

03073

2

24



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

UNIDAD ACADÉMICA DE LOS CICLOS PROFESIONAL Y DE
POSGRADO
DEL COLEGIO DE CIENCIAS Y HUMANIDADES

**ESTUDIO DE LAS MEZCLAS BROMURO DE LITIO -
AGUA Y CARROL™ - AGUA EN TRANSFORMADORES
TÉRMICOS POR ABSORCIÓN DE UNA ETAPA**

TESIS QUE PARA OBTENER EL GRADO DE

**MAESTRO EN ENERGÍA SOLAR
(OPCIÓN FOTOTÉRMICA)**

PRESENTA:

ROSENBERG JAVIER ROMERO DOMÍNGUEZ

EN EL LABORATORIO DE ENERGÍA SOLAR DEL INSTITUTO DE
INVESTIGACIONES EN MATERIALES

NOVIEMBRE 1996

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

NOMENCLATURA

AB	Absorbedor
CO	Condensador
COP	Coefficiente de operación
EF	Efectividad calculada del intercambiador
EV	Evaporador
FR	Relación de flujo
G	Válvula
GE	Generador
H / h	Entalpía / Entalpía por unidad de masa
HE	Intercambiador de calor
M	Flujo másico
MP	Microbomba
P	Presión
Q	Energía térmica
T	Temperatura
Vol	Volumen
X	Concentración de soluto / agua (en peso).

GRIEGAS

Δ	Incremento
ρ	Densidad

SUBINDICES

	Referente a(l) :
aa	Año
AB	Absorbedor
AC	Acumulador de líquido
BO	Fondo del equipo
CO	Condensador
CT	Ciclo de Carnot
dd	Día
EN	A la entrada
ET	Entalpía
EV	Evaporador
EX	Externo
GE	Generador
HE	Intercambiador de calor
IN	Interno
LE	Salida
LOST	Perdido
mm	Mes

números 1.2.3....

OIL

SE

ST

TO

WA

WE

WF

WFE

Número de la línea de flujo

Aceite del sistema de recuperación de calor

Intercambiador de calor de soluciones

Solución concentrada

Domo del equipo

Agua del sistema de enfriamiento

Solución diluida

Fluido de trabajo

Intercambiador de calor del fluido de trabajo

Nota: La nomenclatura concuerda con los artículos internacionales.

TESIS

COMPLETA

CAPITULO 1

INTRODUCCIÓN A LA TESIS Y JUSTIFICACIÓN METODOLÓGICA

1.1 INTRODUCCIÓN

En el presente capítulo se presentan aspectos relacionados con el uso de la energía, apoyado en el uso de tecnología en bombas de calor, después se definen los conceptos generales de las bombas de calor y de los transformadores térmicos. Posteriormente a las definiciones se hace un análisis bibliográfico. Finalmente se presentan el objetivo general y los objetivos específicos y la forma en que la tesis fue estructurada para alcanzar dichos objetivos.

1.1.1 Aspectos energéticos del país

El uso racional de la energía es primordial para el desarrollo económico y social de una comunidad. Por lo cual optimizar este uso genera beneficios dentro de la misma comunidad.

México ha basado su economía de abasto energético, en la extracción y explotación de sus recursos petrolíferos, los cuales no pueden ser considerados como infinitos. Considerando además el aumento en su población y por lo tanto el aumento en la demanda de energéticos en breve tiempo estos se verán disminuidos.

A partir de esta problemática, en muchas industrias del país se ha considerado desde hace algún tiempo, el uso de la energía de desecho, con lo cual se optimizan los recursos energéticos disponibles.

México cuenta con captación solar y recursos geotérmicos disponibles aún no explotados para la producción de electricidad debido a su relativamente bajo nivel de temperatura, por lo que existe un gran potencial energético que puede ser utilizado para prolongar las reservas de recursos existentes.

En la comunidad mundial se han utilizado para la recuperación de energía de desecho diversos sistemas, dentro de los cuales están las bombas de calor, en sus diferentes formas y los transformadores térmicos que se han utilizado para incrementar el nivel de la temperatura de las fuentes de calor. Estas tecnologías aumentan la eficiencia de los procesos y disminuyen la emisión de contaminantes a la atmósfera, produciendo así un doble beneficio a través su uso. Motivo de las ventajas mencionadas y del hecho de que estos sistemas están aún en proceso de desarrollo, en este estudio se propone el uso de una nueva mezcla de trabajo que permita incrementar la eficiencia y el uso de los transformadores térmicos en la industria.

1.2 BOMBAS DE CALOR Y TRANSFORMADORES TÉRMICOS

En la actualidad existen instalaciones en industrias que desechan calor a la atmósfera a una temperatura entre 40 y 80 °C. Esta energía se puede aprovechar si se instala una bomba de calor.

Una bomba de calor es un dispositivo que tiene la capacidad de extraer calor de una fuente de baja temperatura y disiparlo al medio ambiente o suministrarlo para algún uso útil a mayor temperatura que la fuente. Es un sistema capaz de recuperar calor y elevar la temperatura de recursos de baja temperatura a niveles más útiles, utilizando una cantidad relativamente baja de energía de alta calidad.

Debido a estas características, las bombas de calor han sido empleadas desde el siglo pasado, y su uso ha ido en aumento desde principios de este siglo. Este aumento se produjo en gran parte por la disponibilidad de energía eléctrica y el perfeccionamiento de dichos sistemas.

Una bomba de calor puede operar para enfriamiento, calentamiento, ambos efectos de manera simultánea o como transformador térmico.

Una bomba de calor opera para enfriamiento cuando tiene la capacidad de extraer calor de un cuerpo o un espacio dado y mantenerlo por debajo de la temperatura ambiente. Para calentamiento cuando tiene la capacidad de aprovechar el 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 energía de alta calidad.

1.2.1 TRANSFORMADOR TÉRMICO

Un sistema puede operar como transformador térmico, llamado también transformador de calor cuando tiene la capacidad de aprovechar calor de desecho de procesos industriales o de alguna fuente de energía de baja temperatura y suministrarla como energía térmica a una temperatura mayor que la temperatura de suministro.

Se distingue entre una bomba de calor para calentamiento de un transformador térmico en que el segundo prácticamente no requiere de suministro de energía de alta calidad.

1.3 CLASIFICACIÓN DE LAS BOMBAS DE CALOR.

Existen varios tipos y formas de clasificar las bombas de calor. De estas clasificaciones, las bombas de calor que más se han desarrollado para ser utilizadas en la recuperación de calor y uso eficiente de energía son:

por compresión mecánica de vapor

y
por absorción.

1.4 BOMBA DE CALOR POR COMPRESIÓN.

La bomba de calor por compresión mecánica de vapor es la bomba de calor más común. Los componentes básicos son un compresor, dos intercambiadores de calor y una válvula de expansión. La figura 1.4.1 muestra esquemáticamente los principales componentes de una bomba de calor por compresión.

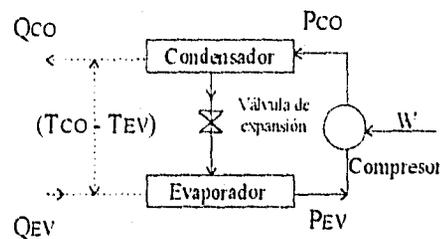


Figura 1.4.1 Diagrama esquemático de una bomba de calor por compresión.

El ciclo termodinámico de la bomba de calor por compresión se muestra en el diagrama presión - entalpía de la figura 1.4.2. El funcionamiento que tiene una bomba de calor por compresión es el siguiente: En el evaporador el fluido de trabajo se evapora (línea 1-2 en el diagrama) a la temperatura T_{EV} extrayendo una cantidad de calor Q_{EV} del medio que puede estar en estado sólido, líquido o gaseoso. El fluido de trabajo se comprime (línea 2-3) y cede calor latente Q_{CO} a una temperatura mayor T_{CO} en el condensador (línea 3-4). El fluido de trabajo condensado se expande a través de la válvula de expansión (línea 4-1) y se regresa al evaporador completándose así el ciclo.

El rendimiento de una bomba de calor en general, se expresa mediante el Coeficiente de operación (COP), que es la relación que existe entre la energía que entrega la bomba de calor y la energía suministrada. En la figura 1.4.2 este coeficiente se expresa en función de las entalpías.

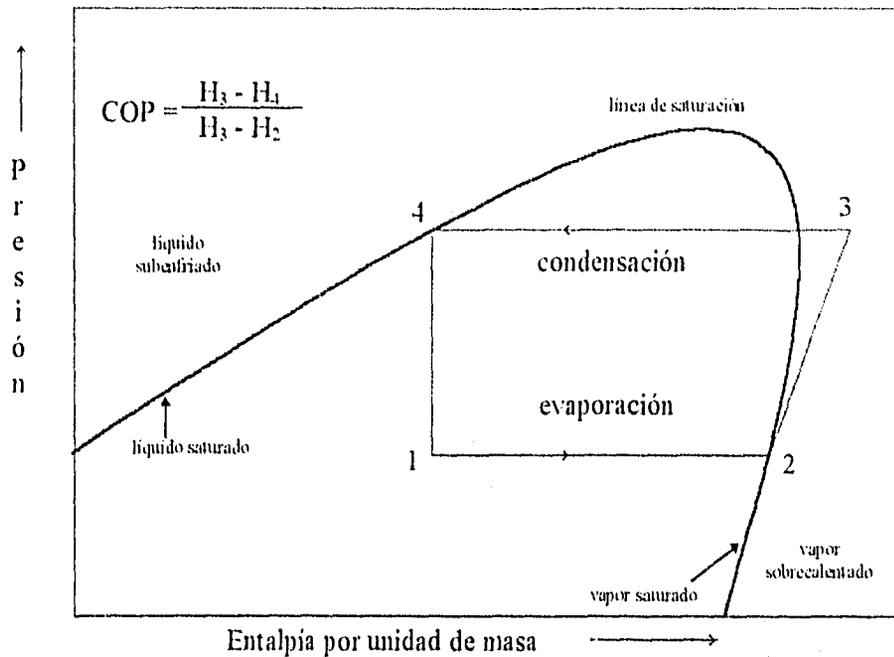


Figura 1.4.2 Diagrama esquemático del ciclo de una bomba de calor por compresión.

1.5 BOMBA DE CALOR POR ABSORCIÓN

Las bombas de calor por absorción tienen dos características principales:

1. utilizan un par de sustancias afines químicamente llamadas fluido de trabajo y absorbente
2. la energía principal suministrada al sistema es de tipo calorífico.

Los elementos principales de una bomba de calor por absorción son un generador, un condensador, un evaporador, un absorbedor, dos válvulas de expansión y una bomba. En la figura 1.5.1 se muestra esquemáticamente una bomba de calor por absorción con estos elementos.

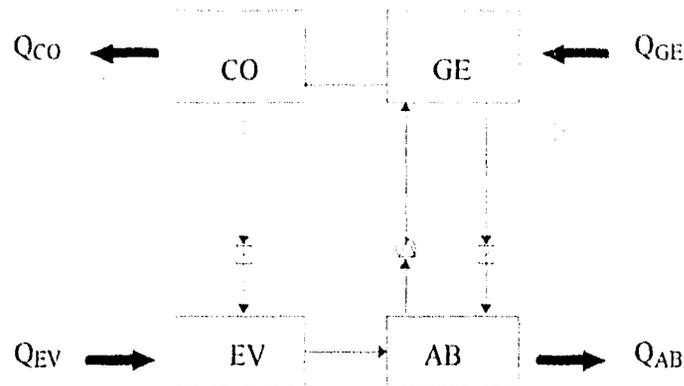


Figura 1.5.1 Diagrama esquemático de una bomba de calor por absorción.

El funcionamiento de esta bomba de calor es similar al de la bomba de calor por compresión, en los procesos de condensación, expansión y evaporación, sin embargo el ciclo de absorción sustituye al compresor con un circuito secundario en el que el líquido absorbente se circula utilizando una bomba.

El ciclo termodinámico de una bomba de calor por absorción es como sigue: el fluido de trabajo evaporado es absorbido por el fluido circulante y la presión se incrementa, por medio de una bomba, antes de entrar en el generador. Se suministra una cantidad de calor Q_{GE} al generador para vaporizar a alta presión el fluido de trabajo requerido que se alimenta al condensador y este fluido se lleva al evaporador para iniciar el ciclo.

La energía mecánica requerida para bombear los líquidos dentro de este tipo de equipos es generalmente pequeña en comparación con la cantidad de energía térmica suministrada Q_{GE} .

Por otro lado, una de las limitaciones que se presentan en los equipos de absorción que recuperan calor, son las altas concentraciones de absorbente, ya que existe la posibilidad de dañar al equipo si se cristaliza dentro del mismo. Para evitar esta cristalización se han utilizado aditivos en mezclas existentes y se han probado con el propósito de aumentar el nivel de temperatura al cual se recupera el calor.

1.6 CONCEPTOS GENERALES SOBRE BOMBAS DE CALOR

Las industrias del país llevan a cabo procesos de transferencia de calor y masa en forma cotidiana, por lo que la pérdida o el ahorro de la energía en estos procesos tiene impactos económicos, así que el uso de dispositivos como las bombas de calor, puede ser una opción para la recuperación de calor y recursos económicos en dichos procesos.

La recuperación de calor en los procesos industriales se debe iniciar con el intercambio de calor y continuar con el bombeo del mismo en la optimización de procesos.

La recuperación de calor por medio de bombas de calor, en muchos casos muestra atractivas soluciones económicas para los problemas relacionados con ambiente y productividad.

Las bombas de calor en procesos industriales pueden ser utilizadas en la recuperación de calor, con beneficios finales reales que incluyen:

1. reducción de cargas térmicas en torres de enfriamiento,
2. reducción de reactivos en los requerimientos de tratamientos de agua,
3. reducción de la cantidad de agua utilizada, y
4. mejoramiento en la calidad de la producción.

Considerando que las bombas de calor tienen la capacidad de recuperar el calor se han caracterizado para poder compararse entre ellas. Estas comparaciones se hacen por medio de tres conceptos básicos que se han establecido entre los investigadores, diseñadores y constructores de estos equipos: el coeficiente de operación, el incremento de temperatura y la relación de flujo. Estos conceptos se definen a continuación.

1.6.1 Coeficiente de operación

Se puede definir un concepto que relacione la capacidad de recuperación de calor o eficiencia de transformación del calor suministrado a calor útil; este concepto se denomina coeficiente de operación (COP) y en forma sencilla se puede definir para una bomba de calor por absorción como:

$$\text{COP} = \frac{\text{Calor útil}}{\text{Calor suministrado}}$$

despreciando el trabajo que realizan las bombas.

1.6.2 Incremento de temperatura

Una característica de los sistemas de absorción es el incremento de temperatura. Éste se define como la diferencia de valores que existe entre la temperatura que se obtiene en el absorbedor (en donde se recupera la energía) y la que se mantiene en el evaporador (donde se suministra la energía).

$$\Delta T = T_{AB} - T_{EV}$$

1.6.3 Relación de flujo

La relación de flujo (FR) se define como la razón del flujo másico que va del absorbedor al generador entre el flujo másico del fluido de trabajo:

$$FR = \frac{\text{Flujo del absorbedor hacia el generador}}{\text{Flujo del fluido de trabajo}} = \frac{M_{AB}}{M_{WA}}$$

1.7 ANÁLISIS BIBLIOGRÁFICO

Los primeros conceptos para concebir un transformador térmico [1] se propusieron en 1911 y 22 años después se publicó una teoría sobre estos sistemas [2]. A partir de entonces y hasta la fecha se han realizado estudios con estos equipos. De estos estudios se han revisado los más recientemente publicados.

En 1981 se reportaron los resultados obtenidos de la operación de diez transformadores térmicos en plantas industriales en Japón [3], operando con la mezcla bromuro de litio - agua, concluyéndose que se pueden obtener incrementos de temperatura hasta de 30°C con coeficientes de operación con valores que van desde 0.45 hasta 0.49. En estos equipos se recuperó el capital en un lapso máximo de 2 años.

Experimentalmente, en 1983 se llevó a cabo un estudio de una bomba de calor por absorción fabricada en vidrio, con una solución acuosa de cloruro de calcio y cloruro de litio en relación 30:100. Con este equipo, de absorción en una etapa, se logró obtener un incremento de temperatura de 40°C con respecto a la fuente térmica, alcanzando así como máximo 132°C. En dicho estudio se concluyó que por lo menos se puede recuperar el 25% de la energía suministrada con un nivel alto de temperatura [4].

En 1984 Kripalani [5] hizo una comparación del funcionamiento de un transformador térmico de una etapa operando con la mezcla bromuro de litio - agua y operando con otras mezclas orgánicas, en donde se concluye que con la primera se alcanzan mayores coeficientes de operación (COP) para temperaturas de suministro de calor entre 50 y 75 °C.

En 1986 se publicaron datos para el diseño termodinámico de una bomba de calor por absorción operando con la mezcla bromuro de litio - agua, en diferentes modos [6-9]. Similarmente a estos trabajos se publicaron otros para la mezcla amoníaco (NH₃) - H₂O en 1987 [10-13]. En el mismo año se presentó un modelo matemático de un transformador térmico de una etapa, mostrando el coeficiente de operación (COP) en función del incremento de temperatura [14]. También en este año se publicó otro estudio teórico con un modelo matemático para transformadores de calor de una y dos etapas para la mezcla amoníaco - agua en donde se reporta que la temperatura de absorción tiene poca influencia sobre el coeficiente de operación (COP) [15].

En el año siguiente se publicaron otros artículos sobre transformadores de calor de doble etapa y doble absorción [16,17] en los que se ha reportando el COP en función de la diferencia de temperaturas alcanzada. Es en este año (1988) que se publica un trabajo experimental de un transformador térmico operado con la mezcla bromuro de litio - agua [18] con datos de : potencia en el absorbedor (2.8 kW), temperaturas de suministro de calor

(75 °C), temperaturas de condensación (entre 20 y 40 °C) para obtener temperaturas en el absorbedor entre 105 y 120 °C con coeficientes de operación entre 0.42 a 0.48.

Sobre la importancia de los intercambiadores de calor se publicaron varios trabajos en 1989 [19-21]. En este año se analizan las condiciones de operación para un transformador térmico operando con la mezcla bromuro de litio - agua y se concluye que existen zonas de operación en las que se obtienen los valores máximos de eficiencias. [22]. Para el año de 1990 se comparan los desempeños de varias mezclas, concluyéndose que se obtienen mayores coeficientes de operación con la mezcla bromuro de litio - agua que con amoniaco - agua o metanol - agua [23].

En 1990 Alefeld reportó que un equipo experimental de doble absorción [24] en su laboratorio, puede obtener temperaturas de 150°C, con COP cercano a 0.3, cuando se suministra calor a 80°C.

En el Gas Research Institute (GRI) en 1991 se examinaron los sistemas de absorción, adsorción, quimisorción y doble efecto de absorción. El sistema de doble efecto de absorción fue operado utilizando una mezcla formada por bromuro de litio - agua y se empleó para acondicionamiento de aire. Este sistema trabajó a presiones bajas y se evaluaron COP del orden de 1.0 [25] lo cual resulta alentador para un equipo que no consume mucha energía eléctrica.

Kashiwagi en 1991[26], desarrolló un sistema por absorción de doble efecto, para que fuera competitivo en términos de la utilización, costo y miniaturización con los equipos de compresión. En este estudio el autor propuso un sistema de alta eficiencia con una circulación de refrigerante auxiliar y simuló su operación. De los resultados obtenidos de este reporte se encontró que se puede operar una bomba de calor con alta eficiencia utilizando la mezcla bromuro de litio - agua y utilizando como refrigerante auxiliar 2,4 Dimetil 3 pentanol.

En 1992 Saito [27], recomienda a las bombas de calor por absorción para operar con temperaturas entre 60 y 80°C como óptimas para utilizar fuentes de calor geotérmico o de desecho industrial, en donde las fuentes de calor usadas para estas bombas de calor son agua y aire.

En el mismo año Cane [28], reportó que en los edificios que requieren de calentamiento, enfriamiento y servicios para calentamiento de agua, como en Ontario, Canadá, donde se hicieron algunas evaluaciones, se ha estimado que se puede ahorrar en energía eléctrica 7600 MWh anualmente, por medio de recuperación de calor utilizando bombas de calor.

Rosenberg [29] consideró a las bombas de calor para acondicionamiento de espacios, y en 1992 estimó que en algunos países con climas predominantemente fríos (como en Noruega) algunos proyectos de calentamiento y enfriamiento centralizado resultaban más baratos que plantas de generación de calentamiento y aire acondicionado individuales, con lo que se

puede apreciar el potencial de las bombas de calor para satisfacer grandes demandas de energía.

Panno [30] estudió bombas de calor por absorción que ofrecen la versatilidad de trabajar con energía geotérmica a temperaturas menores a los 100°C, para producir calentamiento o efecto de enfriamiento con lo que demostró que si se utiliza este efecto en instalaciones cercanas a la fuente se pueden reducir aún más los costos por dicho acondicionamiento.

En el aspecto ambiental también las bombas de calor muestran un gran potencial económico para la reducción de emisiones de CO₂ y ya en 1992 Stuij [31] reportó que las pérdidas de fluidos de trabajo son despreciables en el efecto invernadero por lo que su uso masivo puede ser una solución en las grandes ciudades con altos índices de contaminación (como el caso de la Ciudad de México) y disminuir con ello los efectos de inversión térmica.

En el año de 1993 ya existían varios ejemplos del uso industrial de bombas de calor, como en una industria acerera que utilizó un transformador térmico operando con la mezcla bromuro de litio - agua, para ahorrar 142 mil GJ por año en la producción de vapor y más de 4 millones de metros cúbicos de gas natural y dicha industria concluyó que los problemas de corrosión propios de la mezcla son controlables [32].

Las dos mezclas más utilizadas hasta ahora en sistemas de absorción son bromuro de litio - agua y amoníaco - agua. El uso de bromuro de litio se debe principalmente a su solubilidad en agua (del orden del 70%) [33] ya que la concentración de la sal es un factor dominante en los procesos de absorción.

En México no se ha generalizado el uso de bombas de calor y solo se ha reportado una bomba de calor de tipo industrial en una planta de purificación de agua, utilizando una fuente de calor geotérmica. Aunque se pueden apreciar tres áreas potenciales inmediatas en México para el desarrollo de bombas de calor: calentamiento de agua, acondicionamiento de espacios y uso en sectores no electrificados, como lo manifiesta Stuij [34]. A nivel industrial las bombas de calor se pueden utilizar en prácticamente cualquier proceso que requiera de recuperación de calor.

Se desarrolló un modelo termodinámico para simular enfriadores por absorción y se comparó con datos experimentales, obteniéndose en general resultados similares por Gordon & Choon [35], por lo que existen bases teóricas confiables para simular equipos que concuerdan con los resultados experimentales.

Las partes móviles de un transformador térmico son dos bombas, pero también se puede prescindir de éstas, como es el caso de un diseño de transformador térmico por absorción con recirculación termosifónica propuesto por Abrahamsson et al. [36]

También se ha utilizado, recientemente una bomba de calor por absorción en una planta incineradora de desechos sólidos, para recuperar la energía de los gases de combustión [37]

con lo que se prueba que no existe ningún motivo para no aplicar estos equipos en todo tipo de industrias.

Existen equipos más complejos para la recuperación de calor, como son los transformadores térmicos por absorción de doble etapa que pueden ser competitivos con los de una etapa si se desea producir una carga térmica útil a una mayor temperatura [38].

Actualmente se encuentran reportados datos termodinámicos para el diseño de bombas de calor por absorción operando con diferentes mezclas como fluidos de trabajo, estos datos son temperaturas de operación, presiones, concentraciones y coeficientes de operación con los cuales se puede mostrar la utilidad de estos sistemas de absorción en la industria.

1.8 LA ENERGÍA SOLAR Y LOS TRANSFORMADORES TÉRMICOS

La energía solar que se capta con un colector solar plano no se ha explotado en su totalidad debido a que las temperaturas que se alcanzan no son mayores a 100°C. Sin embargo, se puede utilizar la energía obtenida de dichos colectores como fuente de calor, para suministrarla al generador de una bomba de calor por absorción [39] y así aumentar el aprovechamiento de la energía solar.

Otra forma de aprovechar la energía solar es por medio de almacenamiento térmico en estanques solares. En este campo, se propuso un sistema con un transformador térmico que utiliza la energía de un estanque solar [40], como una aplicación directa de la energía solar en los sistemas de absorción, para la generación de vapor a 120°C.

En el Laboratorio de Energía Solar del Instituto de Investigaciones en Materiales de la Universidad Nacional Autónoma de México se han realizado numerosos estudios tanto teóricos como experimentales de sistemas de absorción [41-57]. En algunos de estos estudios, se ha considerado la integración de colectores solares para suministrar la energía requerida de dichos sistemas.

También el Instituto de Investigaciones Eléctricas, por medio de un programa de intercambio académico con la Universidad de Salford, Inglaterra, ha investigado procesos de absorción [58-59] en bombas de calor y transformadores térmicos. Dicho instituto cuenta con un transformador térmico instalado en el departamento de geotermia. El cual fue utilizado para realizar la parte experimental de este trabajo.

1.9 OBJETIVO DE LA TESIS

De acuerdo al análisis bibliográfico existe la necesidad de investigación en nuevas mezclas que permitan mejorar e incrementar el uso de los sistemas de absorción. Por lo tanto se propone como objetivo general de esta tesis:

“El estudio teórico y experimental de las mezclas bromuro de litio - agua y Carrol™ - agua operando en un transformador térmico de una etapa”.

Este estudio se realiza a fin de evaluar y comparar los niveles de temperatura a la cual se puede recuperar energía, así como la evaluación de los coeficientes de operación con cada una de las mezclas propuestas.

1.9.1 Objetivos específicos

Los objetivos específicos del presente trabajo de investigación son:

Modelar el comportamiento de un transformador térmico por absorción de una etapa con un intercambiador de calor operando con la mezcla Carrol - agua.

Analizar y comparar los resultados teóricos obtenidos de la modelación de un transformador térmico por absorción de una etapa operando con las mezclas bromuro de litio - agua y Carrol - agua.

Analizar la factibilidad de uso de la mezcla Carrol - agua en un transformador térmico.

Evaluar y comparar experimentalmente los resultados de la operación de un transformador térmico, a fin de comprobar si el uso de la mezcla Carrol - agua resulta ventajosa con respecto a la única mezcla utilizada comercialmente en estos equipos, que es el bromuro de litio en agua.

Comparar los resultados experimentales con los resultados teóricos obtenidos de la modelación con la finalidad de determinar las causas de las posibles desviaciones encontradas.

Diseñar un transformador térmico, para el estudio de las mezclas propuestas y otras posibles, en un mayor intervalo de condiciones de operación.

1.10 ESTRUCTURA DE LA TESIS

A fin de alcanzar los objetivos propuestos, este trabajo se ha estructurado de la siguiente manera:

En el capítulo 1 se definen los conceptos asociados a un transformador térmico, su importancia y se muestra un análisis bibliográfico de los mismos.

En el capítulo 2 se presenta un modelo termodinámico de transformador térmico de una etapa, con el cual se simula el comportamiento teórico de las mezclas bromuro de litio - agua y Carrol - agua. Se presenta además la comparación entre los resultados teóricos entre ambas mezclas.

En el capítulo 3 se describe el transformador térmico de una etapa y los sistemas auxiliares utilizados en este estudio.

En el capítulo 4 se presentan los resultados de la evaluación experimental de las mezclas bromuro de litio - agua y Carrol - agua.

En el capítulo 5 se comparan los datos teóricos con los obtenidos experimentalmente para cada mezcla y posteriormente se comparan los datos experimentales de ambas mezclas.

En el capítulo 6 se presenta el diseño mecánico de un transformador térmico, basado en los resultados obtenidos.

En el capítulo 7 se presentan las conclusiones a las que se llegó en esta tesis y se hacen recomendaciones para trabajos futuros sobre el mismo tema.

En el apéndice A se muestran las ecuaciones empleadas para calcular las propiedades termodinámicas de las mezclas bromuro de litio - agua y Carrol - agua.

En el apéndice B se presenta el algoritmo para calcular el coeficiente de operación de Carnot para un transformador térmico.

En el apéndice C se presentan las ecuaciones para la calibración del equipo descrito en el capítulo 3.

En el apéndice D se presenta la secuencia de cálculo de los volúmenes de generador y evaporador así como el cálculo de áreas de transferencia del condensador y absorbedor para el transformador térmico diseñado.

CAPITULO 2

MODELO MATEMÁTICO PARA UN TRANSFORMADOR TÉRMICO POR ABSORCIÓN DE UNA ETAPA

2.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se describen primeramente los elementos esenciales de un transformador térmico de una etapa, su operación y su ciclo termodinámico. Posteriormente se presenta el modelo matemático utilizado para simular el comportamiento dentro de un transformador térmico. Seguido se presentan y analizan como fluidos de trabajo dos mezclas: "bromuro de litio - agua" y "Carrol - agua" y finalmente se presentan los resultados obtenidos de la modelación para las mismas mezclas en forma comparativa.

2.2 DESCRIPCIÓN DE UN TRANSFORMADOR TÉRMICO

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

Los elementos esenciales de un transformador de calor por absorción de una etapa se muestran en la figura 2.2.1. Su funcionamiento se describe así: una mezcla fluido de trabajo / absorbente se introduce en el generador donde se le suministra una cantidad de calor Q_{GE} , para separar en forma de vapor el fluido de trabajo del absorbente, a una temperatura intermedia T_{GE} . Una vez que se ha vaporizado el fluido de trabajo, éste 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 concentrada (alta concentración de absorbente) 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 diluida así formada (baja concentración de absorbente) pasa hacia el generador a través de la válvula de expansión dando inicio nuevamente al ciclo.

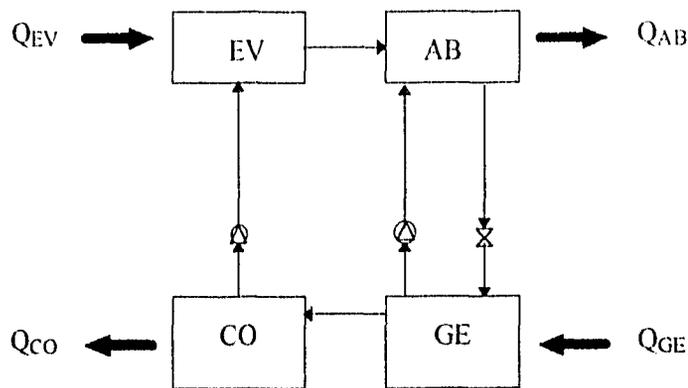


Figura 2.2.1 Diagrama esquemático de un transformador térmico de una etapa.

En la figura 2.2.2 se muestran los componentes de un transformador térmico dentro de unos ejes coordenados presión - temperatura ($T - P$). En esta figura se puede observar que el transformador térmico 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. Cabe aclarar que las líneas no representan el comportamiento termodinámico o físico de los fluidos, solamente muestran la forma de interconexión entre los componentes.

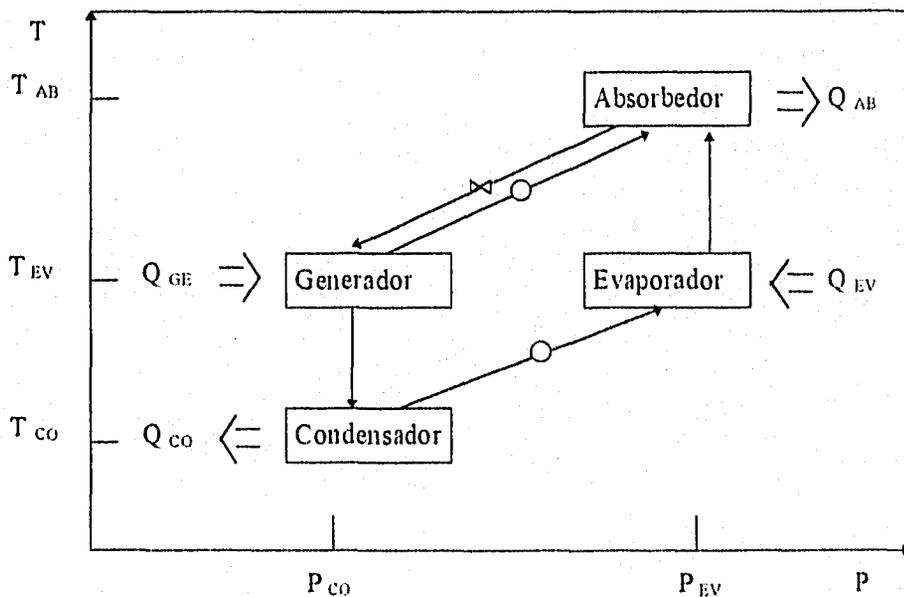


Figura 2.2.2 Diagrama esquemático de un transformador térmico de una etapa dentro de ejes coordenados presión - temperatura.

2.3 TRANSFORMADOR DE CALOR DE UNA ETAPA

De igual manera que en las bombas de calor, en un transformador térmico de una etapa (SSHT por las siglas en inglés de single stage heat transformer llamado así por realizar el proceso de absorción en un solo componente), se pueden instalar intercambiadores de calor para aprovechar la mayor cantidad de energía presente en el sistema. Estos intercambiadores de calor son : uno llamado intercambiador de solución, que tiene la función de precalentar la solución que va del generador hacia el absorbedor, y el otro llamado intercambiador del fluido de trabajo, que 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 2.3.1 se muestra la forma en que están conectados los intercambiadores en el sistema para lograr los propósitos descritos.

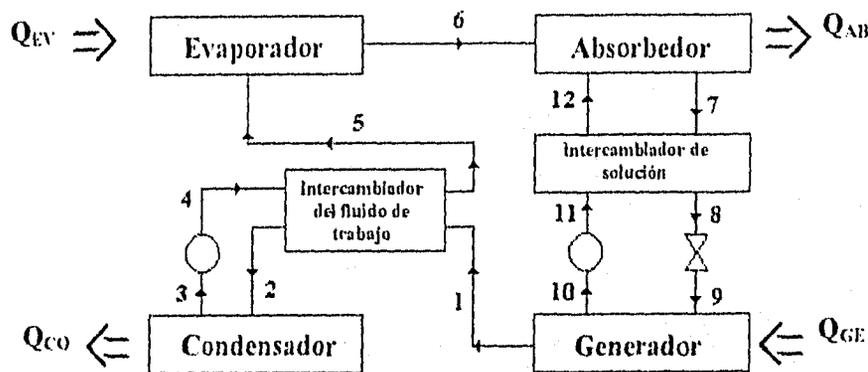


Figura 2.3.1 Diagrama esquemático de interconexión de los intercambiadores de calor en un transformador térmico de una etapa.

2.4 IMPORTANCIA DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR EN UN TRANSFORMADOR TÉRMICO

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 supone que no existen pérdidas de calor hacia el exterior. Por lo anterior, se define la efectividad del intercambiador del fluido de trabajo como:

$$EF_{WFE} = \frac{H_5 - H_4}{H_1 - H_4} \quad (2.1)$$

y

$$EF_{SE} = \frac{H_{11} - H_{12}}{H_{11} - H_{12.7}} \quad (2.2)$$

donde las H_n son las entalpías de los fluidos en los puntos n de la figura 2.3.1 y $H_{12.7}$ la entalpía de la solución evaluada con la concentración de la solución concentrada (X_{12}) y la temperatura de la solución diluida (T_7), definiendo esta ecuación el valor de la efectividad del intercambiador de calor de la solución en el sistema.

2.5 MODELO MATEMÁTICO DE UN TRANSFORMADOR TÉRMICO DE UNA ETAPA

Este modelo fue presentado inicialmente por Rivera [60] y adecuado posteriormente por el autor para que calcule las propiedades de la mezcla Carrol - agua cuando opera como fluido de trabajo en un transformador térmico por absorción de una etapa.

Para la elaboración del modelo matemático se hicieron las siguientes consideraciones:

- 1) Existen condiciones de equilibrio termodinámico 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.
- 7) El trabajo efectuado por las bombas es isentrópico.
- 8) El proceso a través de las válvulas es isentálpico.

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. 2.3.1), además el calor disipado en el absorbedor Q_{AB} y las efectividades de los intercambiadores EF_{WFE} y EF_{SE} .

- b) De la consideración (1) se tiene

$$T_{10} = T_1 \quad (2.3)$$

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

$$P_3 = P(T_3) \quad (2.4)$$

$$P_6 = P(T_6) \quad (2.5)$$

las cuales se evalúan usando la ecuación A.4.1 del apéndice A.

- d) Por la condición (6),

$$P_1 = P_2 = P_3 = P_9 = P_{10} \quad (2.6)$$

$$P_4 = P_5 = P_6 = P_7 = P_8 = P_{11} = P_{12} \quad (2.7)$$

- e) De la consideración (4) y haciendo uso de las ecuaciones (2.3) y (2.6), se tiene

$$X_{10} = X(P_{10}, T_{10}) \quad (2.8)$$

la cual se evalúa usando las ecuaciones A.4.1 y A.1.1 para bromuro de litio y las ecuaciones A.4.1 y A.9.3 para Carrol - agua.

- f) De la misma manera se puede calcular la concentración de la solución diluida con:

$$X_7 = X(P_7, T_7) \quad (2.9)$$

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

$$X_7 = X_8 = X_9 \quad (2.10)$$

$$X_{10} = X_{11} = X_{12} \quad (2.11)$$

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

$$X_1 = X_2 = X_3 = X_4 = X_5 = X_6 = 0 \quad (2.12)$$

i) De la consideración (4).

$$H_7 = H(T_7, X_7) \quad (2.13)$$

$$H_{10} = H(T_{10}, X_{10}) \quad (2.14)$$

las cuales se pueden evaluar usando la ecuación A.2.1 para bromuro de litio - agua y la ecuación A.11.4 para Carrol - agua.

j) De la consideración (4) se tiene que

$$H_3 = H(T_3) \quad (2.15)$$

$$H_6 = H(T_6) \quad (2.16)$$

las cuales se pueden evaluar usando las ecuaciones de la sección A.7 del apéndice A.

k) Considerando que el vapor a la salida del generador está en condiciones de sobrecalentamiento, entonces

$$H_1 = H(P_1, T_1) \quad (2.17)$$

la cual se evalúa usando las ecuaciones A.4.1, A.8.1 y A.8.2.

l) De la consideración (4), el volumen específico del agua a la salida del condensador es

$$V_3 = V(T_3) \quad (2.18)$$

el cual se evalúa usando las ecuaciones A.5.1 - A.5.4.

m) De la consideración (7), el cambio de entalpía a través de la bomba del fluido de trabajo es

$$\Delta H_{p1} = V_3 (P_6 - P_3) \quad (2.19)$$

por lo que la entalpía a la salida de la bomba se calcula como

$$H_4 = H_3 + \Delta H_{p1} \quad (2.20)$$

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

$$\Delta H_{p2} = V_{10} (P_{11} - P_{10}) \quad (2.21)$$

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

$$H_{11} = H_{10} + \Delta H_{p2} \quad (2.22)$$

- o) Para encontrar la entalpía en el punto 12, conocida o supuesta la efectividad del intercambiador de calor de la solución, es necesario primeramente evaluar la entalpía $H_{12,7}$, la cual surge de la definición de la efectividad (ecuación 2.2) y se calcula como

$$H_{12,7} = H(X_{12}, T_7) \quad (2.23)$$

la cual se puede evaluar usando la ecuación A.2.1 para bromuro de litio - agua y la ecuación A.11.4 para Carrol - agua.

Ahora, utilizando la ecuación (2.2) se encuentra que

$$H_{12} = H_{11} - EF_{SE} (H_{11} - H_{12,7}) \quad (2.24)$$

- p) Utilizando la ecuación (2.1) se encuentra que la entalpía a la salida del intercambiador del fluido de trabajo es

$$H_5 = H_4 + EF_{WFE} (H_1 - H_4) \quad (2.25)$$

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

$$H_2 = H_1 + H_4 - H_5 \quad (2.26)$$

- r) 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

$$FR = \frac{M_7}{M_1} \quad (2.27)$$

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

$$FR = \frac{X_{10}}{X_{10} - X_7} \quad (2.28)$$

- s) Efectuando los balances de masa y de energía en el absorbedor, y haciendo uso de la ecuación (2.27) se encuentra que M_1 puede ser calculada como:

$$M_1 = \frac{Q_{AB}}{H_6 - H_{12} + FR(H_{12} - H_7)} \quad (2.29)$$

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

$$M_{10} = M_7 - M_1 \quad (2.30)$$

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

$$H_8 = \frac{M_{10}}{M_7} (H_{11} - H_{12}) + H_7 \quad (2.31)$$

v) Considerando que el proceso a través de la válvula de expansión es isentálpico

$$H_9 = H_8 \quad (2.32)$$

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

$$Q_{GE} = M_1 H_1 + M_{10} H_{10} - M_7 H_9 \quad (2.33)$$

$$Q_{CO} = M_1 (H_2 - H_3) \quad (2.34)$$

$$Q_{AB} = M_1 H_6 + M_{10} H_{12} - M_7 H_7 \quad (2.35)$$

$$Q_{EV} = M_1 (H_6 - H_5) \quad (2.36)$$

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

$$W_{P1} = M_1 \Delta H_{P1} \quad (2.37)$$

$$W_{P2} = M_{10} \Delta H_{P2} \quad (2.38)$$

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

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

$$COP = \frac{Q_{AB}}{Q_{GE} + Q_{EV} + W_{P1} + W_{P2}} \quad (2.39)$$

z) Por lo que despreciando el trabajo que se realiza en las bombas, se puede definir el coeficiente de operación entálpico, utilizando las ecuaciones (2.33), (2.35) y (2.36) como:

$$\text{COP}_{\text{ET}} = \frac{M_1H_6 + M_{10}H_{12} - M_7H_7}{(M_1H_1 + M_{10}H_{10} - M_7H_9) + (M_1(H_6 - H_5))} \quad (2.40)$$

aa) Por último en el apéndice B se demuestra que el coeficiente de operación de Carnot para el mismo equipo es,

$$\text{COP}_{\text{CT}} = \frac{T_7(T_6 - T_3)}{T_1(T_6 - T_3) + T_6(T_7 - T_1)} \quad (2.41)$$

siendo T las temperaturas en grados absolutos.

De un estudio teórico de transformadores de calor por absorción operando con la mezcla bromuro de litio - agua, Rivera [60] llegó a dos conclusiones principales:

El intercambiador de calor de la solución puede aumentar el valor del coeficiente de operación y también la temperatura alcanzada en el absorbedor. Por otro lado, el intercambiador de calor del fluido de trabajo prácticamente no afecta el funcionamiento del transformador térmico, por lo que se puede prescindir de él.

El coeficiente de operación de un transformador térmico aumenta con el valor de la efectividad del intercambiador de calor de solución. Esta efectividad es función logarítmica del área de transferencia de calor del intercambiador, por lo que se requiere de un valor óptimo de ésta área para obtener la mayor recuperación de calor posible.

Por lo anterior, en el estudio teórico del presente trabajo se tomará en cuenta el uso del intercambiador de solución y no así del intercambiador del fluido de trabajo.

2.6 MEZCLAS UTILIZADAS Y METODOLOGÍA DEL ANÁLISIS

Para que una mezcla pueda ser utilizada en un transformador térmico debe poseer propiedades con ciertas características. Las propiedades del fluido de trabajo y del absorbente son decisivas en el diseño y costo de un transformador térmico, ya que dichas propiedades determinan el tamaño de los componentes.

La mezcla ideal para un transformador térmico debe poseer las siguientes características:

1) El fluido de trabajo debe tener

1. calor latente de vaporización tan elevado como sea posible, para operar con un flujo másico menor;
2. presión de vapor dentro de los valores que son fijados por la temperatura de condensación, dicha presión es determinante del material a utilizar en la construcción del equipo;
3. temperatura de congelación menor a las temperaturas de operación y ambiente, para evitar daños en los componentes por dilatación del fluido
- y
4. punto crítico mayor que cualquier temperatura de operación en el equipo, a fin de evitar algún cambio de fase indeseable en el equipo.

2) El absorbente debe tener

1. punto de ebullición alto y presión de vapor despreciable a la temperatura de generación, para evitar contaminación en el condensador;
2. solubilidad en el fluido de trabajo en un intervalo amplio de concentraciones, para evitar cristalización
- y
3. presión de vapor menor que la del fluido de trabajo a la temperatura en el absorbedor.

Además de las propiedades mencionadas los fluidos deberán ser :

1. no flamables (por seguridad en la operación),
2. no tóxicos (por seguridad en la operación),
3. no corrosivos (por seguridad en la operación),
4. químicamente estables (para conocer las propiedades químicas),
5. con viscosidades bajas (para favorecer la transferencia de masa),
6. con tensión superficial que no inhiba la formación de gotas (para favorecer la absorción),
7. conductividad térmica alta (para favorecer la transferencia de calor en los equipos),
8. bajo costo.

Por lo arriba señalado se puede decir que no existe actualmente una mezcla que cumpla todos los requisitos mencionados. Las mezclas analizadas a continuación cumplen varias de las características requeridas para utilizarse en transformadores térmicos.

2.6.1 Bromuro de litio - agua

El bromuro de litio en agua es la mezcla más utilizada comercialmente. En esta mezcla el fluido de trabajo es el agua y la solución de bromuro de litio el absorbente. Una de las ventajas de esta mezcla es que el agua posee un calor latente de vaporización alto, punto crítico alto, pudiendo con esta característica, operar a temperaturas mayores que otros fluidos. Además esta mezcla no requiere de rectificador debido a que el bromuro de litio

tiene un punto de ebullición muy alto y una presión de vapor despreciable con respecto al agua.

Por otro lado, la mezcla bromuro de litio - agua, presenta algunas desventajas, como son la solubilidad del bromuro de litio en agua, que está limitada a 70% en peso, por lo que a concentraciones mayores a este porcentaje existe cristalización. Otra característica no deseable de esta mezcla es la corrosividad a altas temperaturas, la cual ha limitado su uso en transformadores térmicos. Otro factor desfavorable de esta mezcla es su costo (\$US 19/kg actualmente), debido a que puede representar un alto porcentaje en los costos de capital.

Finalmente y quizá la mayor desventaja de esta mezcla, es que el máximo valor obtenido del incremento de la temperatura es menor a 60°C teóricamente [8] y menor a 50°C experimentalmente [3].

Para el cálculo de las propiedades termodinámicas de esta mezcla, se han propuesto varias ecuaciones de diversos autores, de las cuales se han utilizado las de McNeely [61] que son a las que se hace mayor referencia en trabajos internacionales por considerar que estas representan aceptablemente las propiedades de la mezcla con respecto a los datos experimentales. La figura 2.6.1.1 muestra el diagrama de equilibrio presión, temperatura a diferentes concentraciones para la mezcla bromuro de litio - agua tomado de McNeely [61] y la figura 2.6.1.2 muestra los valores de la viscosidad en función de la temperatura para diferentes concentraciones de la mezcla bromuro de litio - agua tomado de ASHRAE [74]. Las figuras se encuentran más adelante en páginas completas.

2.6.2 Carrol - agua

Una mezcla que puede solucionar en parte las desventajas que presenta la mezcla bromuro de litio - agua es la mezcla Carrol - agua. Esta mezcla fue probada anteriormente por Carrier Co. en sistemas de absorción para acondicionamiento de aire y debido a que no reportó grandes ventajas se mantuvo sin aplicación comercial. Ahora esta mezcla se propone como fluido de trabajo en transformadores térmicos debido a que posee una mayor solubilidad que la mezcla bromuro de litio - agua, disminuyendo con esto el riesgo de cristalización y alcanzando mayores incrementos de temperatura. Aunado a lo anterior y debido a que esta mezcla es una sustancia formada por los compuestos químicos: bromuro de litio y un compuesto orgánico (etilen glicol) como aditivo, en relación 4.5/1 en peso, se espera una disminución en la corrosividad y en el costo comparada con la mezcla bromuro de litio - agua.

En el presente trabajo de investigación se utiliza por primera vez la mezcla Carrol - agua como fluido de trabajo en un transformador térmico.

Las ecuaciones que definen las propiedades termodinámicas de la mezcla Carrol - agua se encuentran en la sección A.9, A.10 y A.11 del apéndice A. Las figuras 2.6.2.1 y 2.6.2.2 muestran los diagramas de equilibrio presión - temperatura y viscosidad en función de la

temperatura, para diferentes concentraciones de la mezcla Carrol - agua tomados de Reimann & Biermann [71].

2.7 METODOLOGÍA

Para poder analizar el comportamiento de las mezclas mencionadas en un transformador térmico de una etapa, se utilizó un programa para computadora, utilizando el modelo descrito en la parte 2.5. En este programa se ingresan como datos las temperaturas de evaporación, condensación, generación y absorción. Además de estos datos se ingresa el valor del calor suministrado en el evaporador y la efectividad del intercambiador de calor (igual a 0.7 siguiendo recomendaciones del trabajo realizado en el análisis de intercambiadores de calor en transformadores térmicos realizado por Rivera [60]).

Los intervalos de las temperaturas [22,23] en grados centígrados, bajo los cuales se realizó el análisis son los siguientes:

$$25 \leq T_{CO} \leq 30$$

$$70 \leq T_{EV} \leq 90$$

$$70 \leq T_{GE} \leq 90$$

$$110 \leq T_{AB} \leq 160$$

donde las temperaturas varían con los siguientes incrementos: condensación 5°C, generación y evaporación (se consideran de igual valor) 10°C y absorción 2°C. Estos valores fueron seleccionados para operar con temperaturas de condensación con valores cercanos a la temperatura del ambiente, los valores de la temperatura del generador obedecen a los intervalos en que se puede generar vapor a las presiones en que opera el condensador, la temperatura en que opera el evaporador queda limitada a las temperaturas asociadas a la presión a la que opera este componente. Ésta tiene valores entre la presión de condensación y la presión atmosférica, limitando con esto la temperatura del evaporador. Finalmente la temperatura de absorción está limitada a cumplir con las condiciones de equilibrio que están presentes en el equipo.

2.8 ANÁLISIS DE RESULTADOS

El análisis se realizó considerando un margen de seguridad ante la cristalización, este criterio considera que si existe cristalización para bromuro de litio - agua a concentración (definida como la relación entre peso de soluto y peso de la mezcla), superior a 70%, solo se considerarán como viables aquellas condiciones con concentraciones menores a 65 %, debido a que físicamente a esta concentración empiezan a formarse cristales en la mezcla. Similarmente para la mezcla Carrol - agua solo se consideran concentraciones menores a 75%.

En las siguientes figuras se comparan los coeficientes de operación entálpico (COP_{EF}), coeficiente de operación de Carnot (COP_{CT}) y relación de flujo (FR) en función del incremento de temperatura (ΔT definido como $T_{AB}-T_{EV}$) para las condiciones de operación mencionadas.

En la figura 2.8.1 se muestran los coeficientes de operación entálpico y de Carnot y la relación de flujo en función del incremento de la temperatura ΔT para las mezclas citadas, operando con temperaturas de evaporación y generación de 70, 75 y 80 °C, manteniendo fija la temperatura de condensación en 25°C y la efectividad del intercambiador igual a 0.7.

En esta gráfica se puede observar que los coeficientes de operación entálpicos y de Carnot son mayores a incrementos bajos de temperatura. Así como también que aumenta el valor de los coeficientes de operación al aumentar la temperatura de generación y evaporación. La relación de flujo se incrementa al aumentar el incremento de temperatura y para el mismo incremento de temperatura esta relación es menor para temperaturas mayores de generación y evaporación, sin embargo, con la mezcla bromuro de litio - agua, el transformador térmico opera solamente con temperaturas de 70 y 75°C para generación y evaporación, mientras que la mezcla Carrol - agua, opera a 70, 75 y 80°C.

Los coeficientes de operación de Carnot son los mismos para ambas sustancias, no así para los coeficientes de operación entálpicos. En estos se nota que con la mezcla Carrol - agua se pueden operar con mayores incrementos de temperatura para la mismas temperaturas de generación y evaporación.

Es notorio que para incrementos de temperatura cercanos a los máximos, a las mismas condiciones de operación, la mezcla Carrol - agua tiene mayores coeficientes de operación entálpicos que la mezcla bromuro de litio - agua, que varían desde un 15% para temperatura de 70°C en generación, hasta 50% para temperaturas de 75°C en generación y evaporación. También se puede observar que la relación de flujo es menor en la mezcla Carrol - agua que en bromuro de litio - agua para las mismas condiciones de operación.

Se puede observar en esta gráfica que para incrementos de temperatura menores a 40°C los coeficientes de operación entálpicos permanecen casi constantes al variar la temperatura de generación. Sin embargo, para incrementos de temperatura mayores a 40°C la disminución en el valor del coeficiente de operación y el aumento en la relación de flujo se nota que dependen visiblemente de las temperaturas de generación y evaporación.

En la figura 2.8.2 se observan los comportamientos para temperaturas de 30°C de condensación para las mezclas bromuro de litio - agua y Carrol - agua. Los comportamientos mostrados corresponden a temperaturas de generación y evaporación de 70, 75 y 80°C. Esta figura muestra que a 70 y 80°C de generación se alcanzan mayores incrementos de temperatura ΔT en la mezcla Carrol - agua. Para generación a 75°C se alcanza el mismo incremento de temperatura, pero a diferentes coeficientes de operación entálpicos. Por lo demás el comportamiento es similar al de la figura 2.8.2 descrito anteriormente.

En la figura 2.8.3 se muestran los comportamientos para temperaturas de generación y evaporación de 85, 90 y 95°C, solo para la mezcla Carrol - agua, ya que la mezcla bromuro de litio - agua, no opera con dichas condiciones. En esta figura se nota la disminución en los valores de los coeficientes de operación conforme ΔT aumenta su valor. Los coeficientes de operación entálpicos disminuyen al aumentar la temperatura de generación y evaporación. La relación de flujo aumenta conforme se incrementa ΔT y los coeficientes de Carnot disminuyen monótonamente conforme aumenta el incremento de temperatura.

La figura 2.8.4 compara los incrementos máximos de temperatura ΔT y los coeficientes de operación entálpicos, que se pueden obtener para una temperatura de condensación de 25°C, para las mezclas antes mencionadas. Se consideraron aquellos incrementos de temperatura para los cuales los coeficientes de operación entálpicos son mayores a 0.3.

En esta figura se aprecia como se obtienen mayores incrementos de temperatura para la mezcla Carrol - agua que para la mezcla bromuro de litio - agua. Esta figura también muestra la tendencia de dichos incrementos para ambas mezclas. Los puntos obtenidos se han ajustado utilizando el método de mínimos cuadrados, las ecuaciones y grado de correlación obtenidos son los siguientes:

$$\Delta T_{\text{Carrol}} = 1.2622 T_{\text{GE}} - 38.452 \text{ con } R^2 = 0.9953$$

$$\Delta T_{\text{bromuro de litio}} = 1.2 T_{\text{GE}} - 34.8 \text{ con } R^2 = 0.99$$

únicamente para valores: $60 < T_{\text{GE}}(^{\circ}\text{C}) < 82$

De esta gráfica se puede observar que se pueden obtener 6°C más utilizando la mezcla Carrol - agua que utilizando la mezcla bromuro de litio - agua.

En esta figura, así como en la siguiente se representan los incrementos de temperatura y los coeficientes de operación entálpicos en forma de puntos (y no en forma de línea continua como generalmente se utiliza para representar datos teóricos) ya que no se evalúan a concentración constante.

La figura 2.8.5 muestra de la misma forma que la figura anterior, la comparación de los máximos incrementos de temperatura que se pueden alcanzar utilizando las mezclas en cuestión para temperatura de condensación igual a 30°C. Esta figura muestra también los coeficientes de operación entálpicos a los que se opera con dichos incrementos. Estos comportamientos se resumen en las tendencias encontradas con los valores obtenidos teóricamente y cuyas ecuaciones obtenidas por ajuste con mínimos cuadrados y grado de correlación son:

$$\Delta T_{\text{Carrol}} = 1.2559 T_{\text{GE}} - 44.191 \text{ con } R^2 = 0.9968$$

$$\Delta T_{\text{bromuro de litio}} = 1.1978 T_{\text{GE}} - 40.703 \text{ con } R^2 = 0.9955$$

únicamente para valores: $60 < T_{\text{GE}}(^{\circ}\text{C}) < 90$

De este gráfico se nota que se puede alcanzar hasta 10°C más utilizando la mezcla Carrol - agua que bromuro de litio - agua, operando con coeficientes de operación entálpicos superiores a 0.3.

2.9 CONCLUSIONES DEL ANÁLISIS

Del análisis se concluyó lo siguiente:

Según los comportamientos que presentan las figuras se ve que al aumentar la temperatura de condensación se puede operar con menores incrementos de temperatura. Esto se debe a que al aumentar la temperatura de condensación y operar con la misma temperatura de generación, el aumento de presión provoca que se opere a menor concentración en el generador, por lo que la absorción disminuye y con ello el incremento de temperatura.

Al aumentar la temperatura de generación y evaporación se puede operar con mayores incrementos de temperatura (ΔT), lo que se traduce como una mayor temperatura a la cual se recupera el calor en el absorbedor. Y esto se debe a que a una concentración constante, según el diagrama de presión - temperatura - concentración, una elevación en el punto de rocío equivale a un mayor desplazamiento de la temperatura de solución, ya que estas rectas tienen pendiente menor a 1.

Al aumentar las temperaturas de generación, para operar con el mismo ΔT , el coeficiente de operación entálpico aumenta. Y esto se debe a que al aumentar la temperatura de generación y evaporación, se genera un aumento en la cantidad de flujo en el fluido de trabajo que va hacia el absorbedor y el cual mejora la absorción.

También se concluye que la mezcla Carrol - agua puede operar alcanzando mayores temperaturas de absorción que la mezcla bromuro de litio - agua, con la misma temperatura de evaporación y coeficientes de operación similares. Lo cual se nota también en los diagramas presión, temperatura, concentración de las mezclas porque la pendiente de las rectas que representan una concentración constante en la mezcla Carrol - agua es menor a la pendiente de su similar para la mezcla bromuro de litio agua. Por lo cual se espera que experimentalmente se obtengan mayores incrementos de temperaturas con coeficientes de operación similares al operar con la mezcla Carrol - agua que al operar con la mezcla bromuro de litio agua a la misma temperatura de evaporación y generación.

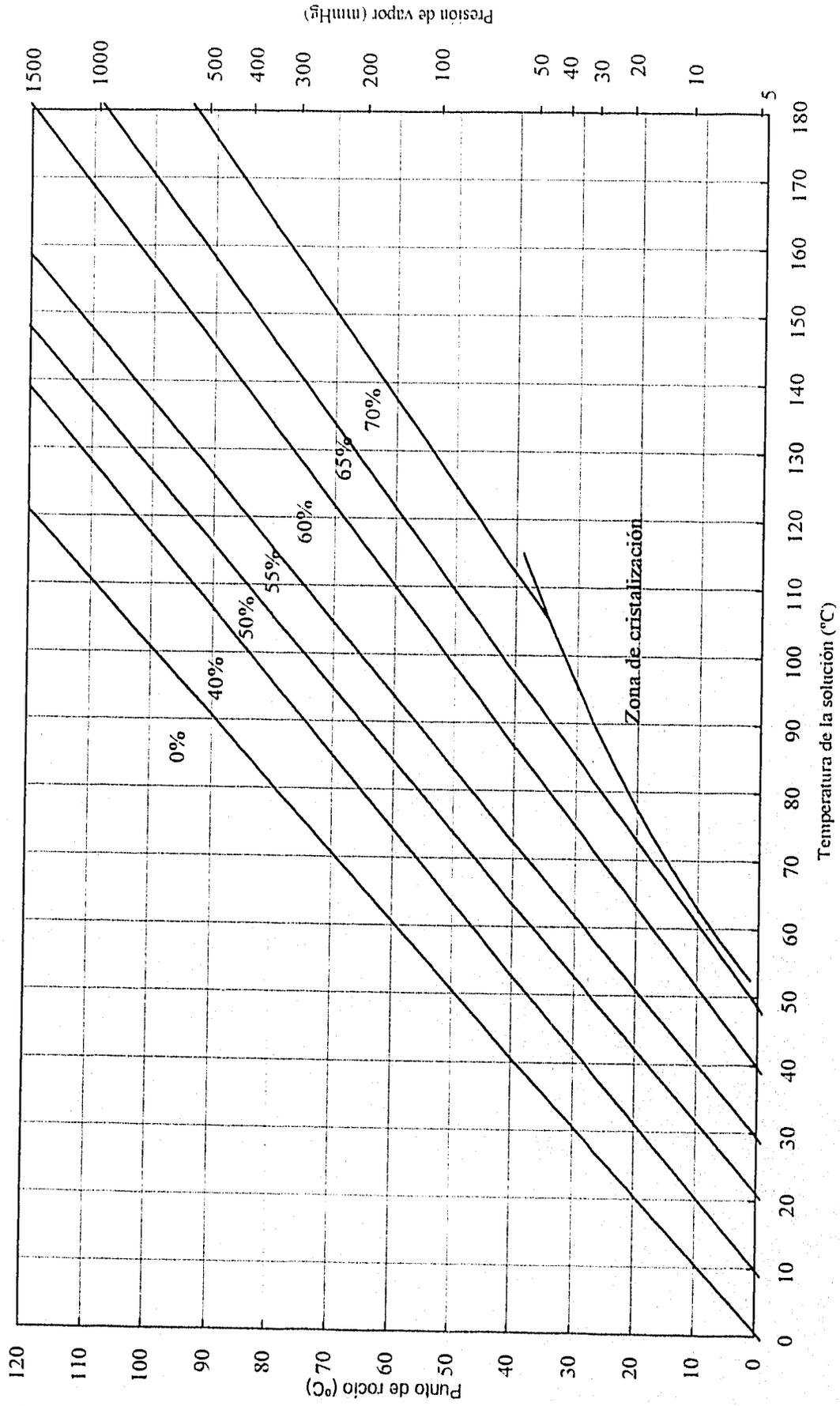


Figura 2.6.1.1 Diagrama de presión, temperatura y concentración para la mezcla bromuro de litio - agua. Tomado de McNeely [61].

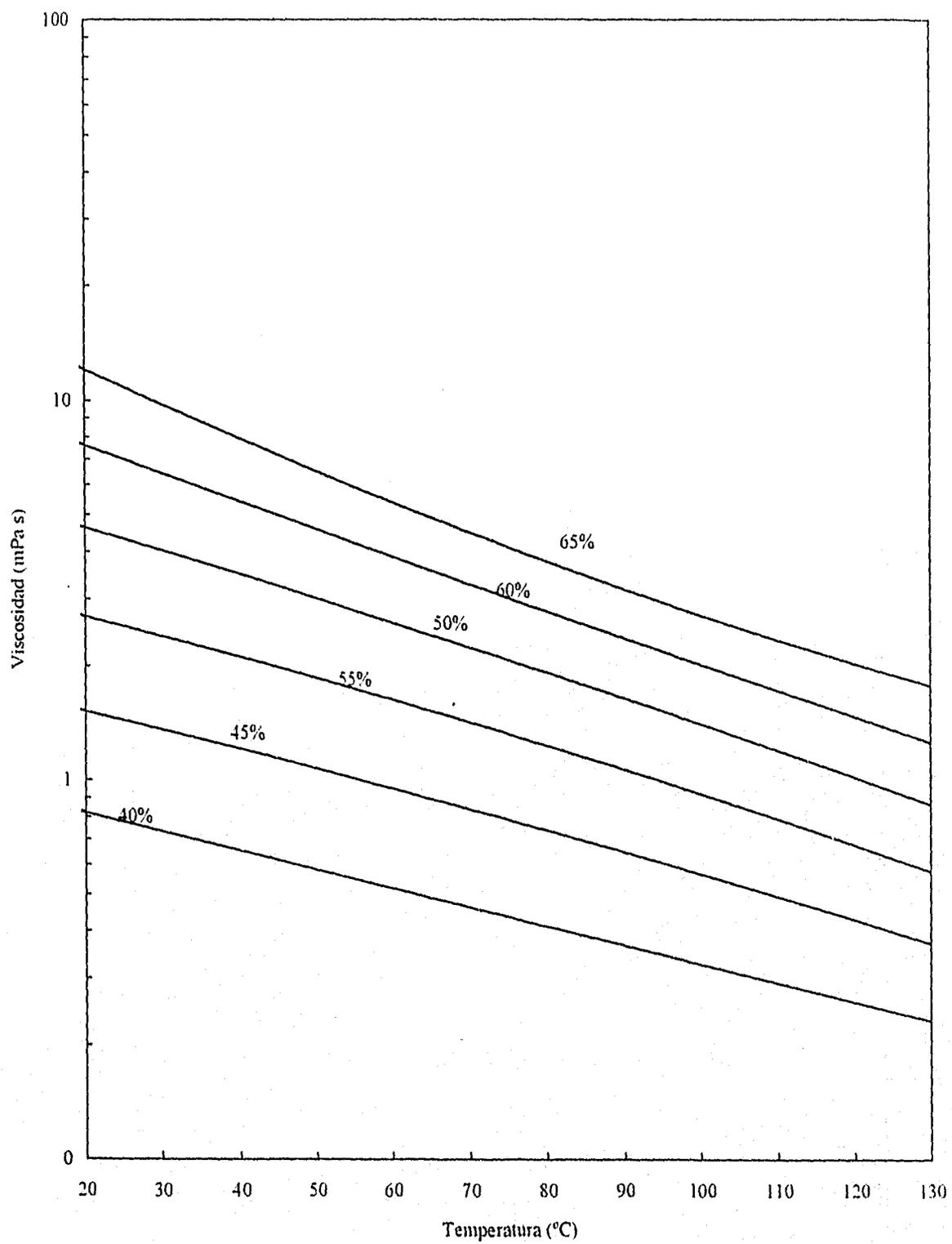


Figura 2.6.1.2 Diagrama de viscosidad, temperatura y concentración para la mezcla bromuro de litio - agua. Tomado de ASHRAE [74].

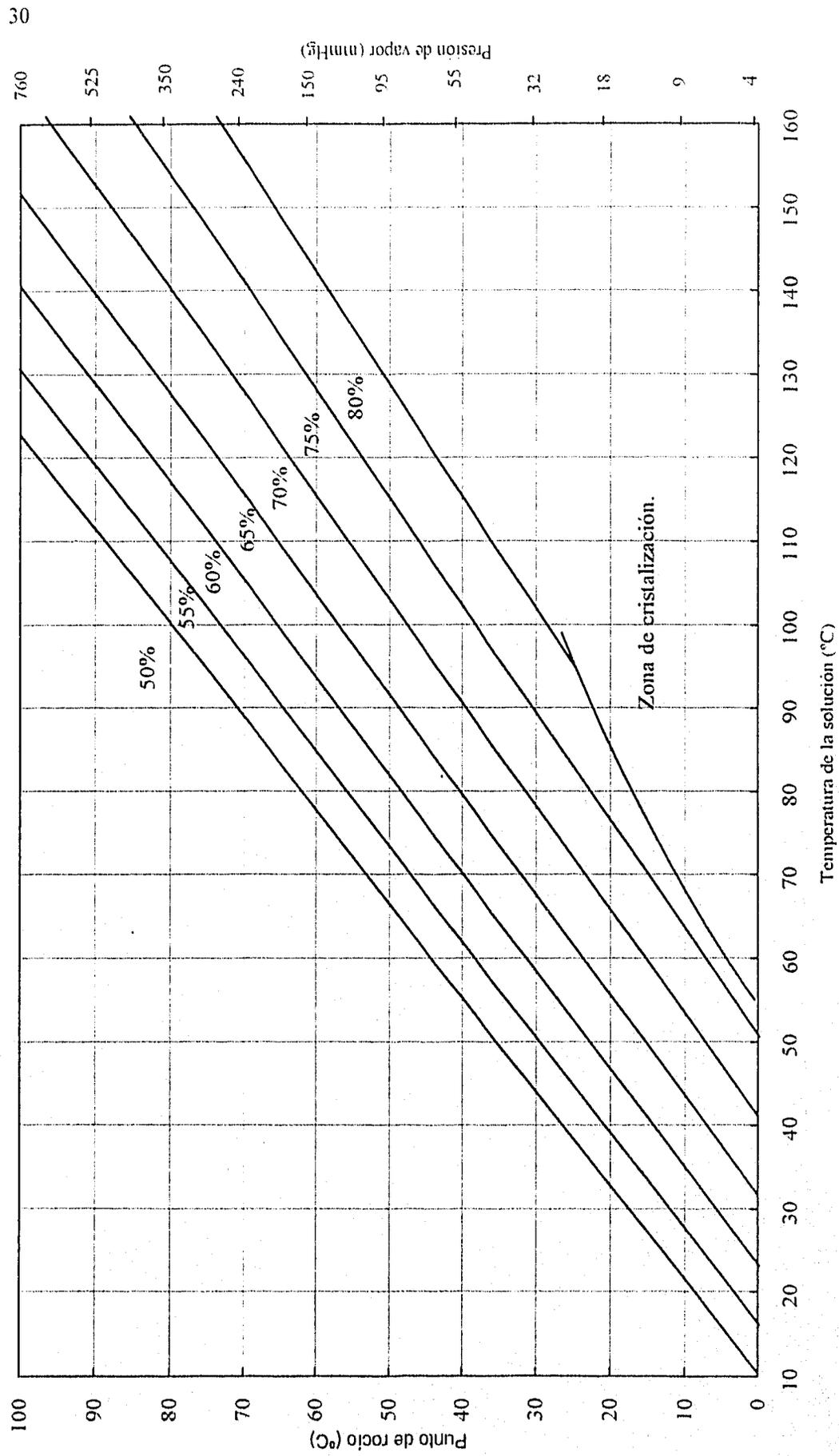


Figura 2.6.2.1 Diagrama de presión, temperatura y concentración para la mezcla Carrol - agua. Tomado de Reimann y Biermann [71].

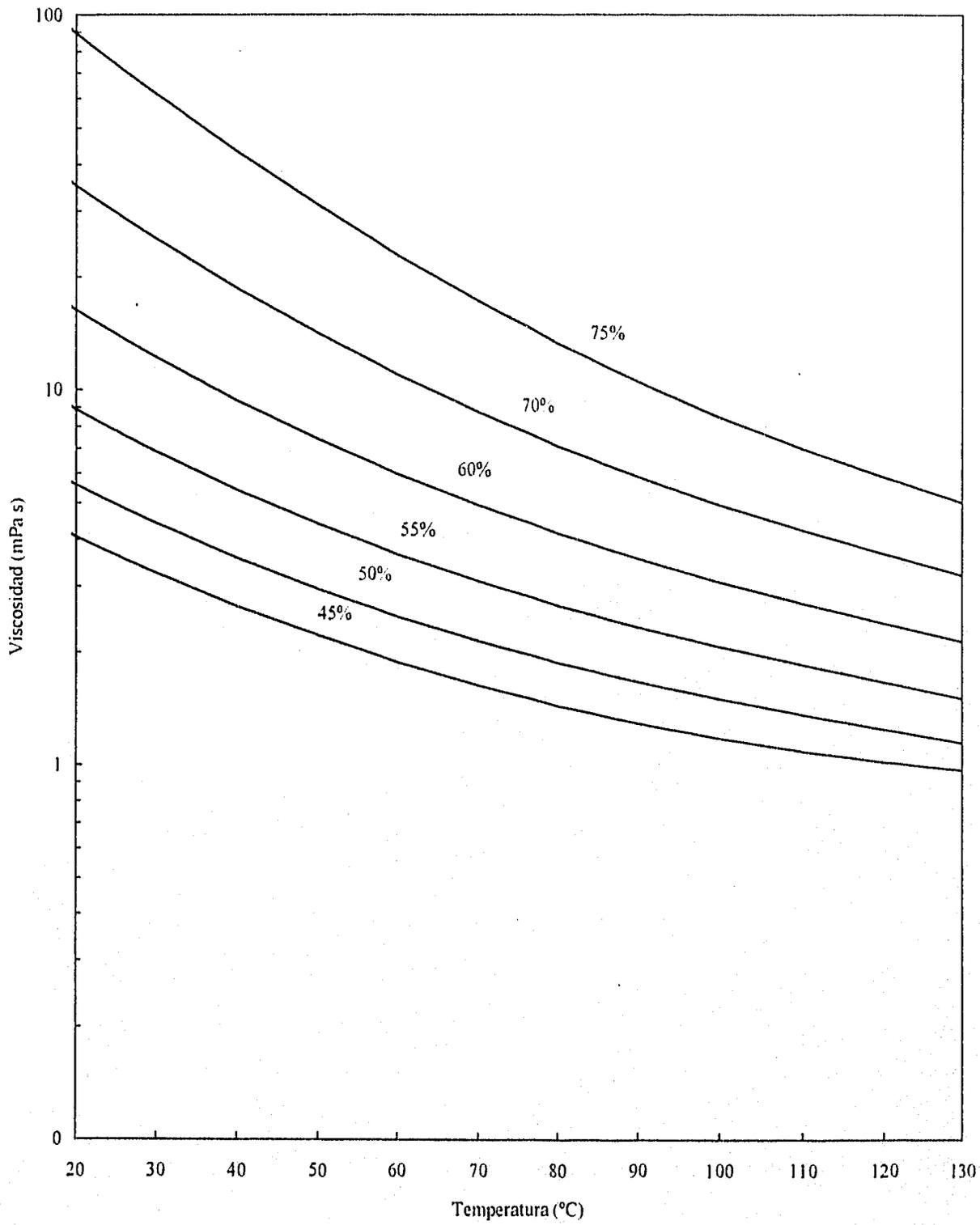


Figura 2.6.2.2 Diagrama de viscosidad, temperatura y concentración para la mezcla Carrol - agua.
Tomado de Reimann y Biermann [71].

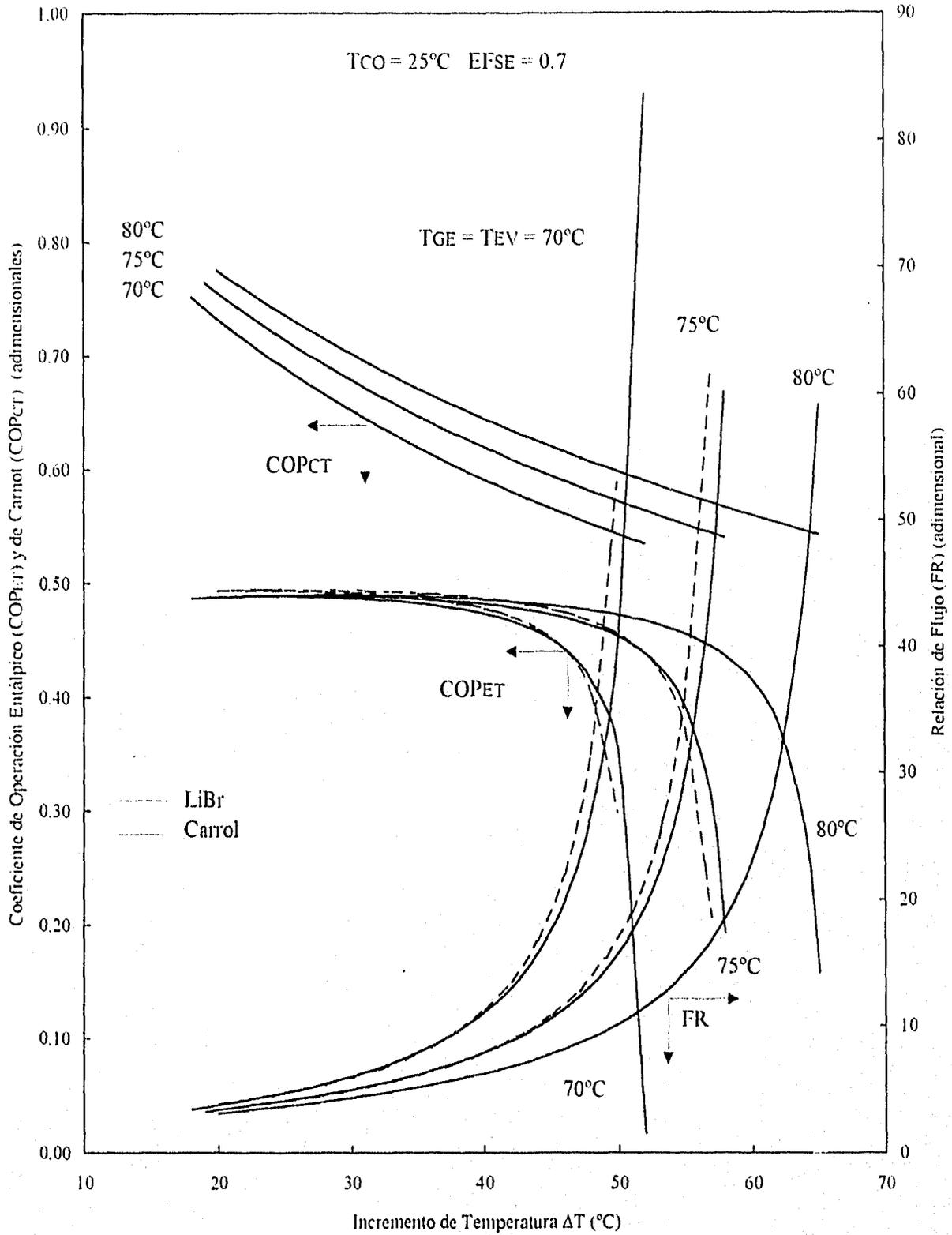


Figura 2.8.1 Comparación de coeficientes de operación entálpicos, de Carnot y relaciones de flujo en función del incremento de temperatura para las mezclas bromuro de lítio - água y Carrol - água.

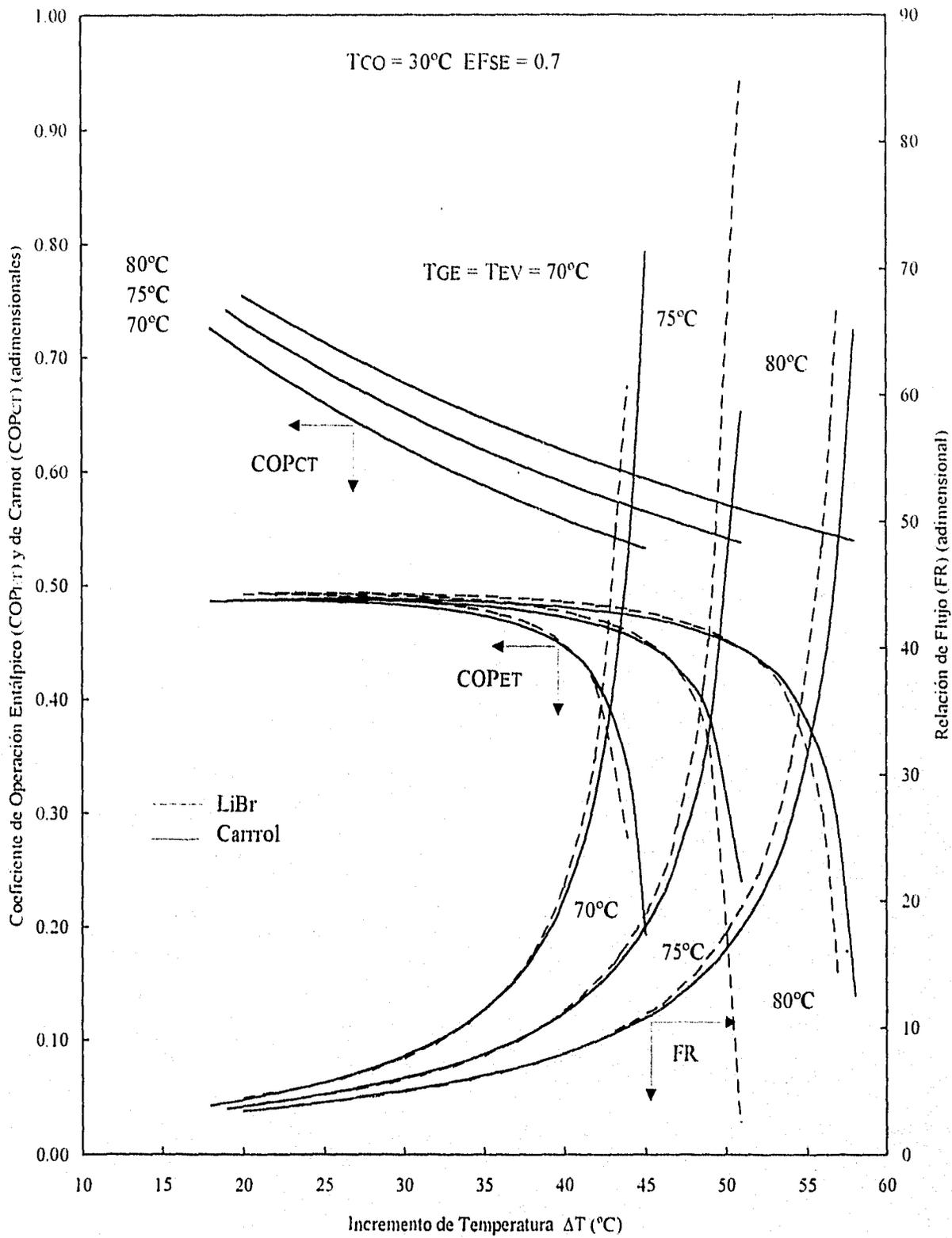


Figura 2.8.2 Comparación de coeficientes de operación entálpicos, de Carnot y relaciones de flujo en función de la temperatura para las mezclas bromuro de litio - agua y Carrol - agua.

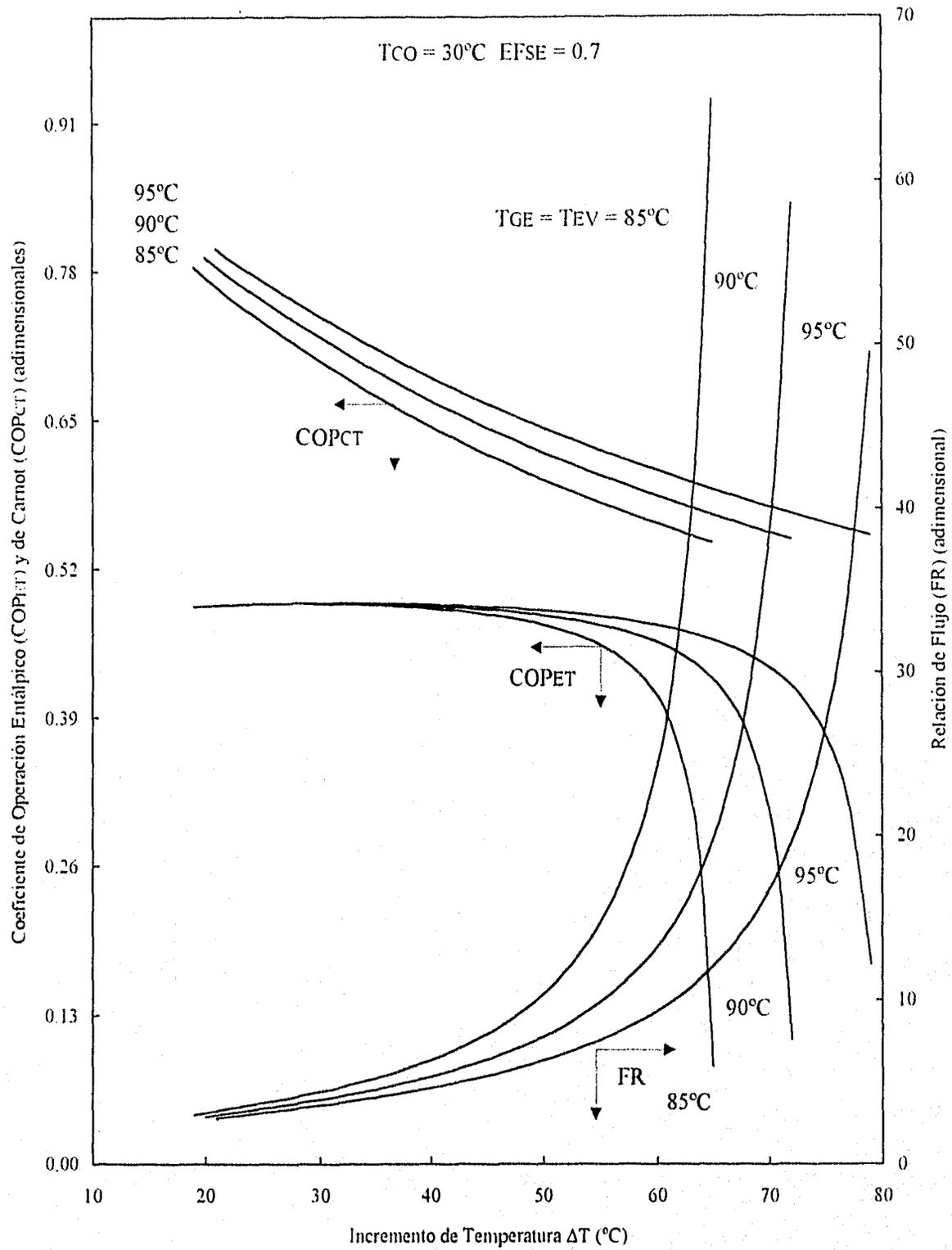


Figura 2.8.3 Coeficiente de operación entálpico, de Carnot y relación de flujo en función del incremento de temperatura para la mezcla Carrol - agua.

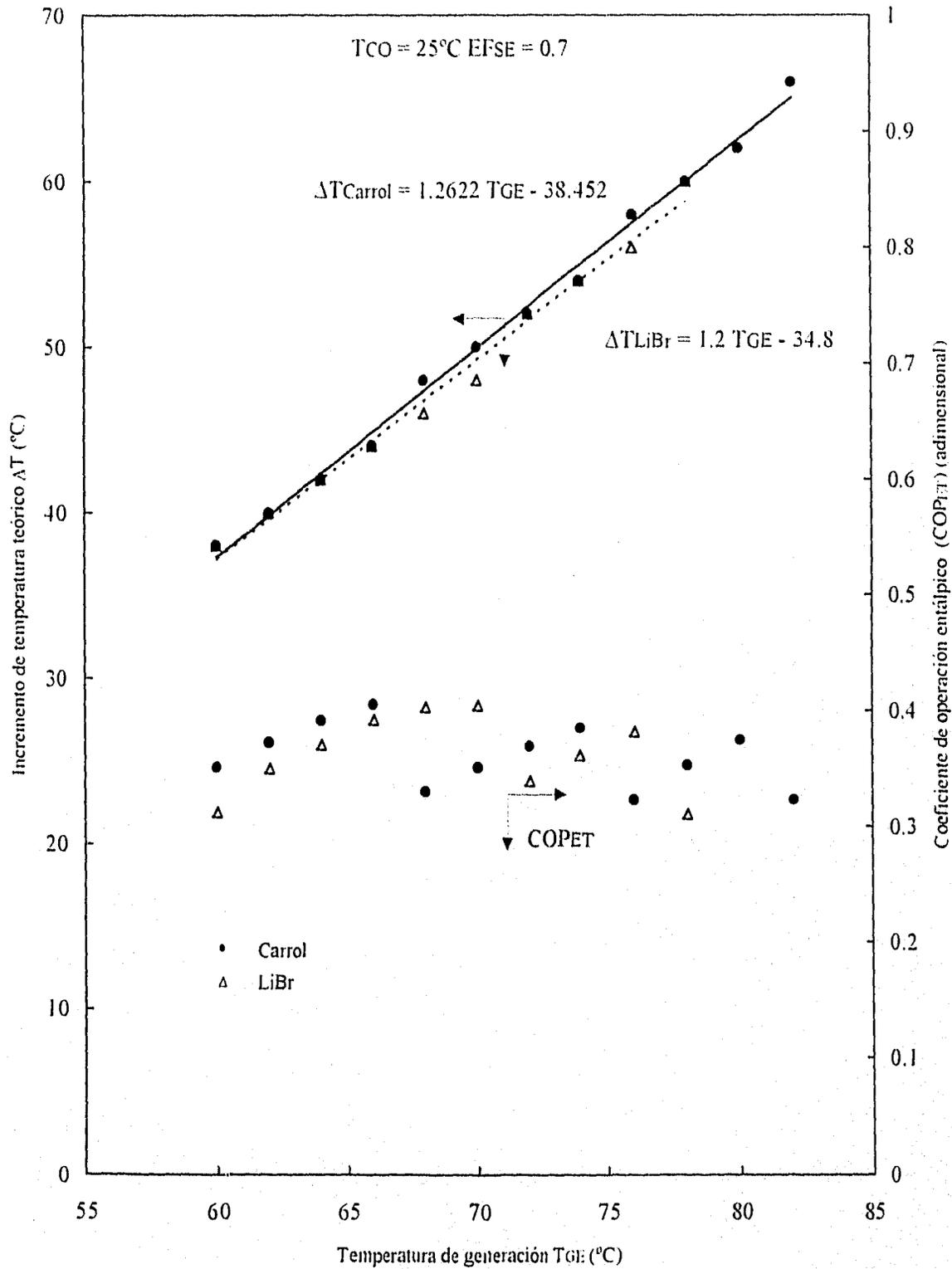


Figura 2.8.4 Comparación de los incrementos de temperatura y coeficientes de operación entálpicos en función de la temperatura de generación para las mezclas bromuro de litio - agua y Carrol - agua.

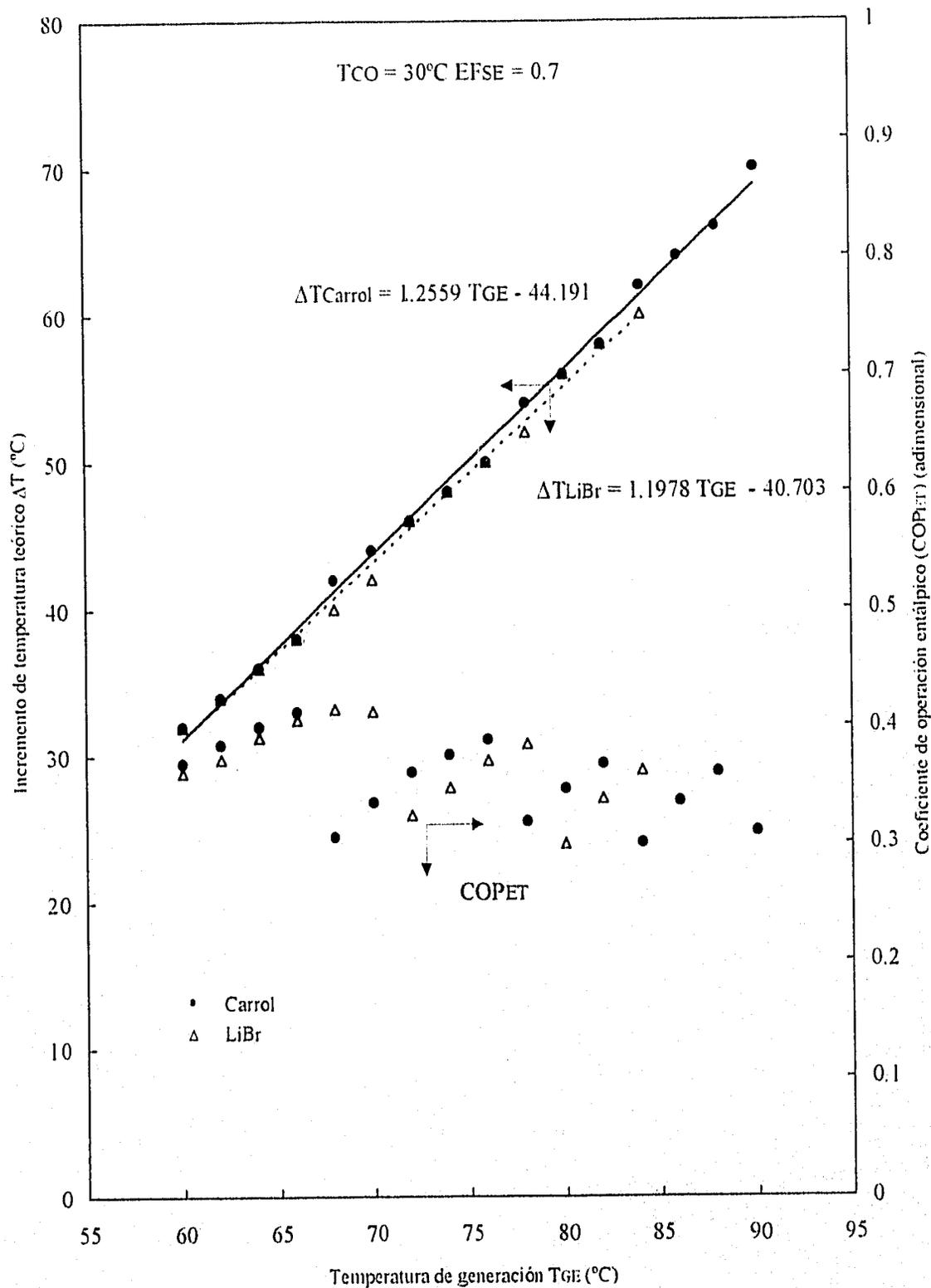


Figura 2.8.5 Comparación de los incrementos de temperatura y coeficientes de operación entálpicos en función de la temperatura de generación para las mezclas bromuro de litio - agua y Carrol - agua.

CAPITULO 3

DESCRIPCIÓN DEL TRANSFORMADOR TÉRMICO UTILIZADO

3.1 INTRODUCCIÓN

En el presente capítulo se describe el equipo experimental en que se evaluaron las mezclas propuestas. Se describen las partes del mismo, los sistemas de enfriamiento, de recuperación de calor y de generación de vacío, la instrumentación empleada en el transformador térmico y la metodología para su calibración. Se finaliza con las metodologías para llenado, arranque, operación y paro del equipo.

3.2 DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO EXPERIMENTAL

El transformador de calor operado durante la experimentación, está constituido por un generador, un evaporador, un condensador, un absorbedor y un intercambiador de calor, como se representa en la figura 3.2.1.

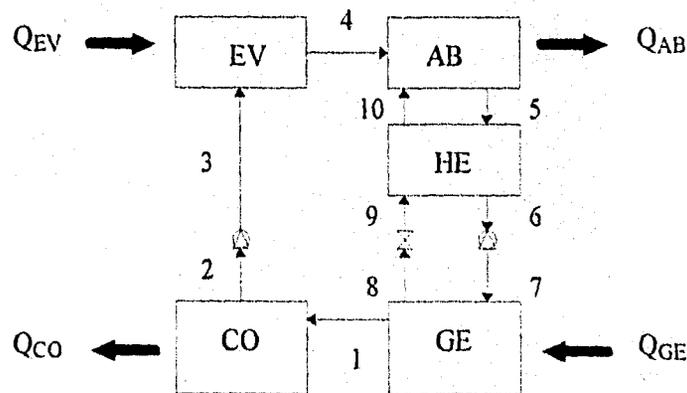


Figura 3.2.1 Diagrama esquemático del transformador térmico utilizado.

El funcionamiento que tiene el transformador es como el descrito en la sección 2.2 con la particularidad de que existe un intercambio de calor entre los fluidos que circulan entre el absorbedor y el generador.

El equipo experimental que se encontraba en el Departamento de Geotermia de Instituto de Investigaciones Eléctricas, en Cuernavaca, Mor., México, está construido en vidrio de boro-silicato con partes que pueden ser fácilmente sustituidas.

La figura 3.2.2 muestra una fotografía del equipo experimental utilizado, en la cual se pueden ver parcialmente los sistemas de enfriamiento, recuperación de calor y adquisición de datos.

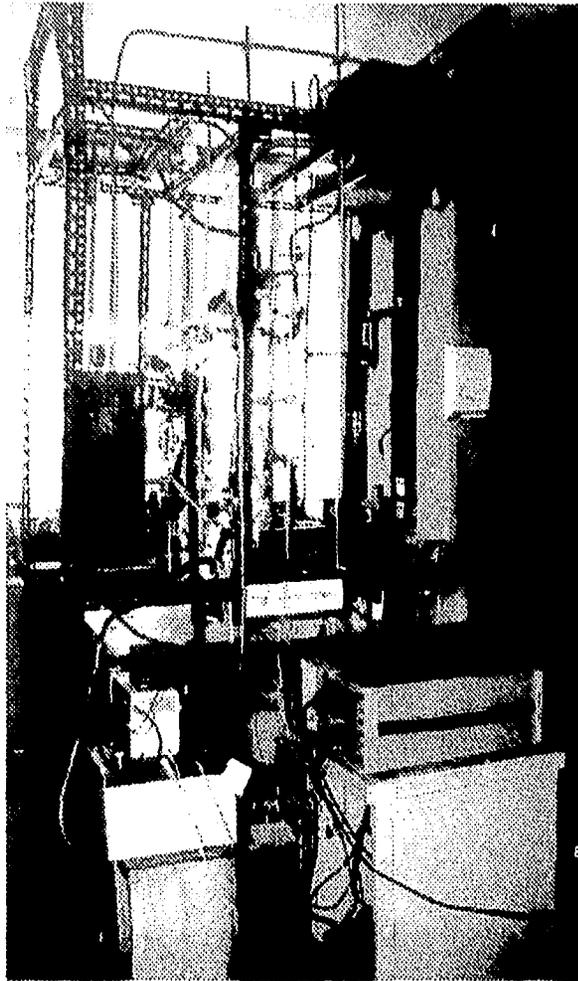


Foto: DJ Adrian Oskam V

Figura 3.2.2 Fotografía del transformador térmico utilizado.

Para el funcionamiento del mismo se requieren bombas, válvulas y sistemas auxiliares: de enfriamiento, de recuperación de calor y de generación de vacío.

La figura 3.2.3 muestra un diagrama general del transformador térmico utilizado, en el cual se pueden observar los componentes principales del equipo.

El funcionamiento que tiene este transformador térmico es el siguiente: Se aplica calor por medio de una resistencia eléctrica a una solución con concentración conocida que se encuentra en el generador (GE) y se produce vapor de agua, que fluye hacia el condensador (CO), por medio de la circulación de agua para enfriamiento se logra la condensación del vapor y se acumula agua que se bombea hacia el evaporador. En el evaporador se genera vapor al aplicar calor al agua bombeada, por medio de una resistencia eléctrica. El vapor generado se pone en contacto, dentro del absorbedor (AB), con una corriente de solución concentrada proveniente del generador. Al entrar en contacto el vapor de agua y la solución concentrada se produce una absorción con desprendimiento de calor, que es retirado del absorbedor por un aceite que

circula dentro del absorbedor y se obtiene una solución diluida que pasa hacia el generador para iniciar el ciclo nuevamente.

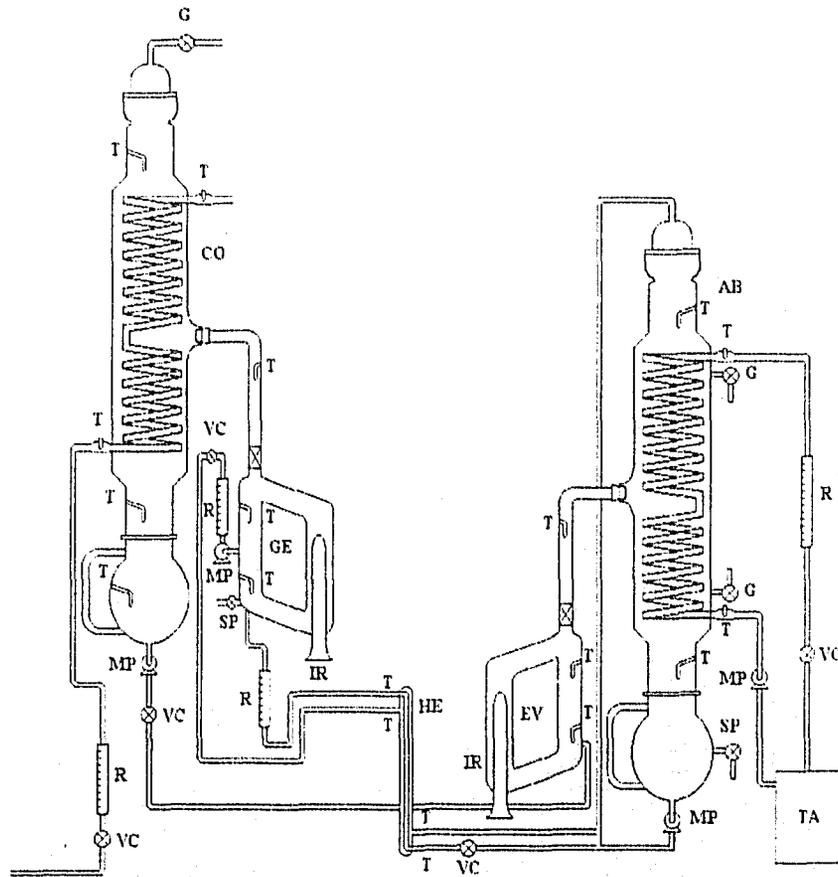


Figura 3.2.3 Representación esquemática del transformador térmico utilizado.

3.3 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE LOS COMPONENTES

3.3.1 Generador

El generador concentra la solución diluida (baja concentración de absorbente) acumulada en él, utilizando una resistencia eléctrica que se encuentra inmersa desde el fondo del generador hacia la parte superior del mismo. Esta concentración se realiza por la evaporación del fluido de trabajo. En la figura 3.2.3 el generador se encuentra en la parte izquierda del conjunto dibujado y se identifica con las letras GE.

El generador como todos los componentes principales está construido en boro - silicato y consiste de dos cilindros verticales a diferentes alturas, comunicados por dos ductos y un indicador de nivel adosado a uno de ellos con capacidad total de 600 cm^3 aproximadamente.

El generador tiene un orificio colocado en el fondo que durante el proceso se encuentra permanentemente sellado por medio de un tapón "septa", el cual se utiliza para drenado y también para el muestreo de la concentración. En la parte superior se encuentra un termopozo para la medición de la temperatura del vapor de agua y en la parte media e interior se encuentran dos termopozos para medir la temperatura de la solución en fase líquida. Estos termopozos son llenados con aceite para mejorar la conducción de calor y tener mejores mediciones con los termopares inmersos en ellos.

El generador está conectado con los demás componentes en la siguiente manera: De la parte superior del generador, que es por donde fluye el agua en forma de vapor, se conecta con una reducción hacia la parte central del cuerpo del condensador. De la parte baja del generador se extrae solución para bombearla hacia la parte superior del absorbedor, pasando antes por un intercambiador de calor para ser precalentada. Y por el fondo del generador se alimenta solución diluida proveniente del fondo del absorbedor pasando previamente por el intercambiador de calor.

La forma del generador se muestra en la figura 3.3.1.1

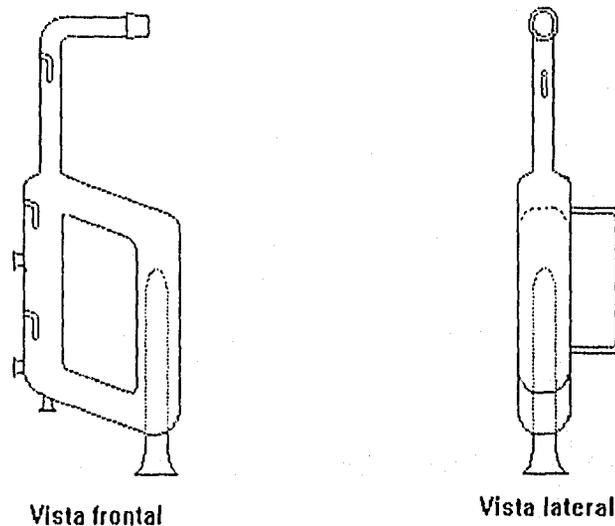


Figura 3.3.1.1 Forma del generador del transformador térmico operado.

3.3.2 Evaporador

El evaporador cambia de fase líquida a vapor al fluido de trabajo. Este cambio de fase lo realiza por medio de la aplicación de calor a través de una resistencia que está en contacto con el fluido de trabajo. En la figura 3.2.3 el evaporador se encuentra en la parte derecha del dibujo, identificado con las letras EV.

Este componente es similar al generador en material, dimensiones y forma. Su apariencia se puede ver en la Figura 3.3.2.1.

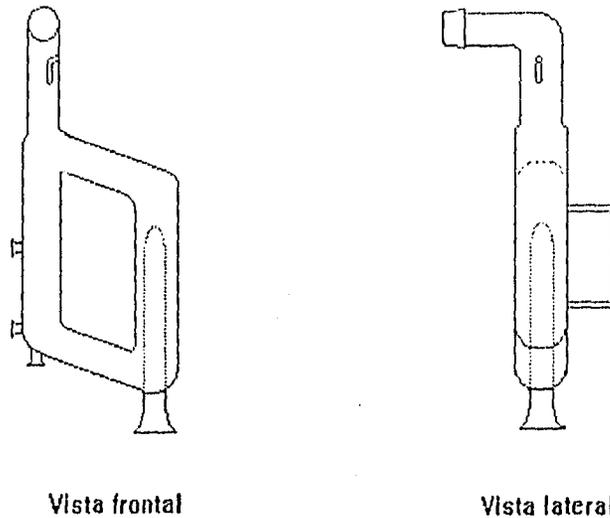


Figura 3.3.2.1 Forma del evaporador del transformador térmico operado.

El evaporador está conectado con los demás componentes como sigue: La parte superior del evaporador por medio de una reducción se conecta al cuerpo del absorbedor en su parte media. En la parte baja del cuerpo del evaporador se alimenta fluido de trabajo por bombeo, el cual proviene del fondo del condensador.

3.3.3 Absorbedor

El absorbedor es el componente en donde el fluido de trabajo vaporizado se pone en contacto con solución concentrada formando así solución diluida con la liberación de calor a alta temperatura. En la figura 3.2.3 dicho componente se encuentra en la parte derecha de la figura, identificado con las letras AB y la forma del absorbedor se muestra por separado en la figura 3.3.3.1.

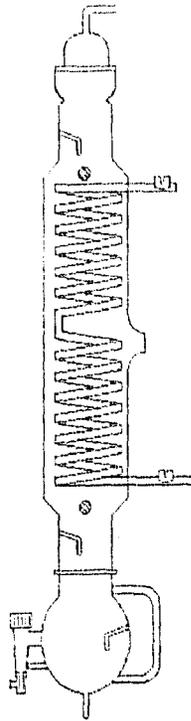


Figura 3.3.3.1 Absorbedor del transformador térmico utilizado.

El absorbedor es una columna en donde se ponen en contacto el vapor del fluido de trabajo y la solución concentrada con lo cual se lleva a cabo una absorción con desprendimiento de calor, que es recuperado por dos intercambiadores de calor ubicados dentro del equipo, con un área aproximada de 0.29 m^2 y por los cuales fluye un aceite térmico.

La solución diluida resultante se acumula en el fondo del absorbedor, de donde pasa al generador para reiniciar el ciclo. Para favorecer la transferencia de calor se instaló una recirculación de solución diluida hacia el flujo de solución concentrada proveniente del intercambiador de calor.

En la parte superior del absorbedor y en la parte inferior del mismo hay termopares para la medición de la temperatura. En la parte superior del equipo se encuentra conectado un ducto proveniente del sistema de generación de vacío. En el fondo del absorbedor se encuentra el acumulador de solución diluida, en el cual se encuentran un tapón que permite la extracción de solución para la medición de la concentración y un indicador de nivel.

El absorbedor se conecta con los demás componentes de la siguiente manera: el domo del absorbedor recibe solución concentrada proveniente del generador, precalentada por el intercambiador de calor. El cuerpo del absorbedor se alimenta en su parte media por el fluido de trabajo vaporizado. El fondo del absorbedor acumula solución débil y ésta se bombea hacia el generador, precalentando la solución concentrada. Los intercambiadores de calor del

absorbedor, que retiran el calor generado, están conectados con el sistema de recuperación de calor.

3.3.4 Condensador

El condensador es un columna con características similares al absorbedor, en éste, el fluido de trabajo en fase vapor entra en contacto con un serpentín que conduce agua de enfriamiento, con esta acción se realiza cambio de fase y reducción de la temperatura del fluido de trabajo en fase líquida, el cual se acumula en el fondo de este componente. Este componente se encuentra situado en la parte izquierda de la figura 3.2.3 e identificado con las siglas CO.

La forma del condensador se muestra en la figura 3.3.4.1

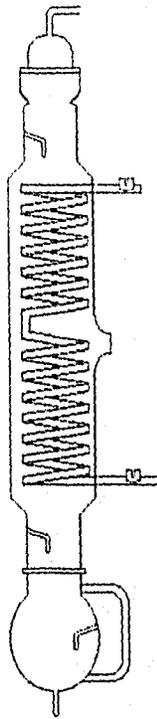


Figura 3.3.4.1 Condensador del transformador térmico utilizado.

En la parte superior del condensador se encuentra un ducto por el cual se extrae el aire contenido en los componentes a fin de crear vacío dentro del equipo para evaporar el fluido de trabajo a temperatura menor que a presión atmosférica. En la parte inferior se encuentra un acumulador de solución con un indicador de nivel. En la parte superior y fondo de la columna, se encuentran dos termopozos para la medición de la temperatura.

3.3.5 Intercambiador de calor

El intercambiador de calor es un par de tubos verticales concéntricos donde se precalienta la solución concentrada por intercambio de calor con la solución débil. Se encuentra colocado verticalmente entre el generador y el absorbedor y tiene una longitud total de 70 cm. su forma se muestra en la figura 3.3.5.1. En la figura 3.2.3 que muestra al equipo en conjunto se encuentra este componente en la parte central identificado como HE.

En el intercambiador de calor ingresa por uno de los tubos solución diluida proveniente del fondo del absorbedor a alta temperatura y a contracorriente ingresa solución concentrada proveniente del generador. En la pared del tubo interior existe transferencia de calor de la solución diluida hacia la solución concentrada, que fluye por la sección anular. El intercambiador de calor cuenta con termopares a las entradas y salidas de los ductos, (dos en la parte superior del intercambiador de calor y dos en la parte inferior) para la medición de las temperaturas.



Figura 3.3.5.1 Intercambiador de calor del transformador térmico utilizado.

El intercambiador de calor está conectado con los demás componentes de la siguiente manera: por la parte inferior del tubo interior del economizador ingresa solución diluida, bombeada desde el fondo del absorbedor. Por la parte inferior de la sección anular sale solución concentrada hacia una T en donde se mezcla con solución débil y ambas se dirigen hacia el domo del absorbedor. Por la parte superior del tubo interior sale solución diluida hacia el fondo del generador. Por la parte superior de la sección anular entra solución concentrada proveniente del generador.

3.4 SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

El sistema de enfriamiento es un arreglo hidráulico que cuenta con un tanque elevado, tubería de cobre y una serie de válvulas con el objetivo de extraer calor del condensador.

Para realizar la condensación del fluido de trabajo se utiliza un condensador con sistema de enfriamiento por agua. El agua está suministrada por un tanque con base rectangular cuyas dimensiones laterales son 33 x 38 x 59 cm, y que se encuentra elevado 1.25 m desde la alimentación y 60 cm con respecto a la entrada del primer intercambiador que entra en el condensador. El sistema se muestra en la figura 3.4.1.

El nivel del agua se mantiene constante por la acción de llenado continuo y se controla con un flotador. La alimentación al tanque elevado proviene del sistema hidroneumático que suministra agua a las instalaciones donde se encuentra el transformador térmico.

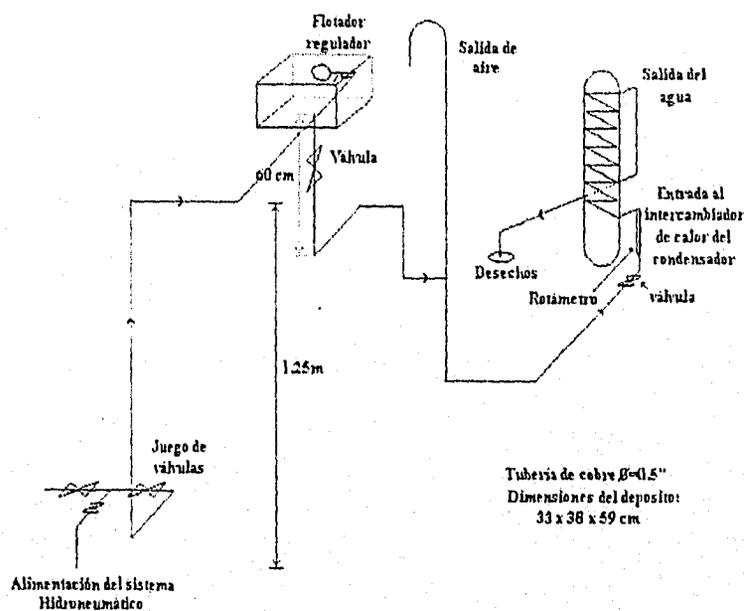


Figura 3.4.1 Esquema del sistema de enfriamiento del transformador térmico utilizado.

El flujo del agua que ingresa al condensador se controla por medio de una válvula, y se monitorea con un rotámetro; el flujo de agua entra en la parte inferior del condensador y sale por la parte superior del mismo.

El agua que sale de los intercambiadores es desechada por considerar que su recirculación puede aumentar la temperatura del tanque de almacenamiento de agua, lo cual resultaría inconveniente si se desea mantener una temperatura de condensación con poca variación.

3.5 SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CALOR

El sistema de recuperación de calor es un conjunto de ductos con un equipo de calentamiento que tienen por objetivo el extraer el calor generado en el absorbedor mediante el intercambio de calor con un aceite térmico circulando dentro de los ductos.

El sistema se encuentra esquematizado en la figura 3.5.1.

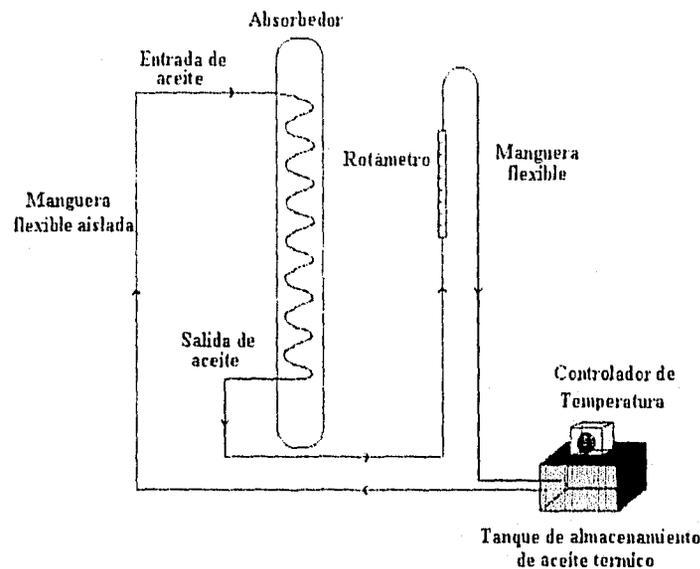


Figura 3.5.1 Sistema de recuperación de calor del transformador térmico empleado.

El sistema cuenta con un depósito aislado donde se mantiene el aceite térmico a temperatura constante. Este depósito cuenta con un controlador de temperatura acoplado a una resistencia para calentar el aceite y mantenerlo con pocas variaciones de temperatura debidas a pérdidas hacia el ambiente. El aceite circula por un circuito mostrado en la figura 3.5.1. empleando una bomba para dicho fin y un sistema analógico para el control de temperatura. El monitoreo de la temperatura del aceite se lleva a cabo por medio de un termopar inmerso en el mismo.

3.6 SISTEMA DE GENERACIÓN DE VACÍO

Como se explico en la sección 2.2. para separar el fluido de trabajo del absorbente se requiere alimentar calor al generador a una temperatura T_{GE} , por lo que resulta conveniente que dicha temperatura sea lo más baja posible a fin de poder utilizar una fuente de calor de baja calidad. Para lograr esto, se evapora a presiones inferiores a la presión atmosférica, empleando una bomba de vacío para hacer vacío inicial y mantener el sistema a la presión adecuada.

El sistema de generación de vacío se compone de una serie de válvulas y tubos conectados a una bomba de vacío y a los componentes principales del transformador térmico.

El sistema se esquematiza en la figura 3.6.1.

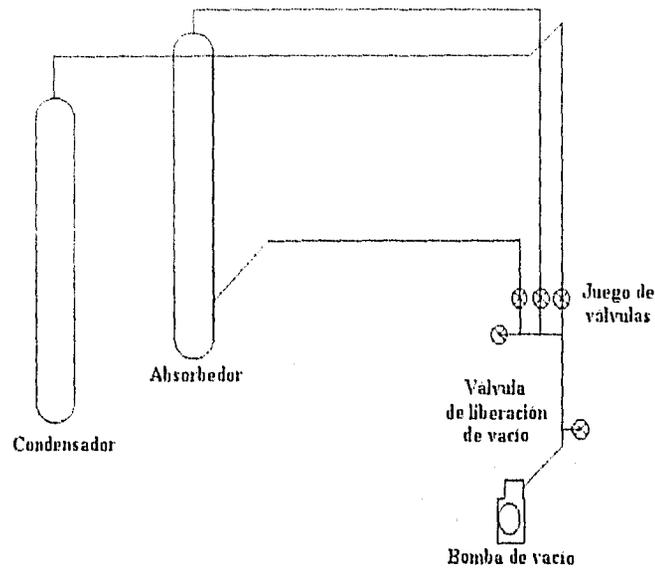


Figura 3.6.1 Esquema del sistema de generación de vacío utilizado.

3.7 OTRAS PARTES DEL EQUIPO

3.7.1 Bombas.

Para hacer circular las soluciones débil y fuerte se utilizaron dos microbombas de 24 W. Para circular el condensado hacia el evaporador se utilizó otra microbomba de la misma capacidad y para el flujo que circula por el serpentín del absorbedor se utilizó una bomba centrífuga.

3.7.2 Ductos

A fin de evitar las pérdidas de calor y circular los fluidos de trabajo entre los componentes del transformador térmico se utilizaron mangueras de neopreno.

3.7.3 Válvulas

Las válvulas utilizadas en las mangueras flexibles que unen los equipos son prensas que reducen las áreas por donde circulan los fluidos. Las válvulas del sistema de generación de vacío son para tubería con diámetro nominal de media pulgada. En las uniones se utilizó grasa de silicón para evitar fugas de vacío.

3.7.4 Transductores de presión

Para poder obtener lecturas de la presión dentro del equipo se utilizaron transductores alimentados con transformadores de voltaje.

3.7.5 Aislantes térmicos

El aislamiento del equipo está compuesto por lana mineral rodeando los componentes y se colocaron vendas de algodón sobre estos aislantes a fin de fijar el aislamiento y evitar contacto con los operadores del equipo, ya que este aislante es irritante de la piel. Para aislar los rotámetros se utilizaron prismas de unicel, con cavidad justa para ellos y con la cara frontal provista de una placa de acetato para permitir la lectura.

3.8 INSTRUMENTACIÓN

3.8.1 Flujos

Los rotámetros que se utilizaron están fabricados en vidrio y los flotadores son de los siguientes materiales:

- fluido del serpentín del condensador: acero inoxidable,
- solución concentrada hacia absorbedor: material con base de Silicio,
- solución diluida hacia el generador: material con base de Silicio,
- aceite térmico: acero inoxidable.

Los rotámetros se calibraron de acuerdo a la solución que circula por ellos, así se operaron con las siguientes correlaciones (ver apéndice C):

$$M_{GE} = 24.0989 + 22.8840 (R_{GE}) + 2.8655 (R_{GE})^2 \quad (C.1.1)$$

$$M_{WE} = -0.1180 + 51.7993 (R_{WE}) + 2.1597 (R_{WE})^2 \quad (C.1.2)$$

$$M_{WA} = 1.3248 + 0.4994 (R_{WA}) + 2.2579 (R_{WA})^2 \quad (C.1.3)$$

$$M_{OIL} = -0.1843 + 9.4385 (R_{OIL}) + 2.7186 (R_{OIL})^2 \quad (C.1.4)$$

donde M es el flujo másico del fluido y R es el nivel indicado en el rotámetro utilizado. Los subíndices GE, WE, WA y OIL, corresponden a solución concentrada del generador, solución diluida del absorbedor, agua de enfriamiento y aceite para recuperación de calor, respectivamente.

3.8.2 Potencias y Voltajes

Las resistencias fueron controladas con un regulador de voltaje, y para la medición de voltajes y corriente se utilizaron transductores, conectados al adquirente de datos.

3.8.3 Reguladores de Flujo

El control de la velocidad de las soluciones y el paso de condensado hacia el evaporador se realizó con potenciómetros multi-reguladores conectados a las bombas que conducían dichas sustancias.

3.8.4 Presión

Para generar vacío en el equipo se utilizó una bomba de vacío rotatoria, la cual estaba conectada a la parte superior del equipo con tubería de cobre y válvulas para vacío.

Las mediciones de presión dentro del equipo se efectuaron por medio de transductores de presión, con error máximo de 0.5%; estos realizan lecturas diferenciales con respecto a dos presiones. Se calibraron con columnas de mercurio a fin de obtener una curva que asocia voltaje con diferencia de presión. Las correlaciones (ver apéndice C) son:

$$\Delta P_{GE} = - 5.400 + 5.346 (\text{mV}_{GE}) \quad (\text{C.2.1})$$

$$\Delta P_{AB} = 0.167 + 10.004 (\text{mV}_{AB}) \quad (\text{C.2.2})$$

Los resultados de estas ecuaciones son diferencias de presión (ΔP), la primera entre las presiones del absorbedor y el generador y la segunda entre las presiones atmosférica y del absorbedor y siendo mV el voltaje reportado por el transductor.

3.8.5 Temperatura

En los termopozos se utilizó aceite térmico para facilitar la transferencia de calor.

Los termopares son de tipo E (Nickel-Cromo-Constantan) con rango de operación de -200 a 900°C (respuesta entre -8.824 y 68.763 mV) con error máximo de 0.5% para temperaturas mayores a 0°C.

3.8.6 Concentración

Para las mediciones de concentración de las soluciones en los equipos se utilizó un refractómetro operando a temperatura constante, por medio de una fuente térmica con bombeo

y controlador de temperatura y para su calibración se tabuló la lectura del refractómetro en función de la concentración real (realizando lecturas previas de concentraciones conocidas).

Para saber las concentraciones se realizaron dos extracciones, una por eyección del fondo del generador y otra por generación de vacío en la boquilla del absorbedor para extracción de solución del fondo del mismo. Estas muestras se analizaron en el refractómetro para su comparación dentro de la tabulación realizada y así obtener la concentración a la que se encontraban los componentes (ver apéndice C).

3.8.7 Adquisición de Datos

El adquisitor de datos está conectado a una computadora personal, esta computadora fue programada [73] para almacenar los valores de temperaturas, presión, intensidades de corriente y resistencias de los calentadores, presentes en el equipo en función del tiempo.

En la figura 3.8.7.1 se puede observar como se presentan en pantalla los datos que registra el adquisitor y que se almacenan en un archivo.

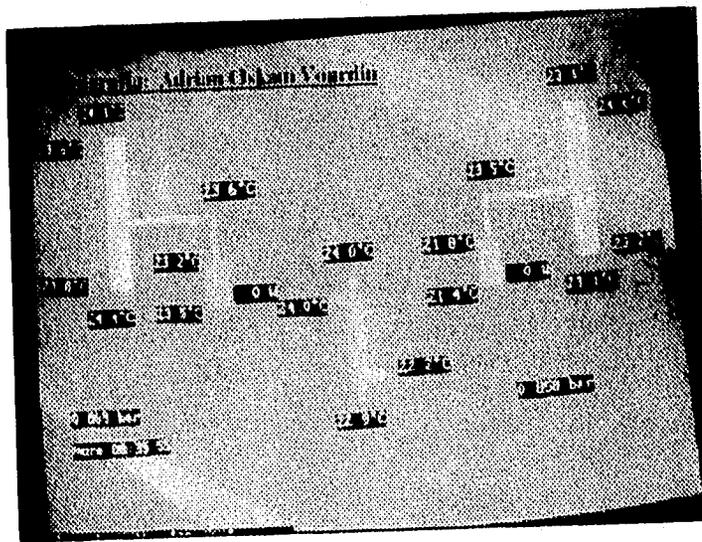


Figura 3.8.7.1. Pantalla de computadora que muestra datos de la experimentación.

3.8.8 Precisión en Lecturas

Las lecturas de las temperaturas tuvieron experimentalmente desviaciones de 0.3°C . Los voltajes tienen lecturas con tres cifras significativas y para transductores las lecturas tienen cuatro cifras significativas. La presión fue medida con precisión de 1 mm de mercurio y los niveles de los rotámetros tienen marcas que permiten mediciones de nivel cada 1 mm.

3.9 METODOLOGÍA DE OPERACIÓN DEL EQUIPO

La operación del equipo debe realizarse con cuidado, a fin de evitar accidentes debidos a cambios repentinos en temperatura o presión.

Dentro de la operación del equipo se monitorean continuamente: temperatura, presión, voltaje, intensidad de corriente, flujos en los equipos y concentraciones, a fin de asegurar que los comportamientos en el equipo no afectan la seguridad de los operadores.

3.9.1 Llenado del equipo

El proceso de llenado de las soluciones al equipo se realiza con la siguiente metodología:

1. Se prepara la solución a la concentración que se desea.
2. Se mide (y ajusta de ser necesario) la concentración con ayuda del refractómetro.
3. Se genera vacío parcial dentro del absorbedor para utilizar éste como efecto de succión.
4. Se conecta una manguera en la válvula del fondo del absorbedor.
5. Se sumerge la manguera en la solución preparada del punto 1.
6. Se abre la válvula a fin de que el absorbedor succione la solución.
7. Se cierra la válvula cuando se considere que el nivel en el indicador es adecuado.
8. Se bombea la solución concentrada hacia el generador.
9. Se deja de bombear solución cuando el nivel en el generador sea el adecuado.
10. Se libera el vacío del absorbedor, para evitar que regrese la solución.

3.9.2 Arranque del equipo

Una vez que se ha cargado el equipo con las soluciones puede procederse al inicio de las operaciones. Para iniciar la operación del equipo, debe seguirse la siguiente metodología:

1. Verificar que no exista fuga o fractura en alguna parte del equipo.
2. Encender los equipos de monitoreo: el adquisitor de datos y computadora.
3. Iniciar lecturas y almacenamiento de datos del equipo por medio de la computadora y el programa de adquisición de datos. Para poder iniciar las lecturas de presión debe conocerse

la presión atmosférica, ya que las mediciones de presión son diferenciales, por lo que una de éstas es con respecto a dicha presión atmosférica.

4. Comprobar que las presiones en el condensador y evaporador son las adecuadas, evitando reflujos y/o fracturas dentro del equipo.
5. Ajustar las zonas del equipo a las presiones a las que se desea operar el equipo, utilizando la bomba de vacío y las válvulas para estos fines.
6. Circular líquido de enfriamiento por el condensador y encender el sistema de circulación de aceite para el absorbedor fijando la temperatura a la que se desea que el sistema controle en el aceite.
7. Ajustar los niveles de monitoreo de líquido en los equipos.
8. Encender la fuente de potencia para el generador y aumentar gradualmente la potencia.
9. Monitorear las concentraciones en generador y absorbedor, previo encendido el sistema de medición de concentración.
10. Circular solución del absorbedor hacia el generador y solución concentrada del generador al domo del absorbedor.
11. Monitorear las temperaturas en la zona de condensación para determinar el inicio de la condensación y por lo tanto la concentración de la solución en el generador.
12. Encender la fuente de potencia para el evaporador y aumentar gradualmente la potencia.
13. Verificar que no varíe la temperatura entre el aceite que entra al absorbedor y el que sale del mismo.
14. Determinar por medio de la elevación de temperaturas en el absorbedor la evaporación del fluido de trabajo.
15. Iniciar el bombeo de condensado hacia el evaporador.

3.9.3 Operación correcta del equipo

Cuando se ha iniciado la operación del equipo (arranque) se puede operar el equipo de manera continua a fin de alcanzar estabilidad en el proceso. Es necesario lograr estado estable en el proceso a fin de poder demostrar o comprobar condiciones de operación para la sustancia o sustancias que se estén analizando dentro del equipo.

Para poder alcanzar estabilidad es necesario operar adecuadamente el equipo, siguiendo la siguiente rutina de operación para estabilidad:

1. Una vez que se ha iniciado el funcionamiento del equipo conforme la rutina de arranque, debe verificarse que todos los pasos del arranque hayan sido llevados a cabo sin inconveniente.
2. Verificar que las presiones en las zonas del equipo sean las adecuadas.
3. Ajustar a la potencia deseada el generador.
4. Verificar las concentraciones en el generador y absorbedor para asegurar concentración constante dentro de los mismos a lo largo del desarrollo de la operación del transformador térmico.
5. Mantener bombeo del condensado continuamente a fin de evitar acumulación excesiva.
6. Ajustar la potencia del evaporador para evitar la disminución o elevación de nivel del líquido en el mismo.
7. Mantener constantes los flujos de solución.
8. Monitorear continuamente los valores adquiridos y en caso de variaciones no esperadas revisar el equipo, en busca de fugas u otras causas que provoquen dichas variaciones.
9. Revisar desde el punto 2 mientras se opere el equipo.

3.9.4 Paro del equipo

En el caso de que se desee detener el proceso en el equipo, a fin de evitar accidentes, debe invariablemente seguirse la siguiente metodología de paro:

1. Desconectar las fuentes de potencia del generador y evaporador.
2. En caso de fuga en algún ducto evitar el paso de fluido por éste, estrangulando ambos extremos cercanos a la fuga. Si esta fuga impide la circulación entre absorbedor y generador procurar arreglarla en el menor tiempo posible.
3. Circular solución débil hacia el generador desde el fondo del absorbedor y circular solución concentrada del generador hacia el absorbedor.
4. Mantener activa la circulación del agua de enfriamiento y el sistema controlador del aceite hasta que la temperatura del equipo disminuya razonablemente.

5. Apagar las bombas y cerrar las válvulas para evitar que la solución que desciende del absorbedor ingrese a los ductos que lo conectan con el evaporador.
6. Liberar el vacío del sistema y cerrar todas las válvulas que interconectan las zonas de diferente presión.
7. Dependiendo de la concentración, si se considera alta la probabilidad de cristalización en el equipo, absorber agua destilada en el equipo mediante la rutina de llenado o en su defecto drenar el equipo.

3.10 METODOLOGÍA DE CALIBRACIÓN DEL EQUIPO

Para poder operar adecuadamente el equipo en forma continua se han utilizado medidores de flujos, presión y temperatura. Estos medidores se han calibrado de acuerdo a las siguientes metodologías.

3.10.1 Calibración de Rotámetros

Para calibrar los medidores de flujo (rotámetros) se preparan mezclas a la concentración y temperatura promedio a la cual se opera el equipo.

La metodología de calibración se basa en la medición de la cantidad de peso que un rotámetro registra a un nivel constante. Para calibrar los rotámetros se procede de la siguiente manera:

1. Se fija un nivel en el rotámetro mediante la ayuda de una bomba con regulador de potencia.
2. En una balanza analítica digital se registra la cantidad de peso acumulada por el fluido que pasa por el rotámetro.
3. La respuesta que se obtiene de la balanza analítica se registra en una computadora.
4. Los datos registrados se analizan en función del tiempo.
5. La correlación obtenida de los datos registrados es la relación que existe entre el flujo másico y el nivel indicador del rotámetro,
6. Se repiten los pasos previos para otro nivel.
7. Se correlacionan los datos obtenidos de flujos másicos con los niveles del rotámetro y así se establece una relación entre ellos.

3.10.2 Calibración de Transductores de Presión

Para poder obtener mediciones confiables de presión se utilizaron transductores de presión. Estos transductores registran una diferencia entre las presiones a las que están conectados.

La calibración de los transductores de presión se lleva a cabo mediante la siguiente metodología.

1. Se conectan ambos lados del transductor en un manómetro en forma de U, conteniendo mercurio como fluido indicador.
2. Se genera vacío y por lo mismo una diferencia de alturas entre las columnas de mercurio dentro del manómetro en forma de U.
3. Se mide la diferencia entre columnas de mercurio.
4. Se conecta la fuente de poder al transductor.
5. Se enciende el adquisitor de datos al cual esté conectado dicho transductor.
6. Se registra en la computadora la diferencia de presión asociada a la diferencia de alturas entre las columnas de mercurio del manómetro en U.
7. Se repiten los pasos anteriores para varias diferencias entre niveles de columna de mercurio, producto de la generación de vacío.

CAPITULO 4

EVALUACIÓN EXPERIMENTAL DE LAS MEZCLAS BROMURO DE LITIO - AGUA Y CARROL - AGUA EN UN TRANSFORMADOR TÉRMICO POR ABSORCIÓN DE UNA ETAPA

4.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se describe cómo se efectuó la experimentación, la obtención de los datos y los criterios de análisis, para las mezclas bromuro de litio - agua y Carrol - agua en el transformador térmico descrito en el capítulo anterior. Posteriormente se presentan una serie de figuras en las cuales se describen los comportamientos para dichas mezclas y finalmente se comparan y analizan los resultados experimentales obtenidos para ambas mezclas.

4.2. EXPERIMENTACIÓN

El transformador térmico se operó con dos mezclas, ya descritas en el capítulo 2, consideradas viables como fluidos de trabajo para este tipo de equipo.

La experimentación se llevó a cabo en dos partes: la primera parte, operando el transformador térmico con la mezcla bromuro de litio - agua a diferentes concentraciones y la segunda, operando con la mezcla Carrol - agua.

El desarrollo del experimento en ambas mezclas fue el mismo, el cual se apegó estrictamente a la metodología de operación descrita en el capítulo anterior y obteniendo así datos experimentales bajo los mismos criterios de operación.

Estos experimentos siempre fueron diseñados basándose en los resultados de la modelación, para comprobar experimentalmente las mayores diferencias de temperatura ΔT que se observan para cada mezcla.

Cada experimento se realizó monitoreando los siguientes parámetros:

- concentración de soluto en el generador,
- concentración de soluto en el absorbedor,
- temperatura de evaporación,
- temperatura de generación,
- temperatura de aceite para la recuperación de calor,
- temperatura de agua para el sistema de enfriamiento,
- presión en el condensador,
- presión en el evaporador,
- flujo de solución concentrada hacia el absorbedor,

flujo de solución diluida hacia el generador,
 flujo de aceite para la recuperación de calor,
 flujo de agua para el sistema de enfriamiento,
 potencia suministrada a la resistencia eléctrica en el generador y
 potencia suministrada a la resistencia eléctrica en el evaporador.

Para poder estimar que se alcanzó el estado estable se monitoreó cada experimento continuamente (2 veces por minuto) y cuando los parámetros fueron prácticamente los mismos en un lapso de 40 minutos, como mínimo, se consideró que se había mantenido dicho estado.

En la experimentación, dado que el equipo tiene áreas de transferencia de energía térmica definidas y limitaciones para soportar las presiones debido al material en que está fabricado, se variaron específicamente los siguientes parámetros independientes:

concentración de soluto en el generador,
 concentración de soluto en el absorbedor,
 temperatura de evaporación,
 temperatura de generación,
 temperatura de aceite para la recuperación de calor,
 flujo de aceite para la recuperación de calor, y
 flujo de agua para el sistema de enfriamiento.

Se consideraron parámetros de operación físicamente viables en el sistema, valores cercanos a los que la modelación reportó en el capítulo 2. Todos los parámetros, fueron monitoreados y controlados hasta lo que se consideró estado estable.

Las ecuaciones utilizadas para el análisis de los datos monitoreados en el equipo son las mismas que se muestran en el modelo del capítulo 2 y los subíndices hacen referencia a la figura 2.3.1 y por sus siglas en inglés BO, TO, EN Y LE corresponden al fondo, domo, entrada y salida de los componentes respectivamente.

$$M_{AB} = M_{GE} (X_{GE}/X_{AB}) \quad (4.1)$$

$$M_{WF} = M_{AB} - M_{GE} \quad (4.2)$$

$$Q_{CO,IN} = M_{WF} (h_3 - h_2) \quad (4.3)$$

$$Q_{EV,IN} = M_{WF} (h_6 - h_5) \quad (4.4)$$

$$Q_{GE,IN} = M_{GE} h_{10} + M_{WF} h_1 - M_{WE,EN} h_9 \quad (4.5)$$

$$Q_{AB,IN} = M_{WF} h_6 + M_{GE} h_{12} - M_{WE,EN} h_7 \quad (4.6)$$

$$Q_{CO,EX} = M_{WA} CP_{WA} (T_{WA,LE} - T_{WA,EN}) \quad (4.7)$$

$$Q_{AB,EX} = M_{OIL} CP_{OIL} (T_{OIL,LE} - T_{OIL,EN}) \quad (4.8)$$

$$Q_{LOST} = Q_{EV,EX} + Q_{GE,EX} - Q_{CO,EX} - Q_{AB,EX} \quad (4.9)$$

$$FR = X_{GE} / (X_{GE} - X_{AB}) \quad (4.10)$$

$$EF_{SE} = (H_{11} - H_{12}) / (H_{11} - H_{12,7}) \quad (4.11)$$

$$\Delta T = T_{OIL,LE} - T_{EV,TO} \quad (4.12)$$

$$COP_{IN} = Q_{AB,IN} / (Q_{GE,IN} + Q_{EV,IN}) \quad (4.13)$$

$$COP_{EX} = Q_{AB,EX} / (Q_{GE,EX} + Q_{EV,EX}) \quad (4.14)$$

donde CP es la capacidad calorífica a presión constante para el agua, con valor igual a 4184 J kg⁻¹ °C⁻¹ para el agua y 2178 J kg⁻¹ °C⁻¹ para el aceite utilizado en la recuperación de calor.

Los subíndices IN y EX indican si el balance térmico se refiere a entalpías calculadas en función de los valores presentes en los componentes o con cálculos basados en mediciones físicas de temperatura y potencias consumidas.

4.3 EXPERIMENTACIÓN CON BROMURO DE LITIO - AGUA

Los experimentos con esta mezcla se llevaron a cabo variando diferentes parámetros, éstos estuvieron dentro de los siguientes intervalos:

a) Temperaturas de operación del sistema (°C):

$$88.2 < T_{GE,BO} < 106.6$$

$$64.3 < T_{EV,BO} < 94.5$$

$$97.6 < T_{AB,TO} < 122.5$$

$$26.6 < T_{CO,TO} < 30.5$$

b) Temperatura del sistema de recuperación de calor (°C):

$$90.4 < T_{OIL,EN} < 122.9$$

c) Temperatura del agua del sistema de enfriamiento ($^{\circ}\text{C}$):

$$23.1 < T_{\text{WA,EN}} < 26.1$$

d) Concentraciones en el generador y el absorbedor (% en peso):

$$53.5 < X_{\text{GE}} < 61.3$$

$$50.8 < X_{\text{AB}} < 57.8$$

e) Flujos másicos (g/s):

$$14.0 < M_{\text{WA}} < 17.7$$

$$1.8 < M_{\text{OIL}} < 4.6$$

$$0.9 < M_{\text{GE}} < 2.3$$

$$0.6 < M_{\text{WE,EN}} < 1.8$$

f) Presión en los componentes (mmHg):

$$49.8 < P_{\text{GE}} < 57.8$$

$$3.8 < P_{\text{AB}} < 48.0$$

Dentro de estos límites de operación se realizaron 20 corridas experimentales que arrojaron a su vez los datos que después de ser promediados, se reportan en las tablas 4.3.1 a 4.3.4.

La tabla 4.3.1 muestra las temperaturas en orden cronológico, monitoreadas de los componentes del transformador térmico. Los datos de las tablas siguientes conservan este orden.

La tabla 4.3.2 muestra las presiones, flujos másicos y las concentraciones a las cuales se realizó cada experimento.

La tabla 4.3.3 muestra las entalpías de los fluidos, donde los números de referencia corresponden al diagrama de la figura 2.3.1 y fueron calculadas como se indicó en la sección 2.5.

La tabla 4.3.4 muestra los calores internos y externos (calculados con balances de energía en función de entalpías y en función del calor suministrado o cedido al medio ambiente respectivamente), la relación de flujo, la efectividad del intercambiador de calor, el

incremento de temperatura ΔT , los coeficientes de operación (calculados también con balances de energía internos y externos) y finalmente el coeficiente de operación de Carnot (ver apéndice B).

A partir de las tablas anteriores se elaboraron figuras que muestran los comportamientos de las mezclas en el equipo. Se consideraron ciertos intervalos en las variables, debido a que la operación en el equipo presenta fluctuaciones y las líneas dibujadas ilustran las tendencias.

Las figuras que se presentan muestran los valores de los coeficientes de operación basándose en un balance externo de energía, así que en adelante será este coeficiente del que se haga mención y no a otro coeficiente de operación como pueden ser el calculado basándose en un balance de energía interno o el de Carnot. Las figuras describen las relaciones encontradas experimentalmente para la mezcla bromuro de litio - agua y se comentan a continuación.

En la figura 4.3.1 se grafica el incremento de temperatura (ΔT) en función de la concentración de la solución en el generador. En esta figura se propone una relación lineal en la cual, a medida que aumenta la concentración en el generador también aumenta el valor ΔT , alcanzando valores experimentales hasta de 43°C . Se ha propuesto una relación lineal basándose en las figuras 2.6.1.1 y 2.8.4 en las cuales se muestran este tipo de tendencias. La gran dispersión que se nota se debe a la diferencia de concentraciones en las condiciones de operación, por lo cual las relaciones de flujo así como los coeficientes de operación variaron mucho.

El comportamiento de esta figura se explica al considerar que a medida que se aumenta la temperatura de generación y se opera a mayor concentración (en generador y absorbedor), a presión constante, se puede absorber más soluto, por lo tanto existe mayor liberación de energía, dando como resultado una mayor temperatura en el absorbedor. Lo anterior se confirma si se observa en el diagrama X - T - P de la figura 2.6.1.1, que para una temperatura de evaporación fija (es decir punto de rocío y presión constante), si aumenta la concentración se opera con mayor temperatura de solución en el absorbedor.

La dispersión que muestra este gráfico se debe a que el equipo se operó con las mismas concentraciones en el generador para obtener tanto coeficientes de operación como incrementos de temperatura máximos, por lo que para concentraciones similares en un pequeño intervalo se tienen varios valores de ΔT . Lo anterior se realizó de esa forma a excepción de las concentraciones máximas (60.5 - 61.3%) en donde se buscó obtener el máximo ΔT posible.

La figura 4.3.2 presenta el coeficiente de operación y la potencia útil en función del incremento de temperatura. En este gráfico se muestran dos comportamientos similares, uno para una concentración en el generador que varió entre 53.5 y 54.7 % y otro para una concentración que se mantuvo entre 58.1 y 59.6%. En ambos casos se nota que a medida que aumenta el incremento de temperatura disminuyen los coeficientes de operación y potencia útil.

Este comportamiento se explica al analizar que si se requiere de mayores temperaturas en el absorbedor, parte de la potencia útil se utilizará para elevar el nivel de temperatura a la cual se retira dicha potencia. Por lo cual, dicha potencia se verá disminuida, y como la temperatura del absorbedor aumenta, la diferencia de concentraciones es menor, provocando que la relación de flujo aumente.

La figura 4.3.3 muestra los coeficientes de operación y potencia útil en función de la temperatura de evaporación, para dos intervalos de concentración en el generador. En forma similar a la figura anterior, se nota que al incrementarse la temperatura en el evaporador también aumentan los valores de los coeficientes de operación y la potencia útil.

El comportamiento mostrado en esta figura se explica, si se considera que al aumentar la temperatura en el generador o en el evaporador se provoca un incremento en la cantidad de agua evaporada y por lo tanto un incremento en el flujo del fluido de trabajo, aumentando por esto la absorción y la cantidad de energía térmica útil. Aunado a esto se tiene una disminución en la viscosidad, como muestra la figura 2.6.1.2, por lo que existe una mejor transferencia de energía térmica hacia la solución que va al absorbedor, dando como resultado final mayor potencia útil.

La figura 4.3.4 muestra los coeficientes de operación y potencia útil en función de la temperatura de absorción para dos intervalos de concentración en el generador. En esta figura se ve como disminuyen los valores en los coeficientes y también los valores de los calores útiles a medida que se aumenta la temperatura de absorción.

Esto significa que si se desean obtener mayores temperaturas en el absorbedor el sistema opera menos eficientemente (es decir disminuye el coeficiente de operación), por lo que la cantidad de calor útil que se obtiene es menor.

4.4. EXPERIMENTACIÓN CON CARROL - AGUA

La experimentación con la mezcla Carrol - agua se llevó a cabo dentro de los siguientes intervalos:

a) Temperaturas de operación del sistema (°C):

$$75.6 < T_{GE,BO} < 116.2$$

$$56.0 < T_{EV,BO} < 83.7$$

$$82.2 < T_{AB,TO} < 132.3$$

$$27.3 < T_{CO,TO} < 30.7$$

b) Temperatura del sistema de recuperación de calor (°C):

$$78.7 < T_{OIL,EN} < 130.6$$

c) Temperatura del agua del sistema de enfriamiento (°C):

$$23.3 < T_{WA,EN} < 27.0$$

d) Concentraciones en el generador y el absorbedor (% en peso):

$$56.1 < X_{GE} < 71.8$$

$$55.1 < X_{AB} < 69.2$$

e) Flujos másicos (g/s):

$$12.5 < M_{WA} < 14.1$$

$$1.7 < M_{OIL} < 2.0$$

$$1.1 < M_{GE} < 1.9$$

$$1.0 < M_{WE,EN} < 1.6$$

f) Presión en los componentes (mmHg):

$$53.8 < P_{GE} < 63.6$$

$$24.9 < P_{AB} < 54.2$$

Dentro de estos intervalos de operación se efectuaron 29 corridas experimentales, que se reportan en tablas similares a las de la sección anterior.

La tabla 4.4.1 muestra en orden cronológico, las temperaturas monitoreadas de los componentes del transformador térmico. Los datos de las tablas siguientes conservan este orden.

La tabla 4.4.2 muestra las presiones, flujos másicos y concentraciones en las que se operó cada experimento.

La tabla 4.4.3 muestra las entalpías con referencia a los números del esquema de la figura 2.3.1 y se calcularon como se indicó en la sección 2.5.

La tabla 4.4.4 muestra las potencias (calculadas con balances de energía internos y externos), la relación de flujo, la efectividad del intercambiador de calor, el incremento de

temperatura ΔT , los coeficientes de operación (calculados también con balances de energía internos y externos) y finalmente el coeficiente de operación de Carnot (ver apéndice B).

Los datos obtenidos de las tablas se analizaron y con estos, se realizaron las siguientes figuras:

La figura 4.4.1 muestra el incremento de temperatura obtenido en función de la concentración en el generador. En este gráfico se propone una tendencia lineal (de acuerdo al capítulo 2), en la que el incremento de temperatura aumenta con respecto al aumento de la concentración, alcanzando experimentalmente hasta 51°C.

Este comportamiento se entiende si se sabe que al disponer de mayor fluido de trabajo, existe mayor absorción y por lo tanto mayor desprendimiento de energía en forma útil.

La figura 4.4.2 muestra el incremento de temperatura en función de la temperatura de evaporación, para diferentes intervalos de concentración en el generador. En esta figura se observa que si aumenta la temperatura de evaporación, aumenta el valor de ΔT y este es mayor a medida que aumenta la concentración.

La figura 4.4.3 muestra los incrementos de temperatura en función de la temperatura de absorción, para diferentes intervalos de concentración. En esta figura se nota que si aumenta la temperatura de absorción también aumenta el ΔT , y este es mayor conforme aumenta la concentración.

Los comportamientos que se muestran en estas dos figuras se deben al aumento en la producción de vapor que aumenta el efecto de absorción y a la disminución de la viscosidad de la solución concentrada en el absorbedor (ver figuras 2.6.2.1 y 2.6.2.2).

En la figura 4.4.4 se presentan los coeficientes de operación y potencia útil en función de la temperatura de evaporación para dos intervalos en el incremento de temperatura. En esta figura se nota que a medida que se incrementa la temperatura de evaporación el coeficiente de operación aumenta y la potencia útil también.

El comportamiento que esta figuras muestra, se explica al considerar que para incrementos de temperatura del mismo orden, al aumentar la cantidad fluido de trabajo se puede obtener una mayor cantidad de calor útil, reflejándose esto en un aumento del coeficiente de operación.

La figura 4.4.5 muestra las pérdidas térmicas en el equipo evaluado, en función del incremento de temperatura para diferentes intervalos de concentración en el generador. En esta figura se nota que a mayores incrementos de temperatura aumentan las pérdidas térmicas.

4.5 COMPARACIÓN DE LOS RESULTADOS EXPERIMENTALES ENTRE LAS MEZCLAS ESTUDIADAS

Una vez que se ha analizado el comportamiento de cada mezcla, se realiza una comparación entre estos resultados.

En las figuras 4.5.1 se muestran los incrementos de temperatura en función de la concentración en el generador. En esta figura se puede ver que para las máximas concentraciones de operación establecidas en la experimentación se pueden alcanzar mayores incrementos de temperatura utilizando la mezcla Carrol - agua (recuperando energía hasta con 51°C de incremento de temperatura), que utilizando la mezcla bromuro de litio - agua (que opera hasta con 43°C). Esto coincide con los resultados teóricos obtenidos de la simulación en el capítulo 2 y se debe a que la mezcla Carrol - agua posee una mayor solubilidad y por lo tanto cristaliza con concentraciones mayores que la mezcla bromuro de litio - agua, como se puede apreciar en las figuras 2.6.1.1 y 2.6.2.1 y por lo tanto, se demuestra que se pueden alcanzar mayores temperaturas en el absorbedor utilizando la mezcla con Carrol. Como se comentó para la figura 4.3.1, las dispersiones que muestra esta figura se deben a que la operación del equipo para una concentración dada puede alcanzar varios incrementos de temperatura en función de la cantidad de energía que se desea y su nivel térmico, aunque para los valores máximos de concentración se buscó en ambas mezclas obtener el incremento máximo de temperatura.

Se presentan en los gráficos 4.5.2 y 4.5.3 los intervalos en los valores de la viscosidad en los cuales se operó al transformador térmico. De estos gráficos se puede concluir que se operó el equipo con mayores valores en la viscosidad al utilizar la mezcla Carrol - agua que al utilizar la mezcla bromuro de litio - agua. La mezcla de bromuro de litio tuvo valores de viscosidad de 0.7 a 3 m Pa s, mientras la mezcla Carrol - agua operó entre 2 y 9 m Pa s. Sin embargo, es necesario mencionar que los sistemas de aire acondicionado por absorción operando con la mezcla bromuro de litio - agua tienen viscosidades similares, esto es debido a que el absorbedor, en estos sistemas, opera a temperaturas menores de 80 a 100°C menores a las temperaturas de absorción en los transformadores térmicos, como se indica en la figura 4.5.2, por lo que no se debe considerar a la viscosidad como una desventaja de la mezcla Carrol - agua.

Esto puede explicar la disminución de los coeficientes de operación obtenidos al utilizar la mezcla Carrol - agua, debido a que el aumento de viscosidad disminuye la transferencia de calor en el absorbedor.

Se puede concluir de los datos anteriores mostrados que experimentalmente se comprueban los comportamientos descritos en el modelo propuesto, siendo similares para ambas mezclas y sobresaliendo que se pueden obtener mayores incrementos de temperatura utilizando la mezcla Carrol - agua en lugar de la mezcla bromuro de litio - agua. También se comprueba que se opera a mayor viscosidad con la mezcla Carrol - agua que con la mezcla bromuro de litio - agua.

Tabla 4.3.1 Datos experimentales de un transformador térmico de una etapa utilizando la mezcla bromuro de litio - agua.

Fecha	T _{EVBO}	T _{EVTO}	T _{EVLE}	T _{ARLO}	T _{ARAC}	T _{ORLN}	T _{ORLE}	T _{ERBO}	T _{ERLO}	T _{ERLE}	T _{ORAC}	T _{ORLO}	T _{WARLN}	T _{WARLE}	T _{WRLN}	T _{WRLE}	T _{SLRN}	T _{SLLE}
dd/mm/aa	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)												
18/02/94	82.8	82.8	82.1	103.9	106.1	90.4	105.9	89.3	90.3	54.8	25.9	27.0	23.1	24.2	67.3	80.5	84.4	58.6
23/02/94	82.5	82.6	82.2	106.9	109.3	93.5	109.0	88.6	88.9	52.0	27.1	28.5	23.7	26.2	73.7	81.9	86.7	63.7
19/04/94	77.3	77.4	77.2	105.4	107.0	99.2	106.7	88.2	88.4	71.1	25.0	28.1	23.4	26.6	74.7	80.1	84.9	64.5
21/04/94	86.5	86.6	86.4	118.1	120.3	110.0	120.4	98.8	98.9	75.5	25.4	27.6	23.5	26.5	82.5	90.0	94.9	69.9
5/05/94	87.8	88.1	87.7	113.7	116.6	108.5	117.6	106.6	107.9	71.5	28.3	29.8	25.0	28.0	88.2	93.8	98.2	76.0
6/05/94	91.3	91.5	91.2	110.9	112.3	102.3	112.7	99.1	100.1	79.1	26.9	30.1	24.5	27.7	81.1	89.6	93.4	70.2
11/05/94	84.3	84.5	84.1	115.8	118.0	106.5	118.0	93.5	93.7	76.7	27.6	30.5	25.6	28.8	77.8	89.9	93.7	66.6
12/05/94	87.2	87.3	86.9	115.8	118.7	110.1	119.8	99.8	100.5	80.5	27.7	29.8	26.1	28.7	80.2	91.5	95.5	68.5
13/05/94	87.8	87.9	87.5	118.8	120.3	112.0	121.4	103.0	104.0	77.9	27.1	29.3	24.7	27.2	74.8	93.3	96.9	64.2
23/05/94	86.4	86.5	86.0	100.2	105.4	121.6	122.3	96.5	101.5	57.6	29.0	28.7	24.7	25.4	73.0	81.6	84.6	63.4
25/05/94	81.9	82.0	81.5	103.4	105.3	112.3	112.9	92.7	94.0	50.7	28.1	28.2	24.8	25.8	68.4	82.8	85.7	58.8
27/05/94	78.8	78.9	78.4	109.1	112.5	116.5	117.7	100.2	101.5	49.1	30.5	30.2	25.4	26.3	62.1	87.1	89.8	54.3
13/06/94	86.3	86.4	86.1	109.3	111.4	106.3	114.2	94.9	95.6	69.9	25.7	27.4	23.6	25.7	72.6	87.2	90.6	62.6
14/06/94	94.5	94.8	94.1	122.5	124.3	122.9	127.1	105.3	106.3	70.4	25.5	26.7	23.5	25.6	74.8	95.9	99.5	63.8
15/06/94	90.9	91.0	90.7	116.8	118.2	109.8	120.6	101.0	101.8	74.7	24.8	26.6	23.4	26.1	75.6	91.8	95.4	63.2
16/06/94	88.1	88.3	87.7	114.3	117.5	110.7	119.4	93.3	94.0	71.8	28.8	28.0	24.1	27.1	72.3	89.8	93.5	60.9
17/06/94	64.3	64.4	64.1	97.6	100.8	98.3	103.8	91.4	93.7	69.1	25.7	27.8	23.2	26.2	67.0	78.2	82.4	62.5
18/06/94	73.2	73.3	73.0	112.4	114.4	100.4	115.7	99.4	101.4	71.8	26.2	28.2	23.4	25.7	72.0	87.5	91.8	67.5
19/06/94	76.5	76.6	76.2	117.1	118.1	101.4	119.3	102.2	104.6	76.9	26.4	28.6	23.6	26.6	77.1	91.6	96.3	72.2
20/06/94	79.8	80.0	79.5	121.6	122.2	101.8	122.5	105.8	108.0	80.2	26.4	28.5	23.5	27.1	80.1	95.2	100.0	74.8

Nota: Todos los datos promedio fueron obtenidos bajo condiciones de estado estable.

Tabla 4.3.2 Presiones, concentraciones y flujos para un transformador térmico de una etapa operando con la mezcla bromuro de litio - agua.

P_{CE}	P_{AR}	M_{WA}	M_{DIL}	M_{CE}	$M_{WE,EN}$	M_{AR}	M_{WF}	X_{CE}	X_{AR}
(mmHg)	(mmHg)	(10^3 kg/s)	(%)	(%)					
53.4	26.3	16.505	2.165	1.085	0.637	1.144	0.059	53.5	50.8
56.4	27.5	16.474	2.074	1.418	1.155	1.451	0.032	53.9	52.7
55.8	34.5	16.517	3.625	1.958	1.553	2.023	0.065	54.7	53.0
54.3	19.7	16.083	3.575	1.697	1.412	1.760	0.064	57.9	55.8
49.8	17.0	14.672	4.306	1.782	1.527	1.832	0.050	58.1	56.5
56.4	11.9	14.369	4.311	1.753	1.349	1.837	0.084	58.5	55.8
57.6	24.0	15.959	2.969	1.869	1.325	1.948	0.079	58.7	56.3
56.6	19.8	16.207	3.217	1.725	1.300	1.799	0.074	59.5	57.0
56.7	18.5	15.590	4.611	1.265	0.825	1.358	0.094	60.8	56.6
52.6	20.2	17.706	3.575	1.135	1.042	1.157	0.022	57.8	56.7
56.1	28.0	15.959	3.801	0.969	0.753	0.998	0.029	57.3	55.6
56.1	31.9	15.836	3.915	0.926	0.635	0.972	0.046	60.7	57.8
56.3	19.9	16.828	3.548	1.376	0.953	1.438	0.061	58.8	56.2
52.4	3.8	17.078	3.342	1.078	0.713	1.124	0.046	59.3	56.9
54.2	11.0	14.066	2.690	1.289	0.878	1.347	0.058	59.1	56.5
57.8	16.8	14.066	2.781	1.351	0.953	1.407	0.056	59.6	57.2
57.5	48.0	15.283	1.933	1.641	1.399	1.708	0.067	58.8	56.5
55.7	39.2	14.733	1.882	1.711	1.374	1.821	0.110	61.3	57.6
53.7	35.4	14.308	1.916	2.112	1.782	2.223	0.111	60.6	57.6
51.8	30.8	14.308	1.882	2.255	1.837	2.377	0.122	60.5	57.4

Nota: Todos los datos promedio fueron obtenidos bajo condiciones de estado estable.

Tabla 4.3.3 Entalpias calculadas a partir de los datos experimentales para el transformador de calor para la mezcla bromuro de litio - agua.

h_1	h_2	h_3	h_4	h_7	h_8	h_{10}	h_{11}	h_{12}
(J/kg)	(J/kg)	(J/kg)	(J/kg)	(J/kg)	(J/kg)	(J/kg)	(J/kg)	(J/kg)
2601.36	108.63	108.68	2646.91	227.67	142.76	193.11	128.10	174.45
2596.22	113.65	113.70	2647.07	235.15	159.02	192.39	139.98	178.27
2631.07	104.87	104.91	2639.04	230.44	161.64	192.99	143.62	176.10
2639.03	106.54	106.60	2653.75	261.24	183.43	222.14	164.46	204.57
2631.56	118.67	118.73	2652.63	254.79	196.90	238.26	177.34	212.76
2645.44	112.82	112.89	2661.58	244.76	180.55	224.83	167.73	206.06
2641.03	115.74	115.79	2650.08	257.65	175.72	214.43	161.44	207.33
2647.92	116.16	116.22	2654.55	260.40	182.71	229.49	168.56	213.33
2643.24	113.65	113.71	2655.52	262.87	170.54	240.38	166.32	221.86
2606.34	121.60	121.65	2653.11	232.61	166.90	217.55	151.49	187.80
2593.84	117.83	117.88	2645.96	229.97	153.88	208.77	140.74	188.89
2590.95	127.87	127.91	2641.00	249.51	148.90	234.65	146.91	209.60
2628.82	107.80	107.86	2653.27	243.80	164.53	217.18	153.57	202.01
2629.75	106.96	107.04	2666.44	271.34	171.18	239.55	158.53	221.19
2637.64	104.04	104.11	2660.75	258.05	171.24	230.49	156.4	212.47
2632.08	120.76	120.82	2655.84	257.97	166.79	217.57	154.70	210.78
2627.37	107.80	107.82	2640.00	222.80	154.07	210.63	153.80	184.67
2632.23	109.89	109.92	2631.90	252.83	167.92	235.49	175.06	212.94
2641.48	110.73	110.76	2637.39	260.25	178.13	238.09	180.65	217.79
2647.48	110.73	110.77	2642.77	268.06	183.47	244.63	185.17	224.29

Tabla 4.3.4 Calores internos, externos y perdidos, relación de flujo, efectividad del intercambiador de solución, incremento de temperatura y coeficientes de operación interno, externo y de Carnot evaluados a partir de los datos experimentales del transformador térmico con la mezcla bromuro de litio - agua.

Q_{COIN}	Q_{EVIN}	Q_{GEIN}	Q_{ABIN}	Q_{COEX}	Q_{ABEX}	Q_{GEEX}	Q_{EVEX}	Q_{LOST}	FR	EF_{SE}	ΔT	COP_{IN}	COP_{EX}	COP_{CT}
(W)	(adim.)	(adim.)	(°C)	(adim)	(W)	(adim)								
148.1	150.8	273.1	201.5	78.3	72.9	155.3	185.8	190.0	19.26	0.46	23.03	0.48	0.214	0.65
80.1	81.8	173.0	66.6	166.9	70.3	216.7	261.6	241.0	44.94	0.40	26.44	0.26	0.147	0.66
164.4	164.9	298.1	158.7	218.3	59.2	270.8	270.8	264.1	31.10	0.37	29.21	0.34	0.109	0.67
161.6	162.6	286.4	147.6	201.8	80.9	272.0	272.4	261.6	27.58	0.40	33.80	0.33	0.149	0.68
126.0	127.0	255.8	123.0	181.9	84.8	267.6	260.6	261.5	36.54	0.44	29.53	0.32	0.161	0.72
211.5	212.9	371.5	253.3	191.4	97.9	272.2	259.5	242.4	21.99	0.46	21.27	0.43	0.184	0.73
199.4	200.1	376.5	255.5	210.2	74.2	268.7	257.6	241.8	24.67	0.45	33.48	0.44	0.141	0.65
186.9	187.3	353.7	225.3	177.5	67.8	264.8	240.3	259.9	24.37	0.46	32.44	0.42	0.134	0.67
236.9	238.0	410.9	312.4	162.9	94.8	263.8	249.8	255.9	14.51	0.52	33.49	0.48	0.185	0.64
55.7	56.8	131.5	30.3	48.6	5.2	144.9	81.9	172.9	51.60	0.43	35.80	0.16	0.023	0.69
72.9	74.5	162.7	87.7	68.2	5.0	152.4	105.6	184.8	33.88	0.52	30.83	0.37	0.020	0.65
112.9	115.2	241.6	156.8	65.5	10.4	158.6	105.8	188.6	21.21	0.56	38.77	0.44	0.039	0.55
154.9	156.4	303.6	208.7	151.5	60.5	243.0	203.7	234.7	23.41	0.50	27.72	0.45	0.135	0.67
116.2	117.8	257.2	167.7	149.4	30.8	263.3	184.2	267.2	24.41	0.53	32.36	0.45	0.069	0.65
146.7	148.1	299.6	201.6	159.5	63.5	267.8	218.3	263.2	23.26	0.52	29.58	0.45	0.131	0.67
140.5	141.8	282.3	187.6	180.0	52.5	274.7	219.3	261.5	25.15	0.51	31.10	0.44	0.106	0.63
168.0	168.8	305.2	167.3	186.6	23.4	292.1	118.4	200.5	25.61	0.41	39.42	0.35	0.057	0.59
277.6	277.5	461.8	306.5	142.2	62.7	235.3	184.8	215.1	16.54	0.43	42.41	0.41	0.149	0.59
280.5	280.0	478.2	288.5	180.1	74.9	266.5	215.2	226.7	20.06	0.42	42.70	0.38	0.156	0.61
308.8	308.3	536.8	335.0	211.0	84.9	295.2	243.5	242.7	19.52	0.43	42.52	0.40	0.158	0.62

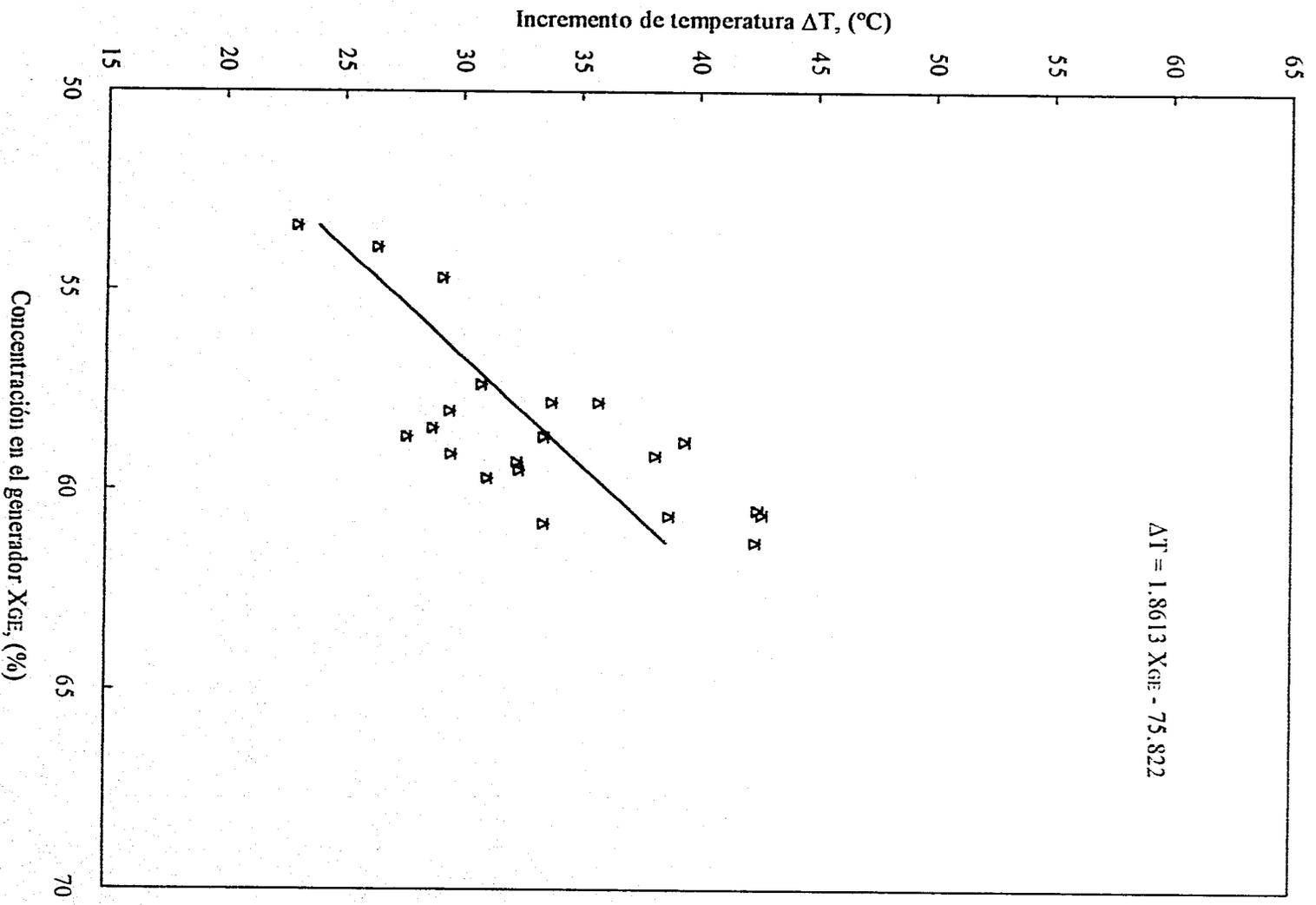


Figura 4.3.1 Incremento de temperatura en función de la concentración en el generador para la mezcla bromuro de litio - agua.

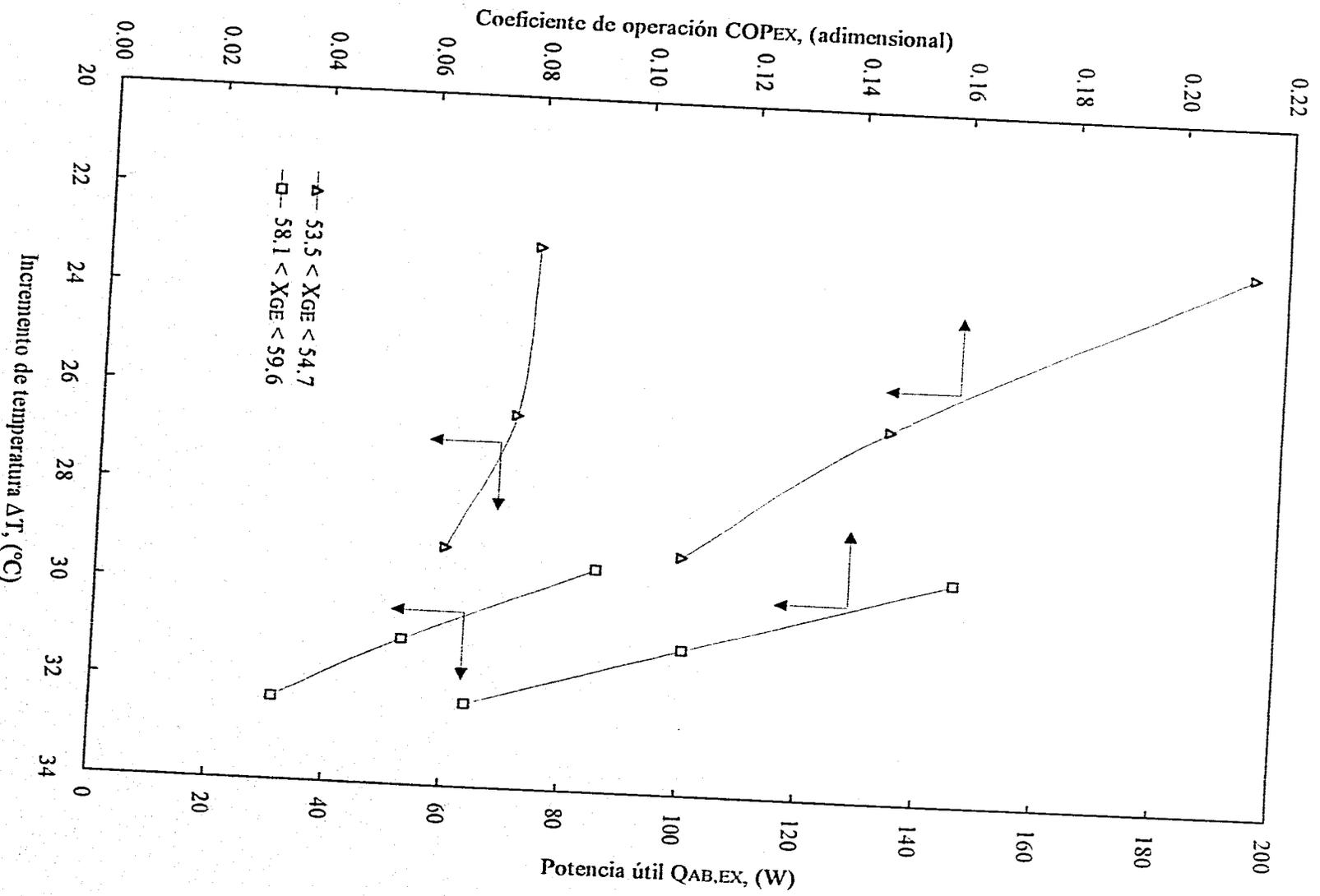


Figura 4.3.2 Coeficiente de operación externo y calor útil en función del incremento de temperatura para la mezcla bromuro de litio - agua.

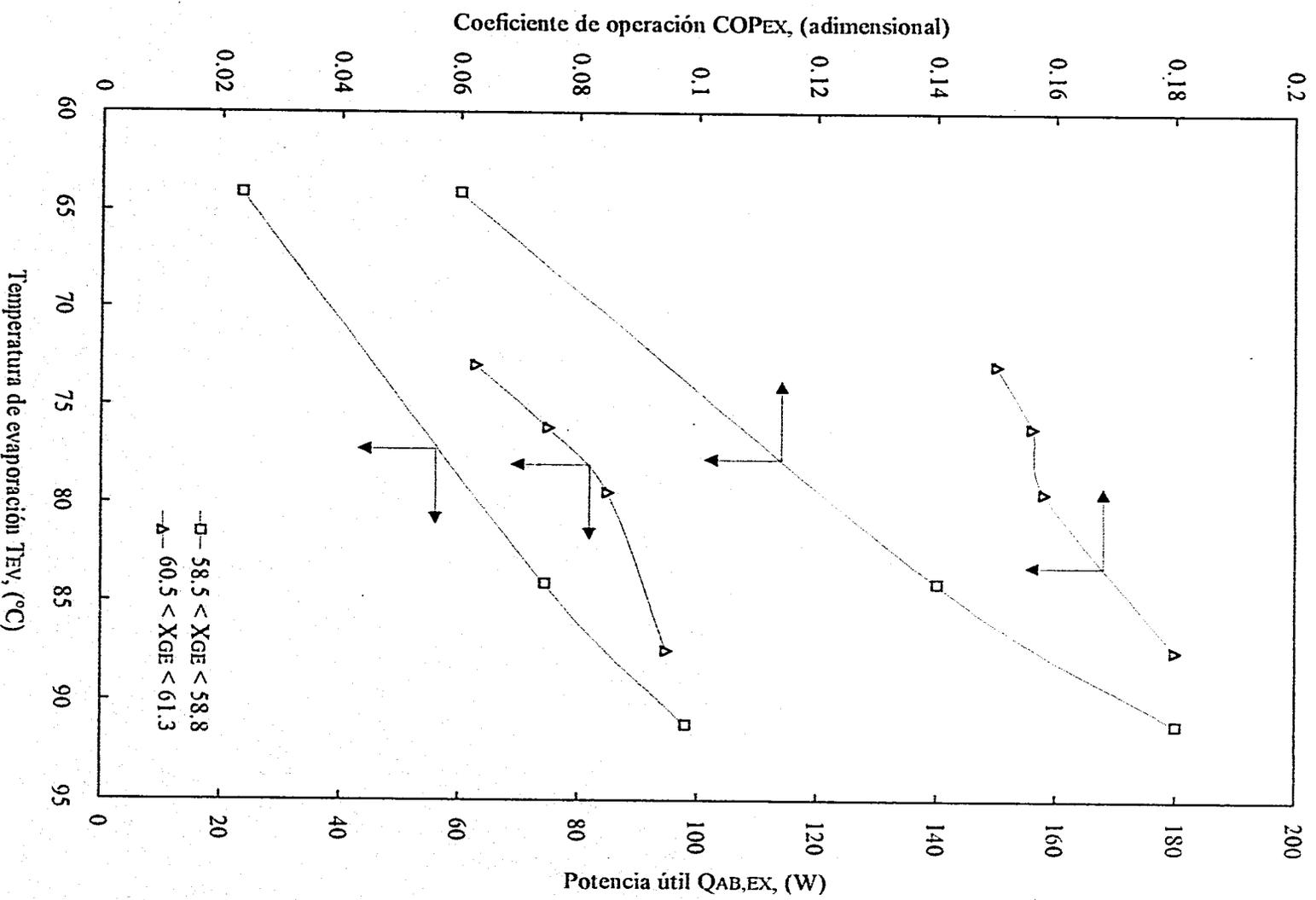


Figura 4.3.3 Coeficiente de operación externo y calor útil en función de la temperatura de evaporación para la mezcla bromuro de litio - agua.

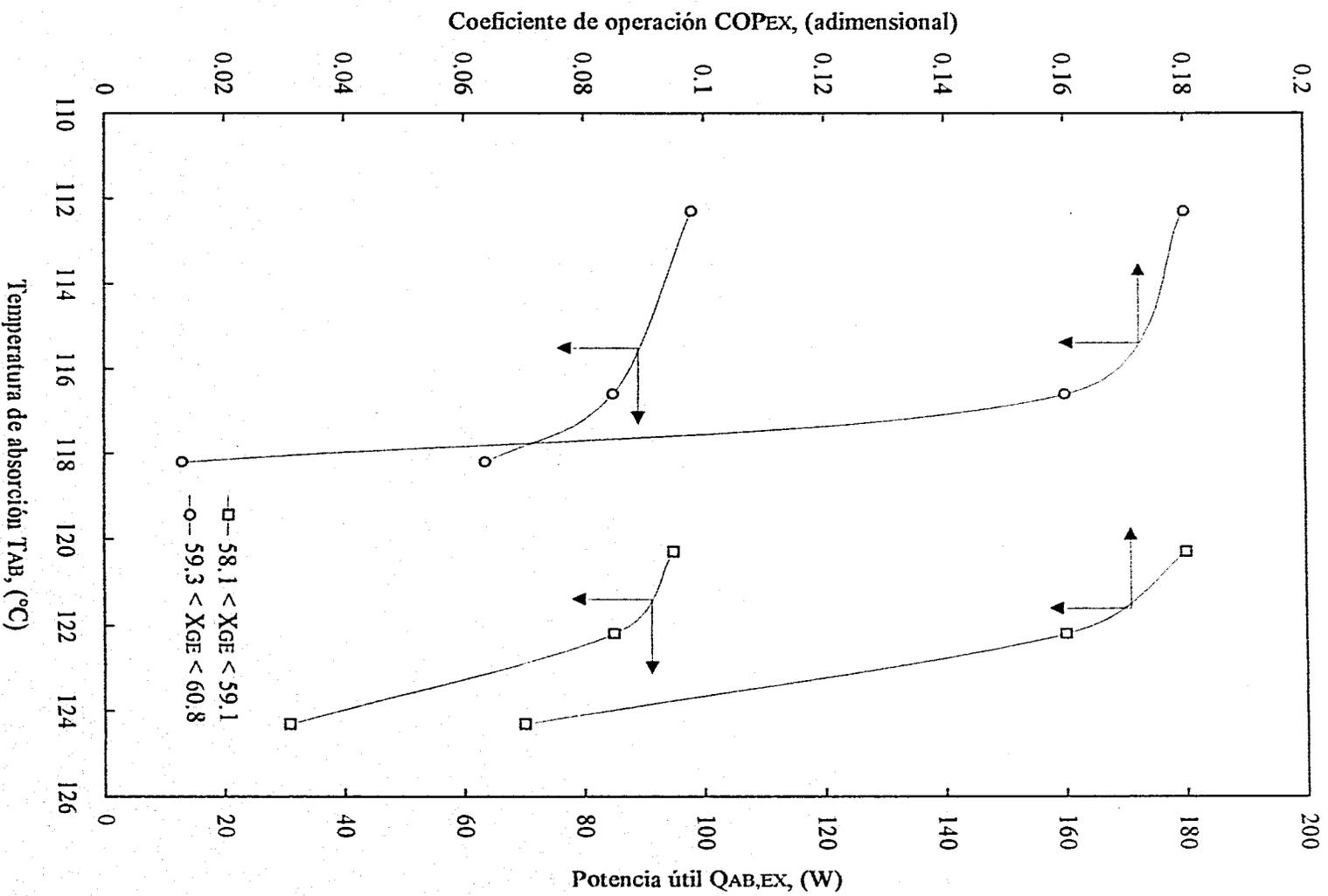


Figura 4.3.4 Coeficiente de operación externo y calor útil en función de la temperatura de absorción para la mezcla bromuro de litio - agua.

Tabla 4.4.1 Datos experimentales para un transformador térmico de una etapa operando con la mezcla Carrol - agua.

Fecha	T _{EV,BO}	T _{EV,TO}	T _{EV,LE}	T _{AB,TO}	T _{AB,AC}	T _{OB,EN}	T _{OB,LE}	T _{GE,BO}	T _{GE,TO}	T _{GE,LE}	T _{CO,AC}	T _{CO,TO}	T _{WA,EN}	T _{WA,LE}	T _{WE,EN}	T _{WE,LE}	T _{SL,EN}	T _{SL,LE}
dd/mm/aa	(°C)																	
26/02/95	61.5	61.6	61.1	82.2	84.2	78.7	84.3	75.6	76.0	48.8	25.9	27.4	23.3	25.2	72.5	60.7	56.7	67.7
27/02/95	69.2	69.3	68.9	91.4	93.1	81.1	92.8	80.6	80.7	53.9	25.9	28.3	23.4	26.2	78.3	64.2	60.2	72.7
28/02/95	75.7	75.8	75.4	99.7	101.2	83.3	100.2	85.9	85.9	61.9	25.6	28.6	23.4	27.2	84.0	67.8	63.9	78.4
1/03/95	80.0	80.2	79.8	105.6	106.9	85.6	105.5	90.1	90.1	69.1	25.5	28.9	23.5	28.2	88.3	72.2	67.6	82.5
2/03/95	63.7	63.8	63.3	86.8	88.7	80.3	89.0	81.1	81.9	51.1	26.0	26.8	23.3	25.2	76.1	63.1	58.9	70.6
3/03/95	68.3	68.4	68.0	91.5	94.0	82.1	94.0	85.0	85.7	55.6	25.7	27.3	23.5	26.3	80.5	66.4	62.1	74.6
4/03/95	74.1	74.2	73.8	100.4	101.9	83.9	101.5	90.2	90.8	60.7	25.6	28.0	23.7	27.5	85.9	69.5	65.0	79.8
5/03/95	78.9	79.1	78.7	107.5	108.8	85.6	108.1	95.2	95.5	71.2	25.4	28.3	23.7	28.0	91.4	73.5	68.8	84.7
6/03/95	57.3	57.4	56.7	86.8	89.3	82.3	89.4	82.5	83.7	49.7	28.4	29.3	26.2	28.1	77.2	64.5	60.0	71.7
7/03/95	63.3	63.5	62.8	94.3	96.6	84.3	96.2	87.3	88.9	63.6	28.5	30.1	26.4	29.3	82.8	68.7	64.2	76.7
8/03/95	70.2	70.3	69.7	103.1	104.5	86.9	103.4	93.0	93.7	75.2	28.5	30.6	26.8	30.4	88.6	72.7	68.1	81.8
9/03/95	73.3	73.5	72.9	107.2	108.2	87.0	106.9	96.6	97.3	78.5	28.4	30.7	26.9	30.9	91.9	75.3	70.6	85.0
10/03/95	78.5	78.7	77.9	114.4	115.0	99.7	114.5	100.4	101.0	77.0	28.6	30.3	27.0	30.6	95.9	77.6	73.1	89.2
11/03/95	56.0	56.1	55.2	80.8	88.6	78.8	89.4	88.2	89.8	49.2	28.2	28.4	24.3	25.9	78.8	66.6	61.5	74.2
12/03/95	63.1	63.3	62.5	87.7	97.0	87.9	97.6	90.1	95.1	57.1	27.5	29.4	24.5	27.2	84.9	71.0	66.1	79.4
13/03/95	71.0	71.2	70.6	92.1	106.5	83.4	103.6	96.7	100.0	72.6	27.5	29.8	24.7	28.0	91.0	75.5	70.5	84.8
14/03/95	72.8	73.0	72.4	98.3	108.6	85.8	107.9	100.1	103.4	76.7	27.5	30.0	25.2	28.8	94.2	77.9	73.0	87.9
15/03/95	80.4	80.6	80.0	110.2	120.1	110.1	120.5	106.7	108.6	77.5	28.3	30.5	26.6	30.3	101.1	82.2	77.0	94.0
16/03/95	60.9	60.9	60.2	96.1	99.2	96.6	101.2	91.0	95.4	48.7	27.2	27.4	23.9	25.2	83.4	68.8	63.1	77.5
17/03/95	66.8	66.9	66.3	102.0	106.4	98.1	108.1	95.9	100.1	59.1	27.1	28.3	24.1	26.3	89.4	74.0	68.8	83.0
18/03/95	71.3	71.4	70.8	106.4	112.6	99.9	113.7	101.5	104.5	71.1	27.1	29.1	24.2	27.1	94.6	78.1	73.0	87.6
19/03/95	74.9	75.0	74.5	109.9	117.1	101.3	117.5	104.9	107.9	76.2	27.0	29.3	24.2	27.6	98.1	80.5	75.4	90.9
20/03/95	79.9	80.1	79.6	117.4	124.3	113.0	125.1	109.4	111.7	77.7	26.7	29.3	24.2	27.6	103.0	83.8	78.7	95.4
21/03/95	83.7	83.9	83.4	123.8	129.6	122.5	130.8	112.5	114.8	79.0	27.1	29.5	24.8	28.1	106.5	85.8	80.9	99.1
22/03/95	65.8	65.9	65.2	106.2	108.7	102.7	110.7	98.4	101.9	57.5	26.7	27.7	24.1	26.2	90.4	74.0	68.9	83.6
23/03/95	73.1	73.2	72.6	116.1	118.1	105.9	118.8	105.2	107.6	72.2	26.8	28.8	24.2	27.4	97.5	79.2	74.4	90.0
24/03/95	77.6	77.8	77.3	123.5	125.3	117.2	126.4	109.5	112.2	77.2	26.8	29.3	24.2	27.4	103.1	83.5	78.7	95.2
25/03/95	81.2	81.3	80.9	129.7	131.0	124.9	131.9	113.4	116.4	80.3	27.0	29.3	24.2	27.3	107.3	86.2	81.3	99.4
26/03/95	83.0	83.2	82.7	132.3	133.3	130.6	134.5	116.2	118.9	78.8	27.1	29.3	24.4	27.5	109.4	87.6	82.8	101.7

Nota: Todos los datos promedio fueron obtenidos bajo condiciones de estado estable.

Tabla 4.4.2 Presiones, concentraciones y flujos para un transformador térmico de una etapa operando con la mezcla Carrol - agua.

74

P_{GE}	P_{AB}	M_{WA}	M_{OIL}	M_{GE}	$M_{WE,EN}$	M_{AB}	M_{WF}	X_{GE}	X_{AB}
(mmHg)	(mmHg)	(10^1 kg/s)	(%w)	(%w)					
62.6	50.3	13.765	1.831	1.173	1.127	1.195	0.021	56.1	55.1
60.6	43.6	13.585	1.831	1.117	1.046	1.145	0.028	56.4	55.0
58.4	36.3	13.405	1.798	1.117	1.056	1.147	0.030	56.8	55.3
56.5	30.5	13.225	1.848	1.173	1.117	1.211	0.038	57.6	55.8
61.7	48.7	13.525	1.882	1.117	1.066	1.144	0.028	58.2	56.8
59.7	44.6	13.946	1.899	1.164	1.127	1.201	0.037	58.5	56.7
57.8	38.4	13.645	1.831	1.145	1.046	1.193	0.048	59.6	57.2
55.8	32.2	13.525	1.848	1.323	1.201	1.387	0.064	60.4	57.6
63.4	53.3	13.645	1.916	1.418	1.299	1.458	0.040	62.3	60.6
61.5	49.1	13.405	1.899	1.451	1.333	1.508	0.057	63.0	60.6
59.5	42.9	13.525	2.036	1.517	1.390	1.582	0.065	63.2	60.6
57.8	39.4	13.405	1.899	1.551	1.425	1.625	0.074	63.3	60.4
56.1	33.5	13.285	1.865	1.517	1.402	1.587	0.070	63.8	61.0
62.6	54.2	13.765	1.865	1.440	1.344	1.485	0.046	65.0	63.0
60.5	49.2	13.465	1.916	1.517	1.390	1.572	0.055	65.5	63.2
58.6	41.9	13.405	1.865	1.597	1.449	1.665	0.068	66.0	63.3
56.2	39.9	13.046	1.916	1.517	1.390	1.585	0.068	65.3	62.5
53.8	30.4	12.512	1.865	1.691	1.570	1.757	0.067	65.9	63.4
63.6	51.2	14.187	1.848	1.551	1.414	1.609	0.058	68.9	66.4
61.5	46.3	13.885	1.882	1.691	1.496	1.755	0.064	68.8	66.3
59.7	41.7	13.705	1.882	1.788	1.533	1.858	0.070	69.2	66.6
58.1	37.5	13.525	1.899	1.838	1.594	1.912	0.074	69.3	66.6
56.2	30.8	13.405	1.865	1.863	1.619	1.944	0.081	69.8	66.9
54.5	24.9	13.225	1.831	1.838	1.582	1.903	0.065	69.9	67.5
62.2	47.3	13.705	1.882	1.800	1.521	1.885	0.085	70.8	67.6
59.8	39.8	13.405	1.865	1.850	1.533	1.940	0.090	71.0	67.7
58.0	34.1	14.066	1.882	1.965	1.607	2.043	0.077	71.3	68.6
56.1	29.0	13.885	1.882	1.939	1.533	2.012	0.073	71.8	69.2
54.7	26.1	13.705	1.865	1.927	1.545	2.022	0.096	71.7	68.3

Nota: Todos los datos promedio fueron obtenidos bajo condiciones de estado estable.

Tabla 4.4.3 Entalpías calculadas a partir de los datos experimentales para el transformador de calor para la mezcla Carrol - agua.

h_1	h_2	h_3	h_5	h_7	h_8	h_{10}	h_{11}	h_{12}
(J/kg)	(J/kg)	(J/kg)						
2590.5	108.6	108.7	2590.2	175.1	123.7	155.4	114.6	138.3
2599.7	108.6	108.7	2665.7	194.9	131.4	166.1	122.0	149.0
2614.3	107.4	107.4	2636.0	212.5	139.0	177.4	129.9	161.2
2627.4	107.0	107.0	2643.3	224.4	148.2	186.1	137.9	169.8
2594.6	109.0	109.1	2625.2	183.5	128.2	166.7	119.6	144.4
2602.8	107.8	107.8	2679.1	195.1	135.3	175.1	126.5	152.9
2612.1	107.4	107.4	2633.3	211.9	141.9	186.3	133.4	164.4
2631.2	106.5	106.6	2641.5	226.6	150.5	197.1	142.1	175.2
2592.0	119.1	119.1	2579.8	184.9	133.4	172.6	126.8	150.6
2617.2	119.5	119.5	2616.3	200.2	142.1	183.4	136.7	161.9
2638.3	119.5	119.5	2640.1	216.7	150.4	195.3	144.9	172.6
2644.2	119.1	119.1	2631.7	224.5	155.6	202.7	150.2	179.2
2641.5	119.9	120.0	2640.2	238.8	161.0	211.1	156.2	188.5
2591.1	118.3	118.3	2597.7	186.1	141.5	188.8	135.9	161.0
2605.5	115.3	115.3	2611.1	203.4	150.8	193.6	146.3	172.5
2633.6	115.3	115.4	2627.5	222.8	160.0	207.6	156.3	184.3
2641.0	115.3	115.4	2630.8	226.3	163.5	213.0	159.4	188.8
2642.4	118.7	118.7	2643.6	250.6	173.7	227.1	168.7	202.1
2590.2	114.1	114.1	2580.6	213.4	154.1	204.1	151.2	178.5
2609.1	113.7	113.7	2674.6	227.3	163.9	213.1	161.6	188.6
2630.9	113.7	113.7	2627.9	240.1	172.7	224.9	171.0	198.6
2640.2	113.2	113.3	2634.5	248.9	177.4	231.6	175.8	205.1
2642.9	112.0	112.0	2642.9	263.5	184.6	241.5	183.8	215.2
2645.2	113.7	113.7	2649.0	274.9	190.1	247.6	188.2	222.4
2606.2	112.0	112.0	2659.4	234.6	167.7	224.0	169.1	196.5
2632.9	112.4	112.4	2631.2	253.0	178.0	237.3	180.1	209.1
2642.0	112.4	112.4	2639.2	268.7	188.9	246.2	189.2	219.7
2647.6	113.2	113.3	2645.0	280.9	195.9	255.0	195.9	229.2
2644.9	113.7	113.7	2647.9	283.5	195.8	259.8	198.3	233.1

Tabla 4.4.4 Calores internos, externos, relación de flujo, efectividad del intercambiador de solución, incremento de temperatura y coeficientes de operación interno, externo y de Carnot evaluados a partir de los datos experimentales del transformador térmico para la mezcla Carrol - agua.

Q_{COIN}	Q_{EVIN}	Q_{GEIN}	Q_{ABIN}	Q_{COEX}	Q_{AREX}	Q_{GEEEX}	Q_{EEVEX}	Q_{LOST}	FR	EF_{SE}	ΔT	COP_{IN}	COP_{EX}	COP_{CT}
(W)	(W)	(W)	(adim)	(adim)	(°C)	(adim)	(adim)	(adim)						
52.9	52.8	98.1	20.0	109.0	22.7	142.5	136.5	147.3	56.1	0.40	22.75	0.13	0.081	0.54
70.8	72.7	121.9	38.2	157.3	46.5	188.0	181.4	165.6	40.3	0.38	23.47	0.20	0.126	0.57
75.9	76.6	130.5	35.4	209.4	66.2	237.6	230.5	192.5	37.9	0.39	24.34	0.17	0.141	0.61
95.4	96.0	152.3	48.6	259.2	80.0	280.4	273.5	214.7	32.0	0.38	25.26	0.20	0.145	0.65
68.4	69.3	120.9	37.8	103.0	35.8	153.7	139.8	154.6	41.6	0.39	25.25	0.20	0.122	0.55
92.2	95.0	147.3	57.0	159.8	49.4	212.0	175.7	178.5	32.5	0.39	25.58	0.24	0.127	0.57
120.3	121.3	190.3	93.0	219.1	70.1	275.6	225.5	211.8	24.8	0.40	27.25	0.30	0.140	0.59
162.4	163.0	249.3	129.5	244.4	90.4	289.1	273.6	228.0	21.6	0.40	28.98	0.31	0.161	0.64
98.4	97.9	174.6	75.9	108.9	29.7	172.6	129.3	163.3	36.6	0.40	32.05	0.28	0.098	0.46
143.5	143.4	227.0	118.3	160.0	49.2	225.5	177.4	193.7	26.2	0.39	32.67	0.32	0.122	0.56
163.9	164.1	258.9	132.3	203.9	72.9	266.2	230.7	220.1	24.3	0.38	33.06	0.31	0.147	0.64
188.0	187.1	289.5	154.0	226.2	82.6	287.5	249.1	227.7	21.8	0.38	33.40	0.32	0.154	0.65
175.6	175.5	278.5	135.0	199.1	60.2	257.1	235.9	233.7	22.8	0.38	35.80	0.30	0.122	0.63
113.0	113.3	199.9	100.4	92.1	42.9	181.2	110.9	157.0	32.5	0.47	33.27	0.32	0.147	0.45
137.5	137.8	227.9	123.0	148.8	40.3	240.6	162.4	213.9	28.5	0.43	34.30	0.34	0.100	0.52
171.5	171.1	279.1	150.4	183.9	82.2	269.1	206.2	209.2	24.4	0.40	32.43	0.33	0.173	0.62
171.7	171.0	275.2	150.5	193.6	92.0	279.9	219.2	213.5	23.3	0.42	34.94	0.34	0.184	0.64
168.3	168.3	287.5	124.6	193.5	42.3	269.3	209.4	242.8	26.4	0.39	39.99	0.27	0.088	0.61
144.6	144.0	250.0	125.8	78.3	18.3	164.0	111.0	178.4	27.6	0.40	40.23	0.32	0.067	0.45
159.1	163.3	281.4	149.2	128.0	40.7	218.4	153.5	203.2	27.5	0.38	41.16	0.34	0.109	0.51
175.7	175.5	321.0	170.5	163.8	56.8	250.6	185.9	216.0	26.6	0.37	42.29	0.34	0.130	0.57
188.3	187.8	339.5	176.4	190.5	67.1	282.4	218.2	243.0	25.7	0.37	42.43	0.33	0.134	0.60
204.4	204.4	364.4	187.6	188.4	49.0	270.6	219.1	252.3	24.1	0.37	44.98	0.33	0.100	0.60
165.4	165.6	327.2	147.0	184.4	33.2	261.1	216.5	260.0	29.1	0.37	46.88	0.30	0.070	0.60
212.6	217.1	370.4	223.6	122.7	32.6	218.7	150.8	214.2	22.1	0.37	44.76	0.38	0.088	0.49
227.3	227.2	403.7	236.4	181.5	52.4	275.7	204.2	246.0	21.5	0.36	45.60	0.37	0.109	0.57
195.7	195.5	384.7	204.3	191.5	37.9	280.1	207.6	258.4	26.4	0.35	48.62	0.35	0.078	0.58
184.7	184.5	387.1	206.8	182.5	28.9	269.6	207.6	265.8	27.6	0.36	50.56	0.36	0.060	0.59
242.8	243.0	451.6	265.1	176.8	15.7	263.4	209.6	280.4	21.1	0.37	51.30	0.38	0.033	0.58

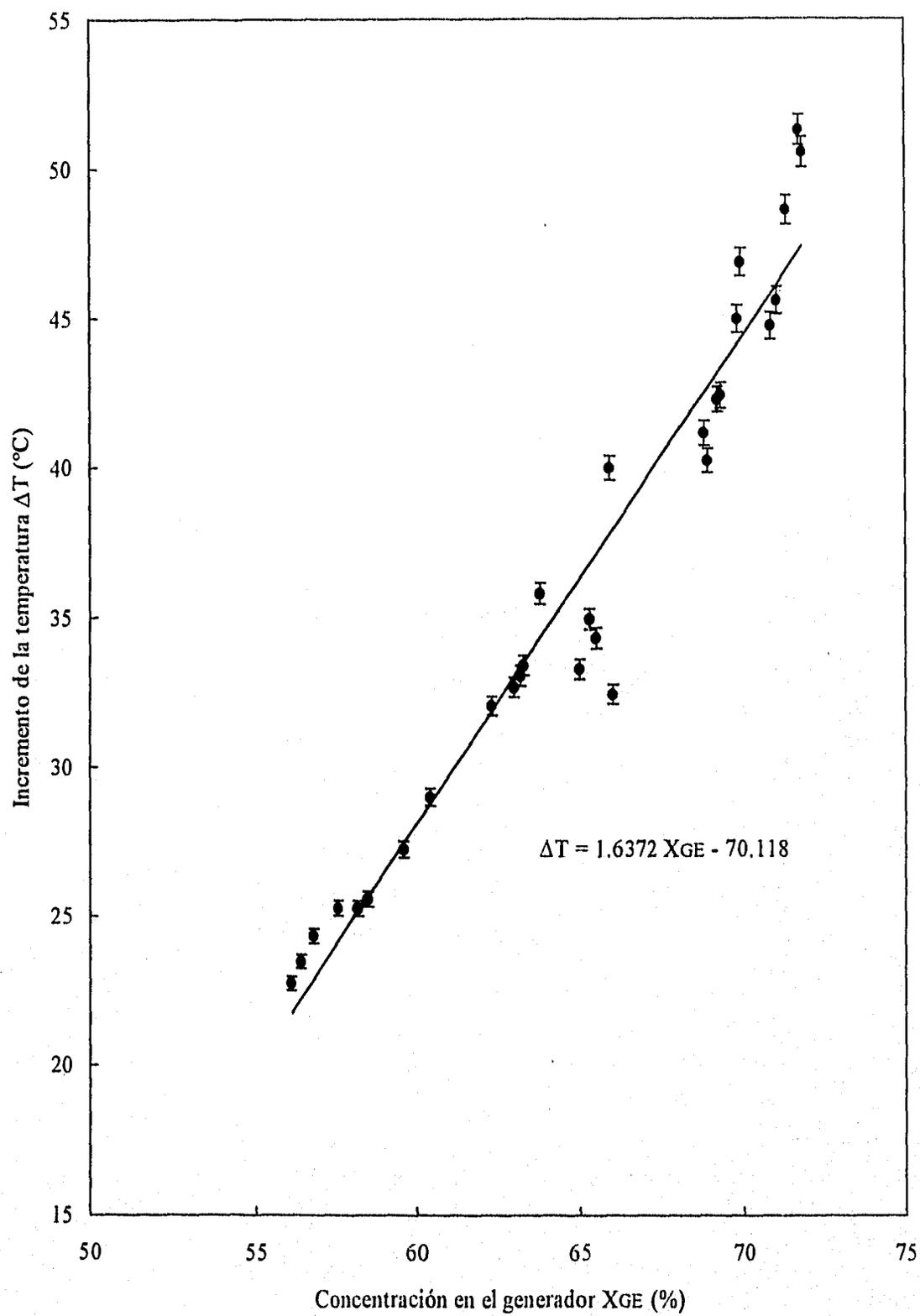


Figura 4.4.1 Incremento de la temperatura en función de la concentración en el generador para la mezcla Carrol - agua.

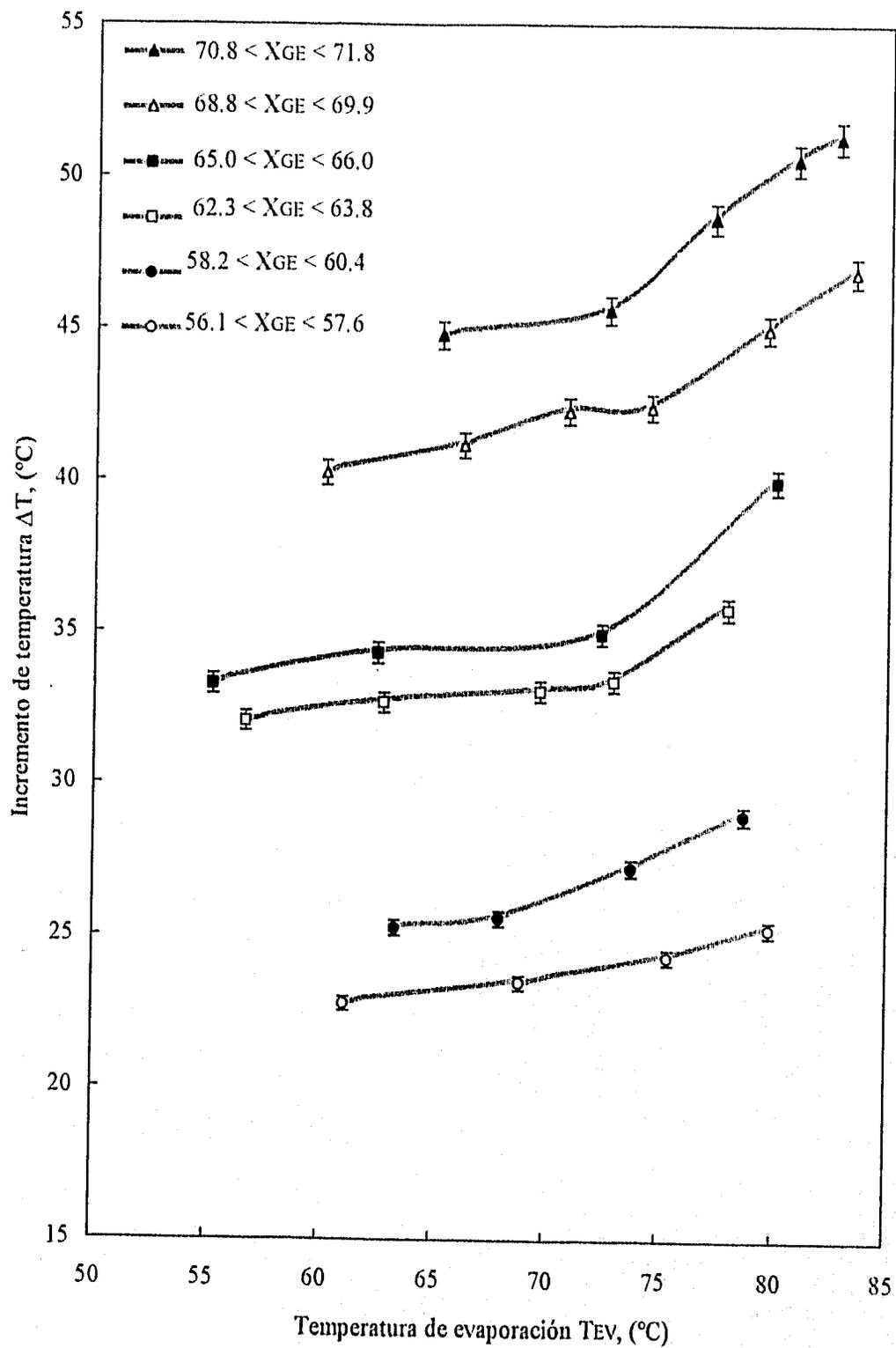


Figura 4.4.2 Incremento de temperatura en función de la temperatura de evaporación para la mezcla Carrol - agua.

ESTA TESIS NO DEBE SALIR DE LA BIBLIOTECA

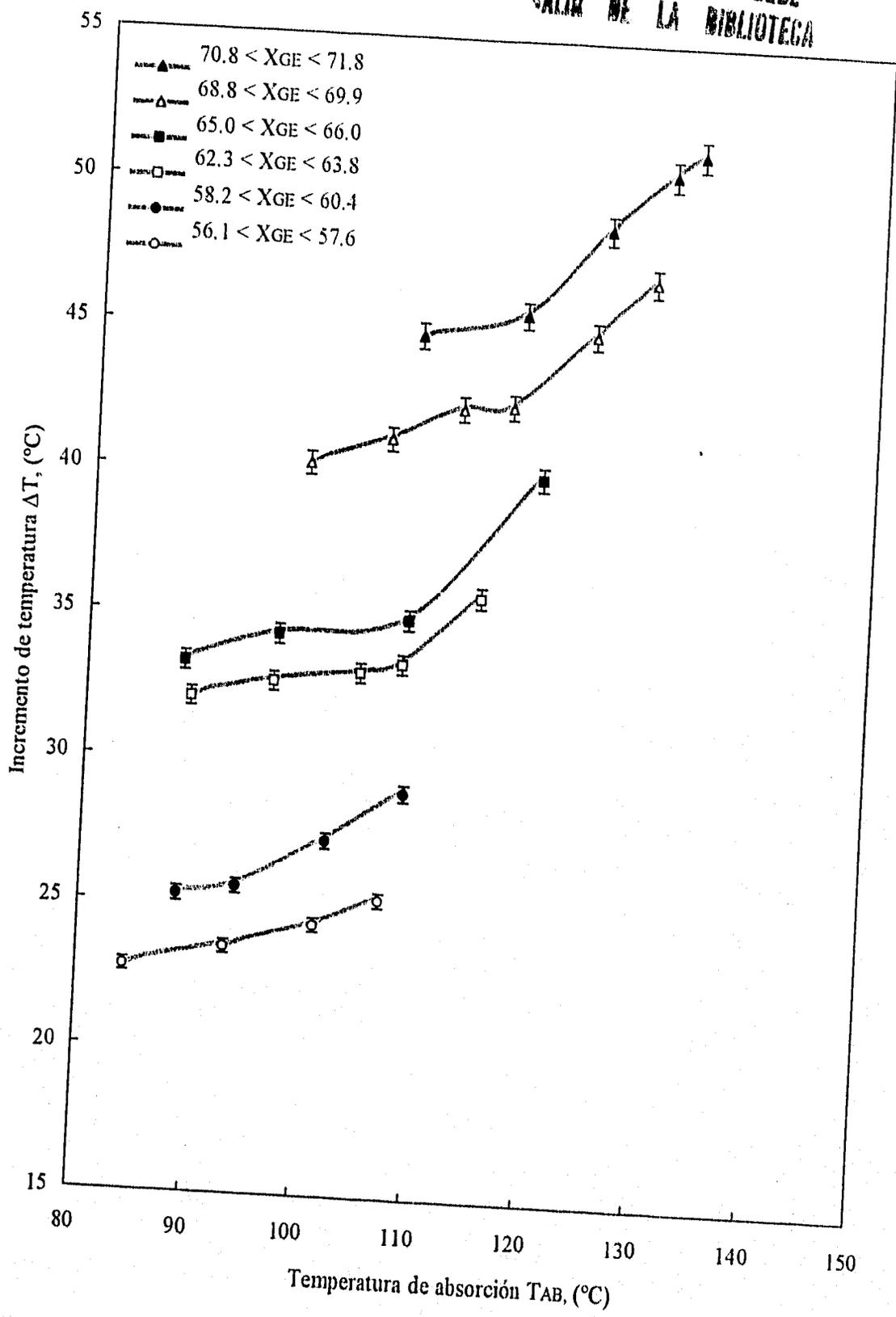


Figura 4.4.3 Incremento de temperatura en función de la temperatura de absorción para la mezcla Carrol agua.

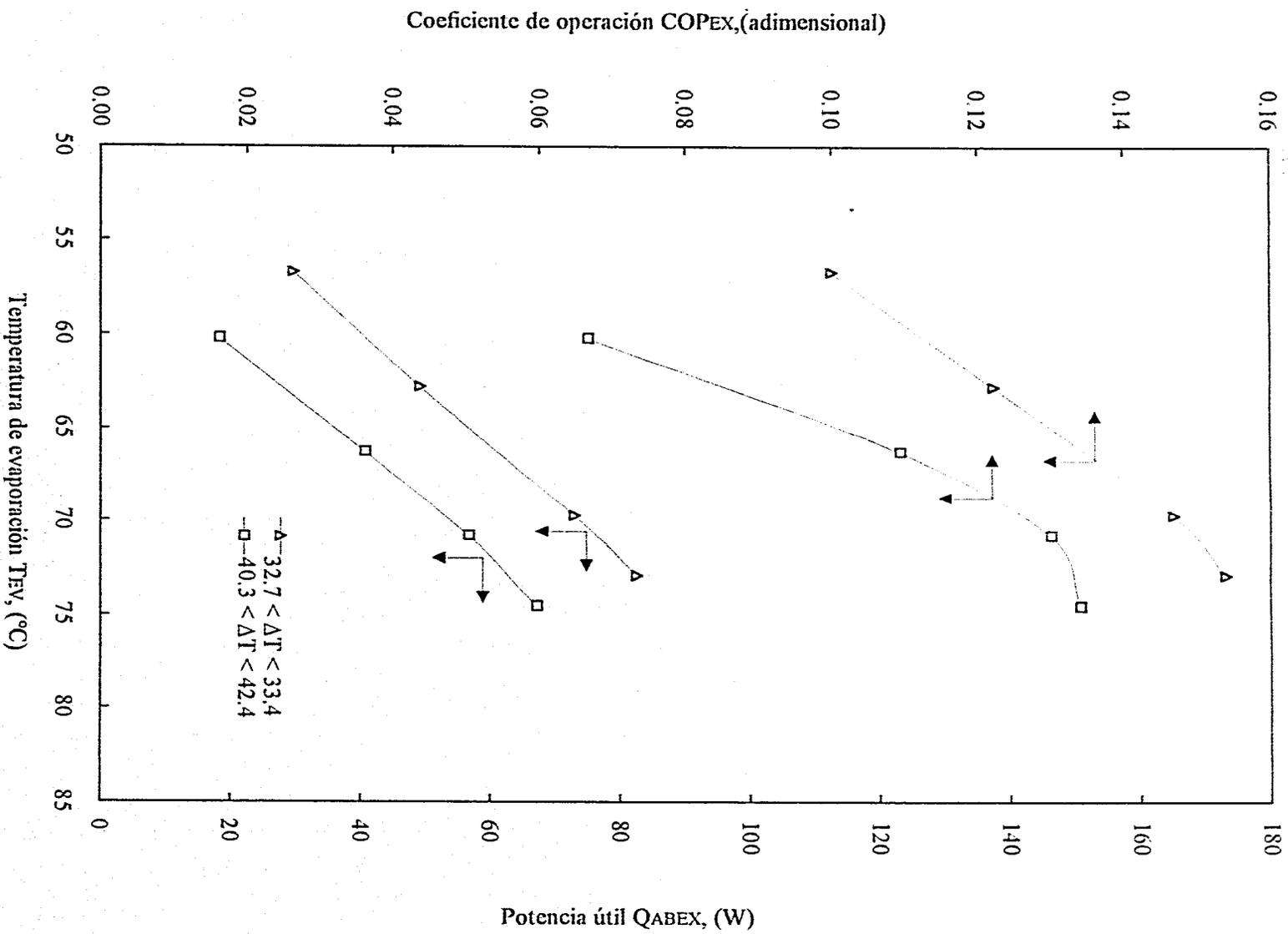


Figura 4.4.4 Coeficiente de operación externo y calor útil en función de la temperatura de evaporación para la mezcla Carrol - agua.

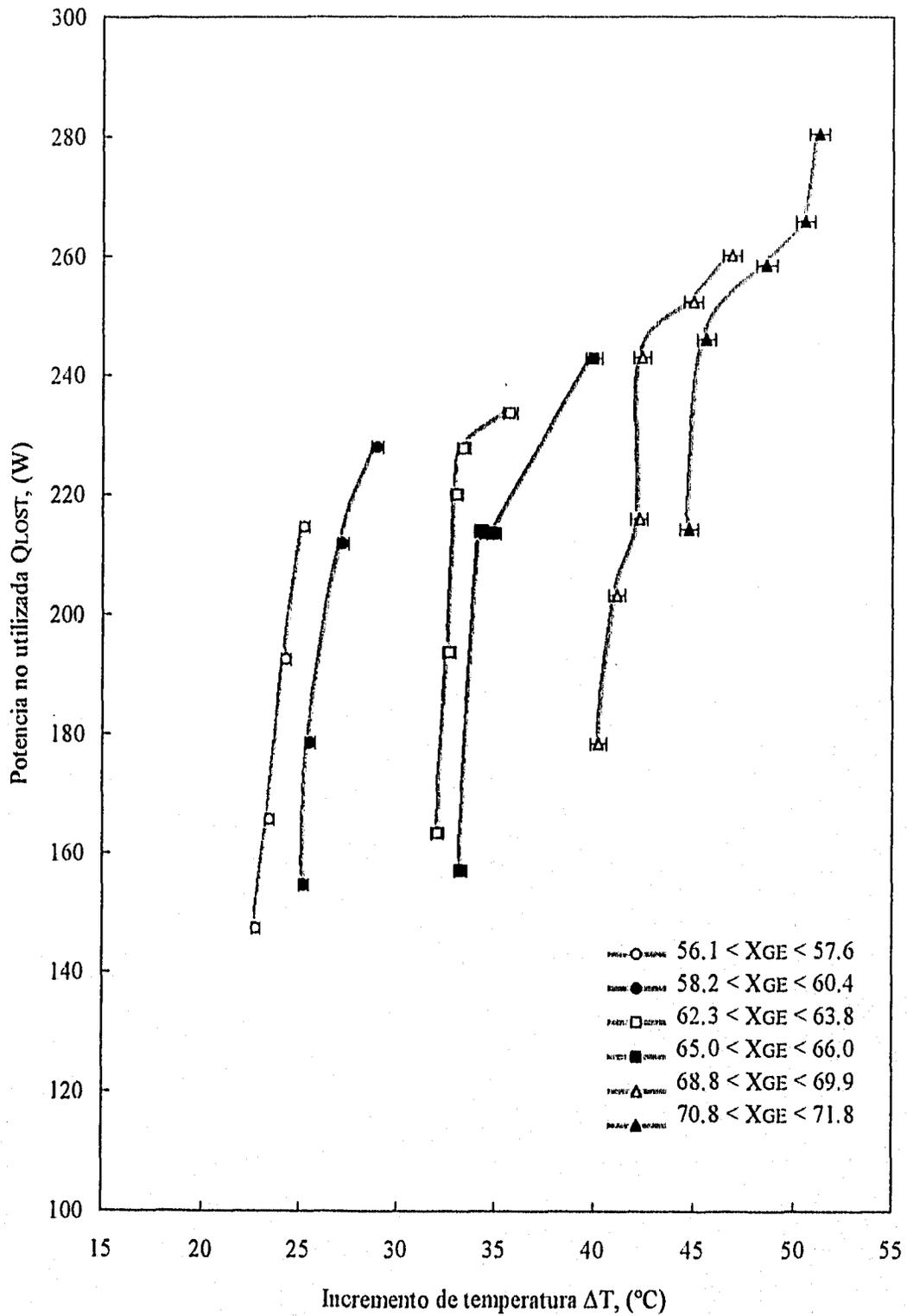


Figura 4.4.5 Pérdidas de calor en el equipo en función del incremento de temperatura para la mezcla Carrol - agua.

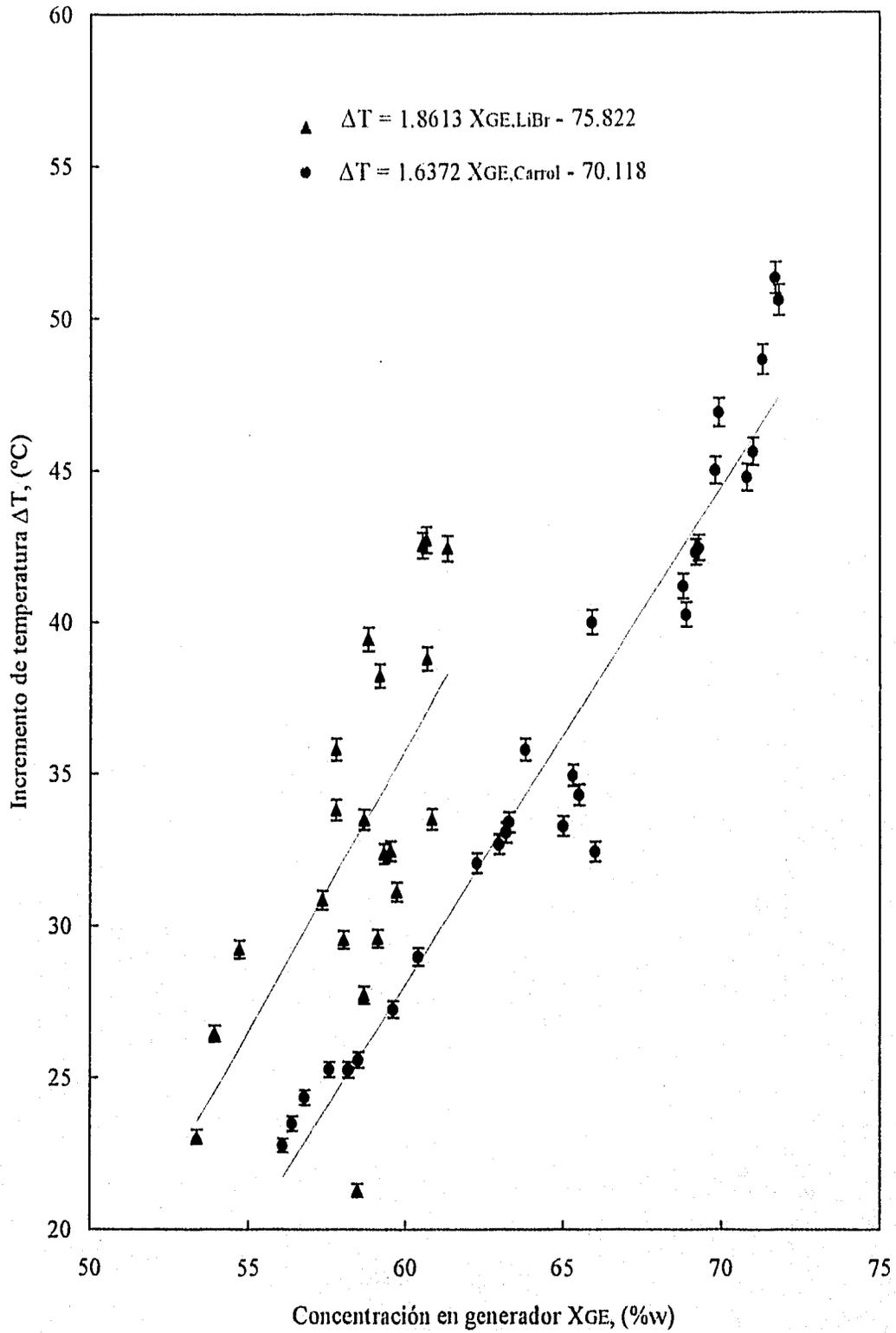


Figura 4.5.1 Comparación de valores en los incrementos de temperatura en función de la concentración en el generador para las mezclas bromuro de litio - agua y Carrol - agua.

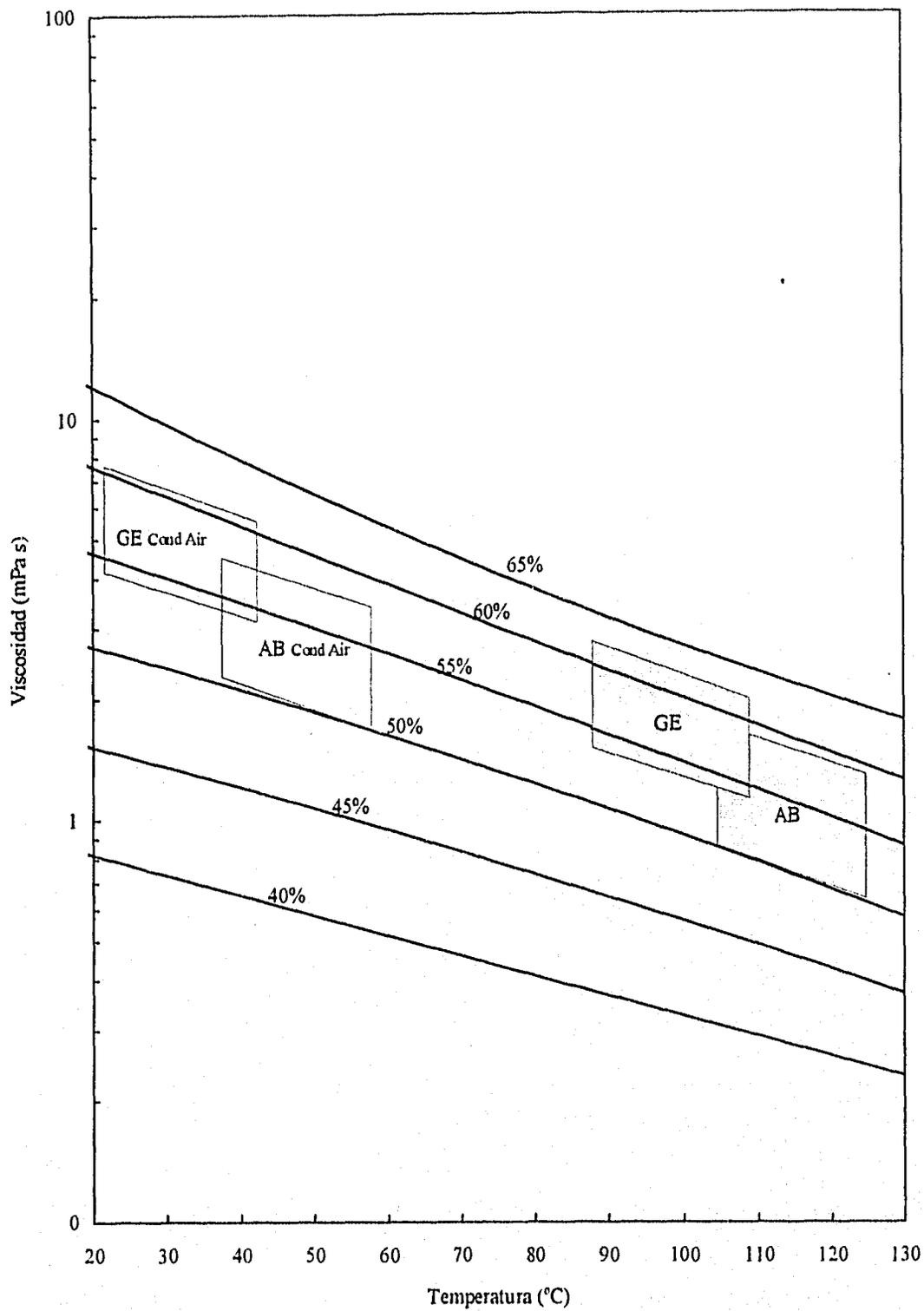


Figura 4.5.2 Intervalos de viscosidad en el generador y el absorbedor para un sistema de aire acondicionado y para el transformador térmico utilizado con la mezcla bromuro de litio - agua.

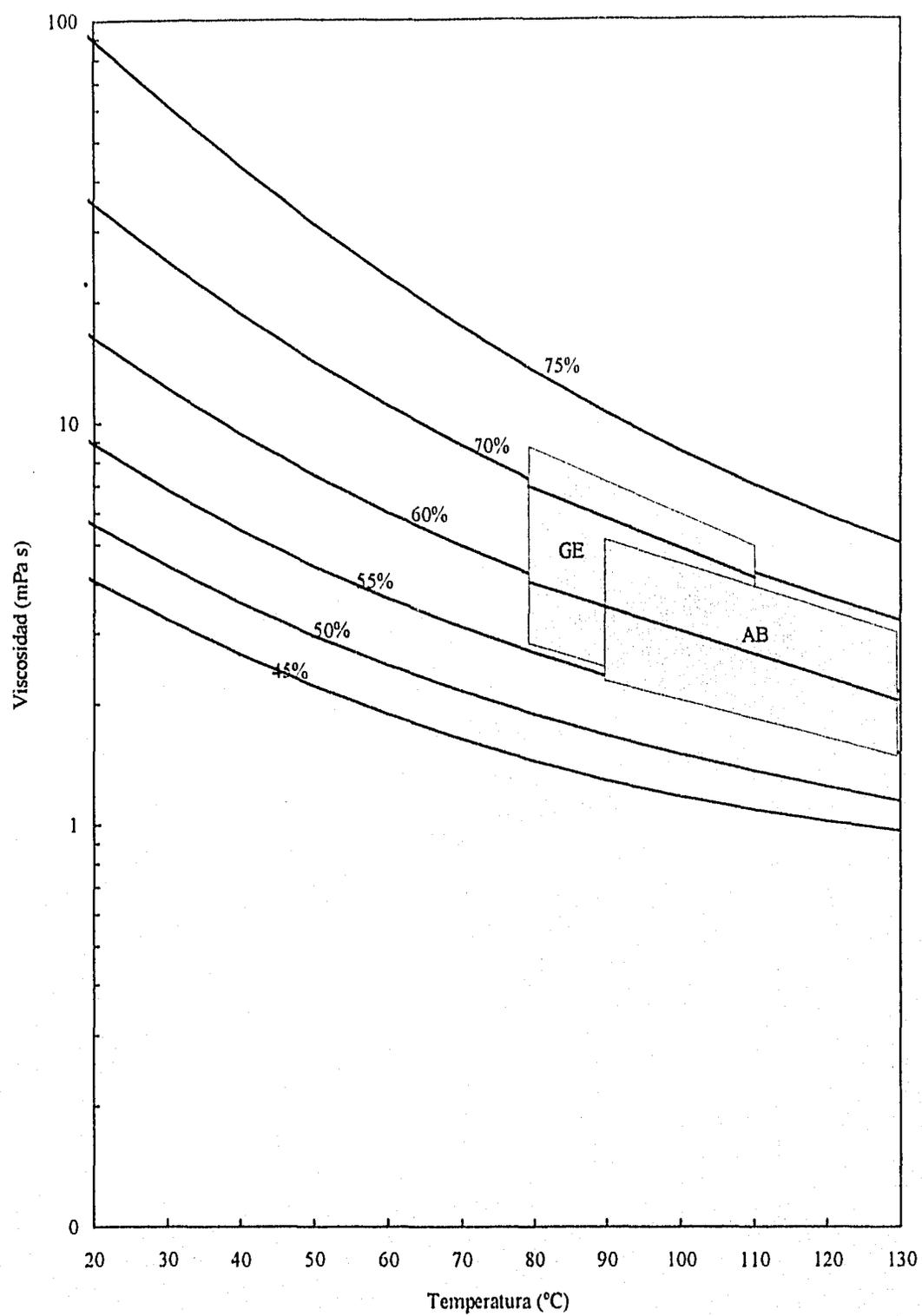


Figura 4.5.3 Intervalos de viscosidad en el generador y el absorbedor para el transformador térmico utilizando la mezcla Carrol - agua.

CAPITULO 5

COMPARACIÓN DE LOS RESULTADOS EXPERIMENTALES CON LOS CALCULADOS TEÓRICAMENTE CON EL MODELO MATEMÁTICO

5.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se muestran figuras de los resultados experimentales que coinciden con el modelo matemático descrito en el capítulo 2, para las dos mezclas estudiadas. Se comparan los datos experimentales con simulados y se finaliza con las conclusiones obtenidas de estas comparaciones.

5.2 RESULTADOS TEÓRICOS

De acuerdo al modelo matemático presentado en el capítulo 2 se hicieron evaluaciones con los datos obtenidos experimentalmente para determinar que resultados coinciden con el modelo mostrado.

Para realizar la simulación del proceso se consideraron las temperaturas de generación, evaporación, condensación, las concentraciones de las soluciones presentes en el generador y absorbedor, medidos durante la experimentación, para determinar la temperatura de absorción que debe existir en un estado termodinámicamente en equilibrio.

Para calcular el coeficiente de operación de las condiciones mencionadas se consideró que en la experimentación se mantuvo un valor promedio de efectividad en el intercambiador de calor (igual a 0.4), como lo muestran las tablas mostradas en el capítulo anterior.

5.3 SIMULACIÓN PARA LA MEZCLA BROMURO DE LITIO - AGUA

De la simulación realizada para la mezcla bromuro de litio - agua, se obtuvieron figuras que describen las condiciones esperadas para los datos obtenidos experimentalmente. Estas figuras se presentan a continuación.

La figura 5.3.1 muestra el incremento de temperatura en función de la concentración en el generador. En esta figura se propone una tendencia lineal para asociar el incremento de temperatura con la concentración en el generador (de acuerdo al capítulo 2).

La figura 5.3.2 presenta el coeficiente de operación y potencia útil en función del incremento de temperatura para una concentración en el generador con poca variación.

La figura 5.3.3 presenta al coeficiente de operación y la relación de flujo en función del incremento de temperatura, para las condiciones de concentración y temperatura de condensación señaladas en esta misma.

5.4 SIMULACIÓN PARA LA MEZCLA CARROL- AGUA

De esta simulación se han obtenido las figuras que se mencionan a continuación:

La figura 5.4.1 muestra los incrementos de temperatura en función de la concentración en el generador y se propone una tendencia lineal para el incremento de temperatura a medida que aumenta la concentración en el generador.

La figura 5.4.2 presenta para seis intervalos de concentración en el generador los incrementos de temperatura en función de la temperatura de evaporación en el equipo.

La figura 5.4.3 presenta de igual manera que la figura anterior, los incrementos de temperatura en función de la temperatura de absorción.

En estos casos se espera que exista una correlación lineal en base a la sección 2.6.2 en la cual se muestra la dependencia de la temperatura de la solución en función de la concentración para presiones constantes.

5.5 COMPARACIÓN DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS

De los resultados obtenidos mediante el modelo y los medidos experimentalmente se han podido hacer las siguientes comparaciones:

En las figuras 4.3.1 y 5.3.1 se puede apreciar que el incremento de temperatura aumenta conforme aumenta la concentración en el generador y que según la simulación se calcularon 10°C más en el incremento de temperatura de los medidos experimentalmente (que llegó a 40°C) y un caso similar ocurre con la concentración en el absorbedor.

Esta disminución en el incremento de temperatura indica que el equipo no permite una absorción completa del vapor en la solución y que las pérdidas de calor fueron grandes.

De las figuras 4.3.2, 5.3.2 y 5.3.3 se pueden comparar los coeficientes de operación y potencia útil medidos experimentalmente y simulados para una concentración similar.

Se puede concluir que se esperaban coeficientes de operación entre 0,15 y 0,25, mientras que experimentalmente se obtuvieron de 0,07 a 0,15, y por lo tanto se refleja en la potencia útil, que se calculó entre 50 y 100 W con el modelo y que experimentalmente se obtuvieron de 30 a 90 W.

Estos datos indican que no se recupera toda la energía producida por la absorción en forma útil, debido a que el serpentín que recupera calor del absorbedor no lo transfiere totalmente al aceite del sistema de recuperación de calor.

Al igual que en el caso de la mezcla bromuro de litio - agua, existe una disminución en los valores experimentales con respecto a los simulados, la cual se atribuye a la incapacidad de transferir todo el calor del absorbedor al aceite del sistema de recuperación de calor, consecuencia del material del cual está fabricado el equipo.

En las figuras 4.4.1 y 5.4.1 se muestran los incrementos de temperatura en función de la concentración en el generador. En ambas figuras se nota que para concentraciones relativamente bajas (55%) el incremento de temperatura esperado y experimental son similares, no así para concentraciones mayores, en donde se calcularon incrementos hasta de 7°C más que los obtenidos experimentalmente (51.3°C). Este fenómeno se debe a que al aumentar la concentración aumenta el valor de la viscosidad, disminuyendo la difusividad del vapor en la solución, dando como consecuencia una menor absorción del vapor en dicha solución y por lo tanto una disminución en la transferencia de calor. Lo cual coincide con un modelo presentado por Hernández [64] de un sistema de absorción para la mezcla amoníaco - agua.

En las figuras 4.4.2 y 5.4.2 se muestran los incrementos de temperatura en función de la temperatura de evaporación para diferentes concentraciones en el generador en que se operó el equipo y en estas se muestra que el incremento de temperatura aumenta al aumentar la temperatura de evaporación.

En estas figuras se nota que la temperatura experimental es menor a la calculada con el modelo entre 2 y 5 °C para concentraciones bajas (menores a 60%) y entre 9 y 11°C para concentraciones mayores.

En las figuras 4.4.3 y 5.4.3 se muestran los incrementos de temperatura en función de la temperatura de absorción y se nota que a medida que aumenta la temperatura de absorción el incremento de temperatura es mayor y éste aumenta conforme se incrementa la concentración en el generador. Comparando los resultados calculados y experimentales, se nota una disminución en los incrementos de temperatura experimentales y además se muestran diferencias entre las tendencias de las curvas experimentales y las calculadas. Mientras se propone un comportamiento lineal para los resultados calculados, experimentalmente se muestra que conforme aumenta la concentración las tendencias cambian. Estas desviaciones se explican, si se considera que a temperatura constante al aumentar la concentración aumenta la viscosidad disminuyendo con esto, la transferencia de calor [65-68].

Es necesario aclarar que en las figuras se han propuesto tendencias lineales, inclusive con solo dos puntos, basándose en los diagramas de equilibrio mostrados en el capítulo 2 y en las tendencias obtenidas de la modelación realizada en el mismo capítulo.

5.6 CONCLUSIONES

De las comparaciones realizadas entre los datos simulados y los obtenidos experimentalmente se puede concluir que:

En ambas mezclas se obtuvieron resultados experimentales que difieren cuantitativamente con el modelo empleado, pero mostrando tendencias similares, como se muestra en la figura 5.6.1.

Para la mezcla bromuro de litio - agua se obtuvieron incrementos de temperatura menores a los calculados, con coeficientes de operación desde un 50 hasta un 60% menores a los esperados y en ese mismo porcentaje estuvo la potencia útil en relación a la cantidad de potencia suministrada.

Para la mezcla Carrol - agua se obtuvieron incrementos de temperatura similares a los resultados esperados con coeficientes de operación 40% menores a los calculados.

También para esta mezcla se nota que los resultados experimentales difieren menos con los calculados para concentraciones menores al 63%.

De estas comparaciones se concluye que los incrementos de temperatura ΔT y los coeficientes de operación experimentales en ambas mezclas son menores a los teóricamente esperados.

Estas diferencias pueden deberse a que:

1. Las pérdidas o disminución de transferencia de calor que se tuvieron en el equipo aumentan conforme aumenta la temperatura a la cual se opera.
2. El equipo no tiene toda la capacidad de retirar la energía en forma de calor útil, por el material del cual está hecho.
3. Al aumentar la concentración, aumenta la viscosidad, por lo que la transferencia de calor disminuye resultando una disminución en el incremento de temperatura.

Para la mezcla bromuro de litio:

$$\Delta T = 1.8613 X_{GE} - 75.822 \text{ con } R^2 = 0.4442 \text{ (experimental)}$$

$$\Delta T = 2.1222 X_{GE} - 95.401 \text{ con } R^2 = 0.9843 \text{ (calculado)}$$

Para la mezcla Carrol - agua:

$$\Delta T = 1.63 X_{GE} - 70.11 \text{ con } R^2 = 0.9469 \text{ (experimental)}$$

$$\Delta T = 2.1267 X_{GE} - 95.165 \text{ con } R^2 = 0.9903 \text{ (calculado)}$$

En estas correlaciones se nota que existe una gran desviación para los resultados experimentales de la mezcla bromuro de litio - agua, la cual se debe a que en dichos experimentos no se operó en general, para alcanzar los máximos ΔT a excepción de las concentraciones máximas. Sin embargo las otras correlaciones muestran factores de correlación aceptables para sugerir que los comportamientos son lineales.

Es decir, se puede operar con mayores incrementos de temperatura con la mezcla Carrol - agua que con la mezcla bromuro de litio - agua. Lo cual, repercute económicamente si se considera que se puede obtener el mismo incremento de temperatura que se alcanza con la mezcla bromuro de litio - agua, utilizando la mezcla Carrol - agua con concentraciones menores a las utilizadas con la mezcla bromuro de litio - agua. O que al adicionar etilen - glicol en relación 1:4.5, a la mezcla existente en un equipo, se pueden obtener mayores incrementos de temperatura.

Con esta conclusiones se propone construir un equipo, que pueda mejorar la transferencia de calor, al estar construido de un material con mayor conductividad térmica, con el cual se puedan obtener mayores coeficientes de operación y por lo mismo mayor cantidad de energía útil.

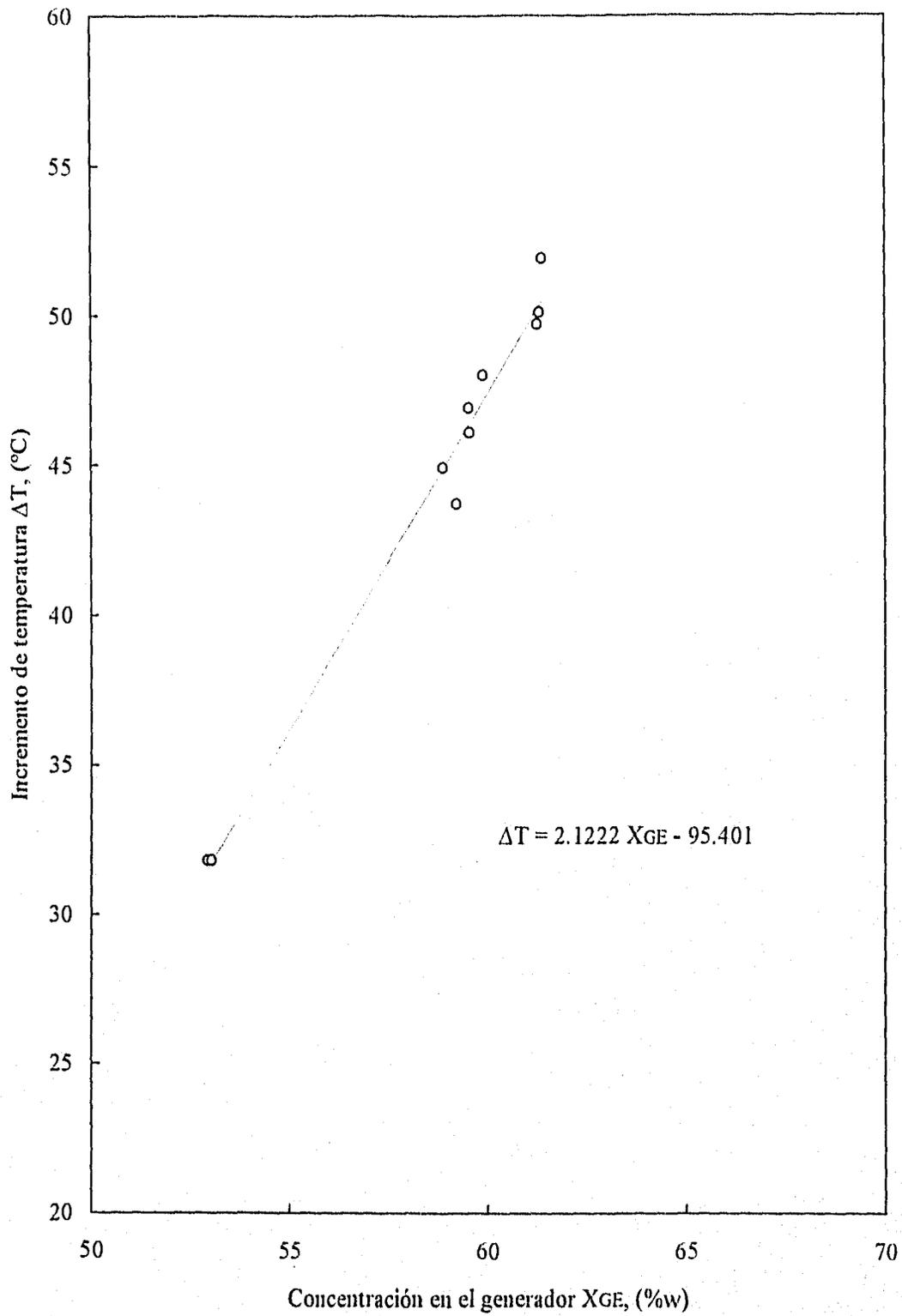


Figura 5.3.1 Incremento de la temperatura en función de la concentración en el generador para la mezcla bromuro de litio - agua.

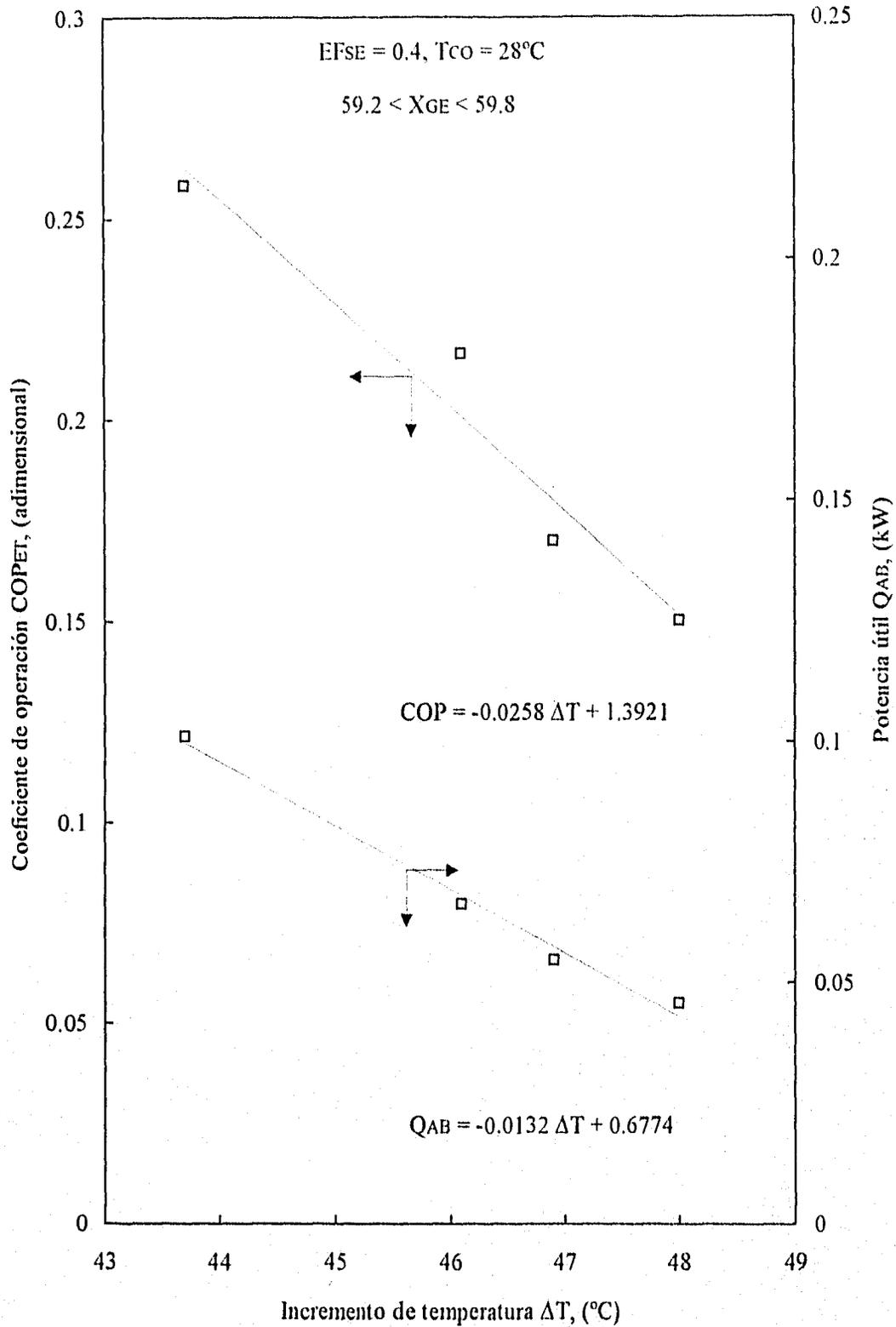


Figura 5.3.2 Coeficiente de operación entálpico y potencia útil en función del incremento de temperatura para la mezcla bromuro de litio - agua.

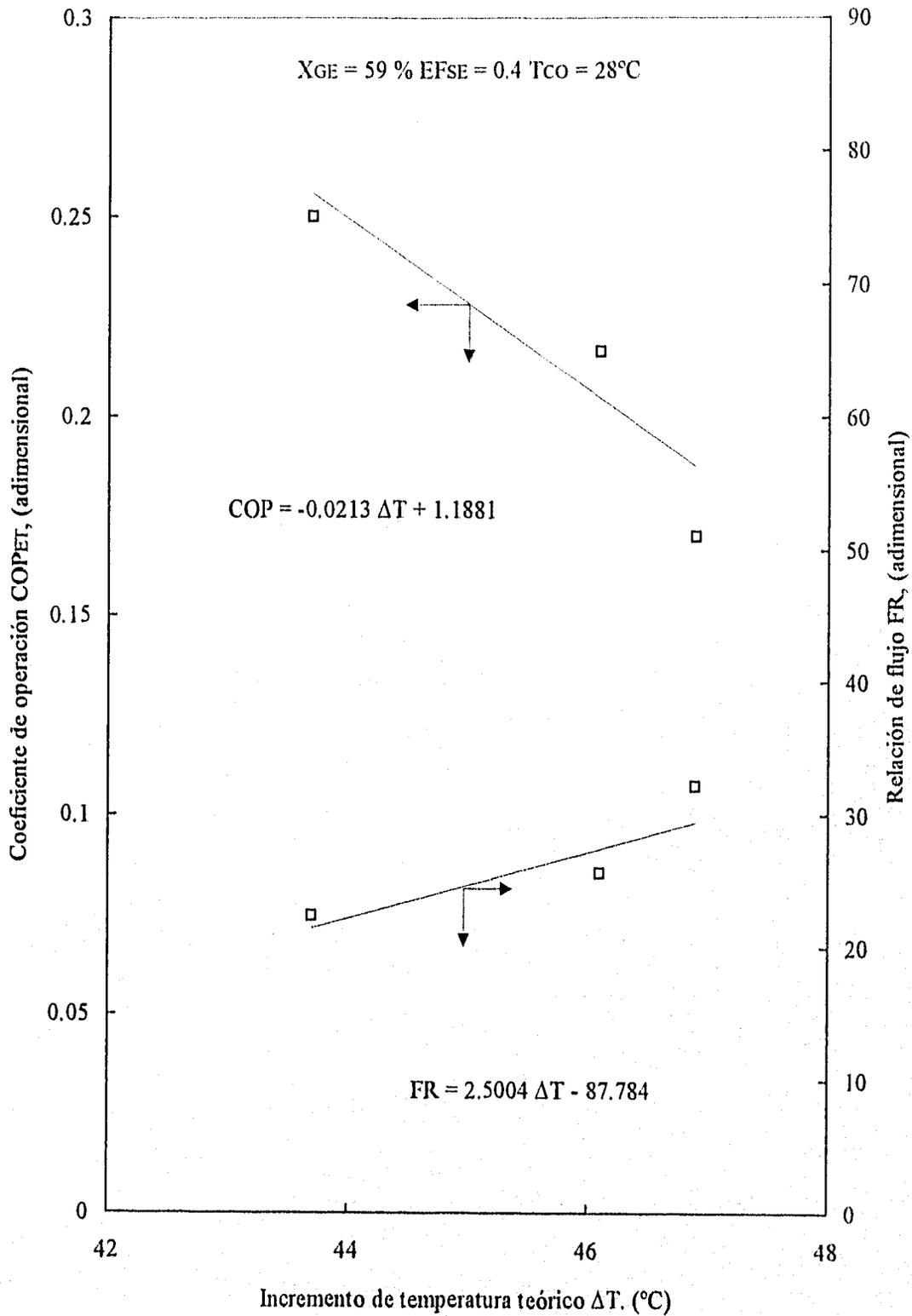


Figura 5.3.3 Coeficiente de operación entálpico y relación de flujo en función del incremento de temperatura para la mezcla bromuro de litio - agua.

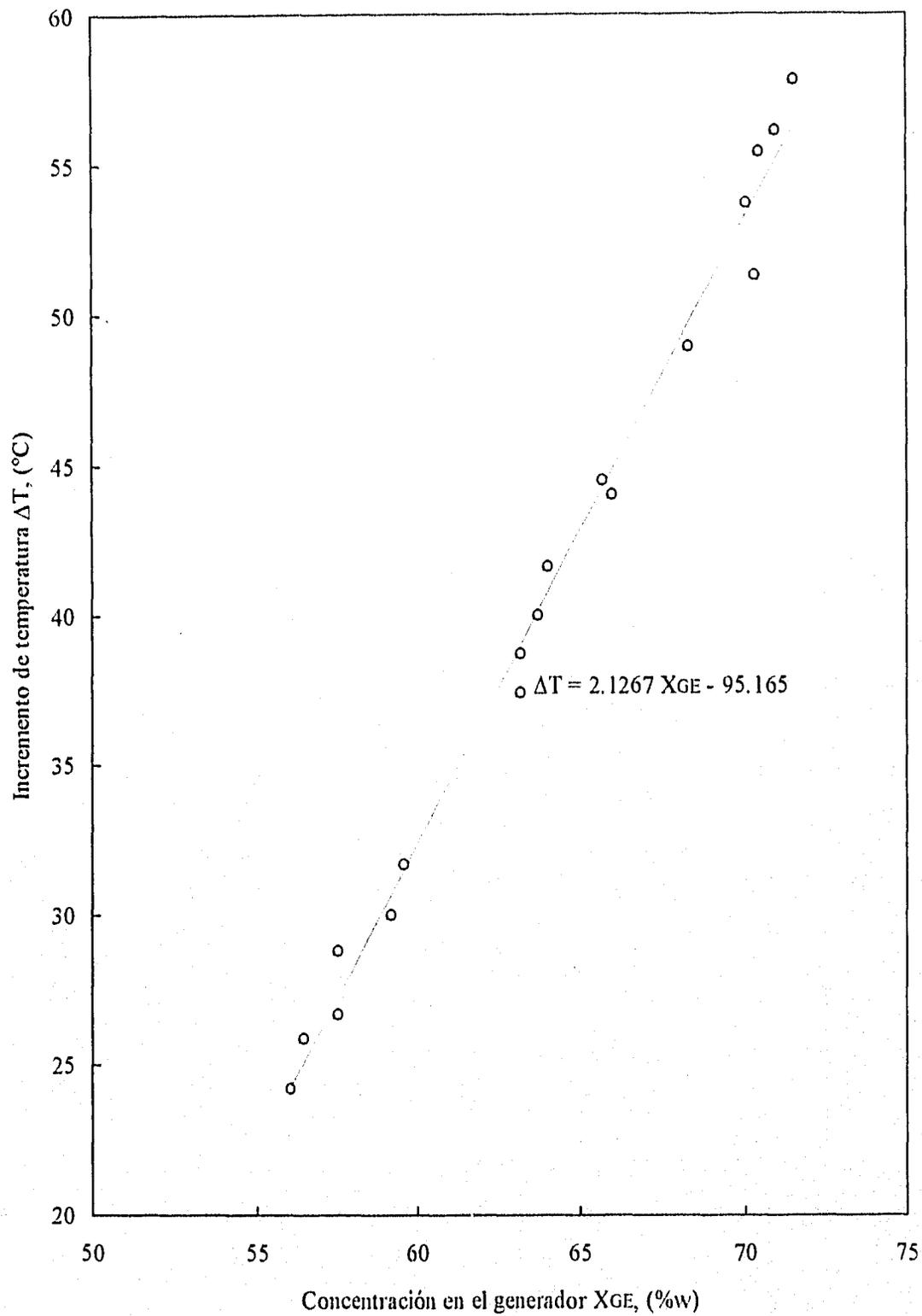


Figura 5.4.1 Incremento de temperatura en función de la concentración en el generador para la mezcla Carrol - agua.

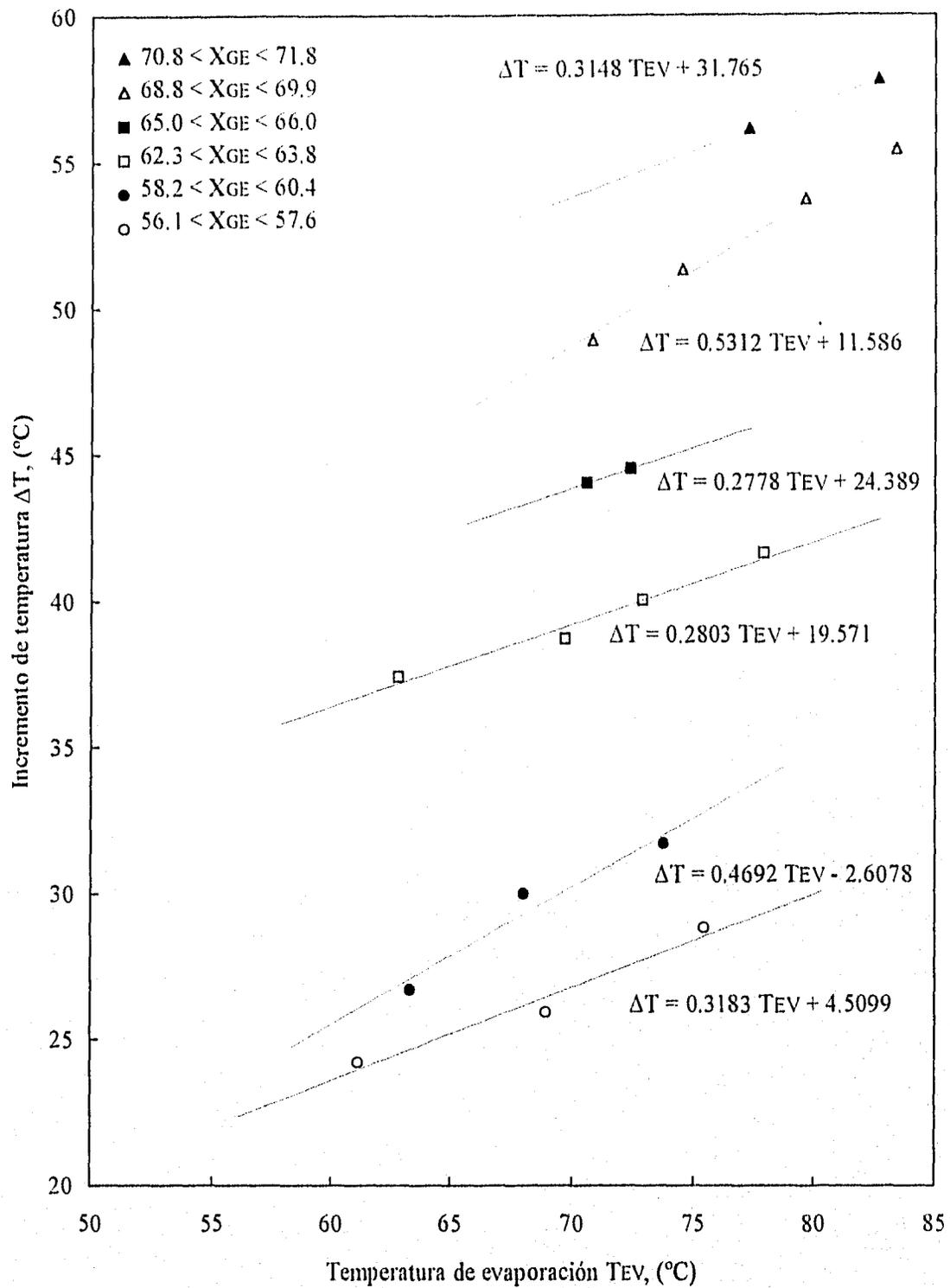


Figura 5.4.2 Incremento de temperatura en función de la temperatura de evaporación para la mezcla Carrol - agua.

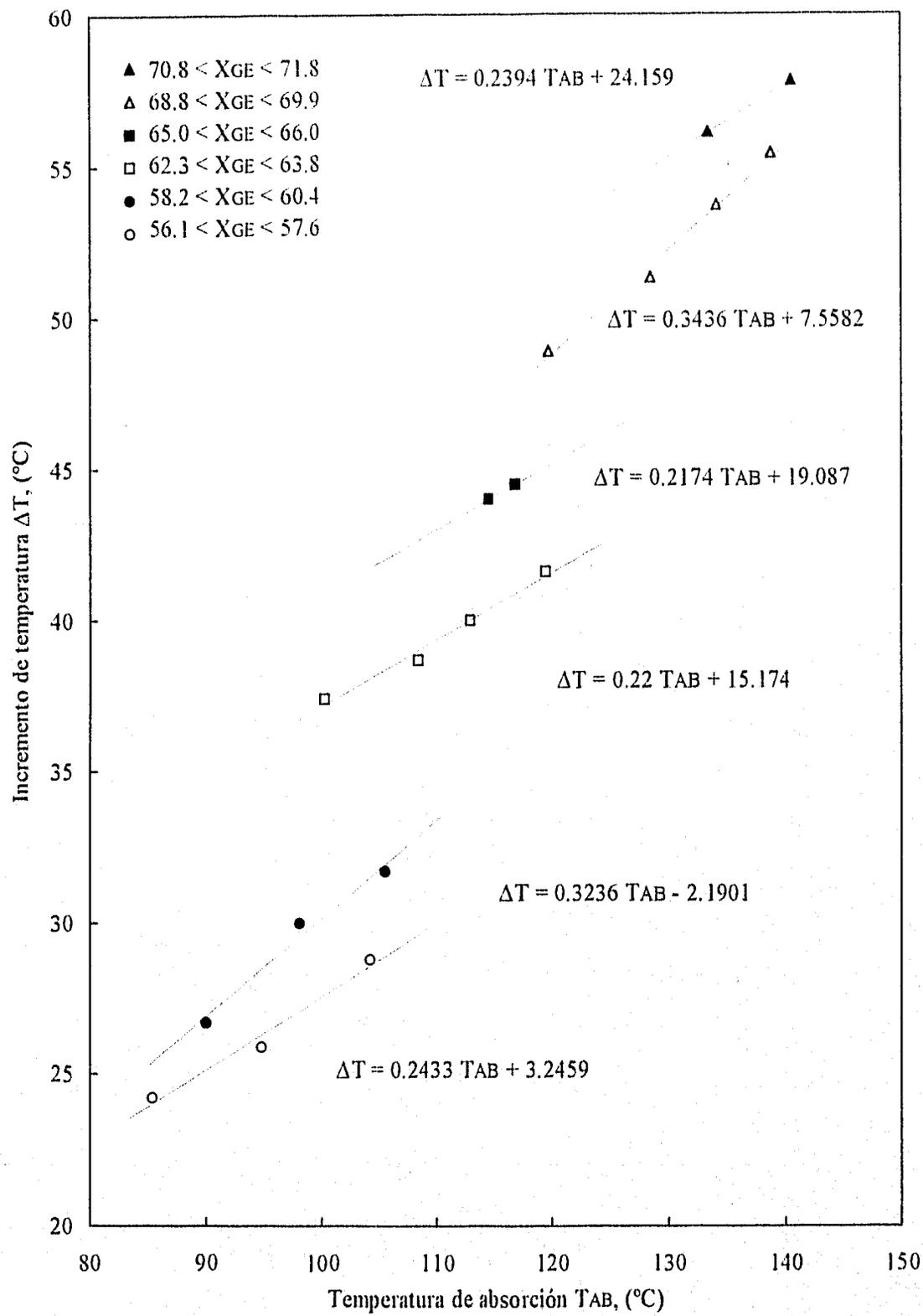


Figura 5.4.3 Incremento de temperatura en función de la temperatura de absorción para la mezcla Carrol agua.

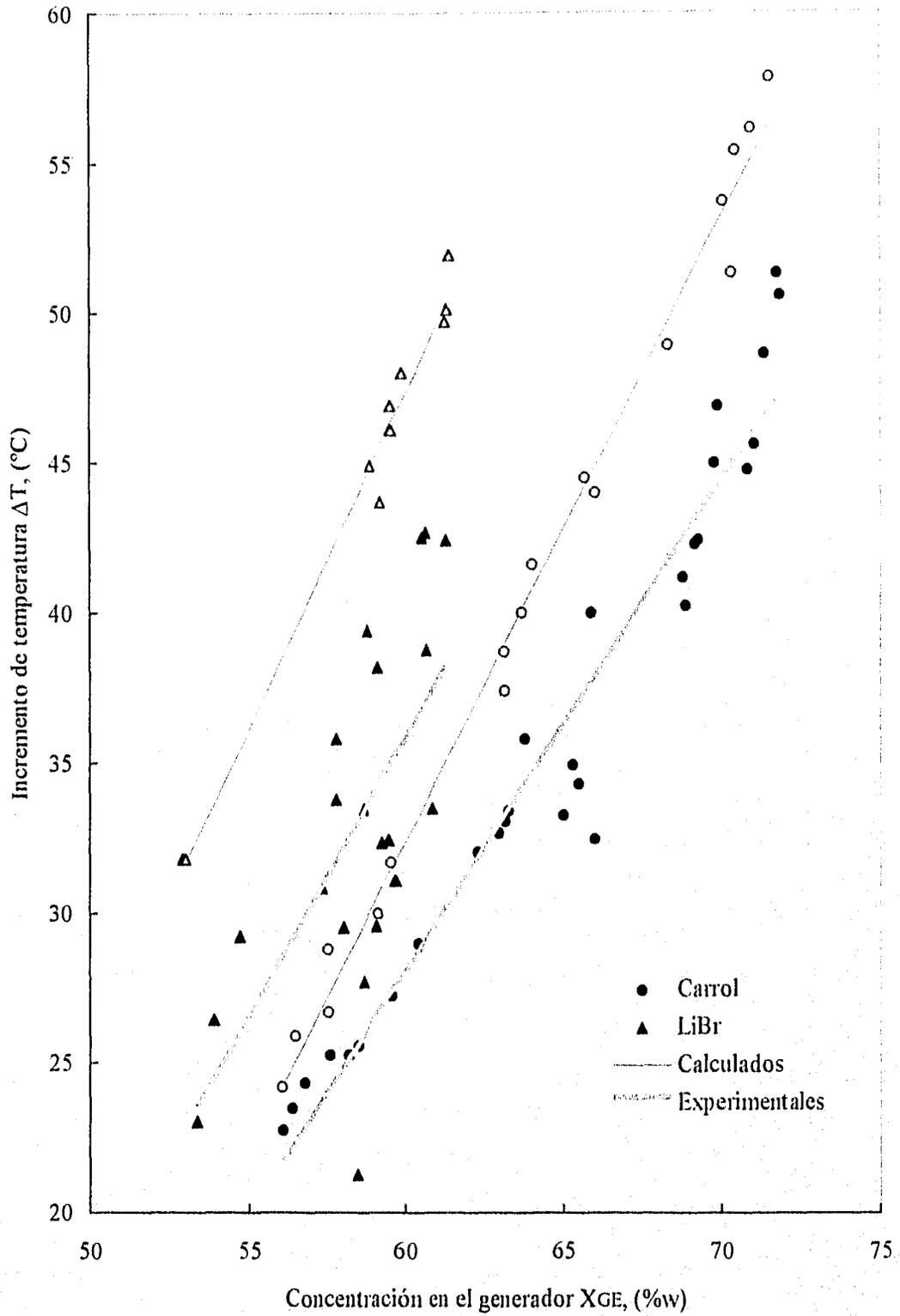


Figura 5.6.1 Comparación de los incrementos de temperatura en función de la concentración en el generador para la mezclas bromuro de litio - agua y Carrol - agua.

CAPITULO 6

BASES DE DISEÑO DE UN TRANSFORMADOR TÉRMICO POR ABSORCIÓN DE UNA ETAPA

6.1 INTRODUCCIÓN

Después de analizar los comportamientos de las mezclas en el transformador térmico utilizado, se concluye que existen limitantes para su operación debido al material en que está construido. En el presente capítulo se presenta el diseño de un transformador térmico de una etapa, así como la descripción de los sistemas auxiliares que lo constituyen.

6.2 CONSIDERACIONES CONCEPTUALES Y DATOS TERMODINÁMICOS PARA EL DISEÑO

Para continuar con el estudio de los fenómenos de transferencia de masa y energía en sistemas de absorción en el Laboratorio de Energía Solar, se propone la construcción de un transformador térmico que no tenga las limitaciones de un equipo de vidrio, por lo cual a continuación se presenta el cálculo de áreas de transferencia de calor del absorbedor, condensador e intercambiador de calor y el cálculo de los volúmenes del generador y del evaporador.

Los requisitos que deben cubrir los componentes se enumeran a continuación:

- 1) diseño simple, para poder fabricarlo en un taller no especializado,
- 2) construcción en acero inoxidable, para evitar problemas de corrosión y poder operar a presiones de vacío o mayores a la atmosférica,
- 3) equipo compacto, para facilitar su aislamiento térmico en conjunto,
- 4) multifuncional,
- y
- 5) bajo costo de fabricación.

El transformador térmico debe operar como se describe a continuación: Se disminuye las presiones (extrayendo el aire contenido) en el absorbedor y en el generador, para succionar con una válvula (en cada componente) solución diluida y concentrada respectivamente. Durante el funcionamiento del equipo, por la parte superior del generador sale vapor hacia el condensador. El condensador es alimentado por vapor en su parte media y se extrae condensado en la parte inferior de su cuerpo. Este condensado se bombea hacia la parte inferior del evaporador, el cual lo expulsa en forma de vapor por la parte superior de su cuerpo hacia el absorbedor. El absorbedor recibe simultáneamente vapor en la parte media de su cuerpo y solución concentrada por la parte superior para formar solución diluida, la cual pasa hacia la parte baja del generador. Una vez concluido el ciclo de pruebas en este equipo, las soluciones concentrada y diluida se extraen de las partes bajas de los cuerpos del

generador y absorbedor por medio de la misma válvula por la cual ingresaron al inicio de la operación de este equipo.

Para el cálculo del transformador térmico se analizaron los comportamientos mostrados de la experimentación, en los cuales (según el modelo) para obtener coeficientes de operación mayores a 0.4 se deben tener las siguientes bases de diseño :

Temperatura de generación:	90 °C
Temperatura de evaporación:	93 °C
Temperatura de condensación:	32 °C
Temperatura de absorción (1 efecto):	150 °C
Concentración en generador:	66 % (Carrol/agua)
Concentración en absorbedor:	61 % (Carrol/agua)
Presión en condensador:	4.66 MPa
Presión en absorbedor:	78.38 MPa

Tabla 6.2.1 Bases de diseño para transformador

Partiendo de estas bases de diseño, utilizando el modelo y refiriendo los subíndices al esquema de la figura 3.2.1, se calcularon las potencias y flujos en los componentes del transformador térmico. A continuación se muestran los datos con la efectividad del intercambiador de calor con la cual se calculó el equipo (ver apéndice D).

Parámetros del equipo:	
relación de flujo	13.276 (adim.)
efectividad del intercambiador de calor	0.7 (adim.)
coeficiente de operación	0.459 (adim.)

flujos:	
flujo del fluido de trabajo	2.84 kg/h
flujo de solución concentrada al absorbedor	34,913 kg/h
flujo de solución diluida al generador	37.796 kg/h

componente:	potencia:	dimensiones:
generador	1.8 kW	$V_{GE} = 0.0056 \text{ m}^3$
evaporador	2.0 kW	$V_{EV} = 0.0056 \text{ m}^3$
condensador	2.0 kW	$\text{Área}_{CO} = 0.22 \text{ m}^2$
absorbedor	1.8 kW	$\text{Área}_{AB} = 0.28 \text{ m}^2$
intercambiador de calor	0.85 kW	$\text{Área}_{HX} = 0.11 \text{ m}^2$

Tabla 6.2.2 Datos de diseño para diseño de transformador térmico

6.2.1 Generador

Se propone que sea un dispositivo en el cual se suministre calor por medio de resistencias eléctricas que estén permanentemente inundadas, con el fin de evitar sobrecalentamientos en las mismas. Concluyendo que es apropiado para las funciones que debe cumplir, un tanque horizontal con dos resistencias eléctricas inundadas con una conexión para ingreso de solución, otra conexión para salida de solución y una conexión en la parte superior del cuerpo para la salida del vapor.

El generador es un cilindro fabricado en acero inoxidable 316 (mismo material utilizado en la construcción de los demás componentes), con un diámetro de 0.16 m y una longitud de 0.3 m, bridado al frente y con tapa posterior. El volumen de este componente es de 0.0056 m^3 , y cuenta con dos resistencias de 1.0 kW colocadas en su interior para suministrar el calor requerido (véanse cálculos en el apéndice D). Esquemáticamente se encuentra representado en la figura 6.2.1.1. Al igual que el resto de los componentes, el generador tiene una mirilla para observar el nivel del líquido en su interior.

6.2.2 Evaporador

Se propone que el evaporador sea un componente similar al generador con resistencias eléctricas inmersas permanentemente, por lo que se considera que sea un evaporador horizontal con salida de vapor por la parte superior del cuerpo y entrada de fluido de trabajo por la parte inferior del mismo.

El evaporador tiene las mismas características físicas del generador, a excepción que cuenta con solo dos coples en su cuerpo. La figura 6.2.2.1 muestra esquemáticamente este componente. De forma similar a los demás componentes, el evaporador tiene un ducto para toma de muestras y/o drenado del mismo.

6.2.3 Condensador

Para el condensador se consideró que sea un tanque vertical con serpentín interno, en el cual circule agua a contracorriente con el vapor proveniente del evaporador.

El condensador es un recipiente cilíndrico que mide 0.167 m de diámetro y 0.6 m de altura, con una tapa en su parte inferior y una brida en la parte superior, la cual sujeta al serpentín que tiene un área de transferencia de calor de 0.22 m^2 . El vapor se alimenta al condensador en su parte lateral y el condensado se retira por la parte inferior del mismo. La figura 6.2.3.1 muestra esquemáticamente el condensador. En esta figura se puede ver que en la brida se han colocado dos conectores (así como en el absorbedor), uno para conectarse a un sistema de generación de vacío y el otro para colocar un vacuómetro.

6.2.4 Absorbedor

Para el absorbedor, que es el equipo en donde se efectúa la mayor transferencia de calor hacia el medio en forma útil, se consideró un tanque vertical con un serpentín interno, por el cual circule aceite térmico, y que cuente con un distribuidor de solución en la parte superior para generar una película descendente sobre el serpentín, esto último con el fin de que entre en contacto con el vapor que se alimenta al tanque en su parte media.

El absorbedor, de forma similar al condensador es un recipiente cilíndrico de 0.167 m de diámetro y 0.7 m de longitud, bridado en su parte superior y con tapa en su parte inferior. La brida sujeta un serpentín con un área de transferencia de calor de 0.28 m^2 , este componente fue diseñado para operar con una capacidad calorífica máxima de 1.8 kW y una capacidad máxima de almacenamiento de 3.5 kg a las condiciones de diseño. En la figura 6.2.4.1 se puede ver este componente esquemáticamente.

6.2.5 Intercambiador de calor

El intercambiador de calor que debe utilizarse debe tener alta eficiencia, por lo que se pensó en un intercambiador de calor de tubos concéntricos, que estuviese enrollado sobre un eje de giro pequeño para facilitar su aislamiento y así disminuir las pérdidas térmicas al medio ambiente. Este componente tiene un área de 0.11 m^2 , la cual puede obtenerse en una espira de 0.16 m de diámetro y 0.15 m de alto. Este componente se representa esquemáticamente en la figura 6.2.5.1

Estos componentes se interconectan con manguera flexible para altas temperaturas y con malla metálica interna para evitar deformación por efectos de diferencias de presión.

6.3 SISTEMAS AUXILIARES

Los principales sistemas auxiliares de un transformador térmico, como se ha mencionado en el capítulo 3, son: sistema de enfriamiento, sistema de recuperación de calor y sistema de generación de vacío.

Los sistemas auxiliares para el transformador térmico se describen a continuación.

6.3.1 Sistema de enfriamiento

Este sistema tiene como objetivo principal retirar el calor necesario para condensar el fluido de trabajo en el condensador. Para lograr dicho objetivo se circula agua que se regula con una válvula, se mide el flujo por medio de un rotámetro, se pasa al serpentín del condensador para condensar el vapor del fluido de trabajo y regresa al depósito de donde fue inicialmente retirada.

6.3.2 Sistema de recuperación de calor

Este sistema tiene como objetivo retirar la energía que se obtiene en el absorbedor, para lograrlo se utiliza un baño térmico, un rotámetro, una válvula reguladora y un circuito que inicia y termina en los extremos del serpentín del absorbedor.

6.3.3 Sistema de generación de vacío

El sistema de generación de vacío se utiliza para generar vacío dentro de los componentes, para ello se utiliza una bomba de vacío, válvulas, vacuómetros y tubería que conecta a la bomba de vacío con los componentes.

Los equipos auxiliares forman junto con los componentes descritos en la sección 6.2 un transformador térmico por absorción de una etapa, como se muestra en la figura 6.3.1.

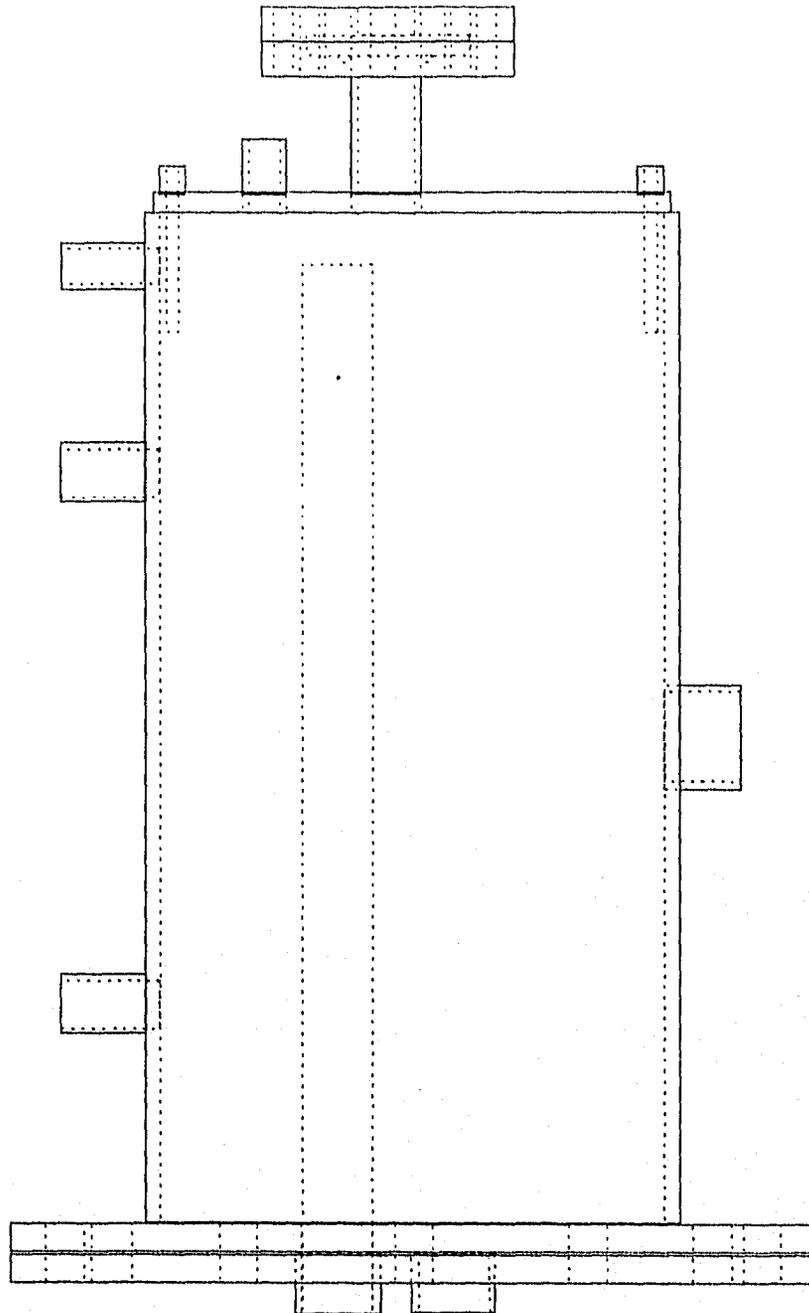


Figura 6.2.1.1 Diagrama esquemático de generador para transformador térmico

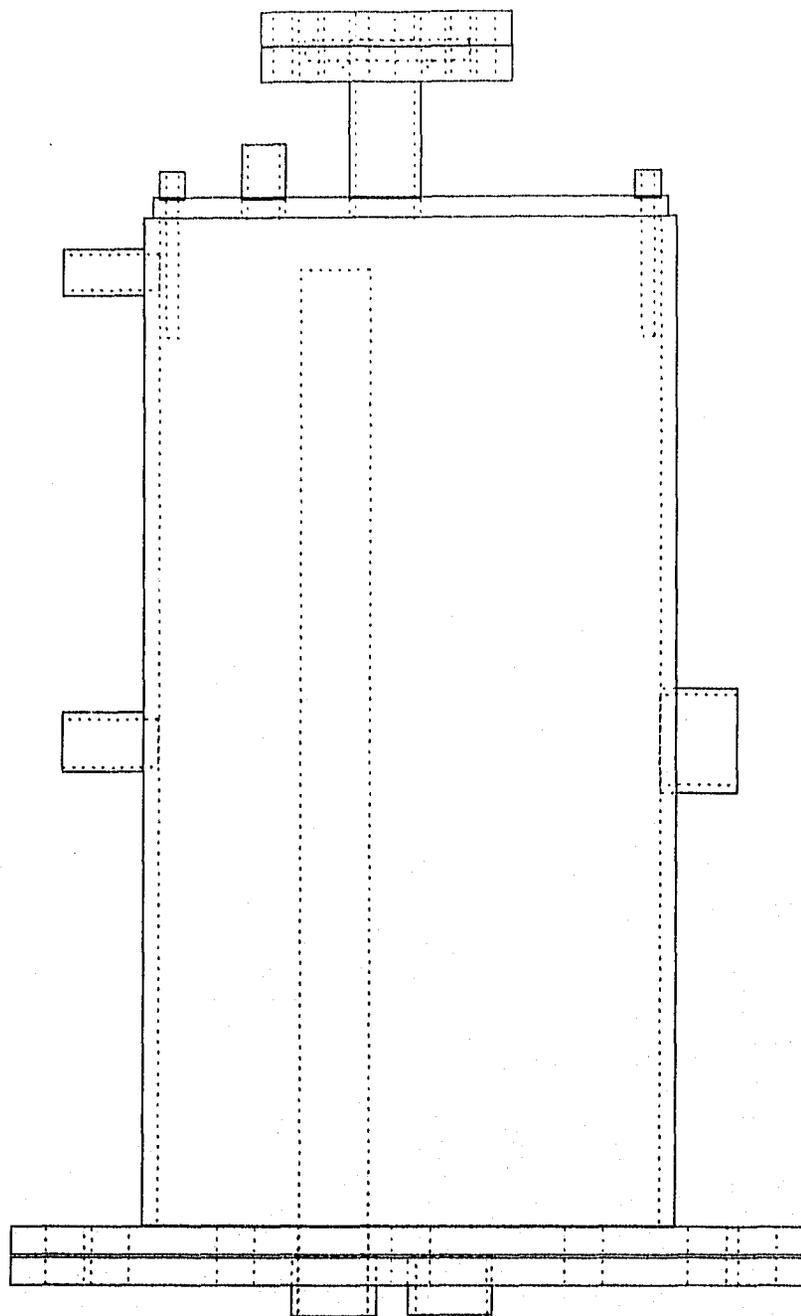


Figura 6.2.2.1 Diagrama esquemático de evaporador para transformador térmico

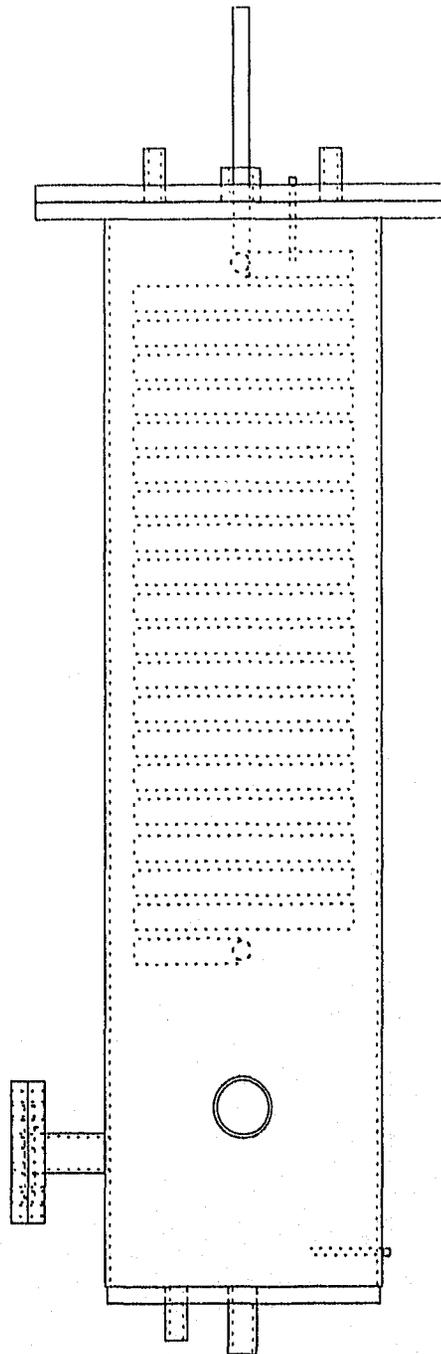


Figura 6.2.3.1 Diagrama esquemático de condensador para transformador térmico

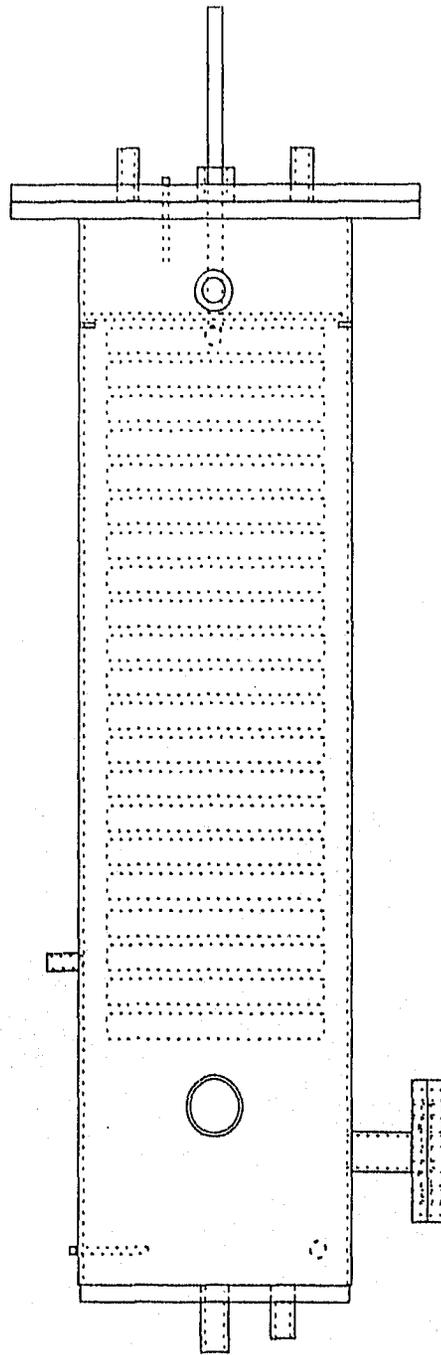


Figura 6.2.4.1 Diagrama esquemático de absorbedor para transformador térmico

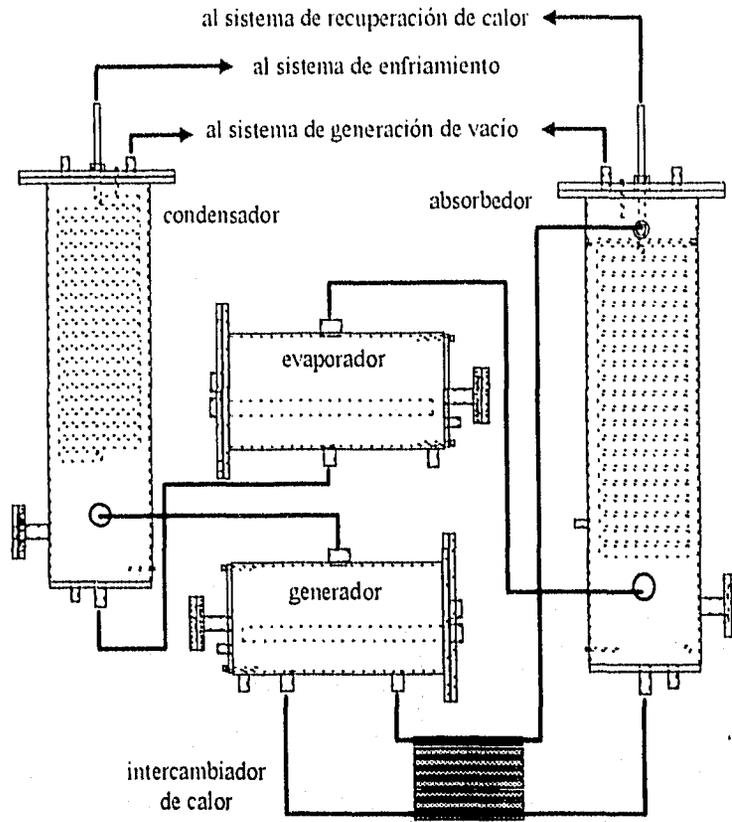


Figura 6.3.1 Diagrama esquemático de transformador térmico

CAPITULO 7

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 CONCLUSIONES

Las conclusiones a las cuales se llegaron después de haber realizado el presente trabajo son las siguientes:

El modelo matemático propuesto para el cálculo de condiciones de operación en un transformador térmico por absorción de una etapa puede ser utilizado para el cálculo de condiciones de operación del mismo sistema con diferentes mezclas. Esto es posible debido a que dicho modelo se ha realizado de manera independiente de las propiedades termodinámicas de las mezclas bromuro de litio - agua y Carrol - agua.

Utilizando el modelo empleado para calcular los datos termodinámicos de las mezclas operando en un transformador térmico por absorción de una etapa se concluye que se puede operar a mayores temperaturas y concentraciones de generación utilizando la mezcla Carrol - agua en lugar de la mezcla bromuro de litio - agua.

La simulación del proceso para diferentes condiciones de operación en un transformador térmico muestra que se pueden alcanzar mayores incrementos de temperatura ΔT , con la mezcla Carrol - agua que con la mezcla Bromuro de litio - agua.

Al utilizar el transformador térmico para la evaluación y comparación de las mezclas bromuro de litio - agua y Carrol - agua, se concluyó que se obtienen mayores o iguales coeficientes de operación para la mezcla Carrol - agua que para la mezcla bromuro de litio - agua cuando se tiene el mismo incremento de temperatura ΔT .

De los datos obtenidos de la evaluación de las mezclas en el transformador térmico se concluyó que con coeficientes de operación similares en ambas mezclas, se pueden obtener mayores incrementos de temperatura ΔT utilizando la mezcla Carrol - agua.

Se compararon los resultados obtenidos de la modelación con los obtenidos experimentalmente, concluyendo que para la mezcla bromuro de litio - agua se obtuvieron incrementos de temperatura de 10°C menores a los teóricos y coeficientes de operación menores de 50 hasta 60 % comparados con los teóricos. Y para la mezcla Carrol - agua se obtuvieron incrementos de temperatura 10°C menores a los teóricos, con coeficientes de operación menores a los calculados con el modelo del orden de un 40%.

El incremento máximo de temperatura ΔT encontrado experimentalmente para la mezcla Carrol - agua fue de 51.3°C , mientras que para la mezcla bromuro de litio - agua fue de 42.7°C .

De las observaciones anteriores, se puede concluir que existen ventajas al utilizar la mezcla Carrol - agua sobre la mezcla bromuro de litio - agua, en el transformador térmico utilizado, en los incrementos de temperatura ΔT alcanzados, en los coeficientes de operación y en la disminución del riesgo de cristalización.

De la comparación de los resultados se concluyó que en el equipo utilizado, los resultados experimentales se acercan más a los obtenidos de la modelación para concentraciones menores al 63%.

De los datos experimentales se obtuvieron relaciones particulares para la operación del equipo descrito entre concentración e incremento de temperatura. También se concluye que el material del cual está hecho el transformador térmico utilizado no permite una transferencia de calor del absorbedor hacia el sistema de recuperación de calor, así como se determinó que la efectividad a la que opera el intercambiador de calor es de 0.4, considerándose que este hecho disminuya el coeficiente de operación del equipo.

Basándose en las observaciones anteriores y en experiencia obtenida en la operación del equipo utilizado, se diseñó un transformador térmico de una etapa, en acero inoxidable, compacto, reutilizable y de bajo costo de fabricación, el cual está siendo fabricado en el taller mecánico del Laboratorio de Energía Solar del Instituto de Investigaciones en Materiales de la UNAM.

7.2 RECOMENDACIONES

Las recomendaciones que se hacen para la realización de trabajos futuros al rededor del tema son las siguientes:

Diseñar experimentos para poder evaluar el transformador térmico propuesto para construcción, utilizando las conclusiones antes mencionadas.

Evaluar el transformador térmico con fluidos de trabajo y absorbentes propuestos, a fin de evaluar a diferentes condiciones de operación el equipo.

Evaluar económicamente el impacto del equipo construido en función de la cantidad de calor recuperado y la temperatura que se puede alcanzar con dicho calor, para reportarlo a la industria que utiliza procesos térmicos.

APÉNDICE A

A.1 CALCULO DE LA TEMPERATURA DE SATURACIÓN O CONCENTRACIÓN 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, fue propuesta por McNeely [60] siendo ésta:

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

donde T_s y T_A son respectivamente las temperaturas de la solución y del agua en [°C] y X la concentración de la solución en [% peso]. Los coeficientes de la ecuación anterior se muestran en la tabla A.1.1 y los rangos de validez para la ecuación son los siguientes:

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

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

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

Subíndices	A	B
0	-2.00755	124.937
1	0.16976	-7.7165
2	-3.013336E-3	0.152286
3	1.97668E-5	-7.9509E-4

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

A.2 CALCULO DE LA ENTALPÍA DE SATURACIÓN PARA LA MEZCLA BROMURO DE LITIO-AGUA

La ecuación utilizada para el cálculo de la entalpía de saturación de la solución [60] es:

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

siendo H la entalpía de saturación en [kJ/Kg], T_s la temperatura de la solución en [°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 Ai, Bi y Ci coeficientes cuyos valores están dados en la tabla A.2.1

Las ecuaciones anteriores son validas dentro de los siguientes intervalos:

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

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

Subíndice	A	B	C
0	-1.01507E+3	4.68108E0	-4.9107E-3
1	7.95387E+1	-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

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

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

La ecuación para el cálculo del volumen específico de la mezcla bromuro de litio agua, fue elaborada por Carrier Corporation [71]

$$V_s = 0.001 / [A_0 + A_1 X + A_2 X^2 + (B_0 + B_1 X + B_2 X^2)(1.8 T_s + 32)] \quad (\text{A.3.1})$$

donde Vs es el volumen específico de la solución [m³ /Kg] y Ts la temperatura de la solución. Los valores de las constantes se muestran en la tabla A.3.1

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

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

A.4 CALCULO DE LA TEMPERATURA O PRESIÓN DE SATURACIÓN DEL AGUA.

La siguiente ecuación se utilizó para calcular la temperatura o presión de saturación en función de (T o P) según corresponda [60]:

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

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 [62], se obtuvieron los siguientes polinomios [60]:

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

$$V_{AL} = 0.001 \sum_{i=0}^2 B_i T_A^i \quad 5^\circ \text{C} \leq T_A \leq 25^\circ \text{C} \quad (\text{A.5.2})$$

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

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

donde V_{AL}, 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:

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	-	-	-

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

A.6. CALCULO DEL VOLUMEN ESPECIFICO 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 [61], se obtuvieron los siguientes polinomios [60]:

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

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

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

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

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

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 $[\text{°C}]$. Los valores de los coeficientes se muestran a continuación:

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	-	-	-

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

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

Para el cálculo de la entalpía de saturación del agua se utilizó la ecuación:

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

La ecuación anterior se obtuvo de las tablas de vapor de Keenan [61], en donde hacen uso de la ecuación fundamental de la energía libre de Helmholtz " ψ ", la cual se puede expresar de la siguiente manera,

$$\psi = \psi_0(t) + RT [\ln \rho + \rho Q(\rho, t)] \quad (A.7.2)$$

donde

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

y

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

siendo T la temperatura en [K], $\tau = 1000/T$, ρ la densidad en [g/cm³], $R = 0.46151$ [J/g K], $\tau_c = 1000/T_{crit} = 1.544912$, $E = 4.8$ y

$$\tau_{aj} = \tau_c \quad (j=1) \quad \rho_{aj} = 0.634 \quad (j=1)$$

$$\tau_{aj} = 2.5 \quad (j>1) \quad \rho_{aj} = 1.0 \quad (j>1)$$

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

C1=1857.065	C4=36.6649	C7=46.0
C2=3229.12	C5=-20.5516	C8=-1011.249
C3=-419.465	C6=4.85233	

Tabla A.7.1 Valores de los coeficientes ψ_0 para el cálculo de la entalpía de saturación del agua en fase líquida y en fase vapor.

Los coeficientes A_{ij} son listados en la tabla A.7.2

$A_{i,j}$	j=1	2	3	4	5	6	7
i=1	29.49294	-5.198586	6.833535	-.1564104	-6.397241	-3.96614	-.6904855
2	-132.1392	7.777918	-26.14975	-.7254611	26.40928	15.45306	2.740741
3	274.6463	-33.3019	65.32639	-9.273429	-47.74038	-29.14247	-5.102807
4	-360.9383	-16.25462	-26.18198	4.312584	56.32313	29.5688	3.963609
5	342.1843	-177.3107	0	0	0	0	0
6	-244.5004	127.4874	0	0	0	0	0
7	155.1853	137.4615	0	0	0	0	0
8	5.972849	155.9784	0	0	0	0	0
9	-410.3085	337.3118	-137.4662	6.787498	136.8732	79.84797	13.04125
10	-416.0586	-209.8887	-733.9685	10.40172	645.8188	399.1757	71.53136

Tabla A.7.2 Valores de los coeficientes A_{ij} para el cálculo de entalpía de saturación del agua en fase líquida y en fase vapor.

A.8. CALCULO DE LAS ENTALPÍAS DE SOBRECALENTAMIENTO Y SUBENFRIAMIENTO DEL AGUA

El cálculo de la entalpía de subenfriamiento y sobrecalentamiento del agua, se efectuó haciendo uso de la siguiente ecuación [62]:

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

donde H_S es la entalpía de sobrecalentamiento o subenfriamiento del agua en [kJ/Kg], H_{SAT} la entalpía en condiciones de saturación, T_{SAT} la temperatura de saturación del agua y C_p el calor específico del agua en fase líquida o vapor en [kJ/Kg C] el cual se calcula con las siguientes ecuaciones:

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

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

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

Subíndices	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	-

Tabla A.87.1 Valores de los coeficientes para el cálculo de los calores específicos del vapor sobrecalentado y líquido subenfriado.

A.9 CALCULO DE LA CONCENTRACIÓN DE LA MEZCLA CARROL - AGUA

Las ecuaciones utilizadas de forma iterativa para el cálculo de la concentración de la mezcla Carrol - agua en equilibrio se obtuvieron de Carrier Corporation [71], las cuales son:

$$B = -210.71 + 10.907 * X - 0.18574 * X^2 + 9.3912E-04 * X^3 \quad (A.9.1)$$

$$M = 1.663 - 0.32372 * X + 4.9701E-04 * X^2 - 2.96363E-06 * X^3 \quad (A.9.2)$$

$$T_{SP} = M * T_{SD} + B \quad (A.9.3)$$

donde:

T_{SP} = Temperatura de la solución en equilibrio (°C)

T_{SD} = Temperatura de la solución dada (°C)

X = Concentración (% en peso)

A.10 CALCULO DE LA TEMPERATURA DE LA SOLUCIÓN DE LA MEZCLA CARROL - AGUA

El cálculo de la temperatura de la solución en equilibrio para la mezcla Carrol - agua se obtuvo de Carrier Corporation [71], siendo ésta:

$$B = -210.71 + 10.907 * X - 0.18574 * X^2 + 9.3912E-04 * X^3 \quad (\text{A.10.1})$$

$$M = 1.663 - 0.032372 * X + 4.9701E-04 * X^2 - 2.9363E-06 * X^3 \quad (\text{A.10.2})$$

$$T_s = (T_R - B) / M \quad (\text{A.10.3})$$

donde:

T_s = Temperatura de la solución (°C)

T_R = Temperatura del refrigerante (°C)

X = Concentración (% en peso)

A.11 CALCULO DE LA ENTALPÍA DE LA SOLUCIÓN DE LA MEZCLA CARROL - AGUA

Las ecuaciones para calcular la entalpía de la solución fueron tomadas de Carrier Corporation [71] y son las siguientes:

$$S = 1197.190135 - 53.49325167 * X + 0.7482707211 * X^2 - 0.0031541588 * X^3 \quad (\text{A.11.1})$$

$$C = -2.41786903 + 0.2400371279 * X - 4.021956E-03 * X^2 + 2.09546E-05 * X^3 \quad (\text{A.11.2})$$

$$T_{AP} = 0.019006407 - 7.928478E-04 * X + 1.15277E-05 * X^2 - 5.81E-08 * X^3 \quad (\text{A.11.3})$$

$$H = T_s^2 * T_{AP} + T_s * C + S \quad (\text{A.11.4})$$

donde:

T_s = Temperatura de la solución (°C)

H = Entalpía de la solución [kJ/Kg]

X = Concentración (% en peso)

Para el cálculo de las correlaciones Reimann & Biermann [71] midieron la presión de vapor y las temperaturas a diferentes concentraciones, utilizaron para esto dos dispositivos instrumentados con termopares y transductores de presión, así como un calorímetro diseñado por ellos mismos para medir el calor de dilución. También usaron un matraz Dewar para poder calcular la capacidad calorífica en función de la concentración molar y tubos que simulaban absorbedores horizontales y verticales para probar la efectividad de la transferencia de calor de cada aditivo analizado y calcular así los coeficientes de transferencia de calor para el absorbedor y para la película.

APÉNDICE B

B.1. CALCULO DEL COEFICIENTE DE OPERACIÓN DE CARNOT PARA UN TRANSFORMADOR DE CALOR DE UNA ETAPA

El coeficiente de operación de Carnot para un transformador térmico por absorción de una etapa (en inglés single stage heat transformer: 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)

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

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 substituyendo 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:

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

APÉNDICE C

C.1 DETERMINACIÓN DE LAS ECUACIONES DE CALIBRACIÓN DE ROTÁMETROS

De acuerdo a los experimentos llevados a cabo, según la metodología descrita en el capítulo 2, los datos obtenidos para los diferentes fluidos son:

SOLUCIÓN CONCENTRADA HACIA ABSORBEDOR.

Nivel indicador de rotámetro (R_{GE})	flujo másico ($\times 10^3$ kg /s)
5	0.21
10	0.53
15	1.03
20	1.63
25	2.36
29	3.11

SOLUCIÓN DILUIDA HACIA EL GENERADOR.

Nivel indicador de rotámetro (R_{WE})	flujo másico ($\times 10^3$ kg /s)
5	0.21
10	0.59
15	1.14
20	1.80
25	2.54
28	3.01

AGUA EN EL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO.

Nivel indicador de rotámetro (R_{WA})	flujo másico ($\times 10^3$ kg /s)
5	3.93
10	6.47
15	9.28
20	12.25
25	15.31
30	18.28

ACEITE EN EL SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CALOR.

Nivel indicador de rotámetro (R_{OIL})	flujo másico ($\times 10^3$ kg /s)
5	0.44
10	1.02
15	1.88
20	2.75
25	3.90
30	4.83

De estos datos se obtuvieron las siguientes correlaciones utilizando el método de mínimos cuadrados:

$$M_{GE} = 24.0989 + 22.8840 (R_{GE}) + 2.8655 (R_{GE})^2 \quad (C.1.1)$$

$$R^2 = 0.9998$$

válida solamente para: $4 < R_{GE} < 30$

$$M_{WE} = -0.1180 + 51.7993 (R_{WE}) + 2.1597 (R_{WE})^2 \quad (C.1.2)$$

$$R^2 = 0.9997$$

válida solamente para: $4 < R_{WE} < 29$

$$M_{WA} = 1.3248 + 0.4994 (R_{WA}) + 2.2579 (R_{WA})^2 \quad (C.1.3)$$

$$R^2 = 0.9998$$

válida solamente para: $4 < R_{WA} < 30$

$$M_{OIL} = -0.1843 + 9.4385 (R_{OIL}) + 2.7186 (R_{OIL})^2 \quad (C.1.4)$$

$$R^2 = 0.9983$$

válida solamente para: $4 < R_{OIL} < 30$

Nota: Se escogieron correlaciones cuadráticas, porque con éstas se obtuvieron mejores coeficientes de correlación.

C.2 DETERMINACIÓN DE LAS ECUACIONES DE CALIBRACIÓN DE LOS TRANSDUCTORES DE PRESIÓN

Los datos obtenidos siguiendo la metodología de calibración de los transductores de presión se muestran a continuación.

Transductor absorbedor/generador		Transductor absorbedor/atmósfera	
columna de mercurio (mmHg)	volts mV _{GE}	columna de mercurio (mmHg)	volts mV _{AB}
0.00	0.962	0.00	0.005
5.08	1.904	5.08	0.458
10.16	2.908	10.16	1.001
15.24	3.859	15.24	1.510
20.32	4.829	20.32	2.015
25.40	5.783	25.40	2.519
30.48	6.752	30.48	3.022
35.56	7.708	35.56	3.530
50.80	10.558	50.80	5.049
55.88	11.511	55.88	5.554
60.96	12.437	60.96	6.156
63.50	12.670	63.50	6.304

Con los datos mostrados, se hicieron regresiones con el método de mínimos cuadrados, obteniendo las siguientes ecuaciones que ajustan bien los datos:

$$\Delta P_{GE} = - 5.400 + 5.346 (mV_{GE}) \quad (C.2.1)$$

$$R^2 = 0.9997$$

válida solamente para: $0.96 < mV_{GE} < 12.67$

$$\Delta P_{AB} = 0.167 + 10.004 (mV_{AB}) \quad (C.2.2)$$

$$R^2 = 0.9998$$

válida solamente para: $0.01 < mV_{AB} < 6.31$

Los resultados de estas ecuaciones son diferencias de presión, y marcan las diferencias de presión entre el absorbedor y generador y entre la presión atmosférica y el absorbedor.

Estas ecuaciones forman parte del programa de adquisición de datos, en el cuál se alimenta la presión atmosférica para determinar las presiones en que opera el equipo.

C.3 ECUACIÓN PARA LA DETERMINACIÓN DE LA CONCENTRACIÓN EN EL GENERADOR Y ABSORBEDOR

Para determinar las ecuaciones que definen la relación entre la escala del refractómetro (índice de refracción: IR) y la concentración de las sustancias dentro de los componentes se realizó un cómputo de valores de escala a concentraciones y temperaturas conocidas.

Los datos arrojados se muestran a continuación:

LiBr - agua		Carrol - agua	
IR	% LiBr	IR	% Carrol
1.4234	45		
1.4349	50	1.4219	50
1.4538	55	1.4373	55
1.4720	60	1.4515	60
		1.4743	65
		1.4909	70

De estos datos se hicieron regresiones con el método de mínimos cuadrados y las ecuaciones polinomiales de segundo orden que ajustan bien a los datos son las siguientes:

$$X_{\text{LiBr}} = -4187 + 5558(\text{IR}) - 1816(\text{IR})^2 \quad (\text{C.3.1})$$

$$R^2 = 0.996$$

válida solamente para: $1.423 < \text{IR} < 1.472$

$$X_{\text{Carrol}} = 2940 - 4362(\text{IR}) + 1639(\text{IR})^2 \quad (\text{C.3.2})$$

$$R^2 = 0.9964$$

válida solamente para: $1.421 < \text{IR} < 1.491$

APÉNDICE D

D.1 CÁLCULO DEL VOLUMEN DEL GENERADOR

Los cálculos que se hicieron para determinar las dimensiones de este componente obedecen a la experiencia que se obtuvo de la operación del equipo descrito en el capítulo 3. En dicho equipo se observó que se requiere de un lapso de tiempo para que los componentes presenten una operación continua. Este se requiere porque si las resistencias eléctricas del equipo dejan de estar inmersas puede ocasionarse daño en éstas o en el equipo. Así que las dimensiones del generador deben garantizar que las resistencias que suministran la potencia al componente estén inuidadas permanentemente para evitar que éstas se quemen al no disipar el calor hacia la solución que está contenida en dicho componente.

Este componente, así como los demás está diseñado considerando que se pueda fabricar con tubería y placas de tipo comercial en acero inoxidable.

Tomando en cuenta las especificaciones (flujos máxicos) y conociendo que la potencia suministrada al generador es de 1.8 kW, se concluye que las dimensiones del generador no están limitadas en volumen, pero se debe asegurar que las resistencias eléctricas (2) que suministren el calor requerido no estén expuestas al vacío.

Por otro lado, un exceso de solución concentrada, aumenta la inercia térmica que tienen que vencer las resistencias que suministran el calor, solo al inicio de la operación del equipo, una vez vencida dicha inercia, los flujos se mantendrán como se especifican en las bases de diseño.

D.1.1 Cálculo del volumen del generador en material comercial

Si se utiliza tubería de acero inoxidable comercial con diámetro nominal de seis pulgadas para construir el equipo, se cuenta con espacio suficiente para realizar el soldado y la distribución de las resistencias para el calentamiento.

En este material el diámetro interior es de 15.4 cm (=1.54 dm):

$$ID = 15.4 \text{ cm}$$

por lo que

$$V = \pi \times L \times r^2 = \pi (3.0 \text{ dm}) (0.77 \text{ dm})^2 = 5.6 \text{ dm}^3$$

con lo que se asegura que estando el nivel de la solución a la altura del centro del tanque horizontal se cuentan con 2.8 litros de solución.

Las conexiones y accesorios que debe tener el generador son: entradas y salidas de flujo, salida de vapor de agua, salida de solución concentrada, entrada de solución diluida. Las mediciones requeridas son para temperatura, concentración, nivel de líquido. El suministro de energía son dos resistencias de forma cilíndrica.

La distribución de los conectores y accesorios se basa en las posiciones más adecuadas para la conexión de entrada y salida hacia los demás componentes.

D.1.2 Descripción del diseño mecánico del generador

A continuación se describe al generador. Las medidas que se mencionan son nominales.

El generador es un cilindro de una sección de tubo de 15.24 cm (6") de acero inoxidable. Su parte anterior está bridada y su parte posterior tiene una tapa soldada.

La brida soldada al cuerpo del generador tiene un espesor de 0.9525 cm (3/8") y tiene 12 perforaciones para tornillos de 0.9525 cm (3/8") y un surco para un arosello de vitón.

En la parte inferior del cuerpo del generador se encuentran 2 niples de 0.9525 cm (3/8") y 3.0 cm de largo, con centros ubicados a 7.5 cm (salida de solución concentrada) y otro (entrada de solución diluida) a 22.5 cm del borde anterior (cara con mirilla). En la parte superior del cuerpo del generador se encuentra un niple (salida de vapor) de 2.54 cm de diámetro exterior, 2 mm de espesor y 2.54 cm de largo, con centro ubicado a 15 cm del borde anterior del generador.

También en la parte inferior del cuerpo del generador se encuentra un niple de 0.635 cm (1/4") y 3.0 cm de longitud, con centro ubicado a 1.5 cm del borde anterior para drenar el equipo.

La brida ciega tiene un espesor de 0.9525 cm (3/8") con perforaciones que coinciden con la brida soldada al cuerpo del generador. Esta brida tiene 4 perforaciones para soldar en éstas igual número de coples de 1.27 cm (1/2" NPT) y 1.6 cm de largo (para sujetar resistencias). Estos coples tienen 2 planos paralelos para sujetar con llave española, la profundidad de los planos es de 6 mm. También en esta brida ciega, se encuentran dos orificios para termopozos de 4 mm de diámetro y 4.5 cm de longitud.

La tapa tiene un diámetro de 15.24 cm (6") y 0.9525 cm (3/8") de espesor, tiene un orificio para cople de 0.3175 cm (1/8") y 2.54 cm de largo (para colocar una mirilla) y un tubo de 3.95 cm de diámetro y 2.54 cm de largo para colocar un conector tipo Parker y extraer muestras de la solución y así determinar la concentración de ésta en el componente.

D.2 CÁLCULO DEL VOLUMEN DEL EVAPORADOR

Para diseñar el evaporador se consideró que se le alimenta una potencia de 2 kW para evaporar un flujo de 2.84 kg/h de agua libre de sales.

Haciendo las mismas consideraciones que se hicieron para el generador, ya que el líquido que se evapora es el mismo que se evaporó en el generador, se concluye que no existe una limitante en el volumen mínimo del evaporador.

Las resistencias a emplear para suministrar la potencia deben caber dentro del evaporador y estar inmersas totalmente, por lo que así como en el generador, estas resistencias (2 x 1 kW) limitan el volumen requerido.

Las conexiones y accesorios que debe tener el evaporador son:
 salida de vapor de agua y entrada de agua líquida,
 mediciones de: temperatura, contaminación, nivel de líquido
 suministro de energía: dos resistencias

De lo anterior se decidió utilizar el mismo diseño que se empleó en el generador modificando solamente la parte inferior. Esta modificación implica que en lugar de existir dos niples exista solamente uno (para la entrada de líquido refrigerante) ubicado a 15 cm del borde posterior. El resto de los detalles de construcción coinciden con los mencionados para el generador.

D.3 CÁLCULO DEL ÁREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL CONDENSADOR

Para el diseño del condensador se tomó en cuenta que el calor de condensación es de 2 kW y para retirarlo del equipo se utilizará agua a 26°C con gasto promedio de 10 l/min.

$$Q_{CO} = 2 \text{ kW}$$

Utilizando un factor global de transferencia U_D sugerido [66] para el cálculo del condensador se tienen varias consideraciones.

$$U_D = 1433 \text{ W m}^{-2} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$$

$$M_5 = 2.84 \text{ kg/h}$$

El calor a retirar se puede considerar compuesto de dos componentes:

$$Q_T = Q_1 + Q_2$$

la cantidad de energía térmica necesaria para que el vapor sobrecalentado pase a estado saturado

$$Q_1 = Q_{\text{vap Sobrecalentado-saturado}}$$

y la cantidad de energía térmica necesaria para que exista el cambio de fase vapor - líquido

$$Q_2 = Q_{\text{latente}} = \lambda$$

es decir el calor latente de condensación.

Con estas consideraciones se han calculado los siguientes procesos:

1. El calor es retirado por el agua que circula dentro del serpentín que esta en el interior del condensador, la temperatura final a la cual sale el agua es de 28.9 °C, a flujo constante.

$$Q = m C_p \Delta T \Rightarrow \Delta T = Q_{\text{CO}} / (m C_p)$$

$$m = 600 \text{ kg/h}$$

$$T_{w1} = 26^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = 2.9^\circ\text{C}$$

el agua del sistema de enfriamiento sale del serpentín con una temperatura de 28.9°C.

$$T_{w2} = 28.9^\circ\text{C}$$

Se pueden considerar dos procesos para la condensación:

1. Se enfría vapor de en el interior del condensador de 90°C hasta 32°C,

$$\Delta T_1 = Q_1 / (m C_p) = 90^\circ\text{C} - 32^\circ\text{C} = 58^\circ\text{C}$$

con una media logarítmica con respecto al agua de enfriamiento de 23.74°C.

2. Se cambia de fase vapor a líquida el agua a temperatura constante de 32°C, con una media logarítmica con respecto al agua de enfriamiento de 4.4°C.

De estos procesos se tienen los siguientes valores:

El calor retirado para enfriar el agua en fase vapor de 90 a 32°C es de 192 W.

$$Q_1 = 192 \text{ W (9.6 \% de } Q_T)$$

El calor cedido en el cambio de fase es la diferencia del calor retirado y el calor de enfriamiento para la fase vapor, este calor es de 1.798 kW.

$$Q_2 = Q_T - Q_1$$

$$\Rightarrow Q_2 = 1798 \text{ W (90.4 \% de } Q_T)$$

Los calores de los procesos de enfriamiento de vapor y cambio de fase representan el total del calor retirado (2 kW).

De estos datos, la media logarítmica empleada para calcular el área del serpentín es de 6.2°C,

$$\text{LMDT} = (23.74)(9.6) + (4.4)(90.4) = 6.2 \text{ }^\circ\text{C}$$

por lo que el área de contacto debe ser utilizando la ecuación

$$Q = U_D A_T \text{LMDT}$$

$$\Rightarrow A_T = (2 \text{ kW}) / (1433 \text{ W m}^{-2} \text{ }^\circ\text{C}^{-1} \cdot 6.2 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$A_T = 0.22 \text{ m}^2$$

D.3.1 Cálculo de dimensiones del condensador en material comercial

Considerando que el área de transferencia de calor es 0.22 m² y utilizando tubing (tipo comercial) de 0.9525 cm (3/8") se requiere de un tramo de 7.5 m de tubería.

Si este serpentín se hace con un diámetro nominal interno de 11.43 cm (4") se requieren 20 espiras, que si se separan el mismo espacio que ocupa cada una 0.9525 cm (3/8") forman una altura de 40 cm.

Para la altura del serpentín se debe considerar que existe un retorno (40 cm) igual a la altura del mismo y que lo deben sujetar dos extremos con una pulgada mínima como separación entre la brida que lo sujeta y la primer espira, por lo que estos extremos se estiman en 10 cm cada uno, con lo que el serpentín debe ser de una longitud total de 8.10 m.

Si del condensador se extrae un flujo constante de 2.84 kg/h de agua hacia el evaporador, se debe considerar un espacio libre para este líquido, el cual no debe tener contacto con el serpentín porque reduce el área de transferencia de calor.

El monitoreo que se realiza en el condensador implica la colocación de accesorios, por lo que se considera necesario anexar medidores de nivel, presión, temperatura y toma de muestra para determinar la concentración. También se requiere de un ducto para drenado en la parte inferior del condensador.

Los criterios de colocación de accesorios son los ya mencionados en el diseño del generador y evaporador, y obedecen a la funcionalidad y facilidad de construcción como se solicitó desde el inicio del diseño.

Las conexiones y accesorios que debe tener el condensador son: salida de agua líquida, entrada de vapor de agua, entrada y salida de serpentín. Las mediciones consideradas son: temperatura, concentración, nivel de líquido y presión

D.4 CÁLCULO DEL ÁREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL ABSORBEDOR

Para el diseño del absorbedor se considero que se debe retirar calor producido por absorción equivalente a 1.8 kW, este dato se obtuvo de la simulación y para retirarlo se utiliza aceite térmico circulando con temperatura inicial de 110°C.

Para determinar el área de transferencia de calor se utilizó la siguiente ecuación

$$Q_{AB} = (433 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}) A \Delta T_{ml}$$

donde $U_D = 433 \text{ W h/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ es sugerido por Carrier Co. [71] para la absorción de bromuro de litio en agua:

Debido a que en equipos pequeños no se requiere de un buen empacado [67] se diseño el absorbedor como si fuese un intercambiador de calor. De esta manera, calcular el ΔT_{ml} se basa en las temperaturas con que entran y salen los flujos.

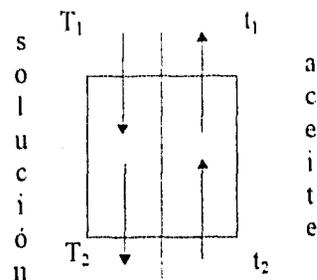
Considerando que el aceite térmico ingresa al absorbedor con una temperatura de 100°C y suponiendo que salga del mismo con un incremento de temperatura esperado (según el capítulo anterior) de 40°C quedan dos temperaturas fijas.

Ahora, analizando los resultados mostrados en el capítulo anterior (tablas 4.3.1 y 4.4.1) se nota que existe la siguiente relación:

$$T_{EV} + T_{GE} \cong 1.8 T_{AB} \text{ (K)}$$

Por lo que bajo los datos de diseño y considerando que la absorción es independiente del material en la cual se realice, se puede determinar la temperatura en el domo del absorbedor, sabiendo que la temperatura del evaporador es de 93 °C (366 °K), en el generador es de 90 °C (363°K) y por lo tanto en el domo del absorbedor es de 120°C (393 °K).

Utilizando la ecuación reportada por Kern [68] para el cálculo de la media logarítmica de temperatura con flujos en contracorriente y conociendo que la solución diluida sale del absorbedor a 150 °C, se puede evaluar la ΔT_{ml} para la transferencia de calor como sigue:



$$\Delta T_{ml} = (\Delta T_1 - \Delta T_2) / \ln (\Delta T_1 / \Delta T_2)$$

donde:

$$\Delta T_1 = T_1 - t_1 = 120 - 140$$

y

$$\Delta T_2 = T_2 - t_2 = 150 - 100$$

Por lo que la ΔT_{ml} es de 14.43°C con lo que se determina el área en 0.288 m²

$$A = Q / (U \Delta T_{ml}) = (1.8/433) / \Delta T_{ml} = 4.16 / \Delta T_{ml}$$

$$\Rightarrow A = 0.288 \text{ m}^2$$

D.4.1 Cálculo de dimensiones del absorbedor en material comercial

Considerando que el área de transferencia de calor es de 0.288 m² y utilizando tubing (tipo comercial) de 0.9525 cm (3/8") se requieren 9.6 m. Por experiencia en diseño de equipos de transferencia de calor se sobrediseña (1.25), con lo cual se requiere de 12 m de tubing.

$$L_o = A / (\pi D)$$

$$L_o = 139.09 / 14.43 = 9.6 \text{ m}$$

$$\text{sobrediseño } 1.25 \Rightarrow L_o = 12 \text{ m}$$

donde L_o es la longitud del serpentín.

Si este serpentín se construye de manera similar al mencionado en el condensador, se obtiene una altura de 61.5 cm. De manera que la altura total del absorbedor se ha determinado en 70 cm para asegurar que el serpentín esté libre de contacto con el líquido.

Al igual que los otros componentes, el absorbedor requiere de monitoreo continuo, por lo que se considera necesario agregar accesorios para su operación. Estos, son para medir nivel, presión, temperatura y tomar muestras para determinar la concentración de la solución.

Las conexiones y accesorios que debe tener el absorbedor son: entradas de solución concentrada y vapor, salida de solución diluida, entrada y salida de serpentín, medidores de temperatura, presión, nivel de líquido acumulado y extractor de muestra para determinación de la concentración de la solución.

D.5 INTERCAMBIADOR DE CALOR

Como se ha mencionado, el transformador térmico requiere de un intercambiador de calor para mejorar considerablemente su rendimiento [60], por lo que se ha diseñado un intercambiador de calor de tubos concéntricos.

El autor elaboró un programa para el cálculo de intercambiadores de calor basándose en los algoritmos de cálculo de áreas para intercambiadores de tubos concéntricos propuestos por Kern [68], en este programa se optó por utilizar (material comercial) tubing de 1.27 cm (1/2") y 0.9525 cm (3/8" BWG 20) circulando la solución diluida por el tubo interior y la solución concentrada por la sección anular.

Los datos suministrados al programa son:

Temperatura de la solución concentrada hacia el intercambiador de calor

$$tc_1 = 90^\circ\text{C}$$

Temperatura de la solución diluida hacia el intercambiador de calor

$$th_1 = 150^\circ\text{C}$$

Temperatura de la solución concentrada saliendo del intercambiador de calor

$$tc_2 = 138.6^\circ\text{C}$$

Los datos calculados son:

Temperatura de la solución diluida saliendo del intercambiador de calor

$$th_2 = 108.0^\circ\text{C}$$

Factor de diseño U_c :

$$U_c = 156.3 \text{ watt} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Efectividad:

$$\eta = 0.7 \text{ (adim.)}$$

Área de transferencia de calor:

$$A = 0.11 \text{ m}^2$$

D.5.1 Cálculo de las dimensiones del intercambiador de calor en material comercial

Si el área de transferencia de calor es de 0.11 m^2 la longitud total del intercambiador de calor en la tubería seleccionadas es de 6 m.

Si se enrolla este intercambiador de calor de manera similar a los serpentines del condensador y absorbedor se puede contener en un espacio cilíndrico de 0.16 m de diámetro externo y 0.15 m de altura.

Las presiones a las cuales opera el transformador térmico son relativamente bajas, así que en el diseño mecánico se considera que el equipo opera con presión atmosférica del exterior hacia el interior [69] y que por lo tanto la resistencia de las estructuras debe soportar este efecto de implosión.

Los datos de diseño de los componentes pueden ser utilizados para la construcción y posterior instrumentación del equipo en conjunto, antes de continuar con la investigación de los fenómenos de transferencia de masa y energía que ocurren en las mezclas que se deseen estudiar en este transformador térmico.

Referencias bibliográficas

1. Alternklich (1913), Reversible Absorptionsmaschinen, Zeitschrift für die gesamte alte-Industrie, 20 (1), pp. 1-9.
2. K. Nesselmann (1933), Kälteindustrie, Wiss Veroffen-Siemens Konzern, Vol. 12, pp 89.
3. Mashimo Katsuyuki (1987) Overview of heat transformers in Japan Edited by Kay H. Zimmerman Cap. 19 pp 271-285.
4. Siddig-Mohammed, F. A. Watson and F.A. Holland (1983) Study of the operating characteristics of a reversed absorption heat pump system (heat transformer). Chem. Eng. Res. Des, Vol.61 pp. 283-289.
5. V.M. Kripalani, S. Srinivasa, Murthy and M.V. Krishna Murthy (1984) Performance analysis of a vapor absorption heat transformer with different working fluid combinations. Heat Recovery Systems Vol. 4 No. 3 pp.129-140
6. M.A.R. Eisa, S. Devotta, I. G. Rashed and F.A. Holland (1986) Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on water-lithium bromide: Part. I: Cooling. Applied Energy 24 pp. 287-301.
7. M.A.R. Eisa, S. Devotta, I. G. Rashed and F.A. Holland (1986) Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on water-lithium bromide. Part. II: Heating. Applied Energy 25 pp. 71-82
8. M.A.R. Eisa, S. Devotta and F.A. Holland(1986) Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on water-lithium bromide: Par. III-Simultaneous cooling and heating. Applied Energy 25 pp. 83-96
9. M.A.R. Eisa, R. Best and F.A. Holland (1986) Thermodynamic design data for absorption heat transformers -Part. I. Operating on water-lithium bromide. Heat Recovery Systems 6(5), pp.421-432.
10. R. Best, M.A.R. Eisa and F.A. Holland (1987) Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on ammonia-water. Part. I: Cooling Heat Recovery Systems Vol. 7 No. 1 pp. 279-292.
11. R. Best, M.A.R. Eisa and F.A. Holland (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.
12. R. Best, M.A.R. Eisa and F.A. Holland (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.

13. R. Best, M.A.R. Eisa and F.A. Holland (1987) Thermodynamic design data for absorption heat transformers - part three. Operating on Ammonia-Water. Heat Recovery Systems & CHP Vol. 7 No. 3 pp.259-272.
14. P. Ciambelli y V. Tufano (1987) The upgrading of waste heat by means of water-sulfuric acid absorption heat transformers. Heat Recovery Systems & CHP Vol. 7 No. 6 pp. 517-524.
15. K.P. Tyagi (1987) Aqua-Ammonia heat transformers. Heat Recovery Systems & C H P Vol. 7 No. 5 pp.423-433.
16. P. Ciambelli y V. Tufano (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.
17. P. Ciambelli y V. Tufano (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
18. P. Riesch, J. Schartfe, F. Ziegler, J. Vöhl and G. Alefeld (1988) Part-load behavior of an absorption heat transformer, proceedings of the Third Intern. Symposium on the Large Scale Application of Heat Pumps, Oxford, March 1987, pp. 1-13.
19. J. M. George and S.Srinivasa Murthy (1989) Influence of heat exchanger effectiveness on performance of vapour absorption heat transformers. International Journal of Energy Res. Vol. 13 pp.455-475
20. J. M. George and S.Srinivasa Murthy (1989) Influence of absorber effectiveness on performance of vapor absorption heat transformers. International Journal of Energy Research Vol. 13 pp 629-638.
21. J. M. George and S.Srinivasa Murthy (1989) Influence of generator effectiveness on performance of vapor absorption heat transformers. International Journal of Energy Research Vol.13 pp 687-699.
22. S.I. Pereira Duarte (1989) Optimal working conditions for an absorption heat transformer - analysis of the H₂O/LiBr theoretical cycle, Heat Recovery Systems & CHP; Vol. 9, No. 6, pp 521-532.
23. S. Iyoki and T. Uemura (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.

24. Alefeld G., 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. P. Johansen. Heat Pump (HP) in Salmon Smolt hatcheries, Newsletter of the IEA Heat Pump Centre, vol. 9, no. 3, September 1991, pp18
26. T. Kashiwagi, High performance absorption cycle with auxiliary refrigerant circulation, Newsletter of the IEA Heat Pump Centre, vol. 9, no. 4, December 1991, pp4-7
27. T. Saito, Annex XIV- working fluids and transport phenomena in advanced absorption (H.P.), Newsletter of the IEA Heat Pump Centre, Vol. 10, No 1, March 1992, pp 26-27
28. R.L.D. Cane, Electricity savings through H.P. heat recovery in buildings, Newsletter of the IEA Heat Pump Centre, Vol. 10, No 2, June 1992, pp 4-6
29. M. Rosenberg, Energy utilities and H.P. in Norway, Newsletter of the IEA Heat Pump Centre, Vol. 10, No 2, June 1992, pp 18-19
30. G.Panno, Absorption technology for exploiting low/medium enthalpy geothermal resources, Newsletter of the IEA Heat Pump Centre, Vol. 10, No 3, September 1992, pp 10-13
31. A. B. Stuij, The impact of H.P.s on the greenhouse effect, Newsletter of the IEA Heat Pump Centre, Vol. 10, No 3, September 1992, p 17
32. Ronald Krom, Heat transformer find success in the steel industry, Newsletter of the IEA Heat Pump Centre, Vol. 11, No 1., March 1993, pp 17-19
33. Hans Van Der Stoel, Sorption H.P.s and their working pairs, Newsletter of the IEA Heat Pump Centre, Vol. 12, No 1, March 1994, pp 38-40
34. Bert Stuij, International H.P. status and policy review, Newsletter of the IEA Heat Pump Centre, Vol. 13, No 1, March 1995, pp 35-40
35. J. M Gordon and K Choon, A general thermodynamic model for absorption chillier: theory and experiment, Heat Recovery Systems & CHP, Vol 15, No 1, January 1995, pp 73-83
36. K. Abrahamsson, A Gidner and A Jernqvist, Design and experimental performance evaluation open absorption heat transformer with self-circulation, Heat Recovery Systems & CHP, Vol 15, No 3, April 1995, pp 257-272

37. R. M. Lazarrin, Heat pumps in industry II: application, Heat Recovery Systems & CHP, Vol 15, No 3, April 1995, pp 305-317
38. Vincenzo Tufano, On the performance of absorption heat pump-transformer, Heat Recovery Systems & CHP, Vol 15, No 4, May 1995, pp 327-332
39. Ibrahim Kilgis, Advantages of combining heat pump with radiant panel heating and cooling systems, Newsletter of the IEA Heat Pump Centre, Vol. 11, No 4, December 1993, pp 28-31.
40. K. Gommend and G. Grossman, Process steam generation by temperature boosting of heat from solar ponds, Solar energy, Vol 41, No 1, 1988, pp 81-89.
41. R. Best, W. Rivera, I. Pilatowsky and F. A. Holland, Thermodynamic design data for absorption heat transformers - IV: operating on ammonia - lithium nitrate, Heat Recovery Systems & CHP, Vol 10, No 5/6, 1990, pp. 539-548.
42. R. Best, L. Porras and F. A. Holland, Thermodynamic design data for absorption heat pump operating on ammonia - lithium nitrate - I. Cooling, Heat Recovery Systems & CHP, Vol 11, No 1, 1991, pp. 49-62.
43. R. Best, W. Rivera, I. Pilatowsky and F. A. Holland, Thermodynamic design data for absorption heat pump operating on ammonia - lithium nitrate - II: heating, Heat Recovery Systems & CHP, Vol 11, No 2/3, 1991, pp. 103-112.
44. R. Best, W. Rivera, I. Pilatowsky and F. A. Holland, Thermodynamic design data for absorption heat pump operating on ammonia - lithium nitrate - III: simultaneous cooling and heating, Heat Recovery Systems & CHP, Vol 11, No 4, 1991, pp. 199-212.
45. R. Best, W. Rivera, J. Hernández and F. A. Holland, Thermodynamic design data for absorption heat transformers, Part 5: operating on ammonia - sodium thiocyanate, Heat Recovery Systems & CHP, Vol 12, No 4, 1991, pp. 347-356.
46. R. Best, W. Rivera, J. Hernández and F. A. Holland, Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on ammonia - sodium thiocyanate- I: Cooling, Heat Recovery Systems & CHP, Vol 13, No 1, 1993, pp. 1-10.
47. R. Best, W. Rivera, J. Hernández and F. A. Holland, Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on ammonia - sodium thiocyanate- II: heating, Heat Recovery Systems & CHP, Vol 13, No 1, 1993, pp. 11-22
48. R. Best, W. Rivera, J. Hernández and F. A. Holland, Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on ammonia - sodium thiocyanate- III: simultaneous cooling and heating, Heat Recovery Systems & CHP, Vol 13, No 1, 1993, pp. 22-32.

49. W. Rivera, R. Best, J. Hernández, C. L. Heard and F. A. Holland, Study of advanced absorption heat transformers -I. Single and two stage configuration with exchanger, Heat Recovery Systems & CHP, Vol 14, No 2, 1994, pp. 173-184.
50. W. Rivera, R. Best, J. Hernández, C. L. Heard and F. A. Holland, Study of advanced absorption heat transformers -II. Double absorption configuration, Heat Recovery Systems & CHP, Vol 14, No 2, 1994, pp. 185-194.
51. R. Best and W. Rivera, Thermodynamic design data for absorption heat transformers, Part six: operating on water-Carrol, Heat Recovery Systems & CHP, Vol 14, No 4, 1994, pp. 427-436.
52. R. Best, W. Rivera and A. Oskan, Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on water-Carrol. Part I: Cooling, Heat Recovery Systems & CHP, Vol 15, No 5, 1995, pp. 425-434.
53. R. Best, W. Rivera and A. Oskan, Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on water-Carrol. Part II: Heating, Heat Recovery Systems & CHP, Vol 15, No 5, 1995, pp. 435-444.
54. R. Best, W. Rivera and A. Oskan, Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on water-Carrol. Part III: Simultaneous cooling and heating, Heat Recovery Systems & CHP, Vol 15, No 5, 1995, pp. 445-454.
55. I. Pilatowsky, W. Rivera, R. Best and F. A. Holland, Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on monomethylamine - water. Part I: cooling, Heat Recovery Systems & CHP, Vol 15, No 6, 1995, pp. 563-570.
56. I. Pilatowsky, W. Rivera, R. Best and F. A. Holland, Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on monomethylamine - water. Part II: heating, Heat Recovery Systems & CHP, Vol 15, No 6, 1995, pp. 571-582.
57. I. Pilatowsky, W. Rivera, R. Best and F. A. Holland, Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on monomethylamine - water. Part III: simultaneous cooling and heating, Heat Recovery Systems & CHP, Vol 15, No 6, 1995, pp. 583-590.
58. R. Ayala, J. L. Frias, L. Lam, C. L. Heard and F. A. Holland, Experimental assessment of an ammonia - lithium nitrate absorption cooler operated on low temperature geothermal energy, Heat Recovery Systems & CHP, Vol 14, No 4, 1994, pp 437-443.
59. R. Best, C. L. Heard, P. Peña, H. Fernandez and F. A. Holland, Developments in geothermal energy in Mexico - XXVI. Experimental assessment of an ammonia / water

- absorption cooler operating on low enthalpy geothermal energy, *Heat Recovery Systems & CHP*, Vol 10, No 1, 1990, pp. 61-70.
60. W. Rivera, Tesis de maestría en energía solar: Estudio teórico de transformadores de calor por absorción operando con la mezcla bromuro de litio-agua, 1991, UNAM
 61. McNeely Lowell A. (1973) Thermodynamic properties of aqueous solutions of lithium bromide. *ASHRAE Trans.* 85(1) pp 413-434.
 62. J. H. Keenan (1978) *Steam Tables, Thermodynamic properties of water including vapor, liquid, and solid phases.* Edit. A. Wiley-Interscience Publication.
 63. Pedroza Silva Rocío, Tesis de Licenciatura: Simulación de sistemas de refrigeración por absorción continuo para mezclas de agua, UAEM, Morelos, 1995.
 64. J. I. Hernández G., The design and commissioning of an experimental falling film ammonia - water absorber, Thesis for the degree of M. Sc., Chemical and Gas Engineering, Salford, England, 1995.
 65. V. M. Faires, *Termodinámica*, Ed. UTEHA, México, 1980
 66. R. H. Perry y C. H. Chilton, *Manual del Ingeniero Químico*, Mc Graw Hill, Ed 5a, México, 1980
 67. A. S. Foust, *Operaciones unitarias*, CECSA, México, 1983
 68. D. Q. Kern, *Transferencia de Calor*, CECSA, México, 1975
 69. J. Baumeister, E. A. Avallone, *Mark's Manual del Ingeniero mecánico*, Mc Graw Hill, México, 1984
 70. D. L. Hodget and L. Alilby, *Proceeding of a workshop held in Compression - Absorption heat pumps*, London, 12 - 14 April, 1988
 71. Reimann, R. and Biermann, W. J. Development of a single family absorption chiller for use in solar heating and cooling system, Phase III Final Report, Prepared for the U. S. Department of Energy under contract EG-77-C-03-1587, Carrier Corporation, October (1984).
 72. R. B. Bird, W. E. Stewart y E. N. Lightfoot, *Fenómenos de transporte*, Ed Reverté, Barcelona, 1964
 73. Ayala Delgado Ramón, An experimental study of heat driven absorption cooling systems, Ph. D. Thesis, University of Salford, U.K., 1993

74. ASHRAE Handbook, "Fundamentals 1993", Edition I-P, Atlanta, U.S.A. 1993

ÍNDICE

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN A LA TESIS Y JUSTIFICACIÓN METODOLÓGICA

1.1 INTRODUCCION	1
1.1.1 Aspectos energéticos del país	1
1.2 BOMBAS DE CALOR Y TRANSFORMADORES TÉRMICOS	2
1.2.1 TRANSFORMADOR TÉRMICO	2
1.3 CLASIFICACIÓN DE LAS BOMBAS DE CALOR	2
1.4 BOMBA DE CALOR POR COMPRESIÓN	3
1.5 BOMBA DE CALOR POR ABSORCIÓN	4
1.6 CONCEPTOS GENERALES SOBRE BOMBAS DE CALOR	5
1.6.1 COEFICIENTE DE OPERACIÓN	6
1.6.2 INCREMENTO DE TEMPERATURA	6
1.6.3 RELACIÓN DE FLUJO	6
1.7 ANÁLISIS BIBLIOGRÁFICO	7
1.8 LA ENERGÍA SOLAR Y LOS TRANSFORMADORES TÉRMICOS	10
1.9 OBJETIVO DE LA TESIS	10
1.9.1 Objetivos específicos	11
1.10 ESTRUCTURA DE LA TESIS	11

CAPÍTULO 2

MODELO MATEMÁTICO PARA UN TRANSFORMADOR TÉRMICO POR ABSORCIÓN DE UNA ETAPA

2.1 INTRODUCCION	13
2.2 DESCRIPCIÓN DE UN TRANSFORMADOR TÉRMICO	13
2.3 TRANSFORMADOR DE CALOR DE UNA ETAPA	15
2.4 IMPORTANCIA DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR EN UN TRANSFORMADOR TÉRMICO	15
2.5 MODELO MATEMÁTICO DE UN TRANSFORMADOR TÉRMICO DE UNA ETAPA	16
2.6 MEZCLAS UTILIZADAS	21
2.6.1 Bromuro de litio - agua	22
2.6.2 Carrol - agua	23
2.7 METODOLOGÍA	24
2.8 ANÁLISIS DE RESULTADOS	24
2.9 CONCLUSIONES DEL ANÁLISIS	27

CAPÍTULO 3

DESCRIPCIÓN DEL TRANSFORMADOR TÉRMICO UTILIZADO

3.1 INTRODUCCION	37
3.2 DESCRIPCIÓN DEL CICLO TERMODINÁMICO DEL EQUIPO	37
3.3 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE LOS COMPONENTES	39
3.3.1 Generador	39
3.3.2 Evaporador	40

3.3.3 Absorbedor	41
3.3.4 Condensador	43
3.3.5 Intercambiador de calor	44
3.4 SISTEMA DE ENFRIAMIENTO	45
3.5 SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CALOR	46
3.6 SISTEMA DE GENERACIÓN DE VACÍO	46
3.7 OTRAS PARTES DEL EQUIPO	47
3.7.1 Bombas	47
3.7.2 Ductos	47
3.7.3 Válvulas	47
3.7.4 Transductores de presión	48
3.7.5 Aislantes térmicos	48
3.8 INSTRUMENTACIÓN	48
3.8.1 Flujos	48
3.8.2 Potencias y voltajes	49
3.8.3 Reguladores de flujo	49
3.8.4 Presión	49
3.8.5 Temperatura	49
3.8.6 Concentración	49
3.8.7 Adquisición de datos	50
3.8.8 Precisión en lecturas	50
3.9 METODOLOGÍA DE OPERACIÓN DEL EQUIPO	51
3.9.1 Llenado del equipo	51
3.9.2 Arranque del equipo	51
3.9.3 Operación correcta del equipo	52
3.9.4 Paro del equipo	53
3.10 METODOLOGÍA DE CALIBRACIÓN DEL EQUIPO	54
3.10.1 Calibración de rotámetros	54
3.10.2 Calibración de transductores de presión	55
CAPÍTULO 4	
EVALUACIÓN DE LAS MEZCLAS BROMURO DE LITIO - AGUA Y CARROL - AGUA EN UN TRANSFORMADOR TÉRMICO POR ABSORCIÓN DE UNA ETAPA	
4.1 INTRODUCCION	56
4.2 EXPERIMENTACIÓN	56
4.3 EXPERIMENTACIÓN CON BROMURO DE LITIO - AGUA	58
4.4 EXPERIMENTACIÓN CON CARROL - AGUA	61
4.5 COMPARACIÓN DE LOS RESULTADOS EXPERIMENTALES ENTRE LAS MEZCLAS ESTUDIADAS	64
CAPÍTULO 5	
COMPARACIÓN DE LOS RESULTADOS EXPERIMENTALES Y CALCULADOS TEÓRICAMENTE CON EL MODELO MATEMÁTICO	
5.1 INTRODUCCION	85

5.2 RESULTADOS TEÓRICOS	85
5.3 SIMULACIÓN PARA LA MEZCLA BROMURO DE LITIO - AGUA	85
5.4 SIMULACIÓN PARA LA MEZCLA CARROL - AGUA	86
5.5 COMPARACIÓN DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS	86
5.6 CONCLUSIONES	88
CAPÍTULO 6	
BASES DE DISEÑO DE UN TRANSFORMADOR TÉRMICO POR ABSORCIÓN DE UNA ETAPA	
6.1 INTRODUCCION	97
6.2 CONSIDERACIONES CONCEPTUALES Y DATOS TERMODINÁMICOS PARA EL DISEÑO	97
6.2.1 Generador	99
6.2.2 Evaporador	99
6.2.3 Condensador	99
6.2.4 Absorbedor	100
6.2.5 Intercambiador de calor	100
6.3 SISTEMAS AUXILIARES	100
6.3.1 Sistema de enfriamiento	100
6.3.2 Sistema de recuperación de calor	101
6.3.3 Sistema de generación de vacío	101
CAPÍTULO 7	
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	
7.1 CONCLUSIONES	107
7.2 RECOMENDACIONES	108
APÉNDICES	
APÉNDICE A	
A.1 CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DE SATURACIÓN O CONCENTRACIÓN DE LA MEZCLA BROMURO DE LITIO - AGUA	109
A.2 CALCULO DE LA ENTALPÍA DE SATURACIÓN PARA LA MEZCLA BROMURO DE LITIO - AGUA	109
A.3 CALCULO DE VOLUMEN ESPECIFICO EN SATURACIÓN DE LA MEZCLA BROMURO DE LITIO - AGUA	110
A.4 CALCULO DE LA TEMPERATURA O PRESIÓN DE SATURACIÓN DEL AGUA	111
A.5 CALCULO DEL VOLUMEN ESPECIFICO DEL AGUA EN FASE LIQUIDA	111
A.6 CALCULO DEL VOLUMEN ESPECIFICO DEL AGUA EN FASE VAPOR, 186	112
A.7 CALCULO DE LA ENTALPÍA DE SATURACIÓN DEL AGUA EN FASE LIQUIDA Y EN FASE VAPOR	113

A.8 CALCULO DE LAS ENTALPIAS DE SOBRECALENTAMIENTO Y SUBENFRIAMIENTO DEL AGUA	114
A.9 CALCULO DE LA CONCENTRACIÓN DE LA MEZCLA CARROL - AGUA	115
A.10 CALCULO DE LA TEMPERATURA DE LA SOLUCIÓN DE LA MEZCLA CARROL - AGUA	115
A.11 CALCULO DE LA ENTALPÍA DE LA SOLUCIÓN DE LA MEZCLA CARROL - AGUA	116
APÉNDICE B	
B.1 CALCULO DEL COEFICIENTE DE OPERACIÓN DE CARNOT PARA UN TRANSFORMADOR DE CALOR DE UNA ETAPA	117
APÉNDICE C	
C.1 DETERMINACIÓN DE LAS ECUACIONES DE CALIBRACIÓN DE ROTÁMETROS	119
C.2 DETERMINACIÓN DE LAS ECUACIONES DE CALIBRACIÓN DE LOS TRANSDUCTORES DE PRESIÓN	121
C.3 ECUACIÓN PARA LA DETERMINACIÓN DE LA CONCENTRACIÓN EN GENERADOR Y ABSORBEDOR	122
APÉNDICE D	
D.1 CÁLCULO DEL VOLUMEN DEL GENERADOR	123
D.1.1 Cálculo del volumen del generador en material comercial	123
D.1.2 Descripción del diseño mecánico del generador	124
D.2 CÁLCULO DEL VOLUMEN DEL EVAPORADOR	125
D.3 CÁLCULO DEL ÁREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL CONDENSADOR	125
D.3.1 Cálculo de dimensiones del condensador en material comercial	127
D.4 CÁLCULO DEL ÁREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN ABSORBEDOR	128
D.4.1 Cálculo de dimensiones del absorbedor en material comercial	129
D.5 INTERCAMBIADOR DE CALOR	130
D.5.1 Cálculo de las dimensiones del intercambiador de calor en material comercial	131
Referencias bibliográficas	132
