

03073

5
rej
v

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

COLEGIO DE CIENCIAS Y HUMANIDADES
UNIDAD ACADEMICA DE LOS CICLOS PROFESIONAL Y DE POSGRADO

INSTITUTO DE INVESTIGACIONES EN MATERIALES

LABORATORIO DE ENERGIA SOLAR

ESPECIALIZACION EN HELIODISEÑO Y MAESTRIA EN ENERGIA SOLAR

ESTUDIO TEORICO DE TRANSFORMADORES DE CALOR POR ABSORCION
OPERANDO CON LA MEZCLA BROMURO DE LITIO-AGUA

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE MAESTRO EN ENERGIA SOLAR PRESENTA:
FOTOTECNICA

WILFRIDO RIVERA GOMEZ FRANCO

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

ENERO 1991



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 está 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.

INDICE

CAPITULO 1	INTRODUCCION	
1.1	Objetivos.	1
CAPITULO 2	ANTECEDENTES	
2.1	Trabajos teóricos.	3
2.2	Trabajos experimentales.	5
CAPITULO 3	CONCEPTOS GENERALES SOBRE BOMBAS DE CALOR	
3.1	Generalidades.	7
3.2	Clasificación de las bombas de calor.	8
3.2.1	Bomba de calor por compresión mecánica de vapor.	8
3.2.2	Bomba de calor por absorción.	9
3.2.3	Bomba de calor por compresión absorción.	10
3.2.4	Bomba de calor por eyecto-compresión.	11
3.2.5	Bomba de calor termoelectrica.	11
3.3	Fuentes de energía para bombas de calor.	12
3.4	Propiedades de las mezclas y de los fluidos de trabajo.	12
3.4.1	Propiedades del fluido de trabajo.	13
3.4.2	Propiedades del absorbente.	14
3.4.3	Propiedades comunes para ambos fluidos.	14
3.5	Principales mezclas utilizadas en las bombas de calor por absorción.	15
3.5.1	Amoniaco-agua.	15
3.5.2	Bromuro de litio-agua	16
3.5.3	Otras mezclas fluido de trabajo-absorbente.	16
CAPITULO 4	TRANSFORMADORES DE CALOR POR ABSORCION DE UNA ETAPA "SSHT"	
4.1	Descripción del sistema.	19
4.2	Intercambiadores de calor en un SSHT.	20
4.3	Efectividad de los intercambiadores de calor.	21
4.4	Modelo matemático de un SSHT.	22
4.5	Obtención de resultados.	26
4.6	Análisis de resultados.	26
CAPITULO 5	TRANSFORMADORES DE CALOR POR ABSORCION DE DOBLE ETAPA "TSHT"	
5.1	Descripción del sistema.	46
5.2	Modelo matemático de un TSHT.	47
5.2.1	2ª Configuración.	47
5.2.2	3ª Configuración.	48
5.3	Obtención de resultados.	48
5.4	Análisis de resultados.	49

CAPITULO 6	TRANSFORMADORES DE CALOR DE DOBLE ABSORCION "DAHT"	
6.1	Descripción del sistema.	73
6.2	Modelo matemático de un DAHT.	74
6.3	Obtención de resultados.	78
6.4	Análisis de resultados.	79
CAPITULO 7	COMPARACION DEL FUNCIONAMIENTO DE LOS DIFERENTES TIPOS DE TRANSFORMADORES DE CALOR POR ABSORCION	
7.1	Obtención de resultados.	91
7.2	Análisis de resultados.	91
CAPITULO 8	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	
8.1	Conclusiones.	100
8.2	Recomendaciones.	101
APENDICE A	CALCULO DE LAS PROPIEDADES DEL AGUA Y DE LA MEZCLA BROMURO DE LITIO-AGUA	
A.1	Cálculo de la temperatura o concentración de la mezcla.	102
A.2	Cálculo de la entalpía de saturación para la mezcla.	102
A.3	Cálculo del volumen específico de saturación de la mezcla.	103
A.4	Cálculo de la temperatura o presión del agua.	104
A.5	Cálculo del volumen específico del agua en fase líquida.	104
A.6	Cálculo del volumen específico del agua en fase vapor.	105
A.7	Cálculo de la entalpía del agua en fase líquida y fase vapor.	106
A.8	Cálculo de la entalpía de sobrecalentamiento y subenfriamiento del agua.	107
APENDICE B	CALCULO DE LOS COPc PARA LOS DISTINTOS TRANSFORMADORES DE CALOR POR ABSORCION	
B.1	Cálculo del COPc para un SSHT.	108
B.2	Cálculo del COPc para la 2ª configuración de un TSHT.	110
B.1	Cálculo del COPc para la 3ª configuración de un TSHT.	113
APENDICE C	DEDUCCION DE LAS RELACIONES DE FLUJO FRAE Y BPAE PARA UN TRANSFORMADOR DE CALOR POR ABSORCION	116
BIBLIOGRAFIA		118

CAPITULO 1

INTRODUCCION

Debido a la inestabilidad de los precios de la energía en los últimos años y a la escasez de petróleo que se tendrá seguramente a nivel mundial en las próximas décadas, numerosos países están invirtiendo grandes sumas de dinero en el desarrollo de equipos que permitan la recuperación de energía y la utilización más eficiente de la misma.

Además de lo económico, otro aspecto que ha contribuido de manera muy importante en el desarrollo de equipos para la recuperación de calor, es la producción tan alta de CO₂ que existe debido a la quema de combustible. Esto ha sido importante ya que el CO₂ provoca el efecto invernadero en la superficie de la tierra ocasionando graves daños ecológicos.

Existen en la actualidad un sin número de instalaciones tales como refinerías, plantas termoeléctricas e industrias de proceso en general que desechan calor a la atmósfera entre los 40 y 80°C. Además, el uso de energías como la geotérmica y la solar, en muchas ocasiones no tienen un uso práctico debido a su bajo nivel térmico.

Es por lo anterior que a las bombas y transformadores de calor por absorción se les ve un futuro muy promisorio ya que tienen la capacidad para elevar la temperatura de calor de desecho a niveles de temperatura más útiles.

Los principales tipos de transformadores de calor por absorción que existen como prototipos o en instalaciones industriales son los siguientes:

- Transformadores de calor de una etapa
- Transformadores de calor de doble etapa
- Transformadores de calor de doble absorción

En esta tesis se analiza teóricamente el comportamiento de estos transformadores de calor y se compara su funcionamiento bajo las mismas condiciones de operación.

1.1 OBJETIVOS

Los principales objetivos de esta tesis son los siguientes:

- 1) Estudiar el comportamiento de los transformadores de calor en función de las temperaturas de operación.
- 2) Analizar la influencia que tienen las efectividades de los intercambiadores de calor en la operación de los transformadores de calor por absorción.

- 3) Comparar los coeficientes de operación, las relaciones de flujo y las temperaturas alcanzadas en el absorbedor para los distintos transformadores de calor.
- 4) Proporcionar al investigador o al ingeniero información que le permita elegir de una manera rápida el tipo de transformador más adecuado para ciertas condiciones de operación.

Para alcanzar los objetivos que se han propuesto, la tesis se ha estructurado de la siguiente manera:

En el capítulo 2 se hace una revisión bibliográfica de trabajos importantes sobre el tema que anteceden al presente estudio.

En el capítulo 3 se dan conceptos generales sobre bombas y transformadores de calor por absorción.

En el capítulo 4 se estudia el comportamiento de los transformadores de calor de una etapa en función de las efectividades de los intercambiadores y de las temperaturas de operación del sistema.

En el capítulo 5 se analiza a los transformadores de calor de doble etapa y las diferentes configuraciones con las cuales puede operar.

En el capítulo 6 se estudia el funcionamiento de los transformadores de calor de doble absorción en función de las temperaturas de operación del sistema.

En el capítulo 7 se comparan los diferentes tipos de transformadores de calor bajo las mismas condiciones de operación.

En el capítulo 8 se presentan las conclusiones generales obtenidas en el presente trabajo.

CAPITULO 2

ANTECEDENTES

INTRODUCCION

Con el objeto de dar un panorama claro del estado actual de los transformadores de calor, en este capítulo se hace una revisión bibliográfica de trabajos importantes sobre el tema que anteceden a este estudio, los cuales fueron divididos en teóricos y experimentales.

2.1 ESTUDIOS TEORICOS

Las ideas básicas sobre el funcionamiento de los transformadores de calor fueron propuestas por Altenkirch en 1911 [1]. Posteriormente Nesselmann tomó estas ideas y en 1933 publicó un estudio detallado de la teoría de los transformadores de calor y revisó de manera sistemática las diferentes aplicaciones que se les podía dar a estos sistemas [2]. De 1933 a la fecha han sido numerosos los trabajos teóricos realizados sobre el tema y entre los más importantes relacionados con esta tesis se puede citar a los trabajos realizados por Eisa et al [3-6], que en 1986 publicaron una serie de cuatro artículos donde reportan datos para el diseño termodinámico de una bomba de calor por absorción sin intercambiadores trabajando para enfriamiento, calentamiento, enfriamiento-calentamiento en forma simultánea y como transformador de calor, operados con la mezcla bromuro de litio-agua. En estos trabajos Eisa reporta la variación de la relación de flujo, las concentraciones, los coeficientes de operación entálpico y de Carnot, en función de las temperaturas de operación del sistema. Posteriormente en 1987, Best et al [7-10], publicaron una serie de trabajos parecidos a los de Eisa pero utilizando la mezcla amoníaco-agua.

Otros de los trabajos importantes sobre el tema fueron los realizados por Ciambelli, que en 1987 publicó un artículo sobre la modelación matemática de un transformador de calor de una etapa con intercambiador de calor de la solución operado con la mezcla ácido sulfúrico-agua [11]. En este trabajo se reporta el coeficiente de operación, la eficiencia exergética y la capacidad de almacenamiento de calor, en función de la diferencia de temperaturas entre el calor de suministro y el obtenido en el absorbedor. Una de las conclusiones a las que llega, es que con esta mezcla se tiene un rango pequeño de operación para temperaturas de generación y evaporación menores a 80°C , por lo que si se quería operar con esta mezcla en un mayor rango era necesario trabajar con temperaturas mayores a 100°C o bien operar con transformadores de doble etapa. Posteriormente en 1988, Ciambelli publicó una serie de dos artículos sobre transformadores de calor de doble etapa y doble absorción operados con la misma mezcla [12,13]. En estos artículos el autor presenta la modelación matemática para los transformadores de calor antes mencionados y reporta nuevamente el coeficiente de operación, la eficiencia exergética y la capacidad de almacenamiento de calor en función de la diferencia de temperaturas alcanzada entre el absorbedor y el generador.

Otra serie de trabajos importantes sobre el tema fueron los publicados por George, que en 1989 publicó tres artículos sobre la influencia de la efectividad del generador, el absorbedor y los intercambiadores de calor, en un transformador de calor de una etapa operado con las mezclas R21-DMF y R21-DMTEG [14-16]. En los dos primeros artículos se analiza la variación del coeficiente de operación, la eficiencia exergética, la relación de flujo y la diferencia de temperaturas en función de la efectividad del generador y del absorbedor y se encontró que la efectividad de éstos es de vital importancia en el funcionamiento de los sistemas. En el tercer artículo el autor estudia la influencia que tienen en forma simultánea el intercambiador de calor del fluido de trabajo y el de la solución en los parámetros antes mencionados. Se concluye en este trabajo que el uso de los intercambiadores de calor es de vital importancia en la operación del transformador de calor. Si bien este estudio fué realizado de manera sistemática, el hecho de haber considerado que los dos intercambiadores trabajaban de manera simultánea puede traer conclusiones no totalmente correctas, ya que como se verá en el capítulo 4 de esta tesis, el uso del intercambiador del fluido de trabajo prácticamente no afecta el funcionamiento del sistema.

Otros estudios aislados pero no menos importantes son los realizados por diversos autores, como es el caso de Kriplani [17] que en su artículo publicado en 1984, hace la comparación del funcionamiento de un transformador de calor de una etapa operando con la mezcla bromuro de litio-agua y con varios compuestos orgánicos. Además propone la operación de un transformador de calor de doble etapa en el cual la mezcla bromuro de litio-agua opera en la primera etapa y la mezcla R21-DMF en la segunda etapa. Las conclusiones a las cuales llega después de realizado el estudio es que la mezcla bromuro de litio-agua fué con la que se obtuvieron mayores coeficientes de operación para temperaturas de suministro de calor entre los 50 y 75° C. También reporta que con el transformador de doble etapa propuesto se pueden alcanzar temperaturas del orden de los 50 y 80° C mayores que las de suministro.

En 1987 Tyagi publicó un artículo sobre el funcionamiento teórico de transformadores de calor de una y dos etapas operando con la mezcla amoniaco-agua [18]. En este trabajo se elabora un modelo matemático con el cual se encuentra el coeficiente de operación, la relación de flujo, el trabajo efectuado por las bombas y la eficiencia exergética en función de las temperaturas alcanzadas en el absorbedor. Una de las conclusiones importantes que reporta el autor es que la variación de la temperatura de absorción tiene poca influencia en el coeficiente de operación del sistema, en cambio produce cambios significantes en la eficiencia exergética.

En 1989 Pereira [19] publicó un artículo sobre las condiciones de trabajo para el funcionamiento óptimo de un transformador de calor de una etapa operado con la mezcla bromuro de litio-agua. En este artículo se analizan los parámetros de eficiencia energética y exergética en función de las diferencias de temperaturas obtenidas y se concluye que existen zonas de trabajo dadas por las temperaturas de operación, en las cuales se encuentran los máximos valores para las eficiencias.

En 1990 Iyoki [20] analizó el comportamiento de un sistema de refrigeración por absorción, de una bomba de calor y de un transformador de calor por absorción de una y dos etapas operados con la mezcla de multicomponentes agua-bromuro de litio-cloruro de zinc-bromuro de calcio y compara los resultados obtenidos con las mezclas bromuro de litio-agua, amoniaco-agua y metanol-agua. En el análisis de resultados se observa que las temperaturas alcanzadas en el absorbedor y los coeficientes de operación son mayores para el bromuro de litio-agua que para las otras mezclas.

2.2 ESTUDIOS EXPERIMENTALES

Debido a que el desarrollo de los transformadores de calor es muy reciente, son pocos los trabajos experimentales que se han llevado a cabo y menos aún los que han sido publicados. Entre los trabajos más importantes con lo que respecta a la mezcla bromuro de litio-agua, se encuentran los publicados por Riesch [21] en el cual se reportan resultados de la operación de un transformador de calor experimental formado por cuatro intercambiadores de calor verticales de película descendente, haciendo las funciones del generador, absorbedor, condensador y evaporador. En este trabajo se reportan las temperaturas alcanzadas en el absorbedor así como también los coeficientes de operación entálpico y de Carnot en función de las temperaturas internas y externas del ciclo. Las condiciones de operación fueron entre 2 y 8 kW de potencia en el absorbedor, temperaturas de suministro de calor de 75° C y temperaturas de condensación entre los 20 y los 40° C. Los coeficientes de operación entálpicos obtenidos, variaron entre 0.42 y 0.48 con temperaturas alcanzadas en el absorbedor entre los 105 y 120° C.

Otro trabajo experimental importante fué el realizado por Siddig en 1983 [22], en el cual se estudio el comportamiento de un transformador de calor de una etapa fabricado en vidrio operando con diferentes sales como el bromuro de litio, el cloruro de litio, el cloruro de calcio y mezclas entre ellas. En este artículo se reportan los coeficientes de operación, las relaciones de flujo y las temperaturas en el absorbedor para las diferentes sales. Las temperaturas alcanzadas en el absorbedor fueron mayores de 30° C con respecto a las temperaturas de suministro de calor. Además, en este trabajo se demostro que al menos un 25% del calor de desecho puede ser recuperado para su aprovechamiento con este tipo de sistemas.

Uno de los trabajos más importantes publicados hasta ahora fué el realizado por Mashimo en 1981 [23], el cual reporta los resultados obtenidos de la operación en planta de diez transformadores de calor de una etapa operados en Japón con la mezcla bromuro de litio-agua. Los transformadores de calor fueron utilizados para la recuperación de calor de desecho en diversas industrias que van desde plantas para la destilación de alcohol y otros productos, hasta plantas para la fabricación de caucho sintético. Las temperaturas alcanzadas en el absorbedor fueron mayores de 30° C con respecto a las temperaturas de las fuentes de calor de desecho. Los coeficientes de operación variaron entre 0.45 y 0.49, lo que demuestra que al menos el 45% del calor de desecho industrial fué recuperado para su aprovechamiento. Otro resultado importante es que se encontró que estos equipos tienen tiempos de recuperación de capital que varían entre uno y dos años.

Con lo que respecta a la operación de equipos experimentales de doble efecto y doble absorción, no se han publicado al menos en revistas de divulgación internacional resultados obtenidos con estos equipos, sin embargo en el congreso sobre bombas de calor llevado a cabo en México [24], Alefeld reportó que en un equipo experimental de doble absorción construido en sus laboratorios, han podido obtener temperaturas de 150°C y coeficientes de operación cercanos a 0.3, cuando se suministra calor a 80°C y se condensa a 30°C , lo que hace que estos equipos tengan un futuro muy promisorio en el aprovechamiento de calor de desecho industrial.

Como se pudo observar del análisis bibliográfico, el bromuro de litio-agua ha sido la mezcla más utilizada tanto en estudios teóricos como experimentales, sin embargo a pesar de esto, ninguno de los autores citados hace un estudio teórico completo sobre los distintos transformadores de calor. Es por lo anterior que el presente trabajo pretende estudiar de una manera amplia, el comportamiento de los principales tipos de transformadores de calor utilizando la mezcla bromuro de litio-agua.

Otro aspecto que es importante señalar, es que aunque la mayoría de los autores de trabajos teóricos reportan eficiencias exergeticas, en realidad solo uno de ellos hace un estudio desde el punto de vista de la segunda ley de la termodinámica, mientras que los demás calculan únicamente la eficiencia exergetica, como la razón del coeficiente de operación entálpico entre el coeficiente de operación de Carnot. En este estudio, se decidió hacer el análisis de los sistemas desde el punto de vista de la primera ley y se reportan de manera separada los coeficientes entálpico y de Carnot.

CAPITULO 3

CONCEPTOS GENERALES SOBRE BOMBAS DE CALOR

INTRODUCCION

En este capitulo se describen las principales clases de bombas de calor que existen, ya sea como prototipos, a nivel comercial o industrial, mencionando los diferentes modos en los que pueden operar y el tipo de energía que requieren para su funcionamiento. Además se estudian las características que deben tener los fluidos de trabajo para poder ser empleados en las bombas de calor. Por último se mencionan cuales de estos fluidos han sido los más utilizados y las características que poseen.

3.1 GENERALIDADES

Una bomba de calor en general, es un dispositivo que tiene la capacidad de extraer calor de una fuente de baja temperatura y rechazarlo al medio ambiente o para algun uso útil a una temperatura mayor que la de extracción.

Las bombas de calor comenzaron a ser empleadas desde principios del siglo pasado, pero no fué sino hasta finales de este siglo que comenzaron a utilizarse en forma masiva debido a la disponibilidad de energía eléctrica. El principal uso que se les dió fué para enfriamiento en la conservación de productos perecederos, sin embargo a últimas fechas estan comenzando a utilizarse para el ahorro en el consumo energético.

Una bomba de calor puede operar para enfriamiento, calentamiento, ambas de manera simultánea, o como transformador de calor, dependiendo del tipo de aplicación que se le quiera dar.

Enfriamiento. Una bomba de calor opera para enfriamiento o como sistema de refrigeración, cuando ésta tiene la capacidad de extraer calor de un cuerpo o un espacio dado y mantenerlo por debajo de la temperatura del medio ambiente.

Calentamiento. Una bomba de calor opera para calentamiento, cuando está diseñada para extraer calor de desecho de procesos industriales o de alguna fuente de energía de baja temperatura y aumentarla a un nivel mayor para su utilización. Para lograr lo anterior es necesario suministrar al sistema una cantidad relativamente pequeña de energía de alta calidad que puede ser en forma de energía mecánica o energía calorífica, dependiendo del tipo de bomba de calor.

Transformador de Calor. Una bomba de calor opera como transformador de térmico o de calor, cuando ésta tiene la capacidad de aprovechar calor de desecho de procesos industriales o de alguna fuente de energía de baja calidad y transformarla en calor a una temperatura mayor que la temperatura de suministro. La principal diferencia que existe con una bomba de calor que opera para calentamiento es que en este modo de operación no se necesita suministrar al sistema energía de alta calidad.

3.2 CLASIFICACION DE LAS BOMBAS DE CALOR

Existen diversas formas en que se pueden clasificar las bombas de calor, sin embargo la más utilizada por diversos autores es según su funcionamiento. Entre las más importantes se encuentran, ya sea por su uso o por su potencial de aplicación, las siguientes:

- Bomba de calor por compresión mecánica de vapor
- Bomba de calor por absorción
- Bomba de calor por compresión-absorción
- Bomba de calor por eyección de vapor
- Bomba de calor termoelectrica

3.2.1 Bomba de Calor por Compresión Mecánica de Vapor

Este tipo de bomba de calor es la de mayor uso en el mundo debido a su alto rendimiento y a que su tecnología de fabricación es bien conocida. La fuente de energía principal es de origen eléctrico y puede operar tanto para enfriamiento como para calentamiento.

La figura 3.1 muestra esquemáticamente los principales componentes de de una bomba de calor por compresión siendo estos, un compresor, un evaporador, un condensador, una válvula de expansión y un fluido de trabajo.

El vapor en estado de saturación pasa a través del compresor donde se comprime isoentrópicamente hasta quedar en estado de sobrecalentamiento a una presión mayor que la de entrada. En estas condiciones pasa al condensador donde se licúa a presión constante mediante la extracción de una cantidad de calor Q_{co} . Posteriormente el fluido pasa a través de la válvula donde se expande isoentalpicamente reduciendo así su presión y temperatura quedando como una mezcla húmeda de baja calidad la cual pasa por el evaporador en donde se le suministra una cantidad de calor Q_{ev} hasta llevarlo a la condición de vapor saturado dando inicio nuevamente el ciclo.

El rendimiento de una bomba de calor en general, se expresa mediante el coeficiente de operación (COP), y para una bomba de calor por compresión mecánica de vapor puede ser escrito como:

$$a) \text{ COP}_c = \frac{Q_{EV}}{W} \quad b) \text{ COP}_H = \frac{Q_{CO}}{W} \quad (3.1)$$

siendo la primera y la segunda ecuación para cuando la bomba opera para enfriamiento y calentamiento respectivamente.

3.2.2 Bomba de Calor por Absorción

Las bombas de calor por absorción comenzaron a ser utilizadas desde principios del siglo pasado, sin embargo su desarrollo fue moderado debido a que su rendimiento era menor que los sistemas de compresión mecánica y fué hacia estos últimos que se dirigieron la mayoría de las investigaciones para su desarrollo. En la actualidad se está tomando nuevamente interés en las

bombas de calor por absorción, ya que éstas pueden ser utilizadas en regiones donde se carece o es limitado el suministro de energía eléctrica y utilizar para su funcionamiento energía solar o energía geotérmica. Además es importante mencionar que este tipo de bombas de calor no solamente operan para enfriamiento y calentamiento sino también como transformadores de calor, los que tienen gran potencial para el ahorro de energía ya que utilizan calor de desecho para transformarlo en calor útil. Es precisamente en este contexto que se encuentra contenido el presente trabajo.

Las bombas de calor por absorción tienen dos características principales que las distinguen de otras:

- 1) Utilizan un par de sustancias afines químicamente llamadas fluido de trabajo y absorbente, donde ésta última tiene la función de llevar al primero de la zona de absorción a la zona de generación,

y

- 2) La energía principal suministrada al sistema es de tipo calorífico por lo que se puede considerar que estos sistemas operan térmicamente.

Los elementos esenciales de una bomba de calor por absorción se muestran esquemáticamente en la figura 3.2. Una mezcla fluido de trabajo-absorbente se introduce en el generador donde se le suministra una cantidad de calor Q_G para separar el vapor del fluido de trabajo del absorbente. Posteriormente, los vapores son licuados en el condensador disipando una cantidad de calor Q_C hacia el exterior. Una vez en forma líquida, el fluido pasa hacia el evaporador a través de la válvula de expansión, donde al evaporarse absorbe una cierta cantidad de calor Q_{EV} . Por último, los vapores del fluido de trabajo son absorbidos en el absorbedor por la solución proveniente del generador disipándose una cantidad de calor Q_{AB} hacia el exterior y la solución así formada es bombeada hacia el generador dando inicio nuevamente el ciclo.

Cabe mencionar que la descripción anterior es para una bomba de calor operada para enfriamiento y calentamiento. En el capítulo cuatro se da una descripción detallada de la bomba de calor por absorción operada como transformador de calor, mencionando las diferencias que existen con los modos de operación aquí mencionados.

En los sistemas de absorción existen dos parámetros adimensionales que son fundamentales en el cálculo y diseño de los mismos y son la relación de flujo (FR) y el coeficiente de operación (COP).

La relación de flujo es un parámetro importante ya que tiene que ver directamente con el tamaño y costo de algunos de los componentes del equipo como son: El generador, el absorbedor el intercambiador de calor de la solución y la bomba de la solución. La relación de flujo está definida como la razón de flujo másico que va del absorbedor al generador (MAB), entre el flujo másico del fluido de trabajo (MWF), por lo que

$$FR = \frac{MAB}{MWF} \quad (3.2)$$

y en función de las concentraciones puede ser escrita como:

$$FR = \frac{X_{EV} - X_{GE}}{X_{AB} - X_{GE}} \quad (3.3)$$

Por otra parte al igual que en los sistemas de compresión mecánica el rendimiento de estos sistemas está definido por el coeficiente de operación (COP) el que puede ser escrito según el modo de operación de las siguientes maneras:

$$a) \text{ COP}_c = \frac{Q_{EV}}{Q_{GE}} \quad b) \text{ COP}_H = \frac{Q_{CO} + Q_{AB}}{Q_{GE}} \quad c) \text{ COP}_{HT} = \frac{Q_{AB}}{Q_{GE} + Q_{EV}} \quad (3.4)$$

donde COP_c , COP_H y COP_{HT} representan los coeficientes de operación para enfriamiento, calentamiento y como transformador térmico respectivamente.

3.2.3 Bombas de Calor por Compresión-Absorción

Una bomba de calor por compresión-absorción es como su nombre lo indica una combinación de una bomba de calor por compresión y una de absorción. Con este tipo de ciclos se combinan las mejores características de ambas en una sola.

En la figura 3.3 se muestra esquemáticamente la versión más simple de una bomba por compresión-absorción la cual esta formada de un generador, un absorbedor, un compresor, una bomba y una válvula de expansión. En el generador se suministra una cantidad de calor para separar una fracción del componente más volátil de la mezcla. El vapor obtenido es comprimido para dejarlo a una presión mayor a la entrada del absorbedor. La solución débil (baja concentración del componente más volátil) es bombeada del generador al absorbedor donde se va a absorber el vapor proveniente del compresor, rechazando una cantidad de calor hacia el exterior a una temperatura mayor que a la que se suministró calor al generador. Por último, la solución fuerte (alta concentración del componente más volátil) así formada pasa a través de la válvula de expansión hacia el generador dando inicio nuevamente el ciclo.

Teóricamente se ha encontrado que en este tipo de ciclos se pueden obtener coeficientes de operación más altos y menores relaciones de compresión que en las bombas de calor por compresión mecánica de vapor.

3.2.4 Bomba de Calor por Eyecto-Compresión

Como se puede ver en la figura 3.4 una bomba de calor por eyecto-compresión está constituida básicamente por dos circuitos térmicos, uno llamado circuito motor o caliente y otro llamado circuito frío. El circuito caliente tiene como función producir el vapor del fluido de trabajo en el generador mediante el suministro de una cantidad de calor Q_{GE} para después pasarlo al eyector, el cual está constituido por dos toberas una dentro de la otra las cuales tienen una sección convergente, cuello y una sección divergente. En la sección convergente, el vapor se comprime y aumenta su velocidad al pasar por el cuello alcanzando un nivel supersónico. Posteriormente en la sección divergente, se produce la expansión del fluido provocando que disminuya su presión y succione al fluido frío proveniente del evaporador el cual se licúa mediante la extracción de una cantidad de

calor Qco para separarse después en dos líneas, una que va hacia el generador y la otra que va hacia el evaporador mediante la absorción de calor Qco dando comienzo nuevamente el ciclo.

Este tipo de sistemas llegan a ser utilizados cuando se tiene disponible vapor de desecho a altas presiones el cual pasa directamente hacia el eyector evitando el uso del generador

Estos sistemas tienen la ventaja de su simplicidad mecánica y bajo mantenimiento y se han llegado a usar generalmente para enfriamiento.

3.2.5 Bombas de Calor Termoeléctricas

El principio de este tipo de bombas de calor está basado en lo que se conoce como efecto Peltier. Este efecto se produce cuando se hace pasar una corriente eléctrica a través de una junta de dos metales diferentes ocasionando una diferencia de temperaturas en los extremos de los mismos.

En las bombas de calor no se utiliza la unión de dos metales ya que la diferencia de temperaturas producida es muy pequeña, en realidad lo que se utiliza es la unión de materiales semiconductores tipo p y n los cuales producen mayores diferencias de temperaturas.

Este tipo de sistemas se utiliza generalmente para enfriamiento y aunque su coeficiente de operación es menor que el de un refrigerador convencional, tienen la ventaja de ser pequeños y silenciosos, no utilizar líquidos y por no tener partes móviles son de larga duración.

3.3 FUENTES DE ENERGIA PARA BOMBAS DE CALOR

Existen muy diversas fuentes térmicas que se pueden utilizar para el funcionamiento de las bombas de calor, estando entre las principales, el aire, el agua, la energía solar, la energía geotérmica y el calor de desecho industrial. La utilización o selección de alguna de ellas depende de varios factores, tales como la localización geográfica, condiciones climatológicas, costo, disponibilidad, etc.

Energía Eléctrica. La electricidad ha sido hasta hoy la fuente de energía más utilizada en las bombas de calor principalmente por dos razones. La primera es que los sistemas de compresión mecánica son los que tienen un mayor coeficiente de operación y la segunda es que como es una de las formas más eficientes para transportar energía a grandes distancias, su disponibilidad es muy grande a nivel mundial.

Aire. El aire como suministro de energía para el funcionamiento de las bombas de calor es una fuente de energía universal que carece de costo. Sin embargo, su utilización está limitada por las condiciones climatológicas de cada lugar y en general se utiliza con mayor frecuencia en instalaciones residenciales. Otras fuertes desventajas con respecto a las demás fuentes térmicas, es su baja capacidad calorífica y su bajo coeficiente de transferencia de calor lo que provoca un aumento de las áreas de los intercambiadores incrementándose los costos de capital.

Agua. El agua de ríos, lagos y lagunas puede ser una buena elección como fuente de calor debido a su alta capacidad calorífica, su relativa alta conductividad térmica (comparada con gases y otros líquidos) y su bajo costo, teniendo el problema también de depender de las condiciones climatológicas del lugar y sobre todo de su disponibilidad.

Energía Solar. Con el desarrollo que ha tenido la energía solar en los últimos años, se ha considerado a ésta como una buena fuente de energía para su utilización en las bombas de calor por absorción, ya que con colectores de relativamente bajo costo, se puede suministrar calor al generador o evaporador a temperaturas mayores que aquellas obtenidas normalmente del aire o del agua, obteniéndose con esto mayores coeficientes de operación.

Energía Geotérmica. La energía geotérmica en sus diferentes formas tales como gas natural, mezcla de vapor y de agua y salmuera caliente, puede ser utilizada como fuente de calor en los sistemas de absorción logrando altos coeficientes de operación. Sin embargo, en muchos países no se cuenta con ésta y en algunos otros, está localizada en pequeñas regiones que generalmente se encuentran muy alejadas de los centros de población, por lo que su uso ha sido muy escaso.

Calor de Desecho Industrial. Además de las fuentes de energía como la solar y la geotérmica, la utilización de calor de desecho como fuente térmica ha ocasionado que se tenga un fuerte interés en el desarrollo tecnológico de las bombas de calor, ya que la utilización de éstas podría aumentar significativamente el rendimiento global de diversas industrias, tales como refinerías, plantas termoeléctricas e industrias de proceso en general.

3.4 PROPIEDADES DE LAS MEZCLAS Y DE LOS FLUIDOS DE TRABAJO

Para que un fluido pueda ser utilizada en una bomba de calor debe poseer ciertas propiedades las cuales se listan a continuación.

3.4.1 Propiedades del Fluido de Trabajo

Calor latente. El calor latente de vaporización del fluido de trabajo, deberá ser tan elevado como sea posible, ya que con esto se tendrá un menor flujo másico por unidad de calor cedido o absorbido en el evaporador, que tendrá como consecuencia equipos más pequeños y baratos.

Presión de vapor. El fluido de trabajo deberá alcanzar una presión razonable a una temperatura de condensación determinada, ya que presiones muy bajas ocasionan en las bombas problemas de cavitación o entradas de aire al sistema, mientras que a presiones muy altas se requieren equipos resistentes, y por lo tanto costosos.

Punto de congelación. La temperatura de congelación del fluido de trabajo deberá estar por debajo de cualquier temperatura de operación del sistema y del medio ambiente, con el objeto de evitar el congelamiento ya que se podrían producir daños serios al equipo.

Punto crítico. El punto crítico deberá ser mayor que cualquier temperatura de operación del sistema ya que no es posible efectuar un cambio de fase a una temperatura mayor que la crítica.

Calor específico del líquido. Es deseable que el fluido de trabajo tenga un valor bajo de calor específico, ya que al pasar por la válvula de expansión se evaporará una menor cantidad del fluido obteniéndose una mayor cantidad de calor absorbido en el evaporador.

3.4.2 Propiedades del Absorbente

Presión de vapor y punto de ebullición. Con el objeto de evitar el uso del rectificador, el absorbente deberá tener un punto de ebullición alto y una presión de vapor despreciable para evitar que pase al condensador.

Solubilidad. Una de las condiciones que debe de cumplir la mezcla es la completa solubilidad del absorbente en el fluido de trabajo, en un amplio rango de concentraciones para que no se cristalice durante la operación, lo que implica que el punto de cristalización deberá estar por debajo de la temperatura de trabajo del absorbedor y generador.

Absorción. Para que un vapor puro sea absorbido a una presión determinada, la mezcla del fluido de trabajo absorbente deberá tener una presión de vapor menor que la del vapor puro.

3.4.3 Propiedades Comunes para Ambos Fluidos

Además de las propiedades mencionadas anteriormente, existen otra serie de propiedades que deben cumplir los fluidos siendo éstas:

Propiedades químicas. Los fluidos no deberán ser flamables, explosivos, tóxicos o corrosivos, además de ser químicamente estables para las condiciones de operación del sistema.

Propiedades de transporte. De preferencia, la viscosidad deberá ser baja para favorecer la transferencia de masa y de calor. Sin embargo, no deberá ser muy baja junto con la tensión superficial, ya que se podría inhibir la formación de gotas durante la condensación, lo que mejora la transferencia de calor. La conductividad térmica deberá ser alta para aumentar la transferencia de calor en los diferentes componentes.

Es necesario mencionar que además de todas las características mencionadas anteriormente, las mezclas deben tener gran disponibilidad y bajo costo.

3.5 PRINCIPALES MEZCLAS UTILIZADAS EN LAS BOMBAS DE CALOR POR ABSORCIÓN

De lo expuesto en el punto anterior, resulta claro ver el porque no existe una mezcla fluido de trabajo-absorbente que cumpla satisfactoriamente todos los requisitos, sin embargo existen principalmente dos mezclas que cumplen con varios de los puntos mencionados anteriormente y por ello han sido las más utilizadas hasta ahora, siendo éstas el amoníaco-agua y el bromuro de litio-agua.

3.5.1 Amoniaco-Agua

En la mezcla amoniaco-agua, el amoniaco es el fluido de trabajo y el agua es el absorbente, esta mezcla tiene una amplia gama de aplicaciones tanto en enfriamiento como en calentamiento, en los trabajos publicados por Best et. al. [7-10] se presentan tablas de las condiciones bajo las que puede operar esta mezcla dentro de ciertos rangos de temperaturas, además se disponen de datos sumamente confiables para el cálculo de sus propiedades termodinámicas y físicas [29].

Las principales ventajas que se le pueden atribuir a esta mezcla es su elevado calor de vaporización, su bajo costo, su disponibilidad y que es químicamente estable a temperaturas menores de los 180° C. Entre las principales desventajas se puede subrayar que debido a la presión de vapor relativamente alta del agua, se requiere el uso del rectificador, también por las características de presión y temperatura del amoniaco, las presiones de operación son grandes ocasionando que los equipos sean diseñados como tanques de presión y por lo tanto sean costosos. Además, el amoniaco es tóxico y altamente corrosivo con el cobre y se degrada a temperaturas mayores a los 180° C, por lo que esta mezcla se puede usar solamente a temperaturas moderadas y bajas.

3.5.2 Bromuro de Litio-Agua

A diferencia de la mezcla amoniaco-agua, en este caso el fluido de trabajo es el agua y el bromuro de litio el absorbente. Entre las ventajas que tiene esta mezcla es que el agua posee un calor latente de vaporización considerablemente alto, obteniéndose así coeficientes de operación generalmente mayores que utilizando la mezcla amoniaco-agua. Además, el agua tiene un punto crítico alto por lo que puede operar a temperaturas mucho mayores y en los artículos publicados por Elsa et.al. [3-6] se reportan resultados de coeficientes de operación para una bomba de calor operando en diferentes modos en un amplio rango de temperaturas. Otras de las ventajas importantes que tiene esta mezcla es su estabilidad química y no requiere el uso del rectificador ya que el bromuro de litio tiene un punto de ebullición muy alto y una presión de vapor despreciable.

Las principales desventajas de esta mezcla son las bajas presiones de operación muy bajas lo que puede provocar entradas de aire al sistema, puede sufrir cristalización a altas concentraciones, es altamente corrosivo con el acero a elevadas temperaturas necesitándose para estos casos el uso de inhibidores y no puede ser utilizada abajo de 0° C ya que el agua se congela.

Para esta mezcla se cuenta también con ecuaciones para el cálculo de sus propiedades termodinámicas y físicas [26].

3.5.3 Otras Mezclas Fluido de Trabajo-Absorbente

Además de las mezclas mencionadas anteriormente se han estudiado otras en las que el absorbente no es tan corrosivo como el bromuro de litio, entre las que se encuentran el nitrato de litio, el cloruro de calcio, el cloruro de litio y muchos compuestos orgánicos. Sin embargo, a pesar de que

algunas de ellas presentan características interesantes, ninguna ha podido reemplazar hasta ahora a las usadas comercialmente.

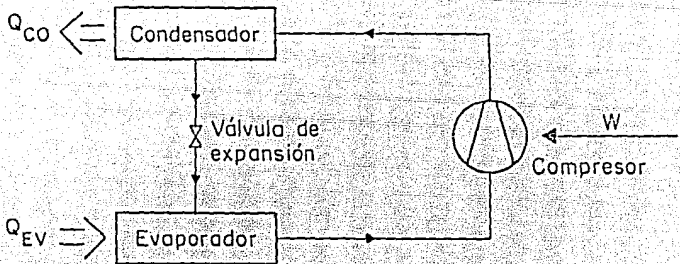


Figura 3.1 Diagrama esquemático de un bomba de calor por compresión mecánica de vapor.

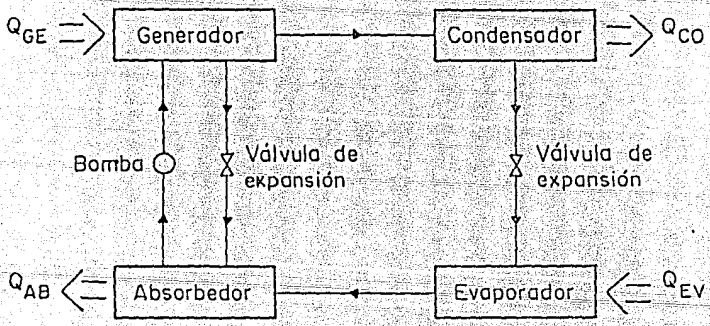


Figura 3.2 Diagrama esquemático de un bomba de calor por absorción.

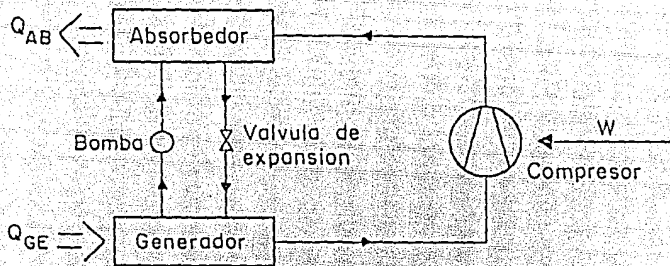


Figura 3.3 Diagrama esquemático de un bomba de calor por compresión-absorción.

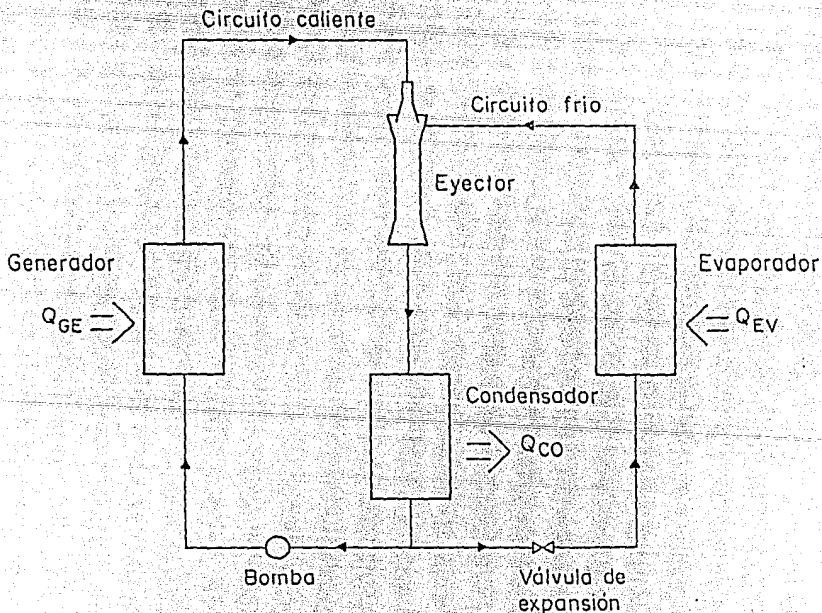


Figura 3.4 Diagrama esquemático de un bomba de calor por eyección de vapor.

CAPITULO 4

TRANSFORMADORES DE CALOR POR ABSORCION DE UNA ETAPA "SSHT"

INTRODUCCION

En este capítulo se describe en forma detallada el funcionamiento de un transformador de calor por absorción de una etapa "SSHT" (Single Stage Heat Transformer). Se elabora un modelo matemático con el que se analiza primeramente la influencia que tienen los intercambiadores de calor en el sistema. Además, se lleva a cabo un estudio paramétrico en el que se varían las temperaturas de operación y se observan los cambios producidos en el coeficiente de operación y en la relación de flujo. Por último, se presentan en tablas las posibles combinaciones de temperaturas y coeficientes de operación (COP) bajo los cuales puede operar el equipo dentro de ciertos rangos establecidos.

4.1 DESCRIPCION DEL SISTEMA

Como se definió en el capítulo 3, un transformador térmico o de calor es un dispositivo que es capaz de utilizar calor a relativamente baja temperatura para transformarlo en calor a una temperatura mayor que la de suministro.

Los elementos esenciales de un transformador de calor por absorción se muestran en la figura 4.1. Una mezcla fluido de trabajo-absorbente se introduce en el generador donde se le suministra una cantidad de calor Q_{GE} , para separar el vapor del fluido de trabajo (agua), del absorbente (bromuro de litio), a una temperatura intermedia T_{GE} . Una vez que se ha vaporizado el fluido de trabajo pasa a través del condensador donde se licúa mediante la extracción de calor Q_{CO} , a una temperatura menor T_{CO} . Posteriormente, el fluido es bombeado a la región de alta presión donde es evaporado mediante el suministro de una cantidad de calor Q_{EV} en el evaporador a una temperatura intermedia T_{EV} . Por último, el fluido de trabajo en fase vapor es absorbido por la solución fuerte (alta concentración de bromuro de litio) proveniente del generador en el absorbedor, disipándose una cantidad de calor Q_{AB} , el que se encuentra a una temperatura T_{AB} mayor que las temperaturas de suministro. La solución débil así formada (baja concentración de bromuro de litio) pasa hacia el generador a través de la válvula de expansión dando inicio nuevamente al ciclo.

En la figura 4.2 se muestra esquemáticamente el mismo ciclo pero dentro de unos ejes coordenados presión-temperatura (P vs T). En esta figura se puede observar que el transformador de calor opera a dos niveles de presión y tres niveles de temperatura cuando el mismo calor de "desecho" se suministra tanto al generador como al evaporador. Además, se puede ver claramente que la temperatura más elevada del sistema se tiene en el absorbedor cuando se le suministra calor a temperaturas intermedias en el generador y en el evaporador.

4.2 INTERCAMBIADORES DE CALOR EN UN TRANSFORMADOR DE CALOR DE UNA ETAPA (SSHT).

En los transformadores de calor es posible recuperar calor de igual manera que en los sistemas de refrigeración o las bombas de calor para calentamiento. Sin embargo, a diferencia de éstos, en el SSHT el intercambiador de solución tiene la función de precalentar la solución que va del generador hacia el absorbedor con la finalidad de que se pueda alcanzar una mayor temperatura en éste, mientras que el intercambiador del fluido de trabajo tiene la función de precalentar el fluido de trabajo que sale del condensador para que la cantidad de calor suministrada en el evaporador sea menor. En la figura 4.3 se muestra la forma en que están conectados los intercambiadores en el sistema para lograr el propósito deseado.

4.3 EFECTIVIDAD DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

Como se mencionó en el punto anterior, los intercambiadores de calor en un sistema SSHT tienen el objetivo de recuperar calor entre los diferentes componentes del sistema y el grado de recuperación dependerá directamente del valor de su efectividad, la que está definida como la razón de flujo de calor transferido, entre el flujo máximo de calor que es posible transferir. La razón máxima se puede obtener en un intercambiador de calor a contracorriente con una área de transferencia infinita, en la que se asume que no existen pérdidas de calor hacia el exterior. Por lo anterior, se define la efectividad del intercambiador del fluido de trabajo como:

$$EF_{WFR} = \frac{H_5 - H_4}{H_1 - H_{V4}} \quad (4.1)$$

y la del intercambiador de solución

$$EF_{SE} = \frac{H_{11} - H_{12}}{H_{11} - H_{12,7}} \quad (4.2)$$

siendo $H_{12,7}$ la entalpía de la solución evaluada con la concentración X_{12} y la temperatura T_7 .

Utilizando el método del número de unidades de transferencia (NTU) para encontrar el área de transferencia en un intercambiador de calor se puede demostrar [27] que la efectividad de un intercambiador de calor con flujos a contracorriente, sin cambio de fase, un paso por la coraza y un paso por los tubos es la siguiente

$$EF = \frac{1 - \text{EXP}[-NTU(1-C)]}{1 - C \text{EXP}[-NTU(1-C)]} \quad (4.3)$$

donde por definición

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (4.4)$$

siendo U el coeficiente global de transferencia de calor, A el área de transferencia y C la capacitancia definida como $C = C_{\min}/C_{\max}$, donde C_{\min} es igual al producto del flujo másico por el calor específico del fluido frío o caliente que tenga el menor valor. Entonces factorizando la función exponencial de la ecuación (4.3) se tiene,

$$\text{EXP} \{-\text{NTU} (1-\text{C})\} = \frac{1 - \text{EF}}{1 - \text{C EF}} \quad (4.5)$$

aplicando logaritmo y despejando NTU

$$\text{NTU} = \frac{-1}{1 - \text{C}} \ln \left(\frac{1 - \text{EF}}{1 - \text{C EF}} \right) \quad (4.6)$$

y utilizando la ecuación (4.4) se obtiene

$$\text{A} = \frac{-\text{C}_{\text{min}}}{\text{U} (1-\text{C})} \ln \left(\frac{1 - \text{EF}}{1 - \text{C EF}} \right) \quad (4.7)$$

con la que se puede calcular el área de transferencia en los intercambiadores de calor.

4.4 MODELO MATEMATICO DE UN SSHT

Para la elaboración del modelo matemático se tomaron en cuenta las siguientes consideraciones:

- 1) Existen condiciones de equilibrio en todo el sistema
- 2) El transformador de calor opera en estado estacionario
- 3) El absorbente no se evapora en el rango de temperaturas de operación de modo que no se necesita el uso de rectificador.
- 4) La solución está en estado de saturación a la salida del generador y el absorbedor, mientras que el fluido de trabajo se encuentra en saturación a la salida del condensador y el evaporador.
- 5) Se desprecian pérdidas y ganancias de calor a través de los diferentes componentes del sistema y de la tubería.
- 6) Se desprecian las pérdidas de presión a lo largo de todo el sistema.

El cálculo de las propiedades del sistema y el análisis del mismo se lleva a cabo mediante la solución del siguiente algoritmo:

a) Se dan como datos de entrada las temperaturas T_1 , T_3 , T_6 y T_7 (ver Fig. 4.3), además el calor disipado en el absorbedor Q_{AB} y las eficacias de los intercambiadores EF_{WF} y EF_{SE} .

b) De la consideración (1) se tiene

$$T_{10} = T_1 \quad (4.8)$$

c) Debido a las condiciones de saturación asumidas en el condensador y evaporador se puede obtener

$$P_3 = P(T_3) \quad (4.9)$$

$$P_6 = P(T_6) \quad (4.10)$$

d) Por la condición (6),

$$P_1 = P_2 = P_3 = P_9 = P_{10} \quad (4.11)$$

$$P_4 = P_5 = P_6 = P_7 = P_8 = P_{11} = P_{12} \quad (4.12)$$

e) De la consideración (4) y haciendo uso de las ecuaciones (4.1) y (4.4)

$$X_{10} = X(P_{10}, T_{10}) \quad (4.13)$$

f) De la misma manera se puede calcular la concentración de la solución débil como

$$X_7 = X(P_7, T_7) \quad (4.14)$$

g) Como no existe intercambio de masa entre las líneas que unen al generador y al absorbedor

$$X_7 = X_8 = X_9 \quad (4.15)$$

$$X_{10} = X_{11} = X_{12} \quad (4.16)$$

h) De la consideración (3) se tiene que la concentración de bromuro de litio en el punto 1 es cero, por lo que

$$X_1 = X_2 = X_3 = X_4 = X_5 = X_6 \quad (4.17)$$

i) Las entalpías a la salida del generador y del absorbedor se pueden calcular como

$$H_7 = H(T_7, X_7) \quad (4.18)$$

$$H_{10} = H(T_{10}, X_{10}) \quad (4.19)$$

j) De la consideración (4) se pueden calcular las entalpías a la salida del condensador y evaporador con las siguientes ecuaciones:

$$H_3 = H(T_3) \quad (4.20)$$

$$H_6 = H(T_6) \quad (4.21)$$

k) Considerando que el vapor a la salida del generador está en condiciones de sobrecalentamiento su entalpía es

$$H_1 = H(P_1, T_1) \quad (4.22)$$

l) El volumen específico del agua a la salida del condensador se calcula como

$$V_3 = V(T_3) \quad (4.23)$$

m) El cambio de entalía a través de la bomba del fluido de trabajo es

$$\Delta H_{P1} = V_3 (P_6 - P_3) f \quad (4.24)$$

siendo f un factor de conversión, por lo que la entalpía a la salida de la bomba se calcula como

$$H_4 = H_3 + \Delta H_{P1} \quad (4.25)$$

n) De la misma manera el cambio de entalpía a través de la bomba de las solución es

$$\Delta H_{P2} = V_{10} (P_{11} - P_{10}) f \quad (4.26)$$

por lo tanto, la entalpía a la salida de la bomba estará dada como

$$H_{11} = H_{10} + \Delta H_{P2} \quad (4.27)$$

o) Para encontrar la entalpía en el punto 12, conocida la efectividad del intercambiador de solución, es necesario primeramente evaluar la entalpía $H_{12,7}$ la cual se calcula como,

$$H_{12,7} = H(X_{12}, T_7) \quad (4.28)$$

y utilizando la ecuación (4.2) se encuentra que

$$H_{12} = H_{11} - EF_{SE} (H_{11} - H_{12,7}) \quad (4.29)$$

p) Utilizando la ecuación (4.1) se encuentra que la entalpía a la salida del intercambiador del fluido de trabajo es

$$H_5 = H_4 + EF_{WE} (H_1 - H_4) \quad (4.30)$$

q) Efectuando un balance de energía en el intercambiador del fluido de trabajo y utilizando la consideración (5) se tiene que

$$H_2 = H_1 + H_4 - H_5 \quad (4.31)$$

r) Suponiendo que se conoce la carga de calor suministrada en el evaporador se encuentra

$$M_1 = \frac{Q_{Ev}}{H_6 - H_5} \quad (4.32)$$

s) Definiendo la relación de flujo (FR) como la razón del flujo de masa que va del absorbedor al generador entre el flujo de masa del fluido de trabajo se tiene

$$FR = \frac{M_7}{M_1} \quad (4.33)$$

la que efectuando un balance de materia en el absorbedor puede ser calculada en función de sus concentraciones como:

$$FR = \frac{X_{10}}{X_{10} - X_7} \quad (4.34)$$

t) Utilizando la ecuación (4.33) se encuentra que

$$M7 = M1 \text{ FR} \quad (4.35)$$

u) Efectuando un balance de masa en el absorbedor se calcula M_{10} como

$$M_{10} = M7 - M1 \quad (4.36)$$

v) Realizando un balance de energía en el intercambiador de solución y utilizando la consideración (5) se tiene que H_8 es

$$H_8 = \frac{M_{10}}{M7} (H_{11} - H_{12}) + H7 \quad (4.37)$$

w) Considerando que el proceso a través de la válvula de expansión es isoentálpico

$$H_9 = H_8 \quad (4.38)$$

x) Los calores absorbidos o disipados en los diferentes componentes del sistema se calculan con los siguientes ecuaciones

$$Q_{GE} = M1H1 + M_{10}H_{10} - M7H_9 \quad (4.39)$$

$$Q_{CO} = M1(H_2 - H_3) \quad (4.40)$$

$$Q_{AB} = M1H_6 + M_{10}H_{12} - M7H7 \quad (4.41)$$

y) Se compara el calor obtenido de Q_{AB} de la ecuación (4.41) con el proporcionado al principio del algoritmo, si es igual se pasa al siguiente punto, si no es así, se regresa al inciso (r) y se propone otra carga de calor extraída en el evaporador.

z) Se calculan los trabajos efectuados por las bombas como:

$$W_{P1} = M1 \Delta H_{P1} \quad (4.42)$$

$$W_{P2} = M2 \Delta H_{P2} \quad (4.43)$$

donde W_{P1} y W_{P2} son los trabajos realizados por las bombas del fluido de trabajo y de la solución, respectivamente.

aa) Definiendo el coeficiente de operación como la carga de calor extraída en el absorbedor entre la energía suministrada al sistema se tiene:

$$COP_{SS} = \frac{Q_{AB}}{Q_{GE} + Q_{EV} + W_{P1} + W_{P2}} \quad (4.44)$$

ab) Por último en el apéndice B.1 se demuestra que el coeficiente de operación de Carnot para un SSHT es,

$$COP_{CSS} = \frac{T_7(T_6 - T_3)}{T_1(T_6 - T_3) + T_6(T_7 - T_1)} \quad (4.45)$$

donde las temperaturas son en grados absolutos.

4.5 OBTENCION DE RESULTADOS

Con el objeto de observar la importancia que tiene el uso de los intercambiadores en un transformador de calor, se variaron las eficacias de cada uno de ellos por separado en un rango de 0 a 1 (con incrementos de 0.1) y se graficaron los coeficientes de operación en función de las temperaturas para diferentes valores de efectividades. Para analizar el comportamiento del transformador de calor, se realizó un estudio paramétrico con el que se obtuvieron y graficaron los coeficientes de operación y la relación de flujo en función de las temperaturas de operación del sistema. Por último, se variaron las temperaturas T_{CO} , T_{GE} , T_{EV} y T_{AB} dentro de los siguientes rangos:

$$10^{\circ} C \leq T_{CO} \leq 50^{\circ} C$$

$$30^{\circ} C \leq T_{GE} \leq 90^{\circ} C$$

$$30^{\circ} C \leq T_{EV} \leq 90^{\circ} C$$

$$50^{\circ} C \leq T_{AB} \leq 190^{\circ} C$$

con incrementos de $10^{\circ} C$ y se encontraron todas las posibles condiciones bajo las que puede operar teóricamente el SSHT y los resultados se reportan en tablas junto con las concentraciones, relaciones de flujo y coeficientes de operación.

4.6 ANALISIS DE RESULTADOS

En la figura 4.4 se grafican los coeficientes de operación entálpico y de Carnot en función de la temperatura de condensación para diferentes valores de eficacias de los intercambiadores. En esta figura se puede apreciar como a temperaturas de condensación bajas la eficacia en los intercambiadores tiene poco efecto en los COPs, sin embargo, a medida que T_{CO} va creciendo el uso del intercambiador de solución es de vital importancia ya que de su uso depende que el COP entálpico se acerque notablemente al coeficiente de operación de Carnot. Por otra parte, al observar las curvas correspondientes al uso del intercambiador del fluido de trabajo, se nota que el efecto que tiene la eficacia sobre el COP es casi despreciable independientemente del valor de T_{CO} . Además en esta figura se puede observar como el coeficiente de operación de Carnot no depende de la eficacia de los intercambiadores ya que es únicamente función de las temperaturas de entrada y salida del sistema y no del intercambio de calor que se lleva a cabo entre los componentes.

En la figura 4.5 se puede observar nuevamente como la eficacia del intercambiador de solución tiene un gran efecto en el coeficiente de operación del sistema a temperaturas bajas de generación y evaporación, mientras que el uso del intercambiador del fluido de trabajo no repercute significativamente en los valores del COP.

Si ahora se varía la temperatura de salida en el absorbedor TAB y se grafica contra los coeficientes de operación para diferentes eficacias de los intercambiadores como se ilustra en la figura 4.6, se puede observar de nuevo, como el intercambiador que tiene mayor influencia sobre el COP (sobretudo a temperaturas altas en el absorbedor) es el intercambiador de solución.

Como se ha podido comprobar de las tres figuras anteriores, el intercambiador de solución tiene mucho mayor efecto en los COPs que en el intercambiador del fluido de trabajo, por lo que de aquí en adelante se usará en el análisis de los ciclos únicamente el intercambiador de solución.

Hasta ahora se ha podido concluir que el intercambiador de solución puede ser de vital importancia en los transformadores de calor y no así el del fluido de trabajo, sin embargo, no se ha dado ningún criterio hasta este momento de con qué eficacia se debe diseñar el intercambiador, ya que si bien es cierto que con una eficacia de 0.9 se obtiene la mayor recuperación de calor, también surgen las preguntas: Se puede construir un intercambiador de calor con eficacias tan altas?, si se puede, qué área de transferencia se necesitaría y cuál sería su costo?

La respuesta a la primer pregunta es sí, actualmente se han podido construir intercambiadores con eficacias muy altas [27], siempre y cuando los fluidos tengan ciertas propiedades físicas como alta conductividad térmica por ejemplo y se encuentren en circulación forzada. Con respecto al tamaño y al costo, estos pueden representar serios problemas ya que como se verá más adelante, el área crece de manera exponencial al incrementarse la eficacia. Por tal motivo es necesario encontrar por lo menos cualitativamente, dentro de qué rangos la eficacia tiene un papel importante en los valores de los coeficientes de operación alcanzados por el sistema.

En la figura 4.7 se graficaron los coeficientes de operación en función de las eficacias del intercambiador de solución para diferentes temperaturas de suministro de calor ($T_{GE}=T_{EV}$) y de absorción. Como se puede ver en esta figura el valor de la eficacia desde el punto de vista termodinámico, debe ser por lo menos de 0.6 ya que por debajo de este valor las curvas de COP decrecen más rápidamente, e inclusive, puede darse el caso de que el sistema no pueda operar por debajo de este valor.

Por otra parte, con el objeto de observar la variación del área del intercambiador en función de la eficacia, se utilizó la ecuación (4.7) y se consideró que tanto el coeficiente global de transferencia de calor, como las capacitancias (MCP) de los fluidos permanecían constantes, entonces para un valor de $C=0.9$ se graficaron en la figura 4.8 las razones de área obtenidas (con respecto al área obtenida para $EFSE=0.1$) en función de las eficacias del intercambiador y como se puede observar, el área crece de manera exponencial al ir aumentando la efectividad.

Por lo anterior, el seleccionar valores de eficacia de 0.8 o 0.9 puede tener como consecuencia un costo muy elevado del intercambiador para el poco incremento en el coeficiente de operación por lo tanto se seleccionó una eficacia de intercambiador de solución de 0.7, la cual será usada en el análisis del comportamiento de los diferentes tipos de transformadores de calor

En la figura 4.9 se puede observar como disminuye el COP al aumentar T_{CO} , conservando las demás temperaturas constantes. Este comportamiento se debe a que el aumento en T_{CO} provoca un aumento en la presión de operación del condensador y generador aumentando el punto de saturación de la mezcla, lo que ocasiona una disminución de MWF y por lo tanto del flujo de calor en el absorbedor y del coeficiente de operación. Si se observan ahora las líneas de la relación de flujo, se puede ver que efectivamente ésta se ve incrementada al aumentar T_{CO} , lo que confirma lo expuesto anteriormente. Por otra parte, en la misma figura se puede observar como disminuye el COP al incrementarse T_{AB} , manteniendo el resto de las temperaturas constantes. Esto se debe a que al aumentar T_{AB} disminuye en el absorbedor la capacidad de la solución fuerte de absorber agua decreciendo MWF y con ello Q_{AB} . Lo anterior se puede ver claramente al observar una de las líneas de la relación de flujo para una T_{CO} constante.

Como se puede ver en la figura 4.10 el COP aumenta al incrementarse T_{GE} , para posteriormente permanecer casi constante cuando se mantienen las demás temperaturas fijas. Lo anterior se debe a que al aumentar T_{GE} se incrementa MWF y con ello Q_{AB} . Al observar las líneas de flujo, se puede ver que efectivamente estas van disminuyendo debido al aumento de MWF .

En la figura 4.11 se puede ver como al incrementarse las temperaturas del calor suministrado al sistema $T_{GE} = T_{EV}$, el COP aumenta manteniendo las demás temperaturas constantes. Esto era de esperarse ya que como se explicó en la figura anterior el aumento de T_{GE} provoca un incremento en la producción de MWF , aunado a este efecto, el aumento de T_{EV} provoca un aumento en la presión del evaporador y absorbedor ocasionando que se pueda absorber una mayor cantidad de agua. Por todo lo anterior, se puede ver en la figura que cuando las temperaturas de suministro son mayores, el absorbedor puede operar en un rango de temperaturas T_{AB} más grande y con mayores COP.

Por último, se variaron las temperaturas T_{GE} , T_{EV} , T_{CO} y T_{AB} dentro de los rangos mencionados en el punto 4.7, y se encontraron las posibles combinaciones de temperaturas bajo las cuales puede operar el transformador de calor y los resultados obtenidos son reportados en las tablas 4.1-11, junto con las concentraciones de las soluciones, las relaciones de flujo y los coeficientes de operación entálpico y de Carnot para efectividades del intercambiador de solución de 0.0, 0.3, 0.6 y 0.9. Los COPs se compararon con los obtenidos por Eisa [6] para $EFSE = 0$ y se observó que son un poco menores, lo que se debe a que Eisa no consideró en el COP el trabajo efectuado por las bombas del fluido de trabajo y de la solución.

Tabla 4.1 Datos para el diseño termodinámico de un transformador de calor por absorción de una etapa "SSHT"

TGE	Tco	TEV	TAB	XGE	XAB	FR	COPss (E=0)	COPss (E=.3)	COPss (E=.6)	COPss (E=.9)	COPcss
30	10	30	50	49.0	47.5	34.4	0.28	0.36	0.43	0.48	0.53
40	10	30	50	54.8	47.5	7.5	0.49	0.49	0.49	0.50	0.70
40	20	30	50	48.2	47.5	71.7	0.26	0.35	0.42	0.48	0.52
40	10	30	60	54.8	53.4	37.9	0.29	0.37	0.43	0.49	0.54
50	10	30	60	59.9	53.4	9.1	0.49	0.50	0.50	0.50	0.70
50	20	30	60	54.1	53.4	78.9	0.27	0.36	0.43	0.49	0.53
50	10	30	70	59.9	58.4	38.1	0.32	0.39	0.45	0.49	0.55
60	10	30	70	64.7	58.4	10.2	0.49	0.50	0.50	0.51	0.71
60	20	30	70	59.1	58.4	79.3	0.30	0.38	0.44	0.49	0.54
60	10	30	80	64.7	62.9	35.4	0.36	0.41	0.46	0.50	0.56
70	20	30	80	63.8	62.9	71.5	0.35	0.41	0.46	0.50	0.55
30	10	40	60	49.0	46.9	23.4	0.28	0.36	0.42	0.48	0.54
40	10	40	60	54.8	46.9	6.9	0.47	0.48	0.49	0.49	0.64
50	10	40	60	59.9	46.9	4.6	0.49	0.50	0.50	0.50	0.78
40	20	40	60	48.2	46.9	35.9	0.26	0.35	0.42	0.48	0.53
50	20	40	60	54.1	46.9	7.5	0.48	0.49	0.49	0.50	0.69
50	30	40	60	47.5	46.9	70.9	0.26	0.35	0.42	0.48	0.52
40	10	40	70	54.8	52.7	25.4	0.29	0.37	0.43	0.48	0.55
50	10	40	70	59.9	52.7	8.2	0.47	0.48	0.49	0.50	0.65
60	10	40	70	64.7	52.7	5.4	0.50	0.50	0.50	0.50	0.78

Tabla 4.2 Datos para el diseño termodinámico de un transformador de calor por absorción de una etapa "SSHT"

TGE	Tco	TEV	TAB	XGE	XAB	FR	COPss (E=0)	COPss (E=.3)	COPss (E=.6)	COPss (E=.9)	COPcss
50	20	40	70	54.1	52.7	38.7	0.27	0.36	0.43	0.49	0.54
60	20	40	70	59.1	52.7	9.2	0.49	0.49	0.50	0.50	0.70
60	30	40	70	53.4	52.7	74.9	0.28	0.36	0.43	0.49	0.53
50	10	40	80	59.9	57.6	26.1	0.31	0.38	0.44	0.49	0.56
60	10	40	80	64.7	57.6	9.2	0.48	0.49	0.50	0.50	0.65
60	20	40	80	59.1	57.6	40.3	0.30	0.38	0.44	0.49	0.55
70	20	40	80	63.8	57.6	10.4	0.49	0.50	0.50	0.51	0.71
70	30	40	80	58.4	57.6	80.9	0.29	0.37	0.44	0.49	0.54
60	10	40	90	64.7	62.1	24.6	0.35	0.41	0.46	0.50	0.56
70	20	40	90	63.8	62.1	37.6	0.34	0.40	0.45	0.50	0.55
80	30	40	90	62.9	62.1	78.3	0.32	0.39	0.45	0.50	0.55
90	30	40	100	67.1	66.1	70.4	0.36	0.42	0.46	0.50	0.55
30	10	50	70	49.0	46.2	17.8	0.27	0.36	0.42	0.48	0.55
40	10	50	70	54.8	46.2	6.4	0.46	0.47	0.48	0.49	0.62
50	10	50	70	59.9	46.2	4.4	0.48	0.49	0.49	0.50	0.71
60	10	50	70	64.7	46.2	3.5	0.50	0.50	0.50	0.50	0.83
40	20	50	70	48.2	46.2	24.2	0.26	0.35	0.42	0.48	0.54
50	20	50	70	54.1	46.2	6.9	0.47	0.48	0.49	0.49	0.64
60	20	50	70	59.1	46.2	4.6	0.49	0.49	0.50	0.50	0.78
50	30	50	70	47.5	46.2	36.0	0.25	0.35	0.42	0.48	0.53

Tabla 4.3 Datos para el diseño termodinámico de un transformador de calor por absorción de una etapa "SSHT"

T _{GE}	T _{CO}	T _{EV}	T _{AB}	X _{GE}	X _{AB}	FR	COP _{SS} (E=0)	COP _{SS} (E=.3)	COP _{SS} (E=.6)	COP _{SS} (E=.9)	COP _{CSS}
60	30	50	70	53.4	46.2	7.5	0.48	0.49	0.49	0.50	0.69
60	40	50	70	46.9	46.2	72.1	0.25	0.34	0.42	0.48	0.52
40	10	50	80	54.8	52.0	19.2	0.28	0.36	0.43	0.48	0.56
50	10	50	80	59.9	52.0	7.5	0.46	0.47	0.49	0.50	0.62
60	10	50	80	64.7	52.0	5.1	0.49	0.49	0.50	0.50	0.71
50	20	50	80	54.1	52.0	25.9	0.27	0.36	0.43	0.48	0.55
60	20	50	80	59.1	52.0	8.3	0.47	0.48	0.49	0.50	0.64
70	20	50	80	63.8	52.0	5.4	0.50	0.50	0.50	0.50	0.78
60	30	50	80	53.4	52.0	38.0	0.27	0.36	0.43	0.48	0.54
70	30	50	80	58.4	52.0	9.1	0.49	0.49	0.50	0.50	0.70
70	40	50	80	52.7	52.0	76.0	0.26	0.36	0.43	0.49	0.53
50	10	50	90	59.9	56.9	20.0	0.30	0.33	0.44	0.49	0.56
60	10	50	90	64.7	56.9	8.3	0.46	0.48	0.49	0.50	0.63
60	20	50	90	59.1	56.9	27.3	0.29	0.37	0.44	0.49	0.55
70	20	50	90	63.8	56.9	9.3	0.48	0.49	0.49	0.50	0.65
70	30	50	90	58.4	56.9	41.0	0.28	0.37	0.44	0.49	0.55
80	30	50	90	62.9	56.9	10.6	0.49	0.50	0.50	0.51	0.71
80	40	50	90	57.6	56.9	82.2	0.27	0.36	0.43	0.49	0.54
60	10	50	100	64.7	61.3	19.3	0.34	0.40	0.45	0.49	0.57
70	20	50	100	63.8	61.3	26.3	0.33	0.39	0.45	0.49	0.56

Tabla 4.4 Datos para el diseño termodinámico de un transformador de calor por absorción de una etapa "SSHT"

T _{GE}	T _{CO}	T _{EV}	T _{AB}	X _{GE}	X _{AB}	FR	COP _{SS} (E=0)	COP _{SS} (E=.3)	COP _{SS} (E=.6)	COP _{SS} (E=.9)	COP _{CSS}
80	30	50	100	62.9	61.3	41.0	0.31	0.39	0.45	0.49	0.55
90	30	50	100	67.1	61.3	11.7	0.49	0.50	0.50	0.51	0.71
90	40	50	100	62.1	61.3	85.1	0.29	0.38	0.44	0.50	0.54
90	30	50	110	67.1	65.3	37.0	0.35	0.41	0.46	0.50	0.56
30	10	60	80	49.0	45.7	14.9	0.25	0.34	0.41	0.47	0.56
40	10	60	80	54.8	45.7	6.0	0.44	0.46	0.47	0.49	0.61
50	10	60	80	59.9	45.7	4.2	0.47	0.48	0.48	0.49	0.68
60	10	60	80	64.7	45.7	3.4	0.49	0.49	0.49	0.49	0.76
40	20	60	80	48.2	45.7	19.0	0.23	0.33	0.41	0.47	0.55
50	20	60	80	54.1	45.7	6.4	0.45	0.47	0.48	0.49	0.62
60	20	60	80	59.1	45.7	4.4	0.48	0.48	0.49	0.49	0.71
70	20	60	80	63.8	45.7	3.5	0.49	0.49	0.49	0.50	0.83
50	30	60	80	47.5	45.7	25.4	0.22	0.33	0.41	0.47	0.54
60	30	60	80	53.4	45.7	6.9	0.47	0.47	0.48	0.49	0.64
70	30	60	80	58.4	45.7	4.6	0.49	0.49	0.49	0.49	0.78
60	40	60	80	46.9	45.7	39.1	0.20	0.32	0.41	0.47	0.53
70	40	60	80	52.7	45.7	7.5	0.48	0.48	0.49	0.49	0.69
70	50	60	80	46.2	45.7	84.2	0.16	0.30	0.40	0.47	0.52
40	10	60	90	54.8	51.3	15.6	0.27	0.35	0.42	0.48	0.56
50	10	60	90	59.9	51.3	6.9	0.44	0.46	0.48	0.49	0.62

Tabla 4.5 Datos para el diseño termodinámico de un transformador de calor por absorción de una etapa "SSHT"

TGE	Tco	TEV	TAB	XGE	XAB	FR	COPss (E=0)	COPss (E=.3)	COPss (E=.6)	COPss (E=.9)	COPcss
60	10	60	90	64.7	51.3	4.8	0.48	0.48	0.49	0.50	0.68
50	20	60	90	54.1	51.3	19.6	0.26	0.35	0.42	0.48	0.55
60	20	60	90	59.1	51.3	7.6	0.45	0.47	0.48	0.49	0.62
70	20	60	90	63.8	51.3	5.1	0.48	0.49	0.49	0.50	0.71
60	30	60	90	53.4	51.3	25.7	0.26	0.35	0.42	0.48	0.55
70	30	60	90	58.4	51.3	8.3	0.47	0.48	0.49	0.50	0.64
80	30	60	90	62.9	51.3	5.4	0.49	0.50	0.50	0.50	0.78
70	40	60	90	52.7	51.3	38.5	0.25	0.35	0.42	0.48	0.54
80	40	60	90	57.6	51.3	9.1	0.48	0.49	0.49	0.50	0.70
80	50	60	90	52.0	51.3	77.2	0.24	0.34	0.42	0.48	0.53
50	10	60	100	59.9	56.3	16.3	0.29	0.37	0.43	0.48	0.57
60	10	60	100	64.7	56.3	7.7	0.45	0.46	0.48	0.50	0.62
60	20	60	100	59.1	56.3	20.7	0.28	0.36	0.43	0.48	0.56
70	20	60	100	63.8	56.3	8.5	0.46	0.47	0.48	0.50	0.63
70	30	60	100	58.4	56.3	27.7	0.27	0.36	0.43	0.48	0.55
80	30	60	100	62.9	56.3	9.5	0.47	0.48	0.49	0.50	0.65
90	30	60	100	67.1	56.3	6.2	0.50	0.50	0.50	0.50	0.79
80	40	60	100	57.6	56.3	41.6	0.26	0.35	0.43	0.49	0.54
90	40	60	100	62.1	56.3	10.7	0.49	0.49	0.50	0.50	0.70
90	50	60	100	56.9	56.3	83.3	0.25	0.35	0.43	0.49	0.54

Tabla 4.6 Datos para el diseño termodinámico de un transformador de calor por absorción de una etapa "SSHT"

TGE	Tco	TEV	TAB	XGE	XAB	FR	COPss (E=0)	COPss (E=.3)	COPss (E=.6)	COPss (E=.9)	COPcss
60	10	60	110	64.7	60.6	15.7	0.33	0.39	0.44	0.49	0.58
70	20	60	110	63.8	60.6	20.1	0.32	0.39	0.44	0.49	0.57
80	30	60	110	62.9	60.6	27.5	0.30	0.38	0.44	0.49	0.56
90	30	60	110	67.1	60.6	10.3	0.47	0.48	0.49	0.50	0.65
90	40	60	110	62.1	60.6	41.9	0.29	0.37	0.44	0.49	0.55
90	30	60	120	67.1	64.5	25.6	0.34	0.40	0.45	0.49	0.56
30	10	70	90	49.0	45.1	12.8	0.25	0.34	0.41	0.47	0.56
40	10	70	90	54.8	45.1	5.7	0.44	0.45	0.47	0.49	0.61
50	10	70	90	59.9	45.1	4.0	0.47	0.48	0.48	0.49	0.66
60	10	70	90	64.7	45.1	3.3	0.48	0.49	0.49	0.49	0.72
40	20	70	90	48.2	45.1	15.6	0.23	0.33	0.41	0.47	0.55
50	20	70	90	54.1	45.1	6.0	0.44	0.46	0.47	0.49	0.61
60	20	70	90	59.1	45.1	4.2	0.47	0.48	0.49	0.49	0.67
70	20	70	90	63.8	45.1	3.4	0.49	0.49	0.49	0.50	0.76
50	30	70	90	47.5	45.1	19.7	0.22	0.33	0.41	0.47	0.55
60	30	70	90	53.4	45.1	6.5	0.46	0.47	0.48	0.49	0.61
70	30	70	90	58.4	45.1	4.4	0.48	0.49	0.49	0.49	0.71
80	30	70	90	62.9	45.1	3.5	0.49	0.50	0.50	0.50	0.83
60	40	70	90	46.9	45.1	27.0	0.20	0.32	0.40	0.47	0.54
70	40	70	90	52.7	45.1	7.0	0.47	0.48	0.48	0.49	0.63

Tabla 4.7 Datos para el diseño termodinámico de un transformador de calor por absorción de una etapa "SSHT"

T _{GE}	T _{CO}	T _{EV}	T _{AB}	X _{GE}	X _{AB}	FR	COP _{SS} (E=0)	COP _{SS} (E=.3)	COP _{SS} (E=.6)	COP _{SS} (E=.9)	COP _{CS}
80	40	70	90	57.6	45.1	4.6	0.49	0.49	0.50	0.50	0.78
70	50	70	90	46.2	45.1	42.5	0.16	0.30	0.40	0.47	0.53
80	50	70	90	52.0	45.1	7.6	0.48	0.49	0.49	0.50	0.69
40	10	70	100	54.8	50.7	13.2	0.27	0.35	0.42	0.48	0.57
50	10	70	100	59.9	50.7	6.5	0.44	0.46	0.47	0.49	0.61
60	10	70	100	64.7	50.7	4.6	0.47	0.48	0.49	0.50	0.66
50	20	70	100	54.1	50.7	16.0	0.26	0.35	0.42	0.48	0.56
60	20	70	100	59.1	50.7	7.0	0.45	0.46	0.48	0.49	0.61
70	20	70	100	63.8	50.7	4.9	0.48	0.48	0.49	0.50	0.68
60	30	70	100	53.4	50.7	19.8	0.25	0.35	0.42	0.48	0.55
70	30	70	100	58.4	50.7	7.6	0.46	0.47	0.48	0.49	0.62
80	30	70	100	62.9	50.7	5.2	0.49	0.49	0.50	0.50	0.71
90	30	70	100	67.1	50.7	4.1	0.50	0.50	0.50	0.50	0.83
70	40	70	100	52.7	50.7	26.5	0.24	0.34	0.42	0.48	0.54
80	40	70	100	57.6	50.7	8.3	0.47	0.48	0.49	0.50	0.64
90	40	70	100	62.1	50.7	5.4	0.49	0.50	0.50	0.50	0.78
80	50	70	100	52.0	50.7	40.2	0.23	0.34	0.42	0.48	0.54
90	50	70	100	56.9	50.7	9.1	0.49	0.49	0.50	0.50	0.70
50	10	70	110	59.9	55.6	13.8	0.29	0.37	0.43	0.48	0.58
60	10	70	110	64.7	55.6	7.1	0.44	0.46	0.48	0.49	0.62
60	20	70	110	59.1	55.6	16.8	0.28	0.36	0.43	0.48	0.57

Tabla 4.8 Datos para el diseño termodinámico de un transformador de calor por absorción de una etapa "SSHT"

T _{GE}	T _{CO}	T _{EV}	T _{AB}	X _{GE}	X _{AB}	FR	COP _{SS} (E=0)	COP _{SS} (E=.3)	COP _{SS} (E=.6)	COP _{SS} (E=.9)	COP _{CS}
70	20	70	110	63.8	55.6	7.8	0.45	0.47	0.48	0.50	0.62
70	30	70	110	58.4	55.6	21.0	0.27	0.36	0.43	0.48	0.56
80	30	70	110	62.9	55.6	8.6	0.46	0.47	0.49	0.50	0.63
90	30	70	110	67.1	55.6	5.8	0.49	0.49	0.50	0.50	0.72
80	40	70	110	57.6	55.6	28.1	0.26	0.36	0.43	0.49	0.55
90	40	70	110	62.1	55.6	9.6	0.47	0.48	0.49	0.50	0.65
90	50	70	110	56.9	55.6	42.1	0.25	0.35	0.43	0.49	0.54
60	10	70	120	64.7	59.9	13.5	0.32	0.39	0.44	0.49	0.58
70	20	70	120	63.8	59.9	16.5	0.31	0.38	0.44	0.49	0.57
80	30	70	120	62.9	59.9	21.1	0.30	0.38	0.44	0.49	0.56
90	30	70	120	67.1	59.9	9.4	0.46	0.47	0.49	0.50	0.63
90	40	70	120	62.1	59.9	28.6	0.29	0.37	0.44	0.49	0.56
60	10	70	130	64.7	63.7	65.5	----	----	----	0.41	0.55
90	30	70	130	67.1	63.7	20.0	0.33	0.40	0.45	0.49	0.57
40	10	80	110	54.8	50.0	11.4	0.26	0.35	0.42	0.47	0.58
50	10	80	110	59.9	50.0	6.0	0.43	0.45	0.47	0.49	0.61
60	10	80	110	64.7	50.0	4.4	0.46	0.47	0.48	0.49	0.65
50	20	80	110	54.1	50.0	13.4	0.25	0.35	0.42	0.47	0.57
60	20	80	110	59.1	50.0	6.5	0.43	0.45	0.47	0.49	0.61
70	20	80	110	63.8	50.0	4.6	0.47	0.48	0.49	0.49	0.66
60	30	80	110	53.4	50.0	15.9	0.25	0.34	0.42	0.48	0.56

Tabla 4.9 Datos para el diseño termodinámico de un transformador de calor por absorción de una etapa "SSHT"

TGE	Tco	TEV	TAB	XGE	XAB	FR	COPss (E=0)	COPss (E=.3)	COPss (E=.6)	COPss (E=.9)	COPcss
70	30	80	110	58.4	50.0	7.0	0.44	0.46	0.48	0.49	0.61
80	30	80	110	62.9	50.0	4.9	0.48	0.48	0.49	0.50	0.68
90	30	80	110	67.1	50.0	3.9	0.49	0.49	0.50	0.50	0.76
70	40	80	110	52.7	50.0	20.0	0.24	0.34	0.42	0.48	0.55
80	40	80	110	57.6	50.0	7.6	0.45	0.47	0.48	0.49	0.62
90	40	80	110	62.1	50.0	5.2	0.48	0.49	0.49	0.50	0.71
80	50	80	110	52.0	50.0	26.8	0.23	0.34	0.42	0.48	0.54
90	50	80	110	56.9	50.0	8.2	0.47	0.48	0.49	0.50	0.64
50	10	80	120	59.9	54.9	12.0	0.28	0.36	0.43	0.48	0.58
60	10	80	120	64.7	54.9	6.6	0.43	0.45	0.47	0.49	0.62
60	20	80	120	59.1	54.9	14.2	0.27	0.36	0.43	0.48	0.57
70	20	80	120	63.8	54.9	7.2	0.44	0.46	0.48	0.49	0.62
70	30	80	120	58.4	54.9	17.0	0.26	0.35	0.42	0.48	0.56
80	30	80	120	62.9	54.9	7.9	0.44	0.46	0.48	0.50	0.62
90	30	80	120	67.1	54.9	5.5	0.48	0.49	0.49	0.50	0.68
80	40	80	120	57.6	54.9	21.3	0.26	0.35	0.42	0.48	0.56
90	40	80	120	62.1	54.9	8.7	0.46	0.47	0.48	0.50	0.63
90	50	80	120	56.9	54.9	28.4	0.25	0.35	0.42	0.48	0.55
50	10	80	130	59.9	59.3	89.1	----	----	----	0.31	0.55
60	10	80	130	64.7	59.3	11.9	0.31	0.38	0.44	0.48	0.59
70	20	80	130	63.8	59.3	14.2	0.30	0.38	0.44	0.49	0.58

Tabla 4.10 Datos para el diseño termodinámico de un transformador de calor por absorción de una etapa "SSHT"

TGE	Tco	TEV	TAB	XGE	XAB	FR	COPss (E=0)	COPss (E=.3)	COPss (E=.6)	COPss (E=.9)	COPcss
80	30	80	130	62.9	59.3	17.4	0.29	0.37	0.43	0.49	0.57
90	30	80	130	67.1	59.3	8.6	0.45	0.46	0.48	0.50	0.62
90	40	80	130	62.1	59.3	22.1	0.28	0.36	0.43	0.49	0.56
60	10	80	140	64.7	63.0	38.4	----	----	0.13	0.44	0.56
70	20	80	140	63.8	63.0	85.1	----	----	----	0.37	0.55
90	30	80	140	67.1	63.0	16.6	0.32	0.39	0.44	0.49	0.58
90	30	80	150	67.1	66.3	91.6	----	----	----	0.39	0.54
40	10	90	120	54.8	49.5	10.2	0.25	0.34	0.41	0.47	0.58
50	10	90	120	59.9	49.5	5.7	0.42	0.44	0.46	0.48	0.61
60	10	90	120	64.7	49.5	4.2	0.45	0.47	0.48	0.49	0.65
50	20	90	120	54.1	49.5	11.8	0.24	0.34	0.41	0.47	0.57
60	20	90	120	59.1	49.5	6.1	0.42	0.44	0.47	0.49	0.61
70	20	90	120	63.8	49.5	4.5	0.46	0.47	0.48	0.49	0.65
60	30	90	120	53.4	49.5	13.7	0.24	0.34	0.41	0.47	0.56
70	30	90	120	58.4	49.5	6.6	0.43	0.45	0.47	0.49	0.61
80	30	90	120	62.9	49.5	4.7	0.47	0.48	0.48	0.49	0.66
90	30	90	120	67.1	49.5	3.8	0.48	0.49	0.49	0.50	0.72
70	40	90	120	52.7	49.5	16.5	0.23	0.33	0.41	0.47	0.56
80	40	90	120	57.6	49.5	7.0	0.44	0.46	0.47	0.49	0.61
90	40	90	120	62.1	49.5	4.9	0.47	0.48	0.49	0.50	0.68
80	50	90	120	52.0	49.5	20.8	0.21	0.33	0.41	0.48	0.55

Tabla 4.11 Datos para el diseño termodinámico de un transformador de calor por absorción de una etapa "SSHT"

TGE	Tco	TEV	TAB	XGE	XAB	FR	COP _{ss} (E=0)	COP _{ss} (E=.3)	COP _{ss} (E=.6)	COP _{ss} (E=.9)	COP _{css}
90	50	90	120	56.9	49.5	7.6	0.45	0.47	0.48	0.49	0.62
50	10	90	130	59.9	54.3	10.7	0.28	0.36	0.42	0.48	0.59
60	10	90	130	64.7	54.3	6.2	0.42	0.44	0.47	0.49	0.62
60	20	90	130	59.1	54.3	12.4	0.26	0.35	0.42	0.48	0.58
70	20	90	130	63.8	54.3	6.8	0.42	0.45	0.47	0.49	0.62
70	30	90	130	58.4	54.3	14.5	0.25	0.35	0.42	0.48	0.57
80	30	90	130	62.9	54.3	7.4	0.43	0.45	0.47	0.49	0.61
90	30	90	130	67.1	54.3	5.3	0.47	0.48	0.49	0.50	0.67
80	40	90	130	57.6	54.3	17.4	0.25	0.34	0.42	0.48	0.56
90	40	90	130	62.1	54.3	8.0	0.44	0.46	0.48	0.49	0.62
90	50	90	130	56.9	54.3	21.8	0.24	0.34	0.42	0.48	0.56
50	10	90	140	59.9	58.6	44.9	----	----	----	0.40	0.56
60	10	90	140	64.7	58.6	10.6	0.31	0.38	0.43	0.48	0.59
70	20	90	140	63.8	58.6	12.3	0.30	0.37	0.43	0.48	0.58
80	30	90	140	62.9	58.6	14.7	0.28	0.36	0.43	0.48	0.58
90	30	90	140	67.1	58.6	7.9	0.43	0.46	0.48	0.49	0.62
90	40	90	140	62.1	58.6	17.9	0.27	0.36	0.43	0.48	0.57
60	10	90	150	64.7	62.3	27.4	----	----	0.24	0.45	0.57
70	20	90	150	63.8	62.3	44.6	----	----		0.43	0.56
90	30	90	150	67.1	62.3	14.2	0.32	0.38	0.44	0.49	0.58
90	30	90	160	67.1	65.6	46.0	----	----	0.12	0.44	0.55

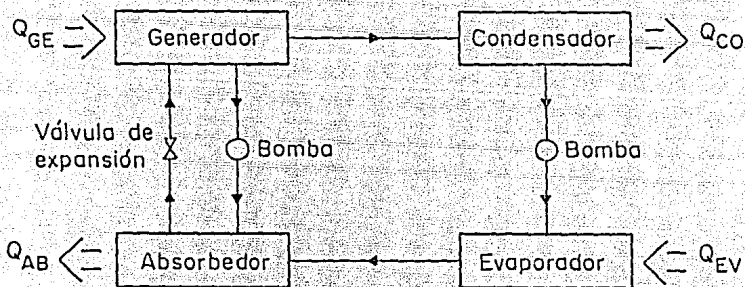


Figura 4.1 Diagrama esquemático de un transformador de calor por absorción de una etapa.

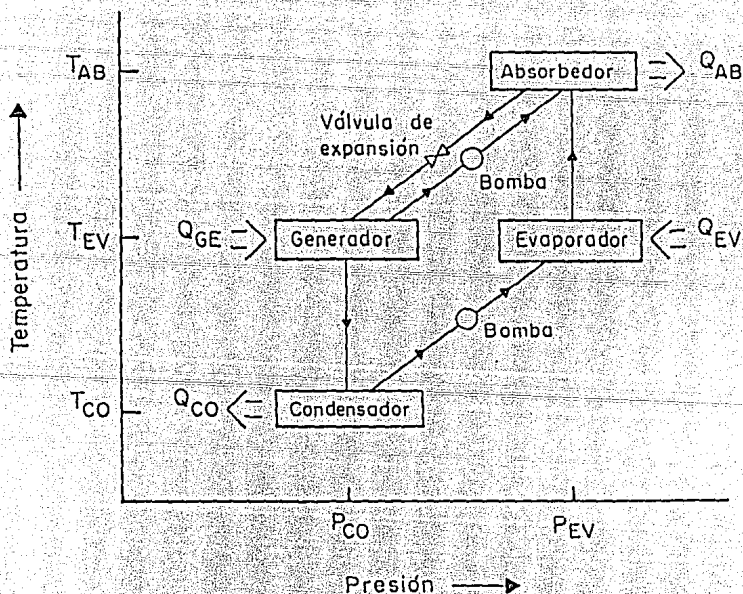


Figura 4.2 Niveles de presión y temperatura en un transformador de calor por absorción de una etapa.

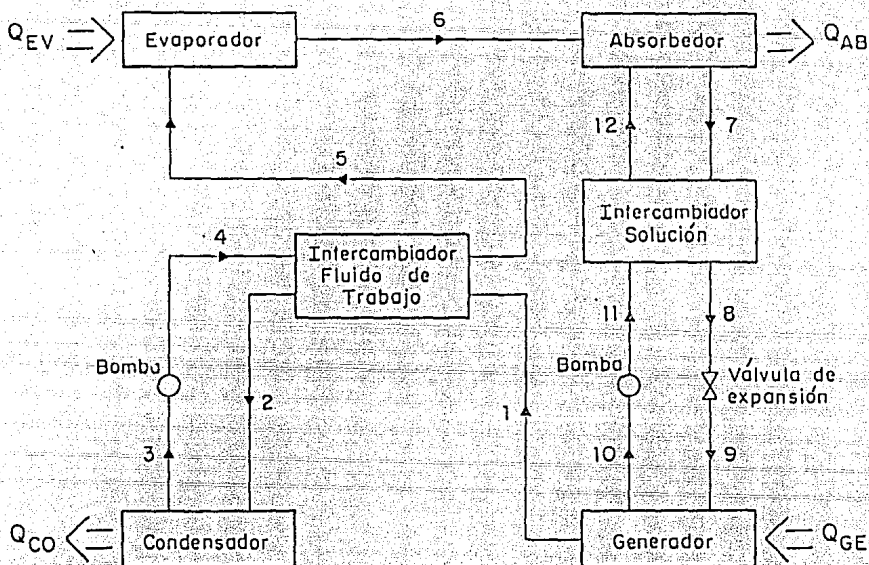


Figura 4.3 Diagrama esquemático de un transformador de calor por absorción de una etapa con intercambiadores de calor.

$$T_{GE} = T_{EV} = 90^{\circ}\text{C}, T_{AB} = 130^{\circ}\text{C}$$

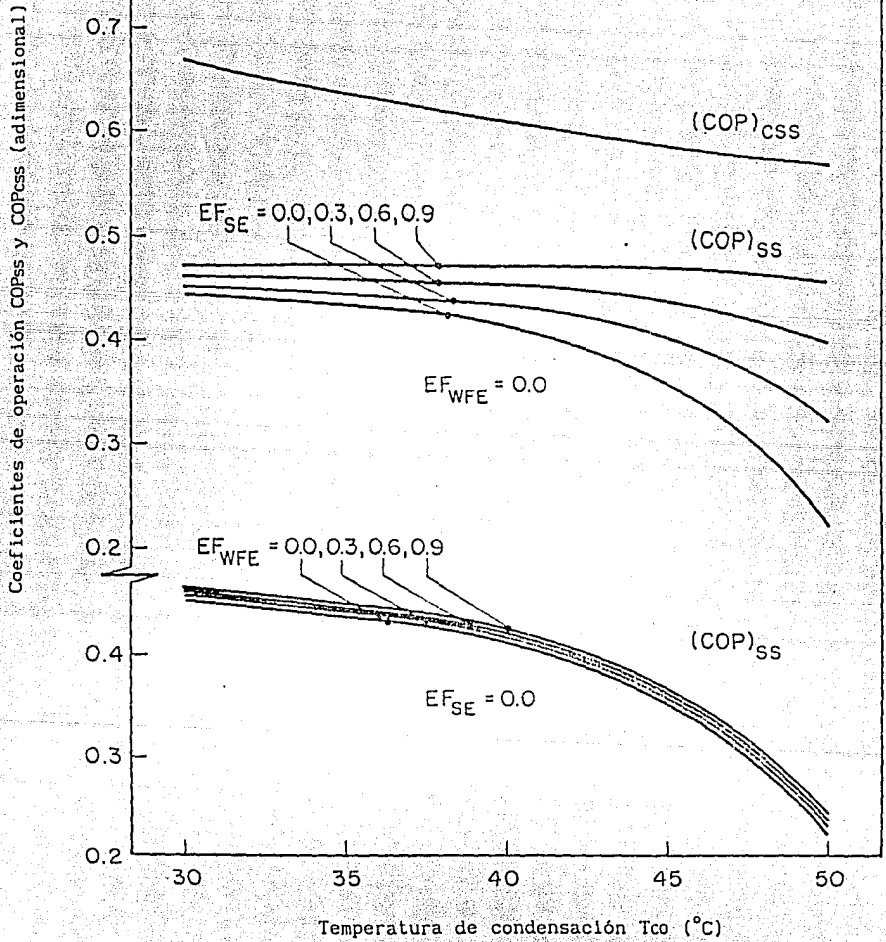


Figura 4.4 Coeficientes de operación en función de la temperatura de condensación para diferentes EF_{WFE} y EF_{SE} .

Coeficientes de operación COPss y COPcss (adimensional)

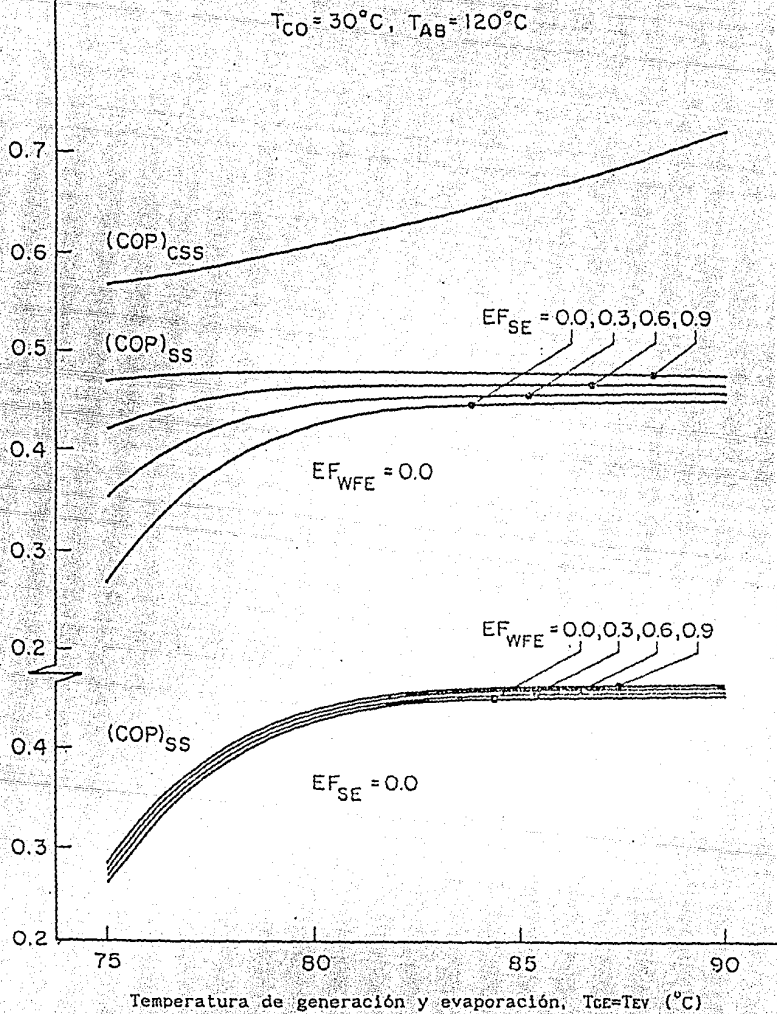


Figura 4.5 Coeficientes de operación en función de las temperaturas de generación y evaporación para diferentes EF_{WFE} y EF_{SE} .

$T_{CO} = 30^{\circ}\text{C}, T_{GE} = T_{EV} = 90^{\circ}\text{C}$

Coefficientes de operación COPss y COPcss (adimensional)

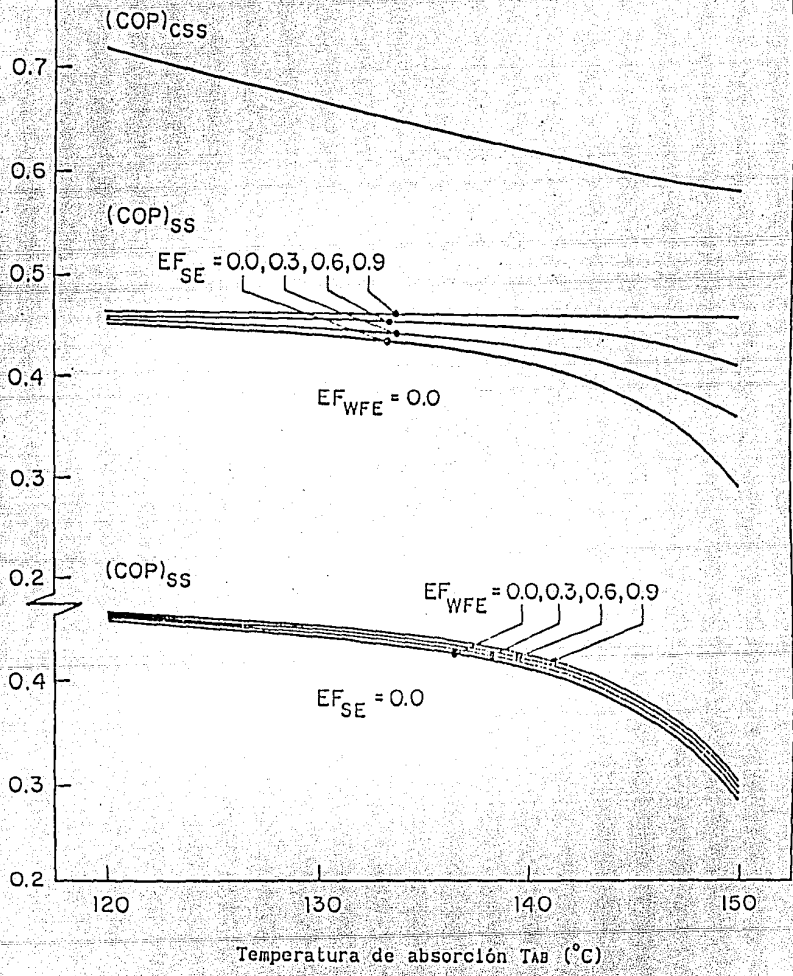


Figura 4.6 Coeficientes de operación en función de la temperatura de absorción para diferentes EF_{WFE} y EF_{SE} .

Coefficiente de operación entálpico COP_{ss} (adimensional)

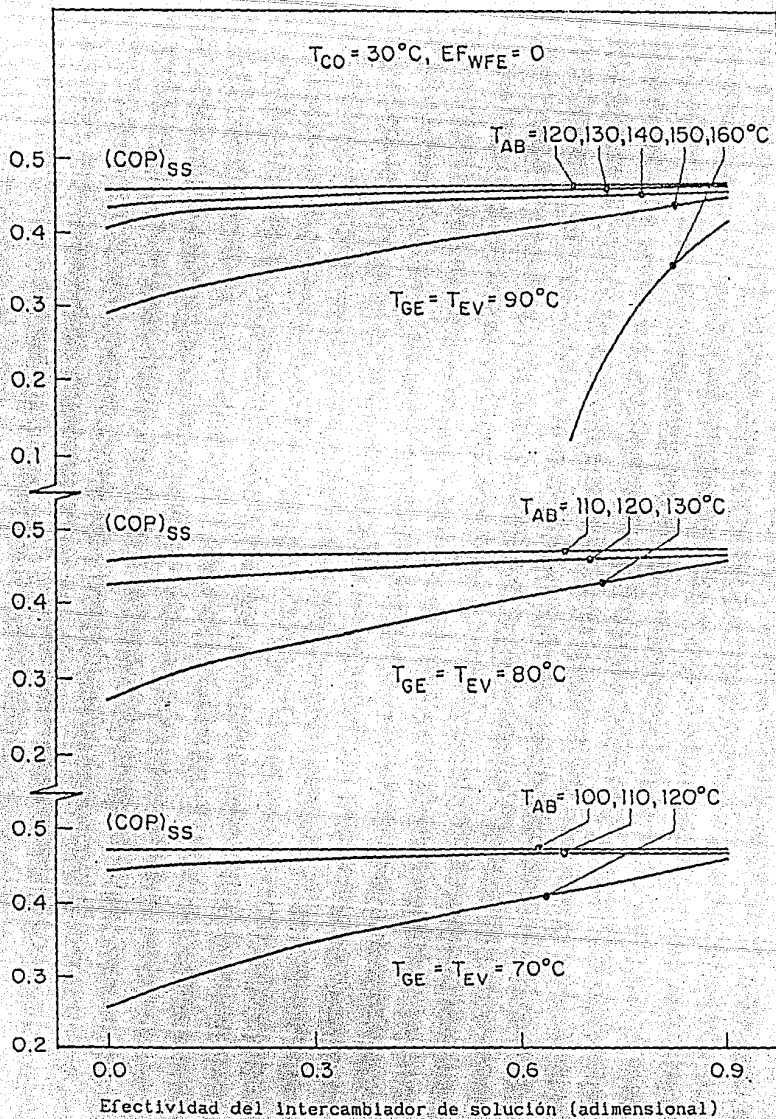


Figura 4.7 Coeficiente de operación entálpico en función de EF_{se} para diferentes temperaturas de operación del sistema.

$$C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = 0.9$$

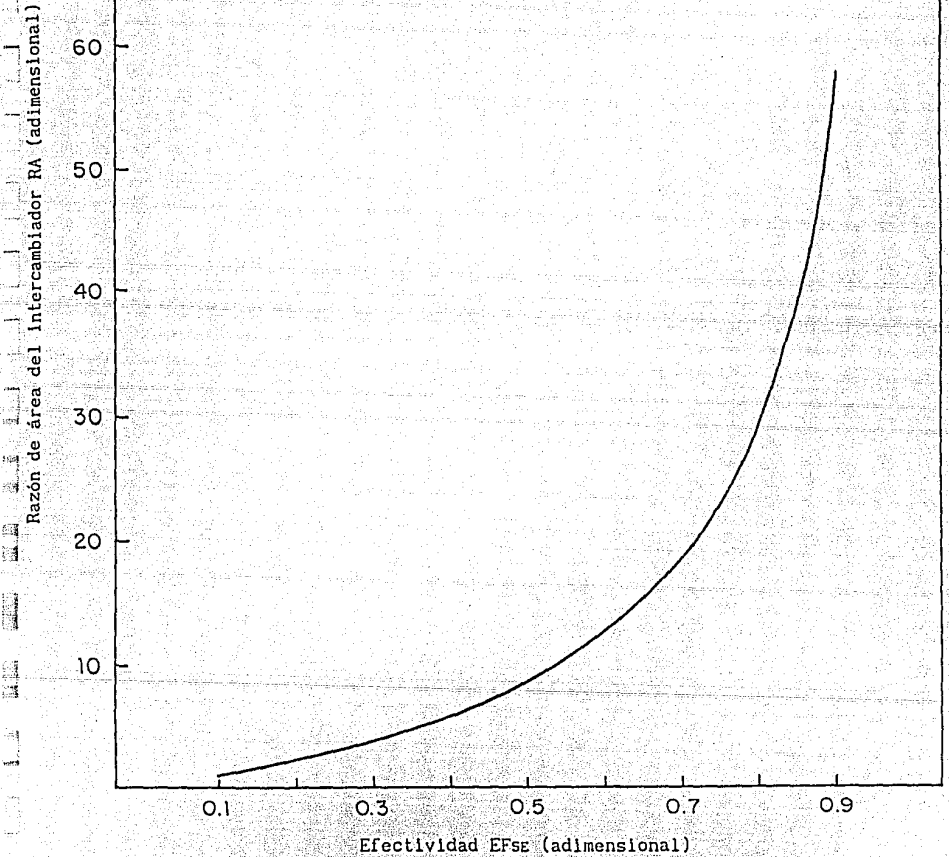


Figura 4.8 Razón de área del intercambiador de solución en función de la efectividad EFSE.

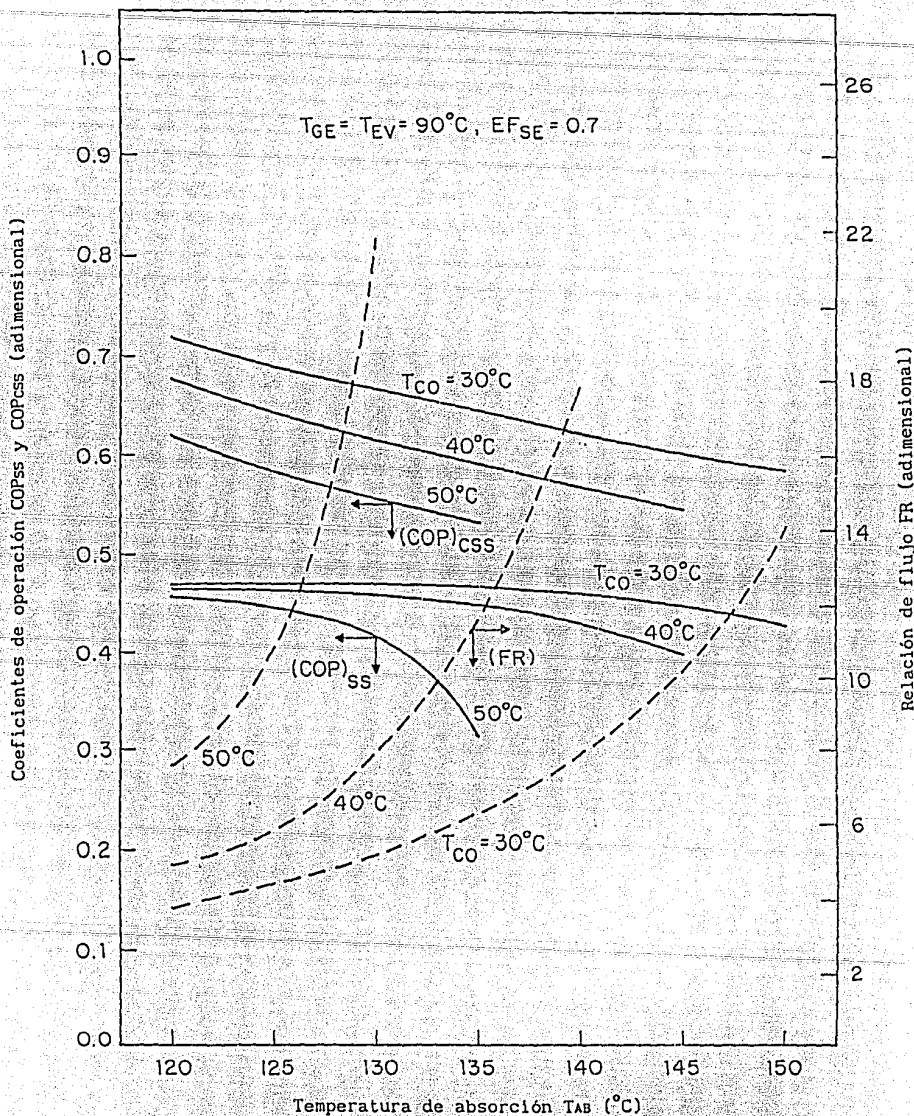


Figura 4.9 Coeficientes de operación y relación de flujo en función de la temperatura de absorción para diferentes T_{CO} .

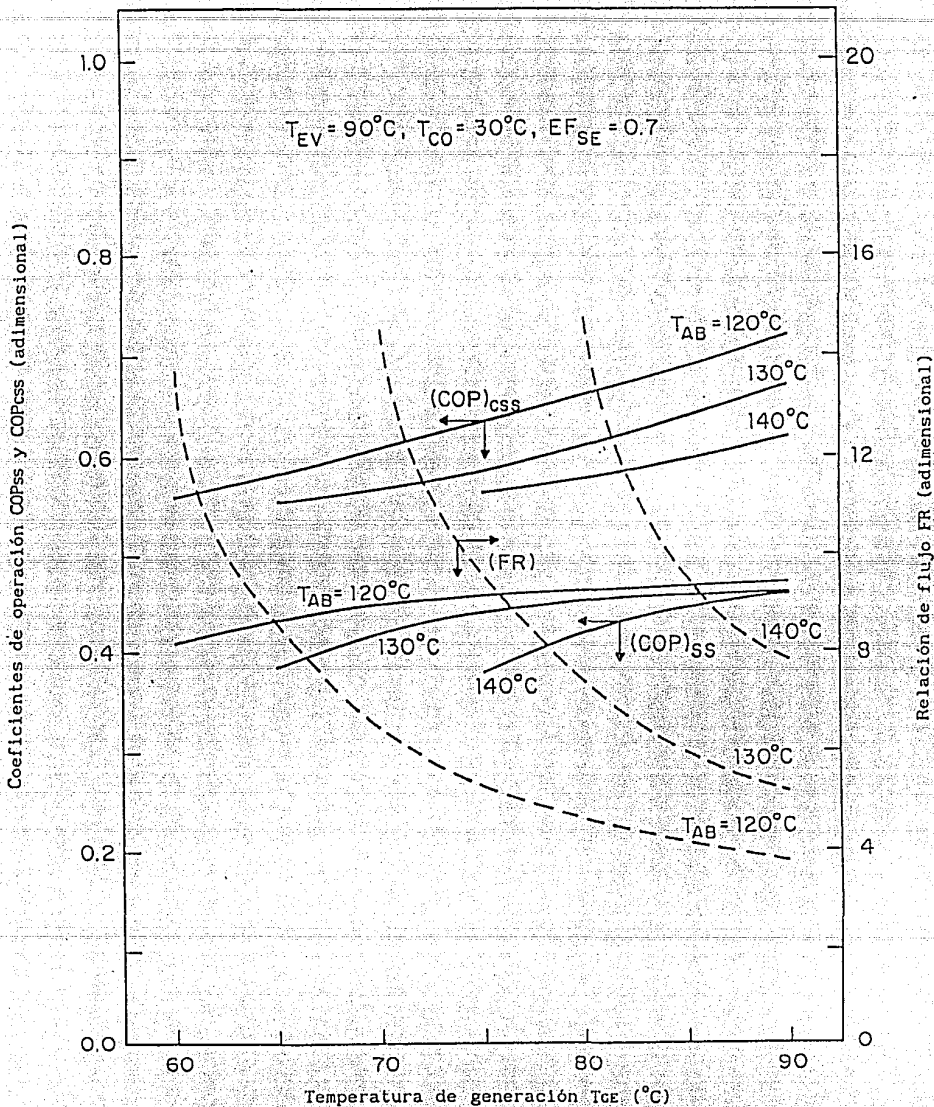


Figura 4.10 Coeficientes de operación y relación de flujo en función de la temperatura de generación para diferentes T_{AB} .

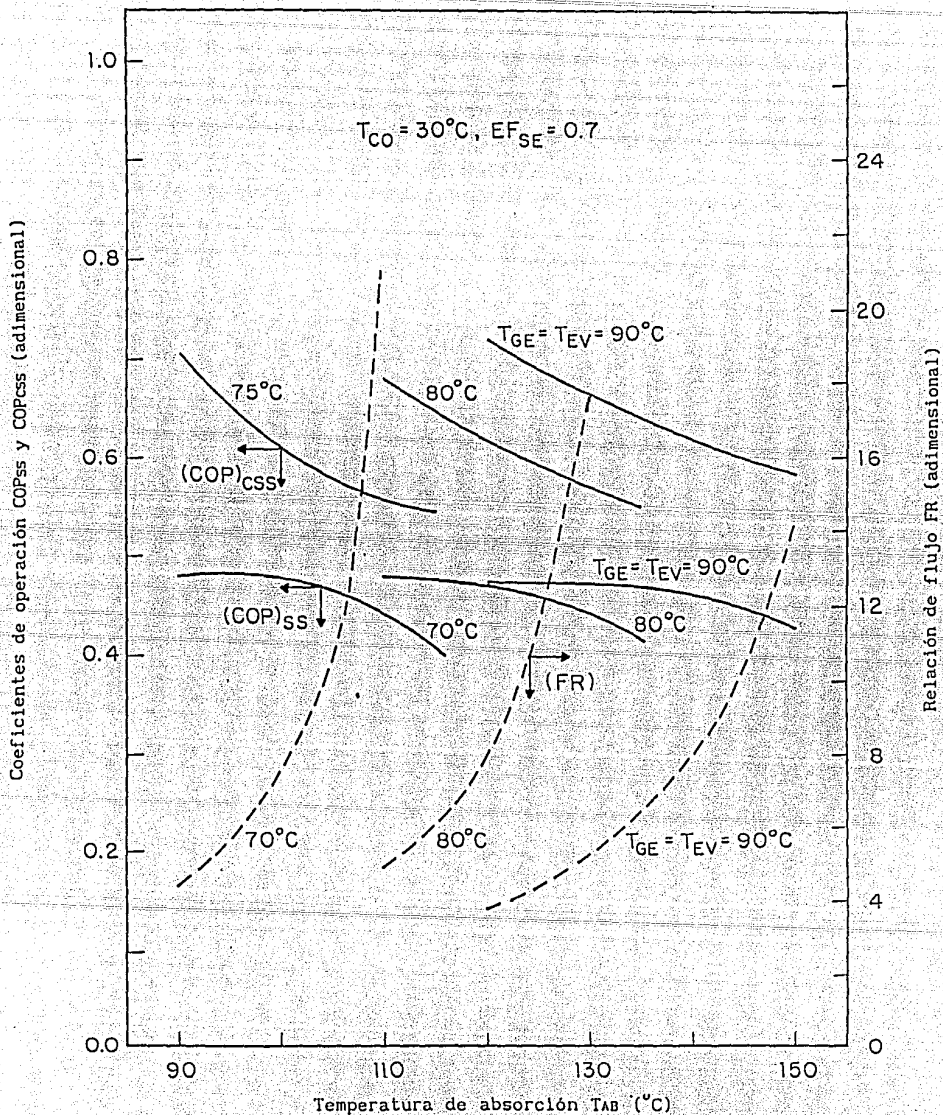


Figura 4.11 Coeficientes de operación y relación de flujo en función de la temperatura de absorción para diferentes T_{GE} y T_{EV} .

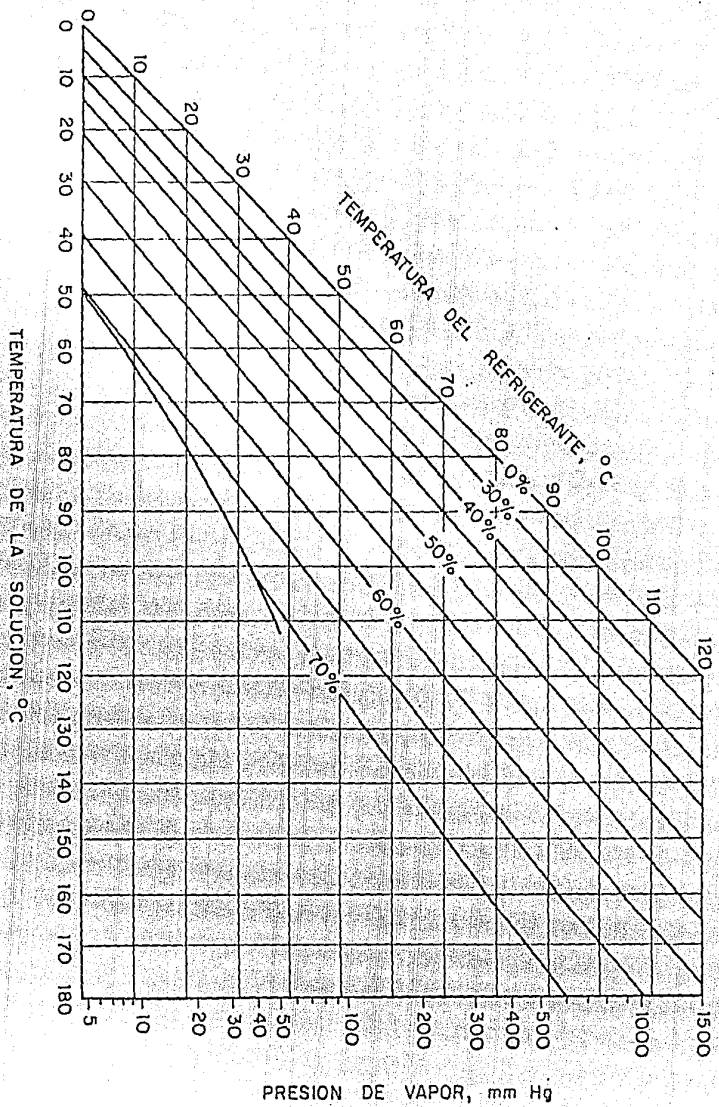


Figura 4.12 Diagrama de presión, temperatura y concentración para la mezcla bromuro de litio-agua.

CAPITULO 5

TRANSFORMADORES DE CALOR POR ABSORCION DE DOBLE ETAPA "TSHT"

INTRODUCCION

Como se pudo observar en el análisis de resultados del capítulo anterior, cuando las temperaturas de suministro de calor T_{GE} y T_{EV} son relativamente bajas, las temperaturas alcanzadas en el absorbedor también lo son. Es por esto que se han desarrollado recientemente [21,24] diferentes tipos de transformadores de calor que permiten obtener mayores incrementos de temperaturas, estando entre los principales el transformador de calor de doble etapa "TSHT" (Two Stage Heat Transformer) y el transformador de calor de doble absorción "DAHT" (Double Absorption Heat Transformer).

En este capítulo se describe en forma detallada el funcionamiento de un TSHT analizando sus diferentes configuraciones de operación, y en el capítulo siguiente se estudiará el DAHT en detalle.

5.1 DESCRIPCION DEL SISTEMA

Como se puede ver en la figura 5.1 un transformador de calor por absorción de doble etapa, consiste básicamente en dos sistemas de una sola etapa conectados en serie, de modo que el calor obtenido en el absorbedor del primer sistema, no es utilizado directamente, sino que sirve como calor de alimentación al segundo, el cual por trabajar ahora a mayores temperaturas de suministro de calor, podrá alcanzar una temperatura mayor en el absorbedor que la obtenida en la primera etapa.

El calor obtenido del primer absorbedor se puede suministrar al segundo sistema de las siguientes formas:

- Al generador y evaporador de la segunda etapa ($Q_{AB1} = Q_{GE2} + Q_{EV2}$)
- Únicamente al generador de la segunda etapa ($Q_{AB1} = Q_{GE2}$)
- Únicamente al evaporador de la segunda etapa ($Q_{AB1} = Q_{EV2}$)

El primer caso resulta ser técnicamente más complejo que los otros, ya que es necesario dividir el calor obtenido del primer absorbedor en dos líneas para alimentar al segundo sistema, además de que el diseño del absorbedor-generador trae algunos problemas ya que además de ser capaz de evaporar el fluido de trabajo de la solución débil para la segunda etapa, debe de absorber el fluido de trabajo proveniente del primer evaporador. Aunado a lo anterior, debido a que el calor del primer absorbedor se divide en dos líneas para alimentar al segundo, esto trae como consecuencia que la capacidad del segundo sistema resulte ser considerablemente menor que el primero, implicando un incremento en los costos fijos de capital. Es por todo lo anterior que esta configuración no seguirá siendo analizada en el presente capítulo.

Para el segundo caso, Ciambelli reporta en su artículo [12] que esta configuración es técnicamente complicada debido al diseño del absorbedor-generador antes mencionado y que además se alcanzan temperaturas más altas cuando la presión es mayor para una concentración fija. Si bien es cierto lo que menciona Ciambelli, en el análisis de resultados de este capítulo se verá que con esta configuración se pueden llegar a obtener coeficientes de operación significativamente mayores que los obtenidos al suministrar el calor del absorbedor al evaporador, lo que podría justificar su diseño más complejo y el uso de concentraciones mayores de bromuro de litio.

El tercer caso ha sido el más analizado por diversos autores [12,17,25], sin embargo, ninguno de ellos ha efectuado un estudio paramétrico exhaustivo de cómo afecta la variación de las temperaturas de operación del sistema a las relaciones de flujo y a los coeficientes de operación. Las características principales que posee esta configuración, es que es la de diseño más sencillo y la que puede trabajar en un mayor rango de operación, debido a que para alcanzar temperaturas mayores requiere menores concentraciones de bromuro de litio (en comparación con el caso anterior), lo cual lo aleja de la zona de cristalización.

5.2 MODELO MATEMATICO DE UN TSHT.

Como en el capítulo anterior se describió en forma detallada el modelo matemático para un transformador de calor de una etapa y puesto que un transformador de calor de doble etapa no es otra cosa que dos sistemas sencillos conectados en serie, entonces, en esta sección se darán únicamente las condiciones de acoplamiento y las ecuaciones para el cálculo de los coeficientes de operación para las configuraciones principales mencionadas en el punto anterior.

5.2.1 2a. CONFIGURACION (Q_{B1}=Q_{G2})

Considerando que no hay pérdidas de calor entre el absorbedor del primer sistema y el generador del segundo, y suponiendo un $\Delta T_{AC} = T_{B1} - T_{G2} = 10^\circ C$, entonces

$$Q_{G2} = Q_{B1} \quad (5.1)$$

$$T_{G2} = T_{B1} - \Delta T_{AC} \quad (5.2)$$

Si además se conectan en paralelo el calor suministrado a los evaporadores y el calor disipado de los condensadores

$$T_{E2} = T_{E1} \quad (5.3)$$

$$T_{C2} = T_{C1} \quad (5.4)$$

El coeficiente de operación entrálpico esta dado como:

$$COP_{TS} = \frac{Q_{B2}}{Q_{G1} + Q_{E1} + Q_{E2} + W_P} \quad (5.5)$$

donde W_P es el trabajo total efectuado por las bombas del sistema.

El coeficiente de operación de Carnot (COP_{Cts}) esta dado por las ecuaciones 2, 12, 23 y 24 del apendice B.2.

5.2.2 3a. CONFIGURACION (Q_{AB1}=Q_{EV2})

Considerando que no existen pérdidas de calor entre el absorbedor del primer sistema y el evaporador del segundo, y suponiendo además un $\Delta T_{AE} = T_{AB1} - T_{EV2} = 10^\circ \text{C}$, entonces,

$$Q_{EV2} = Q_{AB1} \quad (5.6)$$

$$T_{EV2} = T_{AB1} - \Delta T_{AE} \quad (5.7)$$

Conectando en paralelo el calor suministrado a los generadores y el calor disipado de los condensadores

$$T_{GE2} = T_{GE1} \quad (5.8)$$

$$T_{CO2} = T_{CO1} \quad (5.9)$$

El coeficiente de operación entálpico está dado como:

$$COP_{TS} = \frac{Q_{AB2}}{Q_{GE1} + Q_{GE2} + Q_{EV1} + W_P} \quad (5.10)$$

donde W_P es el trabajo total efectuado por las bombas.

El coeficiente de operación de Carnot (COP_{Cts}) esta dado por las ecuaciones 2, 12, 20 y 21 del apendice B.3.

5.3 OBTENCION DE RESULTADOS

Para analizar el comportamiento del transformador de calor de doble etapa de acuerdo a los modos de operación antes mencionados, se realizó un estudio paramétrico donde se variaron las temperaturas de operación del sistema para obtener las relaciones de flujo y los coeficientes entálpicos y de Carnot para las dos configuraciones principales. Por último, se variaron las temperaturas del sistema dentro de los siguientes rangos:

$$10^\circ \text{C} \leq T_{CO1} \leq 50^\circ \text{C}$$

$$30^\circ \text{C} \leq T_{EV1} \leq 90^\circ \text{C}$$

$$30^\circ \text{C} \leq T_{GE1} \leq 90^\circ \text{C}$$

$$50^\circ \text{C} \leq T_{AB1} \leq 160^\circ \text{C}$$

$$70^\circ \text{C} \leq T_{AB2} \leq 190^\circ \text{C}$$

con incrementos de 10°C y se encontraron todas las posibles condiciones de operación del TSHT. Los resultados son reportados en forma de tablas donde se presentan las temperaturas, las concentraciones, las relaciones de flujo y los coeficientes de operación para las dos configuraciones analizadas.

5.4 ANALISIS DE RESULTADOS

En la figura 5.2 se puede observar como disminuye el COP al aumentar las temperaturas de condensación conservando las demás temperaturas constantes. Como se explicó en el capítulo anterior, este comportamiento se debe a que el aumento en las T_{co} , provoca un incremento en la presión de condensación y generación, incrementándose con esto el punto de saturación de la mezcla por lo que MWF disminuye en ambas etapas al igual que Q_{AB} y los coeficientes de operación.

Al observar ahora las líneas de la relación de flujo para la segunda etapa FR_2 , se puede ver que efectivamente estas se van incrementando al aumentar T_{co} debido a la disminución de MWF .

Por otra parte, en la misma figura se puede ver como disminuyen los COPs al aumentar T_{AB2} , manteniendo el resto de las temperaturas constantes. Esto se debe a que al aumentar T_{AB2} disminuye la capacidad de la solución fuerte de absorber agua, decreciendo MWF_2 y con ello Q_{AB2} . El comportamiento anterior se puede observar claramente en las líneas de la relación de flujo.

Como se puede ver en la figura 5.3 el COP_{Ts} aumenta rápidamente al incrementarse T_{GE} para después permanecer casi constante. Como se menciona en el capítulo anterior, esto se debe a que al aumentar T_{GE} se incrementa MWF y con ello el flujo de calor en el absorbedor.

Si observamos ahora las líneas de la relación de flujo, se ve efectivamente como éstas disminuyen al aumentar las T_{GE} , lo cual concuerda con lo expuesto anteriormente.

Como se puede ver en la figura 5.4, el coeficiente de operación de Carnot permanece constante cuando varía T_{AB1} , permaneciendo las demás temperaturas constantes. Lo anterior era de esperarse ya que como se sabe el COP_{Cs} depende únicamente de las temperaturas de entrada y salida del sistema. Por otra parte, se puede observar como el COP_{Ts} comienza a aumentar conforme se incrementa T_{AB1} , hasta llegar a un punto máximo para luego decrecer. Esto se debe a que como $TEV_2 = T_{AB1} - \Delta T_{AE}$, entonces al aumentar T_{AB1} en realidad aumenta TEV_2 lo que provoca un aumento del coeficiente de operación del segundo sistema (COP_{Ts2}), sin embargo, si continúa aumentando T_{AB1} el coeficiente de operación de la primera etapa (COP_{Ts1}) decrecerá rápidamente provocando que el COP_{Ts} disminuya también. Por lo tanto, es importante que al diseñar un transformador de calor de doble etapa, se tenga cuidado en que todo el sistema trabaje con el COP_{Ts} máximo, el cual no concuerda generalmente con el máximo de cada una de las etapas por separado.

Como se puede observar en la figura 5.5, el COP_{Ts} es mayor cuando se suministra calor del absorbedor al generador, en vez del evaporador, lo que se debe a que T_{GE2} es mayor en el primer caso que en el segundo y como T_{AB2} permanece constante, entonces la diferencia de temperaturas entre el generador y el evaporador disminuye lo que -como se vió en el capítulo anterior-, provoca un aumento en el coeficiente de operación de la segunda etapa, y por lo tanto, en el global.

Si se observan ahora las líneas de la relación de flujo se ve que éstas alcanzan mayores valores cuando $Q_{AB1} = Q_{GE2}$, esto se debe a que como T_{E2} es menor, entonces P_{E2} y P_{AB2} serán menores y como T_{AB2} permanece constante, entonces la concentración de la solución que sale del absorbedor y entra al generador será mayor por lo que se tendrá un menor MWF generado, y por lo tanto, una relación de flujo mayor.

En la figura 5.6, se puede observar como el COPcs tiene menores valores a temperaturas bajas de generación para la tercera configuración que para la segunda, ya que como las fuentes de suministro de calor se conectan en paralelo, entonces en la segunda configuración se tienen menores niveles de temperatura ($T_{GE2} = 70^{\circ} \text{C}$, $T_{E2} = 110^{\circ} \text{C}$) que para la tercera configuración ($T_{GE2} = 110^{\circ} \text{C}$, $T_{E2} = 90^{\circ} \text{C}$). Por otra parte, se ve nuevamente como las COPcs son mayores para la segunda configuración debido al menor gradiente de temperaturas entre el absorbedor y generador de la segunda etapa. Por último, se puede ver como la $FR2$ no varía para la segunda configuración en función de T_{GE} , sino únicamente en función de T_{AB2} , esto es porque en realidad T_{GE2} no está variando para esta configuración ya que el calor se está suministrando del primer absorbedor, el cual opera a temperatura constante. En cambio se puede ver como para la tercera configuración la relación de flujo disminuye debido a que al aumentar T_{GE} aumenta MWF.

Como se puede observar en la figura 5.7, el coeficiente de operación de Carnot no varía en función de T_{AB1} sino únicamente de T_{AB2} , lo que como ya se explicó en la figura 4.7, se debe a que el coeficiente de Carnot depende solamente de las temperaturas de entrada y salida del sistema y no del intercambio de calor que se lleva a cabo entre los diversos componentes. Por otra parte, se ve como el coeficiente de operación entálpico y la relación de flujo son mayores para la segunda configuración debido a lo explicado en las figuras anteriores.

Tabla 5.1 Datos para el diseño termodinámico de un transformador de calor por absorción de doble etapa "TSHTAE".

TGE	Tco	TEV	TAB1	TAB2	XGE	XAB1	XAB2	FR1	FR2	COPts	COPcts
40	10	30	50	70	54.8	47.5	52.7	7.5	25.4	0.287	0.449
40	10	30	60	70	54.8	53.4	46.2	37.9	6.4	0.295	0.451
50	10	30	60	70	59.9	53.4	46.2	9.1	4.4	0.326	0.620
50	20	30	60	70	54.1	53.4	46.2	78.9	6.9	0.299	0.471
30	10	40	60	70	49.0	46.9	46.2	23.4	17.8	0.255	0.381
40	10	40	60	70	54.8	46.9	46.2	6.9	6.4	0.311	0.495
50	10	40	60	70	59.9	46.9	46.2	4.6	4.4	0.324	0.647
40	20	40	60	70	48.2	46.9	46.2	35.9	24.2	0.255	0.373
50	20	40	60	70	54.1	46.9	46.2	7.5	6.9	0.319	0.542
50	30	40	60	70	47.5	46.9	46.2	70.9	36.0	0.257	0.365
40	10	30	60	80	54.8	53.4	52.0	37.9	19.2	0.265	0.388
50	10	30	60	80	59.9	53.4	52.0	9.1	7.5	0.322	0.528
50	20	30	60	80	54.1	53.4	52.0	78.9	25.9	0.265	0.379
50	10	30	70	80	59.9	58.4	45.7	38.1	4.2	0.302	0.513
60	10	30	70	80	64.7	58.4	45.7	10.2	3.4	0.326	0.677
60	20	30	70	80	59.1	58.4	45.7	79.3	4.4	0.305	0.550
40	10	40	60	80	54.8	46.9	52.0	6.9	19.2	0.281	0.431
50	10	40	60	80	59.9	46.9	52.0	4.6	7.5	0.320	0.557
50	20	40	60	80	54.1	46.9	52.0	7.5	25.9	0.283	0.448
40	10	40	70	80	54.8	52.7	45.7	25.4	6.0	0.286	0.442

Tabla 5.2 Datos para el diseño termodinámico de un transformador de calor por absorción de doble etapa "TSHTAE".

TGE	Tco	TEV	TAB1	TAB2	XGE	XAB1	XAB2	FR1	FR2	COPts	COPcts
50	10	40	70	80	59.9	52.7	45.7	8.2	4.2	0.316	0.558
60	10	40	70	80	64.7	52.7	45.7	5.4	3.4	0.325	0.702
50	20	40	70	80	54.1	52.7	45.7	38.7	6.4	0.290	0.449
60	20	40	70	80	59.1	52.7	45.7	9.2	4.4	0.322	0.619
60	30	40	70	80	53.4	52.7	45.7	74.9	6.9	0.297	0.470
30	10	50	70	80	49.0	46.2	45.7	17.8	14.9	0.245	0.388
40	10	50	70	80	54.8	46.2	45.7	6.4	6.0	0.301	0.474
50	10	50	70	80	59.9	46.2	45.7	4.4	4.2	0.314	0.583
60	10	50	70	80	64.7	46.2	45.7	3.5	3.4	0.322	0.715
40	20	50	70	80	48.2	46.2	45.7	24.2	19.0	0.245	0.379
50	20	50	70	80	54.1	46.2	45.7	6.9	6.4	0.307	0.494
60	20	50	70	80	59.1	46.2	45.7	4.6	4.4	0.320	0.645
50	30	50	70	80	47.5	46.2	45.7	36.0	25.4	0.247	0.372
60	30	50	70	80	53.4	46.2	45.7	7.5	6.9	0.315	0.541
60	40	50	70	80	46.9	46.2	45.7	72.1	39.1	0.248	0.364
50	10	30	60	90	59.9	53.4	56.9	9.1	20.0	0.294	0.463
50	10	30	70	90	59.9	58.4	51.3	38.1	6.9	0.297	0.449
60	10	30	70	90	64.7	58.4	51.3	10.2	4.8	0.326	0.590
60	20	30	70	90	59.1	58.4	51.3	79.3	7.6	0.301	0.456
60	10	30	80	90	64.7	62.9	45.1	35.4	3.3	0.307	0.565

Tabla 5.3 Datos para el diseño termodinámico de un transformador de calor por absorción de doble etapa "TSHTAE".

TcE	Tco	TEV	TAB1	TAB2	XGE	XAB1	XAB2	FR1	FR2	COPts	COPcts
70	20	30	80	90	63.8	62.9	45.1	71.5	3.4	0.311	0.611
50	10	40	60	90	59.9	46.9	56.9	4.6	20.0	0.292	0.492
40	10	40	70	90	54.8	52.7	51.3	25.4	15.6	0.258	0.394
50	10	40	70	90	59.9	52.7	51.3	8.2	6.9	0.311	0.493
60	10	40	70	90	64.7	52.7	51.3	5.4	4.8	0.325	0.618
50	20	40	70	90	54.1	52.7	51.3	38.7	19.6	0.258	0.386
60	20	40	70	90	59.1	52.7	51.3	9.2	7.6	0.318	0.527
60	30	40	70	90	53.4	52.7	51.3	74.9	25.7	0.261	0.378
50	10	40	80	90	59.9	57.6	45.1	26.1	4.0	0.295	0.494
60	10	40	80	90	64.7	57.6	45.1	9.2	3.3	0.319	0.609
60	20	40	80	90	59.1	57.6	45.1	40.3	4.2	0.298	0.512
70	20	40	80	90	63.8	57.6	45.1	10.4	3.4	0.324	0.676
70	30	40	80	90	58.4	57.6	45.1	80.9	4.4	0.302	0.549
40	10	50	70	90	54.8	46.2	51.3	6.4	15.6	0.271	0.426
50	10	50	70	90	59.9	46.2	51.3	4.4	6.9	0.310	0.519
60	10	50	70	90	64.7	46.2	51.3	3.5	4.8	0.322	0.632
50	20	50	70	90	54.1	46.2	51.3	6.9	19.6	0.274	0.429
60	20	50	70	90	59.1	46.2	51.3	4.6	7.6	0.316	0.555
60	30	50	70	90	53.4	46.2	51.3	7.5	25.7	0.278	0.446
40	10	50	80	90	54.8	52.0	45.1	19.2	5.7	0.278	0.438

Tabla 5.4 Datos para el diseño termodinámico de un transformador de calor por absorción de doble etapa "TSHTAE".

TcE	Tco	TEV	TAB1	TAB2	XGE	XAB1	XAB2	FR1	FR2	COPts	COPcts
50	10	50	80	90	59.9	52.0	45.1	7.5	4.0	0.308	0.527
60	10	50	80	90	64.7	52.0	45.1	5.1	3.3	0.318	0.633
50	20	50	80	90	54.1	52.0	45.1	25.9	6.0	0.282	0.440
60	20	50	80	90	59.1	52.0	45.1	8.3	4.2	0.313	0.556
70	20	50	80	90	63.8	52.0	45.1	5.4	3.4	0.323	0.701
60	30	50	80	90	53.4	52.0	45.1	38.0	6.5	0.288	0.448
70	30	50	80	90	58.4	52.0	45.1	9.1	4.4	0.320	0.617
70	40	50	80	90	52.7	52.0	45.1	76.0	7.0	0.294	0.469
30	10	60	80	90	49.0	45.7	45.1	14.9	12.8	0.237	0.394
40	10	60	80	90	54.8	45.7	45.1	6.0	5.7	0.290	0.464
50	10	60	80	90	59.9	45.7	45.1	4.2	4.0	0.305	0.549
60	10	60	80	90	64.7	45.7	45.1	3.4	3.3	0.313	0.649
40	20	60	80	90	48.2	45.7	45.1	19.0	15.6	0.237	0.386
50	20	60	80	90	54.1	45.7	45.1	6.4	6.0	0.296	0.473
60	20	60	80	90	59.1	45.7	45.1	4.4	4.2	0.310	0.582
70	20	60	80	90	63.8	45.7	45.1	3.5	3.4	0.318	0.714
50	30	60	80	90	47.5	45.7	45.1	25.4	19.7	0.238	0.378
60	30	60	80	90	53.4	45.7	45.1	6.9	6.5	0.303	0.492
70	30	60	80	90	58.4	45.7	45.1	4.6	4.4	0.316	0.644
60	40	60	80	90	46.9	45.7	45.1	39.1	27.0	0.238	0.370

Tabla 5.5 Datos para el diseño termodinámico de un transformador de calor por absorción de doble etapa "TSHTAE".

TGE	Tco	TEV	TAB1	TAB2	XGE	XAB1	XAB2	FR1	FR2	COPts	COPcts
70	40	60	80	90	52.7	45.7	45.1	7.5	7.0	0.312	0.539
70	50	60	80	90	46.2	45.7	45.1	84.2	42.5	0.235	0.363
50	10	30	70	100	59.9	58.4	56.3	38.1	16.3	0.271	0.401
60	10	30	70	100	64.7	58.4	56.3	10.2	7.7	0.321	0.526
60	20	30	70	100	59.1	58.4	56.3	79.3	20.7	0.271	0.392
60	10	30	80	100	64.7	62.9	50.7	35.4	4.6	0.306	0.501
70	20	30	80	100	63.8	62.9	50.7	71.5	4.9	0.310	0.518
50	10	40	70	100	59.9	52.7	56.3	8.2	16.3	0.284	0.444
60	10	40	70	100	64.7	52.7	56.3	5.4	7.7	0.319	0.555
60	20	40	70	100	59.1	52.7	56.3	9.2	20.7	0.287	0.462
50	10	40	80	100	59.9	57.6	50.7	26.1	6.5	0.290	0.445
60	10	40	80	100	64.7	57.6	50.7	9.2	4.6	0.318	0.545
60	20	40	80	100	59.1	57.6	50.7	40.3	7.0	0.293	0.447
70	20	40	80	100	63.8	57.6	50.7	10.4	4.9	0.324	0.588
70	30	40	80	100	58.4	57.6	50.7	80.9	7.6	0.298	0.454
50	10	50	70	100	59.9	46.2	56.3	4.4	16.3	0.283	0.470
60	10	50	70	100	64.7	46.2	56.3	3.5	7.7	0.316	0.570
60	20	50	70	100	59.1	46.2	56.3	4.6	20.7	0.284	0.490
40	10	50	80	100	54.8	52.0	50.7	19.2	13.2	0.252	0.401
50	10	50	80	100	59.9	52.0	50.7	7.5	6.5	0.302	0.478

Tabla 5.6 Datos para el diseño termodinámico de un transformador de calor por absorción de doble etapa "TSHTAE".

TGE	Tco	TEV	TAB1	TAB2	XGE	XAB1	XAB2	FR1	FR2	COPts	COPcts
60	10	50	80	100	64.7	52.0	50.7	5.1	4.6	0.317	0.571
50	20	50	80	100	54.1	52.0	50.7	25.9	16.0	0.252	0.392
60	20	50	80	100	59.1	52.0	50.7	8.3	7.0	0.308	0.491
70	20	50	80	100	63.8	52.0	50.7	5.4	4.9	0.322	0.616
60	30	50	80	100	53.4	52.0	50.7	38.0	19.8	0.255	0.384
70	30	50	80	100	58.4	52.0	50.7	9.1	7.6	0.315	0.525
70	40	50	80	100	52.7	52.0	50.7	76.0	26.5	0.257	0.377
40	10	60	80	100	54.8	45.7	50.7	6.0	13.2	0.263	0.426
50	10	60	80	100	59.9	45.7	50.7	4.2	6.5	0.300	0.500
60	10	60	80	100	64.7	45.7	50.7	3.4	4.6	0.312	0.587
50	20	60	80	100	54.1	45.7	50.7	6.4	16.0	0.266	0.424
60	20	60	80	100	59.1	45.7	50.7	4.4	7.0	0.305	0.517
70	20	60	80	100	63.8	45.7	50.7	3.5	4.9	0.317	0.631
60	30	60	80	100	53.4	45.7	50.7	6.9	19.8	0.269	0.428
70	30	60	80	100	58.4	45.7	50.7	4.6	7.6	0.312	0.554
70	40	60	80	100	52.7	45.7	50.7	7.5	26.5	0.273	0.445
60	10	30	70	110	64.7	58.4	60.6	10.2	15.7	0.298	0.477
60	10	30	80	110	64.7	62.9	55.6	35.4	7.1	0.301	0.452
70	20	30	80	110	63.8	62.9	55.6	71.5	7.8	0.305	0.453
60	10	40	70	110	64.7	52.7	60.6	5.4	15.7	0.297	0.506

Tabla 5.7 Datos para el diseño termodinámico de un transformador de calor por absorción de doble etapa "TSHTAE".

TGE	TCO	TEV	TAB1	TAB2	XGE	XAB1	XAB2	FR1	FR2	COPts	COPcts
50	10	40	80	110	59.9	57.6	55.6	26.1	13.8	0.265	0.407
60	10	40	80	110	64.7	57.6	55.6	9.2	7.1	0.312	0.496
60	20	40	80	110	59.1	57.6	55.6	40.3	16.8	0.265	0.399
70	20	40	80	110	63.8	57.6	55.6	10.4	7.8	0.318	0.524
70	30	40	80	110	58.4	57.6	55.6	80.9	21.0	0.267	0.391
60	10	40	90	110	64.7	62.1	50.0	24.6	4.4	0.297	0.490
70	20	40	90	110	63.8	62.1	50.0	37.6	4.6	0.301	0.499
80	30	40	90	110	62.9	62.1	50.0	78.3	4.9	0.304	0.516
60	10	50	70	110	64.7	46.2	60.6	3.5	15.7	0.294	0.521
50	10	50	80	110	59.9	52.0	55.6	7.5	13.8	0.277	0.439
60	10	50	80	110	64.7	52.0	55.6	5.1	7.1	0.311	0.522
60	20	50	80	110	59.1	52.0	55.6	8.3	16.8	0.280	0.442
70	20	50	80	110	63.8	52.0	55.6	5.4	7.8	0.316	0.552
70	30	50	80	110	58.4	52.0	55.6	9.1	21.0	0.283	0.460
50	10	50	90	110	59.9	56.9	50.0	20.0	6.0	0.280	0.445
60	10	50	90	110	64.7	56.9	50.0	8.3	4.4	0.307	0.523
60	20	50	90	110	59.1	56.9	50.0	27.3	6.5	0.283	0.443
70	20	50	90	110	63.8	56.9	50.0	9.3	4.6	0.313	0.543
70	30	50	90	110	58.4	56.9	50.0	41.0	7.0	0.287	0.445
80	30	50	90	110	62.9	56.9	50.0	10.6	4.9	0.319	0.586

Tabla 5.8 Datos para el diseño termodinámico de un transformador de calor por absorción de doble etapa "TSHTAE".

TGE	Tco	TEV	TAB1	TAB2	XGE	XAB1	XAB2	FR1	FR2	COPts	COPcts
80	40	50	90	110	57.6	56.9	50.0	82.2	7.6	0.293	0.453
50	10	60	80	110	59.9	45.7	55.6	4.2	13.8	0.275	0.461
60	10	60	80	110	64.7	45.7	55.6	3.4	7.1	0.307	0.539
60	20	60	80	110	59.1	45.7	55.6	4.4	16.8	0.277	0.468
70	20	60	80	110	63.8	45.7	55.6	3.5	7.8	0.312	0.568
70	30	60	80	110	58.4	45.7	55.6	4.6	21.0	0.280	0.488
40	10	60	90	110	54.8	51.3	50.0	15.6	11.4	0.242	0.407
50	10	60	90	110	59.9	51.3	50.0	6.9	6.0	0.290	0.470
60	10	60	90	110	64.7	51.3	50.0	4.8	4.4	0.305	0.545
50	20	60	90	110	54.1	51.3	50.0	19.6	13.4	0.243	0.399
60	20	60	90	110	59.1	51.3	50.0	7.6	6.5	0.295	0.476
70	20	60	90	110	63.8	51.3	50.0	5.1	4.6	0.310	0.569
60	30	60	90	110	53.4	51.3	50.0	25.7	15.9	0.245	0.391
70	30	60	90	110	58.4	51.3	50.0	8.3	7.0	0.302	0.489
80	30	60	90	110	62.9	51.3	50.0	5.4	4.9	0.316	0.614
70	40	60	90	110	52.7	51.3	50.0	38.5	20.0	0.247	0.383
80	40	60	90	110	57.6	51.3	50.0	9.1	7.6	0.310	0.523
80	50	60	90	110	52.0	51.3	50.0	77.2	26.8	0.249	0.375
40	10	70	90	110	54.8	45.1	50.0	5.7	11.4	0.255	0.428
50	10	70	90	110	59.9	45.1	50.0	4.0	6.0	0.290	0.489

Tabla 5.9 Datos para el diseño termodinámico de un transformador de calor por absorción de doble etapa "TSHTAE".

TcE	Tco	TeV	TAB1	TAB2	XcE	XAB1	XAB2	FR1	FR2	COPTs	COPCts
60	10	70	90	110	64.7	45.1	50.0	3.3	4.4	0.303	0.560
50	20	70	90	110	54.1	45.1	50.0	6.0	13.4	0.257	0.424
60	20	70	90	110	59.1	45.1	50.0	4.2	6.5	0.295	0.498
70	20	70	90	110	63.8	45.1	50.0	3.4	4.6	0.308	0.585
60	30	70	90	110	53.4	45.1	50.0	6.5	15.9	0.261	0.422
70	30	70	90	110	58.4	45.1	50.0	4.4	7.0	0.301	0.515
80	30	70	90	110	62.9	45.1	50.0	3.5	4.9	0.313	0.629
70	40	70	90	110	52.7	45.1	50.0	7.0	20.0	0.265	0.426
80	40	70	90	110	57.6	45.1	50.0	4.6	7.6	0.308	0.552
80	50	70	90	110	52.0	45.1	50.0	7.6	26.8	0.269	0.444
60	10	30	80	120	64.7	62.9	59.9	35.4	13.5	0.280	0.413
70	20	30	80	120	63.8	62.9	59.9	71.5	16.5	0.281	0.405
60	10	40	80	120	64.7	57.6	59.9	9.2	13.5	0.291	0.457
70	20	40	80	120	63.8	57.6	59.9	10.4	16.5	0.293	0.474
60	10	40	90	120	64.7	62.1	54.9	24.6	6.6	0.291	0.451
70	20	40	90	120	63.8	62.1	54.9	37.6	7.2	0.295	0.449
80	30	40	90	120	62.9	62.1	54.9	78.3	7.9	0.298	0.451
90	30	40	100	120	67.1	66.1	49.5	70.4	3.8	0.305	0.568
60	10	50	80	120	64.7	52.0	59.9	5.1	13.5	0.290	0.483
70	20	50	80	120	63.8	52.0	59.9	5.4	16.5	0.292	0.503

Tabla 5.10 Datos para el diseño termodinámico de un transformador de calor por absorción de doble etapa "TSHTAE".

TcE	Tco	TeV	TAB1	TAB2	XcE	XAB1	XAB2	FR1	FR2	COPTs	COPCts
50	10	50	90	120	59.9	56.9	54.9	20.0	12.0	0.257	0.413
60	10	50	90	120	64.7	56.9	54.9	8.3	6.6	0.301	0.484
60	20	50	90	120	59.1	56.9	54.9	27.3	14.2	0.257	0.405
70	20	50	90	120	63.8	56.9	54.9	9.3	7.2	0.307	0.494
70	30	50	90	120	58.4	56.9	54.9	41.0	17.0	0.258	0.397
80	30	50	90	120	62.9	56.9	54.9	10.6	7.9	0.313	0.522
80	40	50	90	120	57.6	56.9	54.9	82.2	21.3	0.260	0.389
60	10	50	100	120	64.7	61.3	49.5	19.3	4.2	0.287	0.484
70	20	50	100	120	63.8	61.3	49.5	26.3	4.5	0.290	0.488
80	30	50	100	120	62.9	61.3	49.5	41.0	4.7	0.293	0.496
90	30	50	100	120	67.1	61.3	49.5	11.7	3.8	0.318	0.636
90	40	50	100	120	62.1	61.3	49.5	85.1	4.9	0.296	0.515
60	10	60	80	120	64.7	45.7	59.9	3.4	13.5	0.286	0.500
70	20	60	80	120	63.8	45.7	59.9	3.5	16.5	0.287	0.519
50	10	60	90	120	59.9	51.3	54.9	6.9	12.0	0.267	0.439
60	10	60	90	120	64.7	51.3	54.9	4.8	6.6	0.299	0.506
60	20	60	90	120	59.1	51.3	54.9	7.6	14.2	0.269	0.437
70	20	60	90	120	63.8	51.3	54.9	5.1	7.2	0.304	0.520
70	30	60	90	120	58.4	51.3	54.9	8.3	17.0	0.272	0.440
80	30	60	90	120	62.9	51.3	54.9	5.4	7.9	0.310	0.550

Tabla 5.11 Datos para el diseño termodinámico de un transformador de calor por absorción de doble etapa "TSHTAE".

TGE	Tco	TEV	TAB1	TAB2	XGE	XAB1	XAB2	FR1	FR2	COPts	COPcts
80	40	60	90	120	57.6	51.3	54.9	9.1	21.3	0.276	0.458
50	10	60	100	120	59.9	56.3	49.5	16.3	5.7	0.267	0.446
60	10	60	100	120	64.7	56.3	49.5	7.7	4.2	0.295	0.510
60	20	60	100	120	59.1	56.3	49.5	20.7	6.1	0.270	0.442
70	20	60	100	120	63.8	56.3	49.5	8.5	4.5	0.300	0.521
70	30	60	100	120	58.4	56.3	49.5	27.7	6.6	0.274	0.441
80	30	60	100	120	62.9	56.3	49.5	9.5	4.7	0.306	0.541
90	30	60	100	120	67.1	56.3	49.5	6.2	3.8	0.315	0.662
80	40	60	100	120	57.6	56.3	49.5	41.6	7.0	0.279	0.443
90	40	60	100	120	62.1	56.3	49.5	10.7	4.9	0.313	0.585
90	50	60	100	120	56.9	56.3	49.5	83.3	7.6	0.285	0.451
50	10	70	90	120	59.9	45.1	54.9	4.0	12.0	0.267	0.457
60	10	70	90	120	64.7	45.1	54.9	3.3	6.6	0.297	0.522
60	20	70	90	120	59.1	45.1	54.9	4.2	14.2	0.269	0.459
70	20	70	90	120	63.8	45.1	54.9	3.4	7.2	0.302	0.537
70	30	70	90	120	58.4	45.1	54.9	4.4	17.0	0.271	0.466
80	30	70	90	120	62.9	45.1	54.9	3.5	7.9	0.307	0.566
80	40	70	90	120	57.6	45.1	54.9	4.6	21.3	0.275	0.487
40	10	70	100	120	54.8	50.7	49.5	13.2	10.2	0.233	0.413
50	10	70	100	120	59.9	50.7	49.5	6.5	5.7	0.279	0.467

Tabla 5.12 Datos para el diseño termodinámico de un transformador de calor por absorción de doble etapa "TSHTAE".

TGE	Tco	TEV	TAB1	TAB2	XGE	XAB1	XAB2	FR1	FR2	COPts	COPcts
60	10	70	100	120	64.7	50.7	49.5	4.6	4.2	0.295	0.529
50	20	70	100	120	54.1	50.7	49.5	16.0	11.8	0.234	0.405
60	20	70	100	120	59.1	50.7	49.5	7.0	6.1	0.284	0.468
70	20	70	100	120	63.8	50.7	49.5	4.9	4.5	0.300	0.542
60	30	70	100	120	53.4	50.7	49.5	19.8	13.7	0.236	0.397
70	30	70	100	120	58.4	50.7	49.5	7.6	6.6	0.290	0.474
80	30	70	100	120	62.9	50.7	49.5	5.2	4.7	0.305	0.567
90	30	70	100	120	67.1	50.7	49.5	4.1	3.8	0.313	0.676
70	40	70	100	120	52.7	50.7	49.5	26.5	16.5	0.237	0.389
80	40	70	100	120	57.6	50.7	49.5	8.3	7.0	0.297	0.488
90	40	70	100	120	62.1	50.7	49.5	5.4	4.9	0.311	0.612
80	50	70	100	120	52.0	50.7	49.5	40.2	20.8	0.239	0.381
90	50	70	100	120	56.9	50.7	49.5	9.1	7.6	0.306	0.522
60	10	30	80	130	64.7	62.9	63.7	35.4	65.5	0.024	0.382
60	10	40	80	130	64.7	57.6	63.7	9.2	65.5	0.026	0.426
60	10	40	90	130	64.7	62.1	59.3	24.6	11.9	0.272	0.419
70	20	40	90	130	63.8	62.1	59.3	37.6	14.2	0.272	0.411
80	30	40	90	130	62.9	62.1	59.3	78.3	17.4	0.271	0.403
90	30	40	100	130	67.1	66.1	54.3	70.4	5.3	0.303	0.503
60	10	50	80	130	64.7	52.0	63.7	5.1	65.5	0.026	0.451

Tabla 5.13 Datos para el diseño termodinámico de un transformador de calor por absorción de doble etapa "TSHTAE".

TcE	Tco	TEv	TAB1	TAB2	XGE	XAB1	XAB2	FR1	FR2	COPts	COPcts
60	10	50	90	130	64.7	56.9	59.3	8.3	11.9	0.281	0.452
70	20	50	90	130	63.8	56.9	59.3	9.3	14.2	0.284	0.455
80	30	50	90	130	62.9	56.9	59.3	10.6	17.4	0.286	0.472
60	10	50	100	130	64.7	61.3	54.3	19.3	6.2	0.280	0.452
70	20	50	100	130	63.8	61.3	54.3	26.3	6.8	0.283	0.448
80	30	50	100	130	62.9	61.3	54.3	41.0	7.4	0.286	0.447
90	30	50	100	130	67.1	61.3	54.3	11.7	5.3	0.316	0.573
90	40	50	100	130	62.1	61.3	54.3	85.1	8.0	0.290	0.449
90	30	50	110	130	67.1	65.3	48.9	37.0	3.7	0.293	0.541
60	10	60	80	130	64.7	45.7	63.7	3.4	65.5	0.025	0.468
60	10	60	90	130	64.7	51.3	59.3	4.8	11.9	0.279	0.473
70	20	60	90	130	63.8	51.3	59.3	5.1	14.2	0.281	0.481
80	30	60	90	130	62.9	51.3	59.3	5.4	17.4	0.283	0.501
50	10	60	100	130	59.9	56.3	54.3	16.3	10.7	0.246	0.419
60	10	60	100	130	64.7	56.3	54.3	7.7	6.2	0.288	0.478
60	20	60	100	130	59.1	56.3	54.3	20.7	12.4	0.246	0.411
70	20	60	100	130	63.8	56.3	54.3	8.5	6.8	0.293	0.481
70	30	60	100	130	58.4	56.3	54.3	27.7	14.5	0.247	0.403
80	30	60	100	130	62.9	56.3	54.3	9.5	7.4	0.299	0.492
90	30	60	100	130	67.1	56.3	54.3	6.2	5.3	0.313	0.601

Tabla 5.14 Datos para el diseño termodinámico de un transformador de calor por absorción de doble etapa "TSHTAE".

TcE	Tco	TEv	TAB1	TAB2	XGE	XAB1	XAB2	FR1	FR2	COPts	COPcts
80	40	60	100	130	57.6	56.3	54.3	41.6	17.4	0.249	0.395
90	40	60	100	130	62.1	56.3	54.3	10.7	8.0	0.306	0.520
90	50	60	100	130	56.9	56.3	54.3	83.3	21.8	0.251	0.387
60	10	60	110	130	64.7	60.6	48.9	15.7	4.1	0.273	0.481
70	20	60	110	130	63.8	60.6	48.9	20.1	4.3	0.276	0.482
80	30	60	110	130	62.9	60.6	48.9	27.5	4.5	0.279	0.485
90	30	60	110	130	67.1	60.6	48.9	10.3	3.7	0.303	0.585
90	40	60	110	130	62.1	60.6	48.9	41.9	4.7	0.283	0.495
60	10	70	90	130	64.7	45.1	59.3	3.3	11.9	0.277	0.489
70	20	70	90	130	63.8	45.1	59.3	3.4	14.2	0.279	0.498
80	30	70	90	130	62.9	45.1	59.3	3.5	17.4	0.280	0.517
50	10	70	100	130	59.9	50.7	54.3	6.5	10.7	0.257	0.440
60	10	70	100	130	64.7	50.7	54.3	4.6	6.2	0.289	0.497
60	20	70	100	130	59.1	50.7	54.3	7.0	12.4	0.259	0.436
70	20	70	100	130	63.8	50.7	54.3	4.9	6.8	0.293	0.503
70	30	70	100	130	58.4	50.7	54.3	7.6	14.5	0.262	0.435
80	30	70	100	130	62.9	50.7	54.3	5.2	7.4	0.298	0.518
90	30	70	100	130	67.1	50.7	54.3	4.1	5.3	0.311	0.616
80	40	70	100	130	57.6	50.7	54.3	8.3	17.4	0.265	0.438
90	40	70	100	130	62.1	50.7	54.3	5.4	8.0	0.305	0.549

Tabla 5.15 Datos para el diseño termodinámico de un transformador de calor por absorción de doble etapa "TSHITAE".

TGE	Tco	TEV	TAB1	TAB2	XGE	XAB1	XAB2	FR1	FR2	COPts	COPcts
90	50	70	100	130	56.9	50.7	54.3	9.1	21.8	0.270	0.456
50	10	70	110	130	59.9	55.6	48.9	13.3	5.4	0.256	0.448
60	10	70	110	130	64.7	55.6	48.9	7.1	4.1	0.283	0.503
60	20	70	110	130	59.1	55.6	48.9	16.8	5.8	0.258	0.443
70	20	70	110	130	63.8	55.6	48.9	7.3	4.3	0.288	0.508
70	30	70	110	130	58.4	55.6	48.9	21.0	6.1	0.262	0.440
80	30	70	110	130	62.9	55.6	48.9	8.6	4.5	0.293	0.518
90	30	70	110	130	67.1	55.6	48.9	5.8	3.7	0.303	0.610
80	40	70	110	130	57.6	55.6	48.9	28.1	6.6	0.267	0.439
90	40	70	110	130	62.1	55.6	48.9	9.6	4.7	0.300	0.539
90	50	70	110	130	56.9	55.6	48.9	42.1	7.1	0.272	0.441
40	10	80	110	130	54.8	50.0	48.9	11.4	9.2	0.221	0.419
50	10	80	110	130	59.9	50.0	48.9	6.0	5.4	0.265	0.466
60	10	80	110	130	64.7	50.0	48.9	4.4	4.1	0.281	0.519
50	20	80	110	130	54.1	50.0	48.9	13.4	10.4	0.222	0.411
60	20	80	110	130	59.1	50.0	48.9	6.5	5.8	0.269	0.465
70	20	80	110	130	63.8	50.0	48.9	4.6	4.3	0.285	0.527
60	30	80	110	130	53.4	50.0	48.9	15.9	11.9	0.224	0.403
70	30	80	110	130	58.4	50.0	48.9	7.0	6.1	0.275	0.466
80	30	80	110	130	62.9	50.0	48.9	4.9	4.5	0.291	0.540

Tabla 5.16 Datos para el diseño termodinámico de un transformador de calor por absorción de doble etapa "TSHITAE".

TGE	Tco	TEV	TAB1	TAB2	XGE	XAB1	XAB2	FR1	FR2	COPts	COPcts
90	30	80	110	130	67.1	50.0	48.9	3.9	3.7	0.300	0.626
70	40	80	110	130	52.7	50.0	48.9	20.0	13.9	0.225	0.395
80	40	80	110	130	57.6	50.0	48.9	7.6	6.6	0.281	0.472
90	40	80	110	130	62.1	50.0	48.9	5.2	4.7	0.297	0.565
80	50	80	110	130	52.0	50.0	48.9	26.3	16.8	0.227	0.387
90	50	30	110	130	55.9	50.0	48.9	8.2	7.1	0.289	0.486
60	10	40	90	140	64.7	62.1	63.0	24.6	33.4	0.140	0.393
90	30	40	100	140	67.1	66.1	58.6	70.4	7.9	0.295	0.453
60	10	50	90	140	64.7	56.9	63.0	8.3	33.4	0.145	0.425
60	10	50	100	140	64.7	61.3	58.6	19.3	10.6	0.262	0.425
70	20	50	100	140	63.8	61.3	58.6	26.3	12.3	0.262	0.417
80	30	50	100	140	62.9	61.3	58.6	41.0	14.7	0.262	0.409
90	30	50	100	140	67.1	61.3	58.6	11.7	7.9	0.309	0.524
90	40	50	100	140	62.1	61.3	58.6	85.1	17.9	0.262	0.401
90	30	50	110	140	67.1	65.3	53.7	37.0	5.0	0.291	0.492
60	10	60	90	140	64.7	51.3	63.0	4.8	38.4	0.145	0.446
50	10	60	100	140	59.9	56.3	58.6	16.3	44.9	0.030	0.397
60	10	60	100	140	64.7	56.3	58.6	7.7	10.6	0.270	0.451
70	20	60	100	140	63.8	56.3	58.6	8.5	12.3	0.272	0.449
80	30	60	100	140	62.9	56.3	58.6	9.5	14.7	0.274	0.453

Tabla 5.17 Datos para el diseño termodinámico de un transformador de calor por absorción de doble etapa "TSHTAE".

TGE	Tco	TEV	TAB1	TAB2	XGE	XAB1	XAB2	FR1	FR2	COPts	COPcTs
90	30	60	100	140	67.1	56.3	58.6	6.2	7.9	0.306	0.553
90	40	60	100	140	62.1	56.3	58.6	10.7	17.9	0.278	0.470
60	10	60	110	140	64.7	60.6	53.7	15.7	5.9	0.267	0.454
70	20	60	110	140	63.8	60.6	53.7	20.1	6.3	0.270	0.449
80	30	60	110	140	62.9	60.6	53.7	27.5	6.9	0.272	0.446
90	30	60	110	140	67.1	60.6	53.7	10.3	5.0	0.301	0.536
90	40	60	110	140	62.1	60.6	53.7	41.9	7.4	0.277	0.445
90	30	60	120	140	67.1	64.5	48.3	25.6	3.6	0.279	0.525
60	10	70	90	140	64.7	45.1	63.0	3.3	38.4	0.144	0.462
50	10	70	100	140	59.9	50.7	58.6	6.5	44.9	0.032	0.417
60	10	70	100	140	64.7	50.7	58.6	4.6	10.6	0.270	0.470
70	20	70	100	140	63.8	50.7	58.6	4.9	12.3	0.272	0.471
80	30	70	100	140	62.9	50.7	58.6	5.2	14.7	0.273	0.478
90	30	70	100	140	67.1	50.7	58.6	4.1	7.9	0.304	0.568
90	40	70	100	140	62.1	50.7	58.6	5.4	17.9	0.276	0.499
50	10	70	110	140	59.9	55.6	53.7	13.8	9.6	0.236	0.425
60	10	70	110	140	64.7	55.6	53.7	7.1	5.9	0.277	0.475
60	20	70	110	140	59.1	55.6	53.7	16.8	10.9	0.236	0.417
70	20	70	110	140	63.8	55.6	53.7	7.8	6.3	0.281	0.475
70	30	70	110	140	58.4	55.6	53.7	21.0	12.5	0.237	0.408

Tabla 5.18 Datos para el diseño termodinámico de un transformador de calor por absorción de doble etapa "TSHTAE".

TGE	Tco	TEV	TAB1	TAB2	XGE	XAB1	XAB2	FR1	FR2	COPts	COPcTs
80	30	70	110	140	62.9	55.6	53.7	8.6	6.9	0.286	0.479
90	30	70	110	140	67.1	55.6	53.7	5.8	5.0	0.301	0.562
80	40	70	110	140	57.6	55.6	53.7	28.1	14.6	0.239	0.401
90	40	70	110	140	62.1	55.6	53.7	9.6	7.4	0.293	0.490
90	50	70	110	140	56.9	55.6	53.7	42.1	17.6	0.241	0.393
60	10	70	120	140	64.7	59.9	48.3	13.5	4.0	0.261	0.480
70	20	70	120	140	63.8	59.9	48.3	16.5	4.1	0.264	0.479
80	30	70	120	140	62.9	59.9	48.3	21.1	4.3	0.266	0.479
90	30	70	120	140	67.1	59.9	48.3	9.4	3.6	0.290	0.558
90	40	70	120	140	62.1	59.9	48.3	28.6	4.5	0.270	0.483
50	10	80	110	140	59.9	50.0	53.7	6.0	9.6	0.245	0.443
60	10	80	110	140	64.7	50.0	53.7	4.4	5.9	0.275	0.492
60	20	80	110	140	59.1	50.0	53.7	6.5	10.9	0.246	0.438
70	20	80	110	140	63.8	50.0	53.7	4.6	6.3	0.279	0.494
70	30	80	110	140	58.4	50.0	53.7	7.0	12.5	0.249	0.434
80	30	80	110	140	62.9	50.0	53.7	4.9	6.9	0.284	0.501
90	30	80	110	140	67.1	50.0	53.7	3.9	5.0	0.297	0.579
80	40	80	110	140	57.6	50.0	53.7	7.6	14.6	0.253	0.433
90	40	80	110	140	62.1	50.0	53.7	5.2	7.4	0.290	0.516
90	50	80	110	140	56.9	50.0	53.7	8.2	17.6	0.257	0.437

Tabla 5.19 Datos para el diseño termodinámico de un transformador de calor por absorción de doble etapa "TSHTAE".

TGE	Tco	TEV	TAB1	TAB2	XGE	XAB1	XAB2	FR1	FR2	COPTs	COPCts
50	10	80	120	140	59.9	54.9	48.3	12.0	5.2	0.241	0.451
60	10	80	120	140	64.7	54.9	48.3	6.6	4.0	0.268	0.498
60	20	80	120	140	59.1	54.9	48.3	14.2	5.5	0.244	0.445
70	20	80	120	140	63.8	54.9	48.3	7.2	4.1	0.273	0.500
70	30	80	120	140	58.4	54.9	48.3	17.0	5.8	0.247	0.441
80	30	80	120	140	62.9	54.9	48.3	7.9	4.3	0.277	0.505
90	30	80	120	140	67.1	54.9	48.3	5.5	3.6	0.289	0.579
80	40	80	120	140	57.6	54.9	48.3	21.3	6.2	0.251	0.438
90	40	80	120	140	62.1	54.9	48.3	8.7	4.5	0.283	0.516
90	50	80	120	140	56.9	54.9	48.3	28.4	6.6	0.257	0.437
40	10	90	120	140	54.8	49.5	48.3	10.2	8.4	0.207	0.425
50	10	90	120	140	59.9	49.5	48.3	5.7	5.2	0.249	0.467
60	10	90	120	140	64.7	49.5	48.3	4.2	4.0	0.266	0.513
50	20	90	120	140	54.1	49.5	48.3	11.8	9.4	0.208	0.417
60	20	90	120	140	59.1	49.5	48.3	6.1	5.5	0.253	0.464
70	20	90	120	140	63.8	49.5	48.3	4.5	4.1	0.270	0.517
60	30	90	120	140	53.4	49.5	48.3	13.7	10.6	0.210	0.408
70	30	90	120	140	58.4	49.5	48.3	6.6	5.8	0.258	0.462
80	30	90	120	140	62.9	49.5	48.3	4.7	4.3	0.275	0.524
90	30	90	120	140	67.1	49.5	48.3	3.8	3.6	0.284	0.595

Tabla 5.20 Datos para el diseño termodinámico de un transformador de calor por absorción de doble etapa "TSHTAE".

TGE	Tco	TEV	TAB1	TAB2	XGE	XAB1	XAB2	FR1	FR2	COPTs	COPCts
70	40	90	120	140	52.7	49.5	48.3	16.5	12.2	0.211	0.401
80	40	90	120	140	57.6	49.5	48.3	7.0	6.2	0.264	0.464
90	40	90	120	140	62.1	49.5	48.3	4.9	4.5	0.281	0.538
80	50	90	120	140	52.0	49.5	48.3	20.8	14.3	0.212	0.393
90	50	90	120	140	56.9	49.5	48.3	7.6	6.6	0.271	0.470
90	30	40	100	150	67.1	66.1	62.3	70.4	14.2	0.275	0.414
60	10	50	100	150	64.7	61.3	62.3	19.3	27.4	0.173	0.402
70	20	50	100	150	63.8	61.3	62.3	26.3	44.6	0.094	0.390
90	30	50	100	150	67.1	61.3	62.3	11.7	14.2	0.287	0.484
90	30	50	110	150	67.1	65.3	58.0	37.0	7.4	0.284	0.452
60	10	60	100	150	64.7	56.3	62.3	7.7	27.4	0.179	0.428
70	20	60	100	150	63.8	56.3	62.3	8.5	44.6	0.099	0.422
90	30	60	100	150	67.1	56.3	62.3	6.2	14.2	0.285	0.513
60	10	60	110	150	64.7	60.6	58.0	15.7	9.6	0.250	0.431
70	20	60	110	150	63.8	60.6	58.0	20.1	11.0	0.250	0.422
80	30	60	110	150	62.9	60.6	58.0	27.5	12.9	0.250	0.414
90	30	60	110	150	67.1	60.6	58.0	10.3	7.4	0.294	0.497
90	40	60	110	150	62.1	60.6	58.0	41.9	15.2	0.251	0.406
90	30	60	120	150	67.1	64.5	53.1	25.6	4.8	0.276	0.485
60	10	70	100	150	64.7	50.7	62.3	4.6	27.4	0.179	0.446

Tabla 5.21 Datos para el diseño termodinámico de un transformador de calor por absorción de doble etapa "TSHTAE".

TcE	Tco	TEV	TAB1	TAB2	XGE	XAB1	XAB2	FR1	FR2	COPts	COPcts
70	20	70	100	150	63.8	50.7	62.3	4.9	44.6	0.099	0.444
90	30	70	100	150	67.1	50.7	62.3	4.1	14.2	0.283	0.529
50	10	70	110	150	59.9	55.6	58.0	13.8	30.8	0.101	0.405
60	10	70	110	150	64.7	55.6	58.0	7.1	9.6	0.259	0.452
70	20	70	110	150	63.8	55.6	58.0	7.8	11.0	0.261	0.448
80	30	70	110	150	62.9	55.6	58.0	8.6	12.9	0.262	0.447
90	30	70	110	150	67.1	55.6	58.0	5.8	7.4	0.294	0.523
90	40	70	110	150	62.1	55.6	58.0	9.6	15.2	0.266	0.450
60	10	70	120	150	64.7	59.9	53.1	13.5	5.6	0.255	0.457
70	20	70	120	150	63.8	59.9	53.1	16.5	6.0	0.257	0.451
80	30	70	120	150	62.9	59.9	53.1	21.1	6.4	0.259	0.447
90	30	70	120	150	67.1	59.9	53.1	9.4	4.8	0.287	0.518
90	40	70	120	150	62.1	59.9	53.1	28.6	6.9	0.263	0.444
50	10	80	110	150	59.9	50.0	58.0	6.0	30.8	0.106	0.423
60	10	80	110	150	64.7	50.0	58.0	4.4	9.6	0.257	0.469
70	20	80	110	150	63.8	50.0	58.0	4.6	11.0	0.259	0.467
80	30	80	110	150	62.9	50.0	58.0	4.9	12.9	0.261	0.468
90	30	80	110	150	67.1	50.0	58.0	3.9	7.4	0.290	0.540
90	40	80	110	150	62.1	50.0	58.0	5.2	15.2	0.263	0.476
50	10	80	120	150	59.9	54.9	53.1	12.0	8.7	0.223	0.431

Tabla 5.22 Datos para el diseño termodinámico de un transformador de calor por absorción de doble etapa "TSHTAE".

TcE	Tco	TEV	TAB1	TAB2	XGE	XAB1	XAB2	FR1	FR2	COPts	COPcts
60	10	80	120	150	64.7	54.9	53.1	6.6	5.6	0.262	0.475
60	20	80	120	150	59.1	54.9	53.1	14.2	9.8	0.223	0.422
70	20	80	120	150	63.8	54.9	53.1	7.2	6.0	0.266	0.473
70	30	80	120	150	58.4	54.9	53.1	17.0	11.0	0.224	0.414
80	30	80	120	150	62.9	54.9	53.1	7.9	6.4	0.270	0.473
90	30	80	120	150	67.1	54.9	53.1	5.5	4.8	0.286	0.540
80	40	80	120	150	57.6	54.9	53.1	21.3	12.6	0.226	0.406
90	40	80	120	150	62.1	54.9	53.1	8.7	6.9	0.276	0.477
90	50	80	120	150	56.9	54.9	53.1	28.4	14.7	0.228	0.399
40	10	90	120	150	54.8	49.5	53.1	10.2	31.5	0.035	0.408
50	10	90	120	150	59.9	49.5	53.1	5.7	8.7	0.230	0.447
60	10	90	120	150	64.7	49.5	53.1	4.2	5.6	0.260	0.490
60	20	90	120	150	59.1	49.5	53.1	6.1	9.8	0.232	0.440
70	20	90	120	150	63.8	49.5	53.1	4.5	6.0	0.264	0.489
70	30	90	120	150	58.4	49.5	53.1	6.6	11.0	0.234	0.435
80	30	90	120	150	62.9	49.5	53.1	4.7	6.4	0.268	0.492
90	30	90	120	150	67.1	49.5	53.1	3.8	4.8	0.282	0.556
80	40	90	120	150	57.6	49.5	53.1	7.0	12.6	0.238	0.432
90	40	90	120	150	62.1	49.5	53.1	4.9	6.9	0.274	0.499
90	50	90	120	150	56.9	49.5	53.1	7.6	14.7	0.242	0.431

Tabla 5.23 Datos para el diseño termodinámico de un transformador de calor por absorción de doble etapa "TSHTAE".

TCE	Tco	TEV	TAB1	TAB2	XGE	XAB1	XAB2	FR1	FR2	COPts	COPcts
90	30	40	100	160	67.1	66.1	65.6	70.4	46.0	0.137	0.383
90	30	50	100	160	67.1	61.3	65.6	11.7	46.0	0.144	0.452
90	30	50	110	160	67.1	65.3	61.7	37.0	12.5	0.264	0.420
90	30	60	100	160	67.1	56.3	65.6	6.2	46.0	0.143	0.480
60	10	60	110	160	64.7	60.6	61.7	15.7	21.6	0.182	0.411
70	20	60	110	160	63.8	60.6	61.7	20.1	31.0	0.142	0.400
80	30	60	110	160	62.9	60.6	61.7	27.5	53.9	0.022	0.388
90	30	60	110	160	67.1	60.6	61.7	10.3	12.5	0.274	0.464
90	30	60	120	160	67.1	64.5	57.4	25.6	6.9	0.269	0.453
90	30	70	100	160	67.1	50.7	65.6	4.1	46.0	0.141	0.496
60	10	70	110	160	64.7	55.6	61.7	7.1	21.6	0.189	0.432
70	20	70	110	160	63.8	55.6	61.7	7.8	31.0	0.149	0.425
80	30	70	110	160	62.9	55.6	61.7	8.6	53.9	0.024	0.419
90	30	70	110	160	67.1	55.6	61.7	5.8	12.5	0.274	0.490
60	10	70	120	160	64.7	59.9	57.4	13.5	8.8	0.238	0.437
70	20	70	120	160	63.8	59.9	57.4	16.5	10.0	0.239	0.428
80	30	70	120	160	62.9	59.9	57.4	21.1	11.5	0.238	0.420
90	30	70	120	160	67.1	59.9	57.4	9.4	6.9	0.280	0.485
90	40	70	120	160	62.1	59.9	57.4	28.6	13.2	0.239	0.412
60	10	80	110	160	64.7	50.0	61.7	4.4	21.6	0.188	0.448

Tabla 5.24 Datos para el diseño termodinámico de un transformador de calor por absorción de doble etapa "TSHTAE".

TCE	Tco	TEV	TAB1	TAB2	XGE	XAB1	XAB2	FR1	FR2	COPts	COPcts
70	20	80	110	160	63.8	50.0	61.7	4.6	31.0	0.148	0.443
80	30	80	110	160	62.9	50.0	61.7	4.9	53.9	0.023	0.441
90	30	80	110	160	67.1	50.0	61.7	3.9	12.5	0.270	0.507
50	10	80	120	160	59.9	54.9	57.4	12.0	23.5	0.126	0.413
60	10	80	120	160	64.7	54.9	57.4	6.6	8.8	0.245	0.455
60	20	80	120	160	59.1	54.9	57.4	14.2	34.3	0.064	0.402
70	20	80	120	160	63.8	54.9	57.4	7.2	10.0	0.247	0.449
80	30	80	120	160	62.9	54.9	57.4	7.9	11.5	0.248	0.445
90	30	80	120	160	67.1	54.9	57.4	5.5	6.9	0.279	0.508
90	40	80	120	160	62.1	54.9	57.4	8.7	13.2	0.251	0.444
50	10	90	120	160	59.9	49.5	57.4	5.7	23.5	0.131	0.429
60	10	90	120	160	64.7	49.5	57.4	4.2	8.8	0.243	0.469
60	20	90	120	160	59.1	49.5	57.4	6.1	34.3	0.067	0.420
70	20	90	120	160	63.8	49.5	57.4	4.5	10.0	0.245	0.466
80	30	90	120	160	62.9	49.5	57.4	4.7	11.5	0.246	0.464
90	30	90	120	160	67.1	49.5	57.4	3.8	6.9	0.275	0.523
90	40	90	120	160	62.1	49.5	57.4	4.9	13.2	0.249	0.466
90	30	50	110	170	67.1	65.3	64.9	37.0	31.5	0.175	0.393
90	30	60	110	170	67.1	60.6	64.9	10.3	31.5	0.182	0.437
90	30	60	120	170	67.1	64.5	61.1	25.6	11.2	0.251	0.425

Tabla 5.25 Datos para el diseño termodinámico de un transformador de calor por absorción de doble etapa "TSHTAE".

TGE	Tco	TEV	TAB1	TAB2	XGE	XAB1	XAB2	FR1	FR2	COPTs	COPcTs
90	30	70	110	170	67.1	55.6	64.9	5.8	31.5	0.182	0.462
60	10	70	120	170	64.7	59.9	61.1	13.5	17.9	0.184	0.419
70	20	70	120	170	63.8	59.9	61.1	16.5	23.8	0.159	0.408
80	30	70	120	170	62.9	59.9	61.1	21.1	35.2	0.105	0.397
90	30	70	120	170	67.1	59.9	61.1	9.4	11.2	0.261	0.458
60	10	70	130	170	64.7	63.7	56.8	65.5	8.2	0.028	0.423
90	30	80	110	170	67.1	50.0	64.9	3.9	31.5	0.180	0.479
60	10	80	120	170	64.7	54.9	61.1	6.6	17.9	0.189	0.437
70	20	80	120	170	63.8	54.9	61.1	7.2	23.8	0.165	0.429
80	30	80	120	170	62.9	54.9	61.1	7.9	35.2	0.111	0.422
90	30	80	120	170	67.1	54.9	61.1	5.5	11.2	0.260	0.480
60	10	90	120	170	64.7	49.5	61.1	4.2	17.9	0.188	0.451
70	20	90	120	170	63.8	49.5	61.1	4.5	23.8	0.164	0.445
80	30	90	120	170	62.9	49.5	61.1	4.7	35.2	0.109	0.441
90	30	90	120	170	67.1	49.5	61.1	3.8	11.2	0.256	0.496
90	30	60	120	180	67.1	64.5	64.3	25.6	24.4	0.184	0.402
90	30	70	120	180	67.1	59.9	64.3	9.4	24.4	0.192	0.434
90	30	80	120	180	67.1	54.9	64.3	5.5	24.4	0.191	0.456
90	30	90	120	180	67.1	49.5	64.3	3.8	24.4	0.188	0.472

Tabla 5.26 Datos para el diseño termodinámico de un transformador de calor por absorción de doble etapa "TSHTAc".

TGE	Tco	TEV	TAB1	TAB2	XGE1	XAB1	XGE2	XAB2	FR1	FR2	COPTs	COPCts
40	10	30	60	70	54.8	53.4	59.9	58.4	37.9	38.1	0.30	0.38
50	10	30	60	70	59.9	53.4	59.9	58.4	9.1	38.1	0.32	0.45
60	10	30	60	70	64.7	53.4	59.9	58.4	5.7	38.1	0.32	0.55
30	10	40	60	70	49.0	46.9	59.9	52.7	23.4	8.2	0.31	0.43
40	10	40	60	70	54.8	46.9	59.9	52.7	6.9	8.2	0.33	0.48
50	10	40	60	70	59.9	46.9	59.9	52.7	4.6	8.2	0.33	0.55
60	10	40	60	70	64.7	46.9	59.9	52.7	3.6	8.2	0.33	0.65
40	20	40	60	70	48.2	46.9	54.1	52.7	35.9	38.7	0.29	0.37
50	20	40	60	70	54.1	46.9	54.1	52.7	7.5	38.7	0.31	0.44
60	20	40	60	70	59.1	46.9	54.1	52.7	4.8	38.7	0.31	0.54
30	10	40	60	80	49.0	46.9	59.9	57.6	23.4	26.1	0.29	0.39
40	10	40	60	80	54.8	46.9	59.9	57.6	6.9	26.1	0.31	0.43
50	10	40	60	80	59.9	46.9	59.9	57.6	4.6	26.1	0.31	0.49
60	10	40	60	80	64.7	46.9	59.9	57.6	3.6	26.1	0.32	0.56
70	30	70	90	100	58.4	45.1	62.9	50.7	4.4	5.2	0.33	0.56
80	30	70	90	100	62.9	45.1	62.9	50.7	3.5	5.2	0.33	0.62
90	30	70	90	100	67.1	45.1	62.9	50.7	3.1	5.2	0.33	0.71
70	40	70	90	100	52.7	45.1	57.6	50.7	7.0	8.3	0.32	0.48
80	40	70	90	100	57.6	45.1	57.6	50.7	4.6	8.3	0.33	0.55
90	40	70	90	100	62.1	45.1	57.6	50.7	3.7	8.3	0.33	0.64
70	50	70	90	100	46.2	45.1	52.0	50.7	42.5	40.2	0.28	0.37

Tabla 5.27 Datos para el diseño termodinámico de un transformador de calor por absorción de doble etapa "TSHTAc".

TGE	Tco	TEV	TAB1	TAB2	XGE1	XAB1	XGE2	XAB2	FR1	FR2	COPTs	COPCts
80	50	70	90	100	52.0	45.1	52.0	50.7	7.6	40.2	0.30	0.44
90	50	70	90	100	56.9	45.1	52.0	50.7	4.8	40.2	0.31	0.54
70	30	70	90	110	58.4	45.1	62.9	55.6	4.4	8.6	0.33	0.51
80	30	70	90	110	62.9	45.1	62.9	55.6	3.5	8.6	0.33	0.56
90	30	70	90	110	67.1	45.1	62.9	55.6	3.1	8.6	0.33	0.63
70	40	70	90	110	52.7	45.1	57.6	55.6	7.0	28.1	0.31	0.43
80	40	70	90	110	57.6	45.1	57.6	55.6	4.6	28.1	0.31	0.48
90	40	70	90	110	62.1	45.1	57.6	55.6	3.7	28.1	0.31	0.55
70	30	70	100	110	58.4	50.7	67.1	55.6	7.6	5.8	0.33	0.51
70	40	70	100	110	52.7	50.7	62.1	55.6	26.5	9.6	0.31	0.43
70	30	70	90	120	58.4	45.1	62.9	59.9	4.4	21.1	0.31	0.47
80	30	70	90	120	62.9	45.1	62.9	59.9	3.5	21.1	0.31	0.51
90	30	70	90	120	67.1	45.1	62.9	59.9	3.1	21.1	0.31	0.56
70	30	70	100	120	58.4	50.7	67.1	59.9	7.6	9.4	0.32	0.47
80	30	70	100	120	62.9	50.7	67.1	59.9	5.2	9.4	0.33	0.51
70	40	70	100	120	52.7	50.7	62.1	59.9	26.5	28.6	0.29	0.39
80	40	70	100	120	57.6	50.7	62.1	59.9	8.3	28.6	0.31	0.43
60	30	70	100	130	53.4	50.7	67.1	63.7	19.8	20.0	0.29	0.40
70	30	70	100	130	58.4	50.7	67.1	63.7	7.6	20.0	0.31	0.43
80	30	70	100	130	62.9	50.7	67.1	63.7	5.2	20.0	0.32	0.47
90	30	70	100	130	67.1	50.7	67.1	63.7	4.1	20.0	0.32	0.52

Tabla 5.28 Datos para el diseño termodinámico de un transformador de calor por absorción de doble etapa "TSHTAC".

TGE	Tco	TEV	TAB1	TAB2	XGE1	XAB1	XGE2	XAB2	FR1	FR2	COPts	COPcts
80	40	70	110	130	57.6	55.6	66.1	63.7	28.1	27.5	0.29	0.39
90	40	70	110	130	62.1	55.6	66.1	63.7	9.6	27.5	0.31	0.44
90	40	70	120	130	62.1	59.9	69.9	63.7	28.6	11.4	0.31	0.44
70	40	80	110	130	52.7	50.0	66.1	59.3	20.0	9.6	0.30	0.43
80	40	80	110	130	57.6	50.0	66.1	59.3	7.6	9.6	0.32	0.47
90	40	80	110	130	62.1	50.0	66.1	59.3	5.2	9.6	0.33	0.51
80	50	80	110	130	52.0	50.0	61.3	59.3	26.8	29.5	0.29	0.39
90	50	80	110	130	56.9	50.0	61.3	59.3	8.2	29.5	0.31	0.43
80	40	80	120	130	57.6	54.9	69.9	59.3	21.3	6.6	0.31	0.47
90	40	80	120	130	62.1	54.9	69.9	59.3	8.7	6.6	0.33	0.51
90	50	80	120	130	56.9	54.9	65.3	59.3	28.4	10.9	0.31	0.43
70	40	90	120	130	52.7	49.5	69.9	54.3	16.5	4.5	0.30	0.48
80	40	90	120	130	57.6	49.5	69.9	54.3	7.0	4.5	0.32	0.52
90	40	90	120	130	62.1	49.5	69.9	54.3	4.9	4.5	0.33	0.57
80	50	90	120	130	52.0	49.5	65.3	54.3	20.8	6.0	0.30	0.46
90	50	90	120	130	56.9	49.5	65.3	54.3	7.6	6.0	0.32	0.50
90	40	70	120	140	62.1	59.9	69.9	67.1	28.6	25.5	0.30	0.40
70	40	80	110	140	52.7	50.0	66.1	63.0	20.0	21.3	0.29	0.40
80	40	80	110	140	57.6	50.0	66.1	63.0	7.6	21.3	0.31	0.43
90	40	80	110	140	62.1	50.0	66.1	63.0	5.2	21.3	0.31	0.47
80	40	80	120	140	57.6	54.9	69.9	63.0	21.3	10.2	0.30	0.43

Tabla 5.29 Datos para el diseño termodinámico de un transformador de calor por absorción de doble etapa "TSHTAC".

TGE	Tco	TEV	TAB1	TAB2	XGE1	XAB1	XGE2	XAB2	FR1	FR2	COPts	COPcts
90	40	80	120	140	62.1	54.9	69.9	63.0	8.7	10.2	0.32	0.47
90	50	80	120	140	56.9	54.9	65.3	63.0	28.4	29.2	0.29	0.39
70	40	90	120	140	52.7	49.5	69.9	58.6	16.5	6.2	0.30	0.46
80	40	90	120	140	57.6	49.5	69.9	58.6	7.0	6.2	0.32	0.49
90	40	90	120	140	62.1	49.5	69.9	58.6	4.9	6.2	0.33	0.53
80	50	90	120	140	52.0	49.5	65.3	58.6	20.8	9.8	0.30	0.43
90	50	90	120	140	56.9	49.5	65.3	58.6	7.6	9.8	0.32	0.46
80	40	80	120	150	57.6	54.9	69.9	66.3	21.3	19.9	0.29	0.41
90	40	80	120	150	62.1	54.9	69.9	66.3	8.7	19.9	0.31	0.44
70	40	90	120	150	52.7	49.5	69.9	62.3	16.5	9.3	0.30	0.43
80	40	90	120	150	57.6	49.5	69.9	62.3	7.0	9.3	0.32	0.46
90	40	90	120	150	62.1	49.5	69.9	62.3	4.9	9.3	0.32	0.49
80	50	90	120	150	52.0	49.5	65.3	62.3	20.8	22.4	0.29	0.40
90	50	90	120	150	56.9	49.5	65.3	62.3	7.6	22.4	0.31	0.43
70	40	90	120	160	52.7	49.5	69.9	65.6	16.5	16.5	0.29	0.41
80	40	90	120	160	57.6	49.5	69.9	65.6	7.0	16.5	0.31	0.44
90	40	90	120	160	62.1	49.5	69.9	65.6	4.9	16.5	0.31	0.47
70	40	90	120	170	52.7	49.5	69.9	68.5	16.5	53.4	0.20	0.39
80	40	90	120	170	57.6	49.5	69.9	68.5	7.0	53.4	0.21	0.42
90	40	90	120	170	62.1	49.5	69.9	68.5	4.9	53.4	0.21	0.44

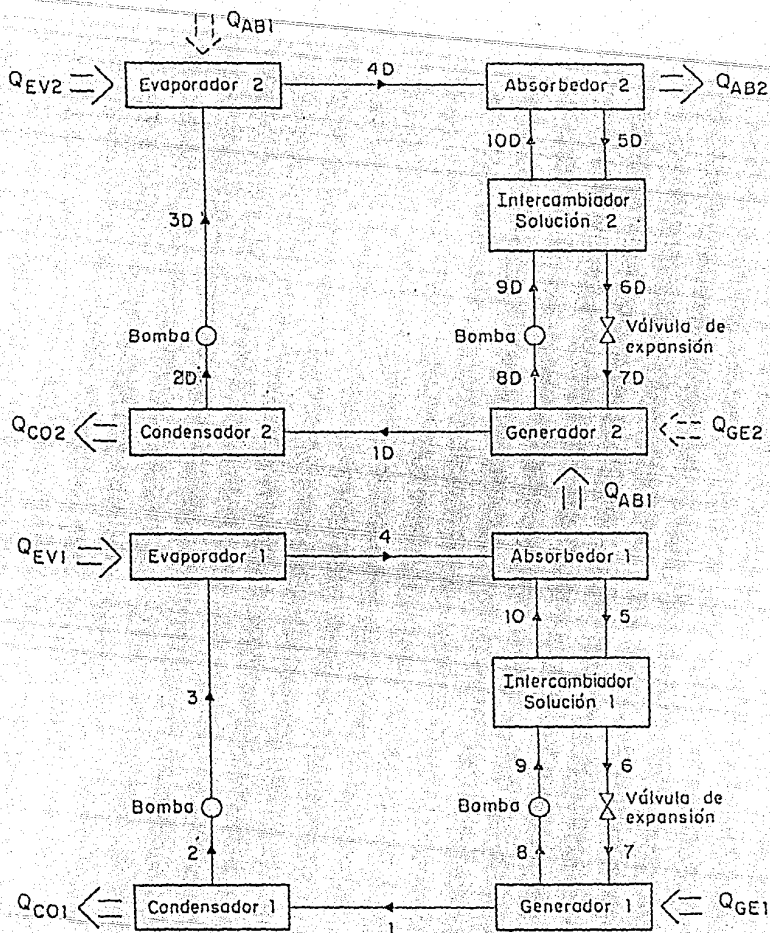


Figura 5.1 Diagrama esquemático de un transformador de calor por absorción de doble etapa.

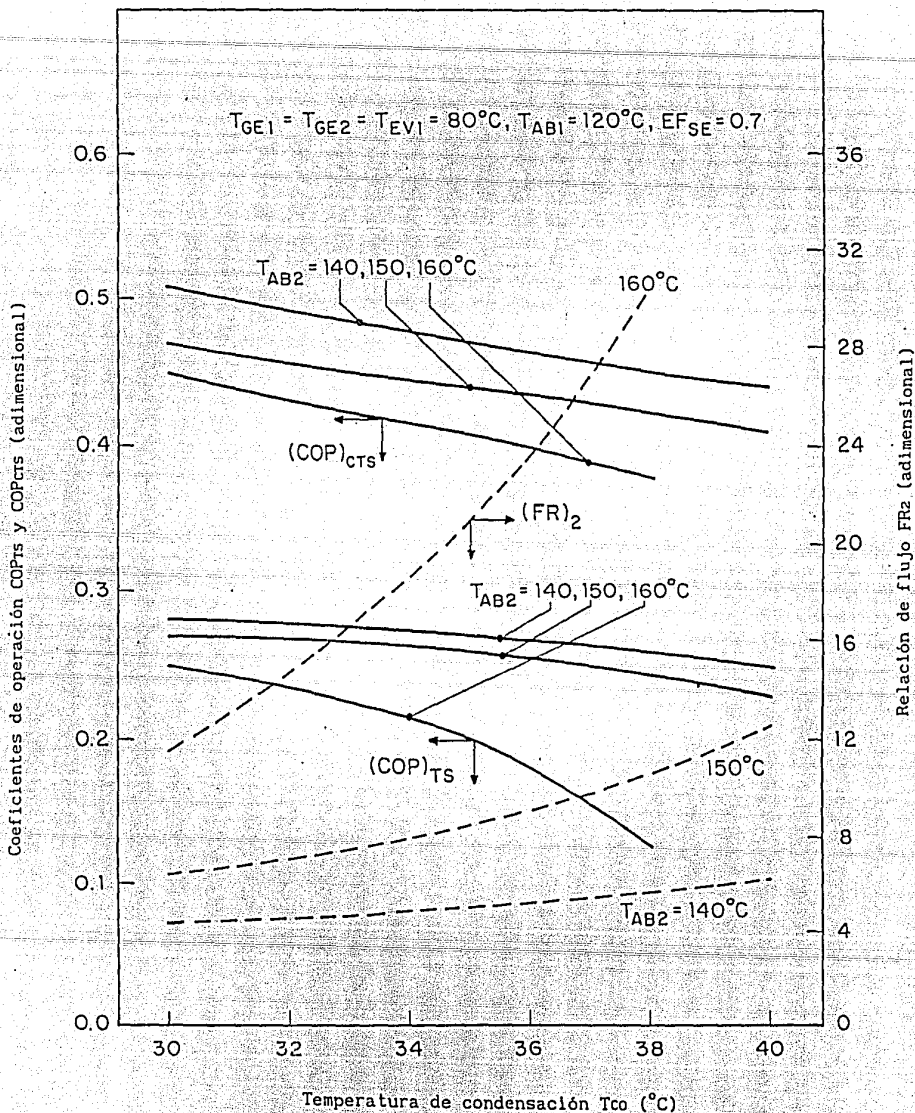


Figura 5.2 Coeficientes de operación y relación de flujo en función de la temperatura de condensación para diferentes T_{AB2} .

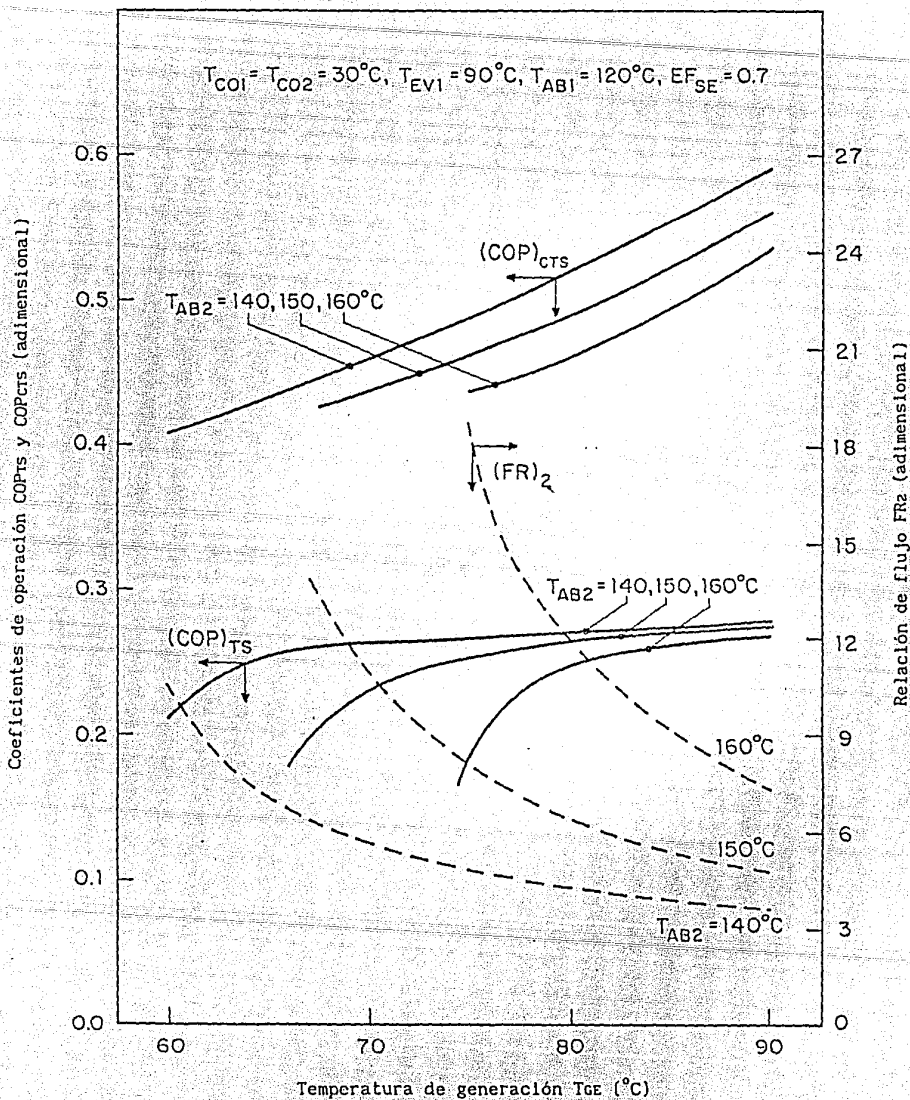


Figura 5.3 Coeficientes de operación y relación de flujo en función de la temperatura de generación para diferentes T_{AB2} .

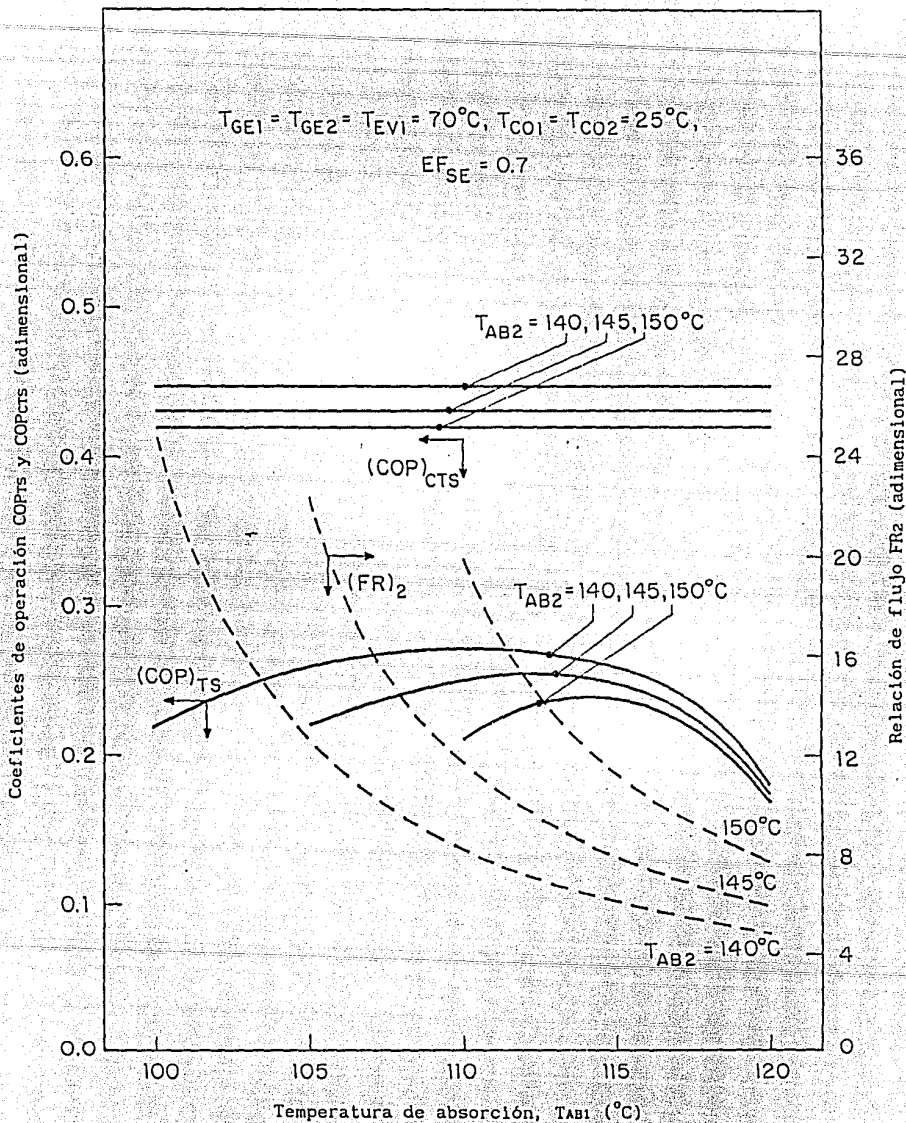


Figura 5.4 Coeficientes de operación y relación de flujo en función de la temperatura T_{AB1} para diferentes valores de T_{AB2} .

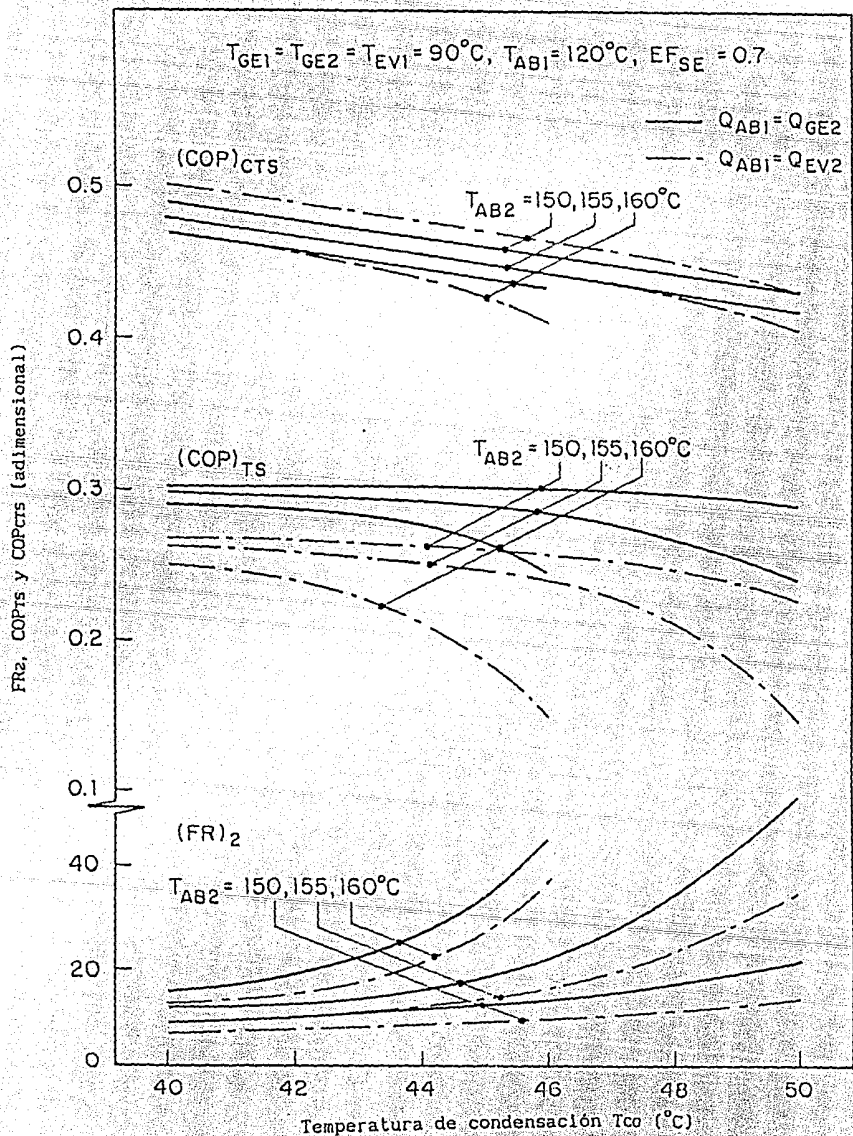


Figura 5.5 Comparación de FR y COP para las diferentes configuraciones del TSHT en función de T_{co} para distintas T_{AB2} .

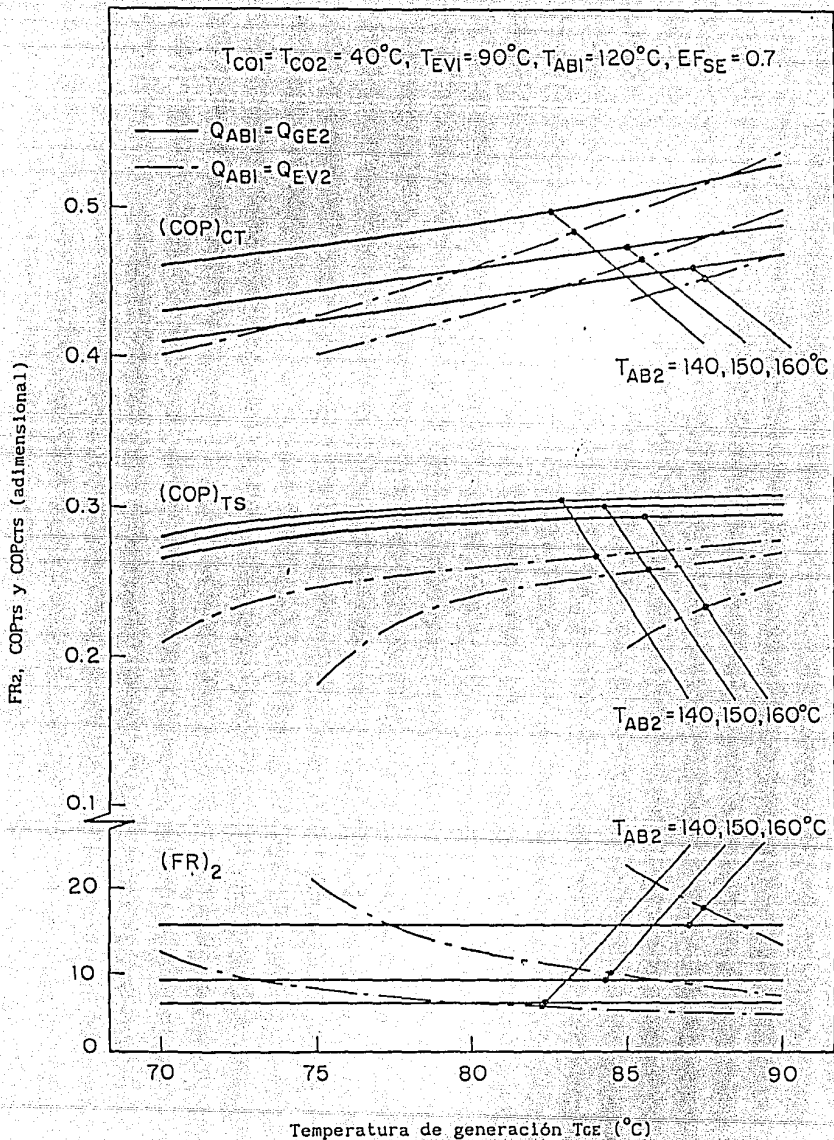


Figura 5.6 Comparación de FR y COP para las diferentes configuraciones del TSHT en función de T_{cr} para distintas T_{AB2} .

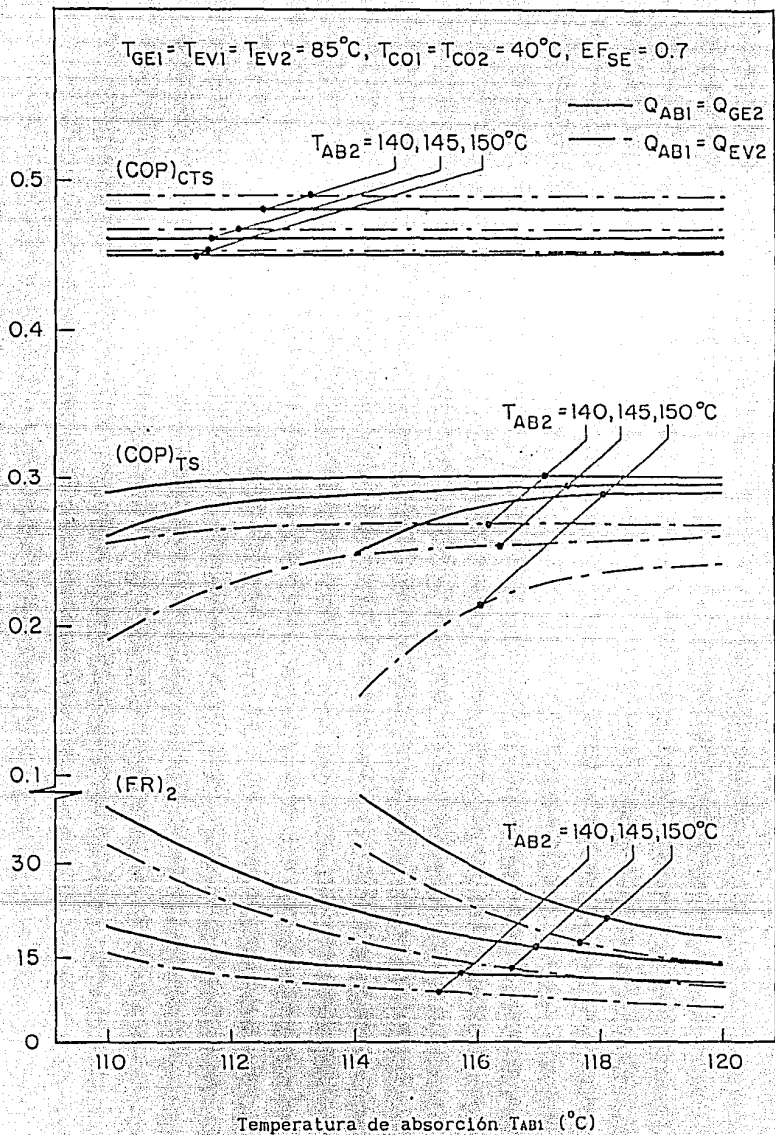


Figura 5.7 Comparación de FR y COP para las diferentes configuraciones del TSHT en función de T_{AB1} para distintas T_{AB2} .

Tabla 6.1 Datos para el diseño termodinámico de un transformador de calor de doble absorción "DAHT".

TGE	Tco	TEV	TAE	TAB	XGE	XAB	XAE	BPCo	BPAE	COPDA	COPcDA
40	10	40	60	80	54.8	52.0	46.9	0.89	1.36	0.298	0.483
50	20	40	60	80	54.1	52.0	46.9	0.87	2.23	0.300	0.445
50	10	30	60	90	59.9	56.9	53.4	0.73	0.83	0.325	0.391
50	10	40	60	90	59.9	56.9	46.9	0.91	3.74	0.303	0.490
40	10	50	70	90	54.8	51.3	46.2	0.89	0.92	0.290	0.506
50	20	50	70	90	54.1	51.3	46.2	0.88	1.45	0.292	0.482
60	30	50	70	90	53.4	51.3	46.2	0.86	2.28	0.295	0.444
50	10	40	70	100	59.9	56.3	52.7	0.74	0.51	0.316	0.442
60	20	40	70	100	59.1	56.3	52.7	0.72	0.96	0.317	0.389
50	10	50	70	100	59.9	56.3	46.2	0.91	2.88	0.295	0.513
60	10	50	70	100	64.7	56.3	46.2	0.91	0.82	0.326	0.569
60	20	50	70	100	59.1	56.3	46.2	0.90	4.02	0.296	0.488
40	10	60	80	100	54.8	50.7	45.7	0.93	0.57	0.284	0.523
50	20	60	80	100	54.1	50.7	45.7	0.91	0.93	0.286	0.505
60	30	60	80	100	53.4	50.7	45.7	0.90	1.43	0.289	0.480
70	40	60	80	100	52.7	50.7	45.7	0.88	2.31	0.291	0.443
60	10	30	70	110	64.7	60.6	58.4	0.55	0.10	0.352	0.351
60	10	40	70	110	64.7	60.6	52.7	0.82	1.90	0.315	0.448
60	10	50	70	110	64.7	60.6	46.2	0.91	4.36	0.303	0.520
50	10	50	80	110	59.9	55.6	52.0	0.76	0.27	0.311	0.474

Tabla 6.2 Datos para el diseño termodinámico de un transformador de calor de doble absorción "DAHT".

TGE	Tco	TEV	TAE	TAB	XGE	XAB	XAE	BPCo	BPAE	COPDA	COPcDA
60	20	50	80	110	59.1	55.6	52.0	0.75	0.57	0.312	0.440
70	30	50	80	110	58.4	55.6	52.0	0.74	1.00	0.314	0.387
50	10	60	80	110	59.9	55.6	45.7	0.95	2.16	0.288	0.530
60	10	60	80	110	64.7	55.6	45.7	0.95	0.63	0.318	0.575
60	20	60	80	110	59.1	55.6	45.7	0.93	2.91	0.290	0.511
70	20	60	80	110	63.8	55.6	45.7	0.93	0.81	0.322	0.567
70	30	60	80	110	58.4	55.6	45.7	0.92	3.97	0.292	0.487
40	10	70	90	110	54.8	50.0	45.1	0.93	0.34	0.278	0.537
50	20	70	90	110	54.1	50.0	45.1	0.91	0.60	0.279	0.521
60	30	70	90	110	53.4	50.0	45.1	0.90	0.93	0.282	0.503
70	40	70	90	110	52.7	50.0	45.1	0.88	1.46	0.285	0.479
80	50	70	90	110	52.0	50.0	45.1	0.87	2.35	0.287	0.441
70	20	40	80	120	63.8	59.9	57.6	0.55	0.16	0.348	0.349
60	10	50	80	120	64.7	59.9	52.0	0.84	1.44	0.309	0.481
70	20	50	80	120	63.8	59.9	52.0	0.83	2.03	0.310	0.446
60	10	60	80	120	64.7	59.9	45.7	0.95	3.42	0.296	0.536
70	20	60	80	120	63.8	59.9	45.7	0.93	4.50	0.298	0.518
50	10	60	90	120	59.9	54.9	51.3	0.78	0.09	0.303	0.498
60	20	60	90	120	59.1	54.9	51.3	0.77	0.31	0.304	0.472
70	30	60	90	120	58.4	54.9	51.3	0.76	0.60	0.306	0.438

Tabla 6.5 Datos para el diseño termodinámico de un transformador de calor de doble absorción "DAHT".

T _{CE}	T _{CO}	T _{EV}	T _{AE}	T _{AB}	X _{CE}	X _{AB}	X _{AE}	BP _{CO}	BP _{AE}	COP _{DA}	COP _{CDA}
90	50	80	110	140	56.9	53.7	50.0	0.75	0.72	0.292	0.434
60	10	50	100	150	64.7	62.3	61.3	0.31	0.42	0.265	0.399
70	20	50	100	150	63.8	62.3	61.3	0.31	1.35	0.152	0.351
60	10	60	100	150	64.7	62.3	56.3	0.77	2.85	0.207	0.454
70	20	60	100	150	63.8	62.3	56.3	0.76	5.38	0.115	0.419
90	30	60	100	150	67.1	62.3	56.3	0.74	1.06	0.315	0.411
60	10	70	100	150	64.7	62.3	50.7	0.89	6.06	0.194	0.499
70	20	70	100	150	63.8	62.3	50.7	0.88	10.69	0.107	0.474
90	30	70	100	150	67.1	62.3	50.7	0.86	2.78	0.299	0.482
50	10	70	110	150	59.9	58.0	55.6	0.60	1.19	0.142	0.473
90	40	70	110	150	62.1	58.0	55.6	0.58	0.14	0.323	0.403
50	10	80	110	150	59.9	58.0	50.0	0.89	4.51	0.121	0.511
80	30	80	110	150	62.9	58.0	50.0	0.86	1.38	0.283	0.499
90	40	80	110	150	62.1	58.0	50.0	0.85	1.86	0.285	0.474
90	30	50	100	160	67.1	65.6	61.3	0.61	4.28	0.174	0.290
90	30	60	100	160	67.1	65.6	56.3	0.79	8.72	0.158	0.380
80	30	60	110	160	62.9	61.7	60.6	0.33	1.99	0.038	0.349
90	30	70	100	160	67.1	65.6	50.7	0.87	14.63	0.151	0.450
80	30	70	110	160	62.9	61.7	55.6	0.75	6.91	0.028	0.417
80	30	80	110	160	62.9	61.7	50.0	0.88	13.31	0.026	0.472

Tabla 6.3 Datos para el diseño termodinámico de un transformador de calor de doble absorción "DAHT".

T _{CE}	T _{CO}	T _{EV}	T _{AE}	T _{AB}	X _{GE}	X _{AB}	X _{AE}	B _{PCO}	B _{PAE}	COP _{DA}	COP _{CDA}
80	40	60	90	120	57.6	54.9	51.3	0.74	1.03	0.308	0.386
50	10	70	90	120	59.9	54.9	45.1	0.96	1.73	0.281	0.543
60	10	70	90	120	64.7	54.9	45.1	0.96	0.51	0.309	0.581
60	20	70	90	120	59.1	54.9	45.1	0.94	2.28	0.283	0.528
70	20	70	90	120	63.8	54.9	45.1	0.94	0.67	0.314	0.573
70	30	70	90	120	58.4	54.9	45.1	0.92	3.00	0.285	0.509
80	30	70	90	120	62.9	54.9	45.1	0.92	0.86	0.319	0.565
80	40	70	90	120	57.6	54.9	45.1	0.91	4.09	0.288	0.485
60	10	30	80	130	64.7	63.7	62.9	0.27	2.22	0.041	0.289
60	10	40	80	130	64.7	63.7	57.6	0.74	8.37	0.030	0.379
60	10	50	80	130	64.7	63.7	52.0	0.86	16.18	0.028	0.449
70	20	50	90	130	63.8	59.3	56.9	0.57	0.01	0.340	0.407
80	30	50	90	130	62.9	59.3	56.9	0.56	0.27	0.340	0.347
60	10	60	80	130	64.7	63.7	45.7	0.94	26.43	0.026	0.504
60	10	60	90	130	64.7	59.3	51.3	0.87	1.13	0.300	0.504
70	20	60	90	130	63.8	59.3	51.3	0.85	1.58	0.301	0.478
80	30	60	90	130	62.9	59.3	51.3	0.84	2.22	0.302	0.444
60	10	70	90	130	64.7	59.3	45.1	0.96	2.91	0.289	0.550
70	20	70	90	130	63.8	59.3	45.1	0.94	3.73	0.290	0.534
80	30	70	90	130	62.9	59.3	45.1	0.92	4.91	0.291	0.516

Tabla 6.4 Datos para el diseño termodinámico de un transformador de calor de doble absorción "DAHT".

T _{CE}	T _{CO}	T _{EV}	T _{AE}	T _{AB}	X _{GE}	X _{AB}	X _{AE}	B _{PCO}	B _{PAE}	COP _{DA}	COP _{CDA}
60	20	70	100	130	59.1	54.3	50.7	0.78	0.15	0.296	0.496
70	30	70	100	130	58.4	54.3	50.7	0.76	0.37	0.298	0.470
80	40	70	100	130	57.6	54.3	50.7	0.75	0.68	0.300	0.436
90	50	70	100	130	56.9	54.3	50.7	0.74	1.14	0.303	0.384
60	10	40	90	140	64.7	63.0	62.1	0.30	0.96	0.216	0.354
60	10	50	90	140	64.7	63.0	56.9	0.75	4.48	0.168	0.422
60	10	60	90	140	64.7	63.0	51.3	0.89	8.91	0.156	0.477
50	10	60	100	140	59.9	58.6	56.3	0.59	2.15	0.043	0.448
80	30	60	100	140	62.9	58.6	56.3	0.57	0.07	0.332	0.405
90	40	60	100	140	62.1	58.6	56.3	0.57	0.32	0.333	0.345
60	10	70	90	140	64.7	63.0	45.1	0.95	15.04	0.151	0.523
50	10	70	100	140	59.9	58.6	50.7	0.87	7.05	0.036	0.493
60	10	70	100	140	64.7	58.6	50.7	0.87	0.90	0.292	0.523
70	20	70	100	140	63.8	58.6	50.7	0.86	1.25	0.293	0.502
80	30	70	100	140	62.9	58.6	50.7	0.85	1.73	0.294	0.476
90	30	70	100	140	67.1	58.6	50.7	0.85	0.47	0.323	0.522
90	40	70	100	140	62.1	58.6	50.7	0.83	2.37	0.296	0.442
60	20	80	110	140	59.1	53.7	50.0	0.79	0.02	0.285	0.514
70	30	80	110	140	58.4	53.7	50.0	0.78	0.18	0.287	0.493
80	40	80	110	140	57.6	53.7	50.0	0.76	0.41	0.290	0.468

CAPITULO 6

TRANSFORMADORES DE CALOR DE DOBLE ABSORCION

INTRODUCCION

En los capítulos cuatro y cinco se hizo el análisis de un transformador de calor por absorción de una y dos etapas respectivamente. En el primer sistema se observó que cuando las temperaturas de suministro de calor son relativamente bajas, las temperaturas alcanzadas en el absorbedor también lo son, por lo que era necesario estudiar sistemas que permitieran alcanzar mayores diferencias de temperaturas entre el calor suministrado y el obtenido. Tal fué el caso del transformador de doble etapa, el que si bien es cierto que alcanza mayores niveles de temperatura, resulta ser un sistema muy grande y costoso, además de no tener coeficientes de operación muy altos, ya que se "suman" las ineficiencias de ambas etapas. Es por lo anterior que los transformadores de calor de doble absorción los cuales son objeto de estudio en este capítulo, tienen un futuro muy promisorio ya que como se verá son sistemas más pequeños que los de doble etapa y pueden alcanzar al igual que ellos, mayores diferencias de temperaturas que la obtenidas con el SSHT.

6.1 DESCRIPCION DEL SISTEMA

Los elementos principales de un transformador de calor por absorción de doble etapa "DAHT" (Double Absorption Heat Transformer) se muestran esquemáticamente en la figura 6.1. En el generador se suministra una cantidad de calor Q_{GE} para separar el agua del bromuro de litio, el vapor de agua es conducido a través del condensador donde se licúa mediante la extracción de calor Q_{CO} a una presión baja P_{CO} . Posteriormente, el líquido se divide en dos líneas, una de las cuales se bombea a alta presión (P_{AB}) y es evaporada en el absorbedor-evaporador mediante el suministro de calor Q_{AE} . La otra línea es bombeada hacia el evaporador a una presión intermedia P_{EV} donde se vaporiza mediante una cantidad de calor Q_{EV} . El flujo de agua vaporizada en el absorbedor-evaporador pasa hacia el absorbedor donde es absorbida por la solución fuerte (con una alta concentración X_{GE}) proveniente del generador, disipándose una cantidad de calor útil Q_{AB} . La solución así formada (con una concentración intermedia X_{AB}) se divide en dos flujos uno de los cuales intercambia calor con la solución proveniente del generador, en el intercambiador de solución y pasa hacia el generador a través de la válvula de expansión a una presión $P_{CE} = P_{CO}$. El otro flujo proveniente del absorbedor pasa hacia el absorbedor-evaporador a través de la válvula y absorbe el vapor de agua proveniente del evaporador disipando una cantidad de calor Q_{AE} (la cual se utiliza para evaporar el que viene del condensador a una presión P_{AB}). Por último, la solución débil así formada (con una concentración baja X_{AE}) pasa hacia el generador a través de la válvula dando inicio nuevamente el ciclo.

En la figura 6.2 se muestran claramente los niveles de temperaturas y de presiones de operación en un transformador de calor de doble absorción. En éste se puede ver como la temperatura máxima de operación del sistema T_{AB} se obtiene en el absorbedor a la presión más alta P_{AB} .

6.2 MODELO MATEMATICO DE UN "DAHT"

Para la elaboración del modelo matemático se tomaron en cuenta las siguientes consideraciones:

- 1) Existen condiciones de equilibrio en todo el sistema
- 2) El DAHT opera en estado estacionario
- 3) El absorbente no se evapora en el rango de temperaturas de operación de modo que no se necesita el uso del rectificador
- 4) La solución está en estado de saturación a la salida del absorbedor, generador y absorbedor-evaporador. El fluido de trabajo lo está a la salida del condensador y evaporador
- 5) Se desprecian pérdidas y ganancias de calor a través de los diferentes componentes del sistema y de la tubería
- 6) Se desprecian las pérdidas de presión a lo largo de todo el sistema

El cálculo de las propiedades y el análisis del sistema se lleva a cabo mediante la solución del siguiente algoritmo.

a) Se dan como datos de entrada T_1 , T_2 , T_6 , T_8 y T_{13} (ver Fig 6.1), además el calor disipado en el absorbedor Q_{AB} y la efectividad del intercambiador de solución EF_{SE} .

b) De la consideración (1),

$$T_1 = T_{10} \quad (6.1)$$

c) Debido a la consideración (4) las presiones en el condensador, evaporador y absorbedor-evaporador se pueden calcular respectivamente como:

$$P_2 = P(T_2) \quad (6.2)$$

$$P_6 = P(T_6) \quad (6.3)$$

d) Considerando un $\Delta T = T_8 - T_7 = 10^{\circ} \text{C}$ entonces

$$T_7 = T_8 - 10^{\circ} \text{C} \quad (6.4)$$

e) Por la consideración (4),

$$P_7 = P(T_7) \quad (6.5)$$

f) Haciendo uso de la consideración (c) se tiene

$$P_1 = P_2 = P_3 = P_9 = P_{10} = P_{18} \quad (6.6)$$

$$P_4 = P_6 = P_8 = P_{15} \quad (6.7)$$

$$P_5 = P_7 = P_{11} = P_{12} = P_{13} = P_{14} = P_{16} = P_{17} \quad (6.8)$$

g) De la consideración (4) y utilizando las ecuaciones anteriores

$$X_8 = X(T_8, P_8) \quad (6.9)$$

$$X_{10} = X(T_{10}, P_{10}) \quad (6.10)$$

$$X_{13} = X(T_{13}, P_{13}) \quad (6.11)$$

h) Debido a que $X_1 = 0$ y ya que no hay intercambio de masa entre las líneas que unen a los componentes, las concentraciones en todo el sistema están dadas como

$$X_1 = X_2 = X_3 = X_4 = X_5 = X_6 = X_7 \quad (6.12)$$

$$X_8 = X_9 \quad (6.13)$$

$$X_{10} = X_{11} = X_{12} \quad (6.14)$$

$$X_{13} = X_{14} = X_{15} = X_{16} = X_{17} = X_{18} \quad (6.15)$$

i) Las entalpías en los puntos anteriores se calculan como

$$H_8 = H(T_8, X_8) \quad (6.16)$$

$$H_{10} = H(T_{10}, X_{10}) \quad (6.17)$$

$$H_{13} = H(T_{13}, X_{13}) \quad (6.18)$$

j) Utilizando la consideración (4), las entalpías para el fluido de trabajo a la salida del condensador, evaporador y absorbedor-evaporador, se calculan respectivamente con:

$$H_2 = H(T_2) \quad (6.19)$$

$$H_3 = H(T_3) \quad (6.20)$$

$$H_6 = H(T_6) \quad (6.21)$$

$$H_7 = H(T_7) \quad (6.22)$$

k) Considerando que el vapor que sale del generador es sobrecalentado

$$H_1 = H(T_1, X_1) \quad (6.23)$$

l) El volumen específico a la salida del condensador y del generador se calcula como

$$V_2 = V_3 = V(T_2) \quad (6.24)$$

$$V_{10} = V(T_{10}, X_{10}) \quad (6.25)$$

m) El cambio de entalpía a través de las bombas a la salida del condensador y del generador es por lo tanto

$$\Delta H_{P1} = V_2 (P_4 - P_2) f \quad (6.26)$$

$$\Delta H_{P2} = V_3 (P_5 - P_3) f \quad (6.27)$$

$$\Delta H_{P3} = V_{10} (P_{11} - P_{10}) f \quad (6.28)$$

donde f es un factor de conversión, conociendo el cambio de entalpía a través de las bombas, la entalpía a la salida de éstas se calcula como

$$H_4 = H_2 + \Delta H_{P1} \quad (6.29)$$

$$H_5 = H_3 + \Delta H_{P2} \quad (6.30)$$

$$H_{11} = H_{10} + \Delta H_{P3} \quad (6.31)$$

n) Para encontrar la entalpía en el punto 12 conocida la efectividad del intercambiador de solución, es necesario evaluar primeramente la entalpía $H_{12,16}$

$$H_{12,16} = H(X_{12}, T_{16}) \quad (6.32)$$

entonces, definiendo a la eficacia del intercambiador de solución como

$$EF_{SE} = \frac{H_{12} - H_{11}}{H_{12,16} - H_{11}} \quad (6.33)$$

se tiene,

$$H_{12} = H_{11} + EF_{SE} (H_{12,16} - H_{11}) \quad (6.34)$$

ñ) Suponiendo que se conoce la carga de calor suministrada en el evaporador.

$$M_2 = \frac{Q_{EV}}{H_6 - H_4} \quad (6.35)$$

o) Definiendo a la relación de flujos que entran al absorbedor-evaporador (FRAE) como

$$FRAE = \frac{M_{14}}{M_2} \quad (6.36)$$

se demuestra en el apéndice "C" que la ecuación anterior puede ser escrita en función de sus concentraciones como

$$FRAE = \frac{X_1 - X_8}{X_8 - X_{13}} \quad (6.37)$$

p) Definiendo ahora la razón de flujos másicos que salen del condensador (BPco) como

$$BPco = \frac{M_2}{M_3} \quad (6.38)$$

y considerando que el calor cedido en el absorbedor-evaporador Q_{AE} es absorbido completamente por el fluido de trabajo que va al absorbedor, se demuestra en el apéndice "C", que el BPco puede ser calculado de la siguiente manera

$$BPco = \frac{H_7 - H_5}{FRAE (H_{13} - H_8) + H_{16} - H_8} \quad (6.39)$$

q) Conocido el BPco y M₂ y haciendo uso de la ecuación (6.38) se tiene,

$$M_3 = \frac{M_2}{BPco} \quad (6.40)$$

r) Efectuando un balance de masa en el condensador

$$M_1 = M_2 + M_3 \quad (6.41)$$

s) Haciendo uso de la ecuación (6.36) se calcula M₁₄ como

$$M_{14} = M_2 FRAE \quad (6.42)$$

t) Efectuando un balance de masa y de materia en el absorbedor se tiene,

$$M_{10} = \frac{M_3(X_1 - X_{13})}{(X_{13} - X_{10})} \quad (6.43)$$

u) Realizando un balance de masa en el absorbedor

$$M_{16} = M_3 + M_{10} - M_{14} \quad (6.44)$$

v) La relación entre los flujos que salen del absorbedor (BPÆ) se puede calcular como

$$BPÆ = \frac{M_{16}}{M_{14}} \quad (6.45)$$

w) Efectuando un balance de masas en el abosrbedor-evaporador

$$M_8 = M_2 + M_{14} \quad (6.46)$$

x) Realizando un balance de energía en el intercambiador de calor y utilizando la consideración (5),

$$H_{17} = H_{13} + \frac{M_{10}}{M_{16}} (H_{11} - H_{12}) \quad (6.47)$$

y) Considerando que los procesos a través de las válvulas de expansión son isoentálpicos

$$H_8 = H_9 \quad (6.48)$$

$$H_{14} = H_{15} \quad (6.49)$$

$$H_{17} = H_{18} \quad (6.50)$$

z) Los calores absorbidos o disipados en los diferentes componentes del sistema se calculan con las siguientes ecuaciones:

$$Q_{GE} = M_1H_1 + M_{10}H_{10} - M_8H_8 - M_{16}H_{17} \quad (6.51)$$

$$Q_{co} = M_1H_1 - M_2H_2 - M_3H_3 \quad (6.52)$$

$$Q_{AE} = M_3(H_7 - H_5) = M_2H_6 + M_{14}H_{13} - M_8H_8 \quad (6.53)$$

$$Q_{AB} = M_3H_7 + M_{10}H_{12} - H_{13}(M_{14} + M_{16}) \quad (6.54)$$

aa) Se compara el calor obtenido de Q_{AB} de la ecuación (6.54) con el proporcionado al principio del algoritmo, si es igual se pasa al siguiente punto, si no se pasa al inciso n) y se propone otra carga de calor extraída en el evaporador.

ab) Se calculan los trabajos efectuados por las bombas como

$$W_{P1} = M_2 \Delta H_{P1} \quad (6.55)$$

$$W_{P2} = M_3 \Delta H_{P2} \quad (6.56)$$

$$W_{P3} = M_{10} \Delta H_{P3} \quad (6.57)$$

ac) El coeficiente de operación del sistema se calcula como

$$COP_{DA} = \frac{Q_{AB}}{Q_{GE} + Q_{EV} + W_P} \quad (6.58)$$

donde W_P es la suma de los trabajos efectuados por las bombas.

ad) Como el coeficiente de operación de Carnot no depende del intercambio de calor que hay entre los diversos componentes, sino únicamente de las temperaturas de entrada y salida del sistema, resulta ser el mismo que el calculado en el capítulo 3, por lo tanto:

$$COP_C = \frac{T_{13}(T_6 - T_2)}{T_1(T_6 - T_2) + T_6(T_{13} - T_1)} \quad (6.59)$$

6.3 OBTENCION DE RESULTADOS

Para analizar el comportamiento del transformador de calor de doble absorción se realizó un estudio paramétrico con el que se obtuvieron y graficaron los coeficientes de operación entálpico y de Carnot (ecuaciones 6.58 y 6.59, respectivamente) y las relaciones de flujo BP_1 y BP_2 (ecuaciones 6.38 y 6.45) en función de las temperaturas de operación del sistema para una eficacia del intercambiador $EFSE = 0.7$. Por último, se variaron las temperaturas T_{CO} , T_{GE} , T_{EV} , T_{AE} y T_{AB} dentro de los siguientes rangos

$$10^\circ \text{ C} \leq T_{CO} \leq 50^\circ \text{ C}$$

$$30^\circ \text{ C} \leq T_{GE} \leq 90^\circ \text{ C}$$

$$30^\circ \text{ C} \leq T_{EV} \leq 90^\circ \text{ C}$$

$$50^\circ \text{ C} \leq T_{AE} \leq 160^\circ \text{ C}$$

$$70^\circ \text{ C} \leq T_{AB} \leq 190^\circ \text{ C}$$

con incrementos de 10° C y se encontraron todas las posibles condiciones bajo las cuales puede operar teóricamente el transformador de calor de doble absorción. Los resultados se reportan en las tablas 1-tal junto con las concentraciones, relaciones de flujo y coeficientes de operación.

6.4 ANALISIS DE RESULTADOS

En la figura 6.3 se puede observar como disminuyen los coeficientes de operación entálpicos y de Carnot al aumentar las temperaturas de condensación y absorción del sistema, manteniendo las demás temperaturas fijas. Además, se puede ver como a menores temperaturas de condensación se obtienen las temperaturas de absorción más altas. Esto se debe al principio de conservación de energía el que indica que la energía de entrada al sistema debe ser igual a la energía de salida, entonces, para poder alcanzar una temperatura mayor de salida en el absorbedor (manteniendo la energía de suministro al sistema constante), la energía que se disipa en el condensador deberá ser menor.

Al observar ahora las relaciones de flujo se ve que B_{Pco} aumenta y B_{PAE} disminuye a menores temperaturas de condensación manteniendo las demás constantes. Como se mencionó anteriormente, al disminuir T_{co} aumenta el COP del sistema y esto se logra solamente haciendo que el flujo que pasa al absorbedor-evaporador M_2 aumente y en consecuencia B_{Pco} (ver ec. 6.38) Debido a que las concentraciones a la salida del absorbedor-evaporador y absorbedor no cambian (ya que las presiones y temperaturas permanecen constantes), entonces al incrementarse M_2 aumenta M_{14} por lo que B_{PAE} disminuye.

Por último, se observa como al aumentar T_{AB} , las relaciones de flujo también lo hacen, esto se debe a que al aumentarse T_{AB} (a una presión constante) la concentración de salida del absorbedor aumenta, entonces como M_2 casi no varía, M_{14} debe disminuir para mantener la concentración X_8 constante.

En la figura 6.4 se grafican los coeficientes de operación y las relaciones de flujo en función de la temperatura del absorbedor para diferentes temperaturas de salida en el absorbedor-evaporador. En esta figura se puede observar primeramente como el COP_{CDA} no varía en función de T_{AE} , si no únicamente en función de T_{AB} , lo que era de esperarse ya que como se demuestra en el apéndice "B", el coeficiente de operación de Carnot depende solamente de las temperaturas de entrada y salida del sistema y no del intercambio de calor que exista entre los diversos componentes del sistema.

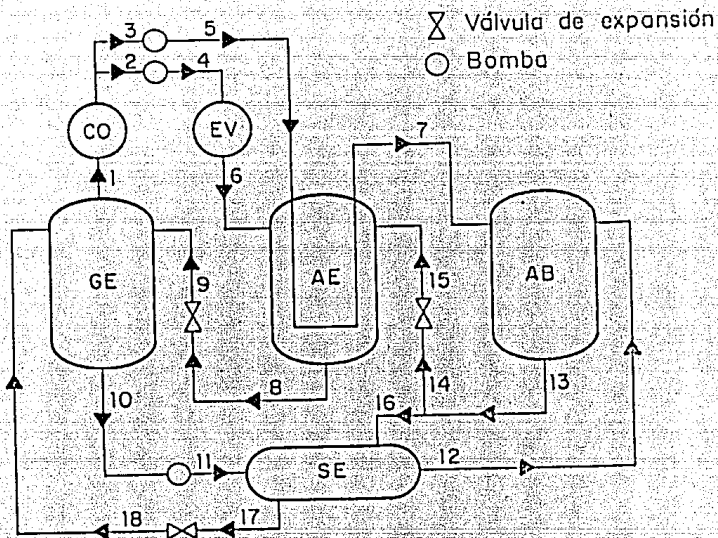
Además, se puede observar como el COP_{DA} decrece al disminuir T_{AE} para una temperatura de absorción fija; esto se debe a que al disminuir T_{AE} aumenta la diferencia de temperaturas entre el absorbedor y el absorbedor-evaporador, provocando la disminución del COP_{DA} .

Por otra parte, se puede ver como al aumentar T_{AE} , la relación de flujo B_{Pco} disminuye lo cual se debe a que el incremento de T_{AE} provoca que la concentración que sale del absorbedor-evaporador aumente y esto sucede solamente si M_2 disminuye. Por último, haciendo referencia a las ecuaciones (6.36) y (6.37) se ve como al acercarse X_8 a X_{13} , la relación de flujo F_{RAE} crece rápidamente y con ello M_{14} , lo cual provoca que B_{PAE} disminuya.

En la figura 6.5 se puede observar como los coeficientes de operación entálpico y de Carnot aumentan al incrementarse la temperatura de generación manteniendo las demás temperaturas fijas. Como ya se ha explicado en

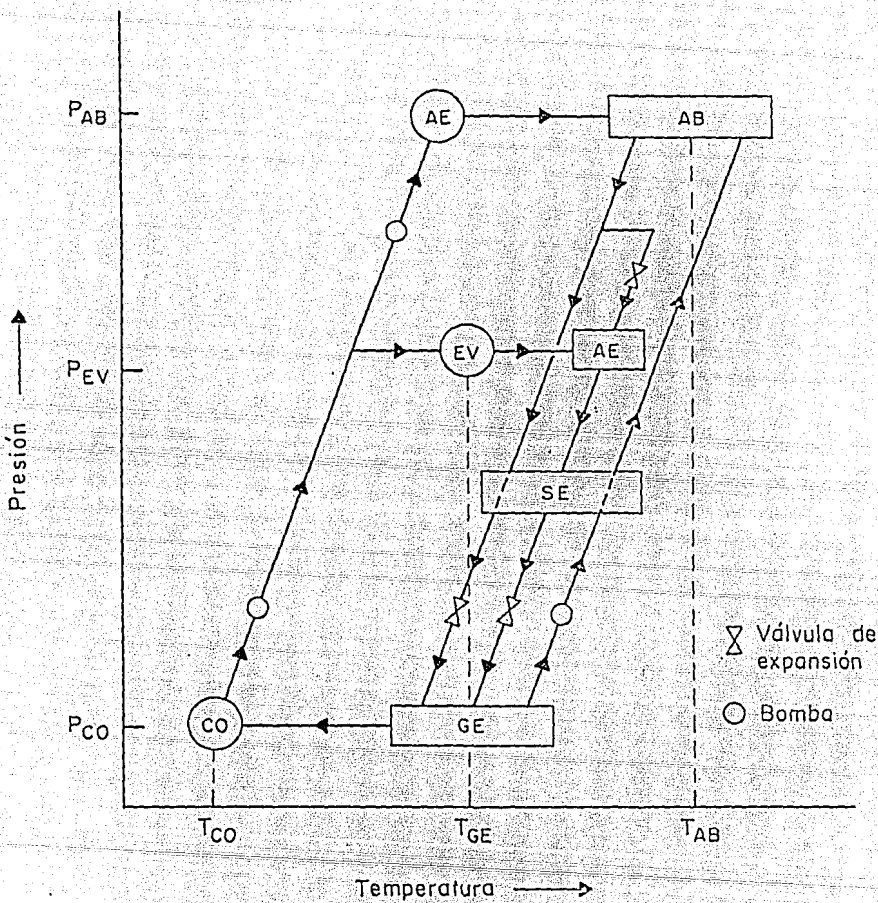
capítulos anteriores, esto se debe a que el aumento en T_{GE} provoca una mayor producción de agua, incrementando el flujo de calor extraído en el absorbedor y con ello el coeficiente de operación. Haciendo referencia a las ecuaciones (5.37-39) se puede ver claramente que la relación de flujo del condensador no depende de la temperatura de generación, por lo que en la figura solamente aparece una línea de BPco en función de TAB. Por lo que respecta a las relaciones de flujo BP_{AE} se observa que éstas disminuyen al aumentar T_{GE} , lo que se debe a que el aumento en M_2 y M_3 , provoca necesariamente que M_4 también aumente para mantener la concentración a la salida del absorbedor- evaporador fija.

Al comparar la figura 6.6 con la anterior se puede ver como el aumento en las temperaturas de suministro de calor T_{GE} y T_{EV} producen los mismos efectos en los coeficientes de operación y relaciones de flujo producidos por el sólo aumento de T_{GE} . Sin embargo, hay dos aspectos importantes por señalar, el primero es ver como las temperaturas que se alcanzan en el absorbedor son mayores al aumentar las dos temperaturas que si se aumenta únicamente T_{GE} , y el segundo es observar como la relación de flujo BPco si varía y aumenta con respecto a T_{EV} lo cual se debe a que el incremento de T_{EV} provoca que la presión en el abosrbedor- evaporador sea mayor y X_8 menor, lo que sucede solamente si el flujo proveniente del condensador M_2 es mayor.



- | | | | |
|----|-------------|----|----------------------------|
| AB | Absorbedor | AE | Absorbedor - Evaporador |
| CO | Condensador | SE | Intercambiador de solución |
| EV | Evaporador | GE | Generador |

Figura 6.1 Diagrama esquemático de un transformador de calor de doble absorción.



AB	Absorbedor	AE	Absorbedor - Evaporador
CO	Condensador	SE	Intercambiador de solución
EV	Evaporador	GE	Generador

Figura 6.2 Niveles de presión y temperatura en un transformador de calor de doble absorción.

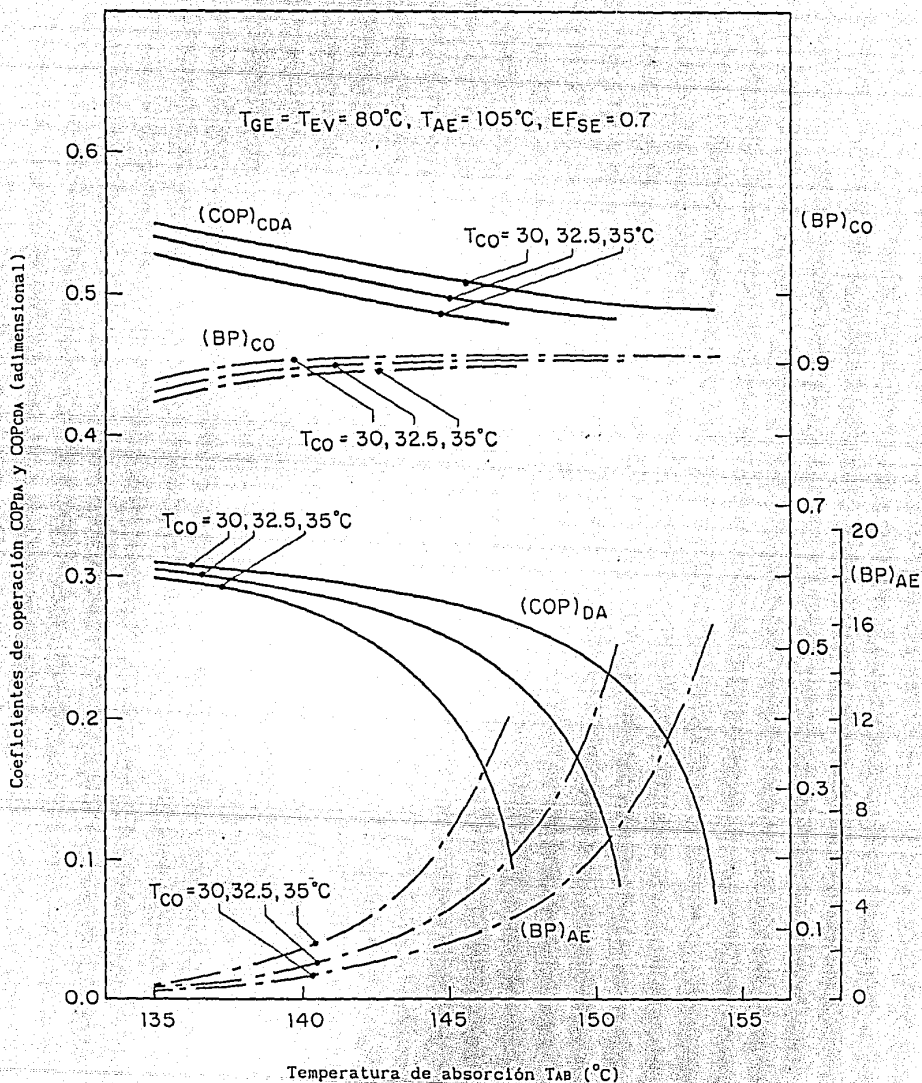


Figura 6.3 Coeficientes de operación y relaciones de flujo en función de la temperatura de absorción para diferentes T_{CO} .

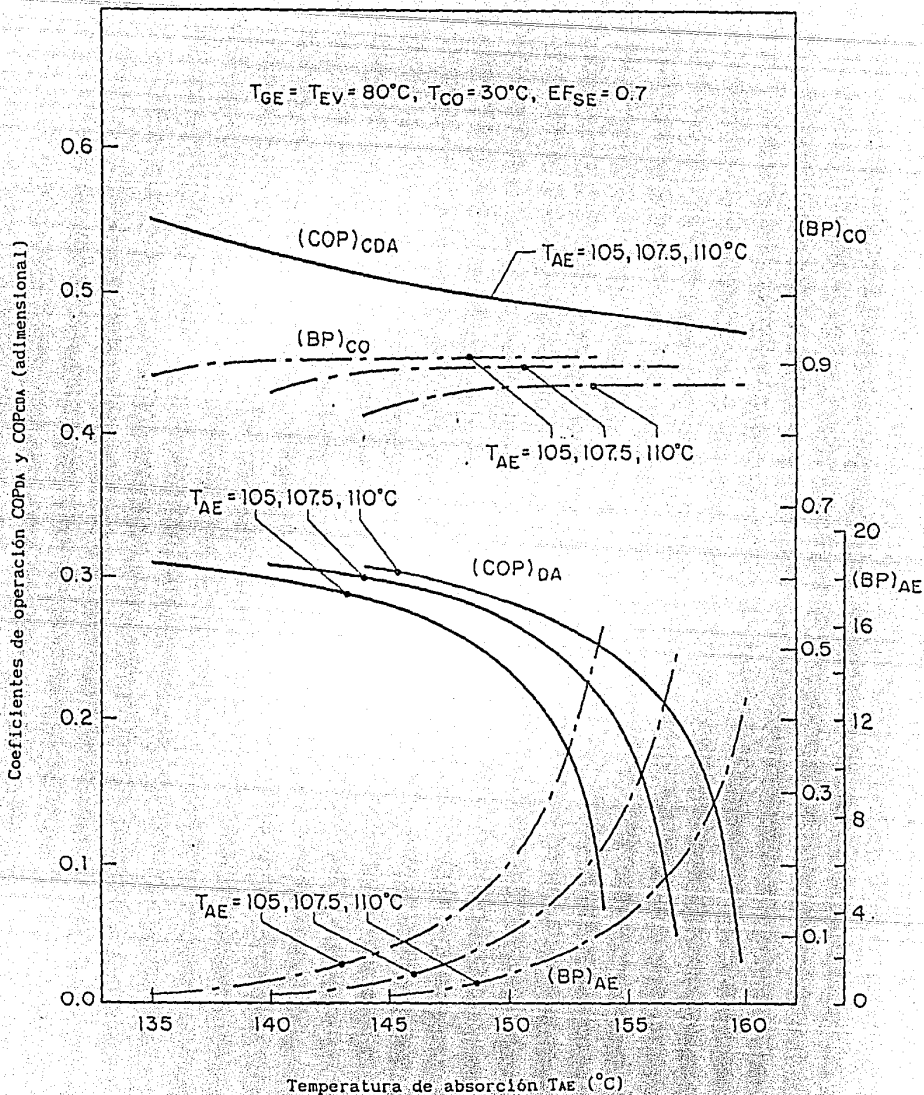


Figura 6.4 Coeficientes de operación y relaciones de flujo en función de la temperatura de absorción para diferentes T_{AE} .

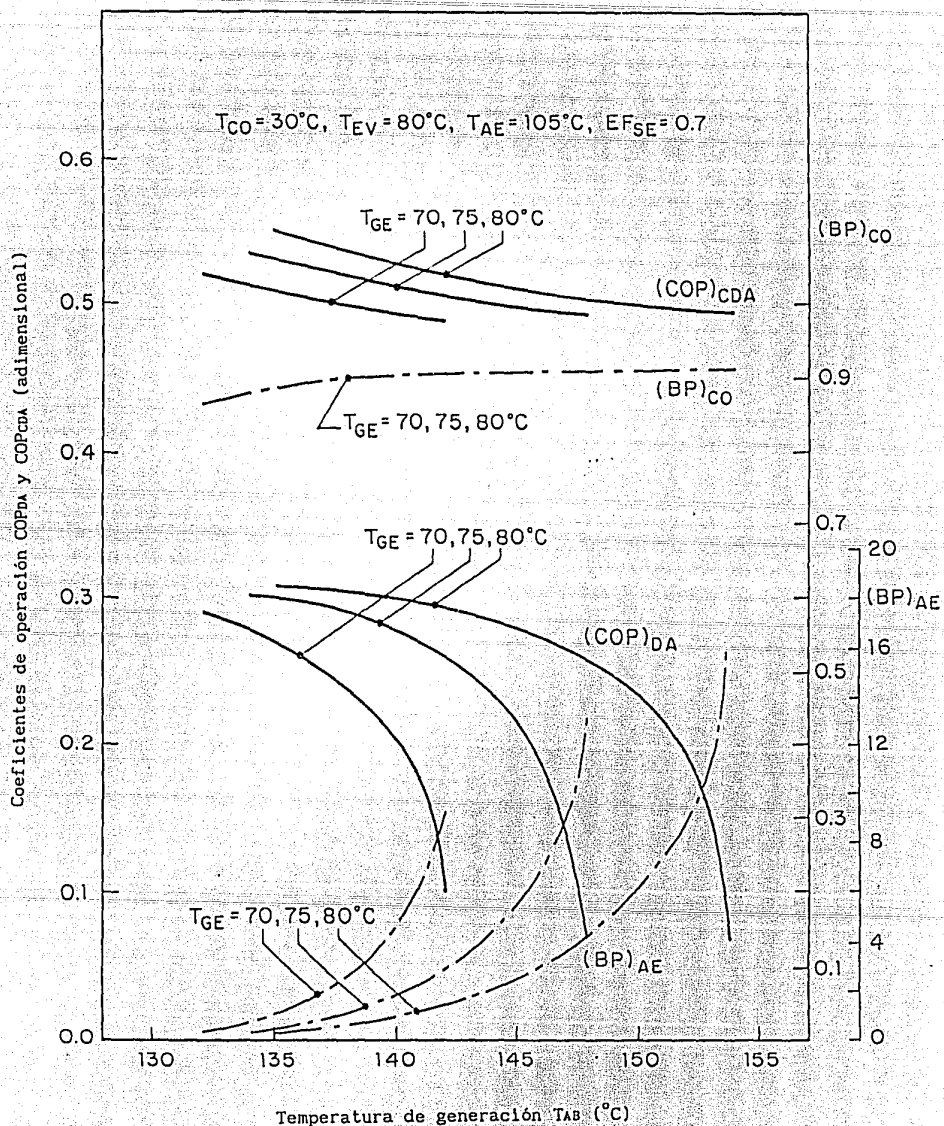


Figura 6.5 Coeficientes de operación y relaciones de flujo en función de la temperatura de absorción para diferentes T_{GE} .

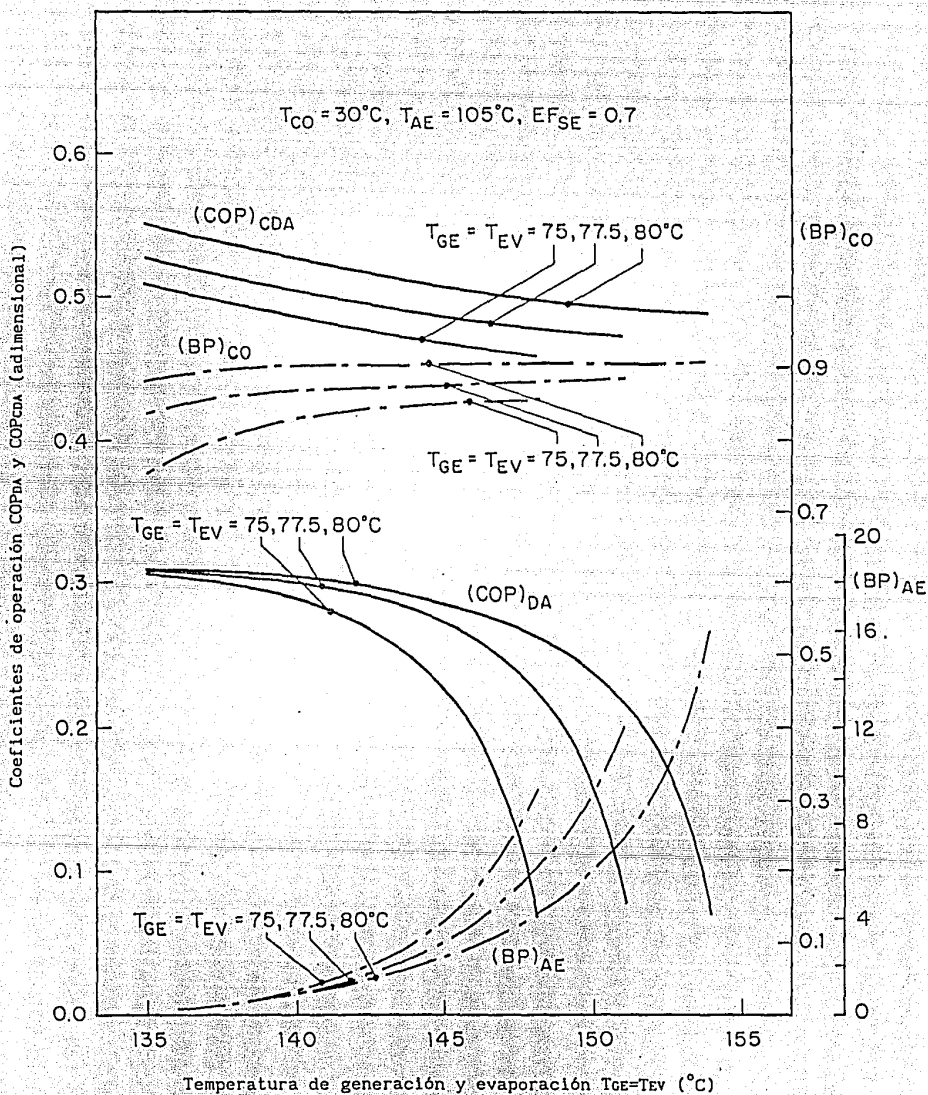


Figura 6.6 Coeficientes de operación y relaciones de flujo en función de la temperatura de absorción para diferentes T_{GE} y T_{EV} .

CAPITULO 7

COMPARACION DEL FUNCIONAMIENTO DE LOS DIFERENTES TIPOS DE TRANSFORMADORES DE CALOR POR ABSORCION

INTRODUCCION

En los capítulos anteriores se han estudiado por separado los diferentes tipos de transformadores de calor por absorción. Sin embargo, hasta éste momento no se han establecido con claridad criterios para la elección de uno u otro de los transformadores analizados anteriormente. Por lo tanto, en este capítulo se realiza un estudio detallado de los posibles rangos de temperaturas bajo los cuales pueden operar los diferentes sistemas; así como también de los coeficientes de operación entálpicos promedio y las temperaturas máximas de absorción alcanzadas en cada uno de ellos, cuando se les suministra calor a la misma temperatura, tanto en el generador como en el evaporador.

7.1 OBTENCION DE RESULTADOS.

Para efectuar la comparación del comportamiento entre los diferentes transformadores de calor, y con el objeto de dar al diseñador un panorama general de los coeficientes de operación entálpicos y rangos de temperatura de operación de los diferentes transformadores de calor, se graficaron en forma de diagrama de barras las temperaturas de absorción y los coeficientes de operación entálpicos promedio para cada uno de los sistemas, en función de las temperaturas de suministro de calor $T_{ev} = T_{ce}$, para diferentes temperaturas de condensación.

Los coeficientes de operación entálpicos promedio, fueron obtenidos promediando aritmeticamente todos los valores de los coeficientes de operación, eliminando únicamente aquellos en los que la relación de flujo era igual o mayor a treinta, ya que para estos casos, se tenían en general coeficientes de operación sumamente bajos.

Por lo anterior, los coeficientes de operación entálpicos promedio reportados en las figuras 1-5, son muy cercanos a los valores máximos y mínimos, por lo que se pueden utilizar éstos con confianza en el diseño de los equipos.

Los rangos de temperaturas de operación bajo los cuales se compararon los sistemas son los siguientes :

$$10^{\circ} \text{ C} \leq T_{co} \leq 50^{\circ} \text{ C}$$

$$30^{\circ} \text{ C} \leq T_{ce} \leq 90^{\circ} \text{ C}$$

$$30^{\circ} \text{ C} \leq T_{ev} \leq 90^{\circ} \text{ C}$$

$$50^{\circ} \text{ C} \leq T_{ab} \leq 180^{\circ} \text{ C}$$

donde las temperaturas T_{co} , T_{ce} y T_{ev} se variaron con incrementos de 10° C y las temperaturas de absorción con incrementos de 1° C .

7.2 ANALISIS DE RESULTADOS.

Al analizar primeramente en la figura 7.1 a los transformadores de calor de una sola etapa, se pueden observar como con este tipo de sistemas se tienen los coeficientes de operación entálpicos más elevados, aunque claro esta, esto se debe a que las temperaturas alcanzadas en el absorbedor son menores que las obtenidas con otros sistemas.

Al analizar ahora el comportamiento del transformador de calor de doble absorción se ve como las temperaturas de absorción son mucho mayores que las obtenidas con el sistema de una sola etapa y de hecho son muy similares a las temperaturas alcanzadas con el transformador de calor de doble etapa (3^a configuración). Esto era de esperarse ya que el DAHT no es otra cosa sino una versión simplificada de un TSHT.

Por otra parte con lo que respecta a los transformadores de calor de doble etapa se puede ver como el coeficiente de operación es mayor cuando se suministra el calor de la primera etapa al generador de la segunda en lugar del evaporador. Como se explico en el capitulo anterior, esto se debe a que al suministrar el calor en el generador, esto provoca que aumente MWF y con ello directamente la carga de calor extraida en el absorbedor. Sin embargo lo anterior trae el problema de que al aumentar T_{GE} (manteniendo T_{CO} y P_{CO} fijas) aumenta la concentración a la salida del generador lo cual puede provocar la cristalización del Bromuro de Litio y es precisamente por este motivo que no aparecen resultados para este sistema a temperaturas de suministro de $60^{\circ}C$.

Por último se puede observar en forma global, como al incrementarse las temperaturas T_{GE} y T_{EV} aumentan en general los rangos de operación de los transformadores de calor, esto se debe a que al aumentar T_{EV} disminuye X_{AB} lo que ocasiona que aumente la diferencia entre las concentraciones del generador y absorbedor, y con ello el rango de operación de los equipos.

En la figura 7.2 se puede observar como el comportamiento de los transformadores de calor es muy similar al analizado en la figura anterior. Sin embargo una cosa es importante señalar: un aumento en la temperatura de condensación ocasionó que los sistemas no pudieran operar a temperaturas de suministro de calor bajas ($40^{\circ}C$), necesitándose que se tuvieran que incrementar como se muestra en está figura. Lo anterior se debe a que el aumento de la temperatura de condensación (manteniendo las demás fijas) provoca que disminuya la concentración de la solución a la salida del generador, ocasionando que la diferencia entre las concentraciones sea menor. Esto último hace que aumente notoriamente el valor de las relaciones de flujo e incluso se puede llegar a que los transformadores no operen a esas concentraciones, por lo que es necesario incrementar la temperatura de evaporación para disminuir la concentración de la solución en el absorbedor.

En la figura 7.3 se observa como siguen incrementándose las temperaturas de suministro de calor con el aumento de la temperatura de condensación. Con lo que respecta al comportamiento global de los sistemas se puede ver que básicamente es el mismo que el analizado en las figuras anteriores con la única diferencia de que ahora al igual que el transformador de calor de doble etapa (2^a configuración), el transformador de doble absorción no puede operar a temperaturas elevadas ($90^{\circ}C$) de generación y evaporación, debido a problemas de cristalización del bromuro de litio en el generador.

En las figuras 7.4 y 7.5 se puede ver nuevamente como al incrementar la temperatura de condensación, los transformadores de calor dejan de operar a temperaturas bajas de generación y evaporación. Por último, se puede observar como el aumento de T_{co} permite que los transformadores de calor de doble absorción y doble etapa (2^a configuración), pudieran operar a temperaturas de suministro de calor de 90° C, debido a la disminución de la concentración de la solución en el generador.

7.3 CRITERIOS PARA LA ELECCION DE ALGUNO DE LOS TRANSFORMADORES DE CALOR POR ABSORCION.

Los criterios para la elección de uno u otro de los transformadores de calor por absorción, desde el punto de vista de análisis de la primera ley de la termodinámica, son básicamente tres.

El primero, consiste en buscar el equipo que pueda operar con las temperaturas de suministro de calor y de condensación, con las cuales se cuenta en la industria o en algún proceso en general.

El segundo criterio, consiste en seleccionar el transformador con el que se obtenga la mayor temperatura de condensación, ya que esto permitirá tener una mejor transferencia de calor, entre el fluido que sale del absorbedor y el fluido que se desea calentar.

El tercer criterio, consiste en seleccionar el transformador de calor con el que se obtengan los mayores coeficientes de operación, para lograr un mejor aprovechamiento del calor suministrado al sistema.

Es necesario recalcar, que los criterios anteriores son únicamente válidos desde el punto de vista de la primera ley de la termodinámica, ya que si se efectúa el estudio utilizando la segunda ley, se podría llegar a conclusiones diferentes de las expuestas.

Además de lo anterior, es importante realizar un estudio económico, para determinar la factibilidad o conveniencia de utilizar uno u otro de los transformadores de calor.

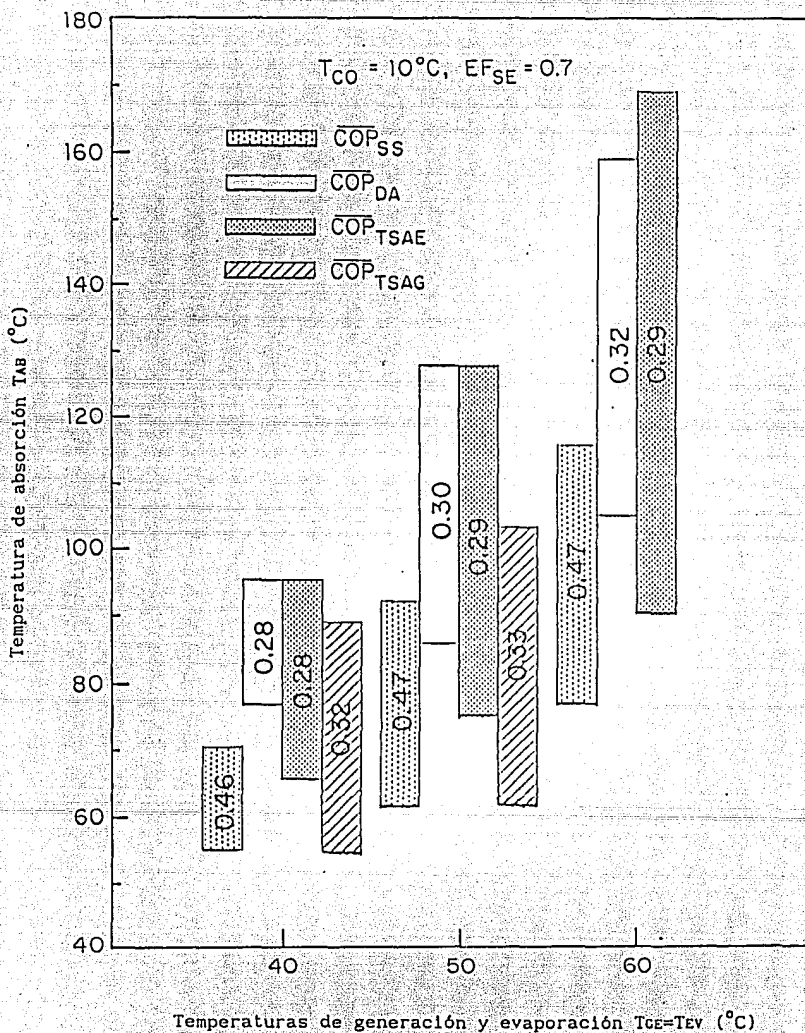


Figura 7.1 Diagrama de barras de la temperatura de absorción y coeficiente de de operación entálpico en función de las temperaturas de operación.

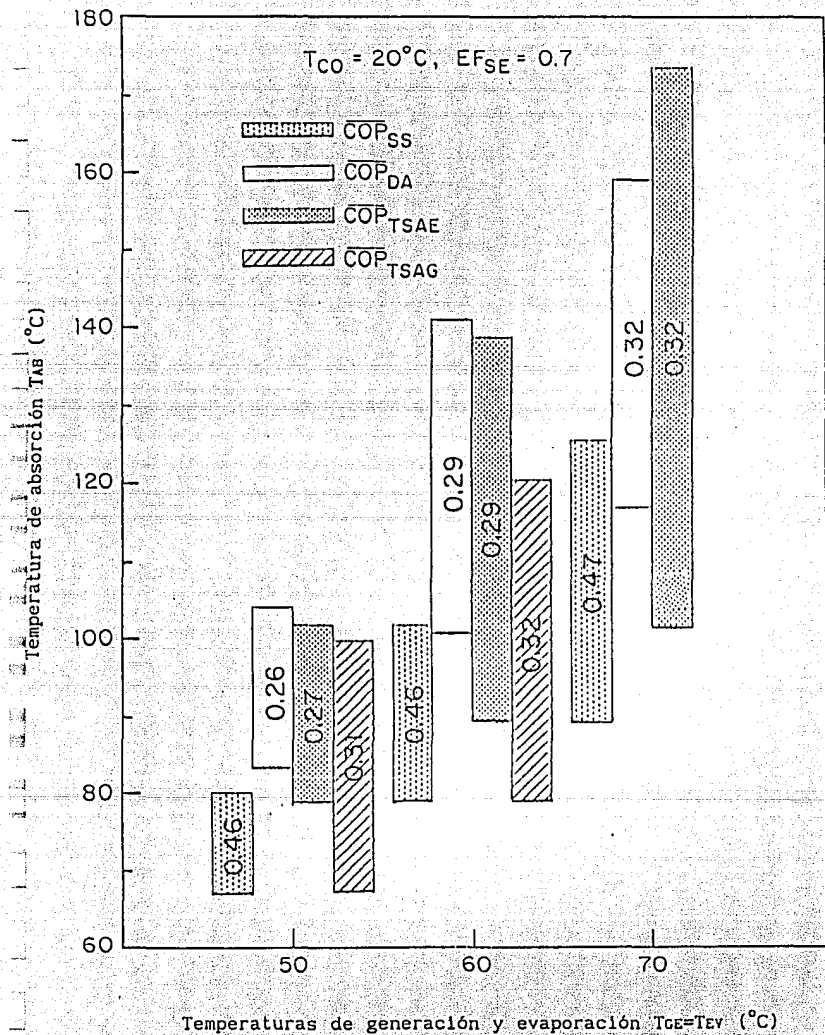


Figura 7.2 Diagrama de barras de la temperatura de absorción y coeficiente de operación entálpico en función de las temperaturas de operación.

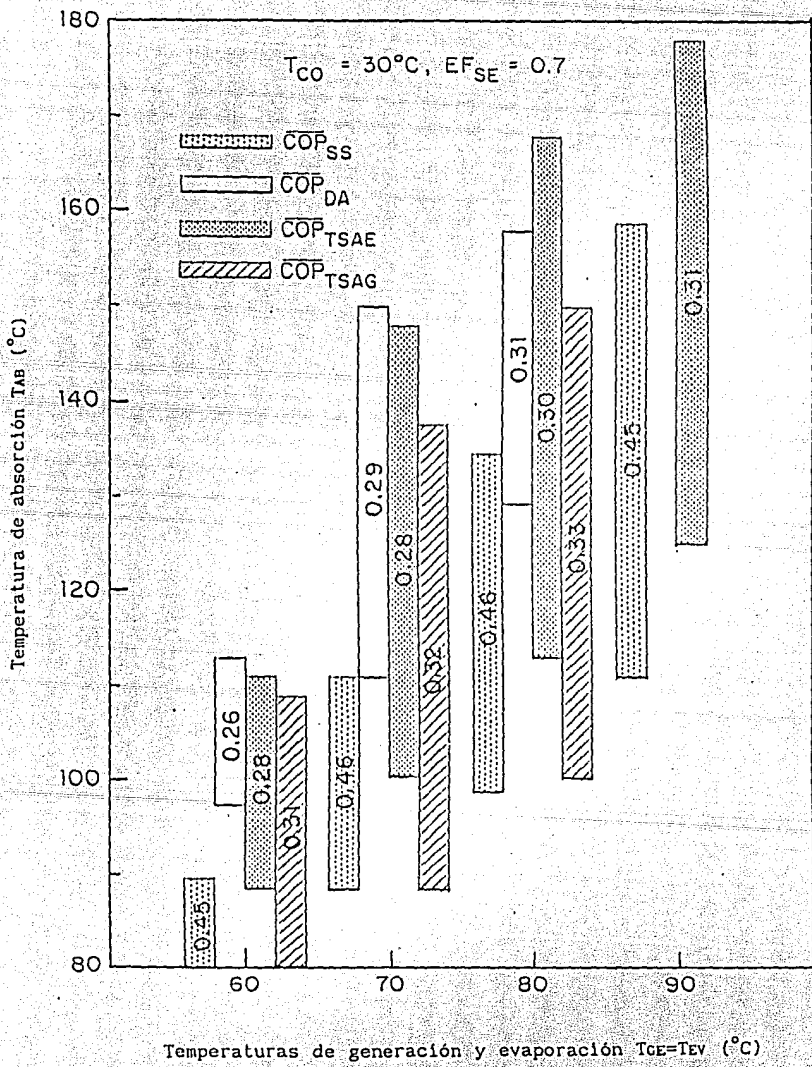


Figura 7.3 Diagrama de barras de la temperatura de absorción y coeficiente de operación entálpico en función de las temperaturas de operación.

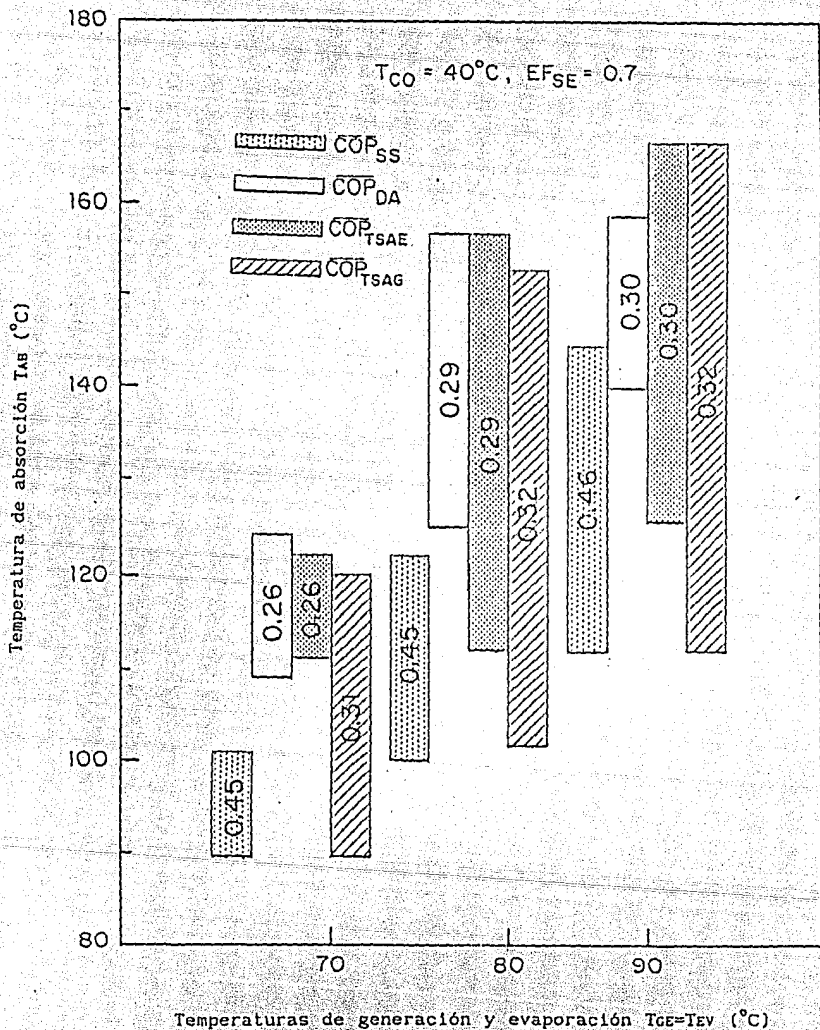


Figura 7.4. Diagrama de barras de la temperatura de absorción y coeficiente de operación entálpico en función de las temperaturas de operación.

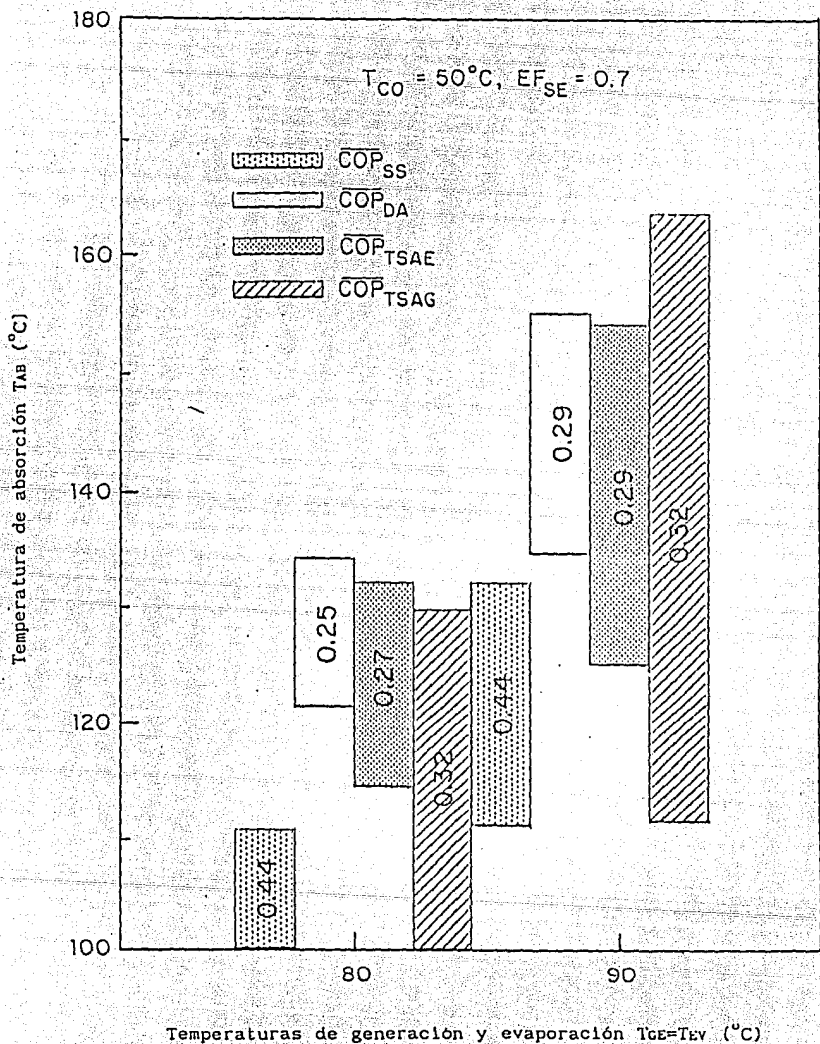


Figura 7.5 Diagrama de barras de la temperatura de absorción y coeficiente de de operación entálpico en función de las temperaturas de operación.

CAPITULO 8

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

8.1 CONCLUSIONES

Las conclusiones a las cuales se llegó después de haber realizado el presente estudio son las siguientes:

- Se elaboraron una serie de subrutinas, para el cálculo de las propiedades termodinámicas del agua y de la mezcla bromuro de litio-agua.
- Se elaboraron modelos matemáticos, para el análisis de los diversos transformadores de calor por absorción.
- Desde el punto de vista de la primera ley de la termodinámica, se analizó el comportamiento de los transformadores de calor, en función de las temperaturas de operación y de las efectividades de los intercambiadores.
- El intercambiador de calor del fluido de trabajo prácticamente no afecta el funcionamiento de los transformadores de calor por lo que se puede prescindir de él.
- El intercambiador de calor de la solución puede llegar a tener una fuerte influencia en el coeficiente de operación y en la temperatura alcanzada en el absorbedor.
- El aumento de los coeficientes de operación en los transformadores de calor depende significativamente del valor de la efectividad del intercambiador de calor de solución.
- El área de transferencia de calor de los intercambiadores aumenta en forma exponencial con el valor de la efectividad, por lo que es necesario al diseñar buscar un valor intermedio que permita la máxima recuperación de calor con la mínima área posible.
- Los transformadores de calor de una sola etapa son los de diseño más sencillo y con los que se obtienen los mayores coeficientes de operación. Sin embargo, las temperaturas alcanzadas en el absorbedor no excedieron en general los 50° C, con respecto a las temperaturas de suministro de calor.

- En general, las mayores temperaturas de absorción se obtuvieron con los transformadores de calor de doble etapa, en los que se suministra el calor del absorbedor de la primera etapa al evaporador de la segunda.
- En los transformadores de calor de doble etapa, los coeficientes de operación fueron en general entre un 10 y un 15% mayores cuando se suministro el calor del absorbedor al generador en lugar del evaporador, lo que puede justificar el uso de concentraciones mayores y lo más complicado de su diseño.
- Los transformadores de calor de doble absorción por ser de diseño más sencillo y alcanzar temperaturas similares a las obtenidas con los transformadores de doble etapa, tienen un futuro muy promisorio en el aprovechamiento de fuentes de energía de baja entalpía y en el calor de desecho industrial.
- Se elaboraron diagramas en los que se compara el funcionamiento de los diversos transformadores de calor, los cuales sirven para que el investigador o el ingeniero puedan elegir de una manera rápida el tipo de sistema que deben utilizar para determinadas condiciones de operación.

8.2 RECOMENDACIONES

Las recomendaciones que se hacen para la realización de trabajos futuros sobre el tema son las siguientes:

- Elaborar subrutinas para el cálculo de las propiedades termodinámicas de la mezcla bromuro de litio-agua a mayores temperaturas, para evaluar el comportamiento de los sistemas en un mayor rango de operación.
- Realizar un estudio exergético de los transformadores de calor para estudiar de manera más completa su funcionamiento.
- Analizar el comportamiento de los sistemas con otras mezclas fluido de trabajo absorbente con las que se puedan obtener mayores temperaturas o coeficientes de operación.
- Realizar un estudio económico de los diversos transformadores de calor por absorción.

APENDICE A

CALCULO DE LAS PROPIEDADES DEL AGUA Y DE LA MEZCLA BROMURO DE LITIO-AGUA

A.1 CALCULO DE LA TEMPERATURA DE SATURACION O CONCENTRACION DE LA MEZCLA BROMURO DE LITIO AGUA.

La ecuación para el cálculo de la temperatura de saturación o concentración de la mezcla de bromuro de litio agua, fué propuesta por Mc. Neely [26] siendo ésta.

$$T_s = (A_0 + A_1X + A_2X^2 + A_3X^3)T_A + (B_0 + B_1X + B_2X^2 + B_3X^3) \quad (A.1.1)$$

donde T_s y T_A son respectivamente las temperaturas de la solución y del agua en $^{\circ}\text{C}$ y X la concentración de la solución en [% peso]. Los coeficientes de la ecuación anterior se muestran en la tabla A.1 y los rangos de valides para la ecuación son los siguientes:

$$-20 \text{ }^{\circ}\text{C} \leq T_A \leq 110 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$5 \text{ }^{\circ}\text{C} \leq T_s \leq 180 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$45 \% \leq X \leq 70 \%$$

Tabla A.1.1 Valores de los coeficientes para el cálculo de la temperatura o concentración de la solución:

Subíndices	A	B
0	-2.00755	124.9370
1	0.16976	-7.7165
2	-3.13336E-3	0.152286
3	1.97668E-5	-7.9509E-4

A.2 CALCULO DE LA ENTALPIA DE SATURACION PARA LA MEZCLA BROMURO DE LITIO-AGUA

La ecuación para el cálculo de la entalpía de saturación de la solución fué propuesta también por Mc. Neely [26] y es:

$$H = 2.326 [A + B(1.8T_s + 32) + C(1.8T_s + 32)^2] \quad (A.2.1)$$

siendo H la entalpía de saturación en $[\text{kJ}/\text{Kg}]$, T_s la temperatura de la solución en $^{\circ}\text{C}$ y $A, B,$ y C coeficientes los cuales pueden ser escritos como:

$$A = \sum_{i=0}^4 A_i X^i, \quad B = \sum_{i=0}^4 B_i X^i, \quad C = \sum_{i=0}^4 C_i X^i \quad (\text{A. 2. 2})$$

donde X es la concentración en [% peso] y los A_i, B_i y C_i coeficientes cuyos valores estan dados en la tabla A.2.

Las ecuaciones anteriores son validas dentro de los siguientes rangos:

$$5^{\circ} \text{ C} \leq T_s \leq 180^{\circ} \text{ C}$$

$$45 \% \leq X \leq 70 \%$$

Tabla A.2.1 Valores de los coeficientes para el cálculo de la entalpía de saturación de la solución.

Subíndices	A	B	C
0	-1.01507E3	4.68108E0	-4.9107E-3
1	7.95387E1	-3.037766E-1	3.83184E-4
2	-2.358016E0	8.44845E-3	-1.078963E-5
3	3.031583E-2	-1.047721E-4	1.3152E-7
4	-1.400261E-4	4.80097E-7	-5.897E-10

A.3. CALCULO DE VOLUMEN ESPECIFICO EN SATURACION DE LA MEZCLA BROMURO DE LITIO-AGUA.

La ecuación para el cálculo del volumen especifico de la mezcla bromuro de litio agua, fué elaborada por Carrier Corporation [29]

$$V_s = 0.001 / \{A_0 + A_1 X + A_2 X^2 + (B_0 + B_1 X + B_2 X^2)(1.8 T_s + 32)\} \quad (\text{A. 3. 1})$$

donde V_s es el volumen especifico de la solución [m³/kg] y T_s la temperatura de la solución. Los valores de las constantes se muestran en la tabla A.3.

Tabla A.3.1. Valores de los coeficientes para el cálculo del volumen especifico de saturación de la solución.

Subíndices	A	B
0	1.2925	-0.59576E-3
1	-0.64382	0.13353E-2
2	2.3251	0.15455E-2

A.4. CALCULO DE LA TEMPERATURA O PRESION DE SATURACION DEL AGUA.

La siguiente ecuación sirve para calcular la temperatura o presión de

saturation in function of (T o P) según corresponda, y fué elaborada por Mc. Neely [26].

$$P = \text{EXP} \left[\frac{6.21147 - 2886.373}{1.8T_A + 491.72} - \frac{337269.46}{(1.8T_A + 491.72)^2} \right] / 14.29 \quad (\text{A. 4.1.})$$

siendo P, la presión de saturación en [kgf/cm²] y T_A, la temperatura del agua en [°C].

A. 5. CALCULO DEL VOLUMEN ESPECIFICO DEL AGUA EN FASE LIQUIDA.

Utilizando el método de mínimos cuadrados y tomando los valores del volumen específico del agua en fase líquida de las tablas de Keenan and Keyes [28], se obtuvieron los siguientes polinomios :

$$VAL = 0.001 \sum_{i=0}^8 A_i T_A^i \quad 0^{\circ} \text{ C} < T_A \leq 5^{\circ} \text{ C} \quad (\text{A. 5.1})$$

$$VAL = 0.001 \sum_{i=0}^7 B_i T_A^i \quad 5^{\circ} \text{ C} < T_A \leq 25^{\circ} \text{ C} \quad (\text{A. 5.2})$$

$$VAL = 0.001 \sum_{i=0}^6 C_i T_A^i \quad 25^{\circ} \text{ C} < T_A \leq 45^{\circ} \text{ C} \quad (\text{A. 5.3})$$

$$VAL = 0.001 \sum_{i=0}^4 D_i T_A^i \quad 45^{\circ} \text{ C} < T_A \leq 150^{\circ} \text{ C} \quad (\text{A. 5.4})$$

donde VAL, es el volumen específico del agua en fase líquida en [m³/kg], y T_A la temperatura del agua en [°C]. Los valores de los coeficientes se muestran en la siguiente tabla:

Tabla A.5.1. Valores de los coeficientes para el cálculo del volumen específico del agua en fase líquida.

Subíndices	A	B	C	D
0	1.0002	1.0	1.0	1.0
1	1.658836E-4	1.116066E-5	1.240238E-4	-2.437845E-5
2	-2.148851E-4	7.559522E-6	-9.184721E-6	6.429814E-6
3	3.280395E-5	-2.514472E-7	3.644614E-7	-2.508454E-8
4	2.317981E-6	-6.987124E-9	6.298023E-9	6.747941E-11
5	-7.222037E-6	6.489783E-10	-3.590453E-10	-----
6	2.772249E-7	2.415822E-11	3.628753E-12	-----
7	6.544078E-8	-1.167061E-12	-----	-----
8	-2.612471E-9	-----	-----	-----

A.6. CÁLCULO DEL VOLUMEN ESPECÍFICO DEL AGUA EN FASE VAPOR.

Utilizando el método de mínimos cuadrados y tomando los valores del volumen específico en fase vapor de las tablas de Keenan and Keyes [28], se obtuvieron los siguientes polinomios:

$$V_{AV} = 0.001 \sum_{i=0}^8 A_i T_A^i \quad 0^{\circ} \text{ C} < T_A \leq 40^{\circ} \text{ C} \quad (\text{A.6.1})$$

$$V_{AV} = 0.001 \sum_{i=0}^3 B_i T_A^i \quad 40^{\circ} \text{ C} < T_A \leq 55^{\circ} \text{ C} \quad (\text{A.6.2})$$

$$V_{AV} = 0.001 \sum_{i=0}^7 C_i T_A^i \quad 55^{\circ} \text{ C} < T_A \leq 70^{\circ} \text{ C} \quad (\text{A.6.3})$$

$$V_{AV} = 0.001 \sum_{i=0}^3 D_i T_A^i \quad 70^{\circ} \text{ C} < T_A \leq 100^{\circ} \text{ C} \quad (\text{A.6.4})$$

$$V_{AV} = 0.001 \sum_{i=0}^3 E_i T_A^i \quad 100^{\circ} \text{ C} < T_A \leq 150^{\circ} \text{ C} \quad (\text{A.6.5})$$

donde V_{AV} , es el volumen específico del agua en fase vapor en $[\text{m}^3/\text{kg}]$ y T_A la temperatura del agua en $[^{\circ}\text{C}]$. Los valores de los coeficientes se muestran a continuación:

Tabla A.6.1. Valores de los coeficientes para el cálculo del volumen específico del agua en fase vapor.

Subíndices	A	B	C	D	E
0	2.062637E5	9.497236E4	4.268908E5	4.93043E4	2.029464E4
1	-1.407669E4	-2.97435E3	-4.82696E3	-1.230792E3	-3.716981E2
2	4.973421E2	3.078688E1	-1.887034E2	1.088982E1	2.376253
3	-9.262977	-8.976878E-2	0.4530373	-3.344828E-2	-5.218997E-3
4	2.457976E2	-----	2.767483E-2	-----	-----
5	5.174316E6	-----	4.327515E-4	-----	-----
6	1.412535E-4	-----	-4.739269E-6	-----	-----
7	-4.485207E-6	-----	-2.441133E-8	-----	-----
8	4.07863E-8	-----	-----	-----	-----

A.7. CALCULO DE LA ENTALPIA DE SATURACION DEL AGUA EN FASE LIQUIDA Y EN FASE VAPOR.

$$H = RT \left[\rho \tau \left(\frac{\partial Q}{\partial \tau} \right)_{\rho} + 1 + \rho Q + \rho^2 \left(\frac{\partial Q}{\partial \rho} \right)_{\tau} \right] + \frac{d(\psi_0 \tau)}{d\tau} \quad (\text{A.7.1})$$

La ecuación anterior se obtuvo de las tablas de vapor de Keenan y Keyes [28], en donde hacen uso de la ecuación fundamental de la energía libre de Helmholtz " ψ ", la cual se expresa de la siguiente manera,

$$\psi = \psi_0(\tau) + RT [\ln \rho + \rho Q(\rho, \tau)] \quad (\text{A.7.2})$$

donde

$$\psi_0 = \sum_{i=1}^6 \frac{C_i}{\tau^{i-1}} + C_7 \ln T + C_8 \ln \frac{T}{\tau} \quad (\text{A.7.3})$$

y

$$Q = (\tau - \tau_c) \sum_{j=1}^7 (\tau - \tau_{a_j})^{j-2} \left[\sum_{i=1}^8 A_{ij} (\rho - \rho_{a_j})^{i-1} + e^{-E\rho} \sum_{i=9}^{10} A_{ij} \rho^{i-9} \right] \quad (\text{A.7.4})$$

siendo T la temperatura en [K], $\tau = 1000/T$, ρ la densidad en $[\text{g}/\text{cm}^3]$ $R = 0.46151 [\text{J}/\text{gK}]$, $\tau_c = 1000/T_{\text{crit}} = 1.544912$, $E = 4.8 \text{ y}$

$$\begin{aligned} \tau_{a_j} &= \tau_c \quad (j=1) & \rho_{a_j} &= 0.634 \quad (j=1) \\ &= 2.5 \quad (j>1) & &= 1.0 \quad (j>1) \end{aligned}$$

Los coeficientes para ψ_0 en [J/g] son los siguientes:

$$C_1=1857.065 \quad C_4=36.6649 \quad C_7=46.0$$

$C_2=3229.12$ $C_5=-20.5516$ $C_8=-1011.249$ $C_3=-419.465$ $C_6=4.85233$

Los coeficientes A_{ij} son listados en la tabla A.7.1

A.8. CALCULO DE LA ENTALPIA DE SOBRECALENTAMIENTO Y SUBENFRIAMIENTO DEL AGUA.

El cálculo de la entalpia de subenfriamiento y sobrecalentamiento del agua, se efectuo haciendo uso de la siguiente ecuación:

$$H_s = H_{SAT} + C_p (T_A - T_{SAT}) \quad (A.8.1)$$

donde H_s es la entalpia de sobrecalentamiento o subenfriamiento del agua en [kJ/kg], H_{SAT} la entalpia en condiciones de saturación, T_{SAT} la temperatura de saturación del agua y C_p el calor especifico del agua en fase liquida o vapor en [kJ/kg C] el cual se calcula con las siguientes ecuaciones:

$$C_p = \sum_{i=1}^4 A_i T_{SAT}^{i-1} \quad (\text{vapor sobrecalentado}) \quad (A.8.2)$$

$$C_p = \sum_{i=1}^7 B_i T_{SAT}^{i-1} \quad (\text{liquido subenfriado}) \quad (A.8.3)$$

Los coeficientes para las ecuaciones anteriores se muestran en la siguiente tabla:

Tabla A.8.1. Valores de los coeficientes para el cálculo de los calores especificos del vapor sobrecalentado y liquido subenfriado.

Subindices	A	B
1	4.215419	1.847491
2	-1.216431E-3	-3.653506E-4
3	2.428779E-5	-4.999236E-6
4	-3.708208E-7	-----
5	3.902548E-9	-----
6	-2.095763E-11	-----
7	4.414214E-14	-----

APENDICE B

CALCULO DE LOS COEFICIENTES DE OPERACION DE CARNOT PARA LOS DIFERENTES TRANSFORMADORES DE CALOR POR ABSORCION

B.1. CALCULO DEL COEFICIENTE DE OPERACION DE CARNOT PARA UN TRANSFORMADOR DE CALOR DE UNA ETAPA "SSHT"

El coeficiente de operación de Carnot para un SSHT está definido como:

$$\text{COP}_{\text{Css}} = \frac{Q_{\text{AB}}}{Q_{\text{GE}} + Q_{\text{EV}}} \quad (\text{B.1.1})$$

el cual, dividiendo entre Q_{AB} puede ser escrito de la siguiente manera,

$$\text{COP}_{\text{Css}} = \frac{1}{\frac{Q_{\text{GE}}}{Q_{\text{AB}}} + \frac{Q_{\text{EV}}}{Q_{\text{AB}}}} \quad (\text{B.1.2})$$

Efectuando un balance de energía en el sistema se tiene:

$$Q_{\text{GE}} + Q_{\text{EV}} = Q_{\text{CO}} + Q_{\text{AB}} \quad (\text{B.1.3})$$

Considerando que los procesos en el concentrador y evaporador son reversibles, la disminución de entropía en el condensador, será igual a la ganancia de entropía en el evaporador, por lo que:

$$\frac{Q_{\text{EV}}}{T_{\text{EV}}} = \frac{Q_{\text{CO}}}{T_{\text{CO}}} \quad (\text{B.1.4})$$

De manera ideal se puede considerar que el cambio de entropía para todo el ciclo es igual a cero, de donde:

$$\frac{Q_{\text{GE}}}{T_{\text{GE}}} + \frac{Q_{\text{EV}}}{T_{\text{EV}}} = \frac{Q_{\text{CO}}}{T_{\text{CO}}} + \frac{Q_{\text{AB}}}{T_{\text{AB}}} \quad (\text{B.1.5})$$

Substituyendo la ecuación (B.1.4) en la ecuación anterior se obtiene:

$$\frac{Q_{\text{GE}}}{T_{\text{GE}}} = \frac{Q_{\text{AB}}}{T_{\text{AB}}} \quad (\text{B.1.6})$$

por lo que,

$$\frac{Q_{\text{GE}}}{Q_{\text{AB}}} = \frac{T_{\text{GE}}}{T_{\text{AB}}} \quad (\text{B.1.7})$$

Despejando Q_{EV} de la ecuación (B.1.4)

$$Q_{\text{EV}} = Q_{\text{CO}} \frac{T_{\text{EV}}}{T_{\text{CO}}} \quad (\text{B.1.8})$$

Si se despeja ahora Q_{CO} de la ecuación (B.1.3) y se substituye en la ecuación anterior se tiene,

$$Q_{EV} = (Q_{EV} + Q_{GE} - Q_{AB}) \frac{T_{EV}}{T_{CO}} \quad (B.1.9)$$

Agrupando Q_{EV} y dividiendo entre Q_{AB} se obtiene:

$$\frac{Q_{EV}}{Q_{AB}} \left(1 - \frac{T_{EV}}{T_{CO}} \right) = \left(\frac{Q_{GE} - Q_{AB}}{Q_{AB}} \right) \frac{T_{EV}}{T_{CO}} \quad (B.1.10)$$

Sustituyendo la ecuación (B.1.7) se encuentra :

$$\frac{Q_{EV}}{Q_{AB}} = \frac{T_{EV} (T_{GE} - T_{AB})}{T_{AB} (T_{CO} - T_{EV})} \quad (B.1.11)$$

Por último sustituyendo las ecuaciones (B.1.7) y (B.1.11) en la ecuación (B.1.2) se encuentra que el coeficiente de operación de Carnot para un SSHT es:

$$COP_{CT} = \frac{T_{AB} (T_{EV} - T_{CO})}{T_{GE} (T_{EV} - T_{CO}) + T_{EV} (T_{AB} - T_{GE})} \quad (B.1.12)$$

B.2. CALCULO DEL COEFICIENTE DE OPERACION DE CARNOT PARA LA 2^a CONFIGURACION DE UN TRANSFORMADOR DE CALOR DE DOBLE ETAPA "TSHT" ($Q_{AB1} = Q_{GE2}$)

El coeficiente de operación de Carnot para un TSHT, en el cual se acoplan el absorbedor de la primera etapa con el generador de la segunda, está definido de la siguiente manera:

$$COP_{CTS} = \frac{Q_{AB2}}{Q_{GE1} + Q_{GV1} + Q_{EV2}} \quad (B.2.1)$$

el cual dividiendo entre Q_{AB2} puede ser escrito como:

$$COP_{CTS} = \frac{1}{\frac{Q_{GE1}}{Q_{AB2}} + \frac{Q_{EV1}}{Q_{AB2}} + \frac{Q_{EV2}}{Q_{AB2}}} \quad (B.2.2)$$

Efectuando balances de energía para cada una de las etapas y para todo el sistema se tiene:

$$Q_{EV1} + Q_{GE1} = Q_{CO1} + Q_{AB1} \quad (B.2.3)$$

$$Q_{EV2} + Q_{GE2} = Q_{CO2} + Q_{AB2} \quad (B.2.4)$$

$$Q_{GE1} + Q_{EV1} + Q_{EV2} = Q_{CO1} + Q_{CO2} + Q_{AB2} \quad (B.2.5)$$

Considerando que los procesos en los condensadores y evaporadores de ambas etapas son reversibles:

$$\frac{Q_{EV1}}{T_{EV1}} = \frac{Q_{CO1}}{T_{CO1}} \quad (B.2.6)$$

y

$$\frac{Q_{EV2}}{T_{EV2}} = \frac{Q_{CO2}}{T_{CO2}} \quad (B.2.7)$$

De manera ideal, se puede considerar que el cambio de entropía para cada una de las etapas es cero, por lo que:

$$\frac{Q_{EV1}}{T_{EV1}} + \frac{Q_{GE1}}{T_{GE1}} = \frac{Q_{CO1}}{T_{CO1}} + \frac{Q_{AB1}}{T_{AB1}} \quad (B.2.8)$$

y

$$\frac{Q_{EV2}}{T_{EV2}} + \frac{Q_{GE2}}{T_{GE2}} = \frac{Q_{CO2}}{T_{CO2}} + \frac{Q_{AB2}}{T_{AB2}} \quad (B.2.9)$$

Sustituyendo las ecuaciones (B.2.6) y (B.2.7) en las ecuaciones anteriores se tiene:

$$\frac{Q_{GE1}}{T_{GE1}} = \frac{Q_{AB1}}{T_{AB1}} \quad (B.2.10)$$

$$\frac{QGE2}{TGE2} = \frac{QAB2}{TAB2} \quad (B. 2. 11)$$

la ecuación anterior puede ser escrita como:

$$\frac{QGE2}{QAB2} = \frac{TGE2}{TAB2} \quad (B. 2. 13)$$

Despejando Qco1 de (B.2.5) y sustituyendo en (B.2.6)

$$QEV1 = (QGE1 + QEV1 + QEV2 - QCO2 - QAB2) \frac{TEV1}{TCO1} \quad (B. 2. 14)$$

Factorizando QEV1 y dividiendo entre QAB2:

$$\frac{QEV1}{QAB2} \left(\frac{TCO1 - TEV1}{TCO1} \right) = \left(\frac{QGE1}{QAB2} + \frac{QEV2}{QAB2} - \frac{QCO2}{QAB2} - 1 \right) \frac{TEV1}{TCO1} \quad (B. 2. 15)$$

Despejando QEV2 de (B.2.4) y sustituyendo en (B.2.7)

$$QCO2 = (QCO2 + QAB2 - QGE2) \frac{TCO2}{TEV2} \quad (B. 2. 16)$$

Dividiendo la ecuación anterior entre QAB2, sustituyendo la ecuación (B.2.12) y factorizando QCO2 se tiene:

$$\frac{QCO2}{QAB2} = \frac{TCO2 (TAB2 - TGE2)}{TAB2 (TEV2 - TCO2)} \quad (B. 2. 17)$$

Despejando QAB1 de (B.2.3) y sustituyendo en (B.2.10)

$$QGE1 = (QGE1 + QEV1 + QCO1) \frac{TGE1}{TAB1} \quad (B. 2. 18)$$

Si se despeja Qco1 de (B.2.6) y se sustituye en la ecuación anterior se obtiene:

$$QGE1 = \left(QGE1 + QEV1 - QEV1 \frac{TCO1}{TEV1} \right) \frac{TGE1}{TAB1} \quad (B. 2. 19)$$

Factorizando QGE1 y dividiendo entre QAB2, se tiene:

$$\frac{QGE1}{QAB2} = \frac{QEV1}{QAB2} \left[\frac{TGE1 (TEV1 - TCO1)}{TEV1 (TAB1 - TGE1)} \right] \quad (B. 2. 20)$$

Despejando QEV2 de (B.2.4), dividiendo entre QAB2 y sustituyendo (B.2.12) se llega a la siguiente ecuación:

$$\frac{QE_{V2}}{Q_{AB2}} = \frac{QC_{O2}}{Q_{AB2}} + 1 - \frac{TGE_2}{TAB_2} \quad (B.2.21)$$

Sustituyendo la ecuación (B.2.16) en la ecuación anterior se obtiene:

$$\frac{QE_{V2}}{Q_{AB2}} = \frac{TE_{V2} (TAB_2 - TGE_2)}{TAB_2 (TE_{V2} - TC_{O2})} \quad (B.2.22)$$

Si se sustituyen ahora las ecuaciones (B.2.21), (B.2.19) y (B.2.16) en la ecuación (B.2.14) se obtiene la siguiente ecuación:

$$\frac{QE_{V1}}{Q_{AB2}} = \frac{TE_{V1} TGE_2 (TAB_1 - TGE_1) (TC_{O2} - TE_{V2})}{TAB_1 TAB_2 (TC_{O1} - TE_{V1}) (TE_{V2} - TC_{O2})} \quad (B.2.23)$$

Sustituyendo la ecuación anterior en la (B.2.19) se tiene :

$$\frac{QGE_1}{Q_{AB2}} = \frac{TGE_1 TGE_2 (TE_{V1} - TC_{O1}) (TC_{O2} - TE_{V2})}{TAB_1 TAB_2 (TC_{O1} - TE_{V1}) (TE_{V2} - TC_{O2})} \quad (B.2.24)$$

Por último sustituyendo las dos ecuaciones anteriores junto con la ecuación (B.2.12) en la ecuación (B.2.2), se encuentra el COP_{cts}.

B.3. CALCULO DEL COEFICIENTE DE OPERACION DE CARNOT PARA LA 3ª CONFIGURACION DE UN TRANSFORMADOR DE CALOR DE DOBLE ETAPA "TSHT" ($Q_{AB1}=Q_{EV2}$)

El coeficiente de operación de Carnot para un TSHT, en el cual se acoplan el absorbedor de la primera etapa con el evaporador de la segunda, está definido de la siguiente manera:

$$COP_{CTS} = \frac{Q_{AB2}}{Q_{GE1} + Q_{GV1} + Q_{GE2}} \quad (B.3.1)$$

el cual dividiendo entre Q_{AB2} puede ser escrito como:

$$COP_{CTS} = \frac{1}{\frac{Q_{GE1}}{Q_{AB2}} + \frac{Q_{EV1}}{Q_{AB2}} + \frac{Q_{GE2}}{Q_{AB2}}} \quad (B.3.2)$$

Efectuando balances de energía para cada una de las etapas y para todo el sistema se tiene:

$$Q_{EV1} + Q_{GE1} = Q_{CO1} + Q_{AB1} \quad (B.3.3)$$

$$Q_{EV2} + Q_{GE2} = Q_{CO2} + Q_{AB2} \quad (B.3.4)$$

$$Q_{GE1} + Q_{GE2} + Q_{EV1} = Q_{CO1} + Q_{CO2} + Q_{AB2} \quad (B.3.5)$$

Considerando que los procesos en los condensadores y evaporadores de ambas etapas son reversibles:

$$\frac{Q_{EV1}}{T_{EV1}} = \frac{Q_{CO1}}{T_{CO1}} \quad (B.3.6)$$

y

$$\frac{Q_{EV2}}{T_{EV2}} = \frac{Q_{CO2}}{T_{CO2}} \quad (B.3.7)$$

De manera ideal, se puede considerar que el cambio de la entropía para cada una de las etapas es cero, por lo que:

$$\frac{Q_{EV1}}{T_{EV1}} + \frac{Q_{GE1}}{T_{GE1}} = \frac{Q_{CO1}}{T_{CO1}} + \frac{Q_{AB1}}{T_{AB1}} \quad (B.3.8)$$

y

$$\frac{Q_{EV2}}{T_{EV2}} + \frac{Q_{GE2}}{T_{GE2}} = \frac{Q_{CO2}}{T_{CO2}} + \frac{Q_{AB2}}{T_{AB2}} \quad (B.3.9)$$

Sustituyendo las ecuaciones (B.3.6) y (B.3.7) en las ecuaciones anteriores se tiene:

$$\frac{Q_{GE1}}{T_{GE1}} = \frac{Q_{AB1}}{T_{AB1}} \quad (B.3.10)$$

y

$$\frac{Q_{GE2}}{T_{GE2}} = \frac{Q_{AB2}}{T_{AB2}} \quad (B. 3. 11)$$

La ecuación anterior puede ser escrita como:

$$\frac{Q_{GE2}}{Q_{AB2}} = \frac{T_{GE2}}{T_{AB2}} \quad (B. 3. 12)$$

Despejando Q_{C01} de (B. 3. 5) y sustituyendo en (B. 3. 6),

$$Q_{EV1} = (Q_{GE1} + Q_{GE2} + Q_{EV1} - Q_{C02} - Q_{AB2}) \frac{T_{EV1}}{T_{C01}} \quad (B. 3. 13)$$

Factorizando Q_{EV1} y dividiendo entre Q_{AB2} .

$$\frac{Q_{EV1}}{Q_{AB2}} \left(\frac{T_{C01} - T_{EV1}}{T_{C01}} \right) = \left(\frac{Q_{GE1}}{Q_{AB2}} + \frac{Q_{GE2}}{Q_{AB2}} - \frac{Q_{C02}}{Q_{AB2}} - 1 \right) \frac{T_{EV1}}{T_{C01}} \quad (B. 3. 14)$$

Despejando Q_{EV2} de (B. 3. 4) y sustituyendo en (B. 3. 7)

$$Q_{C02} = (Q_{C02} + Q_{AB2} - Q_{GE2}) \frac{T_{C02}}{T_{EV2}} \quad (B. 3. 15)$$

Dividiendo la ecuación anterior entre Q_{AB2} , sustituyendo la ecuación (B. 3. 12) y factorizando Q_{C02} se tiene:

$$\frac{Q_{C02}}{Q_{AB2}} = \frac{T_{C02} (T_{AB2} - T_{GE2})}{T_{AB2} (T_{EV2} - T_{C02})} \quad (B. 3. 16)$$

Despejando Q_{AB1} de (B. 3. 3) y sustituyendo en (B. 3. 10)

$$Q_{GE1} = (Q_{GE1} + Q_{EV1} - Q_{C01}) \frac{T_{GE1}}{T_{AB1}} \quad (B. 3. 17)$$

Si se despeja Q_{C01} de (B. 3. 6) y se sustituye en la ecuación anterior se obtiene:

$$Q_{GE1} = \left(Q_{GE1} + Q_{EV1} - Q_{EV1} \frac{T_{C01}}{T_{EV1}} \right) \frac{T_{GE1}}{T_{AB1}} \quad (B. 3. 18)$$

Factorizando Q_{GE1} y dividiendo entre Q_{AB2} , se tiene:

$$\frac{Q_{GE1}}{Q_{AB2}} = \frac{Q_{EV1}}{Q_{AB2}} \left[\frac{T_{GE1} (T_{EV1} - T_{C01})}{T_{EV1} (T_{AB1} - T_{GE1})} \right] \quad (B. 3. 19)$$

Si se sustituye ahora la ecuación anterior junto con las ecuaciones (B.3.12) y (B.3.16) en la ecuación (B.3.14) se puede llegar a la siguiente ecuación:

$$\frac{Q_{E1}}{Q_{A2}} = \frac{T_{E1} T_{E2} (T_{G2} - T_{A2}) (T_{A1} - T_{G1})}{T_{A1} T_{A2} (T_{E2} - T_{C2}) (T_{C1} - T_{E1})} \quad (B.3.20)$$

Sustituyendo la ecuación (B.3.19) en la ecuación anterior se obtiene:

$$\frac{Q_{E1}}{Q_{A2}} = \frac{T_{G1} T_{E2} (T_{E1} - T_{C1}) (T_{G2} - T_{A2})}{T_{A1} T_{A2} (T_{E2} - T_{C2}) (T_{C1} - T_{E1})} \quad (B.3.21)$$

Por último sustituyendo la ecuación anterior junto con las ecuaciones (B.3.12) y (B.3.20) en la ecuación (B.3.2) se encuentra el COP_{CTs}

APENDICE C

DEDUCCION DE LAS RELACIONES DE FLUJO FRAE Y BPAE EN UN TRANSFORMADOR DE CALOR DE DOBLE ABSORCION.

Para la deducción de las ecuaciones FRAE y BPAE en un DAHT, es necesario efectuar primeramente balances de masa y de materia en el absorbedor-evaporador, por lo que haciendo referencia a la figura 6.1. se tiene:

$$M_8 = M_2 + M_{14} \quad (C.1)$$

$$M_8 X_8 = M_2 X_1 + M_{14} X_{13} \quad (C.2)$$

Sustituyendo la ecuación (C.1) en la ecuación anterior se tiene:

$$M_2 X_8 + M_{14} X_8 = M_2 X_1 + M_{14} X_{13} \quad (C.3)$$

la cual puede ser escrita de la siguiente manera:

$$M_2 (X_1 - X_8) = M_{14} (X_8 - X_{13}) \quad (C.4)$$

Debido a que se definió la relación de flujo FRAE como la razón del flujo de solución que entra en el absorbedor-evaporador, entre el flujo de vapor proveniente del evaporador, se encuentra que esta puede ser escrita en función de sus concentraciones como:

$$FRAE = \frac{M_{14}}{M_2} = \frac{X_1 - X_8}{X_8 - X_{13}} \quad (C.5)$$

Considerando que el calor cedido en el absorbedor-evaporador (Q_{AE}) es absorbido completamente por el fluido de trabajo proveniente del evaporador, se encuentra,

$$M_3 (H_7 - H_5) = M_{14} H_{13} + M_2 H_6 - M_8 H_8 \quad (C.6)$$

Dividiendo la ecuación anterior entre M_2 y sustituyendo la ecuación (C.1) se obtiene la siguiente ecuación:

$$\frac{M_3}{M_2} (H_7 - H_5) = \frac{M_{14}}{M_2} H_{13} + H_6 - H_8 - \frac{M_{14}}{M_2} H_8 \quad (C.7)$$

Utilizando la definición de FRAE en la ecuación anterior se tiene:

$$\frac{M_3}{M_2} (H_7 - H_5) = FRAE (H_{13} - H_8) + H_6 - H_8 \quad (C.8)$$

Por lo tanto de la definición de BPCo se encuentra que,

$$BP_{CO} = \frac{M_2}{M_3} = \frac{H_7 - H_5}{FRAE (H_3 - H_8) + H_6 - H_8} \quad (C.9)$$

la cual depende unicamente de las entalpias y concentraciones de los fluidos que entran y salen en el absorbedor-evaporador.

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

- [1] E. Alternkich, "Reversible Absorptionsmaschinen", Zeitschrift für die gesamte Kälte-Industrie, 20(1), 1-9 January 1913
- [2] Nesselmann, K., 1933, Wiss Veroffen-Siemens Konzern, 12: 89.
- [3] Eisa M.A.R. et. al (1986)
Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on water-lithium bromide: Part. I: Cooling.
Applied Energy 24 pp. 287-301.
- [4] Eisa M.A.R. et. al. (1986)
Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on water-lithium bromide. Part. II: Heating.
Applied Energy 25 pp. 71-82
- [5] Eisa M.A.R. et. al. (1986)
Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on water-lithium bromide: Part. III- Simultaneous cooling and heating. Applied Energy 25 pp. 83-96
- [6] Eisa M.A.R. et.al. (1986)
Thermodynamic design data for absorption heat transformers -Part. I. Operating on water-lithium bromide. Heat Recovery Systems
- [8] Best R. et. al. (1987)
Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on ammonia-water. Part. II: Heating.
Heat Recovery Systems Vol. 7 No. 2 pp. 177-185.
- [9] Best R. et al (1987)
Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on ammonia-water. Part III. Simultaneous cooling and heating.
Heat Recovery Vol. 7 No. 2 pp 187-194.
- [10] Best R. et.al. (1987)
Thermodynamic design data for absorption heat transformers -III. Operating on Ammonia-Water.
Heat Recovery Systems & Vol. 7 No. 3 pp.259-272.
- [11] Ciambelli P. y Tufano V. (1987)
The upgrading of waste heat by means of water-sulphuric acid absorption heat transformers.
Heat Recovery Systems & CHP Vol. 7 No. 6 pp. 517-524.
- [12] Ciambelli P. y Tufano V. (1988)
On the performance of advanced absorption heat transformers - I. The two stage configuration.
Heat Recovery Systems & C H P No. 5 pp.445-450.

- [13] Ciambelli P. y Tufano V. (1988)
On the performance of advanced absorption heat transformers
- II. The double absorption configuration
Heat Recovery Systems & C H P nO. 5 PP.451-457
- [14] George Jhon M. y Murthy S. Srinivasa. (1989)
Influence of absorber effectiveness on performance
of vapour absorption heat transformers.
International Journal of Energy Research Vol. 13 pp 629-638.
- [15] George Jhon M. Murthy S. Srinivasa (1989)
Influence of generator effectiveness on performance of vapour
absorption heat transformers.
International Journal of Energy Research Vol.13 pp 687-699.
- [17] Kripalani V.M. et. al. (1984)
Performance analysis of a vapour absorption heat transformer
with different working fluid combinations.
Heat Recovery Systems Vol. 4 No. 3 pp.129-140
- [18] Tyagi K.P. (1987)
Aqua-Ammonia heat transformers.
Heat Recovery Systems & C H P Vol. 7 No. 5 pp.423-433.
- [19] Pereira Dvarte S. I. (1989)
Optimal working conditions for and absorption
heat transformer-analysis of the H₂O/LiBr
theoretical cycle.
- [20] Iyoki S. y Vemura T. (1990)
Performance characteristics of the water-lithium bromide-zinc
chloride-calcium bromide absorption refrigerating machine,
absorption heat pump and absorption heat transformer.
Rev. Int. Froid Vol. 13 pp. 191-196.
- [21] Riesch P. et al (1988)
Part-load behaviour of an absorption heat transformer.
Physik-Department E 19 der Technischen Universität München. pp 1-13.
- [22] Siddig-Mohammed B.E. et al (1983)
Study of the operating characteristics of a reversed
absorption heat pump system (heat transformer).
Chem Eng. Res. Des, Vol.61 pp 283-289.
- [23] Mashimo Katsuyuki (1987)
Overview of heat transformers in Japan
Edited by Kay H. Zimmerman Cap. 19 pp 271-285.
- [24] Alefeld G. et al (1990)
Applications of new heat pump technology for Environmental protection.
Memorias del Seminario Internacional sobre conservación de energía y
aplicaciones industriales y comerciales de las bombas de calor.
Instituto de Investigaciones Eléctricas.

- [25] Stephan K. y Seher D. (1984)
Heat transformer cycles -I One-and two-stage
processes.
Heat Recovery Systems Vol. 4 No. 5 pp 365-369.
- [26] Mc. Neely Lowell A. (1983)
Thermodynamic properties of aqueous solutions of lithium bromide.
- [27] Hodge B.K. (1985)
Analysis and design of energy systems.
Edit. Prentice-Hall, Inc.
- [28] Keenan J.H. (1978)
Steam Tables, Thermodynamic properties of water including vapor,
liquid, and solid phases.
Edit. A. Wiley-Interscience Publication.