor de 16.0 aproximadamente, con respecto al costo correspondiente en la gran ciudad.

$i = 30\%$. El valor presente es igual en las opciones solar y compresión con las consideraciones discutidas anteriormente, haciendo que el costo de operación del de compresión aumente en un factor de 24.1 aproximadamente, con respecto al costo correspondiente en la gran ciudad.

CAPITULO 5

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones:

1. El refrigerador solar, aunque con ventajas técnicas sobre sus alternativas, no se justifica económicamente en la gran ciudad cuando el espacio tiene un costo alto.
2. En la gran ciudad la mejor opción es el refrigerador de compresión, independientemente del costo del espacio.
3. Cuando en la gran ciudad, o en el campo, no se dispone de electricidad, la opción solar es más atractiva que la de gas sólo si el costo del espacio utilizado es bajo.
4. Para que resulte económicamente atractivo el uso del refrigerador solar en el medio rural debe considerarse lo siguiente:
 - El mantenimiento del refrigerador de compresión (en caso de haber electricidad)

dad) debe de ser el doble del costo al correspondiente en la ciudad.

- El costo de operación del refrigerador de compresión debe ser de 8 a 25 veces (para tasas de interés correspondientes de 10% a 30%) más alto que el correspondiente en la ciudad.

5. En el medio rural, en ausencia de electricidad comercial, el refrigerador solar es la mayor opción económica, pues el costo de un refrigerador de compresión más el costo de instalar, mantener y operar un generador eléctrico de combustión es mayor que el costo de un refrigerador solar.

Recomendaciones:

La recomendación que se desprende del análisis, para mejorar el atractivo económico de la opción solar, es única:

Abaratar el refrigerador solar, ya sea usando el efecto de economía de escala - en la producción en serie o bien evolucionando el diseño para alcanzar costos - más bajos en su producción artesanal.

BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

1. Gordón J. Van Wylene-Richard E. Sountag, "Fundamentos de termodinámica", Limusa, México, D.F., 1975, 734 pp.
2. Coordinación de termodinámica, "Apuntes de termodinámica", Facultad de Ingeniería, Ciudad Universitaria, México, D.F., 1975, 130 pp.
3. James L. Threlkeld, "Ingeniería del ámbito térmico", Prentice Hall Internacional, Madrid, España, 1973, 501 pp.
4. Frank Kreith, "Principios de transferencia de calor", Herrero Hermanos, México, D.F., 1970, 661 pp.
5. Filiberto Gutiérrez M., "Acondicionamiento de un refrigerador para su operación con captadores solares planos", Instituto de Ingeniería, Ciudad Universitaria, México, D.F., 1980, 39 pp.
6. José David Soler, "Refrigeración solar de pescado", Instituto de Ingeniería, Ciudad Universitaria, México, D.F., 1981, 44 pp.
7. Peter J. Lunde, "Solar Thermal Engineering", John Wiley and Sons, New York, E.U.A., 1980, 603 pp.
8. Anthony J. Tarquin-Leland T. Blank, "Ingeniería económica", Mc Graw Hill, México, D.F., 1978, 412 pp.

A P E N D I C E

A. DEFINICIONES TERMODINAMICAS ELEMENTALES

Una propiedad termodinámica es cualquier característica medible, observable o calculable de una sustancia, que depende solamente del estado de la misma sustancia.

La unidad de masa es el kilogramo masa (Kgm), definido como la masa de un patrón que está en la oficina internacional de pesas y medidas en Sévres, Francia. La unidad de fuerza no se puede escoger arbitrariamente, sino que es la fuerza que aplicada a un kilogramo masa, lo acelerará 1 m/seg^2 .

El volumen específico y la densidad de un vapor o gas son influenciados tanto por la presión como por la temperatura.

La densidad de los líquidos es afectada hasta cierto punto por la presión, pero se toma usualmente sólo como función de la temperatura.

Los términos densidad y peso específico se confunden con frecuencia. La densidad considera la masa, mientras el peso específico considera la fuerza.

Calor es la energía que se transfiere de un cuerpo a otro en virtud de una diferencia de temperatura.

Calor específico de una sustancia es la cantidad de calor necesaria para elevar en un grado la temperatura de la unidad de masa de la misma sustancia.

En aire acondicionado se consideran dos tipos de calor:

Calor latente es aquel calor necesario para fundir un sólido sin cambiarle su temperatura y se denomina calor latente de fusión, mientras que el calor requerido para vaporizar un líquido sin cambiarle la temperatura se denomina calor latente de vaporización.

Trabajo es la energía transferida entre un sistema y el medio ambiente cuando alguno de ellos ejerce una fuerza sobre el otro a lo largo de una distancia.

Potencia se define como la velocidad a la cual se ejecuta el trabajo.

Refrigerante es aquella sustancia que absorbe calor de otra sustancia o de un espacio.

Primera y segunda leyes de la termodinámica. -- --

La ciencia de la ingeniería termodinámica se basa en dos principios empíricos -- llamados la primera y segunda ley de la termodinámica. Ninguno de estos principios puede comprobarse, pero como no se han observado excepciones, se aceptan -- como correctos.

La primera ley de la termodinámica establece que si un sistema experimenta un -- proceso durante el cual recibe o entrega calor o trabajo, ni el total ni parte de la energía recibida se destruye dentro del sistema y ni el total o parte de -- la energía entregada se crea dentro del sistema. De acuerdo a la primera ley, -- calor y trabajo son transformables uno en otro.

Es una realidad experimental que el calor no fluye espontáneamente de un siste-- ma hacia otro de mayor temperatura. Para transferir calor a un sistema de ma-- yor temperatura necesitamos una máquina de refrigeración, la cual recibe ener-- gía de una fuente externa. Las anteriores afirmaciones conforman la segunda -- ley de la termodinámica que, de acuerdo con Clausius, establece que es imposible -- para una máquina, actuando por sí sola y sin alguna acción o ayuda externa, --

transferir calor de un cuerpo hacia otro de mayor temperatura.

La energía interna de una sustancia incluye todos los tipos de energía almacenados en sus moléculas en formas cinética y potencial.

La entalpía se define como:

$$h = u + \frac{Pv}{J}$$

La entropía se define como:

$$ds = \frac{dQ}{T} \quad (\text{Proceso reversible})$$

Medidas precisas muestran que la Ec. $Pv = RT$ es sólo aproximadamente correcta - para el aire seco.

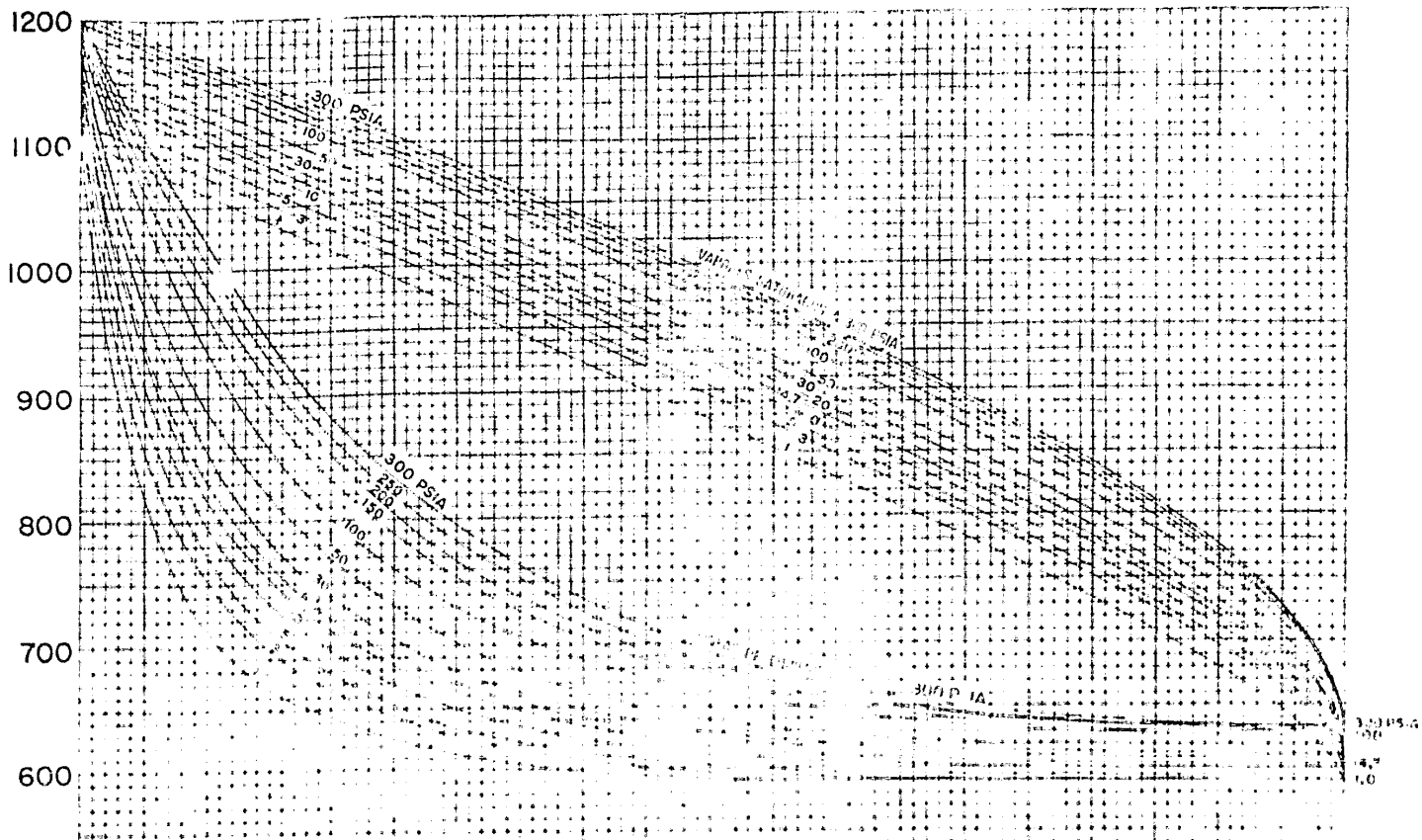
A presiones suficientemente bajas y altas temperaturas la correlación anterior-también es correcta. En otras condiciones su comportamiento puede apartarse -- bastante de los gases perfectos.

Puede derivarse una ecuación de estado, con la cual también se pueda trabajar a partir de consideraciones fundamentales de mecánica estadística. Esta ecuación llamada de estado virial, está expresada por la serie de potencias:

$$\frac{Pv}{RT} = 1 + A_2(T) P + A_3(T) P^2 + \dots = Z$$

Donde Z se denomina factor de compresibilidad.

B. Figura E-3 Diagrama concentración-entalpía para solución amoníaco-agua.



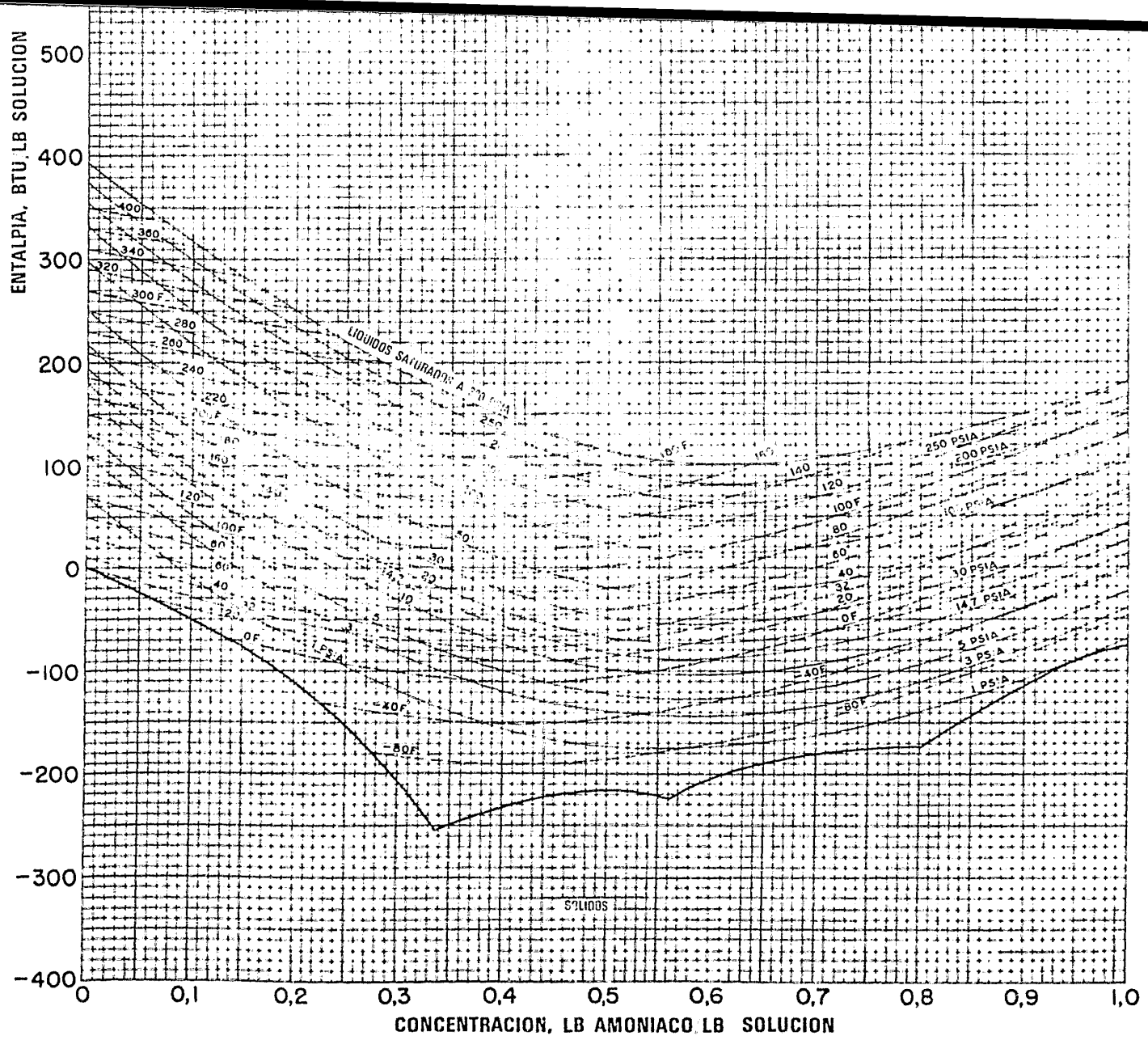


FIGURA E 3