

501, 127



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

D. E. P. F. I

SECCION DE INGENIERIA ENERGETICA

EL METODO EXERGETICO PARA EL ANALISIS DE UN SISTEMA DE

REFRIGERACION SOLAR POR ABSORCION.

TESIS QUE PARA OBTENER EL GRADO DE MAESTRO EN INGENIERIA  
(ENERGETICA) PRESENTA:

JORGE MARCIAL ISLAS SAMPERIO

septiembre de 1989



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.

CON PROFUNDO AMOR PARA

ALICIA

#### AGRADECIMIENTOS:

Al Dr. Manuel Martínez Fernández por su ejemplar apoyo y asesoramiento para llevar a cabo con éxito la presente tesis.

A los Drs. Gautam Dutt, Hernando Romero-Paredes Rubio, Jose Luis Fernández Zayas y Juan José Ambriz García cuyas valiosas sugerencias hicieron factible el mejoramiento de este trabajo.

Al Grupo Académico de Termodinámica Aplicada del Laboratorio de Energía Solar por su imprescindible ayuda y entusiasmo que hizo posible la realización del presente trabajo.

A todo el personal del Laboratorio de Energía Solar del Instituto de Investigaciones en Materiales de la UNAM cuya fraternidad permitió el logro esta tesis.

## CONTENIDO

	pag.
NOMENCLATURA	I
INTRODUCCION.	II
1. LA EXERGIA.	1
1.1 La Primera y Segunda Ley de la Termodinámica.	1
1.2 Principio de Degradación de la Energía.	2
1.3 El Concepto de Exergía.	5
1.4 El Medio Ambiente o Condición de Referencia.	10
1.5 Análisis Exergético para un Flujo de Masa en un Volumen de Control en Régimen de Estado y Flujo Estable.	
2. EL SISTEMA DE REFRIGERACION POR ABSORCION CONTINUA.	16
2.1 El Proceso Básico de la Refrigeración.	16
2.2 Ciclo de Refrigeración por Absorción.	20
2.3 Eficiencia Exergética de un Sistema de Refrigeración por Absorción.	25
2.4 Características del Fluído de Trabajo Amoniaco-Agua.	28
3. METODOLOGIA PARA EL ANALISIS EXERGETICO.	32
4. EL MODELO.	38
4.1 Definición de Parámetros e Hipótesis de Trabajo.	38
4.2 Subrutinas de las propiedades Termodinámicas de los Fluidos de Trabajo del SRAC.	41

4.3	Calculo de los Flujos de Masa, Calor y otras Propiedades Termodinámicas.	46
4.4	Cálculo de la Exergía, Balances de Exergía e Irreversibilidades.	48
4.4	El Caso Base.	50
5.	RESULTADOS	51
5.1	Temperatura de Generación, $T_{EV}$ .	55
5.2	Temperatura de la Fuente Térmica, $T_{FT}$ .	63
5.3	Temperatura del Espacio Refrigerado, $T_{ER}$ .	67
5.4	Efectividad del Precalentador, $ETA1$	71
5.5	Temperatura de Evaporación, $T_{EV}$ .	80
5.6	Temperatura de Condensación, $T_{CO}$ .	86
5.7	Temperatura de Absorción, $T_{AB}$ .	94
5.8	Efectividad del Subenfriador, $ETA2$	101
5.9	Masa de Hielo Producido, $M_{HI}$ .	105
6.	CONCLUSIONES.	110
	BIBLIOGRAFIA CITADA.	117
	BIBLIOGRAFIA CONSULTADA.	119
	ANEXO I. PROGRAMA DE COMPUTO.	123

## Nomenclatura

### Mayúsculas:

Q=calor transferido.  
W=trabajo.  
U=energía interna.  
S=entropía.  
T=temperatura.  
EX=exergía.  
I=irreversibilidad.  
P=presión.  
V=velocidad.  
N=número de moles.  
H=entalpía.  
M=masa.  
X=concentración.  
Z=altura  
COP=coeficiente de operación.  
COPMAX=coeficiente de operación  
máxima.  
EEX=eficiencia exergetica  
SRAC=sistema de refrigeración  
por absorción continua.  
V<sub>1,2</sub>=válvulas de expansión.  
ETA1=efectividad del precalentador.  
ETA2=efectividad del subenfriador.  
XL=concentración de un líquido.  
XV=concentración de un vapor.  
X1=concentración en el punto 1.  
CR=razón de circulación.  
TE=trabajo equivalente.

### Minúsculas:

g=factor de gravedad  
n=eficiencia de Carnot.  
 $\mu$ =potencial químico.  
ex=exergía específica.  
sl=entropía específica (líquido).  
sv=entropía específica (vapor)  
x=calidad del vapor.  
v<sub>1</sub>=volumen específico del agua.  
v=velocidad.  
hl=entalpía específica (líquido).  
hv=entalpía específica (vapor).  
cp=calor específico.  
l=líquido.  
v=vapor.  
o=medio ambiente.  
vc=volumen de control.  
e=entrada.  
s=salida

a=amoníaco.  
f=fuerte.  
d=débil.

### Subíndices:

1=entrada.  
2=salida.  
i=iésima componente química.  
z=sistema.  
ER=espacio refrigerado.  
EV=evaporador.  
CO=condensador.  
AB=absorbedor.  
FT=fuente térmica.  
AG=agua.  
RE=rectificador.  
BO=bomba.  
HI=hielo.  
SU=subenfriador.  
PR=precalentador.  
SGE=salida del generador.  
SRE=salida del rectificador.  
REF=refrigerante.  
SD=solución débil.  
SF=solución fuerte.  
V=vapor.  
VA<sub>1,2</sub>=válvulas.  
i-interno  
e=externo.  
n=1,2,3...20  
c=componente.  
j=salida.  
k=entrada.  
o=ambiente.  
m=flujo másico (CH<sub>2</sub>O, NH<sub>3</sub>,  
NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O).  
CAL.=caliente.

## INTRODUCCION

En los últimos años se ha comenzado a tener interés en el uso de los principios termodinámicos fundamentales para evaluar más eficazmente sistemas y tecnologías energéticas. Particularmente, se ha incorporado la segunda ley de la termodinámica a través del concepto de exergía para entender mejor la naturaleza irreversible de los procesos reales y sistemas. La exergía se define como el trabajo teórico total derivable de la interacción de un recurso energético con su medio ambiente. La exergía es irreversiblemente consumida en todo proceso real en una cantidad igual a  $T_0$  veces el incremento de la entropía del universo sin que exista posibilidad de recuperar tal trabajo útil perdido.

Para análisis completos y estudios técnicos de optimización de sistemas energéticos, es el análisis exergetico, no el análisis energético, la herramienta más apropiada, ya que toma en cuenta no sólo la cantidad sino también la calidad de la energía. La parte más importante del análisis exergetico es la cuantificación y localización del consumo útil y de las perdidas no recuperables de exergía. Estos consumos y perdidas de exergía generalmente muestran la manera de mejorar el sistema.

En el presente trabajo se aplicará el análisis exergetico al estudio de un sistema de Refrigeración Solar por Absorción de Amoniaco-Agua. La importancia de llevar a cabo este estudio se debe a: uno, el sistema de absorción para producir frío tiene como fuente energética a un colector solar y en consecuencia es un proceso alterno de refrigeración que puede tener gran importancia,

sobretudo para zonas en donde la red eléctrica no ha llegado; dos, el fuerte impacto ambiental atmosférico que produce la acción de las sustancias clorofluorocarbonadas (CFCs) que ocasionan, por un lado, la destrucción de la capa de ozono y, por otro, un incremento del efecto invernadero atmosférico. Dichas sustancias CFCs, tienen entre otros usos el ser flujos de trabajo de los sistemas de refrigeración por compresión. Así entonces, se prevé a nivel mundial la cancelación de su producción a fines de siglo. Por esto, es una tarea inmediata encontrar no sólo substitutos de estos flujos de trabajo, sino también procesos alternos de refrigeración que usen sustancias de trabajo no nocivas al medio ambiente, particularmente a la capa de ozono; desde este punto de vista resulta interesante estudiar un sistema cuyo flujo de trabajo es el amoniaco y soluciones amoniaco-agua, que si bien son fluidos ya conocidos hace mucho tiempo, hoy representan una de las más fuertes opciones, junto con los sistemas de absorción, para substituir al dúo refrigeración por compresión y sustancias clorofluorocarbonadas.

Este estudio se dividió en seis capítulos de la siguiente manera:

Capítulo 1. A partir de los principios fundamentales de la termodinámica se deduce el concepto de exergía y se desarrolla una expresión para ser aplicado a sistemas en régimen de flujo y estado permanente.

Capítulo 2. Se explica el proceso de operación de un sistema de refrigeración por absorción, asimismo se mencionan las características termodinámicas de sus flujos de trabajo, y se

deduce la eficiencia exergética de estos dispositivos.

Capítulo 3. Se pone a consideración del lector la metodología del análisis exergético que se aplicó en el presente trabajo.

Capítulo 4. Se describen las suposiciones básicas en el modelo de estudio, se definen los parámetros de operación del sistema y el caso base de estudio. Asimismo, se discuten las subrutinas del programa de cómputo para el cálculo de las propiedades termodinámicas y se muestran los algoritmos usados para el cálculo de las exergías e irreversibilidades de los componentes del sistema.

Capítulo 5. Se muestran y analizan los resultados de la simulación exergética del sistema solar por absorción.

Capítulo 6. Conclusiones.

## 1. LA EXERGIA

### 1.1 La primera y Segunda Ley de la Termodinámica

Para llegar a formalizar el concepto de exergia es necesario hacer un breve repaso de la primera y segunda ley de la termodinámica.

La primera ley de la termodinámica [1] es simplemente el enunciado del principio de la conservación de la energía y matemáticamente se expresa como:

$$\delta Q - \delta W = dU \quad (1.1)$$

donde

W Trabajo o medios mecánicos de transferencia de energía.

Q Calor o medios no mecánicos de transferencia de energía.

U Energía interna del sistema.

Esta ley también asevera que las dos únicas formas de energía en transición o energías que se pueden transferir a distancia son el trabajo (W) y el calor (Q). El trabajo implica necesariamente una acción de fuerzas actuando sobre los límites del sistema; cualquier otro modo de interacción del sistema con los alrededores se le denomina calor.

La integral cíclica de la ec. 1.1 nos lleva al siguiente resultado:

$$W = \oint \delta W = \oint \delta Q = Q \quad (1.2)$$

estableciendo de este modo una igualdad entre ambos tipos de energía y no oponiéndose en principio a cualquier transformación de la energía. Ciertamente toda cantidad de trabajo es factible de transformarse íntegramente en calor, pero lo contrario no es cierto. Esta direccionalidad de la conversión de la energía la rige la segunda ley de la termodinámica que a continuación vamos a enunciar.

La segunda ley de la termodinámica [2] establece que cualquier proceso espontáneo que suceda dentro de un sistema aislado provoca que la entropía  $S$  del sistema permanezca igual o aumente. Matemáticamente se expresa como:

$$dS_{\text{aislado}} \geq 0 \quad (1.3)$$

En esta última expresión la igualdad se presenta cuando los procesos termodinámicos dentro del sistema aislado son reversibles o ideales, y la desigualdad cuando éstos son irreversibles o reales. Dado que podemos encerrar cualquier proceso real en una porción del universo, esencialmente aislada del resto, esta ley establece que los procesos en el mundo real se dan de tal modo que constantemente la entropía del universo aumenta.

## 1.2 Principio de Degradación de la Energía.

Los procesos reales de conversión de energía se llevan a cabo con efectos de fricción o en presencia de contrastes térmicos finitos; hechos que dan lugar a que se transfiera calor. En la naturaleza se aprecia que esta energía en forma de calor se cede siempre a un foco térmico, el más frío posible, y queda entonces

en un estado de inutilidad para su reconversión en trabajo. Por tanto, podemos señalar que la energía se transforma en la dirección en que se degrada. Así, aunque se conserva, hay algo en la energía que se consume : La capacidad para hacer trabajo [3].

Veamos un ejemplo: la conducción de calor por un gradiente finito de temperatura . Supongamos un foco térmico caliente y uno frío a temperaturas  $T_1$  y  $T_0$  ,respectivamente, conectados por una barra conductora de calor en la que se establece un gradiente de temperatura, figura 1.2.1.

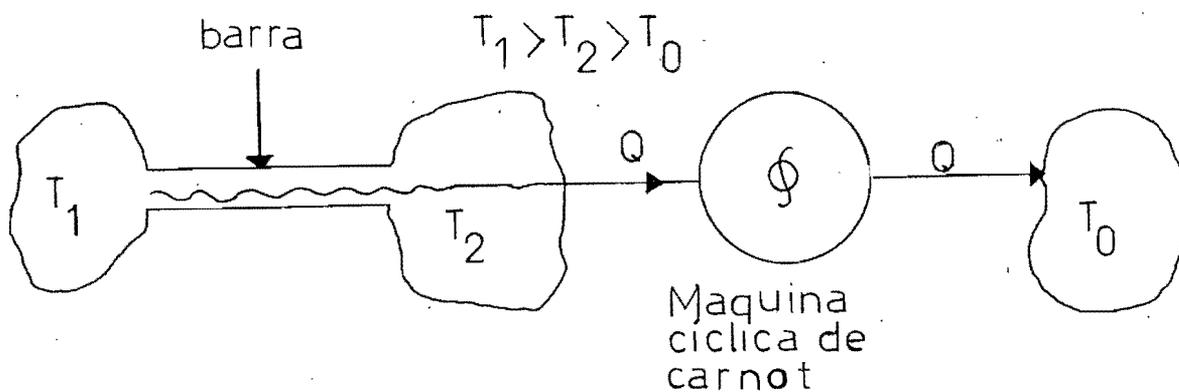


Figura 1.2.1

Después de la conducción de calor a través de la barra, se tiene un flujo de calor  $Q$  que es capaz de llegar al foco más frío  $T_0$ , y que puede aportar, si opera en una máquina de Carnot, el

siguiente trabajo máximo:

$$W_{\text{max con barra}} = Q(1 - T_0 / T_2) \quad (1.4)$$

si no existiese la barra, el trabajo máximo que podría aportar Q sería :

$$W_{\text{max sin barra}} = Q(1 - T_0 / T_1) \quad (1.5)$$

ambos trabajos son distintos y su diferencia la denotamos como:

$$\Delta EX = W_{\text{max sin barra}} - W_{\text{max con barra}} = T_0 Q (1/T_2 - 1/T_1) \quad (1.6)$$

puesto que

$$Q (1/T_2 - 1/T_1) = \Delta S_{\text{universo}} \quad (1.7)$$

se deduce

$$\Delta EX = T_0 \Delta S_{\text{universo}} \quad (1.8)$$

La ecuación 1.6 expresa la pérdida de la capacidad de Q para producir trabajo útil producto de la irreversibilidad que impuso la existencia de un gradiente finito de temperatura, a través de la barra.

Por otro lado, la ecuación 1.8 muestra un caso particular de la siguiente afirmación que formula el principio de degradación de la energía: Siempre que ocurre un proceso irreversible, su efecto sobre el universo es igual al que se produciría si cierta cantidad de energía completamente utilizable para la obtención de trabajo

se convirtiese en otra totalmente inadecuada para convertirse en trabajo. Esta cantidad de energía utilizable que se pierde y a la cual le llamaremos irreversibilidad (I) es  $T_0$  (temperatura del foco más frío) veces mayor que el cambio de entropía del universo que se produce como consecuencia del proceso irreversible; es decir

$$I = \Delta W_{\text{perdido}} = T_0 \Delta S_{\text{universo}} \quad (1.9)$$

Así, en el mejor de los casos, cuando los procesos son reversibles, de la segunda ley se sabe que  $\Delta S_{\text{universo}} = 0$  y en consecuencia  $\Delta W_{\text{perdido}} = 0$ , o lo que es lo mismo, no hay pérdidas en la capacidad de la energía para realizar trabajo.

### 1.3 El Concepto de Exergía.

A continuación se formalizará el concepto de exergía [4]. Sea  $z$  un sistema inmerso en un alrededor  $A_0$ , el cual se supone homogéneo y grande en comparación con  $z$ , figura 1.3.1

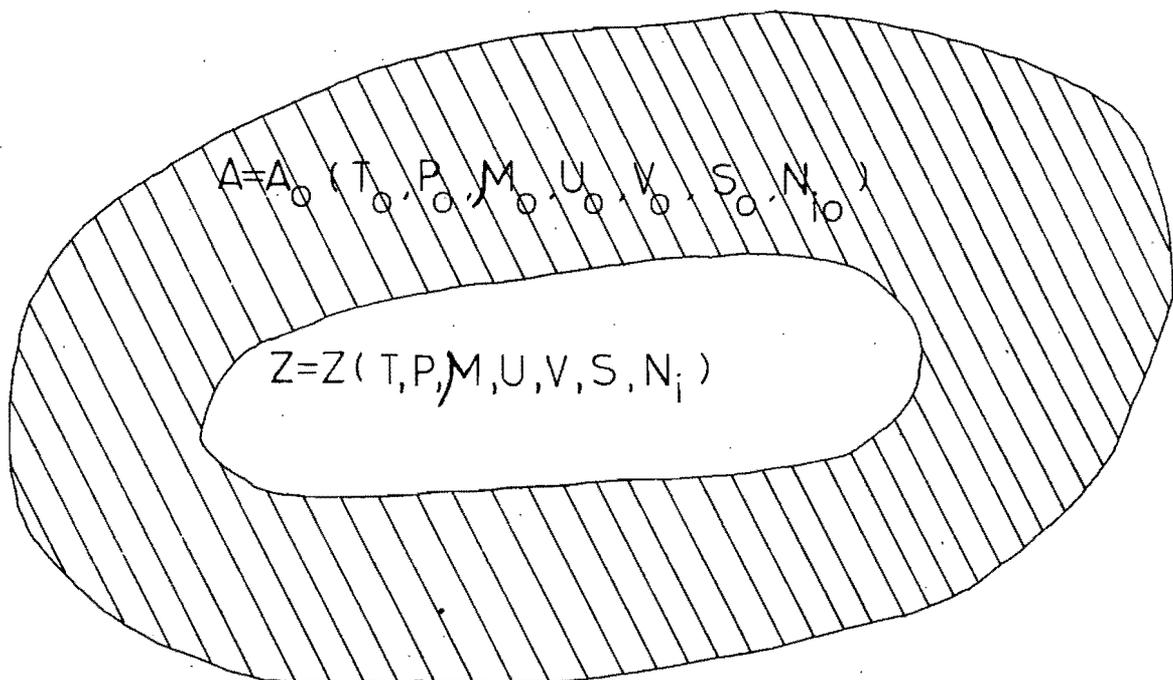


Figura 1.3.1

El sistema  $z$  se caracteriza por sus parámetros o variables termodinámicas intensivas  $T$  (temperatura),  $P$  (presión),  $\mu_i$  (potenciales químicos); y por sus variables extensivas  $U$  (energía interna),  $V$  (volumen),  $S$  (entropía),  $N_i$  (número de moles de la componente química  $i$ ). Una caracterización semejante vale para  $A_0$ .

El mayor tamaño de  $A_0$  respecto a  $z$  se refleja en que las variables extensivas de  $A_0$  son mucho mayores que las de  $z$ :

$$U \ll U_0 \quad (1.10)$$

$$V \ll V_0 \quad (1.11)$$

$$N_i \ll N_{i0} \quad (1.12)$$

Considerese el sistema complejo  $z+A_0$  aislado del exterior excepto por el hecho de que  $z$  puede transferir trabajo  $W$ .

Entonces, cualquier proceso irreversible al interior de  $z+A_0$  debe satisfacer:

$$\delta Q = dU + dU_0 + \delta W = 0 \quad (1.13)$$

$$dV + dV_0 = 0 \quad (1.14)$$

$$dN_i + dN_{i0} = 0 \quad (1.15)$$

La interacción de  $z+A_0$  puede ocurrir de una manera controlada a través de la frontera de  $z$ . Puesto que  $z$  es pequeño dicha interacción no cambia notablemente los parámetros intensivos de  $A_0$ ; por tanto:

$$T_0 = \text{cte.} \quad (1.16)$$

$$P_0 = \text{cte.} \quad (1.17)$$

$$\mu_0 = \text{cte.} \quad (1.18)$$

Con base en las expresiones diferenciales de la primera y segunda ley de la termodinámica, para el sistema  $A_0$  tenemos:

$$\delta Q = T_0 dS_0 = dU_0 + \delta W_{A_0} \quad (1.19)$$

Si suponemos que el trabajo por o sobre  $A_0$  es trabajo volumétrico ( $P_0 dV_0$ ) y trabajo químico ( $-\sum \mu_i dN_i$ ), la expresión anterior se convierte en

$$T_0 dS_0 = dU_0 + P_0 dV_0 - \sum \mu_i dN_i \quad (1.20)$$

$$dS_0 = (1/T_0)(dU_0 + P_0 dV_0 - \sum \mu_i dN_i) \quad (1.21)$$

Haciendo uso de las ecs. 1.13, 1.14, y 1.15 la expresión 1.21 la podemos expresar como

$$dS_0 = -(1/T_0)(dU + P_0 dV - \sum \mu_i dN_i + \delta W) \quad (1.22)$$

Puesto que la entropía es una variable extensiva y, por tanto, aditiva, la diferencial total de la entropía del sistema complejo  $z + A_0$  será:

$$dS_{total} = dS_{A_0} + dS_z = dS_0 + dS \quad (1.23)$$

Al substituir la ec. 1.21 en la expresion anterior se llega a

$$T_0 dS_{total} = -(CdU + P_0 dV - T_0 dS - \sum \mu_i dN_i + \delta W) \quad (1.24)$$

Del principio de degradación de la energía (ec. 1.8) se infiere que si suponemos que los procesos involucrados en el sistema complejo z+a<sub>0</sub> son reversibles, entonces

$$dU + P_0 dV - T_0 dS - \sum \mu_i dN_i = -\delta W \quad (1.25)$$

integrando

$$U + P_0 V - T_0 S - \sum \mu_i N_i = W_{reversible} \quad (1.26)$$

A partir de la ecuación 1.26 y dado que los procesos son reversibles se puede deducir que la función termodinámica  $U + P_0 V - T_0 S - \sum \mu_i N_i$  es la función termodinámica que mide el máximo trabajo obtenible que puede aportar el sistema z cuando su entorno es A<sub>0</sub> y los procesos involucrados son reversibles. A la función termodinámica referida le llamaremos EXERGIA (EX). Entonces a la ec.1.26 la podemos reescribir como

$$EX = U + P_0 V - T_0 S - \sum \mu_i N_i \quad (1.27)$$

Por el contrario, supongamos ahora que los procesos en z+A<sub>0</sub> son

irreversibles; para este caso se tendría

$$dS_{total} = dS_{universo} > 0 \quad (1.28)$$

como:

$$dS_{total} = -1/T_0(dEX + \delta W) > 0 \quad (1.29)$$

se tiene que

$$\delta W + dEX = -T_0 dS < 0 \quad (1.30)$$

integrando,

$$W - \int_i EX_f = -T_0 \Delta S \quad (1.31)$$

por tanto,

$$\int_i EX_f = W + T_0 \Delta S \quad (1.32)$$

Es decir, parte de la Exergía inicialmente disponible se desaprovecha, debido a la irreversibilidad, en la cantidad  $T_0 \Delta S_{total}$  y solo otra parte  $W < \int_i EX_f$  desarrolla trabajo. La cantidad de Exergía inicialmente disponible que se pierde constituye la irreversibilidad  $I$  del proceso.

$$I = \int_i EX_f - W \quad (1.33)$$

Por otro lado, es fácil ver que la exergía de un sistema  $z$  es la cantidad de trabajo obtenible cuando el sistema  $z$  es llevado a

un estado de equilibrio térmico, mecánico y químico con el medio ambiente por medio de procesos reversibles. Para que esto sea claro substituyamos la ecuación fundamental de la termodinámica:

$$U=TS-PV + \sum \mu_i N_i \quad (1.34)$$

en la ec. 1.26. Haciendo esto se obtiene

$$EX=S(T-T_0)-V(P-P_0) + \sum N_i(\mu_i-\mu_{i0}) \quad (1.35)$$

Entonces si las variables intensivas del sistema  $z$  tienden respectivamente a los valores de los alrededores ( $T \Rightarrow T_0, P \Rightarrow P_0, \mu_i \Rightarrow \mu_{i0}$ ) la exergía tiende a anularse ( $EX \Rightarrow 0$ ). Así, la exergía es una propiedad de dos estados termodinámicos, el del sistema  $z$  y de los alrededores  $A_0$ . Su magnitud puede ser vista como una medida de la desviación del estado termodinámico del sistema  $z$  respecto de los alrededores.

#### 1.4 El medio Ambiente o Condición de Referencia

Los términos medio ambiente y equilibrio, referidos en la definición de exergía requieren más explicación.

Dadas las características del sistema que se va a estudiar, entenderemos por equilibrio el estado cuando el sistema está en equilibrio mecánico y térmico con el medio ambiente, a este estado también se le denomina equilibrio restringido [5]. Bajo estas

condiciones la temperatura y la presión son iguales a las del medio ambiente respectivamente. En este caso de equilibrio, el sistema se mantiene separado de el medio ambiente por medio de una frontera física para prevenir cualquier mezclado e interacción química con el medio ambiente. Debido a esto, la composición de el medio ambiente no es de interés y el estado del ambiente está adecuadamente definido por su presión ( $P_o$ ) y temperatura ( $T_o$ ). Así, en este caso el medio ambiente puede ser considerado como un depósito infinitamente grande de energía térmica de grado cero, ya que por definición su exergía es cero .

El concepto de exergía nos lleva directamente a definir un nuevo criterio de eficiencia que toma en cuenta las irreversibilidades de los procesos reales en un dispositivo, pues ahora se tiene la oportunidad de saber que tan reversible es un proceso real al comparar la exergía que se consume actualmente (exergía actual) con la exergía que se ocuparía (exergía mínima) si dicho proceso se efectuara reversiblemente. Así entonces definiremos a la eficiencia exergética como:

$$EX = \text{Exergía mínima} / \text{Exergía actual} \quad (1.36)$$

### 1.5 Analisis Exergético para un Flujo de Masa en un Volumen de Control y en Regimen de Estado y Flujo Estable.

Hasta ahora se ha tratado y definido la exergía para un sistema termodinámico, lo que a continuación haremos es generalizar este

concepto para el análisis de un flujo de masa en un volumen de control en régimen de estado y flujo estable que es un caso que tiene una gran importancia en el ámbito de la ingeniería.

Un volumen de control [6] es un volumen definido en el espacio en el que uno se interesa para efectuar un estudio o análisis particular. La superficie de este volumen de control se llama superficie de control y es siempre una superficie cerrada. El tamaño y la forma del volumen de control son completamente arbitrarios y se definen de manera que se ajusten lo mejor posible al análisis que ha de realizarse. La superficie puede estar fija, o bien, estar en movimiento o expandirse. Sin embargo, tal superficie debe ser definida en relación con un cierto sistema de coordenadas.

La masa, lo mismo que el calor y el trabajo, pueden atravesar la superficie de control; así como las propiedades de la misma pueden en principio variar con el tiempo.

Lo que a continuación se hará, es desarrollar la expresión de la exergía para un flujo de masa en un volumen de control para analizar el funcionamiento estable a largo plazo de máquinas y equipo tales como intercambiadores de calor, evaporadores, generadores de vapor, condensadores, etc. En este desarrollo no se incluirá los periodos transitorios de corto plazo de puesta en marcha o paro de tales dispositivos, sino solamente el periodo de operación estable.

Considerese el siguiente conjunto de suposiciones que llevan al modelo que denominaremos proceso de estado y flujo estable (EFEF):

1) El volumen de control no se mueve relativamente al sistema de coordenadas.

2) El estado de la masa en cada punto en el volumen de control no varía con el tiempo.

3) La densidad de flujo de masa y el estado de esta en cada área determinada de flujo en la superficie de control no varían en el tiempo.

La importancia de cada una de estas suposiciones para el proceso EFE son :

1.- La primera hipótesis significa que todas las velocidades medidas con relación al sistema de coordenadas, son también velocidades relativas a la superficie de control, y no hay trabajo asociado con la aceleración del volumen.

2.- La segunda hipótesis implica que las ecuaciones de continuidad y de primera ley son respectivamente:

$$\sum M_e = \sum M_s \quad (1.37)$$

$$Q_{vc} + \sum M_e (h_e + v_e^2/2 + z_e g) = \sum M_s (h_s + v_s^2/2 + z_s g) + W_{vc} \quad (1.38)$$

3.- La tercera hipótesis implica que todas las cantidades que aparecen en las ecs. 1.37, y 1.38 son constantes en el tiempo, es decir, la aplicación de las ecuaciones anteriores a la operación de algún dispositivo es independiente del tiempo.

Considerese un sistema cerrado o cíclico (como el que a final de cuentas en este trabajo nos va a interesar), entonces  $N_i = \text{cte.}$  y la ecuación 1.27 se simplifica del siguiente modo:

$$EX=U+PoV-ToS \quad (1.39)$$

Habiendo hecho esto, la exergía de flujo de masa la definimos como:

$$EX=U+PoV-ToS +V^2/2 +gZ +(P-Po)V \quad (1.40)$$

En donde  $(P-Po)V$  es el trabajo de flujo respecto a la presión del medio ambiente, los términos de la energía cinética y potencial son debido al movimiento y elevación del flujo de masa, así entonces la expresión anterior pasa a ser:

$$EX=U+PV-ToS+V^2/2 +gZ \quad (1.41)$$

o lo que es lo mismo (puesto que  $H=U+PV$ ):

$$EX=H-ToS+V^2/2 +gZ \quad (1.42)$$

como por definición la exergía  $EX_o$  del medio ambiente es cero y en él  $Vo=0$  y  $Zo=0$  se tiene que:

$$\begin{aligned} EX &= EX - EX_o = H - ToS + V^2/2 + gZ - Ho + ToSo \\ &= (H - Ho) - To(S - So) + V^2/2 + gZ \end{aligned} \quad (1.43)$$

Así, de acuerdo a la relación arriba señalada, la exergía de flujo, dado el estado termodinámico de la masa que entra al volumen de control, es el trabajo útil máximo que aporta el flujo cuando su masa sale del volumen a ponerse en equilibrio con el

medio exterior.

La ecuación 1.42 es la expresión de la exergía asociada a una sustancia en cualquier estado termodinámico, a medida que entra al volumen de control en un proceso de estado y flujo estable. También es fácil ver que cuando un flujo en un volumen de control pasa de un estado termodinámico a otro, es capaz de aportar o ganar exergía o trabajo útil en una cantidad igual a la diferencia de las exergías de los puntos respectivos, es decir:

$$\begin{aligned}\Delta EX &= EX_2 - EX_1 \\ &= (H_2 - H_1) - T_0(S_2 - S_1) + 1/2(V_2^2 - V_1^2) + g(Z_2 - Z_1)\end{aligned}\quad (1.44)$$

Se debe señalar que en la ecuación 1.44 el término de energía cinética no está afectado por un factor de fricción por lo que solamente tiene validez para el caso en que los flujos de trabajo no sufren caídas de presión.



DEPFI

T. UNAM

1989

ISL

g. 2

## 2. EL SISTEMA DE REFRIGERACION POR ABSORCION CONTINUA

### 2.1 El Proceso Básico de la Refrigeración.

La refrigeración [7] es un proceso cíclico que consiste en bajar y mantener la temperatura de un espacio refrigerado (ER) o material por debajo de la temperatura del medio ambiente. Para lograr lo anterior es necesario extraer calor del espacio refrigerado y transferirlo a otro cuerpo que se encuentre a una temperatura menor a la del cuerpo refrigerado. En todos los procesos de refrigeración, el cuerpo usado para absorber el calor del espacio refrigerado se llama refrigerante. Finalmente, este calor absorbido es cedido al medio ambiente. Para lograr que el proceso se accione es necesario un consumo de trabajo  $W$  tal como se muestra en la siguiente figura 2.1.1.

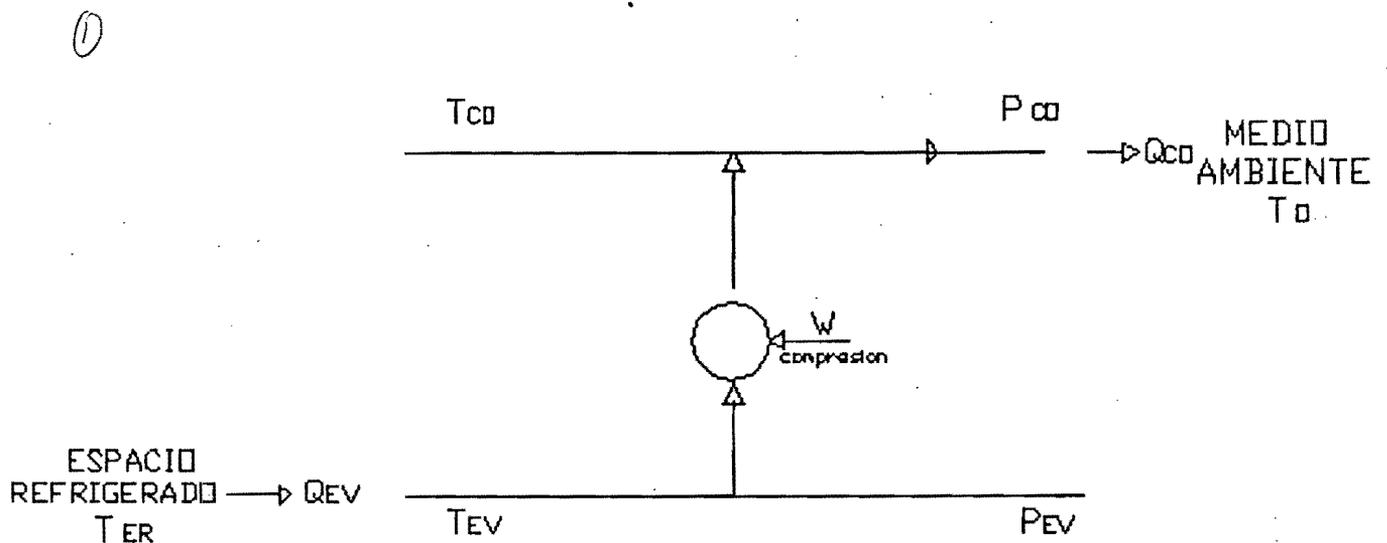


Figura 2.1.1. PROCESO BASICO DE LA REFRIGERACION

Esta figura muestra un esquema simplificado del proceso de refrigeración. El refrigerante absorbe calor  $Q_{EV}$  del espacio refrigerado a la temperatura  $T_{ER}$  y cede calor  $Q_{CO}$  a la temperatura  $T_o$  del medio ambiente, para lo cual recibe una cantidad de trabajo  $W$ .

Los dos parámetros que por excelencia definen la operación interna de un sistema de refrigeración son la temperatura de evaporación  $T_{EV}$  y la temperatura de condensación  $T_{CO}$ . El parámetro  $T_{EV}$  depende de la temperatura  $T_{ER}$  requerida en el espacio refrigerado, debido a que para efectos de la transferencia de calor es necesario un gradiente térmico en el evaporador igual a  $T_{ER} - T_{EV}$ . De manera análoga la temperatura de condensación  $T_{CO}$  depende de la temperatura  $T_o$  del sumidero de calor, ya que la transferencia de calor en el condensador se efectúa a través del gradiente de temperaturas  $T_{CO} - T_o$ . El sumidero de calor puede ser el medio ambiente o agua de enfriamiento.

La cantidad de calor por unidad de masa que absorbe el refrigerante del espacio se denomina efecto refrigerante. Por ejemplo, para que un kilogramo de agua a  $0^{\circ}\text{C}$  se convierta en hielo es necesario absorber 335 kJ, así entonces el efecto refrigerante es de 335 kJ/kg.

En base a la primera ley de la termodinámica, la cantidad de calor  $Q_{EV}$  extraído del espacio refrigerado a la temperatura  $T_{ER}$  se relaciona con el calor cedido  $Q_{CO}$  al medio ambiente a la

temperatura  $T_o$  y con la cantidad de trabajo  $W$  por medio de la ecuación:

$$Q_{EV} = Q_{CO} - W \quad (2.1)$$

Una máquina térmica de potencia operando entre las temperaturas  $T_o$  y  $T_{ER}$  ( $T_o > T_{ER}$ ) tiene una eficiencia termodinámica teórica máxima igual a:

$$\eta = 1 - T_{ER}/T_o \quad (2.2)$$

conocida como la eficiencia de Carnot.

Un ciclo de refrigeración se puede considerar como una máquina térmica inversa respecto a una de potencia, y la figura de mérito que determina su eficiencia desde el punto de vista de la primera ley es el Coeficiente de Operación (COP) o también llamado coeficiente de Funcionamiento definido como:

$$COP = Q_{EV}/W = Q_{EV}/(Q_{CO} - Q_{EV}) \quad (2.3)$$

El tipo más común de refrigerador es el sistema de refrigeración por compresión operado por energía mecánica y que primeramente explicaremos, dado que una vez entendido su funcionamiento será más fácil comprender el sistema más complejo de refrigeración por absorción.

El sistema de refrigeración por compresión se muestra en el esquema de la figura 2.1.2. Este sistema tiene como componentes un

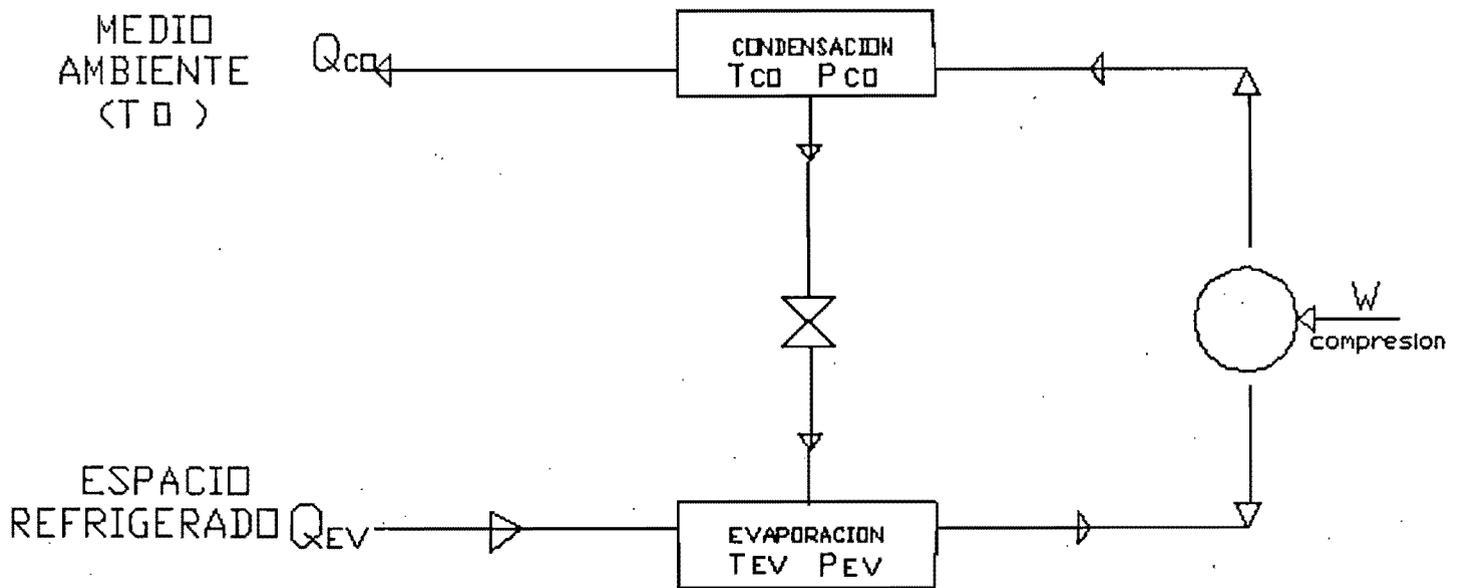


Figura 2.1.2 SISTEMA DE REFRIGERACION POR COMPRESION

evaporador, condensador, válvula de expansión y un compresor.

En el evaporador el fluido se evapora a una temperatura  $T_{EV}$  extrayendo una cantidad de calor  $Q_{EV}$  del espacio refrigerado. El fluido refrigerante evaporado se comprime en un compresor y cede una cantidad de calor  $Q_{CO}$  en el condensador, una vez condensado el refrigerante, se expande a través de la válvula de expansión y regresa al evaporador para completar el ciclo.

El ciclo de refrigeración por compresión se puede describir con referencia a un diagrama de temperatura contra presión como se muestra en la figura 2.1.3.

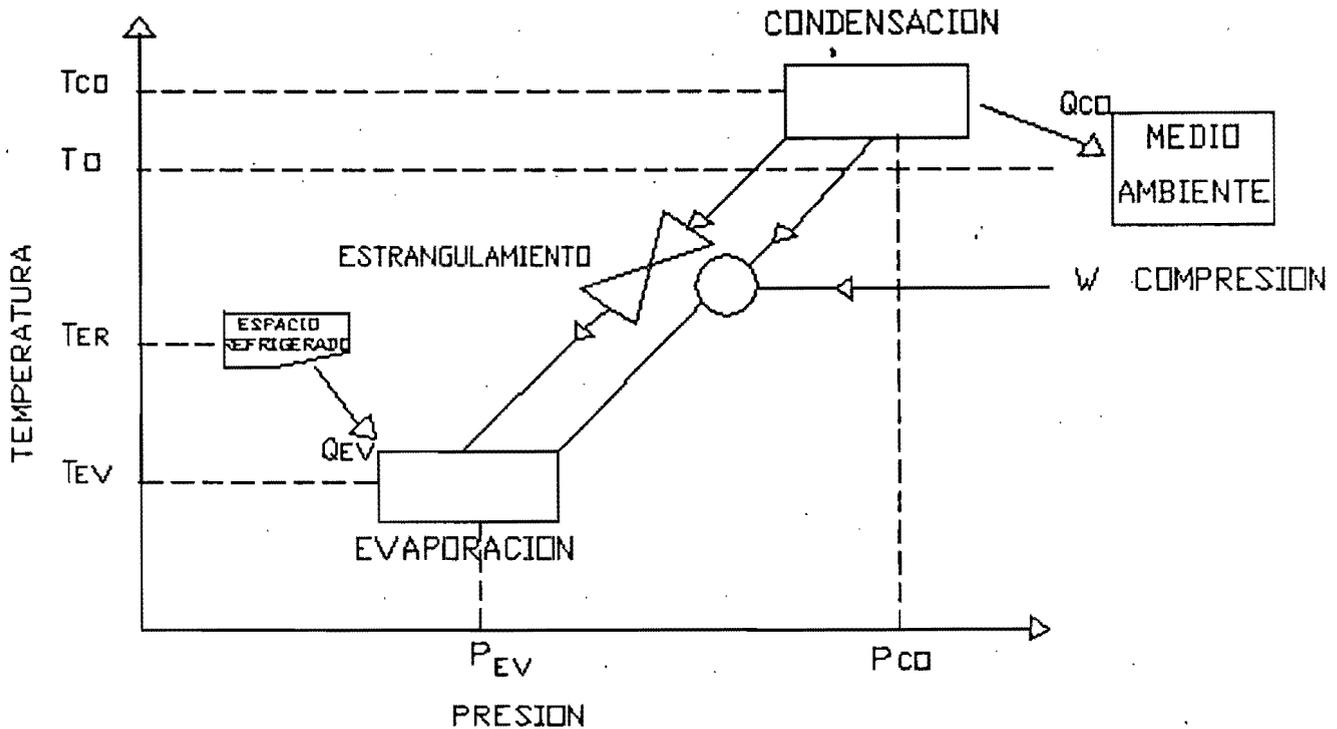


Figura 2.1.3. DIAGRAMA ESQUEMATICO DEL CICLO DE REFRIGERACION POR COMPRESION

## 2.2 ciclo de Refrigeración por Absorción

La diferencia básica entre un ciclo de compresión como el que se describió y uno de absorción, que es nuestra materia de trabajo, es la sustitución del compresor del primero, por el absorbedor y generador en el segundo.

La ventaja principal de una máquina de refrigeración que opera bajo el principio de absorción, es que al ser una máquina puramente térmica, la energía necesaria para mantener el proceso se suministra en forma de calor. Sin embargo, se encuentra que para operarla se requiere un suministro de calor muchas veces mayor que el trabajo requerido por el ciclo de compresión de

vapor, no obstante, este calor es de baja calidad y en términos exergéticos la diferencia cuantitativa entre el trabajo  $W$  del compresor de vapor y el calor  $Q_{GE}$  de baja calidad para operar un sistema de absorción ya no es tan grande. Asimismo, un sistema de absorción sólo requiere una pequeña cantidad de trabajo de la bomba para producir la circulación de los fluidos de trabajo del sistema por absorción.

El objeto de interés en esta tesis es el de analizar un sistema solar de refrigeración por absorción continuo, es decir, un sistema por absorción que opera sin interrupción a lo largo del tiempo y que tiene como fuente térmica a un colector solar plano.

En el ciclo básico por absorción, el vapor refrigerante a baja presión es convertido a una fase líquida (solución) a baja presión. Esta conversión es posible debido a que el vapor es absorbido por un fluido secundario, el absorbente. El proceso de absorción se debe a la tendencia de mezclado de las sustancias miscibles, y, más en general, debido a la afinidad entre las moléculas del absorbente y el refrigerante. Este proceso de absorción produce que una cantidad de energía térmica se libere a un depósito de calor. Esta energía calorífica proviene del calor de condensación, calor sensible y, normalmente de calor de dilución. Puesto que la cantidad de refrigerante absorbido aumenta a medida que se reduce la temperatura de la solución absorbente, se deduce que el funcionamiento del absorbedor depende en gran parte del tipo de enfriamiento disponible [7]. La solución que se forma de la mezcla del refrigerante y el absorbente es presurizado

en una bomba y es llevado al generador en donde nuevamente el refrigerante y el absorbente son separados, es decir, regenerados por un proceso de destilación. Un simple alambique es adecuado para la separación cuando el absorbente es no volátil, como es el caso del sistema de bromuro de litio-agua. No obstante, equipo de destilación fraccional es requerido cuando el absorbente es volátil, como en el caso del sistema amoniaco-agua que vamos tratar. El refrigerante no queda esencialmente libre de absorbente, estorbando, de esta manera, el proceso de evaporización en el evaporador. El absorbente regenerado normalmente se queda con una cantidad sustancial de refrigerante.

El sistema de absorción amoniaco-agua es uno de los más viejos métodos de refrigeración. El amoniaco es el refrigerante y el agua es el absorbente. Puesto que el absorbente, el agua, es volátil, el vapor que sale del generador puede contener mucha agua y por tanto es necesario rectificar el vapor que sale del generador para incrementar la concentración de amoniaco.

La figura 2.2.1 muestra un esquema de un ciclo real de absorción de amoniaco-agua. El sistema consta de un absorbedor, generador, condensador, evaporador, dos válvulas de expansión, bomba, precalentador, subenfriador y rectificador. Los procesos que se llevan a cabo son los siguientes [8].

AB. El refrigerante es absorbido a baja presión por una solución débil de amoniaco-agua dando como resultado una solución rica de amoniaco-agua, en este proceso se libera calor  $Q_{AB}$  el cual es absorbido por una corriente de agua a baja temperatura.

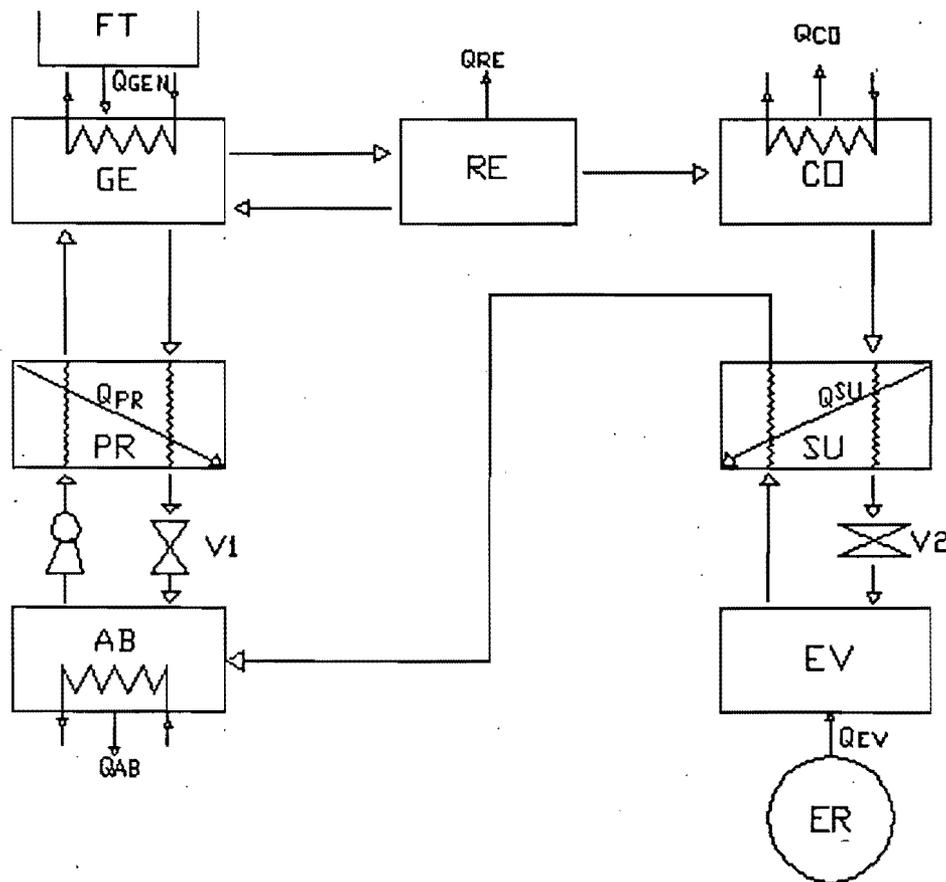


Figura 2.2.1 SISTEMA DE REFRIGERACION POR ABSORCION DE AMONIACO-AGUA

BO. La solución fuerte es bombeada hacia el generador via un precalentador o intercambiador de calor de soluciones.

PR. La solución fuerte es calentada por la solución débil que proviene del generador. El precalentador tiene como función economizar el calor suministrado al generador al aprovechar la transferencia de calor  $Q_{PR}$  entre la mezcla débil del reflujo del generador y la mezcla fuerte que proviene del absorbedor.

V1. Se estrangula la solución débil que proviene del generador para lograr la absorción a baja presión.

FT. La fuente térmica constituida por un flujo de agua calentada en un colector solar plano cede una cantidad de calor  $Q_{GE}$  al sistema a través del generador.

GE. se realiza el proceso de destilación que separa el vapor de amoníaco de la mezcla fuerte, quedando como remanente una solución débil que sale como reflujo del generador. El vapor, posteriormente es dirigido al condensador.

RE. Se efectúa un proceso de rectificación para purificar al vapor que proviene del generador, de tal modo que a la salida del rectificador tenemos casi vapor puro. En este proceso se cede calor  $Q_{RE}$  al medio ambiente para lograr condensar vapor de agua que acompaña al gas de amoníaco.

CO. Se condensa el vapor de amoníaco a alta presión. El calor cedido  $Q_{CO}$  es ganado por una corriente de agua a baja temperatura que funciona como un depósito de calor.

SU. Se produce un proceso de intercambio de calor  $Q_{SU}$  en un subenfriador o intercambiador de calor líquido-vapor. El vapor-refrigerante que proviene del evaporador es calentado por el líquido-refrigerante que proviene del condensador. El subenfriador tiene como principal objetivo incrementar la cantidad de energía extraída por el evaporador, al evitar que el amoníaco líquido se evapore antes de llegar al evaporador.

EV. El refrigerante líquido es expandido en el evaporador, donde es evaporado a baja presión y temperatura con el calor que proviene del espacio refrigerado.

ER. Se efectúa el proceso de enfriamiento del cuerpo cuya temperatura se quiere bajar extrayéndole calor.

### 2.3 Eficiencia Exergética de un Sistema de Refrigeración por Absorción.

Dada la naturaleza del estudio que se realizó en este trabajo, conviene crear expresiones a través de las cuales podamos evaluar desde el punto de vista de la exergía a un SRAC.

Así entonces, en esta sección se establece la definición de eficiencia exergética para un SRAC [9] para lo cual es necesario primero deducir el máximo coeficiente de rendimiento COPMAX para un sistema de absorción. Considerese nuevamente La figura 2.2.1 que ilustra el flujo de las energías transferidas desde y hacia los fluidos de un sistema de absorción.

La fuente térmica del generador suministra calor  $Q_{GE}$  que es el de más calidad del sistema. La bomba suministra trabajo  $W_{BO}$ . El espacio refrigerado suministra calor  $Q_{EV}$  de baja calidad. El sistema entrega calor  $Q_O$  al medio ambiente (agua de enfriamiento o aire atmosférico) a través del absorbedor ( $Q_{AB}$ ), el condensador ( $Q_{CO}$ ) y del rectificador ( $Q_{RE}$ ). La suma de estas tres últimas cantidades es el calor total cedido a los alrededores.

$$Q_O = Q_{AB} + Q_{CO} + Q_{RE} \quad (2.4)$$

De la primera ley y puesto que el ciclo es cerrado se tiene:

$$Q_0 = Q_{GE} + Q_{EV} + W_{BO} \quad (2.5)$$

Supongamos que la temperatura de la fuente térmica del generador es  $T_{FT}$ , del espacio refrigerado es  $T_{ER}$  y la del medio ambiente es  $T_0$ , asimismo todas ellas son constantes.

Puesto que los fluidos circulan en el sistema de absorción en un ciclo cerrado y en estado estacionario, en consecuencia, la variación total de entropía en el sistema entero son las que ocurren externamente a los fluidos del sistema de absorción.

El incremento de entropía para la fuente térmica del generador es:

$$\Delta S_{GE} \geq -Q_{GE}/T_{FT} \quad (2.6)$$

para la sustancia refrigerada este incremento es:

$$\Delta S_{EV} \geq -Q_{EV}/T_{ER} \quad (2.7)$$

y para el medio ambiente es:

$$\Delta S_0 \geq Q_0/T_0 \quad (2.8)$$

de la segunda ley de la termodinámica tenemos:

$$\Delta S_{universo} = \Delta S_{GE} + \Delta S_{EV} + \Delta S_0 \geq 0 \quad (2.9)$$

o bien

$$\Delta S_{universo} = -Q_{GE}/T_{FT} - Q_{EV}/T_{ER} + Q_0/T_0 \geq 0 \quad (2.10)$$

substituyendo la ecuacion 2.5 en 2.10

$$Q_{GE} (T_{FT} - T_o) / T_{FT} \geq Q_{EV} (T_o - T_{ER}) / T_{ER} - W_{BO} \quad (2.11)$$

supogamos que  $W_{BO}$  es despreciable, entonces

$$COP = Q_{EV} / Q_{GE} \leq T_{ER} (T_{FT} - T_o) / T_{FT} (T_o - T_{ER}) \quad (2.12)$$

entonces el COPMAX se logra cuando se cumple la igualdad en la expresi3n anterior, es decir cuando los procesos en el sistema son reversibles:

$$COPMAX = T_{ER} / T_{FT} \left( (T_{FT} - T_o) / (T_o - T_{ER}) \right) \quad (2.13)$$

reacomodando t3rminos

$$COPMAX = (1 - T_o / T_{FT}) \left( T_{ER} / (T_o - T_{ER}) \right) \quad (2.14)$$

La ecuaci3n anterior demuestra, que te3ricamente el sistema de absorci3n consiste de dos ciclos ; uno produce potencia entre la temperatura de la fuente t3rmica  $T_{FT}$  y la temperatura del medio ambiente  $T_o$ , y el otro ciclo produce refrigeraci3n entre la temperatura del espacio refrigerado  $T_{ER}$  y la temperatura del medio ambiente  $T_o$ .

Una vez deducido el COPMAX para un sistema de refrigeraci3n por absorci3n, la eficiencia exergetica de un SRAC se puede definir, de acuerdo a la ec. 1.36, como:

$$EEX = \frac{Q_{EV} \left( \frac{T_o}{T_{ER}} - 1 \right)}{Q_{GEC} \left( 1 - \frac{T_o}{T_{FT}} \right)} \quad (2.15)$$

Puesto que el trabajo equivalente mínimo que debiera realizar el SRAC para formar hielo es precisamente la exergía de formación del hielo (exergía mínima). El trabajo equivalente de la fuente térmica que consume el sistema para formar el hielo constituye la exergía de uso actual.

Sustituyendo en la ecuación 2.15 la definición del COP para un SRAC (vea relación 2.12) y la ecuación 2.14 se deduce que:

$$EEX = COP / COP_{MAX} \quad (2.16)$$

#### 2.4 Características del Fluido de Trabajo Amoniac-Agua.

No se puede concluir la caracterización de un SRAC sin antes no mencionar las cualidades que deben tener los fluidos de trabajo de un SRAC y particularmente las que tiene el fluido de trabajo amoniac-agua de nuestro sistema de estudio.

En un sistema de absorción el criterio inicial para la selección del fluido de trabajo es el de especificar los límites térmicos ( $T_{EV}$  y  $T_{CO}$ ) en los cuales debe operar. La temperatura crítica del fluido de trabajo deberá ser bastante mayor que la máxima temperatura de trabajo en el sistema. De igual forma, el

punto de congelación del fluido debe ser suficientemente menor que la mínima temperatura en el sistema. de lo contrario, el sólido formado obstruiría el paso del flujo y dañaría el sistema.

La presión del vapor del fluido de trabajo determina la presión desarrollada en el condensador y el evaporador, por otro lado, el calor latente de vaporización debe ser lo más grande posible respecto a las condiciones de operación del evaporador con el fin de extraer más calor por unidad de masa del refrigerante. Los fluidos de trabajo deberán tener un valor de viscosidad y de tensión superficial bajos, con el fin de reducir las caídas de presión dentro del sistema.

La conductividad térmica del fluido de trabajo tanto líquido como vapor debe ser alta con el fin de favorecer la transferencia de calor en los intercambios de calor.

Otras de las características deseables para la mezcla son:

- Alto equilibrio en la solubilidad a condiciones de operación.
- La absorción debe ser rápida y la solución que se obtenga deberá alcanzar rápidamente las condiciones de equilibrio.
- La diferencia de volatilidades entre el refrigerante y el absorbente debe ser alta.
- Se debe procurar que los componentes de la mezcla no sean corrosivos, tóxicos y flamables.

Sin embargo, es necesario mencionar que no existe el refrigerante ideal que cumpla con todos los requerimientos anteriores para cada uso o condición.

Las características del Fluido de Trabajo Amoniaco -Agua son:

- 1.-Ausencia de fase sólida. El par refrigerante-absorbente no forma una fase sólida sobre el rango de composición y temperatura en los cuales está operando.
- 2.-Razón de volatilidad. La razón de volatilidad del par amoniaco-agua es muy baja y por tanto el sistema requiere de altas presiones para operar y producir una mejor separación de amoniaco respecto del agua. En general la baja razón de volatilidad entre el amoniaco y el agua provoca que el vapor de amoniaco contenga cantidades apreciables de agua. Estas al atravesar el condensador y llegar al evaporador aumentan la temperatura de evaporación, disminuyendo el efecto refrigerante por tener una solución amoniaco no vaporizable a baja temperatura. Por esta razón la eficiencia del sistema amoniaco-agua puede mejorarse usando un rectificador cuya función es la de eliminar el vapor de agua a la salida del generador, antes de que llegue al condensador.
- 3.-Afinidad. El absorbente, el agua, tiene una fuerte afinidad al amoniaco bajo las condiciones en los cuales la absorción tiene lugar.
- 4.-Presión. Como ya se comentó el par amoniaco-agua requiere altas presiones y esto lleva a ocupar equipo pesado y un sellado muy estricto, asimismo esto implica tener un consumo significativo de energía eléctrica de la bomba para llevar a la solución fuerte de una baja a una alta presión.
- 5.-Estabilidad. El par es estable químicamente por lo cual se puede operar durante varios años.
- 6.-Corrosión. El amoniaco y las soluciones de amoniaco-agua son muy

corrosivas, por lo que el equipo requiere de mantenimiento.

7.-Seguridad.El amoniaco es tóxico, irritante, flamable y explosivo. Estas características lo hacen peligroso para ser usado en aire acondicionado.

8.-Calor latente. El calor latente del amoniaco es alto de modo que la razón de circulación del refrigerante y el absorbente es relativamente alto.

9.-Propiedades de transporte.La viscosidad, tensión superficial, difusión térmica y difusividad de la masa son en general bien comportadas.

### 3. METODOLOGIA PARA EL ANALISIS EXERGETICO.

La metodología que se siguió para realizar el análisis exergetico del SRAC tuvo como base el método por bloques propuesto por Ahern [16] que comprende un diagrama de flujo del sistema y bloques de cálculos individuales de los procesos termodinámicos que tienen lugar en los distintos componentes del sistema. Este método por bloques provee una técnica fácil para conformar algoritmos de cálculo con el grado de refinamiento que se desee en la obtención de los resultados. La estructuración del sistema por bloques de estudio y el diagrama de flujo que del emergió formaron la base del programa de cómputo que finalmente simuló el sistema.

El procedimiento que se efectuó para implementar el método de análisis exergetico por bloques empezó por la comprensión cabal del funcionamiento del sistema de estudio, lo cual permitió, en primer lugar, abstraer la operación del sistema en un esquema que ilustró fácilmente la operación del mismo, y permitió a su vez localizar los parámetros más relevantes de su operación, de tal modo que el funcionamiento del sistema pudo ser puesto en función de dichos parámetros. Logrado esto, se conformó un diagrama de flujo de la operación del sistema que tuvo como datos de entrada a los parámetros mencionados, lo que se convirtió, a su vez, en un programa de cómputo a través del cual se simuló al sistema. Hecho esto, fue entonces factible realizar un análisis de sensibilidad.

del comportamiento exergético del sistema respecto a la variación de los parámetros de interés. El fin último de la realización de la simulación del sistema en un programa de cómputo fue la búsqueda de la optimización del sistema.

En todo análisis exergético el primer paso que se debe efectuar es el de seleccionar la condición de referencia, en donde por definición la exergía de todos los flujos de trabajo del sistema valen cero. Para realizar el presente trabajo, se seleccionó a  $T_0=20^{\circ}\text{C}$  y  $P_0=1.03 \text{ kgf/cm}^2$  como nuestras condiciones de referencia.

El siguiente paso del método consistió en determinar la información termodinámica necesaria para poder llevar a cabo el análisis exergético del sistema, esto lo que quiso decir fue determinar el flujo másico (M), temperatura (T), presión (P), concentración (X), entalpía (h) y entropía (s) a la entrada y salida de cada componente del sistema, así como la entalpía  $h_0$  y la entropía  $s_0$  de todos los flujos de trabajo pero a las condiciones de referencia; para llevar a cabo esto se hizo uso de subrutinas de cálculo de propiedades termodinámicas y de balances de energía alrededor de los componentes. En realidad el uso de balances de energía es de imprescindible necesidad a la hora de realizar balances exergéticos, de ahí que en realidad un análisis exergético complementa a un balance de energía.

Una vez conocida la información termodinámica requerida en cada punto de interés del sistema , se procedió a clasificar los flujos del sistema en flujos internos y externos, de tal modo que se consideraron como flujos externos los flujos del agua de enfriamiento del absorbedor y condensador así como el agua de calentamiento proveniente de la fuente térmica (colector solar). Se denominó como flujos internos a los flujos de trabajo del ciclo de absorción, es decir, el amoniaco, y las soluciones fuerte y débil de amoniaco-agua. Esto se hizo con la intención de determinar la exergía que aportó la fuente térmica y, por otro lado, la exergía que se llevó el agua de enfriamiento tanto en el condensador como en en el absorbedor y que en principio puede ser aprovechada, asimismo fué también motivo de interés determinar las ganancias o pérdidas de exergía de los flujos de trabajo propios del ciclo de absorción.

El procedimiento que se siguió para llevar a cabo el cómputo exergético de los procesos termodinámicos de cada componente del sistema de absorción fué el de estructurar estos por bloques como se aprecia en la tabla 4.1, y en donde, a su vez, se apunta el proceso termodinámico que se lleva a cabo en cada bloque o componente.

Tabla 4.1

Bloque	proceso	componente
GE	separación de una mezcla de amoníaco-agua.	generador
RE	aumento de la pureza del vapor de amoníaco.	rectificador
CO	condensación de vapor a líquido saturado	condensador
SU	transferencia de calor entre amoníaco-líquido y amoníaco-vapor	subenfriador
V1	proceso de estrangulamiento de una solución de amoníaco-agua.	válvula 1
EV	evaporación del amoníaco-líquido saturado.	evaporador
V2	estrangulamiento del amoníaco-líquido.	válvula 2
PR	transferencia de calor entre dos soluciones de amoníaco-agua	precalentador
BO	bombéo de una solución	bomba
AB	mezcla de una solución de amoníaco-agua y vapor de amoníaco.	absorbedor

Una vez estructurado el sistema de estudio por bloques, se procedió a realizar el cómputo exergetico en cada uno de los componentes. Este cómputo comprendió los valores de la exergía ex de los flujos de entrada y salida tanto internos como externos, si es el caso, de cada componente, respecto a nuestra condición de referencia. Cuando ya se conocen las exergías de flujo en todos los puntos de interés del sistema se procedió al cálculo de los cambios exergeticos tanto internos como externos de los componentes del sistema , con lo cual se pudo determinar si los flujos de trabajo perdieron o ganaron exergía y en qué cantidades.

Posteriormente, se determinaron las irreversibilidades o pérdidas totales de exergía por cada bloque o componente del sistema, lo cual es igual a la suma algebraica de los cambios de exergía de los flujos internos y externos , cuando el caso lo amerita, en cada componente. Hecho esto, la tarea a seguir fue diagnosticar el funcionamiento exergetico global del sistema a través del estudio del comportamiento exergetico de cada uno de los componentes del sistema, lo cual implicó determinar las causas que originan sus irreversibilidades.

Para el caso particular del estudio de un SRAC, se incorporó como parte de la metodología para analizar el funcionamiento global del sistema , el estudio del comportamiento del COP y de la eficiencia exergetica global del SRAC. Con esto se pudo apreciar

el comportamiento del sistema tanto desde el punto de vista de la primera ley como de la segunda. Y posteriormente, se explicó el comportamiento de estos dos coeficientes globales a través del estudio de la operación de los componentes y del comportamiento termodinámico general del sistema poniendo mayor énfasis en las causas que produjeron las irreversibilidades en el sistema.

Afin de localizar, cuantificar y hacer clara la explicación de las irreversibilidades del SRAC, se determinó realizar la salida de los resultados de los cálculos exergéticos en: uno, un arreglo matricial de las variables  $(M, T, P, X, h, s, ex)$  que caracterizan termodinámicamente a los flujos en todos los puntos de interés del sistema; dos, un balance de energía del SRAC en donde se muestran los flujos de calor por componente y tres, un balance de exergía del sistema el cual muestra por componente los cambios de exergía de los flujos internos y externos, y sus respectivas irreversibilidades.

Finalmente, es necesario apuntar que una parte de la metodología de estudio fue la de encontrar un mecanismo para verificar que los resultados del programa de cómputo fueran coherentes y confiables, este mecanismo no fue otro sino el de confirmar que las condiciones de cerradura del balance energético y exergético se cumplieran, dada la naturaleza cíclica del proceso de refrigeración.

## 4. EL MODELO

### 4.1 Definición de Parámetros e Hipótesis de Trabajo.

El objeto de estudio en este trabajo se muestra en el esquema de la figura 4.1. En esta misma figura también se presenta la nomenclatura y la numeración de los puntos de interés del sistema que se usaron para modelar el SRAC.

En el modelo, la operación del SRAC fue puesta en función de los siguientes nueve variables: producción diaria de kilogramos de hielo ( $M_{HI}$ ), temperatura de generación ( $T_{GE}$ ), temperatura de evaporación ( $T_{EV}$ ), temperatura de condensación ( $T_{CO}$ ), temperatura de absorción ( $T_{AB}$ ), temperatura de la fuente térmica ( $T_{FT}$ ), temperatura del espacio refrigerado ( $T_{ER}$ ), efectividad del precalentador (ETA1) y efectividad del subenfriador (ETA2). De acuerdo a esto fue posible realizar un análisis de sensibilidad del comportamiento del sistema respecto a cada uno de los nueve parámetros mencionados.

Para llevar a cabo el estudio del sistema se consideraron las siguientes suposiciones:

- El sistema opera en estado y flujo estacionario.
- El sistema se divide en dos regiones: la de alta presión en donde  $P_{CO} = P_{GE} = P_{RE}$ , y la de baja presión en la cual  $P_{EV} = P_{AB}$ ; por lo que se consideró despreciables las caídas de presión por fricción de los flujos de trabajo en las líneas que unen los componentes y en los componentes mismos.

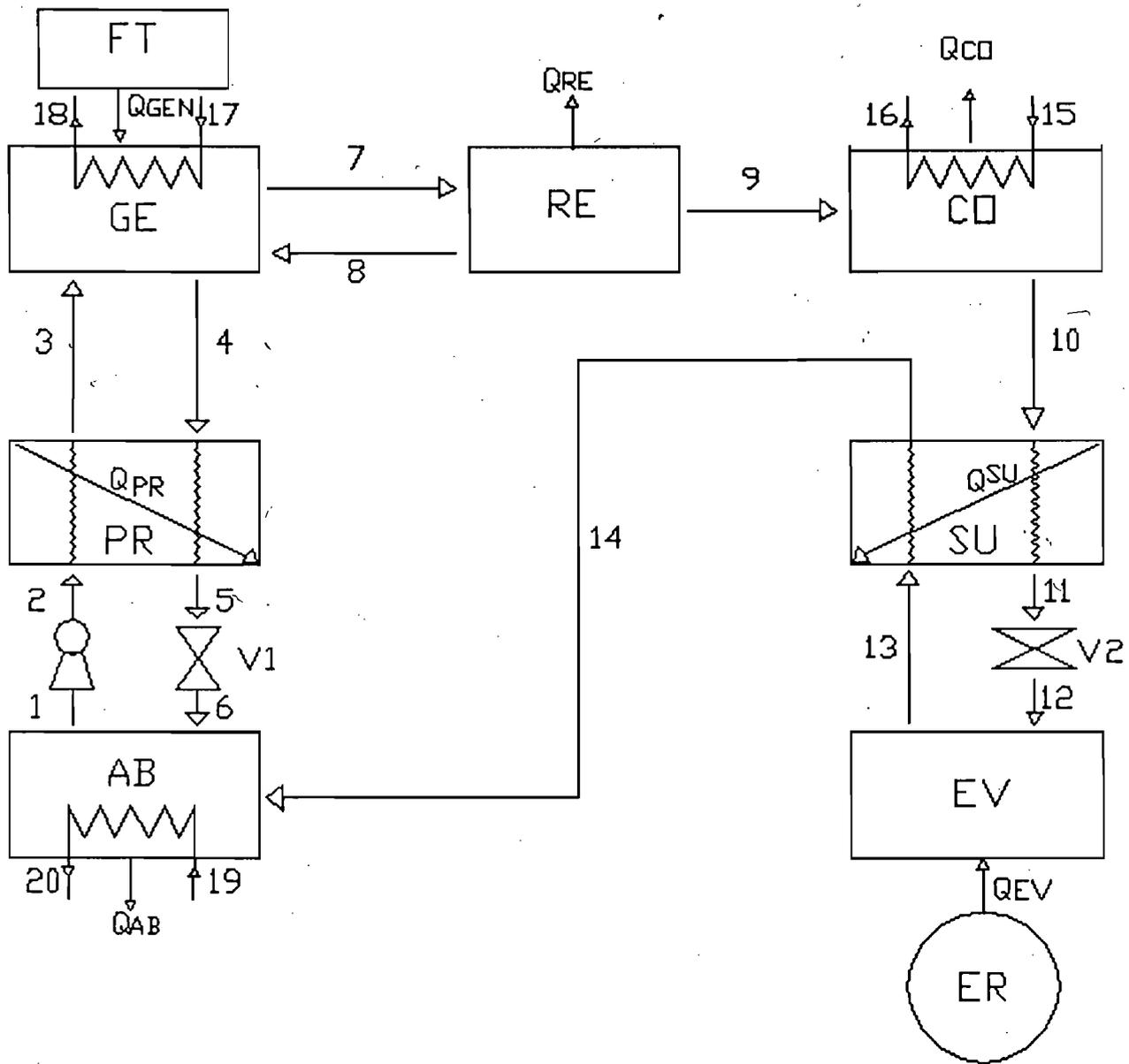


Figura 4.1 DIAGRAMA DE ESTUDIO DEL SISTEMA DE REFRIGERACION POR ABSORCION AMONIACO-AGUA

- Se consideró en estado saturado:
  - la solución fuerte a la salida del absorbedor.
  - la solución débil a la salida del generador.
  - el refrigerante líquido a la salida del condensador.
  - el reflujo líquido del rectificador.
  - el refrigerante líquido a la entrada del evaporador.
  - el refrigerante vapor a la salida del evaporador.
- En el sistema no hay pérdidas de calor al medio ambiente excepto en el rectificador.
- La expansión en la válvula 2 es isoentálpica e isoentrópica.
- La expansión en la válvula 1 es isoentálpica, e isotérmica
- La temperatura del vapor a la salida del generador se calcula para vapor saturado y concentración igual a 0.97.
- La temperatura de rectificación se calcula para vapor saturado y concentración igual a 0.993.
- Se consideró una caída de temperatura en el rectificador de  $5.55^{\circ}\text{C}$
- El cálculo de la entalpía y entropía del vapor a la salida del generador se hace considerandolo como vapor de amoníaco puro a la presión  $P_{\text{CO}}$  y a la temperatura que arriba se indicó.
- En la fig. 4.1, en los puntos que van del 9 al 14 el fluido de trabajo se consideró como amoníaco puro para el cálculo de sus propiedades termodinámicas.
- Los flujos externos al sistema que operan como depósitos de calor tienen una temperatura de entrada de  $2.5^{\circ}\text{C}$  abajo de la

temperatura ambiente.

-Los flujos externos al sistema operan a presión atmosférica.

-Se consideran despreciables los términos de energía cinética y potencial en los flujos de trabajo del sistema.

Las variables que definen al sistema y las suposiciones hechas sobre el funcionamiento del mismo, se concretizan de acuerdo a la figura 4.1 en las siguientes relaciones:

$$1) P_{CO} = P2 = P3 = P4 = P5 = P7 = P8 = P9 = P10 = P11$$

$$P_{EV} = P1 = P6 = P12 = P13 = P14$$

$$P_o = P15 = P16 = P17 = P18 = P19 = P20.$$

$$2) T_{GE} = T4$$

$$T_{EV} = T12 = T13$$

$$T_{CO} = T10$$

$$T_{AB} = T1 = T2$$

$$T_{FT} = T17$$

$$T_{RE} = T18$$

$$T_{RE} - 5.55^{\circ}\text{C} = T9$$

$$T_{AG} = T_o - 2.5^{\circ}\text{C} = T15 = T19$$

$$T_{VA1} = T5 = T6$$

$$3) h_{VA1} = h5 = h6$$

$$h_{VA2} = h11 = h12$$

$$4) s_{VA1} = s5 = s6$$

$$s_{VA2} = s11 = s12$$

$$s_{BO} = s1 = s2$$

$$5) X_{SGE} = X7 = 0.97$$

$$X_{SRE} = X_9 = 0.99$$

$$X_{REF} = X_{10} = X_{11} = X_{12} = X_{13} = X_{14} = 1$$

$$6) EX = (H - H_0) - T_0(S - S_0)$$

#### 4.2 Subrutinas de las Propiedades Termodinámicas de los Fluidos de Trabajo del SRAC.

Un factor determinante para la simulación exérgica de un SRAC es la obtención, por medio de subrutinas, de las propiedades termodinámicas de interés de los fluidos de trabajo del sistema: amoníaco, amoníaco-agua, y agua. De la disposición y calidad de los datos en los rangos de presión y temperatura de operación, y de la precisión que se tuvo para reproducirlos en algoritmos de cómputo dependió el éxito para modelar el SRAC.

Para realizar el cálculo de las propiedades termodinámicas en el programa de cómputo se utilizaron las siguientes 13 subrutinas:

1) Subrutina para el cálculo de la concentración de las soluciones líquidas de amoníaco-agua, con temperatura y presión de las soluciones como datos de entrada.

2) Subrutina para el cálculo de la presión para líquidos-saturados, con concentración y temperatura como datos de entrada.

3) Subrutina para el cálculo de la concentración de mezclas saturadas de vapor amoníaco-agua, con concentración de la misma mezcla pero en estado líquido y temperatura como datos de entrada.

4) Subrutina para el cálculo de la entalpía de una mezcla saturada de vapor amoníaco-agua, con concentración de la mezcla y temperatura como datos de entrada.

5) Subrutina para el cálculo de la entalpía de una mezcla líquida en estado saturado, con concentración de la mezcla y temperatura como datos de entrada.

6) Subrutina para el cálculo de la entalpía de amoníaco sobrecalentado a baja presión, con presión y temperatura como datos de entrada.

7) Subrutina para el cálculo de la entalpía de amoníaco sobrecalentado a alta presión, con presión y temperatura como datos de entrada.

8) Subrutina para el cálculo de la entropía de cualquier mezcla líquida de amoníaco-agua, con concentración y temperatura como datos de entrada.

9) Subrutina para el cálculo de la entropía del vapor saturado de amoníaco, con temperatura como dato de entrada.

10) Subrutina para el cálculo de la entropía de amoníaco sobrecalentado a baja presión, con presión y temperatura como datos de entrada.

11) Subrutina para el cálculo de la entropía de amoníaco sobrecalentado a alta presión, con presión y temperatura como datos de entrada.

12) Subrutina para el cálculo del calor específico del vapor amoníaco, con temperatura como dato de entrada.

13) Subrutina para el cálculo del calor específico de cualquier mezcla líquida de amoníaco-agua, con temperatura y concentración como datos de entrada.

Las primeras cinco subrutinas son parte de las "Subrutinas que Calculan las Propiedades Termodinámicas para la Mezcla Agua-Amoníaco" de Kim Dao [11]. Las subrutinas 6,7,9,10 y 11 tienen como fuente de información a "Tables of Thermodynamic Properties of Ammonia" de la National Bureau of Standards [12]. La subrutina 8 consta de tres partes : en la primera se calcula la entropía para el agua en estado líquido-saturado, en la segunda se realiza el cálculo de la entropía para mezclas líquidas de amoníaco-agua, en el rango de concentración de 0.2 a 0.6, por último, en la tercera parte se efectúa el cálculo de la entropía para amoníaco líquido-saturado. Para la primera parte se usaron datos de "Steam Tables. Thermodynamic Properties of Water. Including Vapor, Liquid, and Solid Phases", de J. H. Keenan [13]. En la segunda parte se usaron datos de "Thermodynamic Properties-Saturated Liquid and Vapor of Ammonia-Water Mixture" de G. Scatchard et al [14]. Y para la tercera, parte la fuente de información fue el de la referencia [12]. La subrutina 12 se elaboró a partir de datos del ASHRAE [8]. Finalmente, la subrutina 13 fue obtenida a partir de las gráficas reportadas en Kältetechnik [15].

Conviene hacer algunos comentarios acerca de la calidad de las fuentes de información que se usaron para el cálculo de las

propiedades termodinámicas de los fluidos de trabajo. No queda lugar a dudas de que las subrutinas de Kim Dao, las tablas de la National Bureau of Standard, de J. H. Keenan, y las del ASHRAE son ampliamente usadas y aceptadas, por lo que se les puede considerar como fuentes de información. No obstante que las tablas aportadas por Scatchard et al y las gráficas dadas en Kältetechnik son añejas pues datan de los años de 1947 y 1950 respectivamente, son las únicas fuentes de información que contienen datos de entropía y calores específicos para la mezcla amoníaco-agua, sin embargo, no cabe la menor duda de que una actualización de esos datos mejoraría el análisis exergético del SRAC que se realizó en este trabajo.

Es importante señalar que el factor precisión para el cálculo de las propiedades termodinámicas juega un papel sobresaliente para la buena conclusión de un análisis exergético cualquiera, particularmente el cálculo de la entropía requirió de precisar hasta una diezmilésima y no haberlo hecho así hubiera conllevado a errores sustanciales. Satisfacer este requisito fue una tarea nada fácil que consumió una buena parte de tiempo de la realización del presente trabajo.

Finalmente, hay que mencionar que el punto de referencia para el cálculo de los datos de las subrutinas de Kim Dao y de las tablas de Scatchard y Keenan fue  $t=0^{\circ}\text{C}$ , mientras que para los datos de la National Bureau of Standard tuvieron como punto de referencia a  $t=-40^{\circ}\text{C}$ , por lo que se tuvo que hacer la corrección correspondiente.

Las siguientes propiedades fueron calculadas a partir de las subrutinas mencionadas:

PRESION

$$P10 = P_{CO}(T_{CO}, X_{REF})$$

$$P12 = P_{EV}(T_{EV}, X_{REF})$$

TEMPERATURA

$$T9 = T_{RE}(X_{REF}, P_{CO}) - 10^{\circ}F$$

$$T7 = T_{SGE}(X7, P_{CO})$$

ENTALPIA

$$h1 = h1(X1, T_{AB})$$

$$h4 = h1(X4, T_{GE})$$

$$h7 = hv(P_{CO}, T7)$$

$$h8 = h1(X8, T_{RE})$$

$$h9 = hv(P_{CO}, T9)$$

$$h10 = hv(R_{REF}, T_{CO})$$

$$h121 = h1(X_{REF}, T_{EV})$$

$$h13 = hv(X113, T_{EV})$$

$$h52 = h1(X4, T_{AB})$$

$$h1410 = hv(P_{EV}, T_{CO})$$

$$h15 = h1(X15, T_{AG})$$

$$h16 = h1(X16, T16)$$

$$h17 = h1(X17, T_{FT})$$

$$h18 = h1(X18, T18)$$

$$h19 = h1(X19, T_{AG})$$

$$h20 = h1(X20, T20)$$

CONCENTRACION

$$X1 = X_{SF}(T_{AB}, P_{EV})$$

$$X4 = X_{SD}(T_{GE}, P_{CO})$$

$$X8 = X_{RE}(T_{RE}, P_{CO})$$

$$X113 = X1(T_{EV}, P_{EV})$$

$$Xv13 = Xv(X113, T_{EV})$$

ENTROPIA

$$s1 = s1(X1, T_{AB})$$

$$s3 = s1(X1, T3)$$

$$s4 = s1(X4, T_{GE})$$

$$s5 = s1(X4, T5)$$

$$s7 = sv(P_{CO}, T7)$$

$$s8 = s1(X8, T_{REF})$$

$$s9 = sv(P_{CO}, T9)$$

$$s10 = s1(X_{REF}, T_{CO})$$

$$s121 = s1(X_{REF}, T_{EV})$$

$$s12v = sv(X_{REF}, T_{EV})$$

$$s14 = sv(P_{EV}, T14)$$

$$s15 = (X15, T_{AG})$$

$$s16 = s1(X16, T16)$$

$$s17 = s1(X17, T_{FT})$$

$$s18 = s1(X18, T18)$$

$$s19 = s1(X19, T_{AG})$$

$$h_{oa} = h_1(X_{oA}, T_o)$$

$$h_{ov} = h_v(P_o, T_o)$$

$$h_{of} = h_1(X_1, T_o)$$

$$h_{od} = h_1(X_4, T_o)$$

$$h_{or} = h_1(X_8, T_o)$$

CALORES ESPECIFICOS

$$c_{P_{NH_3-H_2O-CAL.}} = c_{pl}(T_{GE}, X_4)$$

$$c_{P_{NH_3-CAL}} = c_{pl}(T_{CO}, X_{REF})$$

$$s_{20} = s_1(X_{20}, T_{20})$$

$$s_{oa} = s_1(X_{oa}, T_o)$$

$$s_{ov} = s_v(P_o, T_o)$$

$$s_{of} = s_1(X_1, T_o)$$

$$s_{od} = s_1(X_4, T_o)$$

$$s_{or} = s_1(X_8, T_o)$$

$$c_{P_{NH_3-H_2O-FRIO}} = c_{pl}(T_{AB}, X_1)$$

$$c_{P_{NH_3-FRIO}} = c_{pv}(T_{EV}, X_{REF})$$

#### 4.3 Cálculo de los Flujos de Masa, Calor y Otras Propiedades Termodinámicas.

Para determinar los flujos de masa, calor y algunas otras propiedades termodinámicas que no pudieron ser determinadas a través del uso de subrutinas, fue necesario efectuar balances de masa, energía, entropía y aplicar la definición de efectividad en el precalentador y subenfriador para así deducir que:

BALANCES DE ENERGIA:

$$M_{REF} = M_{10} = M_{11} = M_{12} = M_{13} = M_{14} = Q_{EV} / (h_{13} - h_{12})$$

en donde

$$Q_{EV} = (M_{HI} / 24) ((T_o - 32) + 144 + 0.5(32 - T_{ER})).$$

$$h_2 = h_1 + (P_{CO} - P_{EV}) v_1 (144 / 778)$$

en donde

$$v_1 = (1 - X_1)(0.01607) + 0.85X_1(0.02668).$$

$$h_3 = h_2 + (M_4 / M_1)(h_4 - h_5).$$

$$h_{11} = h_{10} + h_{13} + h_{14}.$$

$$Q_{CO} = M_{REF} (h_9 - h_{10}).$$

$$Q_{GE} = M_7 h_7 + M_4 h_4 - M_1 h_3 - M_8 h_8.$$

$$Q_{PR} = M_4 (h_4 - h_5)$$

$$Q_{SU} = M_{10} (h_{10} - h_{11}).$$

$$T_{16} = T_{15} + Q_{CO} / (M_{AG} c_{p,AG}).$$

$$T_{18} = T_{17} - Q_{GE} / (M_{AG} c_{p,AG})$$

$$T_{20} = T_{19} + Q_{AB} / (M_{AG} c_{p,AG})$$

BALANCE DE ENTROPIA

$s_{12} = (1-x)s_{12l} + x(s_{12v})$ , en donde

$$x = (h_{11} - h_{12l}) / h_{13}$$

BALANCE DE MASA

$$M_4 = M_{REF} (X_1 - X_{REF}) / (X_4 - X_1)$$

$$M_1 = M_4 + M_{REF}$$

$$M_8 = M_{REF} (X_{REF} - X_7) / (X_7 - X_8)$$

$$M_7 = M_8 + M_{REF}$$

$$T_{11} = T_{CO} - \text{ETA}2 (T_{CO} - T_{EV})$$

$$T_{14} = T_{EV} + \text{ETA}2 (T_{CO} - T_{EV})$$

EFFECTIVIDAD

$$h_5 = h_4 - \text{ETA}1 (h_4 - h_{52})$$

$$h_{14} = h_{13} - \text{ETA}2 (h_{13} - h_{1410})$$

$$T_3 = T_{AB} + \text{ETA}1 (T_{GE} - T_{AB})$$

$$T_5 = T_{GE} - Q_{PR} / (M_4 c_{p,NH3-H2O-CAL})$$

o

$$T_5 = T_{GE} - \text{ETA}1 (T_{GE} - T_{AB})$$

$$T_3 = T_{AB} + Q_{PR} / (M_1 c_{p,NH3-H2O-FRIO})$$

$$T_{14} = T_{EV} + Q_{SU} / (M_{REF} c_{p,NH3-FRIO})$$

$$T_{11} = T_{CO} - Q_{SU} / (M_{REF} c_{p,NH3-CAL})$$

o

#### 4.4 Cálculo de la Exergía, Balances de Exergía e Irreversibilidades.

Una vez que se logra conocer la entalpía y entropía en cada uno de los puntos de la fig. 4.1 y de los flujos de trabajo en las condiciones de referencia, se procede al cálculo de la exergía en cada uno de los puntos aplicando la relación:

$$ex_n = (h_{nm} - h_{om}) - T_o(s_{nm} - s_{om})$$

Enseguida, se procedió a efectuar el balance exergético en cada uno de los componentes usando el siguiente algoritmo:

$$\Delta EX_{ic} = \sum M_{jc} ex_{jc} - \sum M_{kc} ex_{kc}$$

siendo  $ex_j$  y  $ex_k$  sólo las exergías específicas de los flujos internos de trabajo en cada componente respectiva. Estos flujos de trabajo nada más pueden ser el amoníaco puro o alguna mezcla de amoníaco-agua. Posteriormente, se evaluó el cambio exergético de los flujos externos en las componentes correspondientes a través de la siguiente relación:

$$\Delta EX_{ec} = M_m (ex_j - ex_k)$$

En esta última relación  $M$  representa los flujos másicos del agua del sistema.

Por último, la irreversibilidad en una componente se calcula como la suma algebraica del cambio exergético en los flujos internos más el cambio exergético externo:

$$I_c = \Delta EX_{ic} + \Delta EX_{ec}$$

Asimismo, el programa de cómputo calcula las siguientes relaciones de interés:

La razón de circulación

$$C_R = M1 / M7$$

El coeficiente de operación

$$COP = Q_{EV} / (Q_{GE} + W_{BO})$$

El coeficiente de operación máximo

$$COPMAX = (T_{HI} / T_{FT}) (T_{FT} - T_o) / (T_o - T_{HI})$$

La eficiencia exergética del sistema

$$EEX = COP / COPMAX$$

El trabajo equivalente o exergía que se consume para formar el hielo

$$TEQ_{HI} = (EEX) (TEQ_{FT}) , \text{ en donde}$$

$TEQ_{FT}$  es el trabajo equivalente o exergía que aporta la fuente térmica.

Cabe hacer notar que el programa de cómputo trabaja en sistema inglés ya que la mayor parte de la información termodinámica disponible está dada en dicho sistema, sin embargo, los resultados o salida de datos del programa se reportan en sistema internacional.

#### 4.5 El Caso Base.

Un caso base fue escogido de acuerdo a condiciones de operación del SRAC en una zona rural cálida de nuestro país:  $M_{HI}=100$  Kg/día,  $T_{ER}=-6^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{GE}=85^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{CO}=28^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{AB}=25^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{EV}=-12^{\circ}\text{C}$ ,  $\text{ETA1}=0.65$ ,  $\text{ETA2}=0.58$ ,  $T_{FT}=T_{GE}+11.11^{\circ}\text{C}$ . Otros datos que definen nuestro caso base y que permanecen siempre constantes en el análisis exergético que se realizó en este trabajo son:

$X_{REF}$ , concentración del refrigerante a la salida del rectificador=0.993

$X_{VSGE}$ , concentración del vapor a la salida del generador=0.97

$M_{AG}$  flujo másico del agua de enfriamiento del condensador y absorbedor=130 Kg/Hr

$M_{FT}$ , flujo másico de agua de la fuente térmica=80 Kg/Hr

$T_{AG}$ , temperatura del agua de enfriamiento del condensador y absorbedor=  $T_o + 2.5^{\circ}\text{C}$ .

## 5. RESULTADOS

En este capítulo se presentan los resultados del análisis exergético del SRAC al variar los parámetros  $M_{HI}$ ,  $T_{GE}$ ,  $T_{EV}$ ,  $T_{CO}$ ,  $T_{AB}$ ,  $T_{ER}$ ,  $T_{FT}$ ,  $ETA1$  y  $ETA2$ , pero antes se mostrará la evaluación exergética del caso base que se definió con los valores dados en la sección 4.5.

Cabe recordar al lector que todos los resultados están reportados en el sistema internacional. El cuadro 5.1 muestra los flujos máxicos y las propiedades termodinámicas  $T, P, X, H, S, EX$  para cada uno de los puntos que se señalaron en la fig. 4.1. El cuadro 5.2 muestra el balance energético de los flujos de calor en el sistema y del trabajo de la bomba. Los flujos de calor se reportan por componente y se les asocia el signo menos cuando el calor es cedido por el sistema al medio ambiente o al agua de enfriamiento, los flujos de calor positivos son aquellos que el sistema gana de sus alrededores. La suma algebraica de los flujos energéticos en el sistema deben ser igual a cero, tal y como se aprecia en el cuadro 5.2, dado que el sistema es cíclico. El cuadro 5.3 presenta el balance exergético del sistema, en la primera columna de resultados se reportan los cambios exergéticos de los flujos de trabajo internos en cada componente; los cambios de exergía positivos representan entradas de exergía al sistema, mientras que los negativos implican consumo de exergía en cada componente respectiva, puesto que el proceso es cíclico la suma de los cambios exergéticos en esta columna deben sumar cero como en nuestro caso. El verificar que se cumplieran las condiciones de cerradura en los balances energético y exergético y que los

CUADRO 5.1

Resumen de datos del ciclo de amoniaco-agua.

sección	M	T	P	x	h	s	ex
1	12.94	25.00	2.72	0.47	-139.51	0.1541	0.807
2	12.94	25.00	11.14	0.47	-138.52	0.1541	1.795
3	12.94	58.03	11.14	0.47	21.16	0.6451	17.169
4	11.42	85.00	11.14	0.39	143.91	1.0366	20.555
5	11.42	46.00	11.14	0.39	-37.09	0.4676	-1.227
6	11.42	46.00	2.72	0.39	-37.09	0.4676	-1.227
7	1.61	80.78	11.14	0.97	1435.14	4.7433	337.826
8	0.09	57.44	11.14	0.56	22.33	0.6543	8.754
9	1.52	51.89	11.14	1.00	1360.83	4.5178	329.813
10	1.52	28.00	11.14	1.00	127.73	0.4563	290.527
11	1.52	18.47	11.14	1.00	72.99	0.3283	273.408
12	1.52	-12.00	2.72	1.00	72.99	0.3283	273.408
13	1.52	-12.00	2.72	1.00	1252.30	4.7827	143.425
14	1.52	11.20	2.72	1.00	1307.04	4.9917	136.714
15	130.00	17.50	1.03	0.00	73.59	0.2607	0.170
16	130.00	20.93	1.03	0.00	87.82	0.3100	-0.058
17	80.00	96.11	1.03	0.00	402.69	1.2627	35.362
18	80.00	85.16	1.03	0.00	356.40	1.1362	26.162
19	130.00	17.50	1.03	0.00	73.59	0.2607	0.170
20	130.00	23.67	1.03	0.00	99.14	0.3487	-0.093

[M]=kg/hr, [T]=°C, [P]=kgf/cm<sup>2</sup>, [x]=fracción de peso de NH<sub>3</sub>,  
 [h]=J/kg, [s]=J/kg °K, [ex]=J/kg.

CUADRO 5.2. BALANCE ENERGETICO

Componente	[Joules/hr]
Generador	3676.39
Rectificador	-233.80
Condensador	-1879.00
Subenfriador	-83.41
Válvula 1	0.00
Evaporador	1797.05
Precalentador	-2066.15
Válvula 2	0.00
Bomba	12.79
Absorbedor	-3373.43
TOTAL	0.00

CUADRO 5.3. BALANCE EXERGETICO

Componente	$EX_J - EX_K$ interno [J/hr]	$EX_J - EX_K$ externo [J/hr]	IRREVERSIBILIDAD [J/hr]
Generador	555.35	-735.76	180.41
Rectificador	-40.29	0.00	40.29
Condensador	-59.86	29.64	30.23
Subenfriador	-36.31	0.00	36.31
Válvula 1	0.00	0.00	0.00
Evaporador	-198.07	169.20	28.87
Precalentador	-49.73	0.00	49.73
Válvula 2	0.00	0.00	0.00
Bomba	12.79	0.00	-
Absorbedor	-183.87	34.14	149.73
TOTAL	0.00		

resultados fueran termodinámicamente aceptables fueron condiciones necesarias para asegurar que los cálculos efectuados estuvieran bien hechos, y en todas y en cada una de las corridas del programa de cómputo que se hicieron para efectuar el presente trabajo, se cuidó que cumplieran tales requisitos. En la segunda columna de resultados del cuadro 5.3, se reportan los cambios exergéticos de los flujos externos al sistema; el correspondiente al generador es el trabajo equivalente o exergía que cede, en principio, la fuente térmica al sistema a través del generador, la correspondiente al evaporador es el trabajo equivalente o exergía que se consume para formar el hielo requerido, los restantes dos valores son los flujos exergéticos que ganan al absorbedor y al condensador, respectivamente, el agua de enfriamiento. En la columna que se titula "irreversibilidades" se reportan las pérdidas de exergía en cada uno de los componentes. Finalmente, en el cuadro 5.4 se presentan las propiedades termodinámicas calculadas H y S, a las condiciones del medio ambiente que se definió en la sección 4.5.

CUADRO 5.4. CONDICIONES TERMODINAMICAS DEL MEDIO AMBIENTE

	To	Po	xo	ho	so
Amoniaco	293.00	1.03	0.99	1339.28	5.5665
Solución débil	293.00	1.03	0.39	-157.33	0.0816
Solución fuerte	293.00	1.03	0.47	-162.43	0.0789
Reflujo	293.00	1.03	0.56	-152.81	0.0883
Agua	293.00	1.03	0.00	73.59	0.2966

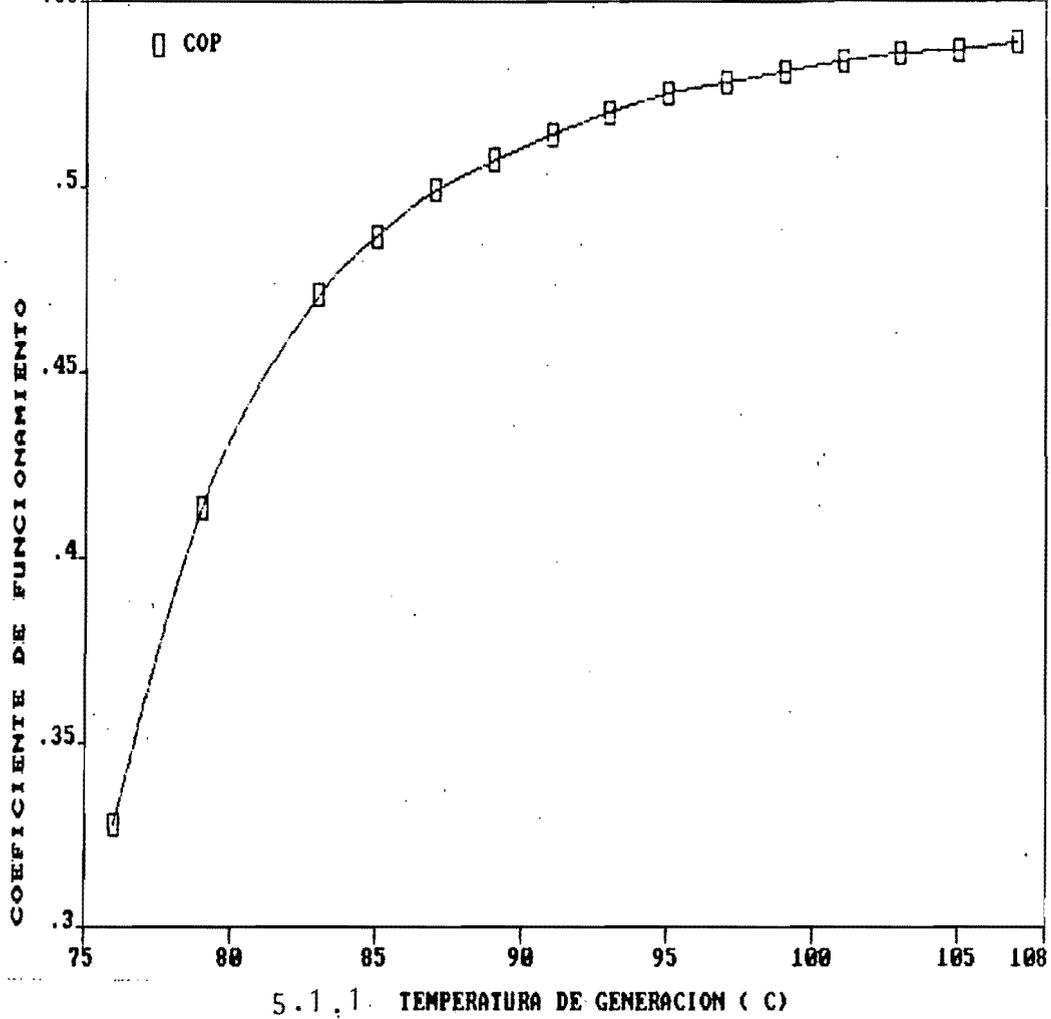
[To]=°K, [Po]=kgf/cm<sup>2</sup>, [xo]=fracción de peso de NH<sub>3</sub>, [ho]=J/kg, [so]=J/kg °K.

De acuerdo a los resultados, para nuestro caso base, el COP fue de 0.49, la eficiencia exergética total del sistema EEX fue de 0.23 y los componentes más irreversibles en orden decreciente fueron: generador, absorbedor y precalentador.

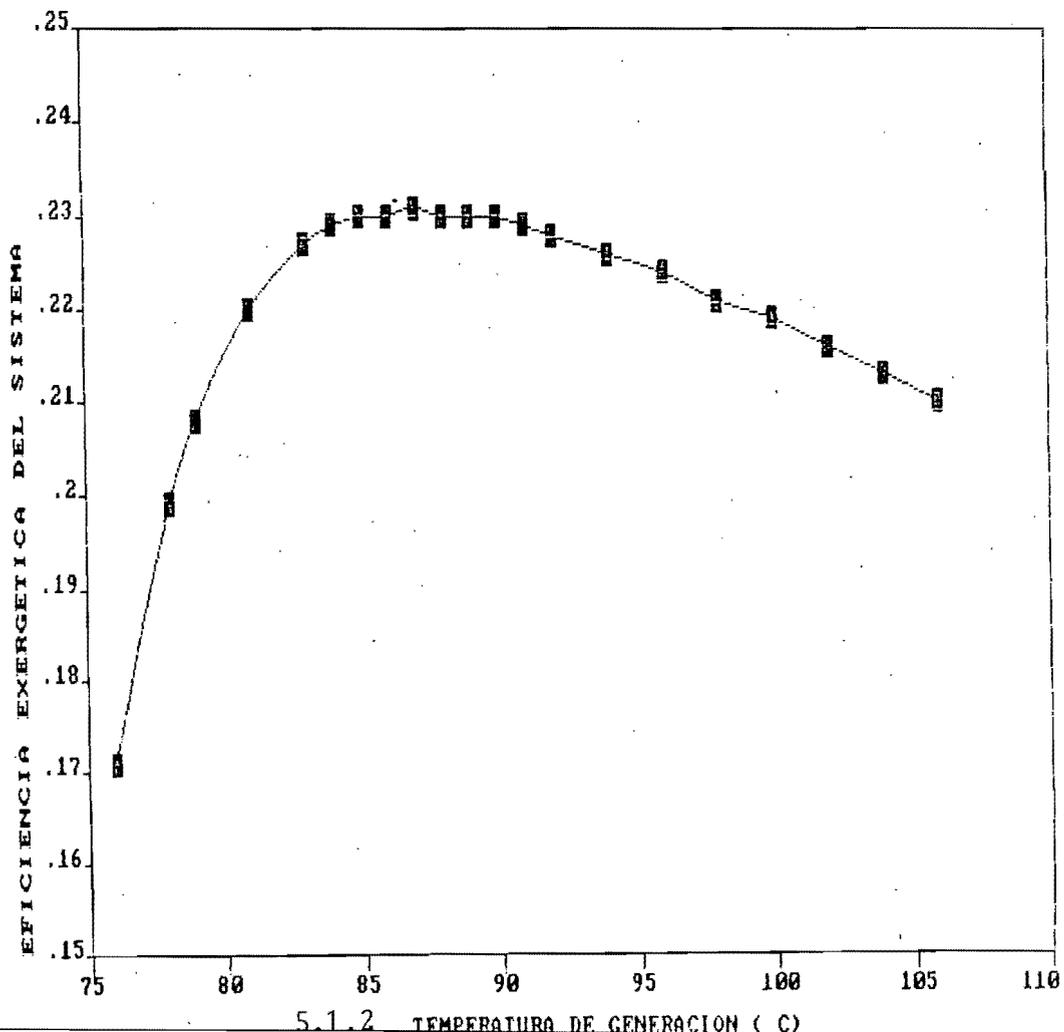
Para el análisis de sensibilidad exergética que se hizo para cada uno de los parámetros referidos se reportan los resultados en gráficas donde se muestra claramente las tendencias termodinámicas globales y por componente, lo cual nos permite seleccionar y agrupar los resultados más significativos para el análisis exergético.

#### 5.1 TEMPERATURA DE GENERACION, $T_{GE}$ .

La temperatura de generación se varió en el rango de 76 a 108 °C manteniendo el resto de los parámetros del caso base constantes, lo cual implicó sostener el gradiente de temperatura  $T_{FT} - T_{GE} = 11.11$  °C. En este rango, cuando  $T_{GE}$  aumentó, el COP creció rápidamente hasta los 84 °C (gráfica 5.1.1), posteriormente se incrementó más lentamente hasta alcanzar un máximo en 107 °C; el valor mínimo del COP en este rango fue de 0.328 y el máximo de 0.54. Así, desde el punto de vista de la primera ley, a mayor temperatura de generación mayor coeficiente de funcionamiento, cuando menos hasta que  $T_{GE} = 107$  °C. Respecto a la eficiencia exergética del sistema EEX (gráfica 5.1.2), esta aumentó rápidamente hasta los 83 °C, después creció lentamente hasta alcanzar un máximo (EEX=0.231) en 88 °C, a partir de entonces comenzó poco a poco a decrecer. Cabe hacer notar que EEX se



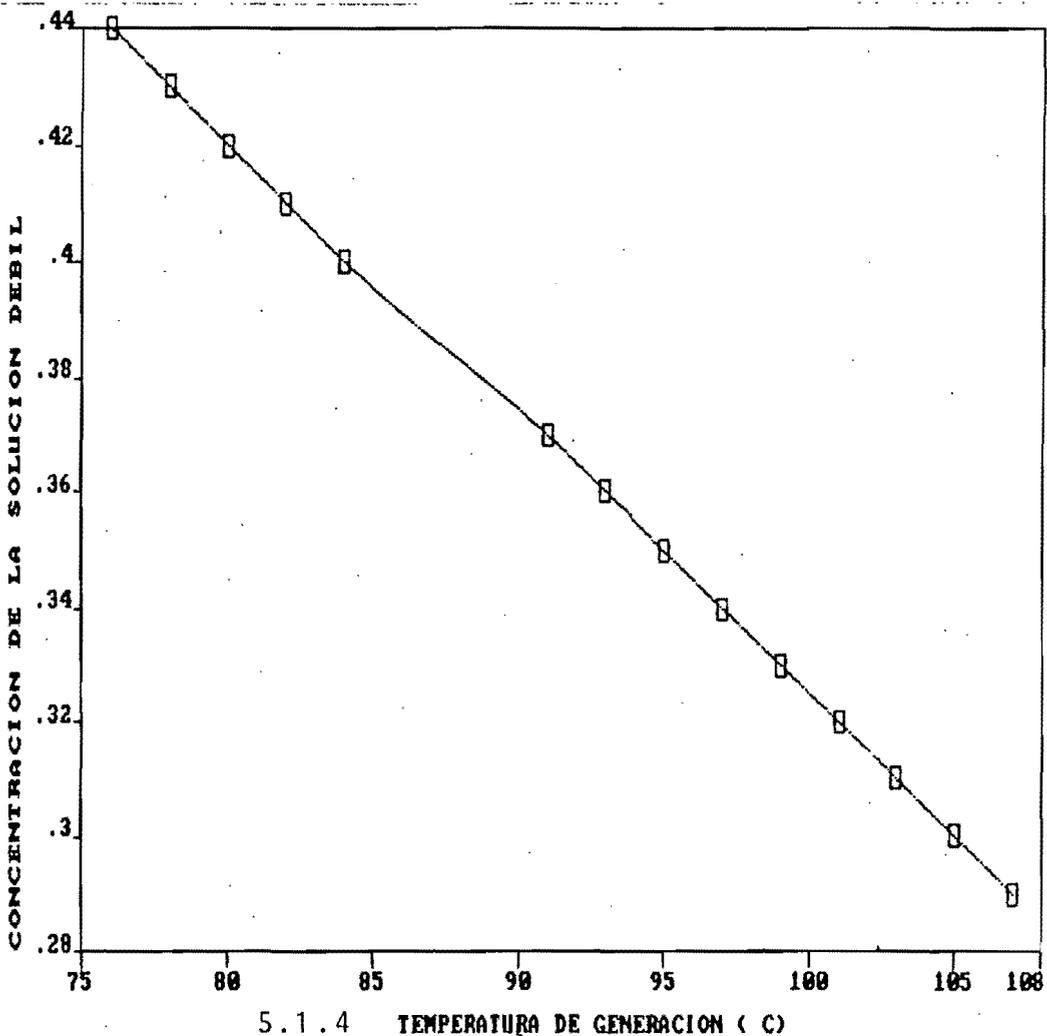
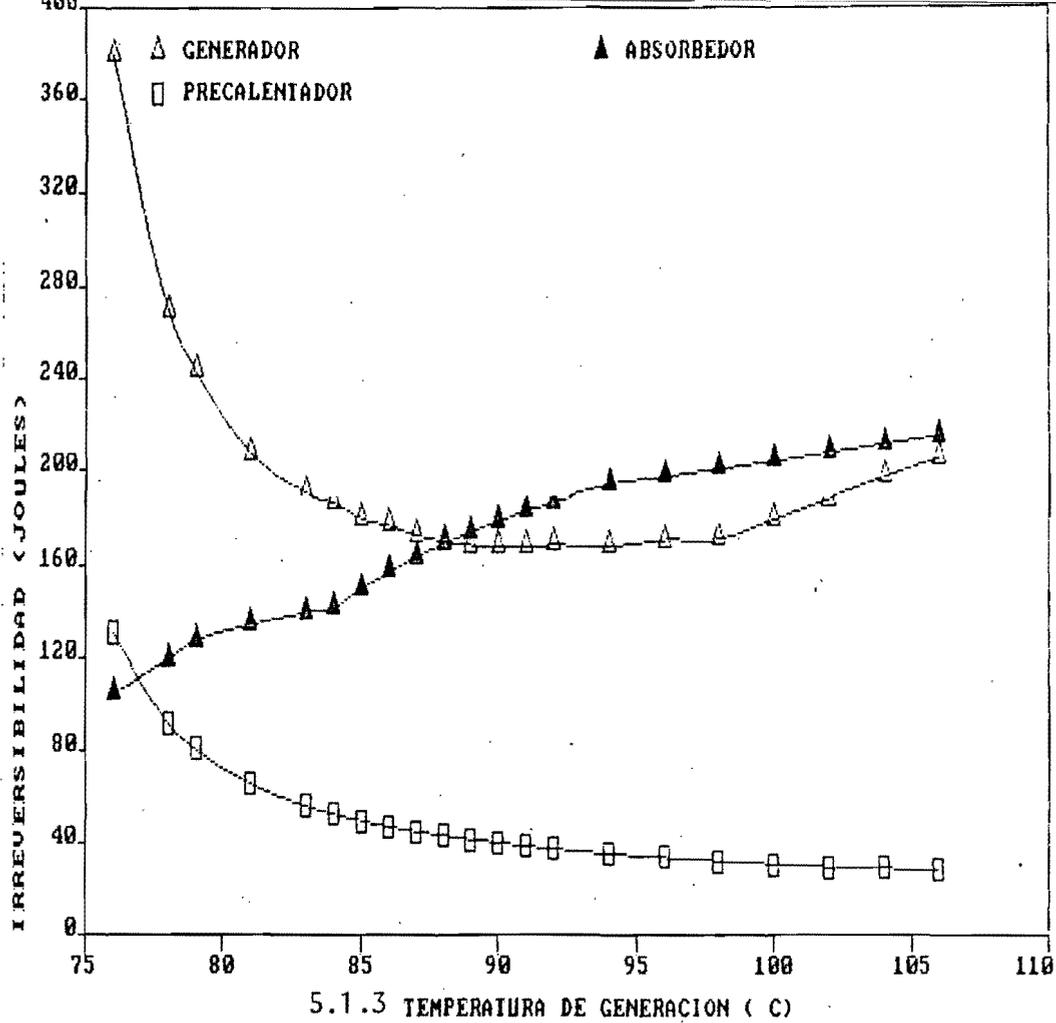
5.1.1. TEMPERATURA DE GENERACION ( C)

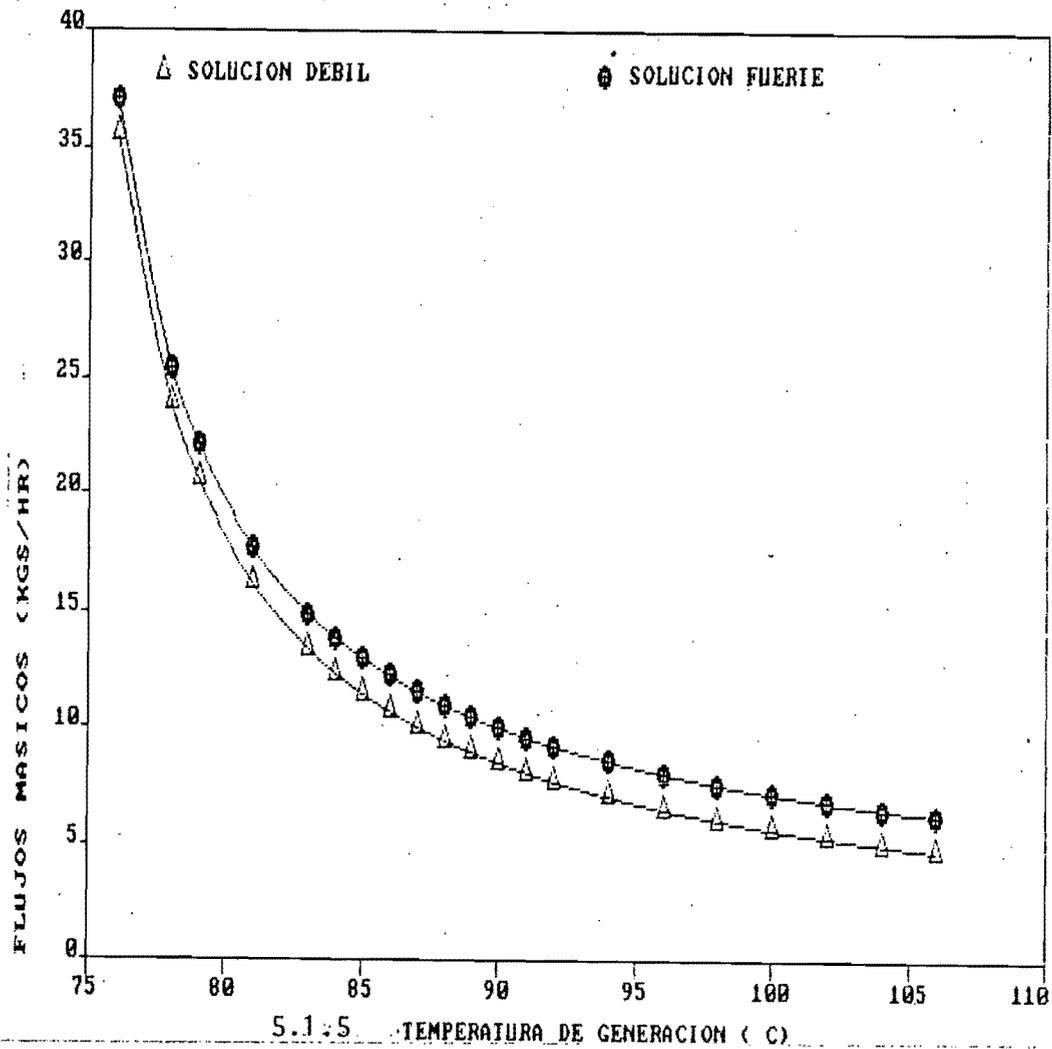


5.1.2. TEMPERATURA DE GENERACION ( C)

mantuvo sin gran diferencia con el valor máximo en todo un intervalo, el que va de 83 a 93°C, y por tanto prácticamente es indistinto operar el sistema en cualquier punto del intervalo mencionado con EEX máximo. Para alcanzar EEX máximo nuestra fuente térmica aportó calor cuya calidad vario en el rango de 94 a 104°C; puesto que un colector solar plano es capaz de aportar flujos de calor con calidades de calor de hasta 95°C, se deduce que no solamente un SRAC puede operar con un colector solar como fuente térmica sino inclusive puede alcanzar su eficiencia exergetica máxima con un dispositivo de esta naturaleza. Para explicar el comportamiento de EEX es necesario describir y explicar como funcionan los demás componentes al variar  $T_{GE}$ .

Los componentes del SRAC más sensibles a cambios en  $T_{GE}$  fueron el generador, absorbedor, y precalentador (grafica 5.1.3). Dado que las presiones de operación del sistema se mantuvieron constantes al variar  $T_{GE}$ , la concentración de la solución débil  $X_{DE}$  decreció (gráfica 5.1.4) y puesto que la concentración de la solución fuerte  $X_{FU}$  se mantuvo constante e igual a 0.47, los flujos de las soluciones disminuyeron (gráfica 5.1.5.). El primer efecto de esto fué que la irreversibilidad en el absorbedor aumentó cuando  $T_{GE}$  (gráfica 5.1.3) creció, debido a que por un lado, los gradientes de concentración de los fluidos que se mezclan en el absorbedor aumentaron, y por otro, también aumentó su gradiente de temperatura. El efecto combinado del aumento de estos dos gradientes provocaron que a temperaturas altas de generación el absorbedor llegara a ser el componente más irreversible de todo el sistema y fué causa a su vez de la disminución de EEX al final del



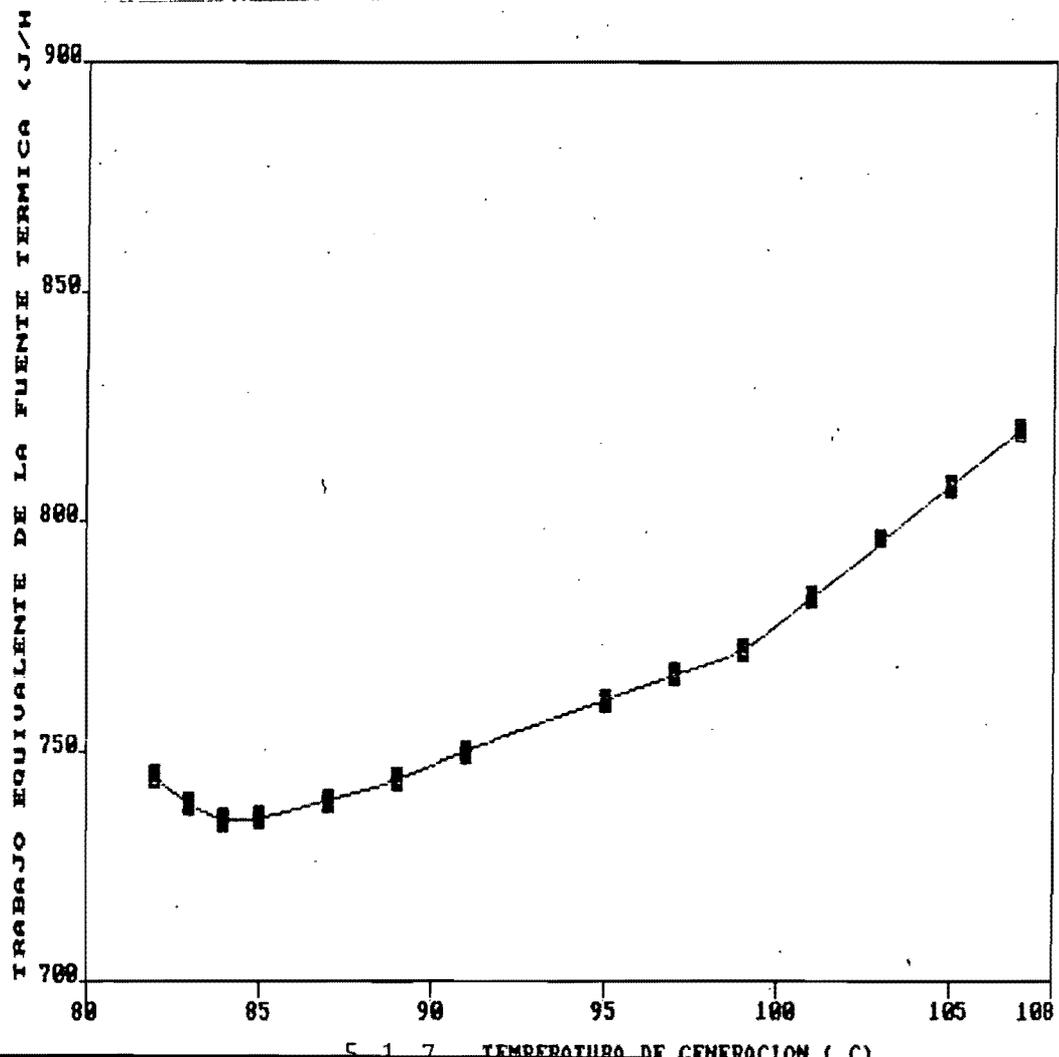
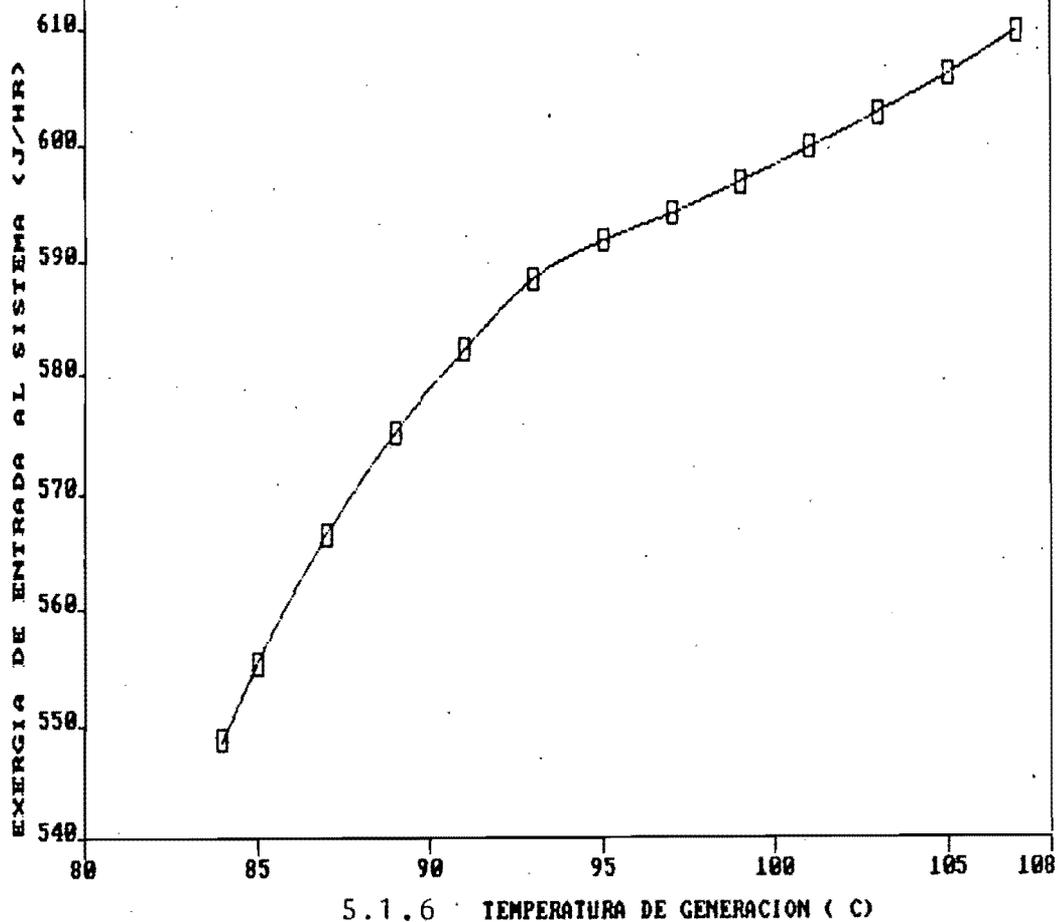


intervalo de variación de  $T_{GE}$ .

El precalentador se hizo más eficaz desde la óptica de la exergía cuando  $T_{GE}$  aumentó, este comportamiento es producto de que en la medida en que los flujos de las soluciones disminuyen, decrece la cantidad de calor  $Q_{PR}$  que se transfiere en el precalentador, no obstante que el gradiente de temperatura entre las soluciones aumentó; se deduce de esto que un dispositivo como el precalentador es factible hacerlo más eficaz, desde el punto de vista exergético, haciendo circular en él, pequeños flujos de soluciones aunque su gradiente de temperatura aumente. En nuestro

caso ,para que se diera tal efecto la razón de circulación disminuyó hasta 6 veces en lo que el gradiente de temperatura sólo se incrementó en un factor de 2.

El comportamiento exergetico del generador fue más interesante, inicialmente, hasta temperaturas de generación de  $83^{\circ}\text{C}$  fue muy irreversible (gráfica 5.1.3), posteriormente las irreversibilidades disminuyeron hasta alcanzar sin grandes diferencias un valor mínimo en el intervalo de  $87$  a  $99^{\circ}\text{C}$ , para luego aumentar nuevamente su irreversibilidad. Este comportamiento se explica en términos de la afinidad que pueda existir o no entre la exergía que aporta la fuente térmica y la que finalmente capta el sistema para operar ; como se puede deducir de la comparación de las gráficas 5.1.6 y 5.1.7, al comienzo la exergía de la fuente térmica estuvo sobrada respecto a los requerimientos de exergía con que operó el sistema, enseguida la exergía de la fuente térmica disminuyó hasta que alcanzó un mínimo que se mantuvo practicamente igual en el rango de  $83$  a  $99^{\circ}\text{C}$ , mientras tanto la exergía que captó el sistema constantemente aumentó, entonces en el intervalo último mencionado la fuente térmica fue capaz de accionar el sistema con cada vez menor exergía, no obstante que el sistema captó mayor exergía para su operación. Cuando esto sucede se dice que la fuente térmica y el sistema son muy afines. Después que se alcanzó el mínimo de exergía en la fuente térmica, la brecha entre la exergía de la fuente térmica y la que captó el sistema el sistema se volvió abrir, los dispositivos se volvieron menos afines y en consecuencia aumentó la irreversibilidad en el generador. Cabe señalar que el comportamiento tanto de la fuente



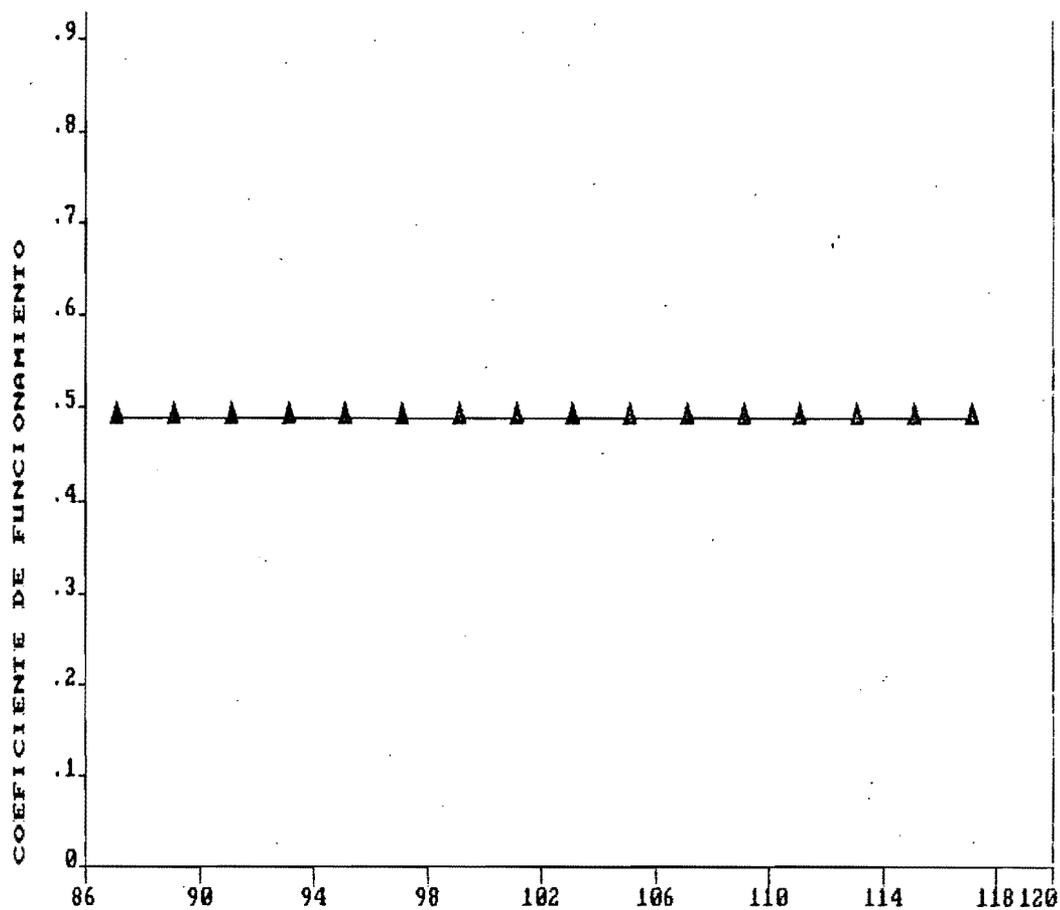
térmica como del sistema se debe a las características termodinámicas intrínsecas del fluido de trabajo, el agua, de la fuente térmica y de los fluidos que circulan al interior del sistema, amoniaco y soluciones amoniaco-agua. Estas propiedades inherentes a los fluidos de trabajo determinan el rango de  $T_{GE}$  más idóneo para operar el sistema. Para redondear, es importante señalar que el mínimo de la irreversibilidad del generador se alcanzó justamente en el rango de  $T_{GE}$  en donde EEX logró el máximo.

Finalmente, se puede aseverar que el comportamiento de EEX con respecto a  $T_{GE}$  se explica por el efecto combinado esencialmente del comportamiento exergetico de la fuente térmica, generador, absorbedor y precalentador. EEX es baja debido, primordialmente, a las pérdidas de exergía del generador y del precalentador, EEX llega a un máximo producto, básicamente, de que el SRAC opera en el rango de mayor afinidad exergetica entre la fuente térmica y el sistema. EEX baja nuevamente como resultado del aumento de la irreversibilidad del absorbedor y del generador.

## 5.2 TEMPERATURA DE LA FUENTE TERMICA, $T_{FT}$

Para analizar el impacto que produce variar este parámetro, se mantuvieron constantes el resto de las variables del caso base. El parámetro  $T_{FT}$  se hizo variar en el rango de 87.11 a 119.11 °C. Dado que la temperatura de generación se mantuvo constante a 85 °C, la variación de  $T_{FT}$  crea un gradiente de temperatura,  $T_{FT} - T_{GE}$ , cada vez más grande, y desde esta perspectiva, el análisis para este parámetro se reduce a considerar como el gradiente de temperatura referido impacta la operación del sistema.

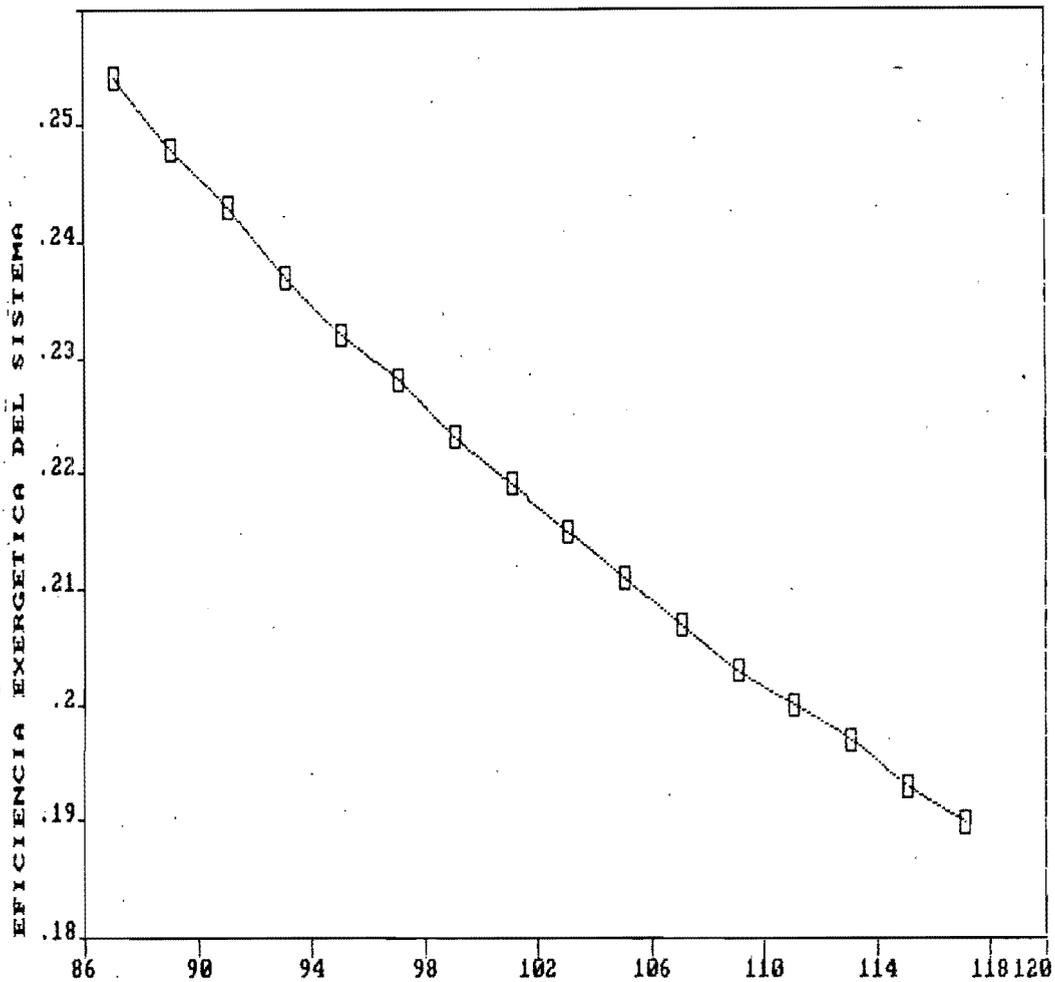
La gráfica 5.2.1 muestra que el COP no es sensible a cambios del gradiente de temperatura  $T_{FT} - T_{GE}$ , pues este se mantuvo constante en 0.487 en todo el intervalo de variación de  $T_{FT}$ . De



5.2.1 TEMPERATURA DE LA FUENTE TERMICA ( C).

esta manera, el comportamiento del COP no dio información alguna de como afecta variaciones de  $T_{FT}$  sobre el funcionamiento del sistema.

Por el contrario EEX fué muy sensible a variaciones del gradiente de temperatura  $T_{FT} - T_{GE}$ , véase gráfica 5.2.2; a medida

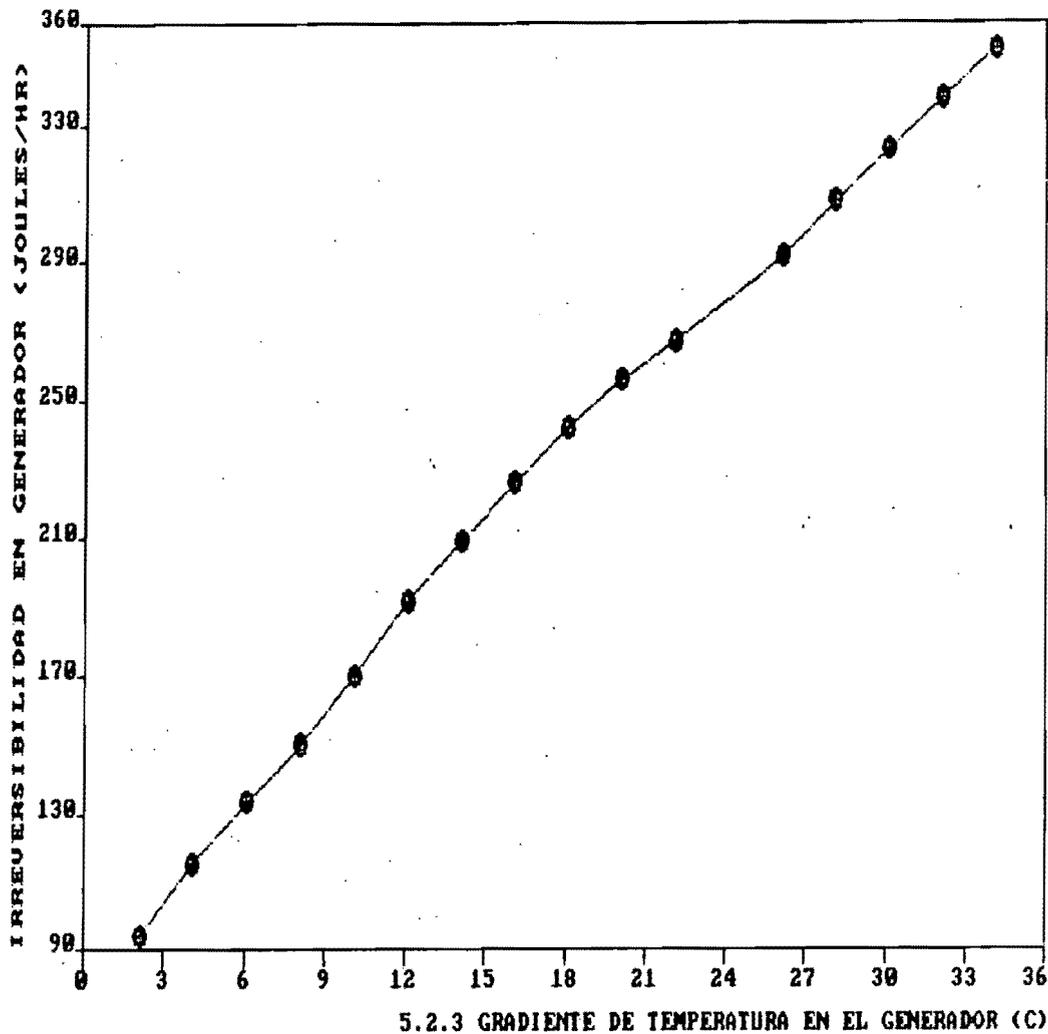


5.2.2 TEMPERATURA DE LA FUENTE TERMICA

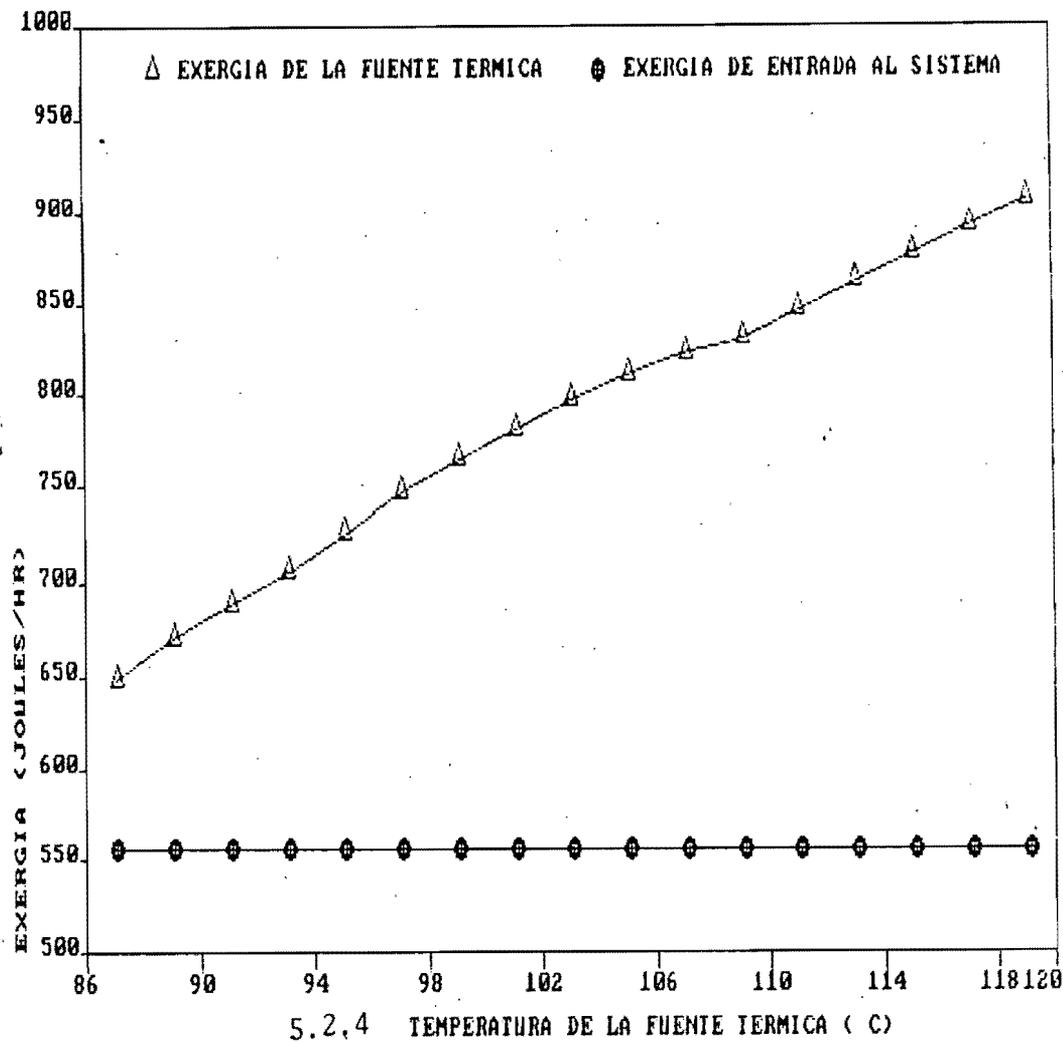
que  $T_{FT}$  aumentó de 87.11 a 120°C, EEX disminuyó de 0.254 a 0.184. Así entonces, este coeficiente es capaz de aportarnos información sobre el comportamiento del sistema ante cambios en  $T_{FT}$ .

Los componentes del sistema permanecieron sin alteración alguna al variar  $T_{FT}$ , excepto el generador en donde la

irreversibilidad aumentó rápidamente al crecer el gradiente de temperatura  $T_{FT} - T_{GE}$ , como se puede apreciar en la gráfica 5.2.3: Así, la única razón que causó que EEX decreciera fue el



aumento de irreversibilidad, producto de tener un proceso de transferencia de calor con un gradiente finito de temperatura cada vez más grande. Puesto que la temperatura de la fuente térmica aumentó, la calidad del calor  $Q_{GE}$  que transfiere al generador es igualmente mayor. En consecuencia, su contenido de exergía es cada vez mayor (gráfica 5.2.4). Sin embargo, la exergía que captó el sistema para operar se mantuvo constante, de tal suerte que la

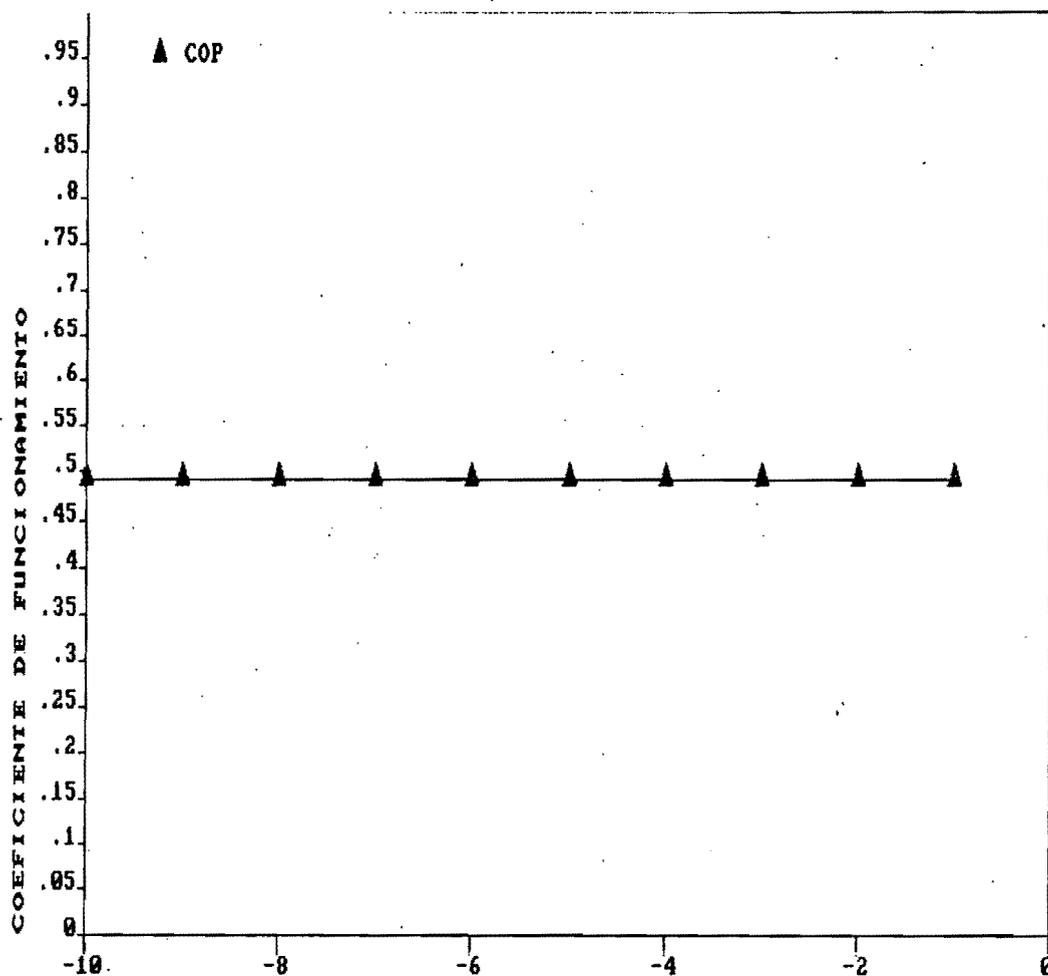


brecha entre el trabajo equivalente que aporta la fuente térmica y la exergía que capta el sistema para operar es cada vez más amplia y la resultante es un EEX que rápidamente se hace menor.

Como conclusión, se puede afirmar que desde el punto de vista exergético es conveniente operar la fuente térmica a temperaturas lo más cercanas a la temperatura de generación. Un análisis de factibilidad económica del costo de la exergía de la fuente térmica contra el costo del aumento del área de transferencia del calor  $Q_{GE}$  podría determinar el gradiente  $T_{FT} - T_{GE}$  de operación óptimo.

### 5.3 TEMPERATURA DEL ESPACIO REFRIGERADO, $T_{ER}$

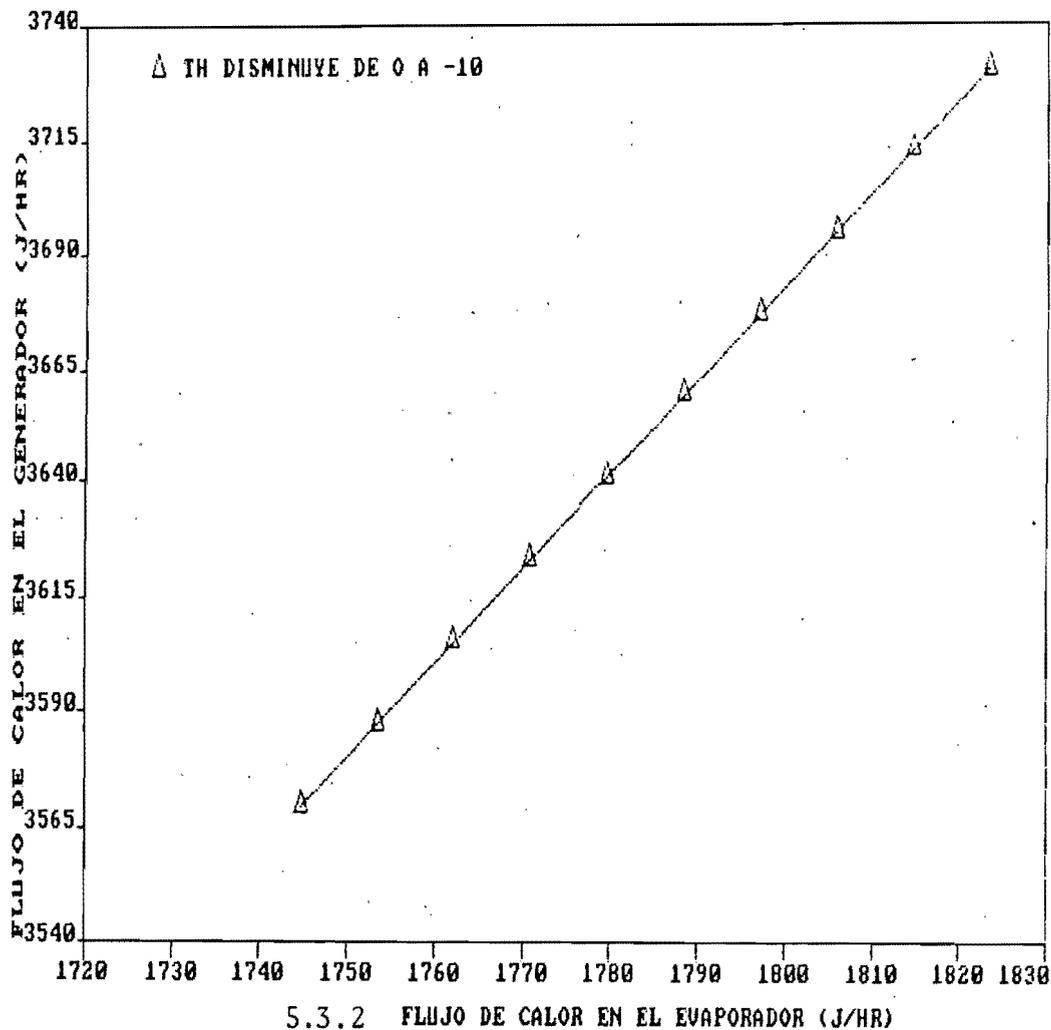
La temperatura del espacio refrigerado se hizo variar de 0 a  $-10^{\circ}\text{C}$  manteniendo la temperatura de evaporación igual a  $-12^{\circ}\text{C}$ , como en el caso base. Un primer resultado fué que el COP permaneció invariable e igual a 0.49 (gráfica 5.3.1) y esto se debió a que tanto el calor  $Q_{EV}$  como el  $Q_{GE}$  crecieron



5.3.1 TEMPERATURA DEL ESPACIO REFRIGERADO

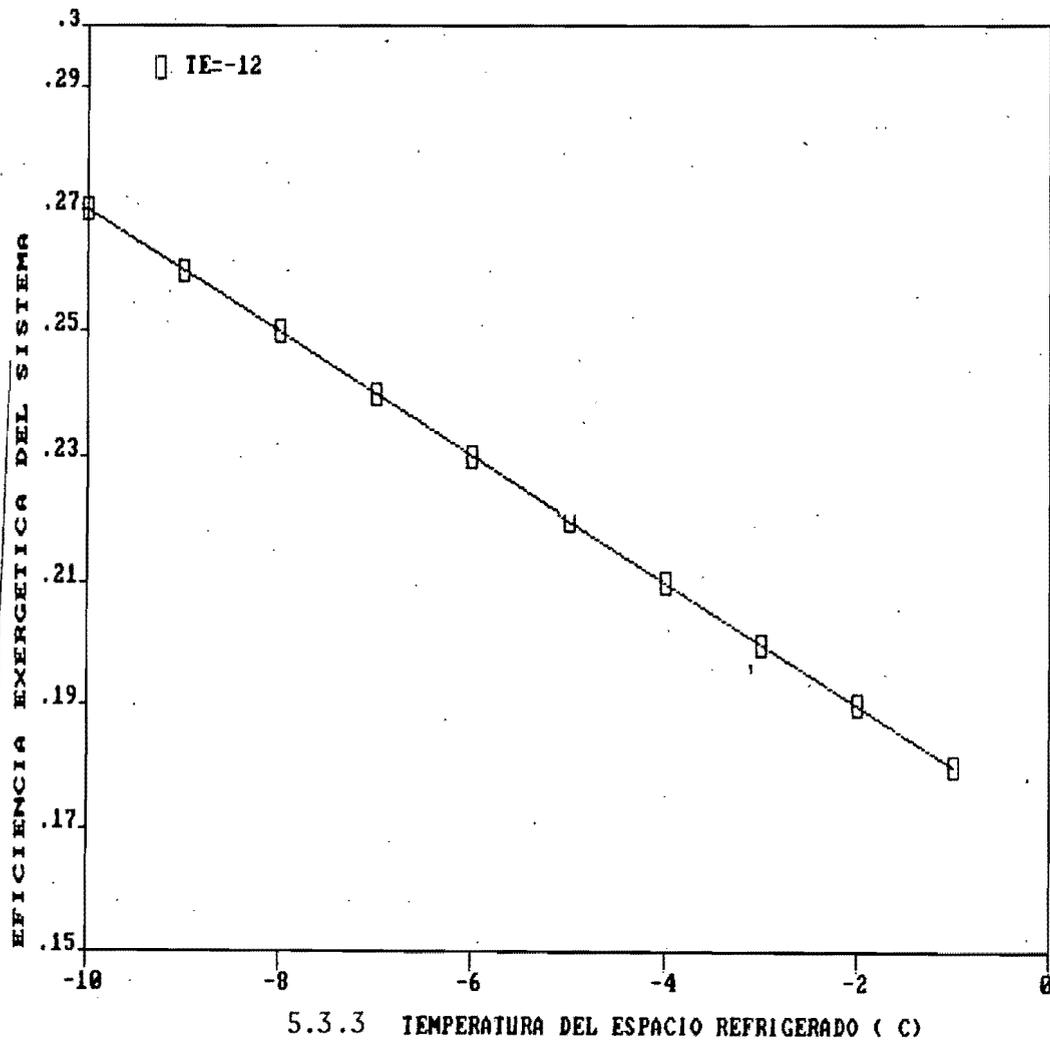
proporcionalmente cuando  $T_{ER}$  descendió (gráfica 5.3.2.) Asimismo, los flujos máscicos en todo el sistema crecieron proporcionalmente, de tal modo que la razón de circulación ( $CR=M1/M7$ ) siempre permaneció constante e igual a 8.04. Así, el COP es insensible a

cambios en  $T_{ER}$  y fué incapaz de darnos alguna información global del impacto de este parámetro sobre el sistema.

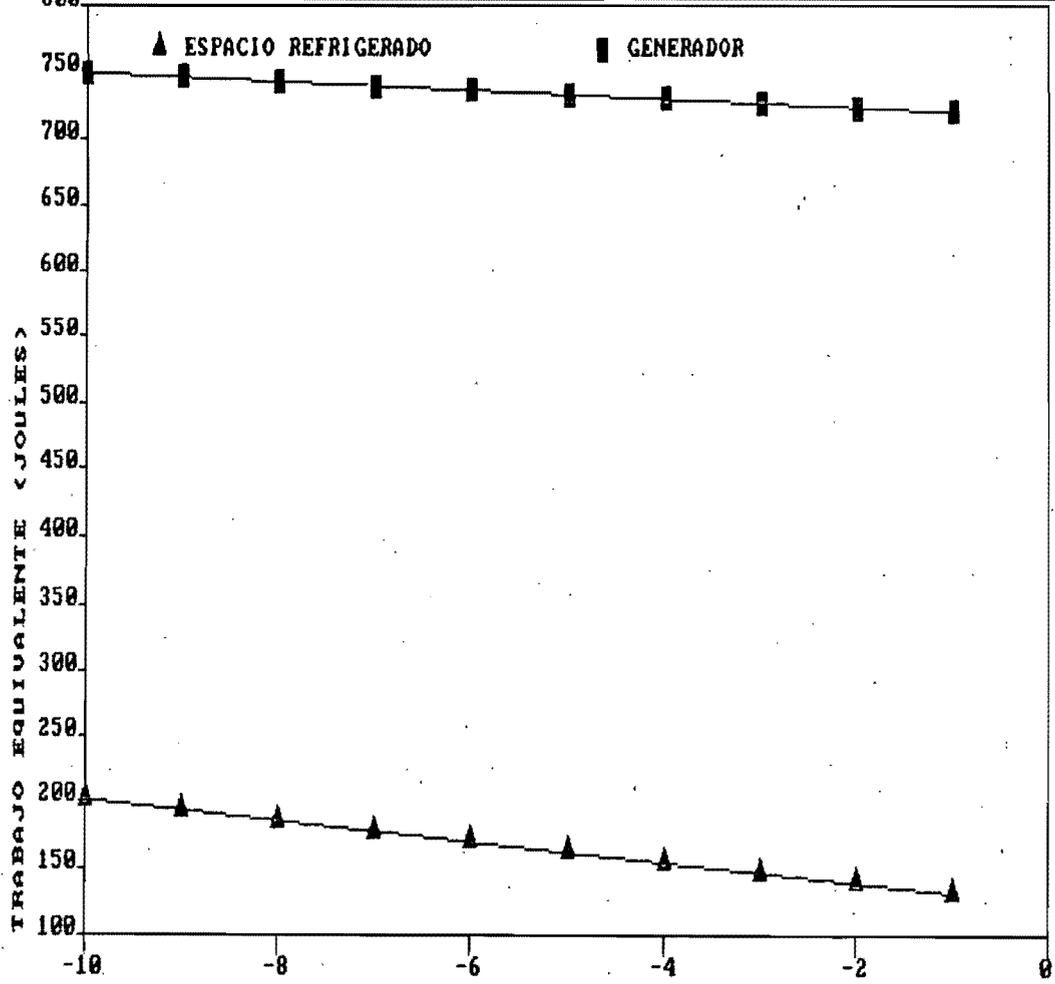


Contrariamente, EEX fué muy sensible a cambios en  $T_{ER}$ . (gráfica 5.3.3) y a temperaturas mayores de  $T_{RE}$  la eficiencia exergetica fue menor; el valor más alto de EEX fue de 0.27 y lo alcanzó en  $T_{ER} = -10^{\circ}C$  y su valor más pequeño,  $EEX = 0.17$ , se situó en  $T_{ER} = 0^{\circ}C$ .

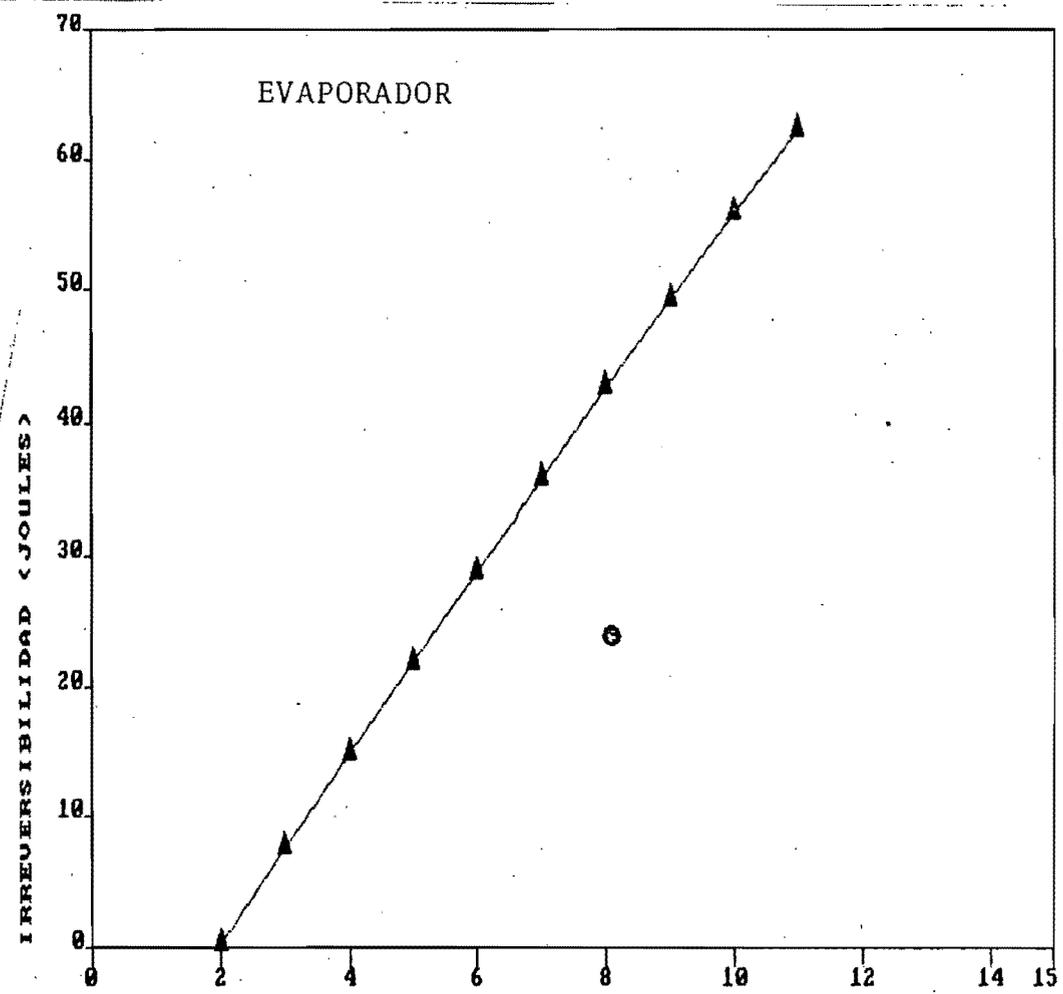
El comportamiento de EEX se explica analizando los trabajos equivalentes de la fuente térmica y en el espacio refrigerado, y



el comportamiento del evaporador. En la gráfica 5.3.4, se puede apreciar que a medida que la temperatura del hielo fue menor, se necesitó mayor exergía o trabajo equivalente para formar el hielo; sin embargo, si bien el trabajo equivalente de la fuente térmica tuvo el mismo comportamiento, éste creció más lentamente que la exergía de formación del hielo, de tal modo que la razón exergía del hielo/exergía de la fuente térmica fué cada vez mayor a medida que disminuyó  $T_{ER}$ , y en consecuencia la EEX del sistema mejoró. Ahora bien, a nivel de los componentes del sistema el más sensible a variaciones en  $T_{ER}$  fué el evaporador y es a su



5.3.4 TEMPERATURA DEL ESPACIO REFRIGERADO ( C)



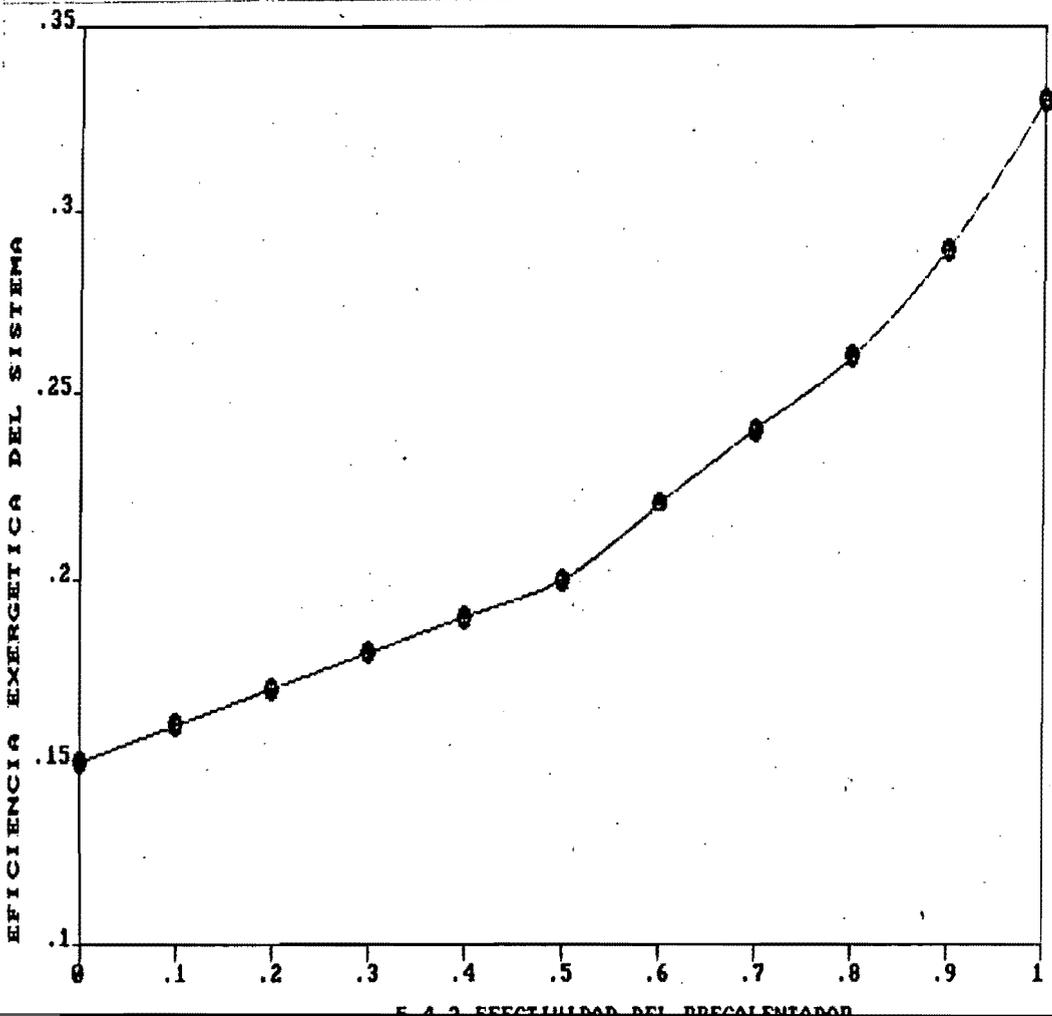
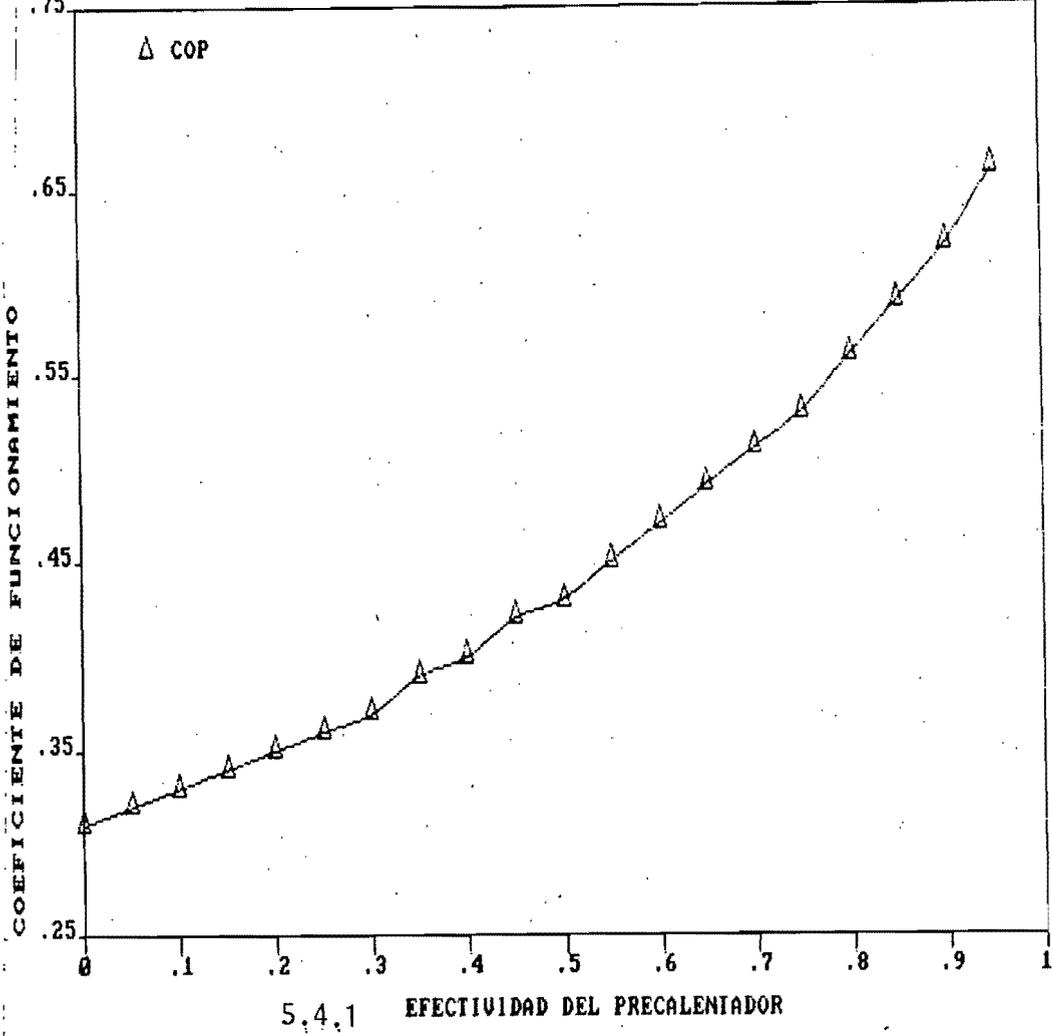
5.3.5 GRADIENTE DE TEMPERATURA

vez el que determina el comportamiento exergético del sistema, pues cuando  $T_{ER}$  disminuye el gradiente de temperatura  $T_{ER} - T_{EV}$  disminuye (gráfica 5.3.5) con lo que el proceso de transferencia del calor  $Q_{EV}$  se hace más reversible y fué capaz de liberar más exergía para la formación del hielo en el espacio refrigerado. Esto a su vez constituyó un ahorro exergetico para el SRAC que permitió satisfacer los requerimientos de exergía del sistema y de la formación del hielo, no obstante que la correspondiente a la fuente térmica creció más lentamente que los requerimientos de exergía en el espacio refrigerado.

Estos resultados nos sugieren, al igual que en el caso del análisis del parámetro anterior, trabajar con gradientes de temperatura lo más pequeños posibles, y tanto como lo permita un análisis de factibilidad económica, entre  $T_{ER}$  y  $T_{EV}$ .

#### 5.4 EFECTIVIDAD DEL PRECALENTADOR, $ETA_1$

El precalentador es el economizador de calor que mayor efecto tiene en el sistema de absorción y su presencia desde el punto de vista exergético es de vital importancia. El COP del sistema aumentó rápidamente de 0.31 a 0.70 cuando la efectividad del precalentador  $ETA_1$  aumentó de 0 a 1, (gráfica 5.4.1). Análogamente, EEX creció dinámicamente de 0.15 a 0.33 en el mismo intervalo (gráfica 5.4.2). Esta alta sensibilidad de los coeficientes globales COP y EEX a variaciones a  $ETA_1$  muestran que: uno, es necesaria la presencia del precalentador para optimizar el sistema y, dos, en la medida en que el diseño de un precalentador mejore su efectividad, su influencia será mayor en



la optimización del sistema de absorción.

Los cuadros 5.4.1 y 5.4.2 muestran los balances de energía y exergía en las condiciones del caso base pero sin precalentador, bajo estas condiciones el COP fué de 0.31 y la eficiencia exergética fué de 0.15, ambos muy bajos. En esta situación llama también la atención los altos flujos de calor en el generador y el absorbedor, así como la cantidad grande de exergía que tuvo que aportar la fuente térmica. Asimismo, es notorio que el generador fué el componente más irreversible del sistema. Toda esta situación es explicable en la razón de que al no haber un buen economizador de calor como es el precalentador, el flujo de calor  $Q_{GE}$  se tiene que incrementar en el generador. También, al no economizarse el contenido de calor de la solución débil que proviene del generador, éste es desechado en el absorbedor como calor sensible, aumentando de esta manera las pérdidas de calor  $Q_{AB}$  en el absorbedor, asimismo, la irreversibilidad en el absorbedor aumenta dado que la mezcla de las soluciones en el absorbedor se realiza con un gradiente de temperaturas grande. Así, esto que hemos comentado es lo que finalmente provocó que el COP Y EEX tengan valores bajos.

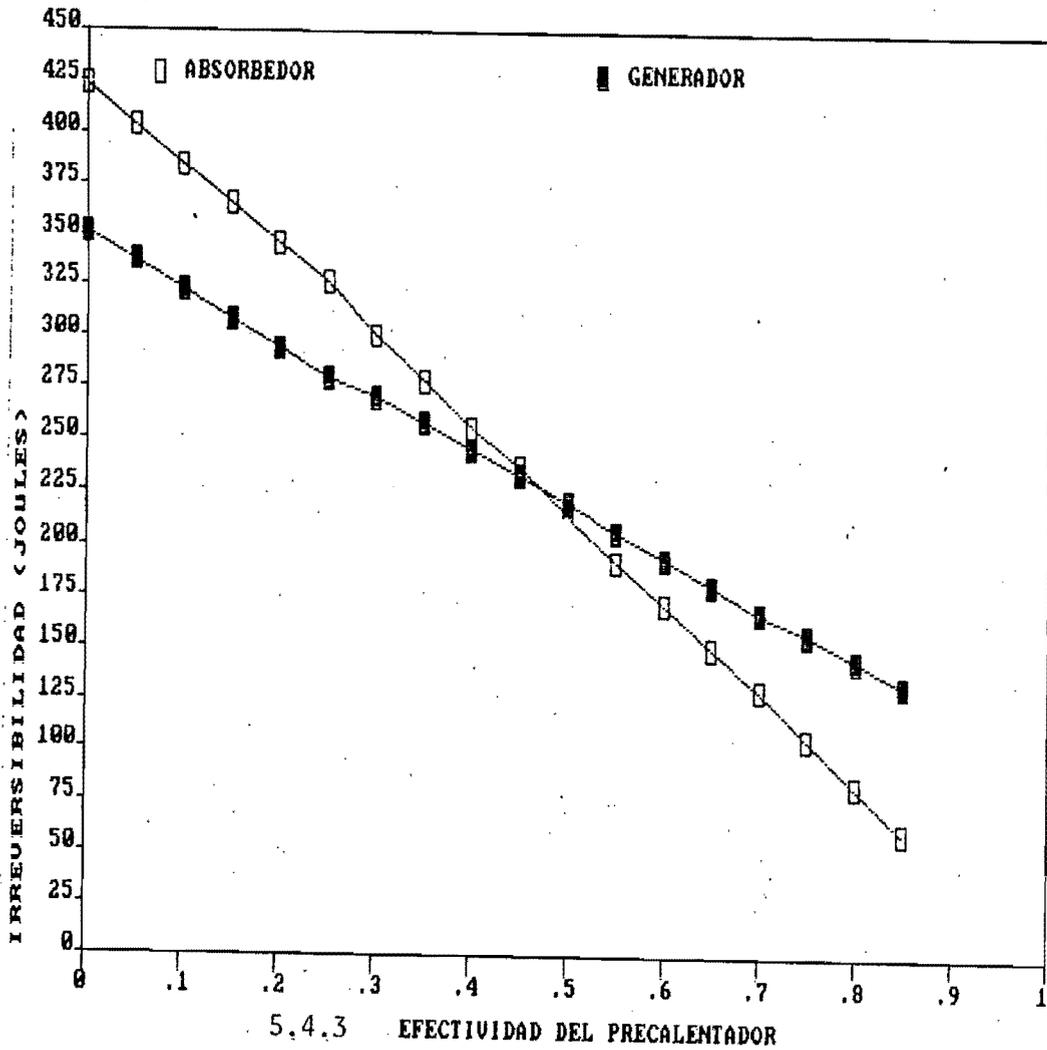
Los componentes que más sensibles fueron a la variación de  $ETA_1$  fueron el absorbedor, generador y, por supuesto, el precalentador. fué claro que la introducción del precalentador con cada vez mejor efectividad mejoró el funcionamiento exergético del absorbedor (gráfica 5.4.3) puesto que evitó que el fluido de la solución débil se mezclara en el absorbedor con el vapor de amoníaco con

CUADRO 5.4.1. BALANCE ENERGETICO

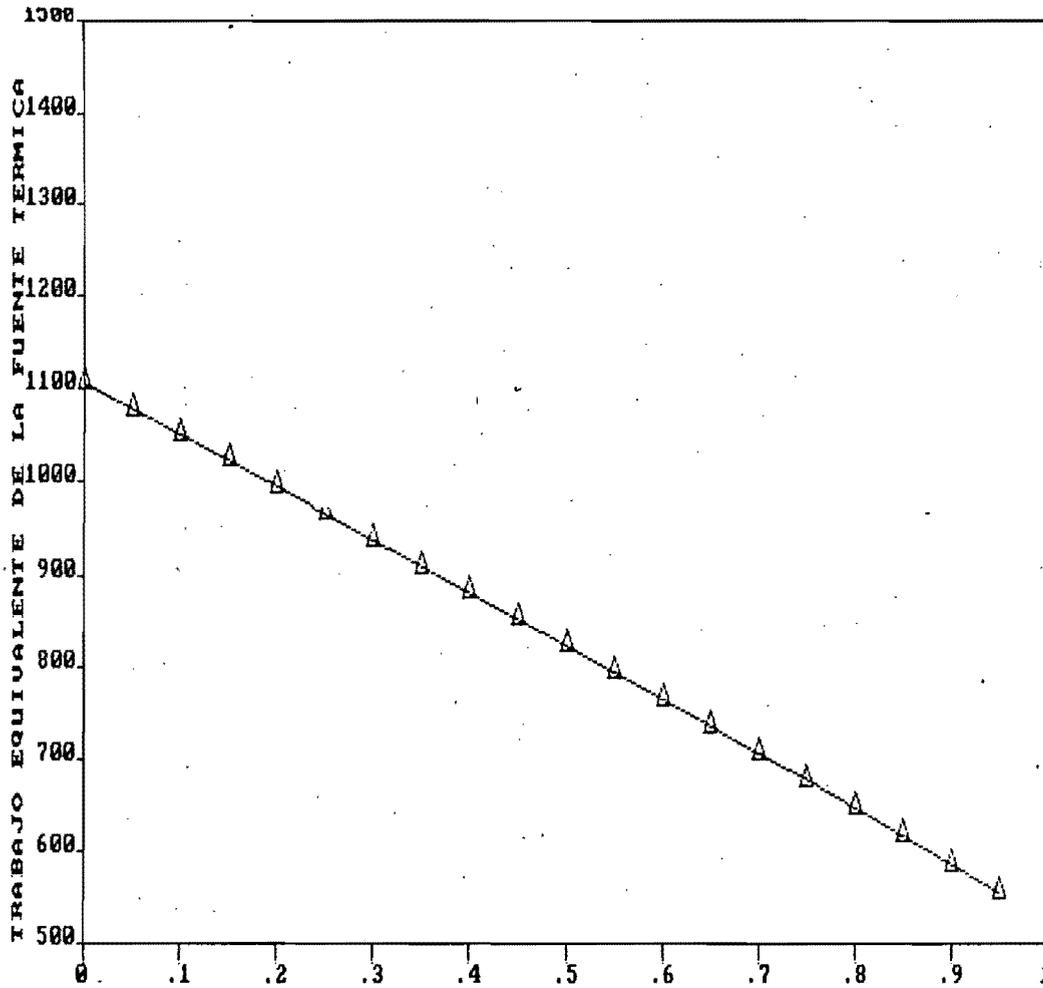
Componente	[Joules/hr]
Generador	5742.54
Rectificador	-233.80
Condensador	-1879.00
Subenfriador	-83.41
Válvula 1	0.00
Evaporador	1797.05
Precalentador	0.00
Válvula 2	0.00
Bomba	12.79
Absorbedor	-5439.58
TOTAL	0.00

CUADRO 5.4.2. BALANCE EXERGETICO

Componente	$EX_j - EX_k$ interno [J/hr]	$EX_j - EX_k$ externo [J/hr]	IRREVERSIBILIDAD [J/hr]
Generador	754.27	-1105.24	350.96
Rectificador	-40.29	0.00	40.29
Condensador	-59.86	29.64	30.23
Subenfriador	-36.31	0.00	36.31
Válvula 1	0.00	0.00	0.00
Evaporador	-198.07	162.92	35.15
Precalentador	0.00	0.00	0.00
Válvula 2	0.00	0.00	0.00
Bomba	12.79	0.00	-
Absorbedor	-432.52	9.41	423.12
TOTAL	0.00		



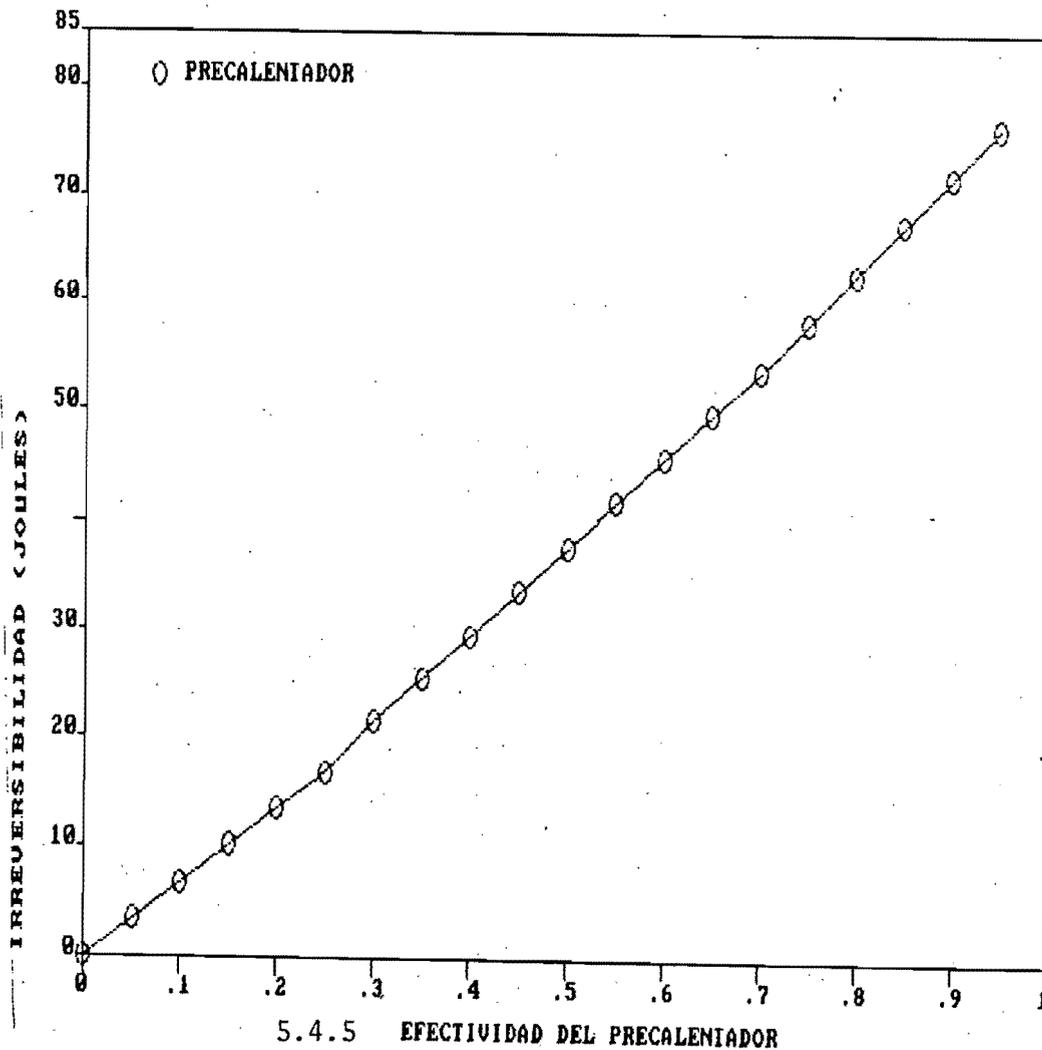
gradientes de temperatura grandes, lo cual es una causa de irreversibilidad. De igual forma, a medida que mejoró  $ETA_1$ , la irreversibilidad disminuyó en el generador debido a que la solución fuerte llegó ya precalentada al generador, disminuyendo de esta manera los requerimientos de calor  $Q_{GE}$  y de exergía o trabajo equivalente de la fuente térmica (gráfica 5.4.4). Este aspecto es de gran importancia dado que demuestra que la introducción de un precalentador en el SRAC al tener el efecto de disminuir los requerimientos de exergía del sistema, abre la posibilidad de usar fuentes térmicas de menor calidad de calor



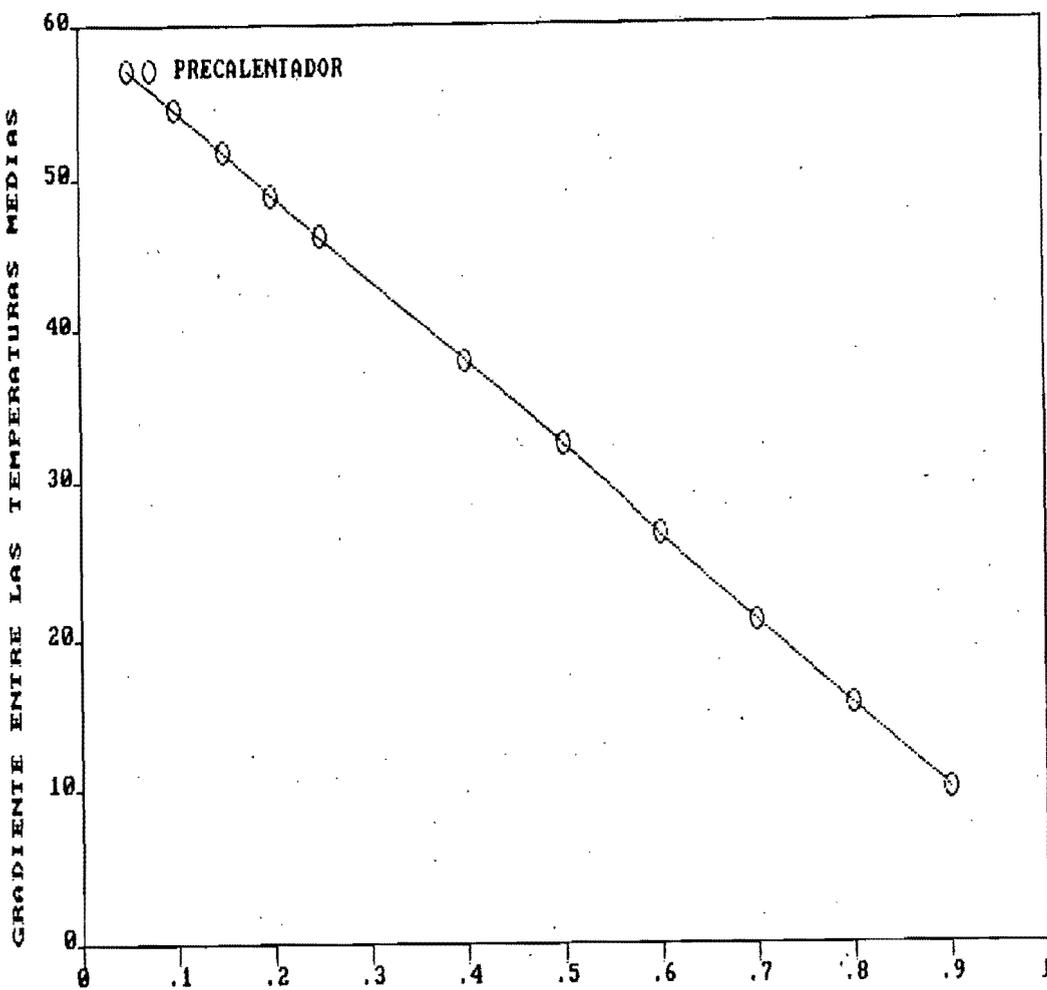
5.4.4 EFECTIVIDAD DEL PRECALENTADOR

pero con flujos de trabajo (el agua en nuestro caso) mayores. A partir de la gráfica 5.4.3, también se aprecia que la falta de precalentador o el uso de uno de estos con efectividad  $< 0.45$  ocasionó que el absorbedor fuese el componente que más consume exergía, mientras que para valores de efectividad  $> 0.45$  el generador fué el componente más irreversible, no obstante que en términos absolutos trabajó cada vez con menos pérdidas de exergía.

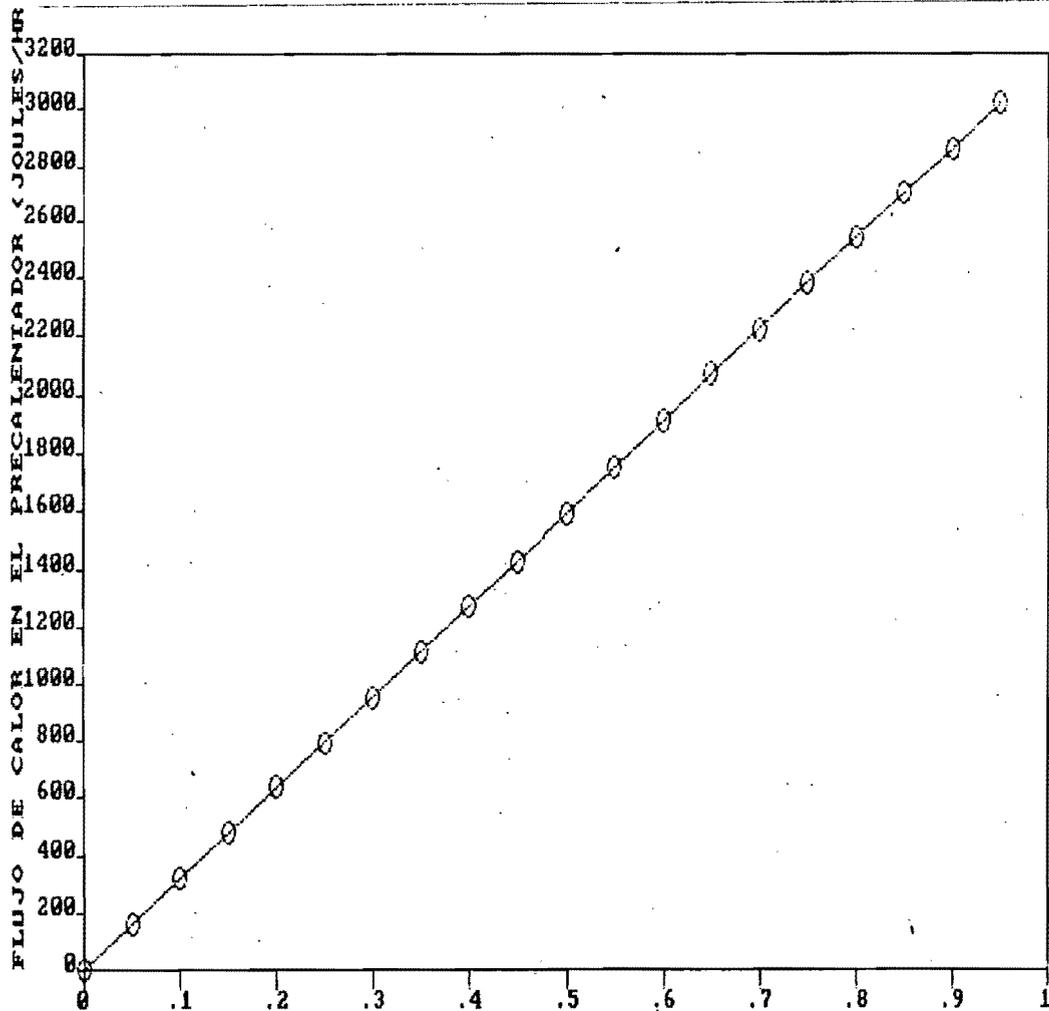
Finalmente, en términos absolutos la irreversibilidad en el precalentador aumenta a medida que se incrementa la efectividad del mismo, gráfica 5.4.5. Esta irreversibilidad en principio es



producto de la existencia de un gradiente finito de temperatura entre las temperaturas medias de las soluciones en el proceso de transferencia de calor que sucede en el precaentador, sin embargo en el caso que estamos analizando, este gradiente constantemente decrece, gráfica 5.4.6, por lo que el aumento de irreversibilidad del precaentador no se le puede atribuir a un aumento en el gradiente de temperatura, sino que la causa hay que buscarlo en el aumento de calor cada vez más grande que se intercambia en el precaentador, gráfica 5.4.7, y que causa que en términos absolutos se intercambie mayor cantidad de exergía y en



5.4.6 EFECTIVIDAD DEL PRECALENTADOR



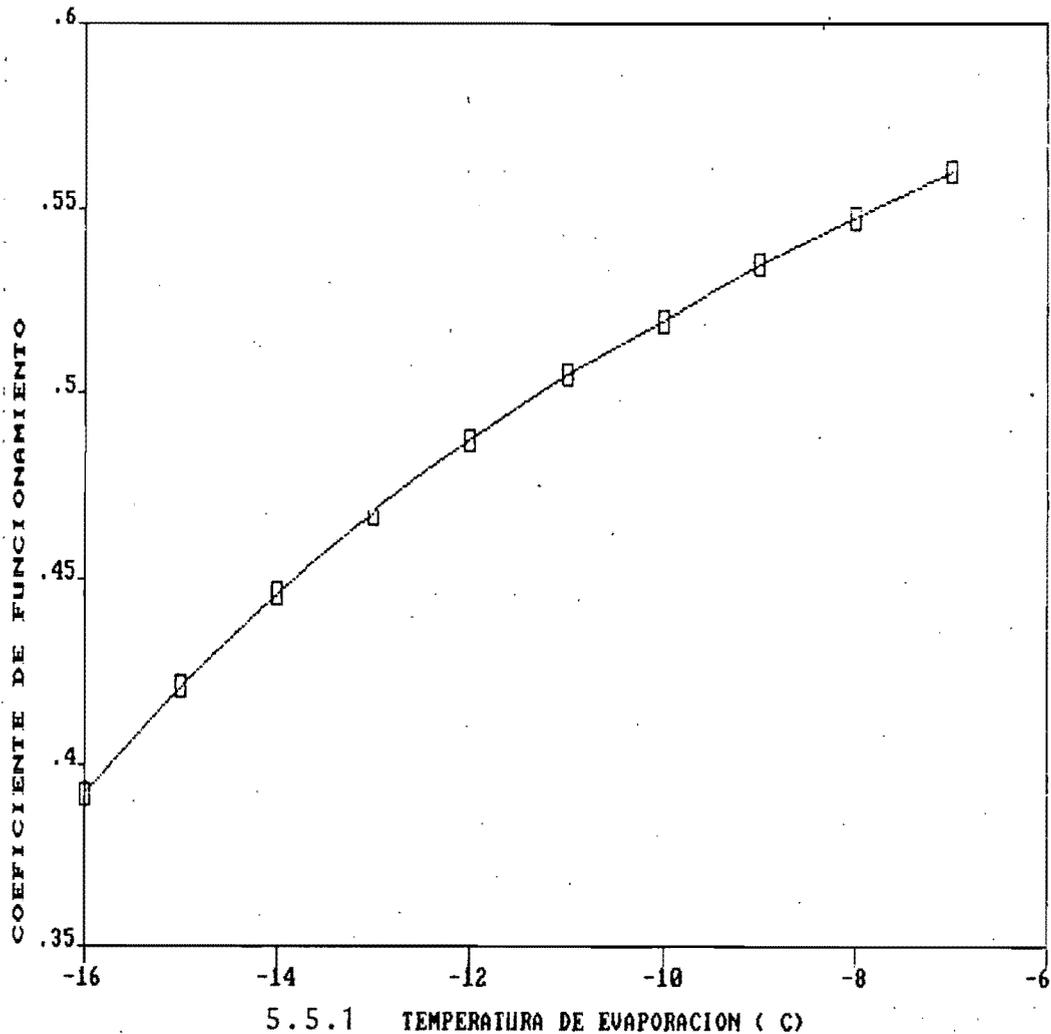
consecuencia, debido a la existencia de un gradiente finito de temperatura, se pierda numéricamente mayor cantidad de exergía , no obstante que el proceso es más reversible en el sentido más puro de la termodinámica dado que el gradiente de temperatura entre los fluidos decrece.



DEPFI

### 5.5 TEMPERATURA DE EVAPORACION, $T_{EV}$

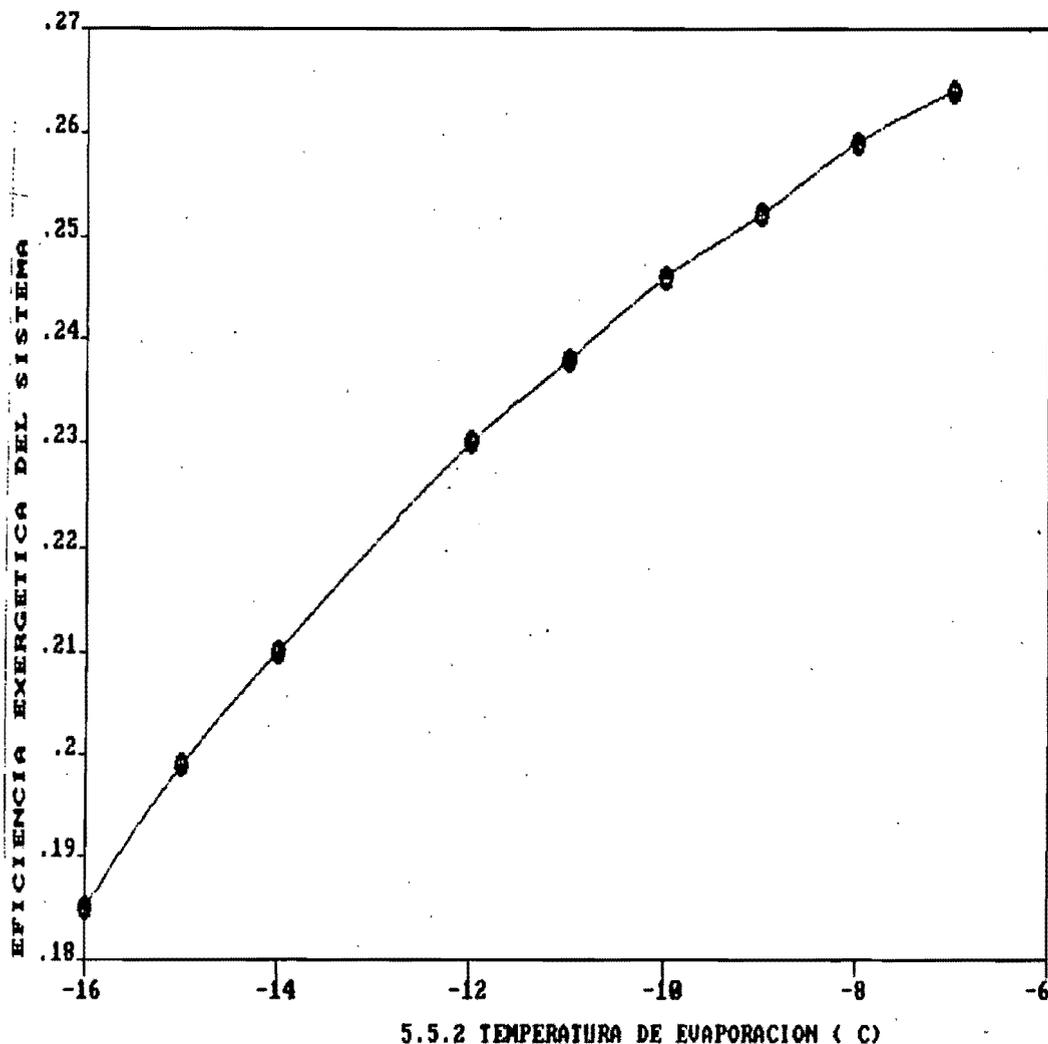
El parámetro  $T_{EV}$  se hizo variar en el rango de  $-15$  a  $-7^{\circ}\text{C}$  manteniendo el resto de los parámetros iguales a los del caso base. El COP del sistema aumentó al elevarse la temperatura de evaporación en el rango referido, gráfica 5.5.1, en el cual su



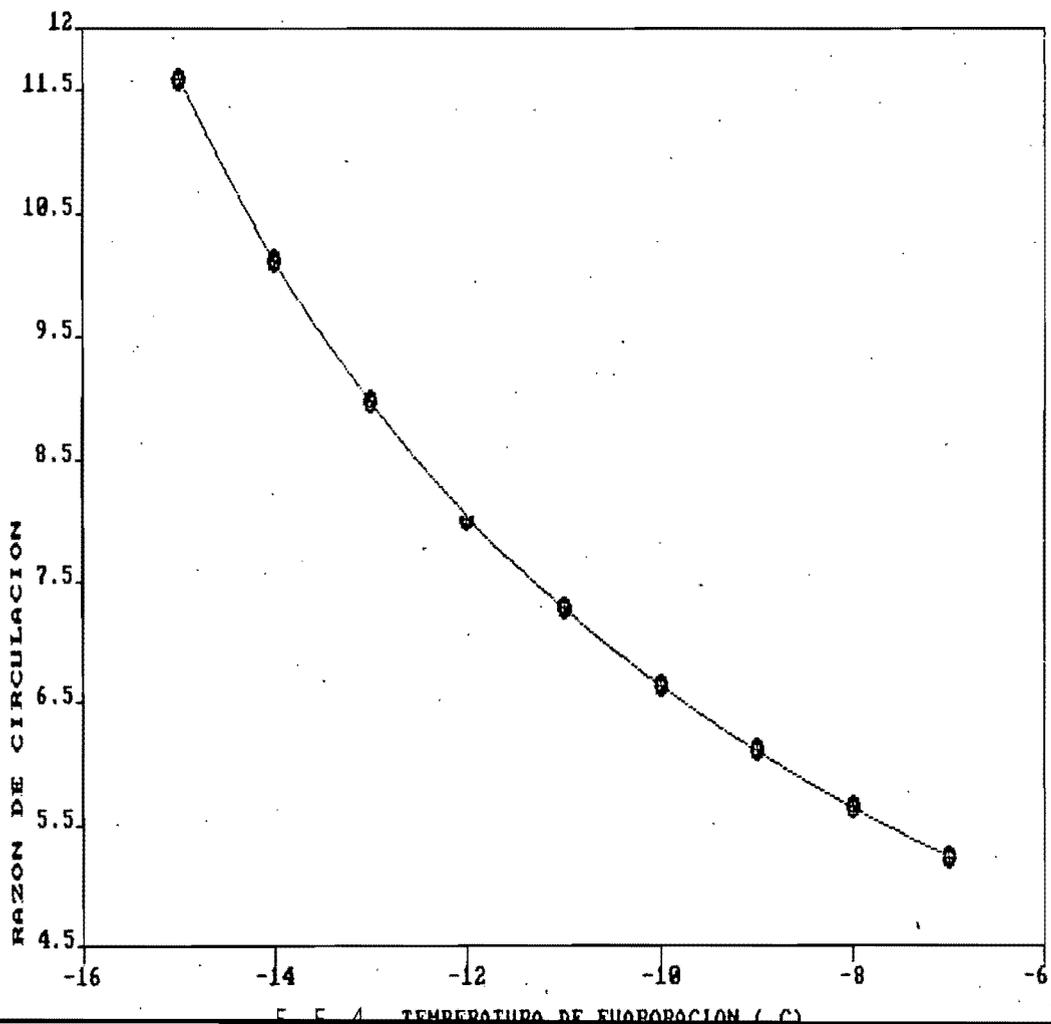
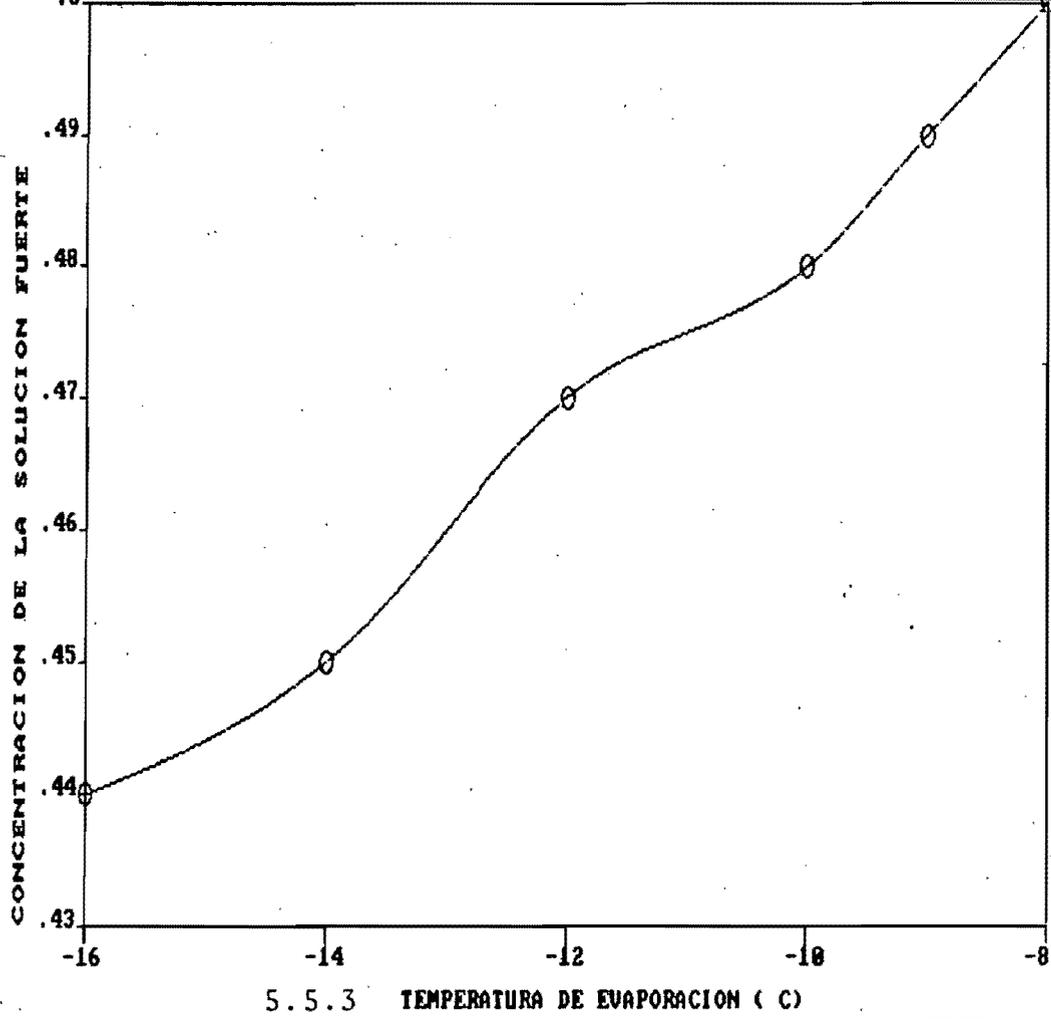
valor pasó de 0.45 a 0.56. Análogamente, EEX creció de 0.199 a 0.260 cuando  $T_{EV}$  aumentó, gráfica 5.5.2, Así entonces, el comportamiento de estos dos coeficientes nos aseveran que en la medida en que  $T_{EV}$  se acerca al valor de la temperatura del espacio refrigerado ( $T_{ER} = -6^{\circ}\text{C}$ ) el sistema se optimiza. Para explicar el

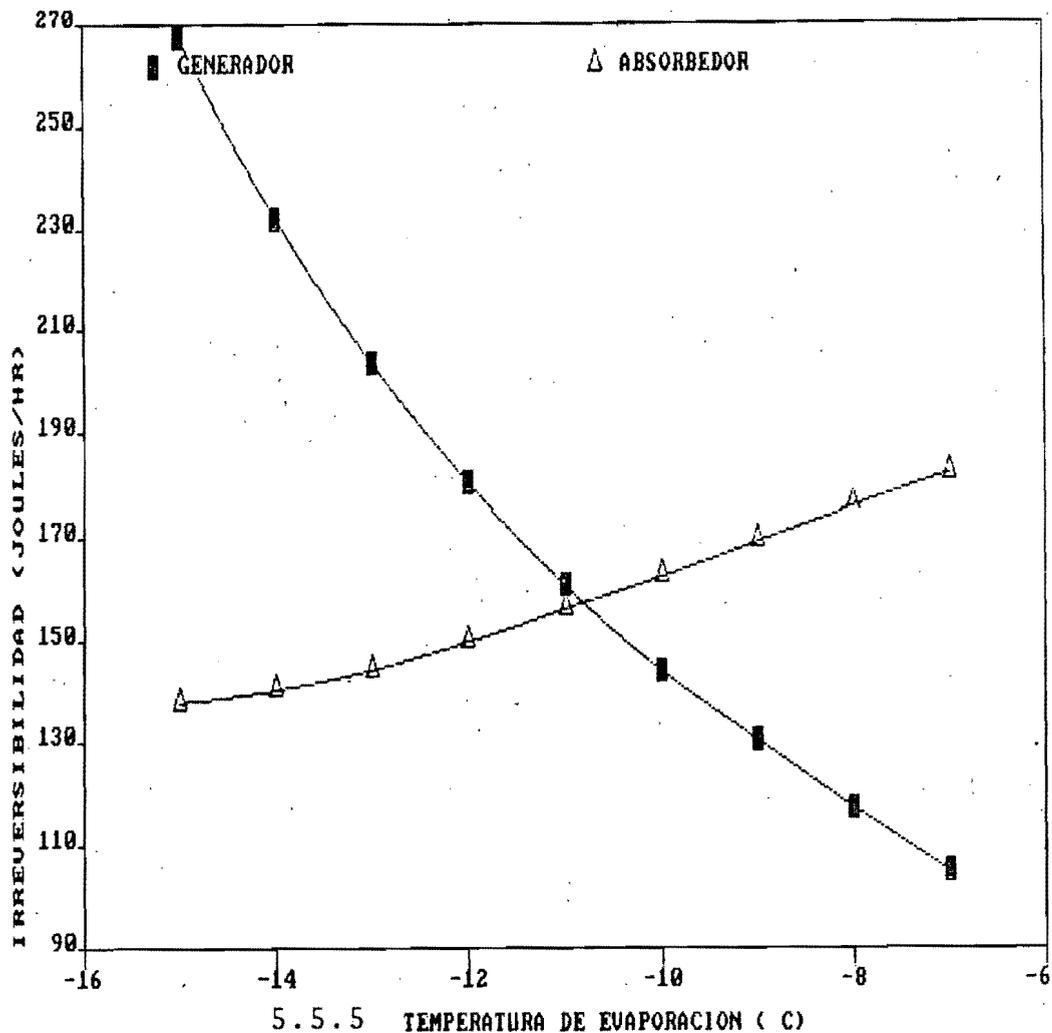
comportamiento del COP y EEX es necesario saber qué es lo que pasó en los demás componentes.

El comportamiento del COP se explica por el hecho de que a



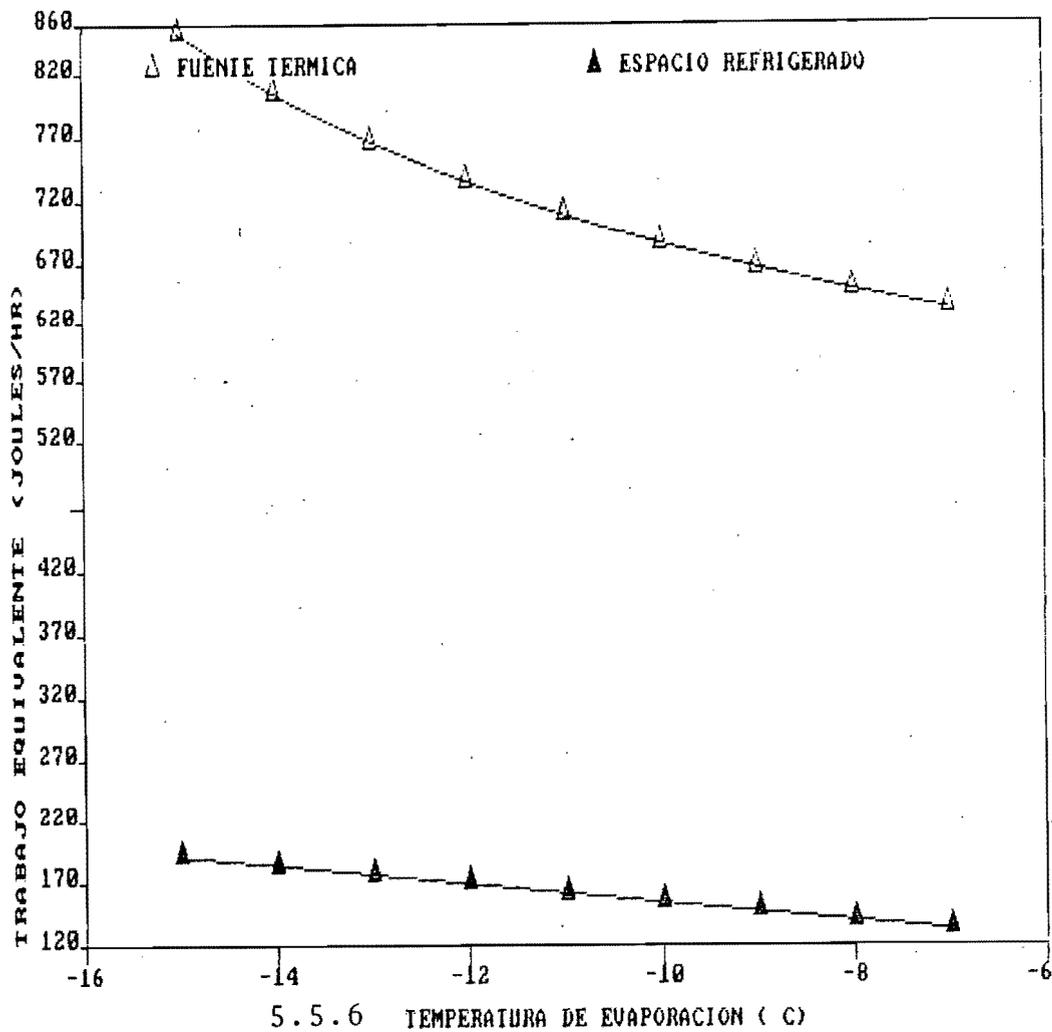
mayor temperatura de evaporación, la presión en el evaporador también fue mayor, y en consecuencia el proceso de absorción también se llevó a cabo a mayor presión, y esto permitió obtener una solución fuerte más concentrada, gráfica 5.5.3, y menores razones de circulación, gráfica 5.5.4, de tal modo que el SRAC trabajó con cada vez menores flujos de calor de generación  $Q_{GE}$  para separar la solución fuerte en el generador. Puesto que  $Q_{EV}$



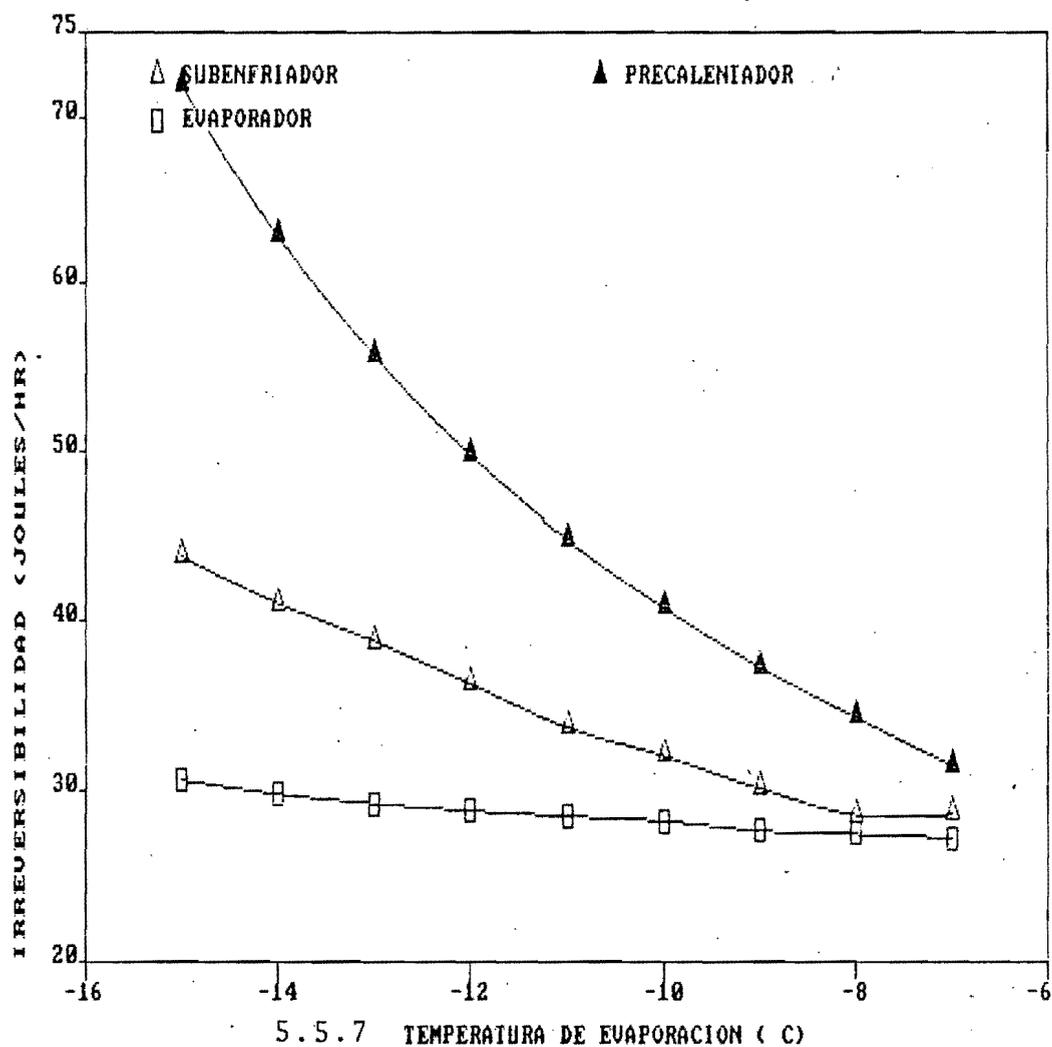


permaneció constante, el resultado final fue que el COP mejoró cuando  $T_{Ev}$  aumentó.

Respecto a EEX, lo primero que hay que observar, gráfica 5.5.5, es que la irreversibilidad decayó rápidamente en el generador cuando  $T_{Ev}$  aumento, y por el contrario, la irreversibilidad aumentó, aunque lentamente, en el absorbedor. La caída de la irreversibilidad en el generador se debió a que este componente tuvo que separar cada vez más pequeños flujos de solución fuerte a medida que  $T_{Ev}$  creció y esto se tradujo en que la fuente térmica aportara cada vez menos exergía, gráf. 5.5.6, con la consiguiente disminución de irreversibilidad, producto de la disminución del



flujo de calor  $Q_{GE}$  y no de la disminución del gradiente de temperatura  $T_{FT} - T_{GE}$ . El comportamiento exergético del absorbedor se debe a que la mezcla en él se está llevando a cabo con presiones cada vez más altas lo cual hace que el proceso de sintetizar una solución fuerte más concentrada tiene un costo exergético más alto. Sin embargo a nivel global del sistema el aumento en la irreversibilidad del absorbedor es más que compensado por la caída de la irreversibilidad en el generador, y por la caída de irreversibilidad en el resto de los componentes como se aprecia en la gráfica 5.5.7 y en la cual llama la atención la abrupta caída de la irreversibilidad en el precalentador

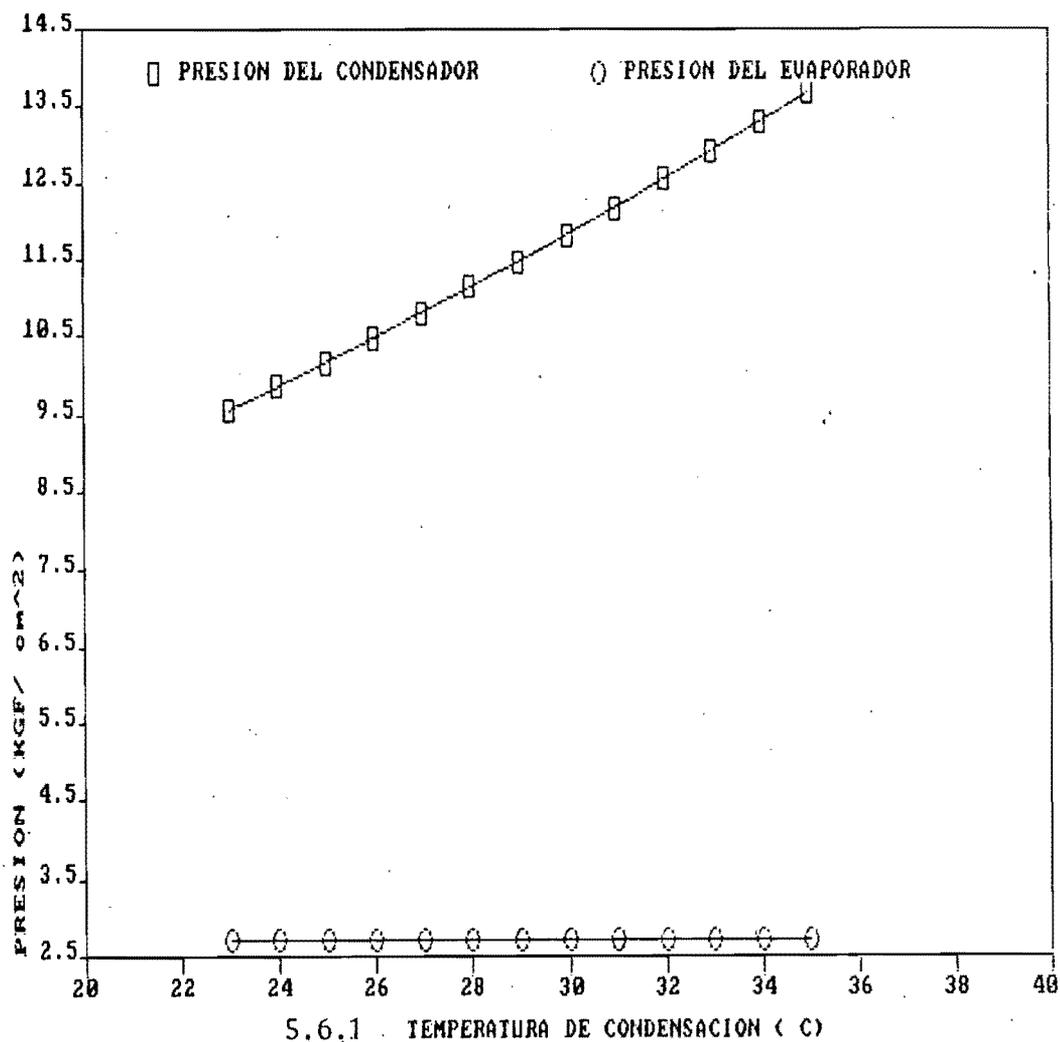


producto de que el flujo de calor  $Q_{PR}$  que intercambió fue cada vez menor cuando  $T_{EV}$  aumentó.

Grosso modo podemos decir que el sistema de estudio se optimizó en la medida en que el gradiente de presión  $P_{CO} - P_{EV}$  disminuyó cuando  $T_{EV}$  aumentó en el rango de estudio referido.

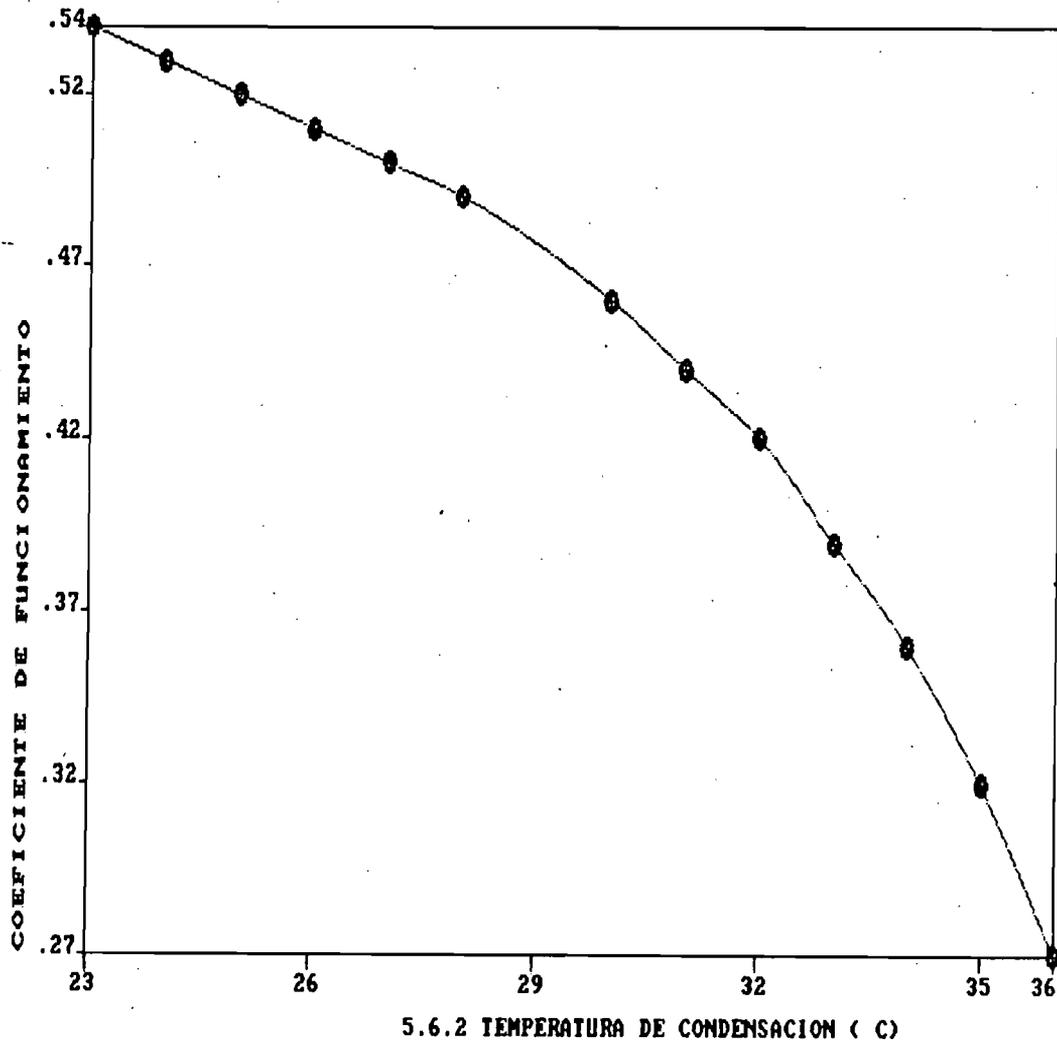
## 5.6 TEMPERATURA DE CONDENSACION, $T_{CO}$

La temperatura de condensación  $T_{CO}$  se hizo variar en el rango de 23 a 36°C. Puesto que este parámetro en nuestro modelo determina la presión de condensación, ésta varió de 9.56 a 13.68  $\text{Kg}/\text{cm}^2$  cuando  $T_{CO}$  se incrementó en el intervalo mencionado, gráfica 5.6.1. Lo que a continuación veremos es como los cambios



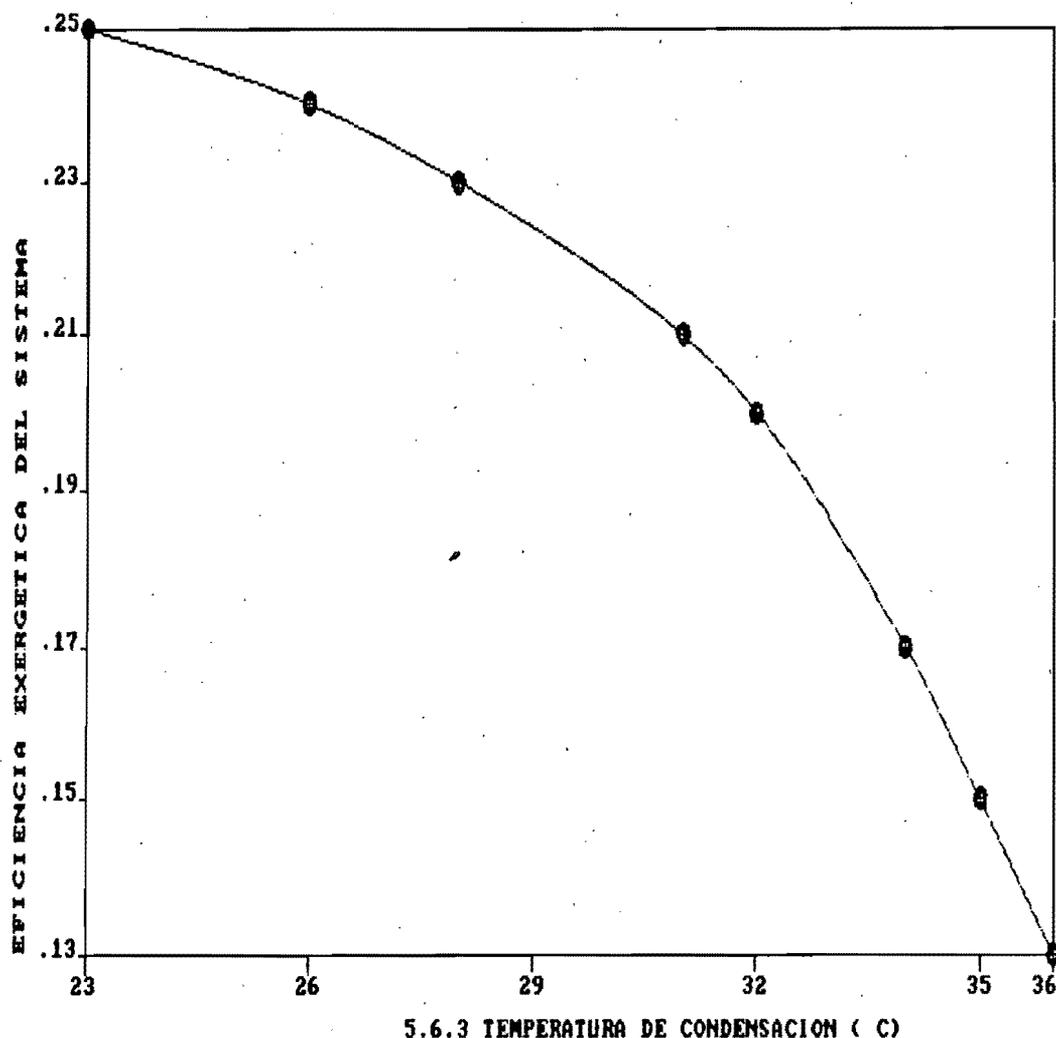
en  $T_{CO}$  impactaron los coeficientes globales COP y EEX para después explicar dicho efecto por medio del análisis del comportamiento de los componentes del sistema.

El COP del sistema decreció rápidamente (de 0.54 a 0.27) cuando se incrementó  $T_{CO}$ , gráfica 5.6.2. De manera análoga, EEX



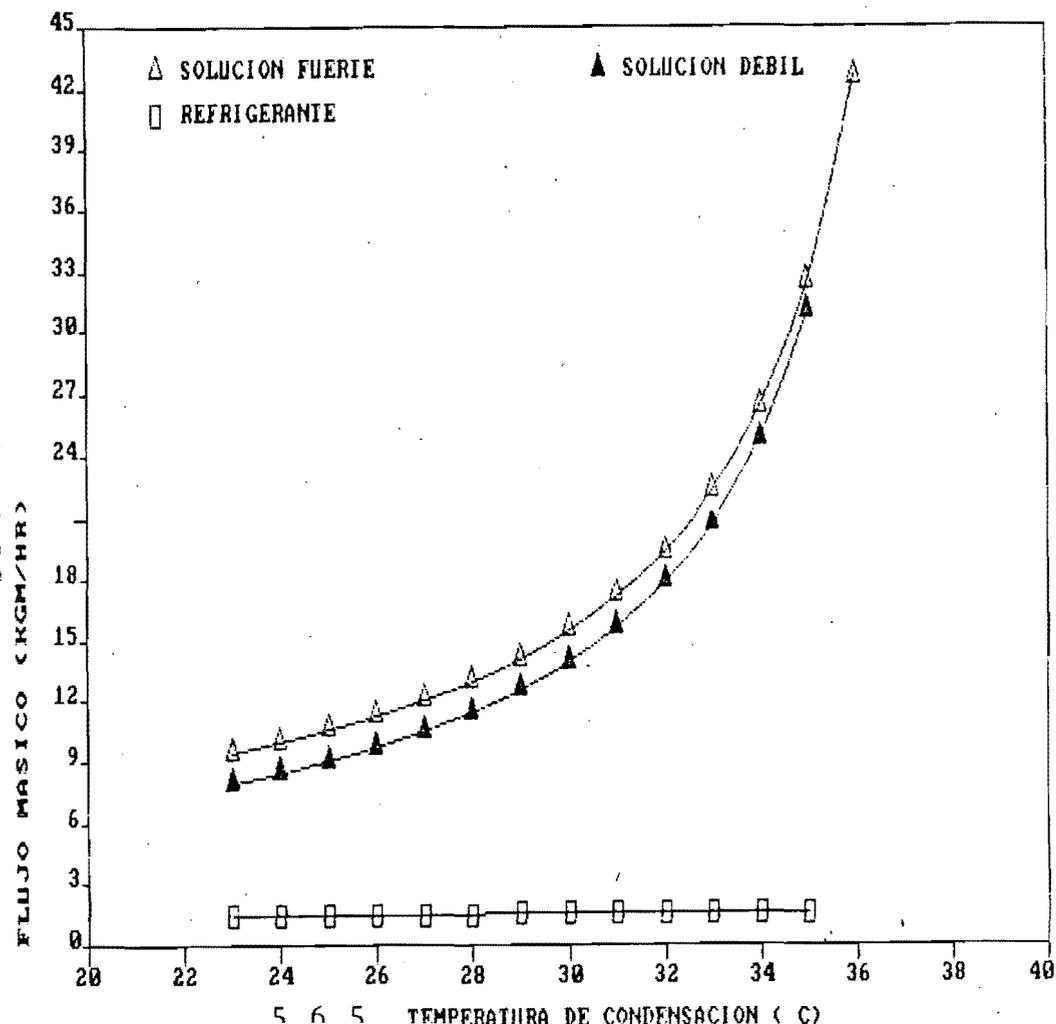
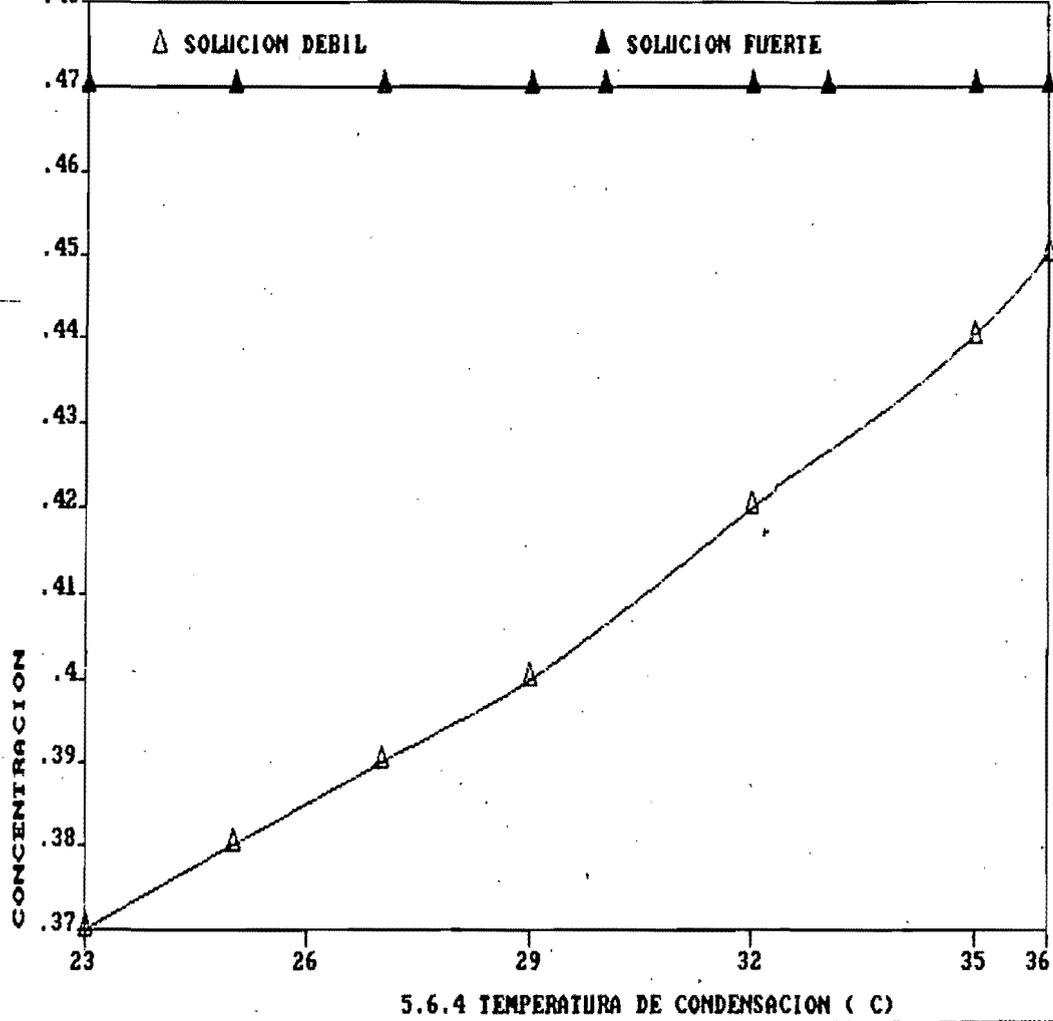
disminuyó de 0.25 a 0.17, gráfica 5.6.3. Así, estos dos primeros resultados muestran lo altamente sensible que es el sistema a cambios en  $T_{CO}$ .

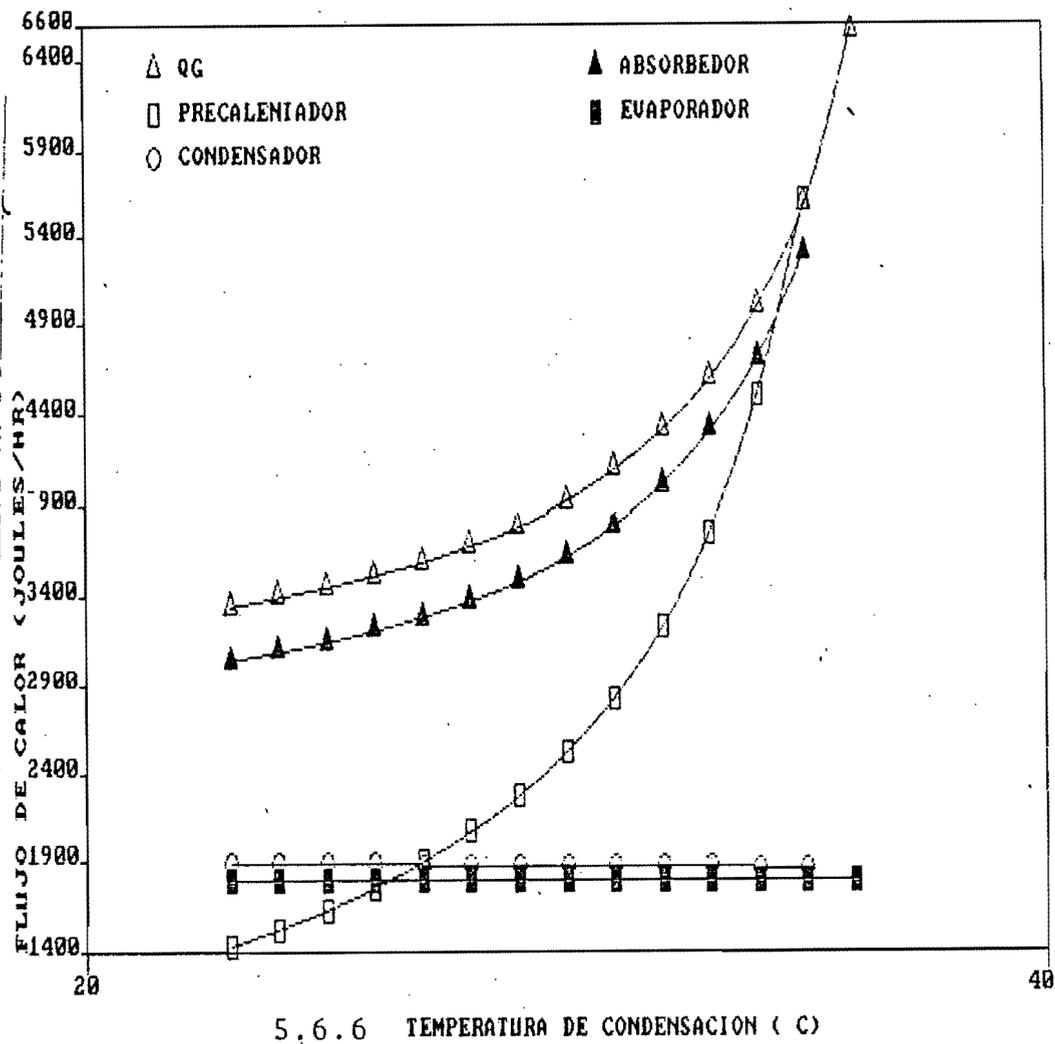
El primer efecto que sufrió el sistema cuando se incrementó  $T_{CO}$  fué que la presión de condensación aumentó y esto incrementó el gradiente de presión entre  $P_{CO}$  y  $P_{EV}$ , y esto constituyó en el fondo la razón por la cual el sistema se hizo más ineficiente al incrementarse  $T_{CO}$ . Al tener presiones  $P_{CO}$  cada vez más altas, la



concentración de la solución débil fué cada vez más grande, gráfica 5.6.4, y en consecuencia, el gradiente de concentración entre la solución débil y la solución fuerte disminuyó, esto implicó a su vez que los flujos máxicos ,gráfica 5.6.5, y de calor, gráfica 5.6.6, aumentarían en todo el sistema, excepto el flujo de calor  $Q_{EV}$  que permaneció constante dado que su valor sólo depende de  $T_{ER}$  y la cantidad de masa de agua a enfriar en el espacio refrigerado.

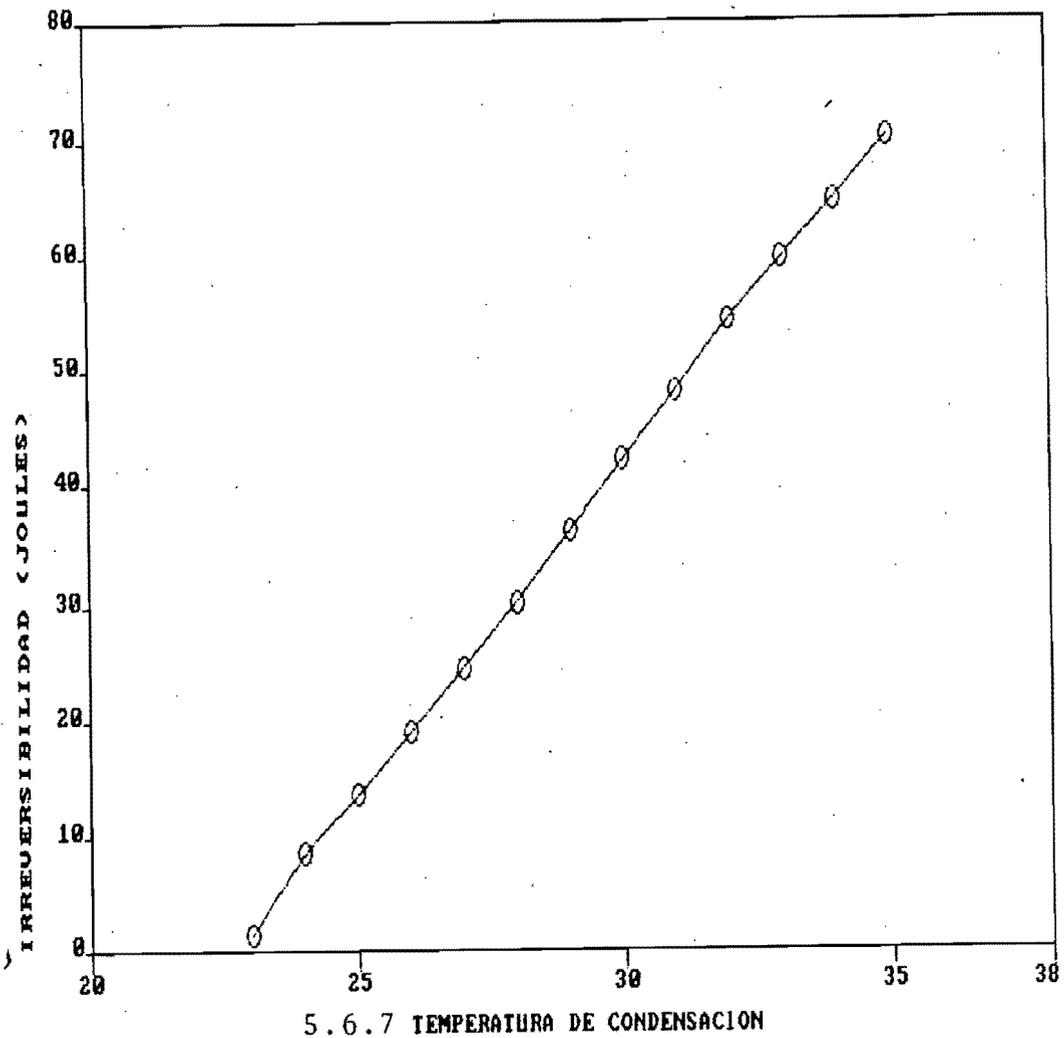
La irreversibilidad aumentó rápidamente en todos los componentes del sistema excepto en el absorbedor, véanse gráficas



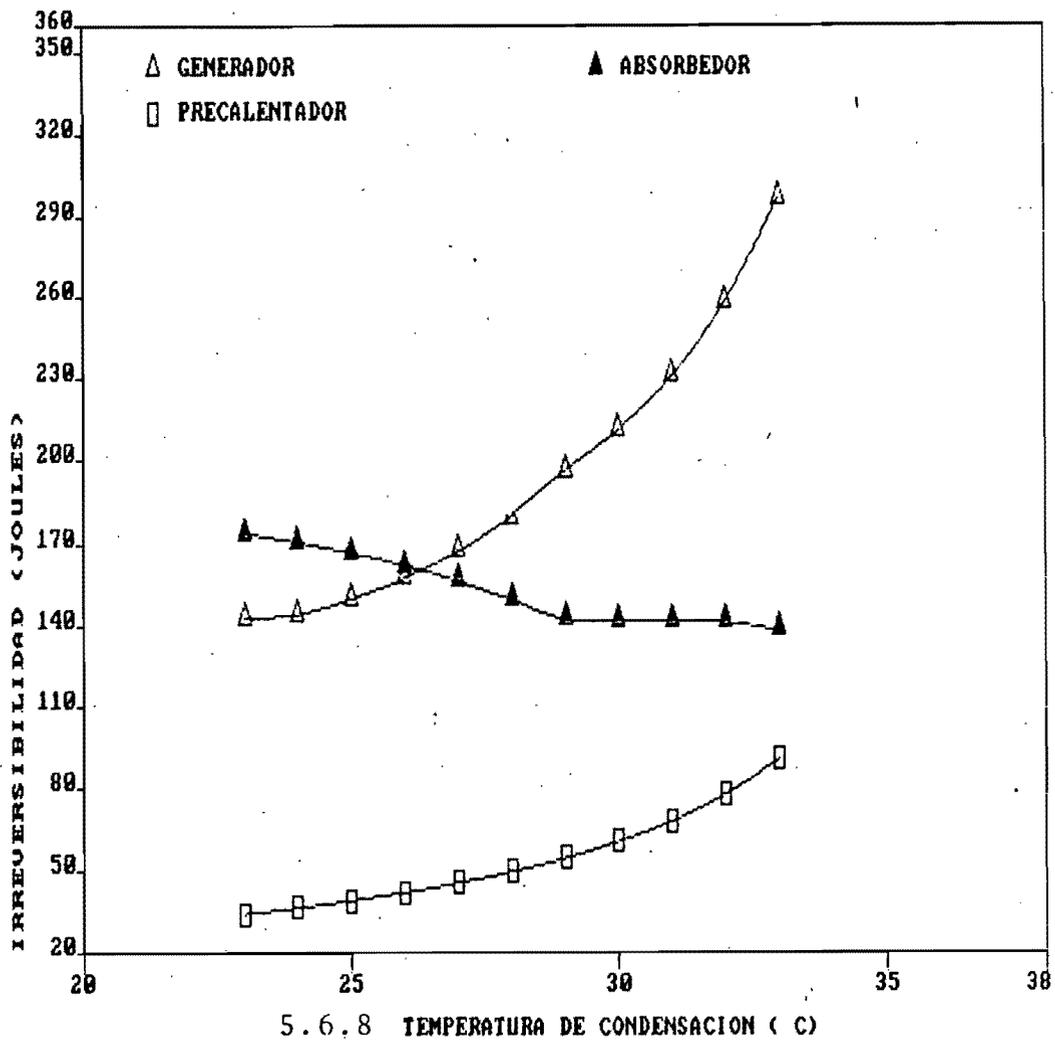


5.6.7, 5.6.8, 5.6.9. En el condensador aumentó la irreversibilidad debido al incremento del gradiente de temperatura entre la temperatura de condensación y la temperatura del medio ambiente, por lo que el proceso de transferencia del calor  $Q_{CO}$  se hizo más irreversible. De particular interés es el aumento súbito de la irreversibilidad en el generador producto de la separación cada vez más ineficaz de la solución fuerte en vapor refrigerante y solución débil, pues si bien el flujo másico que tuvo que separar fue cada vez mayor el gradiente de concentración que estuvo creando entre la solución fuerte y la solución débil rápidamente

## IRREVERSIBILIDAD EN EL CONDENSADOR

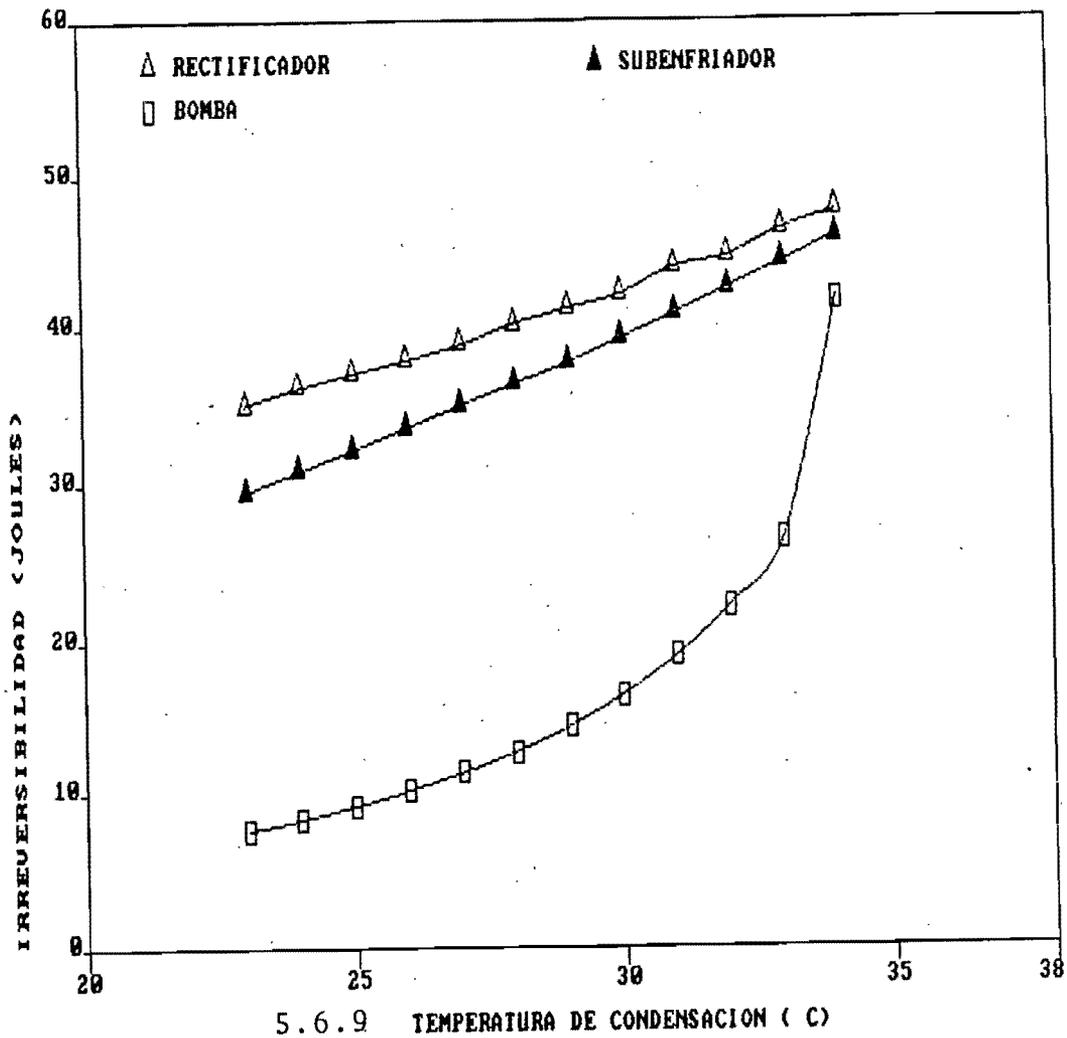


se fué haciendo menor. En el precalentador la irreversibilidad aumentó como producto del dinámico aumento de calor que se transfiere en el mencionado componente a través de un gradiente finito de temperatura entre las temperaturas medias de las soluciones que practicamente se mantiene constante. El subenfriador se volvió más irreversible, debido a dos causas: uno, el proceso de transferencia de calor se realizó con un gradiente de temperatura entre las temperaturas medias del amoniaco-liquido y amoniaco-vapor cada vez mayor y, dos, el flujo de calor que se transfiere creció aunque lentamente.



El rectificador operando a presiones altas de condensación es un componente muy irreversible, pues aunque la cantidad de calor que en él se desechó es muy pequeña y aumentó muy poco, su temperatura y por tanto su calidad o capacidad para realizar trabajo aumentó, por lo que es calor de desecho cuya exergía es cada vez más valiosa, en consecuencia, el proceso en el rectificador se hace más irreversible. El trabajo de la bomba como se puede apreciar aumentó dado que los flujos másicos en el sistema aumentaron.

El único componente en el que no aumentó la irreversibilidad



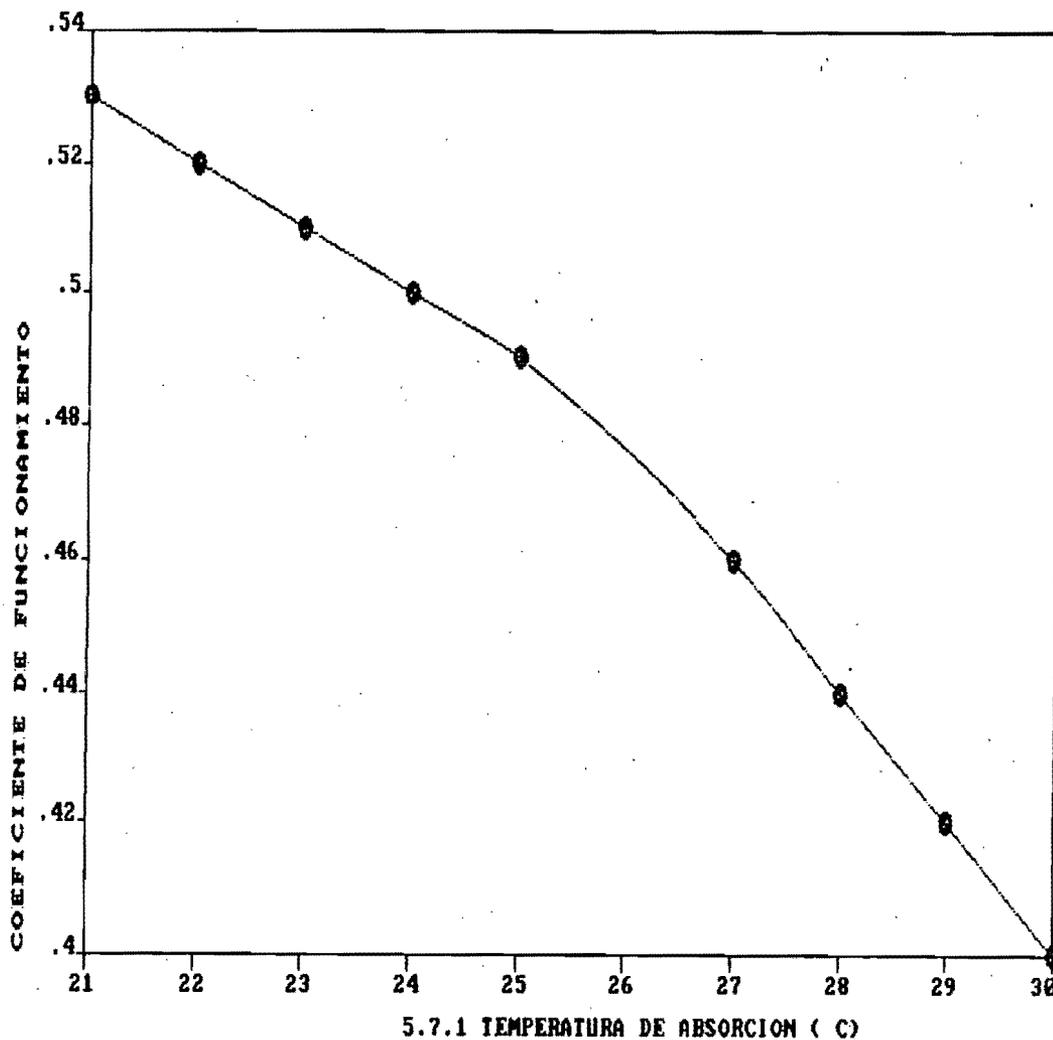
cuando  $T_{CO}$  creció, sino todo lo contrario, se vuelve más reversible, es el absorbedor y es un caso interesante de analizar. No obstante que en términos numéricos el calor de desecho  $Q_{AB}$  aumentó, su funcionamiento es cada vez más reversible producto de: por un lado, que la mezcla entre la solución débil y el vapor se llevó a cabo con un menor gradiente de concentración y, por otro, con un menor gradiente de temperatura. Es necesario notar que este aumento en la reversibilidad no compensa los drásticos aumentos de irreversibilidad en el resto de los componentes.

Un resultado colateral que se desprende del análisis del

parámetro  $T_{CO}$  es que para optimizar el sistema en su conjunto es deseable trabajar con presiones bajas de  $P_{CO}$  y a su vez con gradientes de presión  $P_{CO} - P_{EV}$  lo más pequeños posibles.

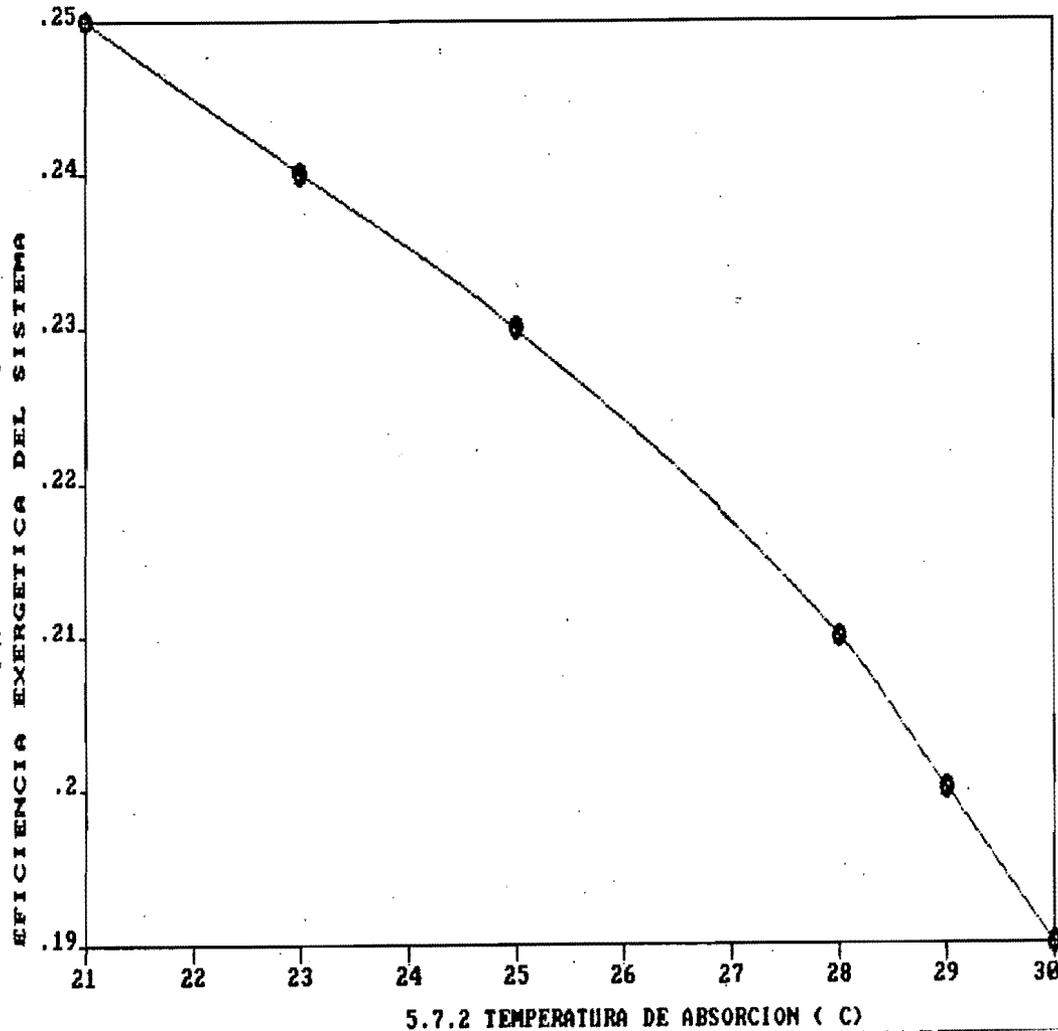
### 5.7 TEMPERATURA DE ABSORCION , $T_{AB}$ .

El parámetro  $T_{AB}$  se hizo variar en el rango de 20 a 30°C, manteniendo el resto de los parámetros iguales a los del caso base. A partir de la gráfica 5.7.1, se puede observar que el COP



disminuyó apreciablemente cuando  $T_{AB}$  aumentó, para el valor inicial de  $T_{AB} = 20^{\circ}C$ , el COP tuvo su valor más alto e igual a

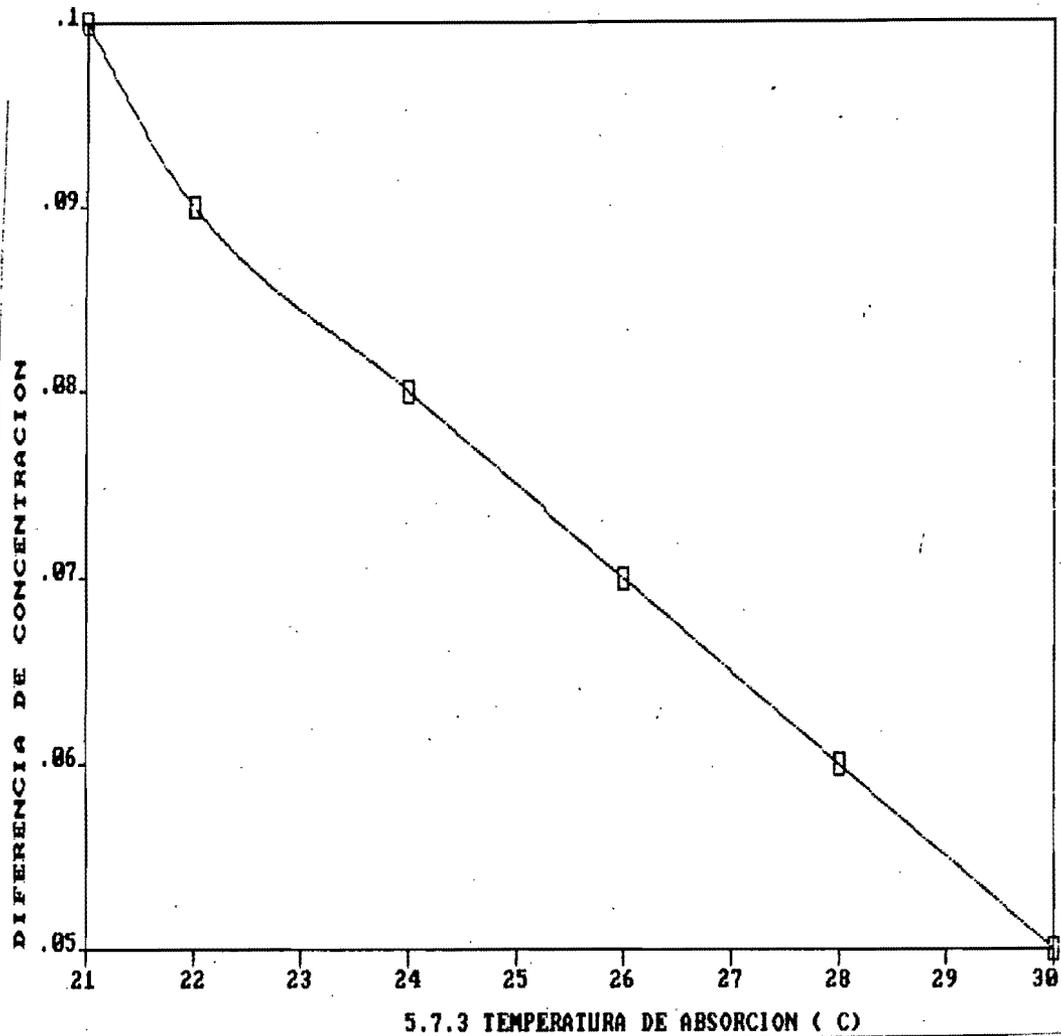
0.54, en el valor más alto de  $T_{AB}$  ( $30^{\circ}\text{C}$ ) el COP declinó a su valor más bajo (0.40). De manera análoga EEX disminuyó de 0.25 a 0.19 al aumentar  $T_{AB}$  en el rango mencionado, gráfica 5.7.2, Así entonces



el primer indicio global que indican estos dos coeficientes es que a menores temperaturas de absorción el sistema es más eficaz.

Los componentes sensibles a variaciones en  $T_{AB}$  fueron el generador, absorbedor, precalentador y la bomba. El primer efecto termodinámico que se tuvo en el sistema al aumentar  $T_{AB}$  fue que la concentración de la solución fuerte disminuyó, y dado que la concentración de la solución débil permaneció constante, el efecto

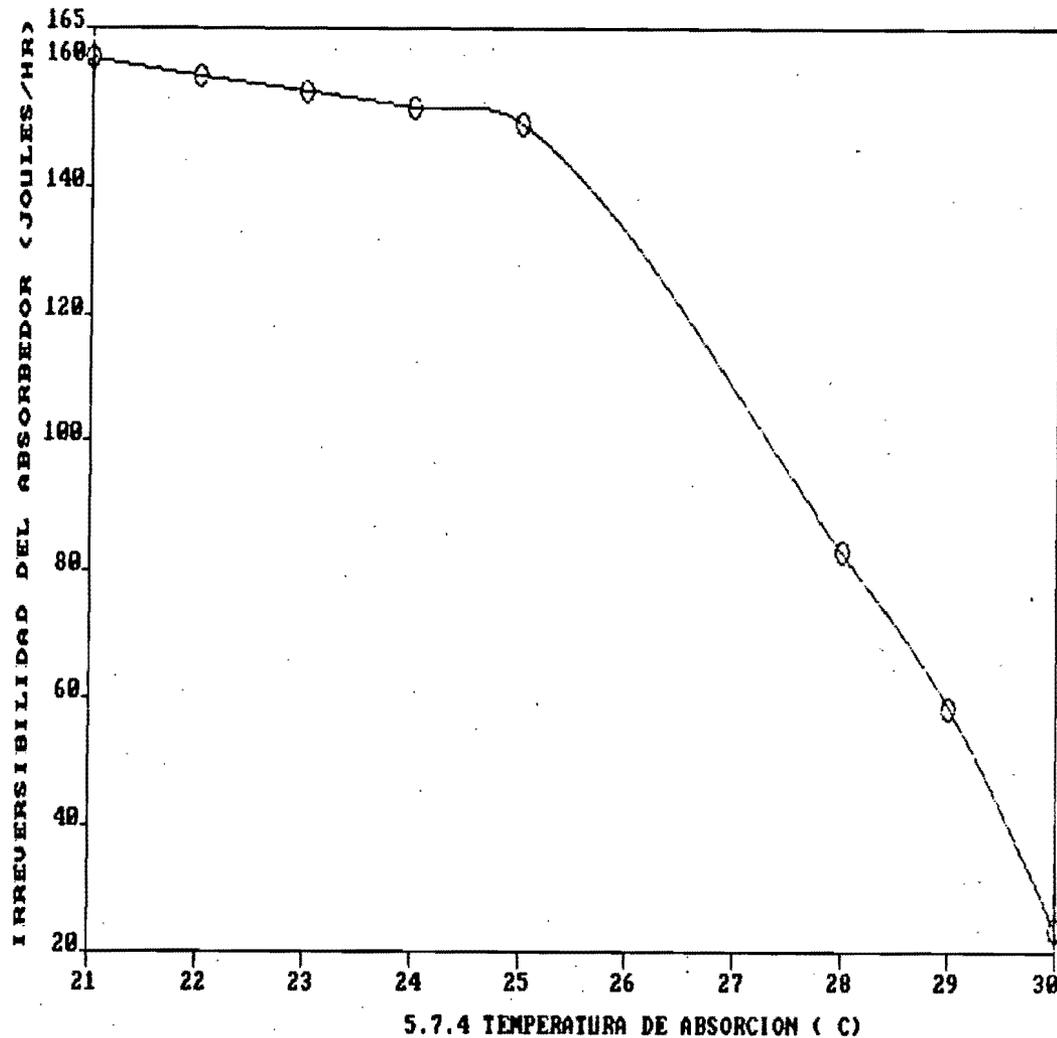
final fue que el gradiente de concentración entre las soluciones disminuyera ,gráfica 5.7.3, esto a su vez, por conservación de



masa, hizo que los flujos másicos de las soluciones y que los flujos calor  $Q_{GE}$ ,  $Q_{PR}$  y  $Q_{AB}$  aumentaran. Cabe hacer notar que no obstante que los flujos másicos de las soluciones aumentan, el flujo másico del refrigerante permaneció invariable y en consecuencia también permanecen constantes los flujos de calor  $Q_{RE}$ ,  $Q_{CO}$  y  $Q_{SU}$ ; también  $Q_{EV}$  permaneció constante. Esto último explica el porqué sólo los cuatro componentes citados arriba fueron los únicos sensibles a cambios en  $T_{AB}$ . Enseguida se

explicará las causas del aumento de su irreversibilidad.

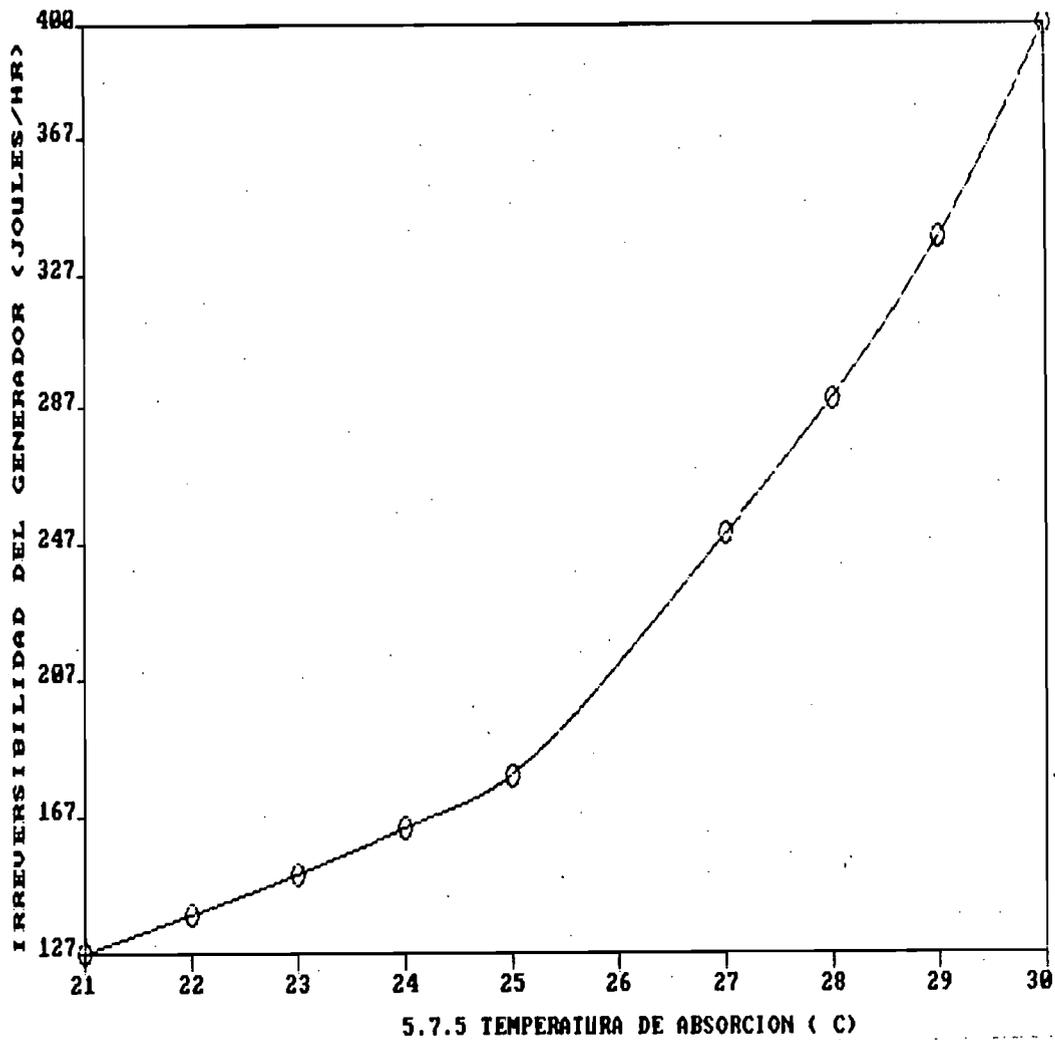
La gráfica 5.7.4 muestra el comportamiento exergetico del



absorbedor; cuando  $T_{AB}$  aumentaba, hasta los  $26^{\circ}\text{C}$  su irreversibilidad disminuía lentamente, y a partir de entonces drásticamente descendió aún más. Primero se explicará la tendencia de hacerse menos irreversible cuando  $T_{AB}$  aumentó y posteriormente se analizará el comportamiento particular que tuvo el sistema a partir de los  $26^{\circ}\text{C}$ . El absorbedor se volvió más eficiente cuando  $T_{AB}$  aumentó debido a que se formó una solución fuerte de menor concentración y a su vez de mayor contenido exergetico, por otro

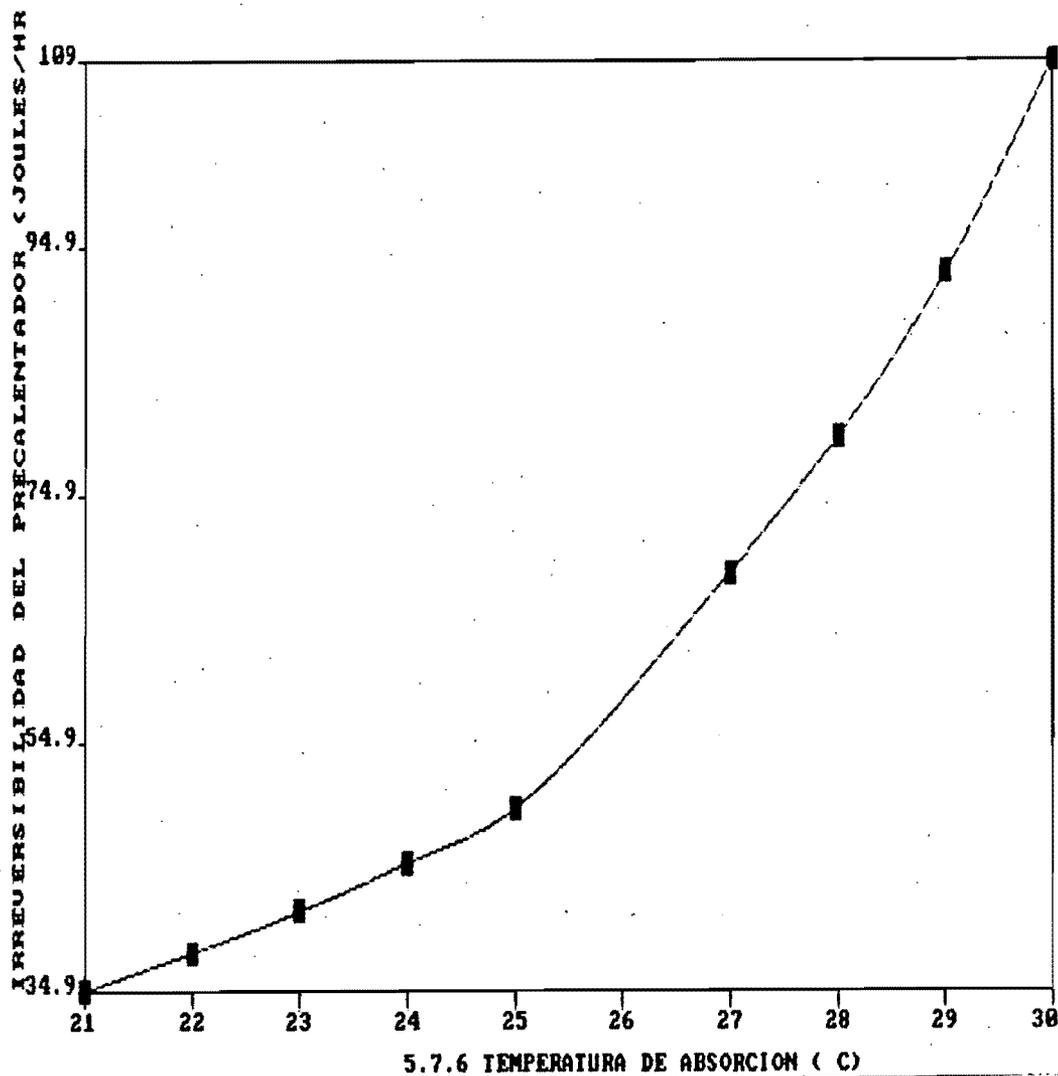
lado, el flujo de solución débil que absorbe el refrigerante en el absorbedor es cada vez de menor calidad exergética, y puesto que la exergía de flujo del refrigerante permanece constante, el resultado final en el absorbedor es el de sintetizar un flujo de mayor contenido exergético con cada vez menos consumo de exergía; a esto a su vez habría que agregar que cada vez el absorbedor sintetiza mayores flujos de solución fuerte. El comportamiento repentino del absorbedor que se da en los  $26^{\circ}\text{C}$ , es inherente al comportamiento termodinámico de la solución fuerte cuando esta operando a concentraciones muy cercanas de 0.46, que es la región en donde dicha solución alcanza un mínimo en su valor de entropía; en esta región la entropía de la solución casi permanece constante, mientras que la entalpía crece sin singularidades, el efecto de esto es que a partir de ese punto la exergía de la solución crece más rápido y el absorbedor rápidamente se vuelve eficiente.

El comportamiento exergético del generador fue al contrario del absorbedor; su irreversibilidad aumentó linealmente hasta que  $T_{GE}$  alcanzó los  $26^{\circ}\text{C}$ , posteriormente aumentó su irreversibilidad drásticamente, gráfica 5.7.5. La irreversibilidad del generador aumentó básicamente debido a dos factores: uno, la separación en el generador es cada vez más ineficiente pues creó paulatinamente menores gradientes de concentración entre las soluciones; dos, a un aumento de exergía que cedió la fuente térmica y que no capta íntegramente el sistema debido a la existencia de un gradiente finito de temperatura entre  $T_{FT}$  y  $T_{GE}$ ; el incremento de la



exergía de la fuente térmica fue a causa de que los flujos de calor  $Q_{GE}$  fueron cada vez mayores. El aumento drástico en la irreversibilidad del generador es debido al efecto conjunto de la mejora exergética del absorbedor lo cual hace que el sistema en su conjunto opere con menos exergía de entrada; y al aumento de la exergía que cede la fuente térmica y la cual no alcanza a ser captada por el sistema debido a la presencia de un gradiente finito de temperatura entre  $T_{FT}$  y  $T_{GE}$ .

El precalentador rápidamente se volvió más irreversible, gráfica 5.7.6, como resultado del aumento de la transferencia



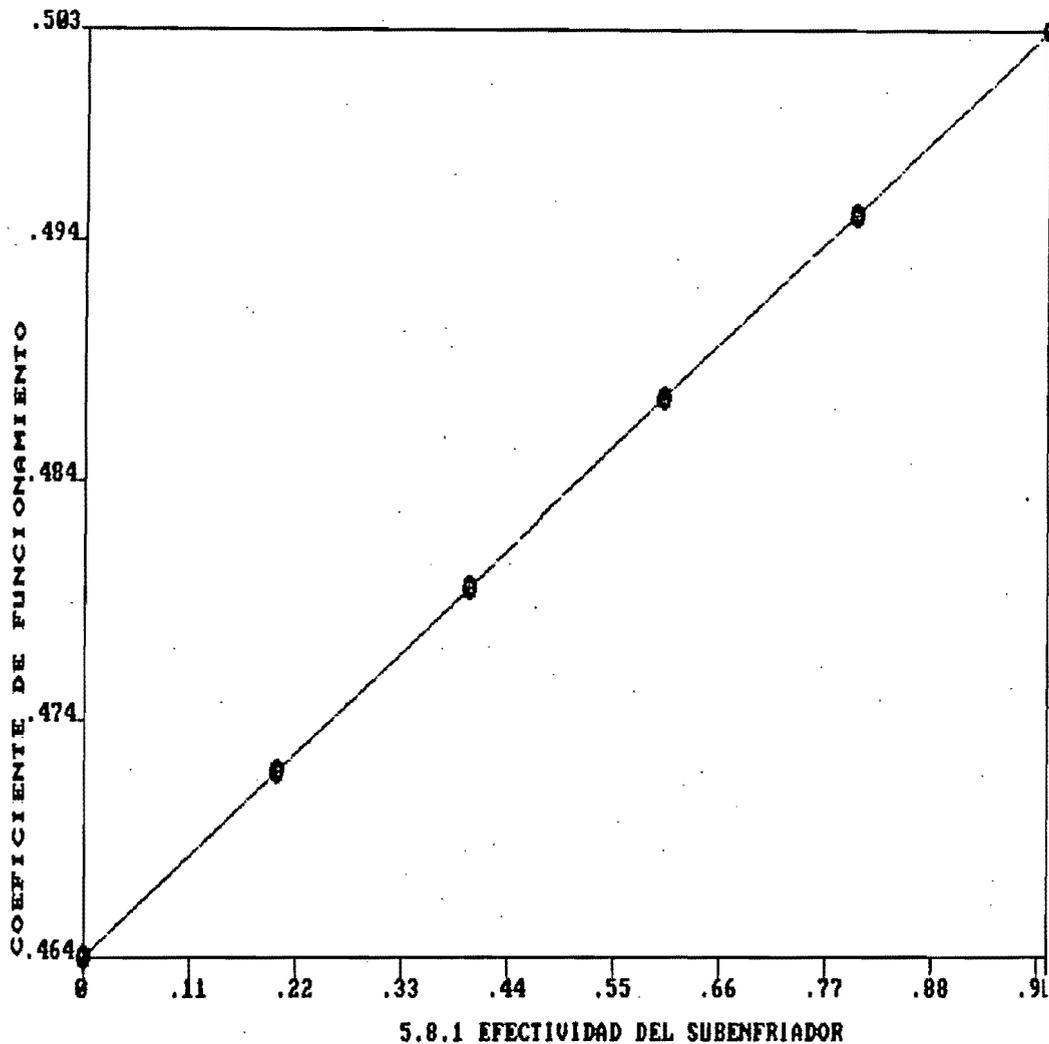
del calor  $Q_{PR}$  y de la existencia de un gradiente finito de temperaturas entre las soluciones.

En resumen EEX disminuyó debido al aumento de las irreversibilidades en el generador y precalentador; no obstante que las pérdidas en el absorbedor disminuyeron.

Como lección final que emerge del estudio de este parámetro  $T_{AB}$  es la recomendación de operar el sistema a bajas temperaturas de absorción para sintetizar soluciones fuertes con concentraciones altas cuando las presiones de operación del sistema se mantienen constantes.

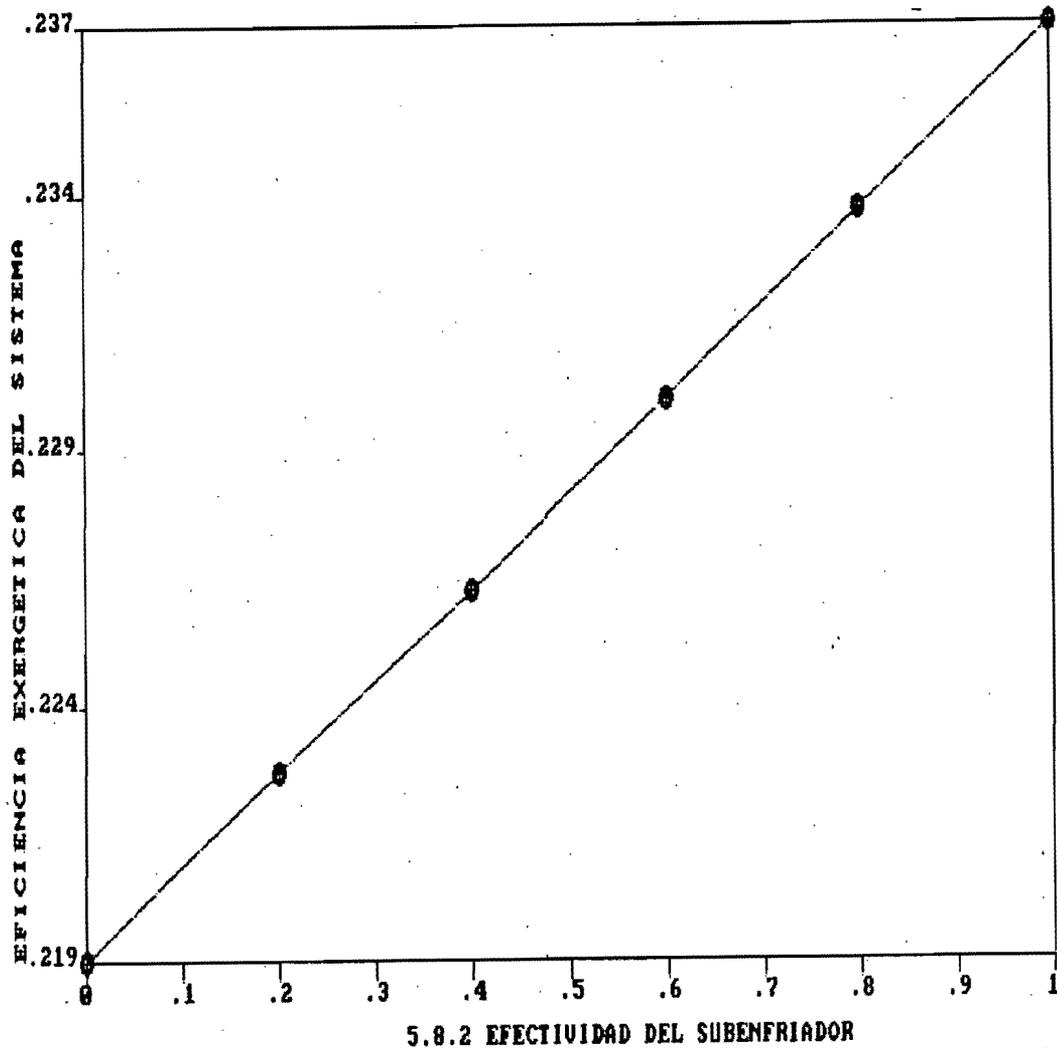
### 5.8 EFECTIVIDAD DEL SUBENFRIADOR, ETA2

La efectividad del subenfriador se hizo variar de 0 a 1. Sin subenfriador ( $ETA2=0$ ), el COP del sistema fue de 0.46, gráfica 5.8.1 y pasó al valor de 0.50 cuando  $ETA2=1$ . En cuanto a EEX este

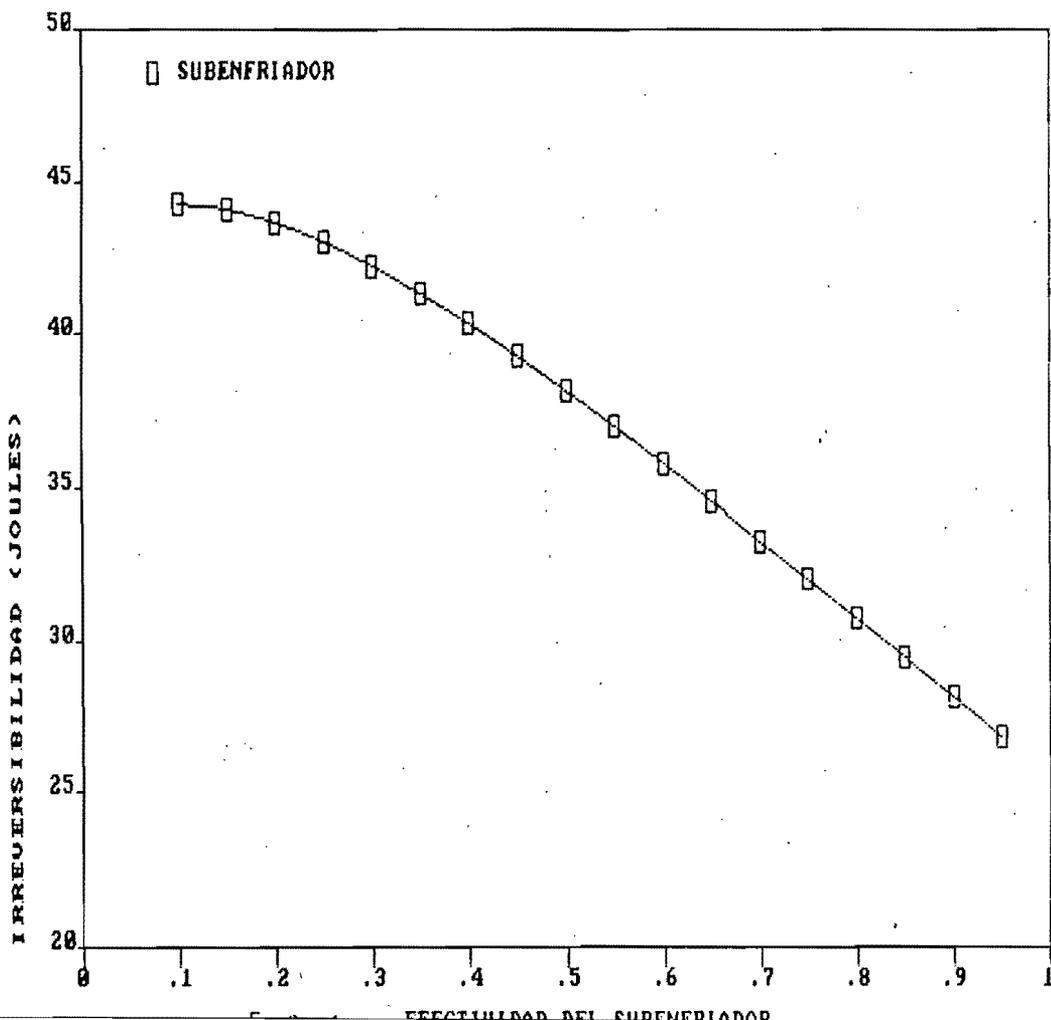
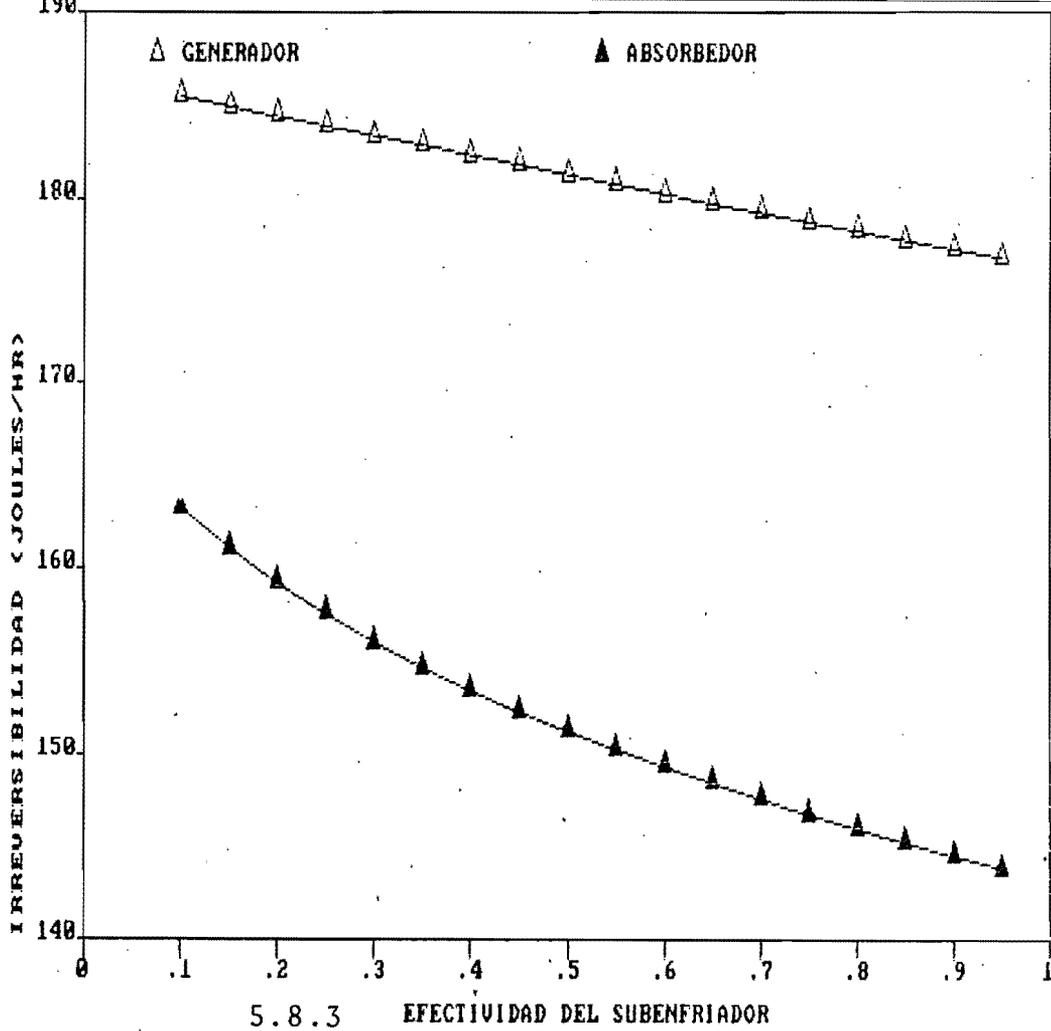


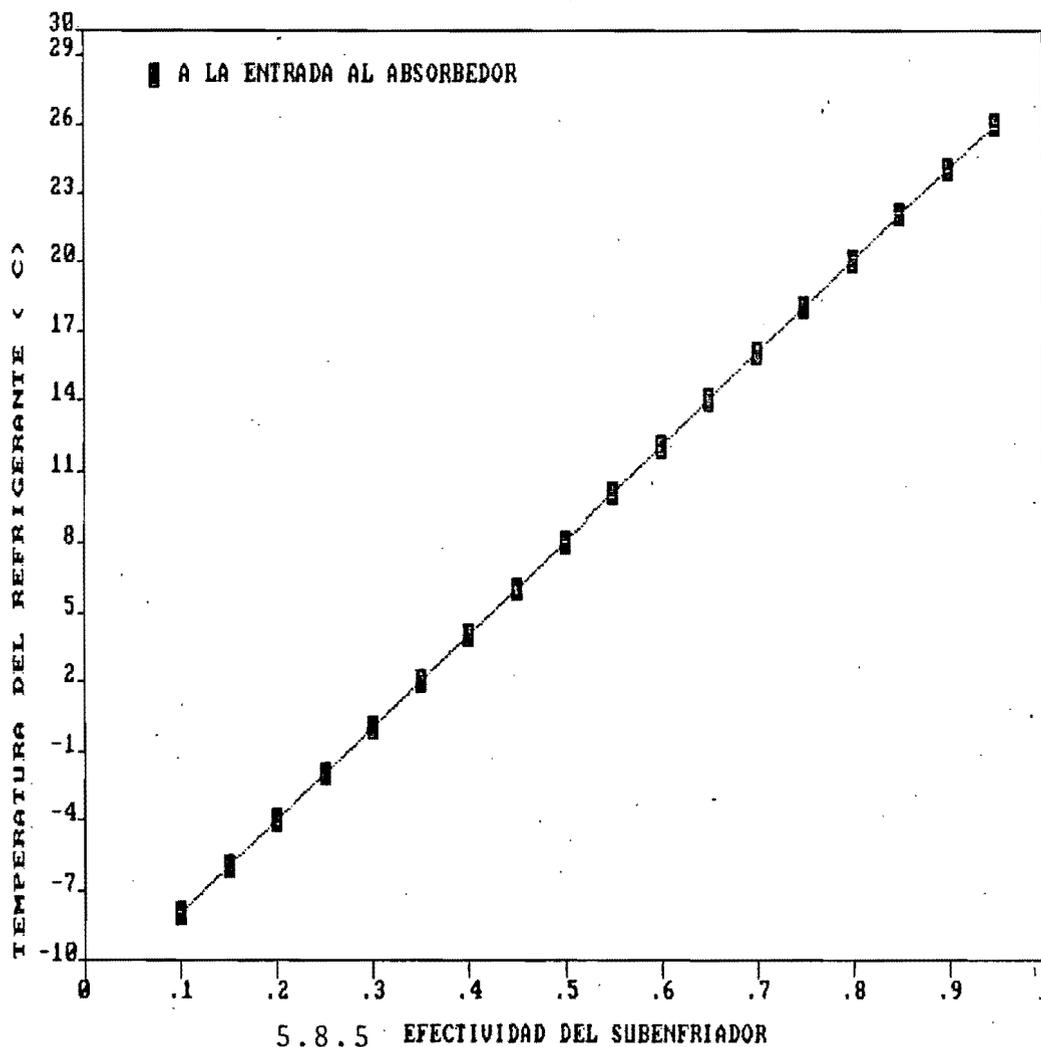
tuvo un valor de 0.22 cuando el sistema no tenía subenfriador, gráfica 5.8.2, mientras que subió a 0.24 cuando  $ETA2=1$ .

Los componentes más sensibles a variaciones en la efectividad del subenfriador fueron el generador, absorbedor y subenfriador, gráficas 5.8.3 y 5.8.4, el efecto combinado del comportamiento de estas tres componentes explicaron el comportamiento de EEX.



El subenfriador es un economizador de calor y como tal en la medida que economiza calor, los flujos másicos en todo el sistema decrecieron, aunque muy poco, esto provocó que: 1) los requerimientos de exergía para operar el sistema disminuyeran, y en consecuencia disminuye la irreversibilidad en el generador, 2) el absorbedor funcionara más eficaz exergéticamente ya que al elevarse la temperatura del refrigerante, gráfica 5.8.5, la mezcla entre este y la solución débil se lleva a cabo con un menor gradiente de temperatura; 3) la irreversibilidad en el precalentador se abatiera debido a que la disminución de los flujos másicos provocó un decrecimiento del flujo de calor en el precalentador. En el subenfriador por su cuenta, en la medida que aumenta su efectividad, los gradientes de temperatura entre el





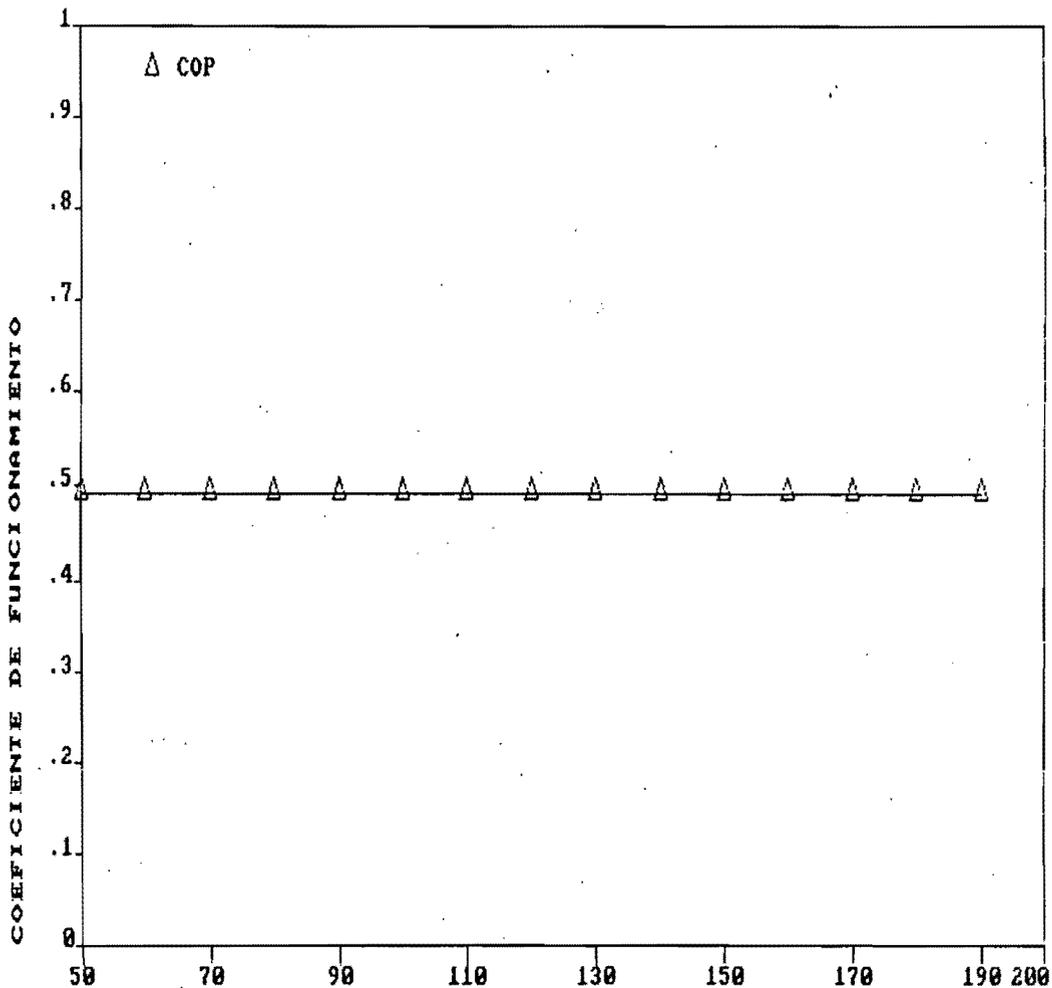
flujo de amoníaco líquido y el amoníaco gaseoso se hacen más pequeños y la operación exérgica del subenfriador mejoró.

El subenfriador si bien cumple su papel termodinámico de subenfriar al amoníaco líquido, es claro que a la luz de los resultados su impacto exérgico en el sistema es muy pequeño, por lo que no vale la pena realizar grandes esfuerzos en mejorar su efectividad. La razón fundamental de que esto suceda así estriba en que son muy pequeños los flujos máxicos que por él circulan y del mal proceso de transferencia de calor que siempre sucede entre un flujo líquido y otro gaseoso.

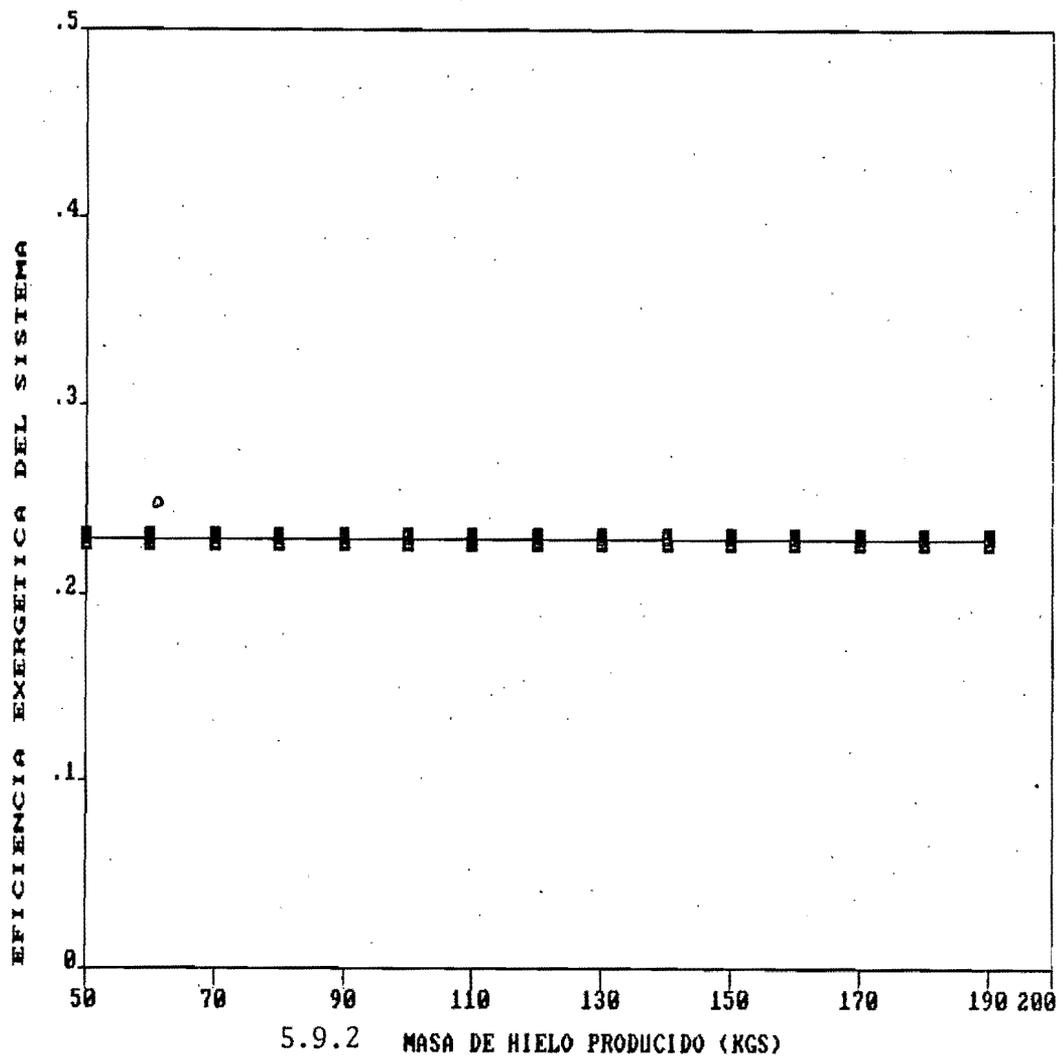
### 5.9 MASA DE HIELO PRODUCIDO, $M_{HI}$ .

El presente estudio no puede terminar sin antes evaluar el efecto que puede tener sobre el sistema de absorción el aumentar o disminuir la producción de hielo  $M_{UI}$ . El rango de variación de esta variable fue de 50 a 200 Kgs. de producción diaria de hielo.

Un primer resultado es que el COP y EEX del sistema permanecieron invariables ante cambios de  $M_{HI}$ . El COP se mantuvo constante en un valor de 0.49 y EEX en 0.23, idénticos a los del caso base. Esto se aprecia en las gráficas 5.9.1 y 5.9.2. El

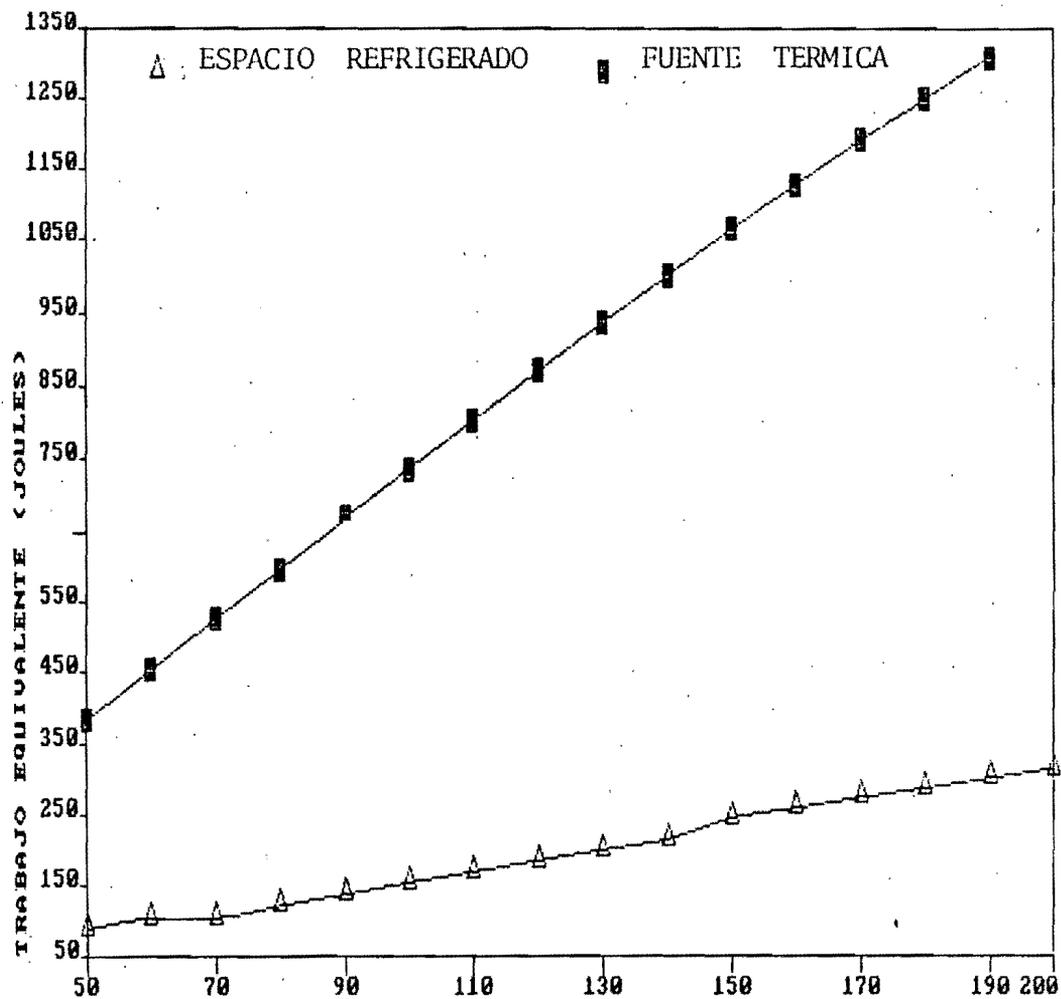
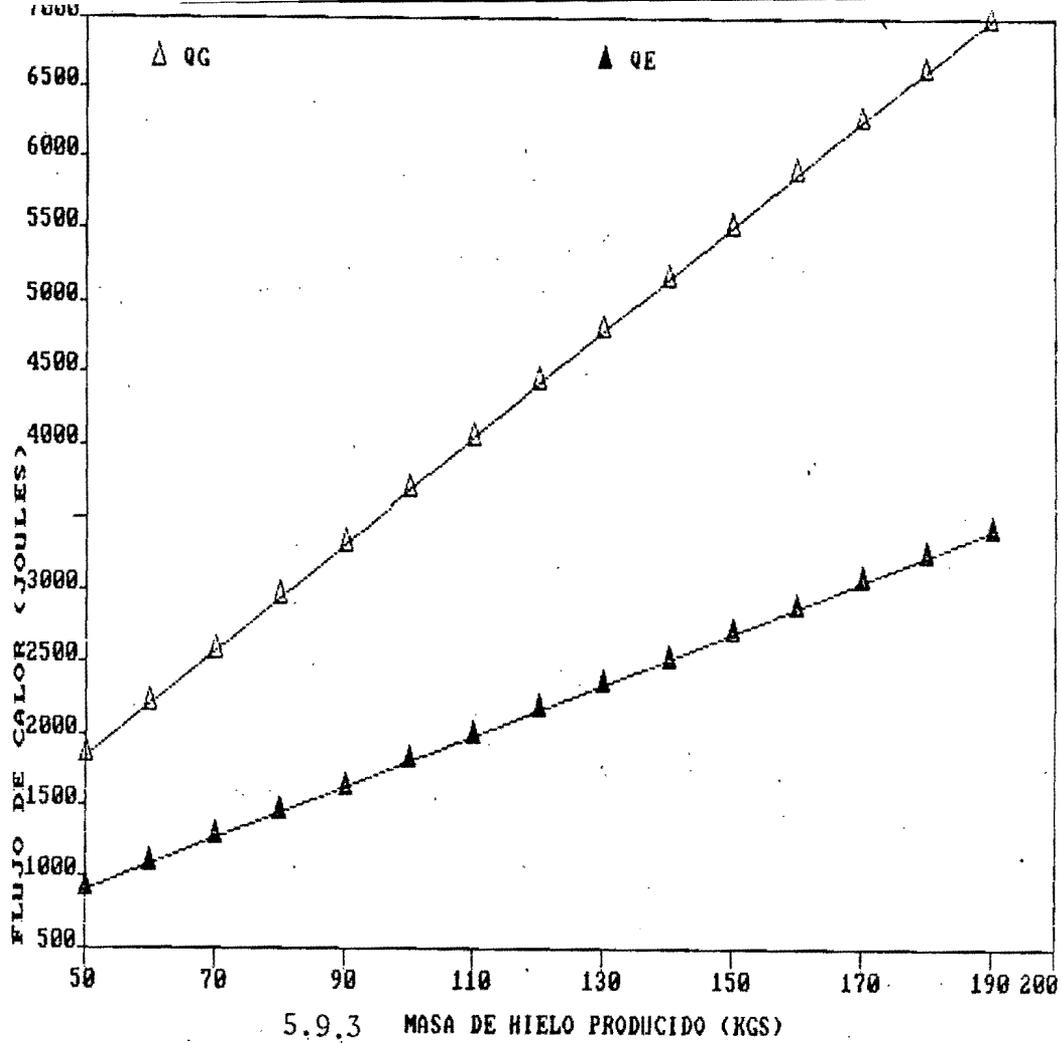


5.9.1 MASA DE HIELO PRODUCIDO (KGS)



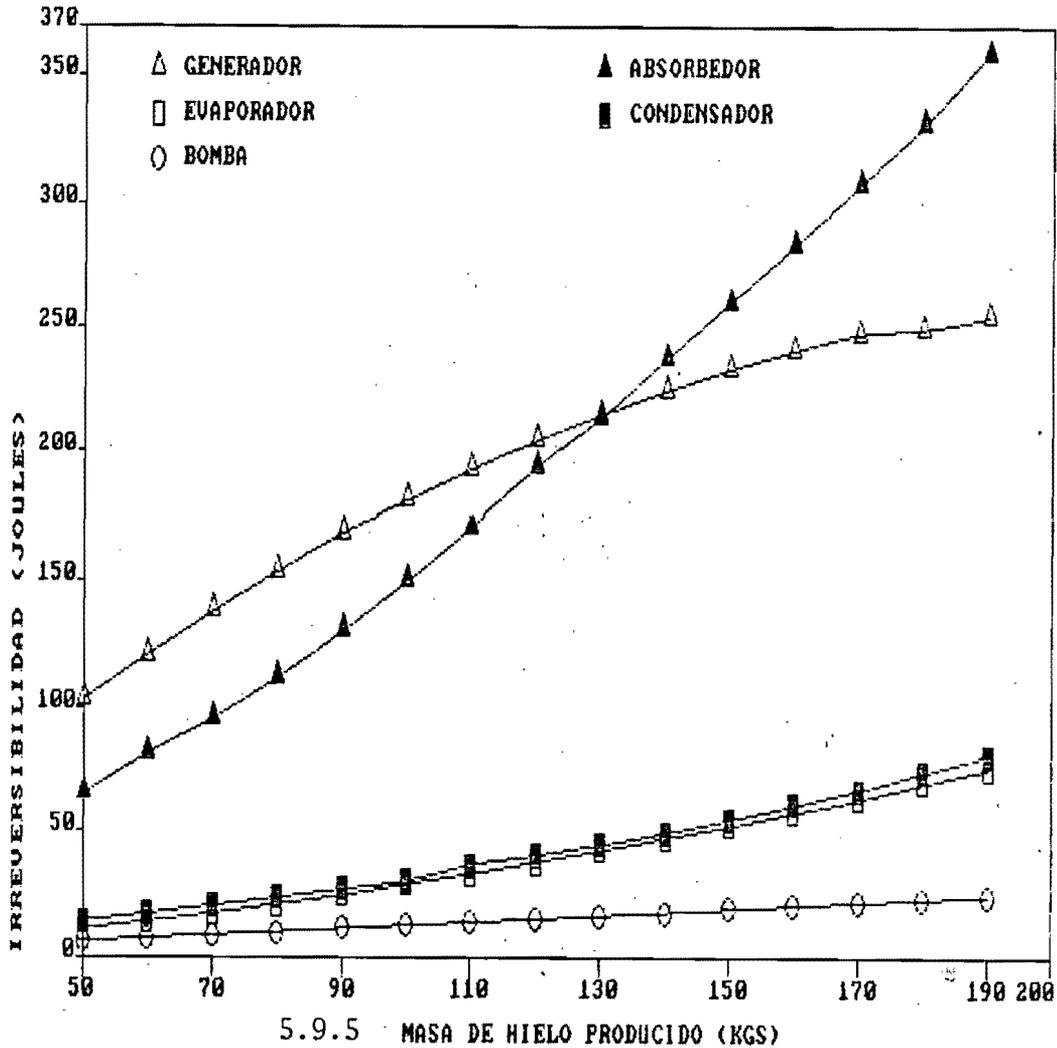
comportamiento del COP se debió a que los flujos de calor que provienen de la fuente térmica  $Q_{GE}$  y del espacio refrigerado  $Q_{ER}$ , ver gráfica 5.9.3, crecieron proporcionalmente al aumento de la producción de hielo. La eficiencia exergética se mantuvo igual debido a que por una parte el COP se mantuvo constante y por otra a que el COPMAX es independiente de la producción diaria de hielo.

Por otro lado, el aumentar la cantidad de  $M_{HI}$ , gráfica 5.9.4, requiere incrementar la exergía o trabajo equivalente de formación del hielo, debido al carácter aditivo de la exergía. Esto conllevó a un aumento proporcional de la exergía o

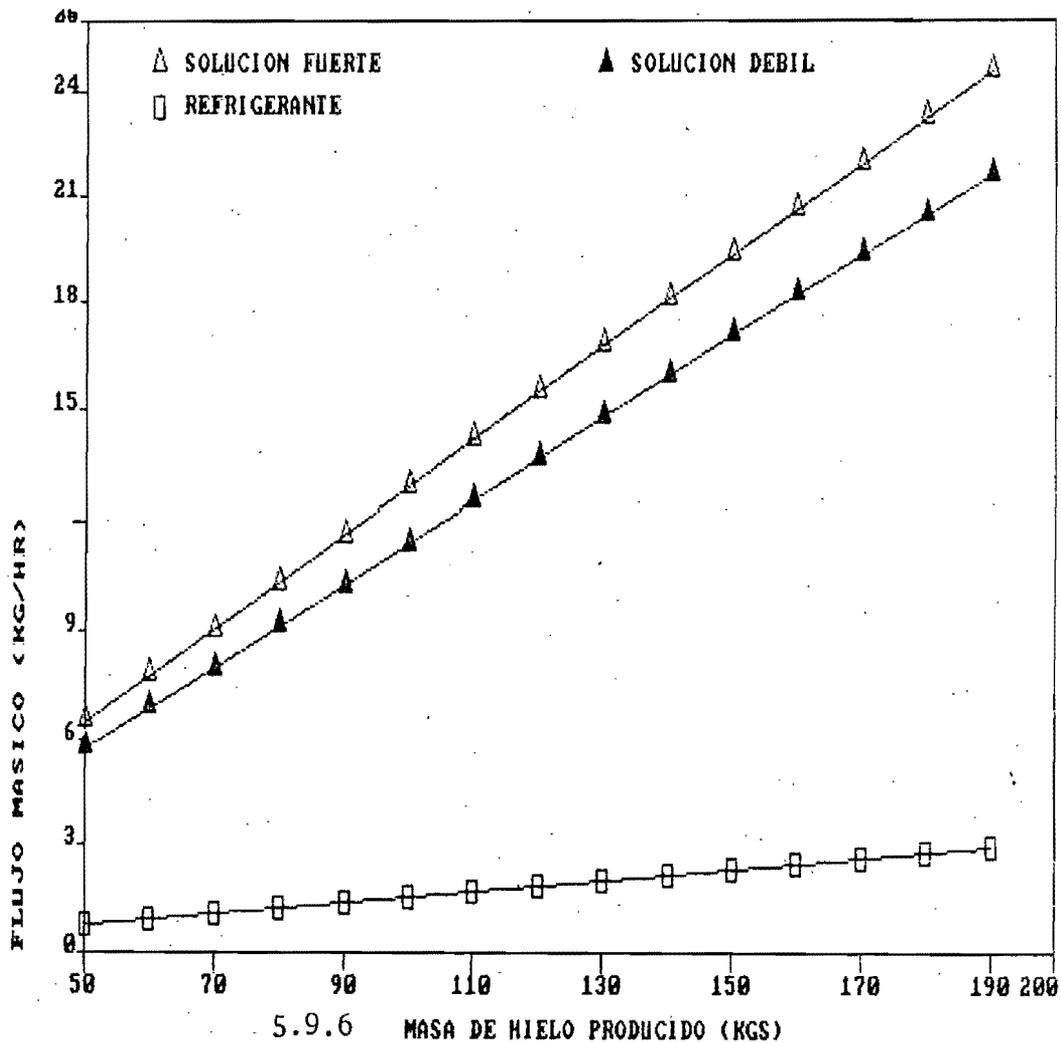


trabajo equivalente que cede la fuente térmica

Una observación importante que se desprende del análisis de la variación de  $M_{HI}$  es que a pesar de que tanto el COP como EEX se hayan mantenido constantes, a nivel de componentes si hubo cambios. Como se puede observar de la gráfica 5.9.5,



irreversibilidades en todos los componentes se incrementaron en términos absolutos y en particular las pérdidas en el absorbedor se incrementaron con mayor rapidez que en el generador. Esto último es producto esencialmente de que al requerirse mayor trabajo equivalente de formación de hielo al aumentar  $M_{HI}$ , el flujo de refrigerante tiene que ser mayor para satisfacer las necesidades de transferencia de calor en el evaporador ,gráfica 5.9.6. Esto



tiene como efecto final que en el absorbedor cada vez una mayor cantidad de vapor-refrigerante sea diluido en una solución líquida y esto tiene un gran costo exergético que se dispara a medida que crece la cantidad de vapor refrigerante, este costo es incluso más alto que el costo exergético de volver a separarlo en el generador. La irreversibilidad en el generador aumentó en términos absolutos, sin embargo, este aumento es más lento respecto a la 130 Kgs. el generador es el componente más irreversible, y posteriormente lo es el absorbedor. Finalmente hay que señalar que aunque aumentó la irreversibilidad en todos los componentes del sistema estos fueron compensados por un incremento de la exergía de la fuente térmica como se pudo apreciar en la figura 5.9.4.

## 6. CONCLUSIONES.

De acuerdo a nuestros resultados, las principales conclusiones que se deducen del presente trabajo son las que siguen:

-A través del análisis exergetico se logró un mejor entendimiento de la naturaleza irreversible de los procesos termodinámicos que suceden en un SRAC , por lo que se deduce que hay seis principales causas de irreversibilidad en un sistema de absorción:

- 1.-Transferencia de calor a través de gradientes finitos de temperatura , proceso que sucede en todos los componentes del SRAC excepto en las válvulas de estrangulamiento.
- 2.-Mezcla de dos fluidos de diferente temperatura , proceso que se lleva a cabo en el absorbedor.
- 3.-Mezcla de dos fluidos de diferente concentración, lo cual se efectúa en el absorbedor.
- 4.-Mezcla de un líquido y un vapor miscibles, como sucede en el absorbedor.
- 5.-Separación de un líquido en dos fluidos de diferente concentración , proceso que se realiza en el generador.
- 6.-Separación de una mezcla líquida en un fluido líquido y otro de vapor, lo cual se lleva a cabo en el generador.

-Para aumentar la eficiencia exergetica en un SRAC es claro que es necesario reducir las irreversibilidades del sistema. Para nuestro caso base, cuya eficiencia exergetica fue de 0.23, se puede lograr desde el punto de vista técnico variando los parámetros que a

continuación se mencionan (manteniendo el resto de los parámetros del caso base inalterados):

Disminuyendo la temperatura de la fuente térmica de 96 a 87°C lo que tendría como efecto aumentar EEX de 0.23 a 0.254.

Disminuyendo la temperatura del hielo, de esta manera es factible aumentar EEX de 0.23 a 0.27 si  $T_{ER}$  disminuye de -6 °C (caso base) a -10°C .

Elevando la efectividad del precalentador de 0.65 (caso base) a 1, lo cual hace factible elevar EEX del sistema de 0.23 a 0.31.

Aumentando la temperatura de evaporación de -12°C (caso base) -7°C con lo cual mejora EEX de 0.23 a 0.26.

Disminuyendo la temperatura de condensación de 28 °C (caso base) a 23°C , lo que haría mejorar EEX de 0.23 a 0.25.

Disminuyendo la temperatura de absorción de 25°C (caso base) a 21 °C , con lo cual es factible mejorar EEX de 0.23 a 0.25.

Aumentando la efectividad del subenfriador de 0.58 a 1, con lo que EEX del sistema aumentaría de 0.23 a 0.24.

-No vale la pena elevar la temperatura de generación. El máximo valor de eficiencia exergetica (EEX=0.23) del sistema-caso base se obtuvo en el intervalo de temperaturas de generación de 83 a 93°C. Manteniendo un gradiente de 11°C (como en el caso base) entre la

fuente térmica y la temperatura de generación es factible accionar el sistema con eficiencia exergética máxima con un colector solar plano de doble cubierta operando a  $94^{\circ}\text{C}$ ; sin embargo, a partir del estudio de la variación de EEX vs  $T_{FT}$ , se puede deducir que disminuyendo el gradiente  $T_{FT}-T_{GE}$  es posible no sólo alcanzar mejores eficiencias exergéticas del sistema (hasta de 0.25) sino también operar el sistema con colectores solares de temperaturas inferiores a  $90^{\circ}\text{C}$ .

Este resultado es de gran importancia debido a que altos valores del COP para altos valores de temperaturas de generación han hecho inferir que un SRAC no puede ser accionado por un colector solar, sin embargo a partir de los resultados de este trabajo concluimos que incluso puede ser operado en el intervalo óptimo por una fuente térmica de esta naturaleza.

-En lo general, los componentes más irreversibles en la operación de un SRAC son el generador, absorbedor y precalentador. Particularmente, en el generador y absorbedor se concentran la mayor parte de las pérdidas exergéticas.

-Desde el punto de vista exergético las medidas más plausibles y de mayor efecto en la mejora del funcionamiento del sistema son: uno, mejorar la efectividad del precalentador, y dos, disminuir el proceso de irreversibilidad en el evaporador.

-La introducción y mejora del precalentador en un SRAC es de vital importancia para lograr que el sistema opere a mayor eficiencia

exergética. El precalentador en el SRAC tiene doble función exergética: por un lado enfría la solución débil que proviene del generador con lo cual produce que la mezcla entre dicha solución y el vapor refrigerante se lleve a cabo con un menor gradiente de temperatura; por otro lado, precalienta la solución fuerte antes de llegar al generador. El primer efecto reduce las pérdidas de exergía en el absorbedor, mientras que el segundo, disminuye los requerimientos de exergía del sistema. Así pues, el precalentador actúa dentro del SRAC como un potente dispositivo de ahorro y uso eficiente de la energía (exergía). Es el efecto exergético que tiene este dispositivo el que permite en buena medida que un SRAC funcione con una fuente térmica de baja temperatura como es un colector solar.

-Desde el punto de vista exergético el impacto del subenfriador sobre el sistema es muy pequeño y no vale la pena tratar de mejorar su efectividad, sino sólo es deseable que cumpla su papel termodinámico dentro del sistema que es el de subenfriar al líquido que proviene del condensador.

-En general, la introducción de los dos economizadores de calor, precalentador y subenfriador, tienen como principal característica, desde el punto de vista de exergético, que ambos en la medida en que mejoran sus efectividades hacen tanto al generador como al absorbedor menos irreversibles, sin embargo, el efecto del precalentador es grande debido a la buena transferencia de calor que se da entre las soluciones líquidas, y por el

contrario, el efecto del subenfriador es mínimo a consecuencia de la mala transferencia de calor entre un líquido y un vapor.

-Una mejora en la efectividad del subenfriador trae consigo una disminución en la irreversibilidad del precalentador, pero lo contrario no sucede.

-No existen factores de escala respecto a la producción diaria de hielo que alteren el comportamiento exergetico del SRAC, por lo que nuestro dispositivo-caso base puede producir 50 o 200 Kgs. de hielo/día sin que se altere su eficiencia exergetica.

-Desde el punto de vista exergetico, el sistema es más eficiente en la medida en que los gradientes de concentración de las soluciones son mayores; cuando esto sucede el absorbedor se vuelve muy irreversible, pero tanto el generador como el precalentador se hacen menos irreversibles, tendencia esta última que termina por imponerse en todo el sistema. Lo contrario también sucede, a menores gradientes de concentración EEX disminuye y el generador y precalentador se tornan más irreversibles, mientras que la irreversibilidad en el absorbedor disminuye.

-El sistema es exergeticamente más eficiente cuando trabaja con gradientes de presión,  $P_{CO} - P_{EV}$ , pequeños, y a la vez con presiones bajas de condensación. El generador, precalentador, rectificador, condensador, evaporador y subenfriador son más eficientes trabajando a gradientes de presión pequeños, mientras

que el absorbedor es más irreversible sobre todo si  $P_{EV}$  es alto. Asimismo el trabajo de la bomba disminuye cuando el sistema opera con diferencias  $P_{CO} - P_{EV}$  pequeñas.

-El rectificador operando a presiones altas es un componente muy irreversible dado que la calidad de calor que a través de él se desecha al medio ambiente es de muy alta calidad no obstante que su cantidad es muy pequeña.

-Respecto a los fluidos de trabajo se debe procurar de trabajar con flujos máscicos pequeños y no mayores que los de nuestro caso base.

-Un análisis de exergía de un SRAC aporta más información sobre la operación global del sistema así como del comportamiento individual de los componentes del mismo que un balance de energía. por ejemplo, el proceso de degradación de la mezcla en el absorbedor y de la separación en el generador sólo pueden ser valorados exergéticamente, y el efecto sobre el sistema de las variaciones de parámetros tales como la temperatura de la fuente térmica y la temperatura del espacio refrigerado sólo pueden ser cuantificados a través de un análisis exergético.

-Sin embargo es necesario aclarar que un análisis exergético no solo se apoya en los balances de energía sino que además los complementa.

-Las modificaciones tendientes a reducir las irreversibilidades de un componente particular no necesariamente lleva a aumentar la eficiencia exergética del sistema por lo que siempre es necesario evaluar al sistema en su conjunto. Por ejemplo, elevar la presión de condensación convierte al absorbedor en un dispositivo menos irreversible, pero a cambio el sistema en su conjunto es más ineficiente desde el punto de vista de la exergía.

La limitación más fuerte de la aplicación del análisis exergético para la optimización de sistemas energéticos es la disponibilidad y calidad de la información termodinámica así como de la precisión con la que se reproduzca en algoritmos de cómputo, particularmente la referente a la entropía en donde fue necesario aproximar hasta la diezmilésima cifra.

El presente trabajo debe continuar con un estudio de factibilidad económica en donde el SRAC que satisfaga las restricciones técnicas y económicas que se le impongan y que a su vez minimice las pérdidas exergéticas será el sistema más óptimo

## BIBLIOGRAFIA CITADA

- 1.- Holman , J.P. Thermodynamics, Mc Graw-Hill, México, 1975 , pp. 30-42.
- 2.-García-Colín Scherer, Leopoldo. Introducción a la Termodinámica Clásica, Trillas, México 1970, pp. 43-46.
- 3.-Martínez Negrete, Marco. notas de clase de Energética, Facultad de Ciencias, UNAM, México 1985, pp. 43-60.
- 4.-Ross, Marc y Socolow, Robert. Efficient Use of Energy : a Physics Perspective. APS, New York, January, 1975.
- 5.-Kotas, T.J. Exergy Concepts for Thermal Plant, Int. J. Heat and Fluid Flow, vol. 2, No. 3, Sept. 1980, pp. 105-114.
- 6.-Van Wylen, G. y Sonntag, R. Introducción a la termodinámica Clásica y Estadística . Limusa, México, 1979, pp. 255-286.
- 7.-Autores varios, Métodos de Producción de Frío, Programa Universitario de Alimentos, UNAM, México, 1986.
- 8.-ASHRAE, Handbook of Fundamentals, 1985, pp. 1.8-1.26.
- 9.-Macintire, H. J. Refrigeration Engineering, John Wiley, New York, 1950, pp. 85-115.

11.- Kim Dao, Subrutinas que Calculan las Propiedades Termodinámicas para la Mezcla Agua-Amónico, Lawrence Berkeley Laboratory.

12.-National Bureau of Standards. Tables of Thermodynamic Properties of Ammonia, circular no. 142.

13.- Keenan, Joseph H. et al. Steam Tables. Thermodynamic Properties of Water Including Vapor, Liquid and Solid Phases, John Wiley and Sons, New York, 1978.

14.-Scatchard et al. Thermodynamic Properties-Saturated Liquid and Vapor of Ammonia-Water Mixtures, Refrig. Eng. 53., 1947, pp. 413-417.

15.-Kältetechnik (Gráficas del Calor Específico de la Mezcla Líquida de Amónico-Agua, 1950).

16.-Ahern, John E. The Exergy Method of Energy Systems Analysis. John Wiley and Sons, New York, 1980.

## BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

- 1.-Ahern, John E. The Exergy Method of Energy Systems Analysis. John Wiley and Sons, New York, 1980.
- 2.-Altfeld, K., Leiner, W., Fiebig, M. Second Law Optimization of Flat-Plate Solar Air Heaters, Solar Energy, Vol.41, No.2, 1988.
- 3.-Altfeld, K., Leiner, W., Fiebig, M. Second Law Optimization of Flat-Plate Solar Air Heaters. Part 2: Results of Optimizations and Analysis of Sensibility to Variations of Operating Conditions. Solar Energy, Vol. 41, No.4, 1988.
- 4.-Anand, D.K. et al. Second Law Analysis of Solar Powered Absorption Cooling Cycles and Systems. ASME journal of Solar Energy Engineering, vol. 106, august 1984.
- 5.-Anand, D.K., Kumar, B. Absorption Machine Irreversibility Using New Entropy Calculations. Solar Energy, vol. 39, No. 3, 1987.
- 6.-ASHRAE, Handbook of Fundamentals, 1985.
- 7.-Autores varios. Metodos de Producción de Frio, Programa Universitario de Alimentos, UNAM, México, 1986.
- 8.-Ayres, Robert, Nair, Indira. Thermodynamics and Economics. APS, Physics Today, November 1984.
- 9.-Frangopoulos, C. Thermo-Economic Functional Analysis and Optimization, Energy, Vol.12, No.7, 1987.
- 10.-Gaggioli, R., Wepfer, W. Exergy Economics, Energy, Vol.5, 1980.
- 11.-García-Colín, Leopoldo. Introducción a la Termodinámica Clásica, Trillas, México, 1970.
- 12.-García-Colín, Leopoldo. Introducción a la Termodinámica de Sistemas Abiertos. El Colegio Nacional, México, 1981.

- 13.-Geffroy, Enrique. El Formalismo de Exergía de la Termodinámica. Tesis de Licenciatura de la Carrera de Física, Fac. de Ciencias, UNAM, 1981.
- 14.-Gribik, J.A., Osterle, J.F. The Second Law Efficiency of Solar Energy Conversion. ASME Journal of Solar Energy Engineering, vol. 106, February 1984.
- 15.-Holman, J.P. Thermodynamics, Mc Graw-Hill, México, 1975.
- 160.-Kern, Donald. Procesos de transferencia de Calor. CECSA, México 1969.
- 17.-Kältetechnik, gráficas del calor específico de la mezcla líquida de amoníaco-agua, Alemania, 1950.
- 18.Keenan, Joseph H. et al. Steam Tables. Thermodynamic Properties of Water Including Vapor, Liquid and Solid Phases, John Wiley And Sons, New York, 1978.
- 19.-Kim Dao. Subrutinas que Calculan las Propiedades Termodinámicas para la Mezcla Agua-Amoníaco, Lawrence Berkeley Laboratory.
- 20.-Koehler, Wolf. Ibele, Warren, Soltes, Joseph. Winter, Edgar. Availability Simulation of a Lithium Bromide Absorption Heat Pump. Heat Recovery Systems and CHP, vol. 8, No. 2, 1988.
- 21.-Kotas, T.J. Exergy Concepts for Thermal Plant, Int. Heat and Fluid Flow, vol. 2, No. 3, Sept. 1980.
- 22.-Kouremenos, D. Das T, S-Diagramm der Absorptionkälte-Maschine. Kältetechnik-Klimatisierung, 23 jahrgang, 1971.
- 23.-Kreith, Frank. Principios de Transferencia de Calor. Herrero Hnos., México, 1970.

- 24.-Macintire, H.J. Refrigeration Engineering, Jhon Wiley, New York, 1950.
- 25.-Martínez, Manuel, Islas, Jorge, Brossard, Fernando. Análisis Exergético Preliminar de un Refrigerador Solar por Absorción. ANES, XII Reunión Nacional, México, 1988.
- 26.-Martínez, Marco. Notas de clase de Energética, Facultad de Ciencias UNAM, México, 1985.
- 27.-Moran, M. Availability Analysis. A Guide to Efficient Energy Use. Prentice-Hall, USA, 1982.
- 28.-National Bureau of Standards. Tables of Thermodynamic Properties of Ammonia, circular no. 142.
- 29.-Ross, Marc, Socolow, Robert. Efficient Use of Energy: a Physics Perspective. APS, New York, January, 1975.
- 30.-Rotstein, Enrique. Exergy Analysis and Thermodynamic Accounting of Utilities. Energy, Vol.13, No.2, 1988.
- 31.-Scatchard et al. Thermodynamic Properties-Saturated Liquid and Vapor of Ammonia-Water Mixtures, Refrig. Eng. 53, 1947.
- 32.-Siemons, Roland. Interpretation of the Exergy Equation for Steady-flow Processes. Energy, Vol.11, No.3, 1986.
- 33.-Serratos, Ramón. Producción de Hielo a Partir de Energía Solar, Tesis de licenciatura de la Carrera de Ingeniería Química, UNAM, 1979.
- 34.-Suzuki, Akio. General Theory of Exergy-Balance Analysis and Application to Solar Collectors. Energy, Vol. 13, No.2, 1988.
- 35.-Tsatsaronis, G., Winhold, M. Exergoeconomics Analysis and Evaluation of Energy-Conversion Plants\_I. A New General Methodology. Energy, Vol.10, No.1, 1985.

- 36.-Tsatsaronis, G., Winhold, M. Exergoeconomics Analysis and Evaluation of Energy-Conversion Plants\_\_II. Analysis of a Coal-Fired Steam Power Plant. Energy, Vol.10, No.1, 1985.
- 37.-Tyagi, K.P. Second Law Analysis of  $\text{NH}_3$ -NaSCN Absorption Refrigerating Cycle. Heat Recovery Systems, Vol. 6, No. 1, 1986.
- 38.-Valero, A.,Lozano, M.A. Los Balances de Energía, Entropía, Exergía y Energía Libre. Ingeniería Química, España, mayo 1987.
- 39.-Van Wylen, G., Sonntag, R. Introducción a la Termodinámica Clásica y Estadística, Limusa, México, 1979.
- 40.-Wall, G. Thermoeconomics Optimization of A Heat Pump System. Energy, Vol.11, No.10, 1986.
- 41.-Wall, G. Exergy Flows in Industrial Processes. Energy, Vol.13, No.2, 1988.
- 42.-Zemansky, M. Heat and Thermodynamics. Mac Graw-Hill, México, 1968.

## ANEXO I

REM PROGRAMA PARA EL ANALISIS EXERGETICO DE UN SISTEMA SOLAR DE REFRIGERACION  
 REM POR ABSORCION PARA UNA MEZCLA AMONIACO-AGUA.  
 REM  
 REM \*\*\*\*\* DIRECTORIO DE VARIABLES \*\*\*\*\*  
 REM  
 REM MI=CARGA DE REFRIGERACION  
 REM M1=MS=RAZON FLUJO DE MASA DE LA SOLUCION FUERTE (RICA EN REF.)  
 REM M4=MD=RAZON FLUJO DE MASA DE LA SOLUCION DEBIL (POBRE EN REF.)  
 REM MR=RAZON FLUJO DE MASA DE REFRIGERANTE  
 REM MW=RAZON FLUJO DE MASA DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO  
 REM MWF=RAZON FLUJO DE MASA DE AGUA EN EL GENERADOR  
 REM XR=CONCENTRACION DEL REFRIGERANTE  
 REM X1A=X5=CONCENTRACION DE REF. EN LA MEZCLA FUERTE  
 REM X4=XW=CONCENTRACION DE REF. EN LA MEZCLA DEBIL  
 REM X8=CONCENTRACION DEL REF. A LA SALIDA DEL RECTIFICADOR (REFLUJO)  
 REM XL13=CONCENTRACION LIQ. DEL REF. A LA SALIDA DEL EVAPORADOR  
 REM XV13=CONCENTRACION DE VAP. DE REF. A LA SALIDA DEL EVAPORADOR  
 REM TW=T15=T19 TEMPERATURA DEL AGUA A ENFRIAR  
 REM TH=TEMPERATURA DEL HIELO  
 REM TG=TEMPERATURA DE GENERACION  
 REM TC=TEMPERATURA DE CONDENSACION  
 REM TA=TEMPERATURA DE ABSORCION  
 REM TE=TEMPERATURA DE EVAPORACION  
 REM TR=TEMPERATURA DE RECTIFICACION  
 REM T16 TEMPERATURA DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO A LA SALIDA DEL CONDENSADOR  
 REM T18=TEMPERATURA DEL AGUA DE CALENTAMIENTO A LA SALIDA DEL GENERADOR  
 REM T20= TEMPERATURA DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO A LA SALIDA DEL ABSORBEDOR  
 REM TF=TG+10=T17 TEMPERATURA DEL AGUA A LA ENTRADA AL GENERADOR  
 REM PC=PRESION DE CONDENSACION  
 REM PE=PRESION DE EVAPORACION  
 REM PA=PRESION ATMOSFERICA  
 REM H1=ENTALPIA DE LA MEZCLA A LA SALIDA DEL ABSORBEDOR  
 REM H8=ENTALPIA DE LA MEZCLA A LA SALIDA DEL RECTIFICADOR (REFLUJO)  
 REM H4=ENTALPIA DE LA MEZCLA A LA SALIDA DEL GENERADOR (REFLUJO)  
 REM H9=ENTALPIA DE LA MEZCLA A LA SALIDA DEL RECTIFICADOR  
 REM H10=ENTALPIA DE LA MEZCLA A LA SALIDA DEL CONDENSADOR  
 REM H13=ENTALPIA DE LA MEZCLA A LA SALIDA DEL EVAPORADOR  
 REM H52=ENTALPIA DE LA MEZCLA A LA CONCENTRACION EN 5 Y A LA  
 REM TEMPERATURA DE 2  
 REM H1410=ENTALPIA DE LA MEZCLA A LA CONCENTRACION EN 14 Y A  
 REM LA TEMPERATURA DE 10  
 REM H5=ENTALPIA DE LA MEZCLA PROVENIENTE DEL REFLUJO DEL GENERADOR  
 REM A LA ENTRADA DEL ABSORBEDOR  
 REM H14=ENTALPIA DE LA MEZCLA A LA ENTRADA DEL ABSORBEDOR  
 REM H11=ENTALPIA DE LA MEZCLA A LA ENTRADA DEL EVAPORADOR  
 REM H3=ENTALPIA DE LA SOLUCION FUERTE A LA ENTRADA DEL GENERADOR  
 REM H16= ENTALPIA DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO A LA SALIDA DEL CONDENSADOR  
 REM H20= ENTALPIA DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO A LA SALIDA DEL ABSORBEDOR  
 REM HW=H19=H15 ENTALPIA DEL AGUA A LA ENTRADA DEL COND. Y ABSOR.  
 REM H18=ENTALPIA DEL AGUA DE CALENTAMIENTO A LA SALIDA DEL GENERADOR  
 REM H17=ENTALPIA DEL AGUA DE CALENTAMIENTO A LA ENTRADA DEL GENERADOR  
 REM QL=CALOR LATENTE DEL REFRIGERANTE  
 REM QE1=CALOR SENSIBLE DEL H2O  
 REM QC=CALOR RECHAZADO EN EL CONDENSADOR  
 REM QE=CALOR ABSORBIDO DEL MEDIO EN EL EVAPORADOR  
 REM QA=CALOR RECHAZADO EN EL ABSORBEDOR  
 REM QG=CALOR SUMINISTRADO AL GENERADOR  
 REM QR=CALOR RECHAZADO EN EL RECTIFICADOR  
 REM Q1=CALOR TRANSFERIDO EN EL PRECALENTADOR  
 REM QII=CALOR TRANSFERIDO EN EL SUBENFRIADOR  
 REM ETA1=EFECTIVIDAD EN EL PRECALENTADOR

```

REM CR=RAZON DE CIRCULACION
REM CPS=CALOR ESPECIFICO DE LA SALMUERA
REM PSIG=EFICIENCIA EXERGETICA DEL GENERADOR
REM EEP=EFICIENCIA EXERGETICA DEL PRECALENTADOR
REM
REM *****
REM
REM
REM
DIM CTRY(5),XV(2000)
REM
REM  NOTA:  LOS DATOS DE ENTRADA DEBERAN METERSE EN EL SISTEMA
REM          INTERNACIONAL DE UNIDADES
REM
READ MI,TW,TH,TG,TC,TA,TE,XR,ETA1,ETA2,J,MW,MWF,PA,CPS,EEP
REM CONVERSION DEL SISTEMA MKS A SISTEMA INGLES
MI=MI*2.205
MW=MW*2.205
MWF=MWF*2.205
TW=TW*1.8+32
TH=TH*1.8+32
TG=TG*1.8+32
TC=TC*1.8+32
TA=TA*1.8+32
TE=TE*1.8+32
PA=PA/0.0703
CPS=CPS/4.18
REM
REM CALCULO DEL CALOR DE EVAPORIZACION
REM
QE=(1*(TW-32)*MI+144*MI+0.5*(32-TH)*MI)/24
REM
REM CALCULO DE LA PRESION EN EL CONDENSADOR PC
REM
XX=XR
TT=TC
GOSUB 4950
PC=P
REM
REM CALCULO DE LA PRESION EN EL EVAPORADOR PE
REM
XX=XR
TT=TE
GOSUB 4950
PE=P
REM
REM CALCULO DE LA CONCENTRACION X1A
REM
P=PE
TT=TA
GOSUB 4310
X1A=XX
REM
REM CALCULO DE LA CONCENTRACION X4
REM
P=PC
TT=TG
GOSUB 4310
X4=XX
REM
REM CALCULO DE LA ENTALPIA H1
REM
XX=X1A
TT=TA
GOSUB 5900

```

```

REM
V1=(1-X1A)*0.01607+0.85*X1A*0.02668
H2=H1+(FC-PE)*V1*144/778
REM
REM CALCULO DE LA TEMPERATURA EN EL RECTIFICADOR TR
REM
R=0
TR=TC
1240 TT=TR
P=PC
GOSUB 4310
R=R+10
GOSUB 5250
XV(R)=INT(XV*J)/J
IF XV(R)<>XR THEN TR=TR+1:GOTO 1240
REM
REM CALCULO DE LA CONCENTRACION X8
REM
P=PC
TT=TR
GOSUB 4310
X8=XX
REM CALCULO DE LA ENTALPIA H8
REM
XX=X8
TT=TR
GOSUB 5900
H8=HL
REM CALCULO DE LA TEMPERATURA T7 A LA SALIDA DEL GENERADOR
REM
R=0
T7=TR
1245 TT=T7
P=PC
GOSUB 4310
R=R+10
GOSUB 5250
XV(R)=INT(XV*J)/J
IF XV(R)<>0.97 THEN T7=T7+1:GOTO 1245
REM
REM DEFINICION DE X7
X7=0.97
REM CALCULO DE LA ENTALPIA H4
REM
XX=X4
TT=TG
GOSUB 5900
H4=HL
REM
REM CALCULO DE LA ENTALPIA H7
PP=PC
TT=T7
GOSUB 53100
H7=HV-77.2
REM CALCULO DE LA ENTALPIA H9
T9=TR-10
PP=PC
TT=T9
GOSUB 53100
H9=HV-77.2
REM
REM CALCULO DE ENTALPIA H10
REM
XX=XR

```

```

H10=HL
REM
REM CALCULO DE LA CONCENTRACION XL13
REM
P=PE
TT=TE
GOSUB 4310
XL13=XX
REM
REM CALCULO DE LA CONCENTRACION XV13
REM
XX=XL13
TT=TE
GOSUB 5250
XV13=XV
REM
REM CALCULO DE LA ENTALPIA H13
REM
XX=XL13
TT=TE
GOSUB 5630
HV13=HV
H13=HV13
REM
REM CALCULO DE LA ENTALPIA H52
REM
XX=X4
TT=TA
GOSUB 5900
H52=HL
REM
REM CALCULO DE LA ENTALPIA H1410
REM
FP=PE
TT=TC
GOSUB 52000
H1410=HV-77.2
REM CALCULO DE LA ENTALPIA H5 Y H14
REM
H5=H4-ETA1*(H4-H52)
H14=H13-ETA2*(H13-H1410)
REM ENTALPIA H11
H11=H10+H13-H14
H12=H11
XX=XR
TT=TE
GOSUB 5900
H12L=HL
REM CALCULO DE LA RAZON DE FLUJO DE MASA DEL REFRIGERANTE
MR=QE/(H13-H12)
QC=MR*(H9-H10)
M4=(MR*(X1A-XR))/(X4-X1A)
M1=M4+MR
QA=MR*H14+M4*H5-M1*H1
M8=(MR*(XR-X7))/(X7-X8)
M7=M8+MR
REM ENTALPIA H3
H3=H2+(M4/M1)*(H4-H5)
QG=M7*H7+M4*H4-M1*H3-M8*H8
QR=M7*H7-MR*H9-M8*H8
QI=M4*(H4-H5)
QII=MR*(H10-H11)
COF=QE/(QG+M1*(H2-H1))
CR=M1/M7

```

```

REM CALCULO DE LA TEMPERATURA T16
TT=TW-4.5
XX=0
GOSUB 55000
CP1=CPL
T16=(TW-4.5)+QC/(MW*CP1)
T15=TW-4.5
REM CALCULO DE LAS ENTALPIAS H15 Y H16
XX=0
TT=TW-4.5
GOSUB 5900
HW=HL
H15=HW
XX=0
TT=T16
GOSUB 5900
H16=HL
REM ABSORBEDOR
REM CALCULO DE LA TEMPERATURA T20
T20=(TW-4.5)+QA/(MW*CP1)
T19=TW-4.5
REM CALCULO DE LA ENTALPIA H20
XX=0
TT=T20
GOSUB 5900
H20=HL
H19=HW
REM GENERADOR
REM CALCULO DE LA TEMPERATURA T18
TF=TG+20
TT=TF
XX=0
GOSUB 55000
CP=CPL
T18=TF-QB/(MWF*CP)
T17=TF
REM CALCULO DE LAS ENTALPIAS H17 Y H18
XX=0
TT=T17
GOSUB 5900
H17=HL
XX=0
TT=T18
GOSUB 5900
H18=HL
REM CALCULO DE LAS TEMPERATURAS T3 Y T5
TT=TG
XX=X4
GOSUB 55000
CPH=M4*CPL
TT=TA
XX=X1A
GOSUB 55000
CPC=M1*CPL
IF CPH<CPC THEN 1250
T3=TA+ETA1*(TG-TA)
T5=TG-Q1/CPH
GOTO 1350
1250 T5=TG-ETA1*(TG-TA)
T3=TA+Q1/CPC
REM CALCULO DE LAS TEMPERATURAS T11 Y T14
1350 TT=TC
XX=XR
GOSUB 55000

```

```

GOSUB 51000
CFC=MR*CFV
IF CFC<CFH THEN 1400
T11=TC-ETA2*(TC-TE)
T14=QII/CFC+TE
GOTO 1500
1400 T14=ETA2*(TC-TE)+TE
T11=TC-QII/CFH
1500 T6=T5
REM CALCULO DEL CAMBIO DE ENTROPIA EN EL FLUJO EXTERNO DEL
REM EVAPORADOR [SALMUERA, SOLUCION DE NACL, 25%]
T21=TH
T22=TE
MS=QE/(CFS*(T21-T22))
DHS=-QE/MS
DSS=DHS/((T22+460+T21+460)*.5)
REM CALCULO DE LAS ENTROPIAS EN CADA PUNTO DEL SISTEMA
XX=X1A
TT=TA
GOSUB 6900
S1=SL
S2=S1
XX=X1A
TT=T3
GOSUB 6900
S3=SL
XX=X4
TT=T6
GOSUB 6900
S4=SL
XX=X4
TT=T5
GOSUB 6900
S5=SL
S6=S5
FP=PC
TT=T7
GOSUB 40000
S7=SV-0.17078
XX=X8
TT=TR
GOSUB 6900
S8=SL
FP=PC
TT=TR-10
GOSUB 40000
S9=SV-0.17078
XX=1
TT=TC
GOSUB 6900
S10=SL-0.17078
REM CALCULO DE LA CONCENTRACION XL12
XX=1
TT=TE
GOSUB 6900
S12L=SL-0.17078
TT=TE
GOSUB 60000
S12V=SV-0.17078
S13=S12V
X=(H11-H12L)/H13
S12=(1-X)*S12L+X*S12V
S11=S12
FP=PE

```

S14=SV-0.17078

XX=0

TT=TW-4.5

GOSUB 6900

S15=SL

XX=0

TT=T16

GOSUB 6900

S16=SL

XX=0

TT=TF

GOSUB 6900

S17=SL

XX=0

TT=T18

GOSUB 6900

S18=SL

XX=0

TT=TW-4.5

GOSUB 6900

S19=SL

XX=0

TT=T20

GOSUB 6900

S20=SL

REM CALCULO DE LA ENTALPIA Y ENTROPIA PARA LAS CONDICIONES DE REFERENCIA

REM PARA EL AGUA

XX=0

TT=TW

GOSUB 5900

HOA=HL

GOSUB 6900

SOA=SL

REM PARA EL AMONIACO

TT=TW

FP=FA

GOSUB 52000

HOV=HV-77.2

GOSUB 30000

SOV=SV-0.17078

REM PARA LA SOLUCION FUERTE

TT=TW

XX=X1A

GOSUB 5900

HOF=HL

GOSUB 6900

SOF=SL

REM PARA LA SOLUCION DEBIL

TT=TW

XX=X4

GOSUB 5900

HOD=HL

GOSUB 6900

SOD=SL

REM PARA EL REFLUJO

TT=TW

XX=X8

GOSUB 5900

HOR=HL

GOSUB 6900

SOR=SL

REM CALCULO DE LA EXERGIA EN CADA UNO DE LOS PUNTOS DEL SISTEMA

TO=TW+460

EX1=(H1-HOF)-TO\*(S1-SOF)

```

EX4=(H4-HOR)-TO*(S4-SOD)
EX5=EX4-(M1/M4)*((EX3-EX2)/EEP)
EX6=EX5
EX8=(H8-HOR)-TO*(S8-SOR)
EX9=(H9-HOV)-TO*(S9-SOV)
EX11=(H11-HOV)-TO*(S11-SOV)
EX12=(H12-HOV)-TO*(S12-SOV)
EX13=(H13-HOV)-TO*(S13-SOV)
EX14=(H14-HOV)-TO*(S14-SOV)
EX10=(H10-HOV)-TO*(S10-SOV)
EES=(EX14-EX13)/(EX10-EX11)
REM LAS SIGUIENTES EXERGIAS SE EXPRESARAN EN SISTEMA MKS
EX15=(HW-HOA)*2.327-TO*(S15-SOA)/1.8
EX16=(H16-HOA)*2.327-TO*(S16-SOA)/1.8
EX17=(H17-HOA)*2.327-TO*(S17-SOA)/1.8
EX18=(H18-HOA)*2.327-TO*(S18-SOA)/1.8
EX19=(HW-HOA)*2.327-TO*(S19-SOA)/1.8
EX20=(H20-HOA)*2.327-TO*(S20-SOA)/1.8
DEXS=(DHS-TO*DSS)*2.327
REM CALCULO DEL CAMBIO DE EXERGIA Y DE LAS IRREVERSIBILIDADES POR COMPONENTE
REM CONDENSADOR
REM FLUJO INTERNO
DEXCI=MR*(EX10-EX9)
REM FLUJO EXTERNO
DEXCE=-MW*(EX16-EX15)/2.327
IC=DEXCI+DEXCE
REM SUBENFRIADOR
DEXSI=MR*(EX11+EX14-EX10-EX13)
REM VALVULA 2
DEXV2I=MR*(EX12-EX11)
REM EVAPORADOR
REM FLUJO INTERNO
DEXEI=MR*(EX13-EX12)
REM FLUJO EXTERNO
DEXEE=MS*DEXS/2.327
E=DEXEI+DEXEE
REM ABSORBEDOR
REM FLUJO INTERNO
DEXAI=M1*EX1-MR*EX14-M4*EX5
REM FLUJO EXTERNO
DEXAE=-MW*(EX20-EX19)/2.327
A=DEXAI+DEXAE
REM BOMBA
EXBI=M1*(EX2-EX1)
B=DEXBI
REM VALVULA 1
EXV1I=M4*(EX6-EX5)
REM FRECALENTADOR
EXPI=M1*EX3+M4*EX5-M1*EX2-M4*EX4
REM GENERADOR
REM FLUJO INTERNO
REM CALCULO DE LA EFICIENCIA EXERGETICA DEL GENERADOR
SIG=((TG-TW)/(TF-TW))*((TF+460)/(TG+460))
X7=(H7-HOV)-TO*(S7-SOV)
EXGI=M4*EX4+M7*EX7-M1*EX3-M8*EX8
REM FLUJO EXTERNO
EXGE=MWF*(EX18-EX17)/2.327
G=DEXGI+DEXGE
REM RECTIFICADOR
EXRI=MR*EX9+M8*EX8-M7*EX7
REM CALCULO DE LA EFICIENCIA EXERGETICA DEL DISPOSITIVO
SIEX=ABS(DEXEE/(DEXGE+DEXBI))
REM CALCULO DEL COP MAXIMO
COPMAX=((TH+460)/(TF+460))*((TF-TW)/(TH-TW))

```

## REM COSTO EXERGETICO DE LA FORMACION DE HIELO

DEXEE=-PSICOP\*DEXGE

IE=DEXE1+DEXEE

REM BALANCE EXERGETICO

BEX=DEXGI+DEXBI+DEXRI+DEXCI+DEXSI+DEXVII+DEXEI+DEXFI+DEXVZI+DEXAI

REM BALANCE ENERGETICO

BE=QG-QR-QC+QE+DEXBI-QA

REM CONVERSION DEL SISTEMA INGLES AL SISTEMA INTERNACIONAL

MI=MI/2.205

MW=MW/2.205

MWF=MWF/2.205

M1=M1/2.205

M4=M4/2.205

M8=M8/2.205

M7=M7/2.205

MR=MR/2.205

MS=MS/2.205

TH=(TH-32)/1.8

TW=(TW-32)/1.8

TG=(TG-32)/1.8

TC=(TC-32)/1.8

TE=(TE-32)/1.8

TA=(TA-32)/1.8

TR=(TR-32)/1.8

T3=(T3-32)/1.8

T5=(T5-32)/1.8

T11=(T11-32)/1.8

T14=(T14-32)/1.8

T16=(T16-32)/1.8

TF=(TF-32)/1.8

T18=(T18-32)/1.8

T20=(T20-32)/1.8

T21=(T21-32)/1.8

T22=(T22-32)/1.8

T1=TA

T2=TA

T4=TG

T6=T5

T7=(T7-32)/1.8

T8=TR

T9=(T9-32)/1.8

T10=TC

T12=TE

T13=TE

T15=(T15-32)/1.8

T17=TF

T19=(T19-32)/1.8

T0=TW+273

M2=M1

M3=M1

M5=M4

M6=M4

M9=MR

M10=MR

M11=MR

M12=MR

M13=MR

M14=MR

M15=MW

M16=MW

M17=MWF

M18=MWF

M19=MW

M20=MW

REM LAS UNIDADES DE LA PRESION PASAN A SER [KGF/CM<sup>2</sup>]

PE=PE\*0.0703

PC=PC\*0.0703

PA=PA\*0.0703

REM LAS UNIDADES DE LA ENTALPIA PASAN A SER [KJ/KG]

F1=PE

F2=PC

F3=PC

F4=PC

F5=PC

F6=PE

F7=PC

F8=PC

F9=PC

F10=PC

F11=PC

F12=PE

F13=PE

F14=PE

F15=PA

F16=PA

F17=PA

F18=PA

F19=PA

F20=PA

F21=PA

F22=PA

P0=PA

X2=X1A

X3=X1A

X4=X4

X5=X4

X6=X4

X7=X7

X8=X8

X9=XR

X10=XR

X11=XR

X12=XR

X13=XV13

X14=XV13

X15=0

X16=0

X17=0

X18=0

X19=0

X20=0

H1=H1\*2.327

H3=H3\*2.327

H5=H5\*2.327

H4=H4\*2.327

H7=H7\*2.327

H8=H8\*2.327

H9=H9\*2.327

H10=H10\*2.327

H11=H11\*2.327

H13=H13\*2.327

H14=H14\*2.327

HW=HW\*2.327

H16=H16\*2.327

H17=H17\*2.327

H18=H18\*2.327

H20=H20\*2.327

DHS=DHS\*2.327

H12=H12\*2.327

H15=HW

H19=HW

HOA=H15

HOV=HOV\*2.327

HOF=HOF\*2.327

HOD=HOD\*2.327

HOR=HOR\*2.327

REM LA ENTROPIA S SE EXPRESA EN UNIDADES MKS [kj/kg c]

S1=S1\*4.18

S2=S2\*4.18

S3=S3\*4.18

S4=S4\*4.18

S5=S5\*4.18

S6=S6\*4.18

S7=S7\*4.18

S8=S8\*4.18

S9=S9\*4.18

S10=S10\*4.18

S11=S11\*4.18

S12=S12\*4.18

S13=S13\*4.18

S14=S14\*4.18

DSS=DSS\*4.18

SOV=SOV\*4.18

SOF=SOV\*4.18

SOD=SOD\*4.18

SOR=SOR\*4.18

REM EL RESTO DE LAS ENTROPIAS YA ESTAN DADAS EN SISTEMA MKS

REM Q SE PASA A EXPRESAR A KJ/Hr

QA=QA\*1.055

QG=QG\*1.055

QE=QE\*1.055

QC=QC\*1.055

QR=QR\*1.055

QI=QI\*1.055

QII=QII\*1.055

QE1=QE1\*1.055

REM QL TIENE UNIDADES DE KJ/KG

QL=QL\*2.327

REM EX A UNIDADES DE KJ/KG

EX1=EX1\*2.327

EX2=EX2\*2.327

EX3=EX3\*2.327

EX4=EX4\*2.327

EX5=EX5\*2.327

EX6=EX5

EX7=EX7\*2.327

EX8=EX8\*2.327

EX9=EX9\*2.327

EX10=EX10\*2.327

EX11=EX11\*2.327

EX12=EX12\*2.327

EX13=EX13\*2.327

EX14=EX14\*2.327

REM CAMBIOS DE EXERGIAS E IRREVERSIBILIDADES A SISTEMA MKS

DEXCI=DEXCI\*1.055

DEXCE=DEXCE\*1.055

IC=IC\*1.055

DEXGI=DEXGI\*1.055

DEXGE=DEXGE\*1.055

IG=IG\*1.055

DEXEI=DEXEI\*1.055

DEXEE=DEXEE\*1.055

```

DEXAE=DEXAE*1.055
IA=IA*1.055
DEXRI=DEXRI*1.055
DEXSI=DEXSI*1.055
DEXPI=DEXPI*1.055
DEXV1I=DEXV1I*1.055
DEXV2I=DEXV2I*1.055
DEXBI=DEXBI*1.055
PRINT"DATOS DE ENTRADA:"

PRINT USING"PRODUCCION DE HIELO AL DIA=#####.##";MI;
PRINT" Kgm (HIELO)"
PRINT USING"TEMPERATURA DEL HIELO=####.##";TH;
PRINT" GRADOS CELSIUS"
PRINT USING"TEMPERATURA INICIAL DEL AGUA A ENFRIAR=#####.##";TW;
PRINT" GRADOS CELSIUS"
PRINT USING"CONCENTRACION DEL REFRIGERANTE=##.##";XR
PRINT USING"TEMPERATURA DE GENERACION=#####.##";TG;
PRINT" GRADOS CELSIUS"
PRINT USING"TEMPERATURA DE CONDENSACION=#####.##";TC;
PRINT" GRADOS CLESIOUS"
PRINT USING"TEMPERATURA DE EVAPORACION=#####.##";TE;
PRINT" GRADOS CELSIUS"
PRINT USING"TEMPERATURA DE ABSORCION=#####.##";TA;
PRINT" GRADOS CELSIUS"
PRINT USING"EFICIENCIA DEL PRECALENTADOR=##.##";ETA1
PRINT USING"EFICIENCIA DEL SUBENFRIADOR=##.##";ETA2
PRINT USING"FLUJO DE MASA DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO=###.##" ;MW;
PRINT" KG/Hr"
PRINT USING"FLUJO DE MASA DE AGUA DE CALENTAMIENTO##" ;MWF;
PRINT" KG/Hr"
PRINT"SE DESEA CONOCER LAS PROPIEDADES TERMODINAMICAS PARA CADA COMPONENTE (SI
NO)";
INPUT B$
IF B$="NO" THEN 3640
PRINT
PRINT
PRINT"***** IMPRESION DE RESULTADOS *****"
PRINT
PRINT
PRINT"***** ABSORBEDOR *****"
PRINT
PRINT USING"TEMPERATURA EN EL ABSORBEDOR=#####.##";TA;
PRINT" GRADOS CELSIUS"
PRINT USING"PRESION EN EL ABSORBEDOR=#####.##";PE;
PRINT" Kgf/cm2"
PRINT USING"CONCENTRACION LIQ. DEL AMONIACO A LA SALIDA DEL A.=##.##";X1A
PRINT USING"ENTALPIA LIQ. DE LA MEZCLA A LA SALIDA DEL A.=#####.##";H1;
PRINT" KJ/Kgm"
PRINT USING"TEMPERATURA DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO A LA ENTRADA###";TW;
PRINT" GRADOS CENTIGRADOS"
PRINT USING"TEMPERTURA DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO A LA SALIDA##.##";T2O;
PRINT" GRADOS CENTIGRADOS"
PRINT
PRINT
PRINT"***** PRECALENTADOR *****"
PRINT
PRINT USING"CONCENTRACION LIQ. DEL NH3 A LA ENTRADA DEL P. (MEZCLA FUERTE)=##.##
;X1A
PRINT USING"CONCENTRACION LIQ. DEL NH3 A LA SALIDA DEL P. (MEZCLA FUERTE)=##.##
X1A
PRINT USING"CONCENTRACION LIQ. DEL NH3 A LA SALIDA DEL P. (MEZCLA DEBIL)=##.##"
4
PRINT USING"ENTALPIA LIQ. A LA SALIDA DEL P. (MEZCLA DEBIL)=#####.##";H5;

```

```

PRINT
PRINT "***** GENERADOR *****"
PRINT
PRINT USING "TEMPERATURA DE GENERACION=#####.##";TG;
PRINT " GRADOS CELSIUS"
PRINT USING "PRESION DE GENERACION=#####.##";FC;
PRINT " Kg/cm2"
PRINT USING "CONCENTRACION LIQ. DEL NH3 A LA SALIDA DEL G. (MEZCLA DEBIL)=##.##"
4
PRINT USING "ENTALPIA LIQ. (MEZCLA DEBIL) A LA SALIDA DEL G.=#####.##";H4;
PRINT " KJ/Kgm"
PRINT USING "CONCENTRACION DE VAP. DE NH3 A LA SALIDA DEL G.=##.##";x7
PRINT USING "ENTALPIA DE VAP. DE LA MEZCLA A LA SALIDA DEL G.=#####.##";H7;
PRINT " KJ/Kgm"
PRINT
PRINT
PRINT "***** RECTIFICADOR *****"
PRINT
PRINT USING "TEMPERATURA DE RECTIFICACION=#####.##";TR;
PRINT " GRADOS CELSIUS"
PRINT USING "PRESION DE RECTIFICACION=#####.##";FC;
PRINT " Kg/cm2"
PRINT USING "CONCENTRACION LIQ. DEL NH3 A LA SALIDA DEL R.=##.##";x8
PRINT USING "CONCENTRACION DE VAP. A LA SALIDA DEL R.=##.##";XR
PRINT USING "ENTALPIA LIQ. DE LA MEZCLA A LA SALIDA DEL R.=#####.##";H8;
PRINT " KJ/Kgm"
PRINT USING "ENTALPIA DE VAP. DE LA MEZCLA A LA SALIDA DEL R.=#####.##";H9;
PRINT " KJ/Kgm"
PRINT
PRINT
PRINT "***** CONDENSADOR *****"
PRINT
PRINT USING "TEMPERATURA DE CONDENSACION=#####.##";TC;
PRINT " GRADOS CELSIUS"
PRINT USING "PRESION DE CONDENSACION=#####.##";FC;
PRINT " Kg/cm2"
PRINT USING "CONCENTRACION LIQ. DEL NH3=##.##";XR
PRINT USING "ENTALPIA LIQ. DEL NH3 A LA SALIDA DEL C.=#####.##";H10;
PRINT " KJ/Kgm"
PRINT
PRINT
PRINT "***** EVAPORADOR *****"
PRINT
PRINT USING "TEMPERATURA DE EVAPORACION=#####.##";TE;
PRINT " GRADOS CELSIUS"
PRINT USING "PRESION DE EVAPORACION=#####.##";FE;
PRINT " Kg/cm2"
PRINT USING "CONCENTRACION LIQ. DEL NH3 A LA SALIDA DEL E.=##.##";XL13
PRINT USING "CONCENTRACION DE VAP. DEL NH3 A LA SALIDA DEL E.=##.##";XV13
PRINT USING "ENTALPIA DE VAP. DEL NH3 A LA SALIDA DEL E.=#####.##";H13;
PRINT " KJ/Kgm"
PRINT

```

```

3640 LPRINT "***** DATOS TERMODINAMICOS DE LA OPERACION DEL SRAC *****"

```

```

LPRINT
LPRINT USING "TR=#####.##";TR;
LPRINT " GRADOS CELSIUS"
LPRINT USING "QA=#####.##";QA;
LPRINT " KJ/Hr"
LPRINT USING "QG=#####.##";QG;
LPRINT " KJ/Hr"
LPRINT USING "QE=#####.##";QE;
LPRINT " KJ/Hr"
LPRINT USING "QC=#####.##";QC;

```

```

LPRINT "KJ/Hr"
LPRINT USING "MS=#####.##"; M1;
LPRINT " Kg/Hr"
LPRINT USING "MW=#####.##"; M4;
LPRINT " Kg/Hr"
LPRINT USING "XS=##.##"; X1A
LPRINT USING "XD=##.##"; X4
LPRINT USING "FC=####.##"; FC;
LPRINT " Kg/cm2"
LPRINT USING "FE=####.##"; FE;
LPRINT " Kg/cm2"
LPRINT USING "QI=#####.##"; QI;
LPRINT " KJ/Hr"
LPRINT USING "QII=#####.##"; QII;
LPRINT " KJ/Hr"
LPRINT USING "COP=#.###"; COP
LPRINT USING "CR=###.##"; CR
LPRINT USING "MR=###.##"; MR;
LPRINT " Kg/Hr"
LPRINT USING "QE1=#####.##"; QE1;
LPRINT " KJ/Hr"
LPRINT USING "QL=#####.##"; QL;
LPRINT " KJ/KG"
LPRINT
LPRINT
LPRINT
LPRINT
LPRINT
LPRINT
LPRINT "***** MATRIZ DE RESULTADOS *****"
LPRINT
LPRINT
LPRINT
LPRINT
LPRINT "          M"; "          T"; "          F"; "          X"; "          H"; "
          S"; "          EX";
LPRINT
LPRINT
LPRINT
J=0
LPRINT USING "## "; J+1,
LPRINT USING "#####.## "; M1, T1, F1, X1A, H1,
LPRINT USING "#.#### "; S1,
LPRINT USING "#####.###"; EX1;
LPRINT
LPRINT
LPRINT USING "## "; J+2,
LPRINT USING "#####.## "; M2, T2, F2, X2, H2,
LPRINT USING "#.#### "; S2,
LPRINT USING "#####.###"; EX2;
LPRINT
LPRINT
LPRINT USING "## "; J+3,
LPRINT USING "#####.## "; M3, T3, F3, X3, H3,
LPRINT USING "#.#### "; S3,
LPRINT USING "#####.###"; EX3;
LPRINT
LPRINT
LPRINT USING "## "; J+4,
LPRINT USING "#####.## "; M4, T4, F4, X4, H4,
LPRINT USING "#.#### "; S4,
LPRINT USING "#####.###"; EX4;
LPRINT

```

```

LPRINT USING "####.##" "; M5,T5,P5,X5,H5,
LPRINT USING "#.####" ";S5,
LPRINT USING "#####.###";EX5;
LPRINT
LPRINT
LPRINT USING "##" ";J+6,
LPRINT USING "####.##" "; M6,T6,P6,X6,H6,
LPRINT USING "#.####" ";S6,
LPRINT USING "#####.###";EX6;
LPRINT
LPRINT
LPRINT USING "##" ";J+7,
LPRINT USING "####.##" "; M7,T7,P7,X7,H7,
LPRINT USING "#.####" ";S7,
LPRINT USING "#####.###";EX7;
LPRINT
LPRINT
LPRINT USING "##" ";J+8,
LPRINT USING "####.##" "; M8,T8,P8,X8,H8,
LPRINT USING "#.####" ";S8,
LPRINT USING "#####.###";EX8;
LPRINT
LPRINT
LPRINT USING "##" ";J+9,
LPRINT USING "####.##" "; M9,T9,P9,X9,H9,
LPRINT USING "#.####" ";S9,
LPRINT USING "#####.###";EX9;
LPRINT
LPRINT
LPRINT USING "##" ";J+10,
LPRINT USING "####.##" "; M10,T10,P10,X10,H10,
LPRINT USING "#.####" ";S10,
LPRINT USING "#####.###";EX10
LPRINT
LPRINT
LPRINT USING "##" ";J+11,
LPRINT USING "####.##" "; M11,T11,P11,X11,H11,
LPRINT USING "#.####" ";S11,
LPRINT USING "#####.###";EX11;
LPRINT
LPRINT
LPRINT USING "##" ";J+12,
LPRINT USING "####.##" "; M12,T12,P12,X12,H12,
LPRINT USING "#.####" ";S12,
LPRINT USING "#####.###";EX12;
LPRINT
LPRINT
LPRINT USING "##" ";J+13,
LPRINT USING "####.##" "; M13,T13,P13,X13,H13,
LPRINT USING "#.####" ";S13,
LPRINT USING "#####.###";EX13;
LPRINT
LPRINT
LPRINT USING "##" ";J+14,
LPRINT USING "####.##" "; M14,T14,P14,X14,H14,
LPRINT USING "#.####" ";S14,
LPRINT USING "#####.###";EX14;
LPRINT
LPRINT
LPRINT USING "##" ";J+15,
LPRINT USING "####.##" "; M15,T15,P15,X15,H15,
LPRINT USING "#.####" ";S15,
LPRINT USING "#####.###";EX15;
LPRINT

```

```

LPRINT USING "####.##"; M16, T16, F16, X16, H16,
LPRINT USING "#.####"; S16,
LPRINT USING "#####.###"; EX16;
LPRINT
LPRINT
LPRINT USING "##"; J+17,
LPRINT USING "####.##"; M17, T17, F17, X17, H17,
LPRINT USING "#.####"; S17,
LPRINT USING "#####.###"; EX17;
LPRINT
LPRINT
LPRINT USING "##"; J+18,
LPRINT USING "####.##"; M18, T18, F18, X18, H18,
LPRINT USING "#.####"; S18,
LPRINT USING "#####.###"; EX18;
LPRINT
LPRINT
LPRINT USING "##"; J+19,
LPRINT USING "####.##"; M19, T19, F19, X19, H19,
LPRINT USING "#.####"; S19,
LPRINT USING "#####.###"; EX19;
LPRINT
LPRINT
LPRINT USING "##"; J+20,
LPRINT USING "####.##"; M20, T20, F20, X20, H20,
LPRINT USING "#.####"; S20,
LPRINT USING "#####.###"; EX20;
LPRINT
LPRINT
LPRINT
LPRINT
LPRINT
LPRINT
LPRINT "***** CONDICIONES DE REFERENCIAS *****"
LPRINT
LPRINT
LPRINT "          TO          PO          XO          HO"
LPRINT "0"
LPRINT
LPRINT
LPRINT "          AMONIACO",
LPRINT USING "###.##"; TO, PO, XR,
LPRINT USING "####.##"; HOV,
LPRINT USING "#.####"; SOV;
LPRINT
LPRINT
LPRINT "          SOLUCION DEBIL",
LPRINT USING "###.##"; TO, PO, X4,
LPRINT USING "####.##"; HOD,
LPRINT USING "#.####"; SOD;
LPRINT
LPRINT
LPRINT "          SOLUCION FUERTE",
LPRINT USING "###.##"; TO, PO, X1A,
LPRINT USING "####.##"; HOF,
LPRINT USING "#.####"; SOF;
LPRINT
LPRINT
LPRINT "          REFLUJO",
LPRINT USING "###.##"; TO, PO, X8,
LPRINT USING "####.##"; HOR,
LPRINT USING "#.####"; SOR;

```

```

LPRINT " AGUA",
LPRINT USING "###.## " ; TO, PO, O,
LPRINT USING "####.## " ; HOA,
LPRINT USING "#.#### " ; SOA;
LPRINT
LPRINT
LPRINT
LPRINT
LPRINT
LPRINT
LPRINT
LPRINT
LPRINT
LPRINT "*****" BALANCE ENERGETICO "*****"
LPRINT
LPRINT " COMPONENTE"
LPRINT " GENERADOR",
LPRINT USING "#####.## " ; QG;
LPRINT
LPRINT " RECTIFICADOR",
LPRINT USING "#####.## " ; -QR;
LPRINT
LPRINT " CONDENSADOR",
LPRINT USING "#####.## " ; -QC;
LPRINT
LPRINT " SUBENFRIADOR",
LPRINT USING "#####.## " ; +-QII;
LPRINT
LPRINT " VALVULA 1",
LPRINT USING "#####.## " ; QV1;
LPRINT
LPRINT " EVAPORADOR",
LPRINT USING "#####.## " ; QE;
LPRINT
LPRINT " PRECALENTADOR",
LPRINT USING "#####.## " ; +-QI;
LPRINT
LPRINT " VALVULA 2",
LPRINT USING "#####.## " ; QV2;
LPRINT
LPRINT " BOMBA",
LPRINT USING "#####.## " ; DEXBI;
LPRINT
LPRINT " ABSORBEDOR",
LPRINT USING "#####.## " ; -QA;
LPRINT
LPRINT " TOTAL",
LPRINT USING "#####.## " ; BE;
LPRINT
LPRINT " ETA1",
LPRINT USING "#####.## " ; ETA1;
LPRINT " ETA2",

```

```

LPRINT "          COP",
LPRINT USING "#####.###"          "; COP;
LPRINT
LPRINT "          COPMAX",
LPRINT USING "#####.##"          "; COPMAX;
LPRINT
LPRINT
LPRINT
LPRINT
LPRINT
LPRINT "*****          BALANCE EXERGETICO          *****"
LPRINT
LPRINT "          COMPONENTE", "EX(J)-EX(I) ", "EX(J)-EX(I) ", "IRREVERSIBILIDADES"
LPRINT "          ", " interno ", " externo ", " "
LPRINT
LPRINT
LPRINT "          GENERADOR",
LPRINT USING "#####.##"          "; DEXGI, DEXGE, ABS(IG);
LPRINT
LPRINT
LPRINT "          RECTIFICADOR",
LPRINT USING "#####.##"          "; DEXRI, DEXRE, ABS(DEXRI);
LPRINT
LPRINT
LPRINT "          CONDENSADOR",
LPRINT USING "#####.##"          "; DEXCI, DEXCE, ABS(IC);
LPRINT
LPRINT
LPRINT "          SUBENFRIADOR",
LPRINT USING "#####.##"          "; DEXSI, DEXSE, ABS(DEXSI);
LPRINT
LPRINT
LPRINT "          VALVULA 1",
LPRINT USING "#####.##"          "; DEXV1I, DEXV1E, ABS(DEXV1I);
LPRINT
LPRINT
LPRINT "          EVAPORADOR",
LPRINT USING "#####.##"          "; DEXE1, DEXEE, ABS(IE);
LPRINT
LPRINT
LPRINT "          PRECALENTADOR",
LPRINT USING "#####.##"          "; DEXPI, DEXPE, ABS(DEXPI);
LPRINT
LPRINT
LPRINT "          VALVULA 2",
LPRINT USING "#####.##"          "; DEXV2I, DEXV2E, ABS(DEXV2I);
LPRINT
LPRINT
LPRINT "          BOMBA",
LPRINT USING "#####.##"          "; DEXBI, DEXBE, ABS(DEXBI);
LPRINT
LPRINT
LPRINT "          ABSORBEDOR",
LPRINT USING "#####.##"          "; DEXAI, DEXAE, ABS(IA);
LPRINT
LPRINT
LPRINT "          TOTAL",
LPRINT USING "#####.##"          "; BEX
LPRINT
LPRINT "          PSIEX",

```

```

LPRINT "          PSICOP",
LPRINT USING "##.####      ";PSICOP;
LPRINT
LPRINT "          EES",
LPRINT USING "##.##      ";EES
LPRINT "          EEP",
LPRINT USING "##.##      ";EEP
LPRINT "          PSIG",
LPRINT USING "##.##      ";PSIG
GOTO 71000

```

REM \*\*\*\*\* SUBRUTINAS \*\*\*\*\*

```

REM
REM
REM SUBROUTINA QUE CALCULA TEMPERATURA TT
N=INT(4.99*XX+1)
X1=(2*N-1)/10
PP=LOG(P/250)
ON N GOTO 4070,4090,4120,4150,4180
4070 A=(3530.493+375.123*PP)/(8.805062-PP)
B=(3173.56653+465.258*PP)/(9.072262-PP)
4090 C=(2467.3153+420.219*PP)/(8.181648-PP)
IF N=1 THEN 4220
B=(2155.26783+434.8823*PP)/(8.405792-PP)
4120 A=(1727.35313+414.1704*PP)/(7.944114-PP)
IF N=2 THEN 4220
B=(1404.87813+410.5286*PP)/(7.599317-PP)
4150 C=(1234.30343+430.0346*PP)/(7.766754-PP)
IF N=3 THEN 4220
B=(1025.32683+400.2729*PP)/(7.28901-PP)
4180 A=(941.5864+401.6243*PP)/(7.370678-PP)
IF N=4 THEN 4220
B=(879.6544+399.6774*PP)/(7.441228-PP)
C=(865.9878+410.998*PP)/(7.816367-PP)
4220 A1=(A+C-2*B)/0.02
B1=(A-C)*(-1)^N/0.2-2*A1*X1
C1=B-(A1*X1+B1)*X1
TT=(A1*XX+B1)*XX+C1
RETURN

```

REM SUBROUTINA QUE CALCULA CONCENTRACION LIQUIDO

```

REM
REM
4310 PP=P
PP=LOG(P/250)
CTRY(2)=7.944114*(TT-217.4381)/(TT+414.1704)
IF CTRY(2)<=PP THEN 4420
N=2
CTRY(1)=8.181648*(TT-301.567)/(TT+420.219)
IF CTRY(1)<=PP THEN 4520
N=1
C=CTRY(1)
A=8.805062*(TT-400.9614)/(TT+375.123)
GOTO 4610
4420 N=3
CTRY(3)=7.766754*(TT-158.9214)/(TT+430.0346)
IF CTRY(3)>PP THEN 4520
N=4
CTRY(4)=7.370678*(TT-127.7476)/(TT+401.6243)
IF CTRY(4)>PP THEN 4520
N=5
A=CTRY(4)
C=7.816367*(TT-110.7916)/(TT+410.998)
GOTO 4770
4520 C=CTRY(N)

```

```

ON N GOTO 4610,4650,4690,4730,4770
XX=F
N=INT(4.99*XX+1)
ON N GOTO 4590,4630,4670,4710,4750
4590 A=8.805062*(TT-400.9614)/(TT+375.123)
C=8.181648*(TT-301.567)/(TT+420.219)
4610 B=9.072262*(TT-349.8098)/(TT+465.258)
GOTO 4780
4630 A=8.181648*(TT-301.567)/(TT+420.219)
C=7.944114*(TT-217.4381)/(TT+414.1704)
4650 B=8.405792*(TT-256.4027)/(TT+434.8823)
GOTO 4780
4670 A=7.944114*(TT-217.4381)/(TT+414.1704)
C=7.766754*(TT-158.9214)/(TT+430.0346)
4690 B=7.599317*(TT-184.849)/(TT+410.5286)
GOTO 4780
4710 A=7.766754*(TT-158.9214)/(TT+430.0346)
C=7.370678*(TT-127.7476)/(TT+401.0243)
4730 B=7.28901*(TT-140.6675)/(TT+400.2729)
GOTO 4780
4750 A=7.370678*(TT-127.7476)/(TT+401.6243)
C=7.816367*(TT-110.7916)/(TT+410.998)
4770 B=7.441228*(TT-118.2136)/(TT+399.6774)
4780 X1=(2*N-1)/10
A1=(A+C-2*B)/0.02
B1=(C-A)/0.2-2*A1*X1
C1=B-(A1*X1+B1)*X1
IF XX=F THEN 4900
B1=B1/2
T0=B1*B1-A1*(C1-PP)
IF T0<0 THEN T0=0
XX=(SQR(T0)-B1)/A1
IF XX>1 THEN XX=1:GOTO 4910
IF XX<0 THEN XX=0:GOTO 4910
GOTO 4910
4900 XX=250*EXP((A1*XX+B1)*XX+C1)
4910 RETURN
REM
REM SUBROUTINA QUE CALCULA LA PRESION
REM
4950 N=INT(4.99*XX+1)
ON N GOTO 4970,5010,5050,5090,5130
4970 A=8.805062*(TT-400.9614)/(TT+375.123)
C=8.181648*(TT-301.567)/(TT+420.219)
B=9.072262*(TT-349.8098)/(TT+465.258)
GOTO 5160
5010 A=8.181648*(TT-301.567)/(TT+420.219)
C=7.944114*(TT-217.4381)/(TT+414.1704)
B=8.405792*(TT-256.4027)/(TT+434.8823)
GOTO 5160
5050 A=7.944114*(TT-217.4381)/(TT+414.1704)
C=7.766754*(TT-158.9214)/(TT+430.0346)
B=7.599317*(TT-184.849)/(TT+410.5286)
GOTO 5160
5090 A=7.766754*(TT-158.9214)/(TT+430.0346)
C=7.370678*(TT-127.7476)/(TT+401.0243)
B=7.28901*(TT-140.6675)/(TT+400.2729)
GOTO 5160
5130 A=7.370678*(TT-127.7476)/(TT+401.6243)
C=7.816367*(TT-110.7916)/(TT+410.998)
B=7.441228*(TT-118.2136)/(TT+399.6774)
5160 X1=(2*N-1)/10
A1=(A+C-2*B)/0.02
B1=(C-A)/0.2-2*A1*X1

```

```

RETURN
REM
REM SUBROUTINA QUE CALCULA LA CONCENTRACION DE VAF. XV
REM
5250 N=INT(4.99*XX+1)
TT2=TT*TT
ON N GOTO 5280,5370,5460,5500,5550
5280 IF TT>=240 THEN 5330
A=1.845441E-04*TT2-0.1574477*TT+38.49901
B=-8.78593E-05*TT2+8.165191E-02*TT-25.24103
C=4.60517
GOTO 5530
5330 A=1.041159E-04*TT2-0.1283711*TT+36.1533
B=-6.09335E-05*TT2+0.0730899*TT-24.7371
C=4.60517
GOTO 5530
5370 IF TT>=180 THEN 5420
A=-2.39155E-04*TT2+0.1267632*TT-4.410246
B=6.9121E-05*TT2-0.0219787*TT-11.2068
C=-1.6939E-05*TT2+0.0100868*TT+3.46416
GOTO 5530
5420 A=-3.05826E-04*TT2+0.1070704*TT+1.29462
B=7.07142E-05*TT2+0.0012646*TT-15.4422
C=-6.0403E-06*TT2+2.94956E-03*TT+4.395744
GOTO 5530
5460 A=-4.76708E-04*TT2+0.0660896*TT+12.53467
B=4.330764E-04*TT2-0.0308645*TT-23.40773
C=-1.27926E-04*TT2+0.0241626*TT+5.57273
GOTO 5530
5500 A=7.821213E-04*TT2-0.2629284*TT+16.95172
B=-0.0013223*TT2+0.4235492*TT-30.75563
C=4.54088E-04*TT2-0.1263381*TT+8.246362
5530 XV=1-0.01*EXP((A*XX+B)*XX+C)
GOTO 5590
5550 A=5.9566E-05*TT2-0.0036188*TT+0.0625
B=-1.70523E-04*TT2+7.48906E-03*TT-0.13275
C=1.10957E-04*TT2-3.81718E-03*TT+0.07025
XV=1-0.01*((A*XX+B)*XX+C)
5590 RETURN

```

```

REM
REM SUBROUTINA QUE CALCULA LA ENTALPIA DE VAF. HV.
REM

```

```

5630 N=INT(4.99*XX+1)
TT2=TT*TT
X1=(2*N-1)/10
ON N GOTO 5670,5690,5720,5750,5780.
5670 A=-5.11153E-04*TT2+0.568525*TT+1054.05
B=-3.72562E-04*TT2+1.17728*TT+588.211
5690 C=3.16304E-04*TT2+0.708374*TT+556.308
IF N=1 THEN 5820
B=1.95098E-04*TT2+0.56563*TT+546.447
5720 A=8.25412E-05*TT2+0.478822*TT+543.714
IF N=2 THEN 5820
B=-8.91541E-05*TT2+0.425678*TT+542.094
5750 C=-4.62096E-04*TT2+0.427035*TT+539.88
IF N=3 THEN 5820
B=-6.82946E-04*TT2+0.421942*TT+537.845
5780 A=-1.14766E-03*TT2+0.440387*TT+536.478
IF N=4 THEN 5820
B=-1.42627E-03*TT2+0.450086*TT+535.279
C=-1.53355E-03*TT2+0.372431*TT+534.308
5820 A1=(A+C-2*B)/0.02
B1=(A-C)*(-1)^N/0.2-2*A1*X1
C1=B-(A1*X1+B1)*X1

```

```

REM
REM SUBROUTINA QUE CALCULA LA ENTALPIA LIQ. HL
REM
5900 N=INT(4.99*XX+1)
TT2=TT*TT
X1=(2*N-1)/10
ON N GOTO 5940,5960,5990,6020,6050
5940 A=7.76738E-05*TT2+0.978618*TT-30.8306
B=4.38417E-05*TT2+1.03402*TT-67.172
5960 C=8.95795E-05*TT2+1.05234*TT-98.5795
IF N=1 THEN 6090
B=1.35951E-04*TT2+1.06679*TT-125.75
5990 A=1.73501E-04*TT2+1.06231*TT-141.195
IF N=2 THEN 6090
B=1.99697E-04*TT2+1.06884*TT-142.775
6020 C=2.67986E-04*TT2+1.06716*TT-135.298
IF N=3 THEN 6090
B=3.46294E-04*TT2+1.07359*TT-118.911
6050 A=-1.31352E-04*TT2+1.11933*TT-95.1104
IF N=4 THEN 6090
B=5.21947E-04*TT2+1.06529*TT-66.4682
C=5.65049E-04*TT2+1.07472*TT-35.1109
6090 A1=(A+C-2*B)/0.02
B1=(A-C)*(-1)^N/0.2-2*A1*X1
C1=B-(A1*X1+B1)*X1
HL=(A1*XX+B1)*XX+C1
RETURN

```

```

REM SUBROUTINA QUE CALCULA LA ENTROPIA LIQ. SL
REM C=0,CE[.2,.6],C=1
6900 N=INT(XX*10)+1
ON N GOTO 4000,5000,6000,7000,8000,9000,10000,11000,12000,13000,14000
REM CONVERSION DE TT A GRADOS CENTIGRADOS
4000 TT1=(TT-32)/1.8
IF TT1>=70 THEN 4810
REM CALCULO DE LA ENTROPIA PARA EL AGUA DE ENFRIAMIENTO
TT2=LOG(TT1)+5*TT1
IF TT1<5 THEN 19500
IF TT1>=9 THEN 4100
SL=2.918591E-03*TT2-1.588283E-03
GOTO 20000
4100 IF TT1>=13 THEN 4200
SL=2.902709E-03*TT2-8.053192E-04
GOTO 20000
4200 IF TT1>=17 THEN 4300
SL=2.871539E-03*TT2+1.308454E-04
GOTO 20000
4300 IF TT1>=21 THEN 4400
SL=2.839979E-03*TT2+4.082057E-03
GOTO 20000
4400 IF TT1>=25 THEN 4500
TT2=5*LOG(TT1)+TT1
SL=0.0116027*TT2-0.109434

```

```

TT2=LOG(TT1)+5*TT1
SL=2.765572E-03*TT2+1.285904E-02
GOTO 20000
4600 IF TT1>=33 THEN 4700
SL=2.732293E-03*TT2+.0177452
GOTO 20000
4700 IF TT1>=37 THEN 4800
SL=2.694405E-03*TT2+2.412259E-02
GOTO 20000
4800 IF TT1>=41 THEN 19500
SL=2.660488E-03*TT2+3.063446E-02
GOTO 20000
REM CALCULO DE LA ENTROPIA PARA EL AGUA DE CALENTAMIENTO
4810 TT2=20*LOG(TT1)+TT1
IF TT1>=77 THEN 4820
SL=9.496353E-03*TT2-0.5167739
GOTO 20000
4820 IF TT1>=86 THEN 4830
SL=9.498596E-03*TT2-0.5169922
GOTO 20000
4830 IF TT1>=94 THEN 4840
SL=9.465175E-03*TT2-0.511075
GOTO 20000
4840 IF TT1>=109 THEN 4850
SL=9.398134E-03*TT2-0.4987523
GOTO 20000
4850 IF TT1>=120 THEN 19500
SL=9.306017E-03*TT2-0.4799324
GOTO 20000
5000 GOTO 19500
REM CALCULO DE LA ENTROPIA PARA LA MEZCLA LIQUIDA
REM TE [60,250],[60,240],[60,200],[60,180] PARA
REM CE [.2,.3],[.3,.4],[.4,.5],[.5,.6] RESPECTIVAMENTE
6000 IF TT<60 THEN 19500
XX=(XX-.2)*10
TT2=LOG(TT)-5*TT
IF TT>=100 THEN 6100
SL=(-3.845776E-04-0.000008022*XX)*TT2+(-7.467203E-02-0.02469359*XX)
GOTO 20000
6100 IF TT>=140 THEN 6200
SL=(-3.636075E-04-0.000015227*XX)*TT2+(-6.456743E-02-0.028043*XX)
GOTO 20000
6200 IF TT>=200 THEN 6300
SL=(-3.510611E-04-0.000021384*XX)*TT2+(-5.583059E-02-0.03243726*XX)
GOTO 20000
6300 IF TT>=250 THEN 6400
SL=(-3.503221E-04-0.000024081*XX)*TT2+(-5.556713E-02-0.03477192*XX)
GOTO 20000
6400 XX=XX/10+0.2
GOTO 19500
REM
REM
7000 IF TT<60 THEN 19500
XX=(XX-0.3)*10
TT2=LOG(TT)-5*TT
IF TT>=100 THEN 7100
SL=(-3.925993E-04-0.000004411*XX)*TT2+(-9.936562E-02-0.01510508*XX)
GOTO 20000
7100 IF TT>=140 THEN 7200
SL=(-3.788343E-04-0.000015827*XX)*TT2+(-9.261043E-02-0.02079977*XX)
GOTO 20000
7200 IF TT>=200 THEN 7300
SL=(-3.724449E-04-0.000013373*XX)*TT2+(-8.826785E-02-0.01895425*XX)
GOTO 20000

```

```

GOTO 20000
7400 XX=XX/10+0.3
GOTO 19500
8000 IF TT<60 THEN 19500
XX=(XX-0.4)*10
TT2= LOG(TT)-5*TT
IF TT>=100 THEN 8100
SL=(-3.970104E-04-0.000006216*XX)*TT2+(-0.1144707-0.0020392*XX)
GOTO 20000
8100 IF TT>=140 THEN 8200
SL=(-3.946608E-04+0.000001604*XX)*TT2+(-0.1134102+0.0017339*XX)
GOTO 20000
8200 IF TT>=200 THEN 8300
SL=(-3.858177E-04-0.00000237*XX)*TT2+(-0.1072221-0.0010056*XX)
GOTO 20000
8300 XX=XX/10+0.4
GOTO 19500
9000 IF TT<60 THEN 19500
XX=(XX-0.5)*10
TT2=LOG(TT)-5*TT
IF TT>=100 THEN 9100
SL=(-4.032261E-04-0.00001143*XX)*TT2+(-0.1165099-0.000062*XX)
GOTO 20000
9100 IF TT>=140 THEN 9200
SL=(-3.930568E-04-0.000006611*XX)*TT2+(-0.1116763+0.002385*XX)
GOTO 20000
9200 IF TT>=180 THEN 9300
SL=(-3.881879E-04-0.000008112*XX)*TT2+(-0.1082277+0.001095*XX)
GOTO 20000
9300 XX=XX/10+0.5
GOTO 19500
10000 GOTO 19500
11000 GOTO 19500
12000 GOTO 19500
13000 GOTO 19500
REM CALCULO DE LA ENTROPIA PARA EL AMONICO LIQUIDO
REM TEL5,105 GRADOS FARENHEIT]
14000 TT2=LOG(TT)+5*TT
IF TT<5 THEN 19500
IF TT>=25 THEN 14100
SL=4.517319E-04*TT2+9.718053E-02
GOTO 20000
14100 IF TT>=45 THEN 14200
SL=4.422138E-04*TT2+0.09845
GOTO 20000
14200 IF TT>=65 THEN 14300
SL=4.324056E-04*TT2+0.1006985
GOTO 20000
14300 IF TT>=85 THEN 14400
SL=4.228528E-04*TT2+0.103864
GOTO 20000
14400 IF TT>105 THEN 19500
SL=4.143202E-04*TT2+0.1074939
GOTO 20000
19500 LPRINT "ESTOY FUERA,ENTROPIA LIQ,6900";N,XX,TT
20000 RETURN

```

```

REM SUBROUTINA QUE CALCULA LA ENTROPIA DEL VAPOR SV DEL AMONIACO SOBRECAL.
REM PARA PE EI[25,45LBF/PLG^2] Y TEL[20,80 FJ
REM PARA PE EI[45,50 " ] Y TEL[40,80 FJ
REM PARA PE EI[50,60 " ] Y TEL[40,100 FJ
30000 TT2=5*LOG(TT)+TT
IF PP<10 THEN 30500
IF PP>=15 THEN 30010

```

```

GOTO 30600
30010 IF PP>=20 THEN 30020
PP=(PP-15)/5
SV=(9.108789E-04+.0000136888*PP)*TT2+(1.417944-0.036194*PP)
GOTO 30600
30020 IF PP>=25 THEN 30030
PP=(PP-20)/5
SV=(9.245677E-04+0.0000179035*PP)*TT2+(1.38175-0.028735*PP)
GOTO 30600
30030 IF PP>=30 THEN 30100
PP=(PP-25)/5
SV=(9.424712E-04+0.000013677*PP)*TT2+(1.353015-0.024193*PP)
GOTO 30600
30100 IF PP>=35 THEN 30200
PP=(PP-30)/5
SV=(9.561477E-04+0.00002696*PP)*TT2+(1.328822-0.021858*PP)
GOTO 30600
30200 IF PP>=40 THEN 30300
PP=(PP-35)/5
SV=(9.831074E-04+0.000017916*PP)*TT2+(1.306964-0.018735*PP)
GOTO 30600
30300 IF PP>=45 THEN 30400
PP=(PP-40)/5
SV=(1.001023E-03+0.000017891*PP)*TT2+(1.288229-0.016734*PP)
GOTO 30600
30400 IF TT<40 THEN 30500
IF PP>50 THEN 30500
PP=(PP-45)/5
SV=(1.018914E-03+0.000015009*PP)*TT2+(1.271495-0.012813*PP)
GOTO 30600
30500 LPRINT "ESTOY FUERA,SV DEL NH3 SOBRECAL.,A BAJA PRESION.30000":TT,PP
30600 RETURN

```

REM CALCULO DE ENTROPIA PARA EL VAPOR DE AMONIACO A ALTA PRESION

```

REM PCE[100,220 PSIA]
40000 IF PP<100 THEN 49500
IF PP>=140 THEN 41000
REM TTE[80,280]
REM PFE[100,120 PSIA]
PP=(PP-100)/40
IF TT<80 THEN 49500
IF TT>=120 THEN 40100
TT2=40*LOG(TT)+TT
SV=(7.875555E-04+0.000084327*PP)*TT2+(1.064897-0.0732003*PP)
GOTO 50000
40100 IF TT>=180 THEN 40200
TT2=55*LOG(TT)+TT
SV=(7.00273E-04+0.000043682*PP)*TT2+(1.041906-0.0640385*PP)
GOTO 50000
40200 IF TT>=280 THEN 49500
TT2=55*LOG(TT)+TT
SV=(6.692652E-04+0.000013674*PP)*TT2+(1.056326-0.050135*PP)
GOTO 50000
REM PFE[140,180]
41000 IF PP>=180 THEN 42000
PP=(PP-140)/40
IF TT<100 THEN 49500
IF TT>=120 THEN 41100
TT2=40*LOG(TT)+TT
SV=(8.718825E-04+0.000080714*PP)*TT2+(0.9916967-0.0634339*PP)
GOTO 50000
41100 IF TT>=180 THEN 41200

```

```

GOTO 50000
41200 IF TT>280 THEN 49500
TT2=55*LOG(TT)+TT
SV=(6.829395E-04+0.000025338*PP)*TT2+(1.006191-0.0464826*PP)
GOTO 50000
42000 IF PP>=220 THEN 49500
PP=(PP-180)/40
TT2=55*LOG(TT)+TT
IF TT<120 THEN 49500
IF TT>=180 THEN 42100
SV=(7.769272E-04+0.000047447*PP)*TT2+(0.9275875-0.050928*PP)
GOTO 50000
42100 IF TT>=280 THEN 49500
SV=(7.082773E-04+0.000023246*PP)*TT2+(0.9597084-0.0396463*PP)
GOTO 50000
49500 LPRINT "ESTOY FUERA, SV DEL AMONIACO SOBRECALENTADO A ALTA PRESION, 40000
P, TT
50000 RETURN

```

```

REM SUBROUTINA QUE CALCULA EL CP PARA VAPOR DE AMONIACO EN EL INTERVALO
REM [-9.4, 44.6 GRADOS FARENHEIT]
REM SE NECESITA CONVERTIR DE GRADOS FARENHEIT A GRADOS KELVIN
REM EL CPV CALCULADO ESTA DADO EN KJ/Kg K
51000 TT2=(TT+460)/1.8
TT2=168*LOG(TT2)-TT2
CPV=-4.117221E-02*TT2+30.22503
REM CONVERSION A UNIDADES INGLESAS [BTU/LBM F]
CPV=CPV/4.18
RETURN

```

```

REM SUBROUTINA QUE CALCULA LA ENTALPIA DEL AMONIACO SOBRECALENTADO A BAJA PRES
REM TE[20, 100 F] PARA PE[10, 45 PSIA]
REM TE[40, 120 F] PARA PE[45, 60 PSIA]
52000 IF PP<10 THEN 52900
IF TT<20 THEN 52900
TT2=LOG(TT)+5*TT
IF PP>=15 THEN 52100
P=(PP-10)/5
HV=(0.1018029+1.2938E-03*P)*TT2+(618.5769-1.3935*P)
GOTO 53000
52100 IF PP>=20 THEN 52200
P=(PP-15)/5
HV=(0.1030967+1.6947E-03*P)*TT2+(617.1834-1.5550*P)
GOTO 53000
52200 IF PP>=25 THEN 52300
P=(PP-20)/5
HV=(0.1047914+1.4933E-03*P)*TT2+(615.6284-1.5139*P)
GOTO 53000
52300 IF PP>=30 THEN 52400
P=(PP-25)/5
HV=(0.1062847+1.6937E-03*P)*TT2+(614.1145-1.5947*P)
GOTO 53000
52400 IF PP>=35 THEN 52500
P=(PP-30)/5
HV=(0.1079784+1.6928E-03*P)*TT2+(612.5198-1.6147*P)
GOTO 53000
52500 IF PP>=40 THEN 52600
P=(PP-35)/5
HV=(0.1096712+1.9924E-03*P)*TT2+(610.9051-1.7257*P)
GOTO 53000
52600 IF PP>=45 THEN 52700
P=(PP-40)/5

```

```

52700 IF TT<40 THEN 52900
IF PP>=50 THEN 52800
P=(PP-45)/5
HV=(0.1127865-1.8920E-04*P)*TT2+(607.6466-0.8302*P)
GOTO 53000
52800 IF PP>60 THEN 52900
P=(PP-50)/10
HV=(0.1125973+3.1897E-03*P)*TT2+(606.8164-3.2500*P)
GOTO 53000
52900 LPRINT "ESTOY FUERA ENTALPIA DEL NH3 SOBRECAL. A BAJA PRESION 52000";TT
53000 RETURN

```

```

REM SUBROUTINA QUE CALCULA LA ENTALPIA DEL AMONIACO A ALTA PRESION
REM TTE[120,240]
REM PPE[100,240]
53100 IF TT<120 THEN 53900
IF PP<100 THEN 53900
TT2=LOG(TT)+5*TT
IF PP>=140 THEN 53200
P=(PP-100)/40
HV=(0.1151696+4.8787E-03*P)*TT2+(597.8122-8.8037*P)
GOTO 54000
53200 IF PP>=180 THEN 53300
P=(PP-140)/40
HV=(0.1200483+5.6656E-03*P)*TT2+(589.0085-9.7729*P)
GOTO 54000
53300 IF PP>=240 THEN 53900
P=(PP-180)/40
HV=(0.1257139+6.2357E-03*P)*TT2+(579.2356-10.4515*P)
GOTO 54000
53900 LPRINT "ESTOY FUERA, ENTALPIA SOBRECAL. A ALTA PRESION,52000";TT,PP
54000 RETURN

```

```

REM SUBROUTINA QUE CALCULA EL CALOR ESPECIFICO DE LA MEZCLA
REM LIQUIDA AMONIACO AGUA
REM OBTENIDA DE GRAFICAS REPORTADAS POR KATTETECHIL 1950/1/529
REM EL CPL ESTA DADO EN BTU/LBM F
55000 N=INT(TT/10)
ON N GOTO 130,150,170,190,210,230,250,270,290
130 CPL=XX*(.11+.02*(TT/10-N))+1.002
GOTO 300
150 CPL=XX*(.13+.02*(TT/10-N))+1.004
GOTO 300
170 CPL=XX*(.15+.02*(TT/10-N))+1.004
GOTO 300
190 CPL=XX*(.17+.06*(TT/10-N))+1.004
GOTO 300
210 CPL=XX*(.23+.01*(TT/10-N))+1
GOTO 300
230 CPL=XX*(.24+.06*(TT/10-N))+1.005
GOTO 300
250 CPL=XX*(.3+.03*(TT/10-N))+1.005
GOTO 300
270 CPL=XX*(.33+.1*(TT/10-N))+1.02
GOTO 300
290 CPL=XX*(.43+.098*(TT/10-N))+1.01
300 RETURN

```

```

REM SUBROUTINA QUE CALCULA LA ENTROPIA DEL VAPOR DE AMONIACO
REM PARA LA REGION SATURADA

```

```
TT2=LOG(TT)+5*TT
IF TT>=25 THEN 60100
SV=-3.68641E-04*TT2+1.334994
GOTO 70000
60100 IF TT>=45 THEN 60200
SV=-3.419999E-04*TT2+1.331579
GOTO 70000
60200 IF TT>=65 THEN 60300
SV=-3.176297E-04*TT2+1.326035
GOTO 70000
STOP
60300
IF TT>=85 THEN 60400
TT2=5*LOG(TT)+TT
SV=-1.396407E-03*TT2+1.341473
GOTO 70000
60400 IF TT>=105 THEN 65500
TT2=5*LOG(TT)+TT
SV=-1.343258E-03*TT2+1.335732
GOTO 70000
65500 PRINT "ESTOY FUERA, VAPOR SATURADO";TT
70000 RETURN
DATA 100,20,-6,85,28,25,-12,0.993,0.65,0.58,1000,130,80,1.03,3.335849,0.80,
71000 PRINT"FIN DEL PROGRAMA"
```