



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA
(ENERGÍA) – (PROCESOS Y USO EFICIENTE DE LA ENERGÍA)

ANÁLISIS DE OPERACIÓN DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR
ABSORCIÓN AVANZADO GAX HÍBRIDO SOLAR-GAS LP

TESIS
QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:
DOCTOR EN INGENIERÍA

PRESENTA:
MARIO ALBERTO BARRERA CHAVARRÍA

TUTOR PRINCIPAL
ROBERTO BEST Y BROWN IER-UNAM

COMITÉ TUTOR.
GUSTAVO URQUIZA BELTRÁN CIICAP-UAEM
OCTAVIO GARCÍA VALLADARES. IER-UNAM
VÍCTOR HUGO GÓMEZ ESPINOZA -IER-UNAM
JORGE A. ANDAVERDE ARREDONDO UV-COATZACOALCOS

MÉXICO, D. F. AGOSTO, 2015



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.

JURADO ASIGNADO:

Presidente: Dr. Urquiza Beltrán Gustavo

Secretario: Dr. Best y Brown Roberto

Vocal: Dr. García Valladares Octavio

1 er. Suplente: Dr. Gómez Espinoza Víctor Hugo

2 d o. Suplente: Dr. Andaverde Arredondo Jorge Alberto

Lugar o lugares donde se realizó la tesis: Instituto de Energías Renovables,
Temixco, Morelos.

TUTOR DE TESIS:

Roberto Best y Brown

FIRMA

A mi madre, Cristina Chavarría Mejía, porque gracias a ella he logrado cumplir los objetivos más grandes en mi vida, por su apoyo, su gran cariño y amor.

A mi esposa Olivia Hernández Chávez por ser un pilar fundamental de este trabajo, por su amor, apoyo y paciencia.

A mi hijo Mario Emiliano Barrera Hernández por ser mi fortaleza.

A Enrique González Cerón por ser la maravillosa persona que es, por su gran cariño, amor y paciencia, además que gracias a él, he logrado concluir los más grandes logros en mi vida. Gracias Papá.

A toda mi familia gracias por apoyarme a ser una mejor persona.

Al Dr. Roberto Best y Brown, por ser el tutor de esta tesis, por su gran paciencia, amistad y sobre todo ser la gran persona que es.

Al Dr. Víctor Hugo Gómez Espinoza, por su gran colaboración en el desarrollo de este trabajo, por el apoyo en la compra de materiales, por la ayuda en el desarrollo, acoplamiento y funcionamiento del GFD, por su amistad y tolerancia.

Al Dr. Jorge Alberto Andaverde Arredondo, por su gran amistad, por impulsarme a desarrollarme y muy especialmente porque en él encontré a un gran amigo.

Al Dr. Octavio García Valladares por su paciencia y acertados comentarios acerca de este trabajo de doctorado.

Al Dr. Gustavo Urquiza Beltrán por sus acertados comentarios acerca de este trabajo de doctorado.

Al Dr. Jorge Hernández, por su apoyo y amistad.

Al Dr. Jorge Rojas por su apoyo y amistad.

A mis compañeros de generación, amigos del laboratorio de refrigeración, de termociencias.

A Miguel Ángel Ríos del taller mecánico del CIE-UNAM por su apoyo en la construcción del GFD y amistad.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por la beca proporcionada para mis estudios de doctorado.

Resumen

En este trabajo se da a conocer una descripción de los sistemas de refrigeración por absorción así como su funcionamiento, se mencionan los diferentes sistemas que han operado a nivel mundial.

Se habla sobre las aplicaciones de los generadores a fuego directo en el campo de la refrigeración, se menciona qué tipo de quemadores existen, además de las fuentes de energía que pueden ser ocupadas para alimentar los generadores que se utilizan en la refrigeración.

Se presenta una nueva metodología para la correcta selección de los instrumentos utilizados en los sistemas de absorción basados en resultados obtenidos de la propagación de errores como del análisis de sensibilidad de las variables particulares aplicado a datos experimentales para determinar el COP del sistema de refrigeración por absorción avanzado GAX solar- gas LP instalado en el Instituto de Energías Renovables de la Universidad Nacional Autónoma de México (IER-UNAM).

Posteriormente se presentan en forma detallada las instrucciones para operar el sistema de refrigeración por absorción avanzado GAX Solar-gas LP acoplado al generador a fuego directo (GFD), se describen las medidas de seguridad que se deben de considerar durante la operación así como el procedimiento para finalizar la operación. Se dan a conocer las características y funcionamiento del quemador que fue acoplado al GFD. También se hace un análisis de los datos obtenidos con el equipo operando con el GFD, con un equipo de calentamiento marca Chromalox, así como con ambos, y se dan a conocer los pros y contras que se encontraron durante la operación con el SRA GAX solar-gas LP. Finalmente se hace una propuesta de un nuevo sistema de generación. En esta sección se presentan los resultados obtenidos con el sistema de refrigeración por absorción avanzado Solar- GAX-gas LP.

Summary

In this work a description provided of the absorption refrigeration systems and their operation, the different systems that have operated worldwide are mentioned.

Talk about the applications of direct heat generators in the field of refrigeration, it mentioned type of burners exist, as well as energy sources that can be employed to power generators that are used in refrigeration.

Presents a new methodology for the correct selection of the instruments used in absorption systems based on results obtained of error propagation and the sensitivity analysis of individual variables applied to experimental data to determine the COP of advanced absorption refrigeration system GAX Sun-LPG installed at the Instituto de Energías Renovables of Universidad Nacional Autónoma de México (UNAM-IER).

Subsequently the instructions to operate the advanced absorption refrigeration system Solar GAX-LPG coupled to the generator to direct fire (DFG) are presented in detail, security measures must be considered during the operation and the procedure for complete the operation are described. The features and operation of the burner that was coupled to the DFG are showed. An analysis of the data obtained with the equipment operating with DFG, with a brand Chromalox heating equipment, and with both is also made, and given to know the pros and cons found during the operation with the ARSGAX Sun-LPG. A proposal for a new generation system finally is made. In this section the results obtained with the advanced absorption refrigeration system GAX Sun-LPG are presented.

Capítulo I Introducción

1.1 Introducción	2
1.2 Antecedentes en el IER-UNAM	10
1.3 Justificación	11
1.4 Objetivo	11
1.5 Metas.	12

Capítulo II. Generadores a fuego directo en sistemas de Refrigeración y generador a fuego directo del sistema de refrigeración por absorción avanzado GAX Solar-LP.

2.1 Resumen	14
2.2 Ciclo de refrigeración por absorción	14
2.3 Mezclas de trabajo en los ciclos de absorción	15
2.4 Tecnologías de la refrigeración	16
2.4.1 Sistemas de absorción	17
2.4.2 Sistemas de adsorción	17
2.4.3 Eyector de vapor de agua	17
2.4.4 Sistemas absorción avanzados GAX	18
2.4.5 Ciclo de refrigeración por absorción avanzado GAX	18
Solar-gas LP del IER-UNAM	
2.4.6 El sistema SRA-GAX y el GFD	20
2.4.7 El Gas natural y el GFD	20
2.5 Tipos de quemadores	22
2.5.1 Quemadores atmosféricos	22
2.5.2 Quemadores Mecánicos	23
2.6 Combustibles utilizados en los quemadores	24

2.7 Energía renovable utilizada en refrigeración	26
2.7.1 Energía Solar	27
2.7.2 Energía Eólica	28
2.7.3 Biomasa	30
2.7.4 Biogás	31
2.7.5 Energía Geotérmica	33
2.7.6 Temperaturas de las fuentes de energías renovables y tecnología de absorción que podría ser aplicable.	34

Capítulo III. Metodología para la instrumentación de sistemas de refrigeración por absorción.

3.1 Resumen	38
3.2 Metodología	40
3.2.1 Aplicación de la metodología	41
3.3 Determinación de las variables particulares que intervienen en el COP_{ext} .	41
3.4 Determinación de las variables que intervienen en la ecuación seleccionada.	41
3.5 Establecer el intervalo típico de cada una de las variables particulares.	42
3.6 Establecer el intervalo típico de los errores de las variables particulares.	45
3.7 Aplicar el método de Monte Carlo para calcular el error en el COP_{ext} .	46
3.8 Resultados y Discusión	49
3.9 Análisis de sensibilidad.	49
3.10 Proponer la instrumentación más adecuada para censar el sistema SRA-GAX	53

Capítulo IV. Operación del sistema de refrigeración por absorción avanzado GAX Solar-gas LP

4.1 Resumen	58
4.2 Condiciones teóricas de operación del sistema de refrigeración por absorción avanzado GAX Solar-gas LP	58
4.3 Sistema de calentamiento Chromalox	62
4.4 Sistema de adquisición de datos	63
4.5 Generador a fuego directo.	64
4.5.1 Ecuaciones gobernantes para el diseño térmico del GFD.	64
4.5.1.1 Sección de radiación.	64
4.5.1.2 Sección de convección	65
4.5.1.3 Transferencia de calor por ebullición de la solución de amoníaco-agua en la sección del envolvente	65
4.6 Medidas de seguridad y acoplamiento del GFD a la columna GE-RE del SRA GAX Solar-LP.	69
4.6.1 Carga de solución amoníaco-agua al GFD.	71
4.7 Intercambiador de placas en el Absorbedor	71
4.8 Estado final del sistema de refrigeración por absorción Solar-gas LP.	73
4.9 Descripción operativa del sistema de refrigeración por absorción avanzado GAX Solar- gas LP	74
4.10 Arranque del sistema de refrigeración por absorción avanzado GAX Solar-gas LP acoplado al GFD.	76
4.10.1 Actividades previas al arranque del sistema	77
4.10.2 Procedimiento de arranque	77
4.10.3 Procedimiento de paro del sistema.	79

Capítulo V. Análisis de resultados

5.1 Resumen	82
5.2 Análisis de resultados	82
5.3 Metodología	82
5.4 Resultados	83
5.4.1 Operación del sistema de refrigeración por absorción avanzado GAX Solar-gas LP utilizando la configuración presentada por Velázquez (2002).	83
5.4.2 Operación del sistema de refrigeración por absorción avanzado GAX Solar- gas LP incorporando bomba de recirculación, bomba de aceite térmico y mejorando aislamiento del sistema.	88
5.4.3 Operación del sistema de refrigeración por absorción avanzado GAX solar- gas LP incorporando la sección GAXb	94
5.5 Situación actual del generador a fuego directo (GFD)	103
Conclusiones	107
Recomendaciones	109
Referencias.	110

Lista de Figuras

Figura 1.1 Unidades vendidas de aire acondicionado a nivel mundial en países en desarrollo y de la comunidad europea.	3
Figura 2.1 Prototipo del sistema de refrigeración por absorción avanzado GAX del CIE-UNAM donde se observa la columna del generador-rectificador y la columna absorbedor GAX.	19

Figura 2.2 Refrigeración industrial proyecto MEDISCO	28
Figura 2.3 La Mata-La Ventosa wind farm, México, Oaxaca [www.conuee.gob.mx]	30
Figura 2.4 Ciclo de producción de biogás	31
Figura 3.1 Diagrama del SRA-GAX donde se muestran los puntos donde se miden las temperaturas de entrada, salida y los flujos tanto del aceite como del agua los cuales son utilizados para el cálculo del COP_{ext} .	40
Figura. 3.2 Ejemplo de prueba experimental donde se presentan los datos totales de temperatura de aceite y de agua a) y d) y datos en estado estable tomados para el análisis de propagación.	44
Figura 3.3 Diagrama de flujo del programa de propagación de errores por el Método de Monte Carlo aplicado al COP_{ext} de un SRA-GAX realizado en Fortran 95	47
Figura 3.4 Ejemplo de prueba experimental donde se presentan los datos totales de temperatura de aceite y de agua a) y d) y datos en estado estable tomados para el análisis de propagación	48
Figura 3.5 Errores de salida de COP_{ext} por grupo de variables para las seis corridas presentadas en la tabla 2. Se observa que la relación entre las variables es lineal. Para cada recta se presenta la pendiente (b).	50
Figura 3.6 Propagación de errores por variables particulares para las seis pruebas presentadas en la tabla 2. Se observa que la relación entre las variables es lineal. Para cada recta se presenta la pendiente (b).	52
Figura 4.1 Quemador AZUR 30	59
Figura 4.2 Diagrama de componentes Solar-GAX-LP.	62
Figura 4.3 Sistema de calentamiento marca Chromalox.	63

Figura 4.4 a) Sección de la zona de convección y b) Tubo de radiación en forma de U.	68
Figura 4.5 Acoplamiento del GFD a la columna GE-RE del SRA- GAX.	68
Figura 4.6 Prueba del funcionamiento del quemador y medición de la temperatura de flama.	70
Figura 4.7 Temperatura de la flama a lo largo del tubo en la sección de radiación	70
Figura 4.8 Carga de la mezcla amoniaco-agua en el GFD.	71
Figura 4.9 a) intercambiador de calor de placas acoplado a la columna AB-GAX y b) vista del equipo de forma individual.	72
Figura. 4.10 Mezclador de vapor de amoniaco con solución amoniaco-agua	72
Figura 4.11 Orificio de salida de vapor del mezclador.	73
Figura 4.12 Generador a fuego directo acoplado al sistema de refrigeración por absorción avanzado Solar- GAX-LP.	74
Figura 5.1 Temperaturas en el generador prueba1.	83
Figura 5.2 Configuración original de la sección GAX	84
Figura 5.3 Presión en el evaporador y absorbedor a) y temperaturas en el evaporador b).	85
Figura 5.4 Temperaturas en el condensador a) y absorbedor y rectificador b)	87
Figura 5.5 Comportamiento de la relación de flujo V/S COP	87
Figura 5.6 Bomba de recirculación.	89
Figura 5.7 Temperatura en el generador.	90
Figura. 5.8 Presión en el evaporador y absorbedor a) y temperaturas en el evaporador b).	91
Figura 5.9 Temperaturas en el condensador a) absorbedor y rectificador b).	92
Figura 5.10 Rango de flujo másico V/S COP.	93
Figura 5.11 Configuración de la sección GAXa y GAXb.	95

Figura 5.12 Medidor de gas American Meter Company	96
Figura 5.13 Presión en le evaporador y absorbedor a) y temperaturas en el evaporador b).	97
Figura 5.14 Temperaturas en el condensador a) y en el absorbedor y rectificador b).	98
Figura. 5.15 Burbujeo de la solución amoniaco-agua a la entrada del generador.	100
Figura. 5.16 Graficas líquido-vapor amoniaco-agua.	101
Figura 5.17 Presión en las 3 pruebas.	102
Figura 5.18 Temperaturas de evaporación para las 3 pruebas	103
Figura 5.19 Bridas del generador a fuego directo	104
Figura 5.20 Mirilla del GFD.	105
Figura 5.21 Entrada de amoniaco al generador y salida de solución concentrada al GFD.	105

Lista de Tablas

Tabla 1.1 Equipos comerciales de refrigeración por absorción.	8
Tabla 2.1 Relación de potencia de acuerdo con la regulación del tipo de quemador.	24
Tabla 2.2 Tipos de combustible que pueden ser usados la operación de quemadores.	25
Tabla 2.3 Producción de energía primaria renovable en México	27
Tabla 2.4 Incremento de la producción de la energía eólica en México.	30
Tabla 2.5 Características del Biogás con 60% de CH ₄ .	32
Tabla 2.6 Temperaturas disponibles de las fuentes de calor residual y renovable y tecnología de absorción que podría ser aplicable.	35
Tabla 3.1. Valores de las variables medidas durante tres corridas experimentales en el SRA-GAX. Se presentan además	43

de su media aritmética (\bar{x}) los valores de desviación estándar (s) y desviación estándar relativa (DER).

Tabla 3.2. Valores medios de las variables particulares para seis pruebas o corridas en el SRA-GAX.	45
Tabla 3.3 Exactitud para diferentes tipos de instrumentos comúnmente utilizados para medir flujos en equipos de absorción.	54
Tabla 3.4. Exactitud para diferentes tipos de instrumentos comúnmente utilizados para medir temperatura en equipos de absorción.	55
Tabla 4.1. Características técnicas del quemador AZUR 30.	59
Tabla 4.2 Condiciones de operación del Sol-GAX.	60
Tabla 4.3. Valores teóricos de capacidades y dimensiones del GFD.	66
Tabla 5.1. Calores en la prueba 1.	88
Tabla 5.2. Calores en la prueba 2.	94
Tabla 5.3. Calores en la prueba 3.	99
Tabla 5.4. Calor total de recuperación para las diferentes configuraciones	102

Nomenclatura

AB	Absorbedor
CHR	Calentador Chromalox
C	Capacitancia térmica
CO	Condensador
COP	Coefficiente de operación
DER	Desviación estándar relativa
EV	Evaporador
F	Factor de corrección
GAX	Intercambio de calor entre el Generador y el Absorbedor
GE	Generador
h	Coefficiente de transferencia de calor $[W / m^2 K]$, entalpía específica [kJ/kg]
L	Longitud del haz de flama [m]
\dot{m}	Flujo másico
NTU	Número de unidades de transferencia
Nu	Numero de Nusselt
PRE	Pre-enfriador
rA	Relación entre aletas
Re	Número de Reynolds
s	Desviación estándar
SRA	Sistema de refrigeración por absorción
T	Temperatura [K, °C]
U	Coefficiente global de transferencia de calor $[W / m^2 K]$
\bar{x}	Media
V	Velocidad [m/s]

Letras griegas

α	Absortividad de los gases
ε	Emisividad de los gases
$\Delta\varepsilon$	Factor de corrección en la emisividad
ρ	Densidad [kg/m ³]
σ	Constante de Stefan Boltzman $[W/m^2K^4]$
π	pi
μ	Viscosidad dinámica [kg/s m]
ξ	Factor de corrección en la presión parcial de los gas de combustión

Subíndices

ena	Ebullición nucleada de alberca
ext	Externo

int	Interno
máx	Máxima
mín	Mínima
o	Aceite térmico
rad	Radiación
s	superficie
w	agua

Capítulo I Introducción

CAPÍTULO I

1.1 Resumen

Hoy en día es bien sabido que el clima a nivel mundial ha sufrido cambios significativos; temperatura ambiente más alta, cambio en el régimen de precipitaciones, aumento del nivel del mar, así como desastres naturales más frecuentes relacionados con el cambio climático, lo que representa riesgos para la agricultura, alimentos y suministro de agua. La economía mundial necesita cada vez más energía para mantener el crecimiento económico, mejorar los niveles de vida y reducir la pobreza. Pero las actuales tendencias en su uso no son sostenibles. A medida que aumenta la población mundial y las economías se industrializan, las fuentes de energía no renovable se tornarán más escasas y costosas.

La Agencia Internacional de la Energía (AIE) y el Centro de Análisis de la información sobre el dióxido de carbono de los Estados Unidos de América son las fuentes de estos datos sobre producción, uso, dependencia y eficiencia energética que recopila el Banco Mundial, (www.bancomundial.org).

Dado lo anterior, en la actualidad se busca desarrollar tecnología más eficiente además de mejorar la existente, con la finalidad de aprovechar mejor las fuentes de energía no renovables o en su caso poder sustituirlas por fuentes más sustentables.

A medida que la población mundial aumente se va a requerir mayor cantidad de energía y así como optimizar su aprovechamiento, tal es el caso de los sistemas de refrigeración y calefacción donde se estima que a nivel mundial, más del 90% de los equipos de refrigeración, aire acondicionado y calefacción operan con energía eléctrica, lo que representa el 15% de la energía eléctrica producida a nivel mundial (**Hold, 2012**). Un ejemplo de esta problemática son los datos presentados por la Japan Air Condition News (JARN) en 2010 (figura 1.1), donde

se observa el aumento en la compra de sistemas de aire acondicionado para casa habitación, el cual paso de 44 millones de unidades vendidas en todo el mundo (excepto Europa) en 2002 a más de 82 millones en 2008 (líneas azules), y en Europa de 2.8 a 5.2 millones. Se puede observar que hubo un decremento en el 2009 y esto fue provocado por la crisis mundial ocurrida en ese año.

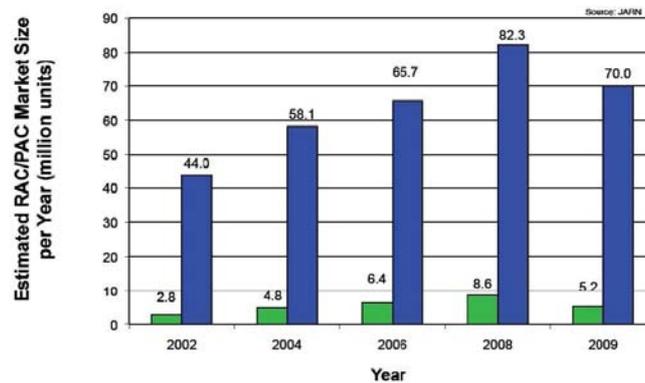


Figura 1.1. Unidades vendidas de aire acondicionado a nivel mundial en países en desarrollo y de la comunidad europea.

Como consecuencia de lo antes mencionado se ha incrementado la producción de energía eléctrica, aumentando los costos tanto para los consumidores como para los productores, además de tener mayor impacto al ambiente debido a que se debe quemar mayor cantidad de combustibles, por lo que hoy en día el área refrigeración, aire acondicionado, calefacción, etc., tiene gran potencial para el desarrollo tecnológico y la investigación en nuevos sistemas que no requieran elevados consumos de energía o que utilicen fuentes alternativas de energía que puedan ser un complemento o que apoyen a su funcionamiento; un ejemplo de ello es el enfriamiento asistido por energía solar en los sectores residencial, comercial e industrial.

A fin de colaborar en la solución de dicho problema se ha mostrado gran interés por parte de diferentes grupos de investigación en el desarrollo de tecnologías más sustentables, como es el caso de los sistemas de refrigeración y aire

acondicionado por absorción, los cuales tienen la característica de utilizar para su funcionamiento una cantidad inferior de energía eléctrica que los equipos de compresión y una entrada térmica, la cual puede ser obtenida del calor de desecho de algún proceso industrial o por una fuente de energía renovable (solar, biogás, geotérmica, etc.), además de poder ser utilizados en forma híbrida utilizando dos fuentes de energía como puede ser solar-biogás, solar-calor de desecho, etc. La contribución solar para enfriamiento puede variar entre un porcentaje moderado hasta cubrir el total de la energía requerida, esto dependiendo de la ubicación geográfica o las condiciones ambientales.

Los ciclos de enfriamiento por absorción utilizan para su funcionamiento intercambiadores (de calor y masa), pequeñas bombas y válvulas de expansión. Sus componentes principales son: generador, condensador, absorbedor, rectificador, evaporador, válvula de expansión y bomba de solución. Otros componentes considerados en algunos sistemas son dos ventiladores para remoción de calor, tanto del condensador como del absorbedor, pues de lo contrario se requiere de una torre de enfriamiento.

Una serie de avances en el diseño, construcción y simulación numérica de los elementos de dichos ciclos se han realizado con el fin de aumentar la eficiencia de los mismos. **Staicovici (1995)** combinó los ciclos de refrigeración por absorción avanzados (GAX), branched GAX y regenerative GAX con la recuperación de calor trabajando con absorbentes volátiles y no volátiles, con el propósito de elevar el coeficiente de operación (COP). **Erickson et al. (1996)** acoplaron una bomba entre el absorbedor y el generador a fin de recuperar más calor del absorbedor y suministrarlo al generador, aumentando el flujo entre los dos elementos y logrando un aumento en el COP. **Kang et al. (1999)** diseñaron el Waste GAX (WGAX) donde una parte del calor requerido para el proceso de generación es obtenido de fuentes de calor residual, reduciendo así el consumo de energía primaria y por lo tanto se obtuvieron ahorros económicos.

Por su parte, **Cao y Christensen (2000)** propusieron acoplar a un sistema de refrigeración por absorción dos fuentes de calor para operar el generador, la que proviene de la radiación solar y la de un quemador a fuego directo, con una mezcla de trabajo bromuro de litio/agua. **Kang y Kashiwagi (2000)** desarrollaron un ciclo GAX para aplicaciones de calefacción, donde se comparó su funcionamiento con un ciclo de absorción de simple efecto. Ellos obtuvieron un COP total del ciclo GAX superior al del simple efecto, debido a la recuperación de calor en el interior de la componente GAX. También encontraron que la conductividad térmica total tiene efectos más significativos sobre el COP del ciclo GAX. **Priedeman et al. (2001)** analizaron el funcionamiento de un ciclo GAX con la finalidad de alcanzar un COP de 0.7, y modificaron algunos de sus componentes logrando obtener un COP de 0.68. No fue posible obtener la meta deseada debido a las limitaciones en el sistema como la baja recuperación de calor en el GAX y la caída de presión en el evaporador. **Kim et al. (2003)** desarrollaron una investigación experimental para un absorbedor con flujo a contracorriente, trabajando con una mezcla amoníaco-agua en condiciones de baja velocidad de la solución requerida para operar el GAX. **Sabir et al. (2004)** analizaron la eficiencia de un nuevo modelo de refrigeración en donde combinan el vapor de reabsorción y el ciclo GAX.

Por su parte **Kumar y Udayakumar (2008)** realizaron estudios a un sistema de refrigeración por absorción avanzado GAXAC con una capacidad de 3.514 kW de enfriamiento y utilizando como fluido de trabajo amoníaco-agua, llegando a la conclusión que el COP es directamente proporcional a la presión en el lado de baja y a la temperatura en el generador, a su vez este disminuye al incrementar la temperatura en el condensador y el absorbedor. Por su parte **Kim e Infante Ferreira (2009)** realizaron el desarrollo teórico de un sistema de aire acondicionado que funciona con temperaturas de generación de aproximadamente 90 °C y que puede ser acoplado a colectores solares planos de bajo costo, con la

finalidad de aprovecharlos en lugares con climas muy calientes. Para este tipo de sistemas pudieron obtener valores de COP entre 0.36 y 0.38 a temperaturas de calentamiento de 90 °C y temperatura ambiente de 35 °C.

Para conocer la eficiencia del funcionamiento de los sistemas de refrigeración, se ha aplicado tradicionalmente análisis de Primera ley de la termodinámica a partir del consumo energético por tonelada, o a través del coeficiente de funcionamiento del ciclo (COP) (**p.ej. Romero, 2001**). Sin embargo se ha propuesto recientemente aplicar estudios termodinámicos por segunda ley o método de exergía, con la finalidad de conocer el máximo trabajo útil que puede ser producido por una sustancia o la cantidad de trabajo necesario para completar un proceso de refrigeración (**Rivero y Garfias, 2006; Gomri y Hakimi, 2008; Gomri, 2009; Kaushik y Akhilesh; 2009**).

El método de análisis derivado de la segunda ley permite comparar procesos de naturaleza diferente, determinando en ellos potenciales de de trabajo útil. **Egrican (2003)** realizó estudios termodinámicos a equipos de refrigeración y con los resultados obtenidos pudo modificar su sistema a fin de incrementar su efectividad. **Kaushik y Akhilesh (2009)** realizaron un análisis de energía y exergía a un sistema de refrigeración por absorción agua/bromuro de litio de simple y doble efecto, donde involucran la dependencia del COP a variables como la temperatura, encontrando que al aumentar la temperatura en el generador se incrementa el COP y la eficiencia exegética y que el absorbedor tiene la eficiencia más baja en comparación con los otros componentes del sistema.

Dentro de los estudios a equipos de refrigeración por absorción se encuentran publicados trabajos importantes en el estudio de estos sistemas trabajando con energía solar, tal es el caso del presentado por **Ravikumar et al. (1998)** donde realiza el análisis a un sistema de refrigeración.

Por su parte **Jawahar y Saravanan (2010)** realizaron una revisión de los diferentes tipos de sistemas de refrigeración por absorción GAX donde dan a conocer los distintos tipos de configuración, de mezclas utilizadas, COPs. Después de este trabajo **Han y Sun (2013)** propusieron un sistema de refrigeración híbrido accionado por temperaturas de calor residual, utilizando una mezcla binaria de amoníaco-agua como fluido de trabajo. Consiste en un subsistema de refrigeración impulsado por calor de compresión y uno por absorción; ambos, compartiendo el mismo condensador y evaporador. En general el rendimiento del sistema resulta mayor que el de un sistema convencional amoníaco-agua.

Jawahar et al. (2013) presentan un análisis paramétrico entre el ciclo de refrigeración GAX y un sistema de simple efecto. El análisis termodinámico del poder de absorción es realizado a diferentes componentes, mostrando que al utilizar el intercambiador de calor GAX se obtiene mejor eficiencia térmica combinada. En general la eficiencia térmica del ciclo GAX fue mayor a la del ciclo simple para las diversas condiciones de funcionamiento analizadas.

Mehr et al. (2013) presentan una comparación de rendimiento termo-económico de un ciclo SGAX y un ciclo HGAX, dando como resultado que el ciclo HGAX demuestra un mejor rendimiento desde el punto de vista de la primera y segunda ley de la termodinámica, obteniendo valores más altos en COP y exergía; pero su costo de producción representa un inconveniente. Se observan deficiencias en los valores obtenidos en el condensador para ambos ciclos, por lo que se sugiere una mejora en el diseño de este componente.

Finalmente Wang et al. (2013) resaltan la importancia del desarrollo de nuevas tecnologías para el aprovechamiento de la energía renovable respecto a su generación y almacenamiento para ser utilizadas en diversos sistemas de refrigeración residencial. La refrigeración solar es una tecnología importante a

desarrollar, como la de bomba de calor de energía renovable. Se requiere de una amplia investigación en los campos abiertos a nuevas tecnologías para el futuro.

De igual forma en la actualidad se encuentran a la venta diversos sistemas de absorción a nivel comercial, como se muestra en la tabla 1.1, donde podemos observar que existen a nivel mundial muchas compañías interesadas en los sistemas de absorción, la solución de trabajo más comúnmente utilizada para estos sistemas es el bromuro de litio-agua y más alejado el amoníaco-agua, también se puede observar que los sistemas de absorción utilizan como fuente de energía fuego directo.

Durante este proyecto se pretende que el sistema de refrigeración Solar-GAX opere no solamente con fuego directo, sino que éste pueda funcionar de forma híbrida con energía solar.

Tabla 1.1 Equipos comerciales de refrigeración por absorción.

Equipos que operan con la mezcla bromuro de litio-agua				
Compañía	Tipo	Fuente térmica	Capacidades	Utilidad
Rotartica (España)	Sistema de absorción	-----	4.5kW	Sistema de aire y agua helada
Yazaki (Japón)	Doble Efecto y simple efecto	Fuego directo y agua caliente.	10-352kW	Enfriamiento y calentamiento
Hitachi (Japón)	Doble Efecto y simple efecto	Fuego directo, vapor y agua caliente.	70-5000kW	Enfriamiento y calentamiento
Ebara Corporation (Japón)	Doble Efecto y simple efecto	Fuego directo y fuente de calor de bajo nivel.	100-2000kW	Enfriamiento y calentamiento
LG Machinery (Korea)	Doble Efecto y simple	Fuego directo, vapor y agua	100-3300	Enfriamiento y calentamiento

	efecto	caliente.		
Entropie (Francia/Alemania)	Doble Efecto y simple efecto	Fuego indirecto, vapor y agua caliente.	100-3300kW	Enfriamiento y calentamiento
Sanyo (Japón)	Doble Efecto y simple efecto	Fuego directo, vapor y agua caliente.	105-5250kW	Enfriamiento y calentamiento
Kyung Won Century (Korea)	Doble Efecto y simple efecto	Fuego directo, vapor y agua caliente.	280-5200	Enfriamiento y calentamiento
The TRANE Company (USA)	Doble Efecto y simple efecto	Fuego directo, vapor y agua caliente.	300-6000kW	Enfriamiento y calentamiento
Carrier Corporation (USA)	Doble efecto y simple efecto	Fuego directo	300-6000kW	Enfriamiento y calentamiento
Thermax (India)	Doble Efecto y simple efecto	Fuego directo, vapor y agua caliente.	352-4928kW	Enfriamiento y calentamiento
YORK International (USA)	Doble Efecto y simple efecto	Fuego directo, vapor y agua caliente.	400-5500kW	Enfriamiento y calentamiento
Broad (China)	Doble Efecto y simple efecto, unidad de micro aire acondicionad o	Fuego directo, fuego indirecto, vapor y agua caliente.	16-23260kW	Enfriamiento, Calentamiento y sistema de potencia

Equipos que operan con las mezcla amoníaco-agua				
Compañía	Tipo	Fuente térmica	Capacidades	Utilidad
Robur (Italia)	Simple	Fuego directo.	10-17.4kW	Enfriamiento y

	efecto, GAX			calentamiento
Carrier Corporation (USA)	Simple efecto	Fuego directo	17.5-87.5kW	Enfriamiento y calentamiento
Colibri ((Holanda)	Simple efecto tipo GAX y simple efecto	Fuego directo y agua caliente.	250 y 700kW	Enfriamiento y calentamiento
Apina (España)	Industrial	----- -	500kW	Enfriamiento

1.2 Antecedentes en el IER-UNAM

El Instituto de Energías Renovables de la Universidad Nacional Autónoma de México (IER-UNAM), a través de la coordinación de refrigeración y bombas de calor, ha tenido interés en realizar investigación y desarrollo de tecnología aplicada a sistemas avanzados de refrigeración, bombas de calor y transformadores térmicos, así el IER-UNAM cuenta en sus instalaciones con un sistema de refrigeración por absorción avanzado Solar-GAX, el cual fue diseñado para alcanzar una capacidad de 3 toneladas de enfriamiento (10.6 kW). **Velázquez y Best (2002)** iniciaron los trabajos de investigación de este sistema realizando el diseño y construcción del sistema Solar-GAX, **Gómez (2002)** dio a conocer los criterios para la selección y diseño del condensador y evaporador para este sistema de absorción GAX. **Vidal (2006)** en colaboración con **Gómez (2007)** concluyeron el armado del prototipo GAX operando con aceite térmico, y analizaron la posibilidad de utilizar un generador a fuego directo (GFD) para el calentamiento de una mezcla amoníaco-agua. Por otra parte, **Gómez (2007)** elaboró el análisis teórico y experimental de intercambiadores de calor compactos para condensación y evaporación con la finalidad de integrarlos de manera más eficiente a un sistema de refrigeración por absorción GAX, además de demostrar su potencial para competir en el mercado de la refrigeración.

Durante mis estudios de maestría se logró simular, diseñar y construir el generador a fuego directo, quedando pendiente el acoplamiento del GFD al sistema Solar-GAX. Este equipo actualmente ha funcionado mediante energía térmica suministrada mediante aceite térmico calentado con una resistencia eléctrica, simulando el funcionamiento del equipo con energía solar y con lo que no se han podido alcanzar los parámetros de diseño planteados por **Velázquez (2002)**.

En los capítulos posteriores se explicará de forma más detallada el funcionamiento del sistema de refrigeración por absorción avanzado Solar GAX gas LP.

1.3 Justificación

Debido a la creciente demanda de equipos de refrigeración, aire acondicionado y calefacción que ayuden a mejorar el bienestar y confort de la población, se ha ocasionado a su vez un incremento en la demanda de energía dentro de este rubro, por lo que se requiere de nuevas tecnologías que permitan la reducción de la misma en estos sistemas, así como la búsqueda de la utilización de otras fuentes de energía que apoyen su operación, este es el caso del sistema de refrigeración por absorción avanzado GAX Solar -gas LP, el cual puede utilizar como fuente de energía la térmica, la solar, la geotérmica, o en su caso calor de desecho o biogás, entre otras.

1.4 Objetivo

Acoplar un generador a fuego directo (GFD) en un sistema de refrigeración por absorción avanzado GAX Solar- gas LP, el cual será operado de manera híbrida con gas LP, cuando las condiciones ambientales no permitan que el dispositivo funcione con energía solar.

1.5 Metas.

- Realizar el acoplamiento del GFD e instalar los sistemas auxiliares (gas y electricidad) al sistema de refrigeración por absorción avanzado GAX Solar-gas LP.
- Poner en operación el SRA operando con aceite térmico.
- Realizar artículo en base a los resultados obtenidos con las pruebas experimentales del sistema operando con aceite térmico.
- Realizar pruebas experimentales con el sistema de refrigeración por absorción avanzado GAX Solar-gas LP operando con aceite térmico, con gas LP y en forma híbrida y analizar los datos experimentales obtenidos en las pruebas.
- Validar experimentalmente el programa de simulación Sysfire.f90.

Capítulo II. Generadores a fuego directo en sistemas de refrigeración.

CAPÍTULO II

Generadores a fuego directo en sistemas de refrigeración y generador a fuego directo del sistema de refrigeración por absorción avanzado GAX-Solar-LP.

2.1 Resumen

Durante este capítulo se da a conocer una descripción de los sistemas de refrigeración y su funcionamiento. Se habla sobre las aplicaciones de los generadores a fuego directo en el campo de la refrigeración, se menciona qué tipo de quemadores existen, además de las fuentes de energía que pueden ser ocupadas para alimentar los generadores que se utilizan en la refrigeración.

2.2 Ciclo de refrigeración por absorción

Cuando se habla de absorción se refiere a los procesos químicos y físicos que ocurren al entrar en contacto gases y líquidos o gases y sólidos, e incorporarse el gas a la otra sustancia, pudiendo separar el gas mediante el proceso inverso y llegar a la condición inicial. En 1846 el ingeniero francés Ferdinand Carré inventó el ciclo de absorción, con el propósito de producir hielo con una fuente de calor de entrada, se basó en el principio de que la absorción de amoníaco en agua causa que la presión de vapor disminuya.

Un ciclo de absorción puede ser considerado como un ciclo de vapor-compresión, con el compresor sustituido por un generador, absorbedor y bomba de líquido, basado en la propiedad de ciertos disolventes que pueden absorber una gran cantidad de vapor y poder restituirlo cuando se calienta la solución formada en la absorción.

Los ciclos de absorción producen enfriamiento o calefacción con una entrada térmica y un mínimo de electricidad, mediante intercambiadores de calor y masa, bombas y válvulas de expansión. Sus componentes principales son: generador,

condensador, absorbedor, rectificador, evaporador, válvula de expansión y bomba de solución. Otros componentes considerados en algunos sistemas son dos ventiladores para remoción de calor en el condensador y absorbedor, que de lo contrario se requiere de una torre de enfriamiento y el intercambiador de solución (economizador) y un pre-enfriador.

En los sistemas de absorción la eficiencia teórica es medida por el coeficiente de operación térmico, COP_T el cual es obtenido por la relación entre la energía térmica producida u obtenida en el evaporador y la energía suministrada en el generador, lo cual está dado por:

$$COP_T = \frac{Q_{EV}}{Q_{GE}} \quad (2.1)$$

La tecnología empleada en los ciclos de absorción puede ser utilizada en refrigeración o en el acondicionamiento de áreas residenciales, comerciales e industriales.

2.3 Mezclas de trabajo en los ciclos de absorción

Como ya se ha mencionado anteriormente el incremento en la demanda de energía, acompañado con el crecimiento que experimenta la economía mundial en las últimas décadas, ha obligado a la búsqueda de tecnologías más eficientes, que permitan mitigar los efectos negativos sobre el medio ambiente, es por eso que en la actualidad para los sistemas de refrigeración se utilizan sustancias para funcionamiento que sean amigables con el ambiente. Las mezclas más comúnmente utilizadas son: [Gómez (2007), Llamas (2007)].

- ❖ **Amoníaco (NH₃)-agua (H₂O)**; en esta mezcla el refrigerante es el amoníaco y el absorbente el agua, se caracteriza por no dañar al ambiente y puede ser aplicada a temperaturas de -60 °C, sus propiedades de transferencia de calor y masa son muy buenas, su costo es muy bajo; sin embargo las presiones a las que trabaja son relativamente altas, es volátil por lo que debe de ser rectificado, es irritante a altas concentraciones, la

temperatura para poder separar el amoníaco es alta en comparación con otras mezclas.

- ❖ **Agua (H₂O) / Bromuro de Litio (LiBr);** en esta mezcla el refrigerante es el agua y el absorbente es el bromuro de Litio, posee la característica que el refrigerante tiene una alta capacidad frigorífica, la solución de bromuro de litio no requiere rectificación por no ser volátil, no es tóxica, ni inflamable, pero tiene el inconveniente de no poder enfriar a temperaturas menores a la de la congelación del agua, no se puede disolver gran cantidad de bromuro de litio en agua ya que puede llegar a cristalizarse, además de que el vacío demanda una alta impermeabilidad del sistema.
- ❖ **Amoníaco (NH₃)-Nitrato de Litio (LiNO₃);** en esta mezcla el refrigerante es el amoníaco y el absorbente es el nitrato de litio, donde el refrigerante tiene una alta capacidad calorífica, no se requiere rectificación, no es dañino al ambiente y es posible poder generar a temperaturas más bajas que con amoníaco-agua, no cuenta con buenas propiedades de transferencia de calor y masa, puede llegar a cristalizarse a bajas concentraciones, es corrosiva al estar en contacto con el aire, además de que el costo del LiNO₃ es relativamente elevado.

2.4 Tecnología en los sistemas de refrigeración

El enfriamiento asistido por energía solar en los sectores residencial, comercial e industrial en la actualidad ha tenido un gran auge debido al agotamiento y aumento de precio de los combustibles fósiles, por lo que se ha vuelto un punto de gran interés para los grupos de investigación, el desarrollar tecnologías más sustentables, tal es el caso de los sistemas de refrigeración y aire acondicionado, donde se están trabajando sistemas híbridos que utilicen energía solar como energía primaria y fuentes de energía auxiliar como calor de desecho. La contribución solar para enfriamiento puede variar entre un porcentaje bajo hasta cubrir el total de la energía requerida.

2.4.1 Sistemas de absorción

Anteriormente los sistemas de absorción eran únicamente fabricados para su venta con capacidades de enfriamiento superiores a los 100 kW. El mercado para uso residencial o pequeñas empresas se encontraba exclusivamente conformado por un sistema de simple efecto japonés llamado Yazaki WFC10 el cual es un sistema con capacidad de 34.9kW de enfriamiento (**Best, 2006**), sin embargo, en la actualidad nuevos sistemas de absorción se encuentran disponibles en el mercado con capacidades por debajo de los 25 kW; por lo que resultan de gran interés para el segmento del mercado de enfriamiento de pequeña capacidad.

Las instalaciones hasta ahora utilizan enfriadores de absorción de efecto simple y por lo tanto requieren temperaturas de operación menores a los 100° C, utilizando colectores solares planos o colectores tipo tubo evacuado.

2.4.2 Sistemas de adsorción

El término adsorción se deriva de un proceso general denominado sorción, que describe la transferencia periódica de energía en dos subprocesos, en los cuales un medio sólido adsorbente bajo transferencia de energía adsorbe y desorbe una materia en estado gaseoso. Los dos subprocesos son clasificados en adsorción y desorción. La adsorción es el fenómeno en el cual un cuerpo sólido, bajo la liberación de una determinada cantidad de energía en forma de calor, adsorbe o atrapa en su superficie una cantidad de materia gaseosa, cuyo efecto contrario, o sea, la separación de la materia gaseosa del cuerpo sólido mediante entrega de calor a dicho cuerpo, se reconoce como desorción.

2.4.3 Eyector de vapor de agua

Es una tecnología que es usada a escala industrial. En el presente se realizan estudios en centros de investigación que trabajan en la adaptación de este proceso acoplados con concentradores cilíndrico parabólicos y para capacidades del rango de los 20 kW.

2.4.4 Sistemas absorción avanzados GAX

La principal característica de un ciclo de absorción avanzado GAX, es que la gran diferencia de concentración entre la solución débil y la solución fuerte, trae asociado un traslape parcial de intervalos de temperatura del absorbedor y el generador, lo cual significa que el absorbedor con la temperatura puede calentar la sección del generador con la temperatura más baja, con lo cual se reduce la cantidad de energía térmica externa requerida en el generador. **(Carmody y Shelton, 1993)**

2.4.5 Ciclo de refrigeración por absorción avanzado GAX Solar-gas LP del IER-UNAM

El sistema de refrigeración por absorción avanzado Sol-GAX, se encuentra instalado en el IER-UNAM. El equipo opera con la mezcla binaria amoníaco-agua, su capacidad es de 10.6 kW equivalente a 3 toneladas de enfriamiento **(Velázquez y Best 2002)**. El SRA-GAX está compuesto por un generador, absorbedor, rectificador, condensador, evaporador, dos válvulas de expansión y una bomba de solución, el sistema se puede observar en la figura 2.1.



Figura 2.1 Prototipo del sistema de refrigeración por absorción avanzado GAX del CIE-UNAM donde se observa la columna del generador-rectificador y la columna absorbedor GAX.

Para poder reducir costos y contar con un equipo más compacto, el rectificador se acopló a la columna del generador formando la columna generador-rectificador y la sección más fría del generador (GAX) se integró al absorbedor con lo que se formó la columna absorbedor-GAX. Cabe destacar que el sistema Sol-GAX no requiere de una torre de enfriamiento, ya que utiliza aire como medio de enfriamiento para retirar el calor del absorbedor y condensador.

Este tipo de sistema puede operar con diferentes fuentes de energía renovables, como son energía solar, geotérmica, eólica, biogás o con calor de desecho de procesos industriales. El SRA GAX del IER UNAM tiene la característica de poder operar con energía solar cuando las condiciones no requieran de todo el potencial del sistema y mediante la combustión de algún tipo de gas (LP, natural, biogás, etc; el sistema opera actualmente con gas LP debido a que no se cuentan con suministros cercanos de biocombustible), cuando se requiera mayor potencia o las

condiciones no permitan utilizar energía solar, además de poder operar de forma híbrida.

Durante el capítulo VI se dará a conocer en forma más detallada el funcionamiento del SRA-GAX del IER-UNAM, así como el acoplamiento de generador a fuego directo, el cual es un sistema de generación.

2.4.6 El sistema SRA-GAX y el GFD

En el SRA-GAX contempla la utilización de un GFD, éste sistema fue acoplado a la sección del generador, el cual recibe calor a través de una fuente térmica (flama) y los gases de combustión producidos de ésta realizan un precalentamiento de la mezcla, puede funcionar de manera híbrida y puede ser acoplado a una fuente de calor de desecho, la cual se podría aprovechar en el área tubos aletados o con biocombustibles generados de un procesamiento de la biomasa.

2.4.7 El Gas natural y el GFD

El combustible propuesto inicialmente para poder operar el GFD fue gas natural, sin embargo debido a que el Instituto de Energías Renovables no cuenta con suministros cercanos de este combustible se utilizó gas Lp, sin embargo, se da una breve reseña de por qué se selecciono el gas natural inicialmente.

Tomando en cuenta las bondades que hoy en día proporciona el gas natural, que es utilizado como fuente de energía en aproximadamente un 33% de los consumidores a nivel mundial. Esta explosiva tendencia al consumo de gas natural se debe básicamente a las exigencias y reglamentación ecológica.

Se está fomentando su uso en los sectores residencial, comercial e industrial por ser un combustible barato y por emitir poca contaminación, dejando de lado al combustóleo.

Existen dos alternativas para suministrar la energía proveniente del gas natural al sistema, una es bajo el concepto de fuego directo y la otra es por medio del calentamiento de un aceite térmico que posteriormente transfiere su energía al sistema. México se encuentra actualmente en una crucial etapa de transición. Una transición que apunta hacia un aprovechamiento más eficiente de sus recursos naturales y que se ve reflejado en el uso creciente del gas natural. **(Sitio Web; <http://www.amgn.org.mx>).**

Este noble recurso natural es llamado el combustible del siglo XXI por muchas razones:

1. Porque es más seguro.
2. Porque su precio es inferior al de otros combustibles viables.
3. Porque ayuda a lograr un medio ambiente más limpio.
4. Porque es fácil y continuo su abastecimiento y distribución.
5. Porque se paga después de consumido.
6. Porque no requiere almacenamiento.

Así mismo, el sector del gas natural representa oportunidades importantes para los negocios:

1. Reduce costos de energía y mantenimiento
2. Incrementa la productividad y se certifica como industria limpia entre otros.

El mundo entero tiende hoy hacia el uso del gas natural. En México no nos podemos quedar atrás en la evolución global. El gas natural es un combustible competitivo, que satisface a un costo razonable las necesidades tanto de la industria, el comercio y el sector doméstico.

México es apenas incipiente en el uso y consumo de gas natural, por ello es importante crear mayor conciencia de los beneficios que conlleva el uso de este energético.

El gas natural es una mezcla de diversos hidrocarburos gaseosos que encontramos en el subsuelo (primordialmente metano, etano, propano y butano, entre otros) Es una fuente de energía primaria tal como el carbón y el petróleo.

Sin embargo, México no cuenta con la infraestructura suficiente para poder extraer todo el gas natural que se consume en el país por lo que se tiene que importar, es por eso que en el futuro se busca sustituir al gas natural por fuentes renovables como la biomasa.

En los siguientes puntos se dan a conocer diferentes tipos de quemadores que pueden ser empleados en sistemas de refrigeración, así como otras tecnologías que pueden ser empleadas en estos sistemas.

2.5 Tipos de quemadores

Los quemadores son dispositivos diseñados para quemar combustibles líquidos, gaseosos o ambos, estos sistemas contienen los tres vértices del triángulo de la combustión (admisión, compresión y expansión), con lo que deben de lograr una mezcla íntima del combustible con el aire además de proporcionar la energía de activación.

Por la forma en que toman el aire para la combustión encontramos dos tipos de quemadores:

- Quemadores atmosféricos.
- Quemadores mecánicos.

2.5.1 Quemadores atmosféricos

Este tipo de quemadores utilizan únicamente combustibles de tipo gaseoso, donde una parte del aire necesario para la combustión (Aire Primario) se induce en el

propio quemador por el chorro de gas salido de un inyector, el aire restante (Aire Secundario) se obtiene por difusión del aire ambiente alrededor de la llama. En este tipo de quemadores se tienen combustiones con altos índices de exceso de aire.

La principal ventaja de este sistema es su simplicidad y bajo costo, aunque se pueden fabricar para potencias unitarias altas alrededor de 1200 kW o bajas de 300 kW estos son utilizados habitualmente para climatización. La energía de activación se logra mediante llama piloto, que debe estar permanentemente encendida, o con encendidos automáticos (electrónicos, tren de chispas, etc.). La regulación del gas se obtiene por variación de la presión en el inyector (abriendo y cerrando progresivamente la válvula de gas); esto permite que el quemador pueda ser modulante con relativa facilidad. [www.energia.inf.cu]

2.5.2 Quemadores Mecánicos

Los quemadores mecánicos también conocidos como quemadores a sobrepresión toman el aire de combustión mediante un ventilador y existen diversos sistemas para lograr la mezcla del aire con el combustible, en el caso de gas, se introduce mediante los inyectores, aprovechando la propia presión de suministro. En los combustibles líquidos se utilizan diversos sistemas para su pulverización (pulverización mecánica), lo cual facilita su mezcla con el aire. La combustión puede ajustarse actuando sobre el gasto de combustible, sobre la cantidad de aire a impulsar y sobre los elementos que producen la mezcla; por lo que es posible obtener rendimientos de combustión muy altos, este tipo de quemador fue seleccionado para operar el GFD y se menciona más adelante.

Por el número de escalones de potencia que producen, podemos encontrar los siguientes tipos de quemadores:

- De una marcha; son quemadores que sólo pueden funcionar con la potencia a la que hayan sido regulados, son quemadores de pequeña potencia. Los de varias marchas; estos quemadores con dos ó más

escalones de potencia (habitualmente dos), para potencias intermedias o altas; es decir, que pueden funcionar produciendo potencias distintas.

- Quemadores modulantes: estos se ajustan continuamente la relación aire-combustible, de manera que pueden trabajar con rendimientos elevados en una amplia gama de potencias; adecuándose de manera continúa a las necesidades de producción. [www.energia.inf.cu].

En las ITE 02.6.2. (Instrucciones Técnicas Complementarias, Norma de Fraccionamiento de potencia para Centrales de producción de calor), desarrollaron la tabla 2.1 donde se indica el número de marchas de los quemadores en función de la potencia de los generadores [www.coitiab.es]

Tabla 2.1 Relación de potencia de acuerdo con la regulación del tipo de quemador.

Potencia del Generador de calor (kW)	Tipo de regulación del Quemador
$P < 70$	Una marcha.
$70 \leq P \leq 400$	Dos marchas.
$400 < P$	Tres marchas o modulante.

2.6 Combustibles utilizados en los quemadores

Cada forma de energía, posee ventajas y desventajas que deben ser aprovechadas o evitadas de acuerdo con las condiciones de producción exigidas, se debe de tomar en cuenta la mezcla de aire-gas ya que puede llegar a ser explosiva y deben manejarse con precaución.

Existen diferentes fuentes de combustibles que pueden utilizarse en la práctica, los combustibles más utilizados son petróleo y gas (natural, butano, propano etc.), para el funcionamiento del quemador del GFD se utilizó gas LP debido a que el Instituto de Energías Renovables no cuenta con suministros de gas natural, calor de desecho o biogás. El petróleo no realiza combustión en su estado líquido original, la manera de alcanzar una gasificación rápida consiste en proyectarlo

finamente subdividido hacia el interior de la cámara de combustión. El elemento mecánico que realiza tal operación es el quemador.

El gas combustible propicia las mejores condiciones de servicio, después de la energía eléctrica, en lo que toca a la limpieza de las instalaciones; mientras su principal desventaja es el peligro de explosión y el costo relativamente alto.

En la Tabla 2.2 se presenta el tipo de combustibles con el cual pueden operar los diferentes tipos de quemadores que existen en la actualidad, cabe mencionar que el biogás está compuesto de 55 - 70% de metano dependiendo del tipo de residuos con que fue producido, el gas natural está compuesto por 88% metano 9% etano y 3 % propano, mientras que el gas LP está conformado por 60% propano y 40% butano, se puede observar que el gas LP tiene mayor poder calorífico, también se muestra el factor de emisión de dióxido de carbono en kg de gases de efecto invernadero por Tera Joule (GEI por TJ).

Tabla 2.2 Tipos de combustible que pueden ser usados la operación de quemadores y factor de emisión de CO₂ (kg de GEI por TJ con base en el poder calorífico neto) . (<http://www.conuee.gob.mx>

Combustible	Tipo	Poder Calorífico kJ/Kg	CO₂ Kg/TJ
Gaseoso	Gas LP	10900	63100
	Gas de coque	4500	97500
	Gas Natural	10000	56100
	Metano	8500	54600
Líquido	Gasolina	10200	69300
	Diesel	11000	74100
	Alcohol etílico	7300	61600
	Queroseno	11600	71900
	Petróleo- Fuel-oil	9820	73000
Sólido	Leña	3800	112000

Carbón mineral	4000 a 6000	114700
Coque de fundición	6200 a 7500	107000
Coque de petróleo	8000	97500
Carbón vegetal	6500 a 7000	112000

Los combustibles sólidos como la madera, el carbón etc., se queman en dos fases netamente diferenciadas; en primer lugar, se produce una calcinación preliminar donde se libera energía, pero después la mayor parte de la energía del combustible sólo se libera a temperaturas mucho más altas durante períodos más prolongados. [gresyporcelana.blogspot.com]

2.7 Energía renovable utilizada en refrigeración.

Las fuentes de energía renovables son aquellas que están disponibles en forma continua con respecto al periodo de vida de la raza humana en el planeta. En términos generales podemos considerar a la energía solar, como nuestra fuente energética total, porque excluyendo la geotermia todas las demás fuentes se derivan de la radiación del sol.

La energía producida por el sol puede ser en forma directa o indirecta e incluyen la luz, el calor y al viento. Se pueden utilizar para producir calor directamente sin ningún tipo de proceso de conversión o se pueden transformar en electricidad (ej: fotovoltaica).

En México la producción de energía mediante energías renovables ha tomando importancia a lo largo de los últimos años como se muestra en la Tabla 2.3 donde se puede observar el incremento energías renovables desde el año 2009 al 2013.

Tabla 2.3 Producción de energía primaria renovable en México
 [<http://www.sener.gob.mx/>]

Producción (Petajoules)		2009	2010	2011	2012	2013
Energía Eólica		7.24	4.46	5.93	13.12	15.07
Geotermia		152.71	149.95	149.31	133.14	131.33
Energía solar		4.10	4.97	5.81	6.67	7.52
Hidroenergía		95.20	132.26	130.57	114.69	100.66
Biomasa	Bagazo Caña	88.73	88.97	90.58	95.08	123.83
	Leña	260.68	259.31	258.09	256.74	255.42

Estas fuentes de energía se pueden utilizar en el campo de la calefacción y refrigeración donde algunas ya han sido aplicadas y otras están aún desarrollo.

2.7.1 Energía Solar.

La energía solar es obtenida mediante la captación de las ondas en forma de luz y de calor emitidos por el Sol, **y se** aprovecha de distintas maneras:

- En instalaciones de **generación eléctrica**: puede parecer una instalación de energía solar fotovoltaica, pero en realidad los paneles solares son de tipo concentrador y lo que hacen es producir calor con el que se evapora agua que mueve turbinas que generan electricidad.
- En la actualidad existen sistemas de refrigeración los cuales obtienen la energía eléctrica mediante paneles fotovoltaicos para su operación.
- Instalaciones para calentamiento y desalinización de **agua**.

- Instalaciones de **frío solar**: se aprovecha el calor de la misma manera que para el agua caliente sanitaria, y mediante un sistema de absorción de calor se convierte en frío. [www.biocarburante.com]

La energía solar en refrigeración puede ser empleada en sistemas por absorción como mencionan **Gutiérrez M.F. y Hernández G.J.I. (1993)**, lo cual consiste en un Sistema abierto de absorción operado con energía solar (agua-bromuro de litio).

La energía solar aplicada a la refrigeración es la energía más utilizada en nuevos sistemas de refrigeración como lo están haciendo el Instituto alemán de Fraunhofer realizando una investigación en Túnez y Marruecos usando energía solar para alimentar una nevera (Figura 2.2), de forma que se puede refrigerar los alimentos sin necesidad de electricidad. El proyecto se llama MEDISCO (MEDiterranean food and agro Industry applications of Solar COoling technologies), y se han instalado sistemas de refrigeración solar para conservar frescos el vino y los productos lácteos. [www.sciencedaily.com]



Figura 2.2 Refrigeración industrial proyecto MEDISCO

2.7.2 Energía Eólica.

La energía eólica es la energía obtenida del viento, es decir, la energía cinética generada por efecto de las corrientes de aire, y que es transformada en otras

formas útiles para las actividades humanas. Es un recurso abundante, renovable, limpio y ayuda a disminuir las emisiones de gases de efecto invernadero al reemplazar termoeléctricas que utilizan como base combustibles fósiles, lo que la convierte en un tipo de energía verde. Sin embargo, el principal inconveniente es su intermitencia.

En la actualidad, la energía eólica es utilizada principalmente para producir energía eléctrica mediante aerogeneradores. Durante el 2013 se incrementó un 14.8% respecto al 2012 (tabla 2.3), pasando de 13.12 PJ a 15.07PJ. Lo anterior debido a que entraron en operación las centrales Oaxaca I,II,III y IV y la Venta III aportando 5.85 PJ. [<http://www.sener.gob.mx/>]

Hasta el día de hoy la refrigeración por medio de energías sustentables (solar y eólica) sigue siendo un paradigma para la mayoría de las empresas que se dedican a la refrigeración y acondicionamiento del aire; y bajo los esquemas actuales el costo para generar una frigoría o Kcal negativa es mucho más alta que la positiva, para poder hacer funcionar un aire acondicionado 12,000 BTU's (equipo común para una habitación de 12 m²) requiere una instalación que genere por día 36 kW, esto es incosteable, bajo los esquemas convencionales. [www.soltec-renovables.com]

En la actualidad una empresa Mexicana como Soltec-Energía cuenta con generadores eólicos que pueden satisfacer la demandada de energía requerida para operar un sistema de aire acondicionado convencional además puede mantener toda una casa o instalación a costos muy competitivos además que funcionan las 24 horas del día haya o no aire.

México ha ido aumentando su producción de energía eólica, especialmente en la región de Oaxaca (Figura 2.3), así como en otras. Casi todos los proyectos eólicos que operan en México se encuentran en Oaxaca (seis proyectos con una capacidad de 508 MW), y 19 proyectos están en trámite en esta región.



Figura 2.3 La Mata-La Ventosa wind farm, México, Oaxaca [www.conuee.gob.mx]

Otras regiones con potencial incluyen Baja California y la Bahía de Campeche en el Golfo de México. En la Tabla 2.4 se muestra el crecimiento que ha tenido México en la capacidad de producción de energía eólica (<http://www.amdee.org/>, <http://www.cdpim.gob.mx/>), donde se observa que de 3 MW producidos en el 2005 para el año 2013 se incremento a 2551MW siendo México un país con potenciales muy alto de generación de energía eólica.

Tabla 2.4 Incremento de la producción de la energía eólica en México.

Año	2005	2010	2011	2012	2013
Producción (MW)	3	519	569	1348	2551

2.7.3 Biomasa.

La formación de biomasa a partir de la energía solar se lleva a cabo por el proceso denominado fotosíntesis vegetal que a su vez es desencadenante de la cadena biológica. Mediante la fotosíntesis las plantas que contienen clorofila, transforman el dióxido de carbono y el agua de productos minerales sin valor energético, en materiales orgánicos con alto contenido energético y a su vez sirven de alimento a otros seres vivos. La biomasa mediante estos procesos almacena a corto plazo la energía solar en forma de carbono. La energía almacenada en el proceso fotosintético puede ser posteriormente transformada en energía térmica, eléctrica

o carburantes de origen vegetal, liberando de nuevo el dióxido de carbono almacenado.

La combustión completa de hidrocarburos consiste en la oxidación de éstos por el oxígeno del aire, obteniendo como productos de la reacción vapor de agua y dióxido de carbono y energía térmica.

La empresa Alternative Energy Solutions (AESI) acopló un enfriador con un motor de succión utilizando residuos de biomasa como combustible. Estos equipos pueden ser utilizados para enfriar procesos y también para propósitos de refrigeración. La empresa cuenta con equipos que pueden producir 300000 kcal/h, o una producción de vapor equivalente de 500kg/h. (<http://www.aesintl.net/cooling/index.html>)

2.7.4 Biogás.

El biogás es el producto gaseoso originado de la digestión o fermentación anaeróbica de compuestos de origen orgánico (Figura 2.4). Este proceso natural biológico en el cual la materia orgánica, en ausencia de oxígeno, y mediante la acción de un grupo de bacterias metanogénicas, se descompone en biogás (CH_4 , CO_2 , H_2 , H_2S , etc.), y en digestato, que es una mezcla de productos minerales (N, P, K, Ca, etc.) y compuestos de difícil degradación. [www.biodisol.com]

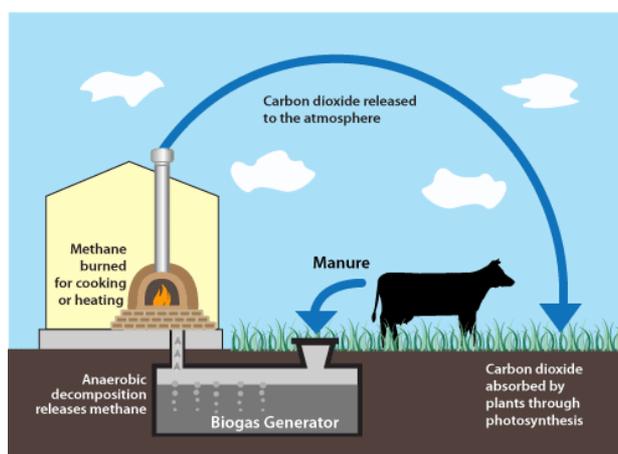


Figura 2.4. Ciclo de producción de biogás

[<http://transbiomafp.wordpress.com/2012/01/26/bioproductos-y-biocombustibles/>]

La mezcla de gases que conforman al biogás está constituida por metano (CH_4) en una proporción que oscila entre un 50% a un 70% y dióxido de carbono (CO_2) con un 30 a 40% , conteniendo pequeñas proporciones alrededor del 0 al 5% de otros gases como hidrógeno (H_2), sulfuro de hidrógeno (H_2S) y otros. Sus características han sido resumidas en la Tabla 2.5.

Tabla 2.5 Características del Biogás con 60% de CH_4 .

Características	CH_4	CO_2	$\text{H}_2\text{-H}_2\text{S}$	OTROS	Biogás 60/40
Proporciones % Volumen	55-70	27-44	1	3	100
Valor Calórico MJ/m^3	35.8	-	10.8	22	21.5
Valor Calórico kcal/m^3	8600	-	2581	5258	5500
Temp. ignición en $^\circ\text{C}$	650-750	-	-	-	650-750
Presión crítica en Mpa	4.7	7.5	1.2	8.9	7.5-8.9
Densidad relativa	0.55	2.5	0.07	1.2	0.83
Inflamabilidad Vol. en % aire	May-15	-	-	-	6

Debido a su alto contenido de gas metano, tiene un poder calorífico algo mayor que la mitad del que tiene el gas natural. Un biogás con un contenido de metano del 60% tiene un poder calorífico de unas 5.500 kcal/m^3 ($6,4 \text{ kWh/Nm}^3$). (Salvo por el contenido de H_2S , puede considerarse un combustible ideal).

- En calderas para generación de calor o electricidad.
- En motores o turbinas para generar electricidad.
- En pilas de combustible, previa realización de una limpieza de H_2S y otros contaminantes de las membranas.
- Purificándolo y añadiéndole los aditivos necesarios para introducirlo en una red de gas natural.
- Usándolo como material base para la síntesis de productos de elevado valor agregado como es el metanol o el gas natural licuado.

Realizando una comparación de los costos del Gas natural y el Gas LP tenemos que consumiendo 30 metros cúbicos de gas natural, equiparables a 42 litros de Gas LP es 11% (24 pesos) por debajo del costo del gas LP. [elinpc.com.mx (2011)]

2.7.5 Energía Geotérmica.

La energía geotérmica (calor de la tierra) es aquella energía que puede obtenerse mediante el aprovechamiento del calor interno de la Tierra esto se debe a varios factores, entre los que cabe destacar el gradiente geotérmico, el calor radio gónico, etc.

Los usos actuales de esta energía son; generación de electricidad, aprovechamiento directo del calor, calefacción, agua caliente sanitaria y refrigeración, cabe mencionar que México hasta el 2011 se encuentra en el 4 lugar mundial en generación de energía eléctrica con 958 MW solo atrás de Estados Unidos con 3094 MW, Filipinas con 1904 MW e Indonesia con 1197MW (Ineter American Development Bank).

La forma en que se aprovecha la energía geotérmica para los sistemas de refrigeración es con la utilización de bombas de calor geotérmica (BCGs), presenta los mismos servicios que las bombas y sistemas tradicionales las cuales pueden instalarse para cualquier tipo de aplicación climática como ya se mencionó: la refrigeración, calefacción, agua caliente sanitaria, entre otros. [www.geotermiasolar.com]

Ventajas

1. Es una fuente que evitaría la dependencia energética del exterior.
2. Los residuos que produce son mínimos y ocasionan menor impacto ambiental que los originados por el petróleo, carbón...
3. Sistema de gran ahorro, tanto económico como energético
4. Ausencia de ruidos exteriores

5. Los recursos geotérmicos son mayores que los recursos de carbón, petróleo, gas natural y uranio combinados
6. El área de terreno requerido por las plantas geotérmicas por megavatio es menor que otro tipo de plantas. No requiere construcción de represas, tala de bosques, ni construcción de tanques de almacenamiento de combustibles.
7. La emisión de CO₂, con aumento de efecto invernadero, es inferior al que se emitiría para obtener la misma energía por combustión.
8. Se puede generar las 24 horas del día.

Inconvenientes

1. En ciertos casos emisión de ácido sulfhídrico que se detecta por su olor a huevo podrido, pero que en grandes cantidades no se percibe y es letal.
2. Contaminación de aguas próximas con sustancias como arsénico, amoníaco, etc.
3. Contaminación térmica.
4. Deterioro del paisaje.
5. No se puede transportar (como energía primaria).
6. No está disponible más que en determinados lugares.

2.7.6 Temperaturas de las fuentes de energías renovables y tecnología de absorción que podría ser aplicable.

En la Tabla 2.6 se dan a conocer diferentes fuentes de calor residual y energías renovables que pueden ser utilizadas en el área de enfriamiento y refrigeración por absorción.

Tabla 2.6 Temperaturas disponibles de las fuentes de calor residual y renovable, y tecnología de absorción que podría ser aplicable.

Calor Residual	Temperatura del calor residual (°C)	Tecnología de enfriamiento y refrigeración por absorción	COP
Celdas de combustible Tipo PAFC	40-80	Para 80°C Agua/LiBr de simple efecto	0.6-0.7
Celdas de combustible Tipo MCFC	~187	LiI/O/LiBr de simple efecto H ₂ O /LiBr de doble efecto NH ₃ /LiNO ₃ NH ₃ / H ₂ O de simple efecto	0.6-0.7 0.9-1.2 0.5-0.6 0.5-0.6
Motores de combustión interna	Agua 90-100 Gases: 321-414	H ₂ O/LiBr de simple efecto H ₂ O /LiBr de doble efecto NH ₃ /LiNo ₃ NH ₃ / H ₂ O de simple efecto NH ₃ / H ₂ O sistema GAX	0.6-0.7 0.9-1.2 0.5-0.6 0.5-0.6 ~0.8
Microturbinas de gas con regenerador	~278	H ₂ O /LiBr de doble efecto NH ₃ /H ₂ O de simple efecto NH ₃ / H ₂ O sistema GAX	0.9-1.2 0.5-0.6 ~0.8
Hornos y calderas	232-346	H ₂ O /LiBr de doble efecto NLV H ₂ O de simple efecto NH ₃ / H ₂ O sistema GAX	0.9-1.2 0.5-0.6 ~0.8
Calor renovable de:			
Solar	120-160	H ₂ O/LiBr de simple efecto H ₂ O /LiBr de doble efecto NH ₃ /LiNo ₃ NH ₃ / H ₂ O de simple efecto	0.6-0.7 0.9-1.2 0.5-0.6 0.5-0.6
Geotérmica	120-225	HiO/LiBr de simple efecto H ₂ O /LiBr de doble efecto NH ₃ /LiNo ₃ NH ₃ / H ₂ O de simple efecto NH ₃ / H ₂ O sistema GAX	0.6-0.7 0.9-1.2 0.5-0.6 0.5-0.6 ~0.8
Biomasa	650-750	HiO/LiBr de simple efecto NH ₃ / H ₂ O de simple efecto NH ₃ / H ₂ O sistema GAX	0.6-0.7 0.5-0.5 ~0.7
Eólica		HiO/LiBr de simple efecto NH ₃ / H ₂ O de simple efecto NH ₃ / H ₂ O sistema GAX	0.6-0.7 0.5-0.5 ~0.7

Capítulo III. Metodología para la instrumentación de sistemas de refrigeración.

CAPÍTULO III

3.1 Resumen.

Como ya se ha tratado en capítulos anteriores, el aprovechamiento de la energía que se está utilizando durante los procesos debe ser al máximo, es por ello que cuando se realiza el análisis operativo de los sistemas, no sólo de refrigeración sino de cualquier tipo, éstos tienen que ser evaluados con instrumentos de medición que reflejen de manera correcta y confiable los procesos que en ellos se efectúan, con el fin de conocer su funcionamiento y comportamiento.

Dado lo anterior es importante que las variables que comúnmente se miden en los equipos de refrigeración en este caso (presión, temperatura, flujo másico) vayan acompañadas con la mínima incertidumbre ya que de ello depende que los valores calculados para obtener sus coeficientes de operación (COP) sean los correctos. Los COPs tienen asociada una incertidumbre la cual es resultado de la propagación de las incertidumbres de las variables particulares. La propagación de errores puede ser llevada a cabo mediante dos técnicas comúnmente usadas: la primera es utilizando las ecuaciones de propagación de errores [Bevington y Robinson, 2003], y la segunda aplicando el método Monte Carlo (MMC) [Verma y Quiroz–Ruiz, 2006; Herrador et al, 2005; Wubbeler et al, 2008].

Dentro de este capítulo se presenta la metodología empleada para la correcta selección de los instrumentos utilizados para medir los valores de las variables particulares basados en resultados obtenidos de la propagación de errores como del análisis de sensibilidad de las variables particulares aplicado a datos experimentales para determinar el COP_{ext} del SRA GAX Solar - gas LP. Los datos fueron obtenidos de pruebas experimentales con el SRA GAX Solar- gas LP que se encuentra instalado en el Instituto de Energías Renovables de la Universidad Nacional Autónoma de México (IER-UNAM).

La evaluación del SRA-GAX se realizó mediante el coeficiente de operación (COP), con lo que se establece la eficiencia del sistema para producir frío. El COP_{enf} se determina considerando la cantidad de calor que se obtiene en el evaporador (Q_{EV}) entre la cantidad de calor que es utilizado en el proceso llamada calor de generación (Q_{GE}). Cabe aclarar que el Q_{EV} puede ser calculado tanto de manera interna, es decir del lado del refrigerante (Q_{EV-int}) como de manera externa del lado de la fuente a enfriar (Q_{EV-ext}). De lo anterior resulta que existen dos tipos de COP, el interno (COP_{int}) y el externo (COP_{ext}) dependiendo del Q_{EV} utilizado. Para el cálculo de los calores de evaporación y de generación se han de medir variables particulares tales como presión, temperatura y flujo másico, además de estimarse el calor específico (Cp). Indicar que también se utilizan correlaciones para cálculo de variables termodinámicas (h, Cp, etc) donde las variables de entrada son T y P.

En la figura 3.1 se observa el diagrama del SRA-GAX donde se muestran los puntos donde se mide el flujo másico y las temperaturas de entrada y salida tanto del evaporador como del generador para el cálculo del COP_{ext} , el cual fue seleccionado para el desarrollo de este trabajo.

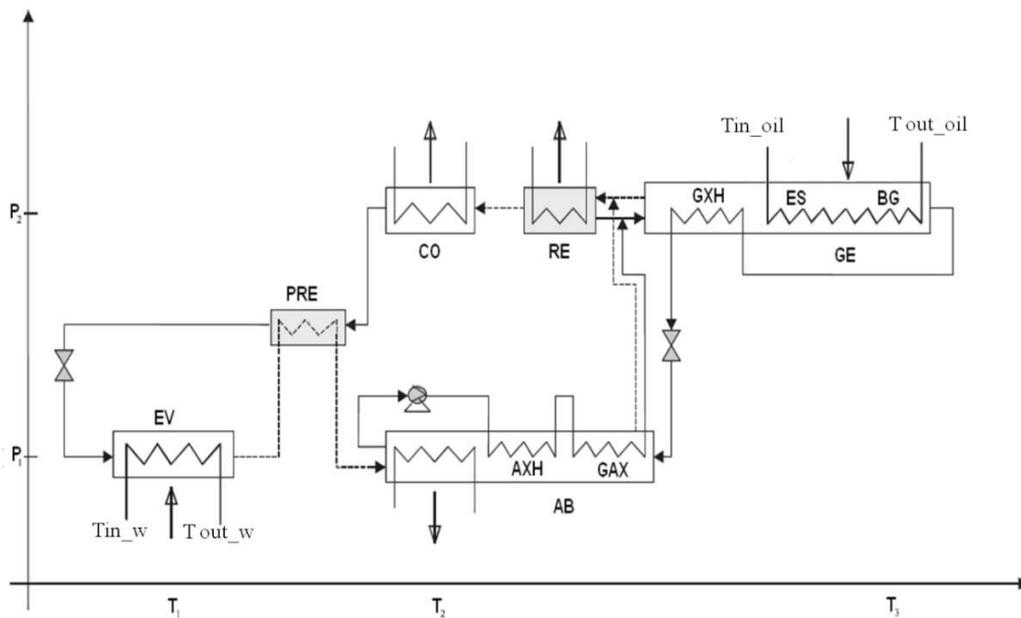


Figura 3.1 Diagrama del SRA-GAX donde se muestran los puntos donde se miden las temperaturas de entrada, salida y los flujos tanto del aceite como del agua, los cuales son utilizados para el cálculo del COP_{ext} [M. Yari, 2011].

3.2 Metodología.

Con la finalidad de determinar la sensibilidad de cada una de las variables que intervienen en el COP_{ext} del SRA-GAX se desarrolló una metodología la cual se basa principalmente en la propagación de errores mediante el método de Monte Carlo. Los pasos que la integran se enumeran a continuación:

1. Selección de la ecuación que refleje el estado de operación del sistema (COP_{ext})
2. Determinación de las variables particulares que intervienen en el COP_{ext} .
3. Establecer el intervalo típico de cada una de las variables particulares.
4. Establecer el intervalo típico de los errores de las variables particulares.
5. Aplicar el método de Monte Carlo para calcular el error en el COP_{ext} .

6. Realizar análisis de sensibilidad.
7. Proponer la instrumentación más adecuada para censar el sistema SRA-GAX.

3.2.1 Aplicación de la metodología.

La metodología antes descrita se aplicó al SRA-GAX. Para determinar la sensibilidad en las variables que intervienen en el cálculo de COP_{ext} se utilizaron datos obtenidos a diferentes condiciones de pruebas experimentales con el SRA-GAX. Se seleccionaron las pruebas que cubrieron el mayor intervalo de valores de COP_{ext} .

3.3 Determinación de las variables particulares que intervienen en el COP_{ext} .

Para determinar COP_{ext} del SRA-GAX se utilizó la ecuación 1.

$$COP_{ext} = \frac{Q_{EV}}{Q_{GE}} \quad (1)$$

En donde (Q_{EV}) es el calor de salida del sistema en el evaporador y (Q_{GE}) el calor de entrada en el generador. Los valores esperados en este tipo de equipos para el COP_{ext} se encuentran en el intervalo de 0 a 1.0 y son adimensionales. Es deseable que el valor tienda a 1 y los esfuerzos actuales de investigación en esta área de refrigeración están enfocados en lograr dicho propósito.

3.4 Determinación de las variables que intervienen en la ecuación seleccionada.

La ecuación 1 puede desarrollarse para obtener la ecuación 2, donde se observan las variables que intervienen en el cálculo del COP_{ext} y se presentan a continuación:

$$COP_{ext} = \frac{Q_{EV}}{Q_{GE}} = \frac{\dot{m}_w C_{p_w} (T_{inw} - T_{outw})}{\dot{m}_o C_{p_o} (T_{ino} - T_{outo})} \quad (2)$$

Donde: \dot{m}_w es el flujo del agua (kg/s), C_{p_w} es el calor específico del agua (kJ/kg°C), T_{inw} es la temperatura a la entrada del evaporador (°C), T_{outw} temperatura a la salida del evaporador (°C), \dot{m}_o es el flujo másico de aceite térmico (kg/s), C_{p_o} es el calor específico del aceite térmico (kJ/kg°C), T_{ino} es la temperatura de entrada del aceite al generador (°C) and T_{outo} es la temperatura de salida del aceite del generador (°C).

El total de variables que intervienen en el COP_{ext} son ocho; dos corresponden a flujo másico, dos a calor específico y cuatro a temperaturas. En el presente trabajo se evaluaron solamente el impacto de los flujos másicos y las temperaturas en cuanto a su sensibilidad por ser estas las variables particulares medidas durante la experimentación. Los calores específicos no tienen incertidumbres al ser considerados como constantes.

3.5 Establecer el intervalo típico de cada una de las variables particulares.

Para el análisis de sensibilidad de las variables que conforman el COP_{ext} se tomaron inicialmente tres pruebas experimentales que tuvieron un mínimo de 30 datos en estado estable [Verma, 2002]. En la tabla 3.1 se presentan los valores de media aritmética y desviación estándar de las variables particulares para las tres corridas, así como la Desviación Estandar Relativa (**DER**), siendo este último el cociente expresado como porcentaje de la desviación estándar entre la media aritmética. Se observa que el DER para todas las variables es menor a 2%, lo que significa que el intervalo seleccionado se encuentra en estado estable.

Tabla 3.1. Valores de las variables medidas durante tres corridas experimentales en el SRA-GAX. Se presentan además de su media aritmética (\bar{x}), los valores de desviación estándar (s) y desviación estándar relativa (DER).

		Prueba a			Prueba b			Prueba c		
	unidades	\bar{x}	S	DER (%)	\bar{x}	s	DER (%)	\bar{x}	s	DER (%)
T_{inW}	°C	23.76	0.16	0.69	26.42	0.08	0.29	24.43	0.27	0.31
T_{outW}	°C	17.38	0.30	1.74	21.96	0.10	0.44	16.77	0.06	0.58
\dot{m}_w	kg/s	0.2505	0.0055	0.22	0.250	0.004	0.17	0.3006	0.0004	0.15
T_{inO}	°C	153.17	0.06	0.04	155.60	0.32	0.21	153.5	0.5	0.21
T_{outO}	°C	134.66	0.10	0.08	127.73	0.13	0.10	133.4	0.6	0.10
\dot{m}_o	kg/s	0.3781	0.00005	0.01	0.3800	0.0002	0.03	0.3789	0.0001	0.03

Para confirmar que los datos seleccionados se encuentran en estado estable se realizaron las gráficas mostradas en las figuras 3.2a - 3.2d. En la figura 3.2a se presentan los datos de temperatura tanto de entrada como de salida del aceite térmico de una de las corridas experimentales. Esta corrida tuvo una duración de 25 minutos y de ella se seleccionó un intervalo de 3 minutos mostrado en la figura 3.2b por encontrarse en estado estable.

Para el desarrollo de este trabajo se contó con una serie de datos experimentales tomados de diferentes pruebas realizadas con el SRA-GAX. Los datos de temperatura y flujo másico del agua y aceite seleccionados para de estas pruebas se muestran en la tabla 3.2. Estos datos se tomaron de la parte estable de sus respectivas pruebas tal y como se explicó anteriormente. La condición de estabilidad de las variables durante las pruebas depende en gran medida de los sistemas de bombeo y de las fuentes de calor de los flujos másicos involucrados en el proceso, así como del diseño y capacidad de los intercambiadores de calor.

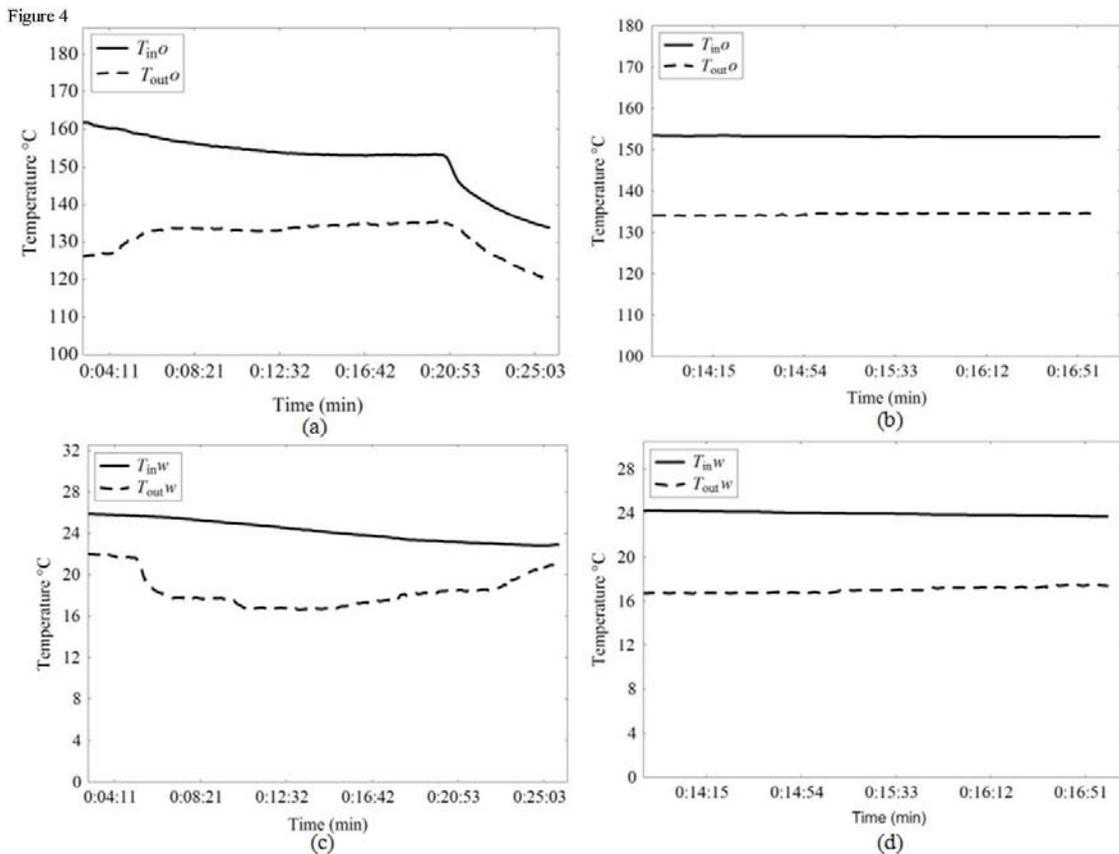


Figura. 3.2. Ejemplo de prueba experimental donde se presentan los datos totales de temperatura de aceite y de agua a) y d) y datos en estado estable tomados para el análisis de propagación.

Se puede destacar que en las pruebas seleccionadas (Tabla 3.2) los valores medios de las variables particulares de temperatura presentan un intervalo de operación de 18.67 a 25.60°C para la T_{inW} , 15.46 a 20.95°C para T_{outW} , 148.21 a 201.43°C para T_{inO} , 125.67 a 168.10°C para T_{outO} . En cuanto a los flujos másicos (medidos en kg/s) los intervalos son de 0.25 a 0.72 kg/s para el m_w y de 0.26 a 0.37 kg/s para el m_o .

Los datos de dispersión dieron como resultado que los valores de COP_{ext} (Tabla 3.2) se encuentren en el intervalo de 0.11 a 0.57.

Tabla 3.2. Valores medios de las variables particulares para seis pruebas o corridas en el SRA-GAX.

Variables	Unidades	Prueba a	Prueba b	Prueba c	Prueba d	Prueba e	Prueba f
T_{inW}	° C	18.78	18.67	18.86	20.51	24.35	25.60
T_{outW}	° C	15.59	15.63	15.46	18.61	20.95	18.81
ΔT_w	° C	3.19	3.04	3.40	1.90	3.40	6.79
\dot{m}_w	kg/s	0.72	0.42	0.33	0.42	0.25	0.30
T_{inO}	° C	192.50	193.02	192.68	201.43	148.21	158.60
T_{outO}	° C	165.00	162.33	166.59	168.01	125.67	132.21
ΔT_o	° C	27.50	30.69	26.09	33.42	22.54	26.39
\dot{m}_o	kg/s	0.26	0.26	0.26	0.34	0.38	0.37
Q_{EV}	kW	9.17	5.35	4.70	3.33	3.56	8.55
Q_{GE}	kW	16.93	18.92	16.10	27.95	19.54	22.77
COP_{ext}	kW	0.57	0.28	0.29	0.11	0.18	0.37

3.6 Establecer el intervalo típico de los errores de las variables particulares.

Los errores típicos de cada una de las variables se establecieron al conjuntar dos criterios. El primero según la exactitud reportada por el fabricante de los sensores y el segundo según el DER obtenido de los datos en el estado estable. Los sensores utilizados en el equipo SRA-GAX para medir las temperaturas fueron RTD tipo PT-100 los cuales cuentan con una exactitud reportada por el fabricante de $\pm 0.2^\circ\text{C}$ de la medición y para sensar el flujo másico del aceite se contó con un medidor tipo coriolis marca Micromotion Elite el cual cuenta con una exactitud de $\pm 0.1\%$ de la medición y para la medición del flujo másico de agua se utilizó un flujómetro marca BFP con una exactitud de $\pm 2\%$. Con la información técnica de los instrumentos en cuanto a sus exactitudes y analizando las DER reportadas en la tabla 3.1 se establece que el intervalo de error para cada una de las variables particulares a utilizarse durante las simulaciones Monte Carlo serán de 0.01% a 1.0%.

3.7 Aplicar el método de Monte Carlo para calcular el error en el COP_{ext} .

Para realizar la propagación de errores mediante el método Monte Carlo al COP_{ext} se desarrolló un programa en Fortran 95 y su diagrama de flujo se muestra en la figura 3.3. Como primer paso para propagar se han de definir las variables que serán consideradas pudiendo, para el caso del COP_{ext} seleccionar todas a la vez, por grupos (temperaturas o flujos) o en forma individual. Se deberá especificar si se desea que una variable sea tomada en cuenta en la propagación asignando a la delta un valor de 1, en caso contrario se le asignará un valor de 0. A continuación se le asigna a cada variable con delta =1 su valor medio. En este programa ya se ha establecido que el error tiene un intervalo de 0.01% a 1.0% de DER para cada una de las variables. Este intervalo se puede extender, pero como se aborda más adelante es suficiente el antes mencionado. Como siguiente paso, corresponde a la generación de números aleatorios (al menos 100,000 para cada variable particular) cuya media es de 0 y con una desviación estándar de 1. Estos datos se transforman a una distribución normal de cada valor de las variables particulares haciendo uso de sus respectivas medias aritméticas y sus desviaciones estándar.

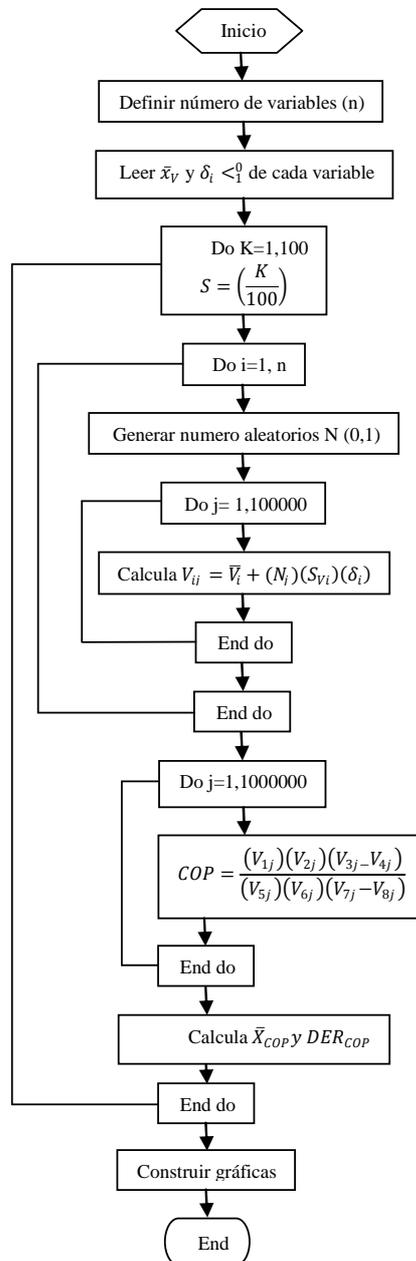


Figura 3.3 Diagrama de flujo del programa de propagación de errores por el Método de Monte Carlo aplicado al COP_{ext} de un SRA-GAX realizado en Fortran 95.

En la figura 3.4 se presenta a modo de ejemplo la distribución de los valores de temperatura de entrada del agua para la serie 5 de la tabla 3.2.

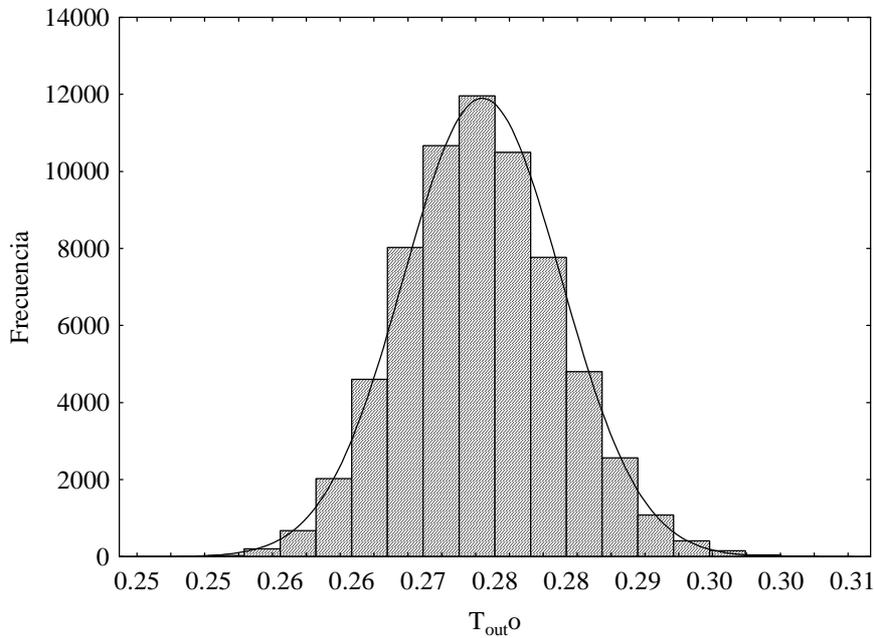


Figura 3.4. Ejemplo de prueba experimental donde se presentan los datos totales de temperatura de aceite y de agua a) y d) y datos en estado estable tomados para el análisis de propagación

Terminados de generar los valores de cada variable se procede al cálculo del COP_{ext} con un valor inicial de % DER (0.01%) de las variables particulares consideradas. Con los resultados obtenidos se calcula la media (\bar{x}), la desviación estándar y el DER del COP_{ext} para el error considerado. Este procedimiento continúa hasta que se barren todos los valores del intervalo de error (0.01% a 1.0%). Por último se construyen las gráficas de %DER del COP_{ext} vs. % DER de entrada de las variables que intervienen en la propagación de errores.

Debido a que se tienen sustracciones durante el cálculo del COP_{ext} fue necesario establecer que las distribuciones de las T_{inw} y T_{outw} , así como las T_{in0} y T_{out0} no se traslaparan. En caso de que exista traslape se podrían obtener COP_{ext} erróneos. Mediante la aplicación de las pruebas F y t-student se pudo verificar que

efectivamente las distribuciones no se traslapan dado que existen diferencias significativas entre ellas a un nivel de confianza de 99% [13]. Los apartados de análisis de sensibilidad y de selección de instrumentos correspondientes a los incisos 3.6 y 3.7 de la metodología serán descritos en la sección de resultados.

3.8 Resultados y Discusión.

Los resultados son presentados en dos secciones. Una corresponde al análisis de sensibilidad y la segunda a los criterios de instrumentación.

3.9 Análisis de sensibilidad.

Con el programa antes descrito se realizó la propagación de errores en el COP_{ext} para seis diferentes pruebas experimentales listadas en la Tabla 3.2. Los errores supuestos para las variables particulares son de 0.01% a 1.0 de % DER. Las simulaciones se realizaron considerando errores en: i) Todas las variables a la vez, ii) errores solo en las temperaturas, iii) errores solo en los flujos, iv) errores en las temperaturas del agua, v) errores en las temperaturas del aceite y vi) errores en las variables particulares considerando una a la vez.

En las figuras 3.5a - 3.5f se presentan los resultados de la propagación de errores en el COP_{ext} para variables agrupadas (incisos i – v). En estas gráficas se muestran en las abscisas los valores supuestos de % DER en las variables particulares y en el de las ordenadas los %DER del COP_{ext} .

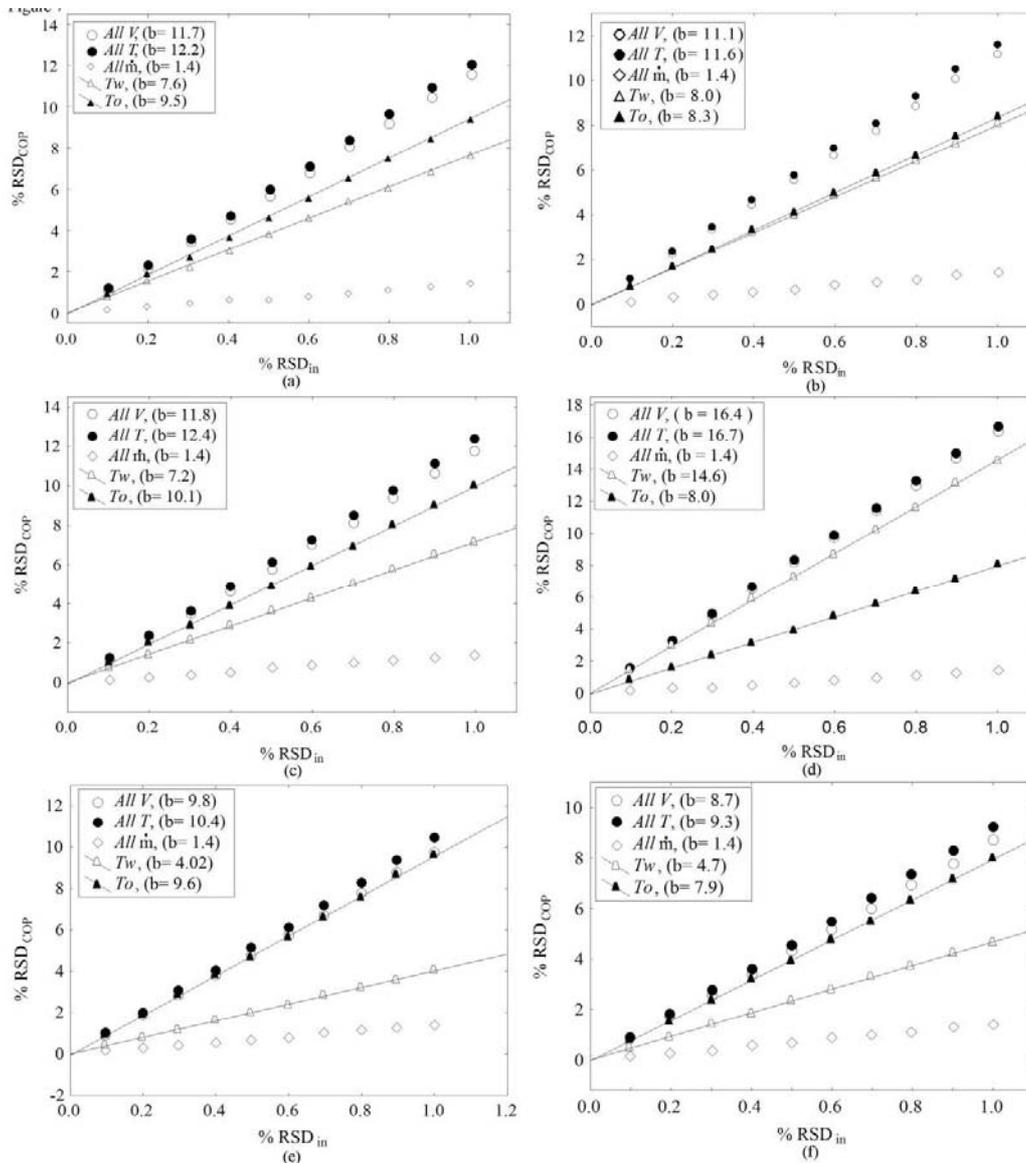


Figura 3.5 Errores de salida de COP_{ext} por grupo de variables para las seis corridas presentadas en la tabla 3.2. Se observa que la relación entre las variables es lineal. Para cada recta se presenta la pendiente (b).

En todos los casos se observa que existe una relación directa lineal entre los valores de $\%DER$ de entrada de las variables particulares con los valores del $\%DER$ del COP_{ext} . Aprovechando esta relación se han calculado las pendientes de las rectas y éstas han sido incluidas en cada una de las figuras. Los valores de las

pendientes se encuentran en un intervalo de 1.4 a 16.6. En todos los casos el valor menor de la pendiente es cuando se consideran los flujos agrupados del agua y el aceite, por el contrario, las pendientes mayores son al considerar todas las temperaturas. Los valores de las pendientes para las pruebas **a**, **b**, **c**, **e** y **f** ordenadas de manera descendente resultan en $All T > All V > T_o > T Water > All F$, mientras que para la prueba **d** existe un cambio en el orden resultando $All T > All V > T_w > T_o > All m$. En esta jerarquía sobresale un resultado no esperado y es de que $All T > All V$. La causa de que el error propagado sea mayor al considerar solamente las temperaturas, que al considerar todas las variables es debido a que la covarianza es mayor cuando tenemos todas las variables que cuando tenemos solamente las temperaturas. Cabe aclarar que el término de covarianza es negativo en la ecuación de propagación de errores de la ecuación del COP_{ext} [4]. Por otra parte, la inversión en el orden de las pendientes entre las corridas **a**, **b**, **c**, **e** y **f** y la corrida **d**, particularmente a las T_o y T_w se debe a que en la corrida **d** el delta de Temperatura del agua es muy pequeño (1.9 o C). Esto trae como consecuencia un valor de COP_{ext} bajo (0.11), lo que lo hace sensible a los errores supuestos en las temperaturas del agua. Por otra parte, cabe destacar que el valor de la pendiente al considerar errores en todas las variables está relacionado con el valor del COP_{ext} . Esto es evidente en la corrida **d** donde el COP_{ext} es de 0.11 y la pendiente es de 16.7. De lo anterior se puede resaltar que los valores COP_{ext} bajos presentaran valores de %DER mayores.

En las figuras 3.6a- 3.6f se presentan los resultados de la propagación de errores en el COP_{ext} para cada una de las variables particulares (inciso vi). En estas gráficas se muestran en las abscisas los valores supuestos de % DER en las variables particulares y en el de las ordenadas los %DER del COP_{ext} .

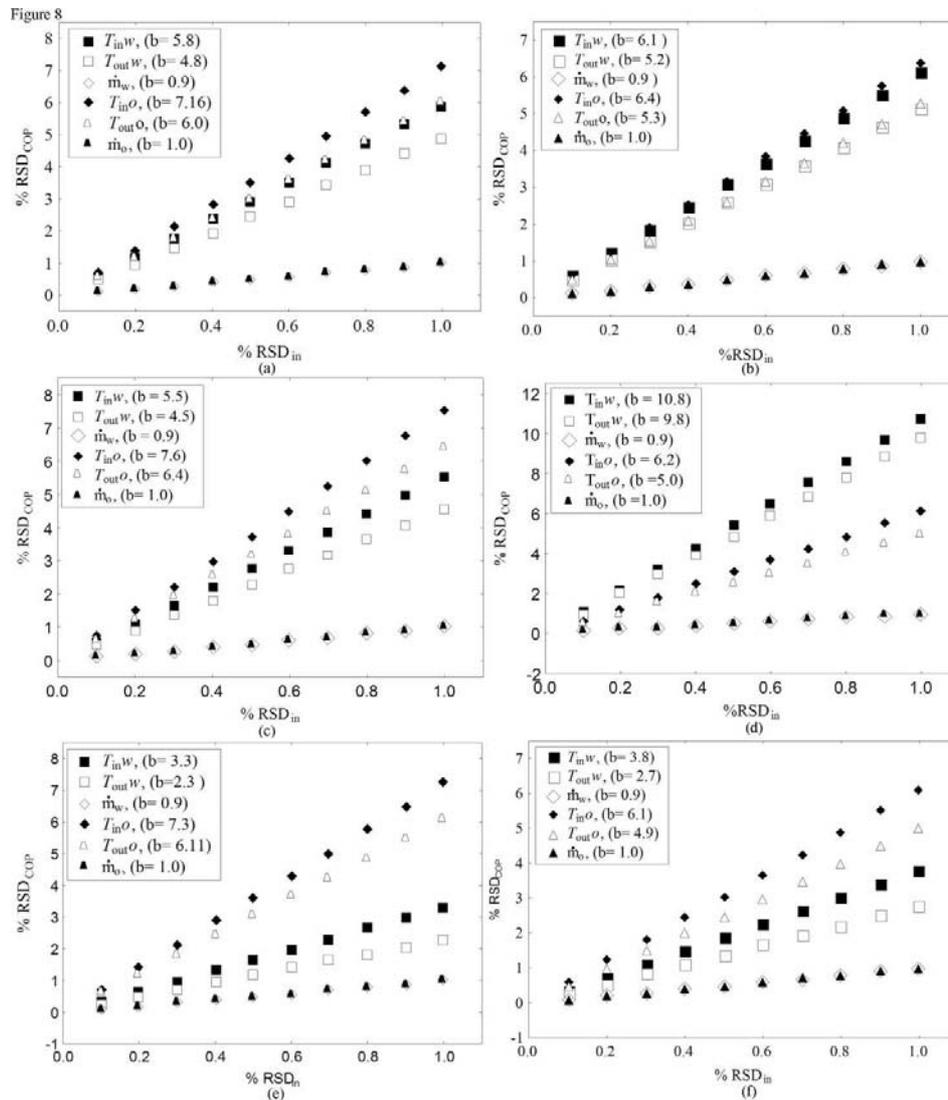


Figura 3.6. Propagación de errores por variables particulares para las seis pruebas presentadas en la tabla 3.2. Se observa que la relación entre las variables es lineal. Para cada recta se presenta la pendiente (b).

También se puede observar que en todos los casos existe una relación directa lineal entre los valores de %DER de entrada de las variables particulares con los valores del %DER del COP_{ext} . Los valores de las pendientes se encuentran en un intervalo de 0.9 a 10.8. En todos los casos el valor menor de la pendiente es para los flujos tanto de agua como de aceite. En contraste, las pendientes mayores son

de manera casi general para las temperaturas de entrada del aceite. Los valores de las pendientes para las corridas **a**, **c**, **e** y **f** ordenadas de manera descendente resultan en $T_{inO} > T_{outO} > T_{inW} > T_{outW} > \dot{m}_O > \dot{m}_W$; Para la corrida b el orden es $T_{inO} > T_{inW} > T_{outO} > T_{outW} > \dot{m}_O > \dot{m}_W$ y para la corrida **d** el orden es $T_{inW} > T_{outW} > T_{inO} > T_{outO} > \dot{m}_O > \dot{m}_W$. La variable que más contribuye de manera individual a la propagación del error es la T_{inO} y esto es debido a que tiene un valor superior a todas las demás variables. La corrida d es la excepción dado que la T_{inW} es la que más contribuye a incrementar el %DER del COP_{ext} . Esto se debe a que el delta de temperatura para el agua es de bajo valor.

3.10 Proponer la instrumentación más adecuada para censar el sistema SRA-GAX.

De los resultados antes presentados se puede observar que las variables que más contribuyen en la propagación de errores en el COP_{ext} son las temperaturas, tanto de entrada y salida del aceite térmico en el generador como del agua en el evaporador, mientras que los flujos contribuyen poco al %DER del COP_{ext} . Dicho lo anterior es necesario que cuando se instrumente el SRA-GAX los sensores de temperatura sean de mejor calidad en cuanto a su exactitud. En la tabla 3.3 se presenta una gráfica de exactitud de instrumentos comúnmente utilizados para medir temperaturas en equipos de absorción. El precio es relativo y éste depende del fabricante y del tipo de cambio que se tenga en el momento. Se observa que el instrumento que presenta mayor exactitud es el termistor y sería el recomendado para realizar las mediciones de temperatura en el agua, y para realizar las mediciones en el aceite se utilizaría RTD (resistance temperature detector) debido a los rangos de temperatura que presenta cada tipo de sensor. Por otra parte también se construyó una tabla (Tabla 3.3) para comparar exactitud de equipos de medición de flujos. Se puede observar que el Coriolis es el que tiene mayor exactitud, sin embargo su costo es muy elevado comparado con el sensor de temperatura más costoso. Basándose en costos de equipos y en los resultados de

la propagación de errores de este trabajo lo más recomendable para la instrumentación es seleccionar los equipos con mayor exactitud para medir la temperatura (equipos costosos) y equipos de mediana exactitud (mediano costo) para medir el flujo.

Tabla 3.3 Exactitud para diferentes tipos de instrumentos comúnmente utilizados para medir flujos en equipos de absorción.

Flujómetro	Líquidos recomendados	Exactitud típica en %	Medidas y diámetros	Rango de flujo	Costo Relativo
Placa de orificio	Líquidos sucios y limpios; algunos líquidos viscosos	± 5 a ± 10	2" a 30"	Flujos altos	Bajo
Tubo Venturi	Líquidos viscosos, sucios y limpios	± 2 a ± 5	2" a 20"	Flujos altos	Medio
Tubo Pitot	Líquidos limpios	± 3 a ± 5	½" a 30"	Amplio rango	Bajo
Rotámetro	Líquidos limpios. Gases	± 2 a ± 3	¼" a 2"	Amplio rango	Muy Bajo 500 a 5,000
Turbina mecánica	Líquidos y gases, limpios y viscosos	± 3 a ± 5	½" a 10"	Flujos altos	Bajo 600 a 2,000
Electromagnético Turbina	Líquidos sucios y limpios; viscosos y conductores. Gases	± 0.25 a ± 0.5	¼" a 1"	Amplio rango	Alto 15,000 a 50,000
Electromagnético Engranés	Líquidos viscosos (aceites)	± 0.5 a ± 1	½" a 5"	Amplio rango	Medio 12,000 a 15,000
Electromagnético Vórtice	Líquidos limpios y sucios. Gases	± 0.5 a ± 1	¼" a 2"	Amplio Rango	Medio 10,000 a 14,000
Infrarrojo Turbina	Líquidos limpios	± 0.5 a ± 1	1/8" a 3/4"	Flujos pequeños	Medio 7,000 a 12,000
Ultrasónico	Líquidos sucios y	± 2 a ± 5	½" a 30"	Flujos	Alto

(Doppler)	líquidos viscosos			grandes	70,000 a 90,000
Ultrasónico Transito	Líquidos limpios y líquidos viscosos	± 2 a ± 5	$\frac{1}{2}$ " a 30"	Flujos grandes	Alto 70,000 a 80,000
Coriolis	Líquidos y gases, limpios, sucios, viscosos	± 0.1 a 0.2	$\frac{1}{4}$ " a 6"	Amplio rango de flujos	Muy Alto 90,000 a 150,000

Cabe mencionar que para medir flujo de aceite se debe de seleccionar un equipo que pueda operar a temperaturas cercanas a los 225°C (ver tabla 3.2), por lo tanto de los equipos presentados en la tabla 3.4 sólo podrían seleccionarse termopares o RTD.

Tabla 3.4. Exactitud para diferentes tipos de instrumentos comúnmente utilizados para medir temperatura en equipos de absorción.

Característica	Termopar	RTD	Termistor
Rango de Temperatura	Alto: -200 a 2300°C	Medio: -50 a 550°C	Bajo: -40 a 200°C
Tiempos de respuesta	2-5seg	2-4seg	1-2seg
Tipos o Modelo	T,J,K,L,R,B,S	PT 100, PT 1000	NTC,PTC
Costo	≈350	≈\$500 a \$750	≈\$2000 a \$3000

Del análisis de los resultados de este trabajo se observa que las variables que mayor incidencia tienen sobre el error en el COP_{ext} son las temperaturas tanto del evaporador como del generador. Por lo tanto se deben de utilizar equipos de medición de temperatura que tengan una exactitud alta como es el caso de los termistores. En cuanto a las incertidumbres de los flujos, éstos contribuyen en menor proporción que las temperaturas, por lo que se puede recomendar que se instalen sensores de turbina electromagnética, que aunque su exactitud es menor al tipo Coriolis su precio es más accesible.

Es evidente que para obtener valores confiables de COP_{ext} (con bajo %DER) se requiere que las variables involucradas permanezcan estables durante las corridas de las pruebas del SRA-GAX por lo que se deberán utilizar dispositivos que ayuden a mantenerlas estables.

Por último, se debe de tener cuidado cuando se obtienen valores pequeños de COP_{ext} , dado que a menor valor del COP_{ext} la propagación de error (%DER) es mayor.

Capítulo IV. Operación del Sistema de refrigeración por absorción avanzado GAX Solar-gas LP

Capítulo IV. Operación el sistema de refrigeración por absorción avanzado GAX Solar –gas LP

4.1 Resumen.

En este capítulo se presentan en forma detallada las instrucciones para operar el sistema de refrigeración por absorción avanzado GAX Solar-gas LP acoplado al generador a fuego directo (GFD), se describen las medidas de seguridad que se deben de considerar durante la operación así como el procedimiento para finalizar la operación. Se dan a conocer las características y funcionamiento del quemador que fue acoplado al GFD. También se hace un análisis de los datos obtenidos con el equipo operando con el GFD, con un equipo de calentamiento marca Chromalox, así como con ambos, y se dan a conocer los pros y contras que se encontraron durante la operación con el SRA GAX Solar-gas LP. Finalmente se hace una propuesta de un nuevo sistema de generación para el sistema.

4.2 Condiciones teóricas de operación del sistema de refrigeración por absorción avanzado GAX Solar-gas LP.

Como se ha mencionado en capítulos anteriores, el Instituto de Energías Renovables cuenta con un prototipo de SRA GAX Solar- gas LP (figura 2.1) para el cual se desarrolló un nuevo sistema de generación (generador a fuego directo, GFD) que utiliza un quemador AZUR 30 de gas LP (figura 4.1), tiene una potencia térmica del orden de 16 KW a 37 KW, su operación es *on-off* (encendido y apagado) y sus componentes principales son:

- Cuerpo del quemador con tapa de acceso y mirilla.
- Ventilador con motor, 220V, 60 Hz, 1/16 HP, bifásico.
- Condensador p/motor (no requiere arrancador).
- Transformador cable y electrodo de ignición.

- Programador p/ secuencia encendido, seguridad Vs., falla de flama marca Siemens.
- Electrodo de ionización.
- Sistema para regulación de potencia y mezcla aire/gas.
- Marco de montaje, junta de aislamiento y tubo de flama.
- Disco difusor avanzado para mezcla aire-gas.
- Marco de montaje, junta de aislamiento y tubo de flama.
- Disco difusor avanzado para mezcla aire-gas y retención de flama.
- Interruptor de presión para aire de combustión.
- Interruptor de mínima presión de gas.
- Válvula de seguridad de apertura y cierre rápido.
- Válvula de seguridad extra apertura y cierre rápido.
- Calidad ISO 9001.
- Italiano.



Figura 4.1. Quemador Azur 30

Tabla 4.1. Características técnicas del quemador AZUR 30. Ecoflan (2006)

Potencia térmica máxima	kcal/h	30.000
Kw		35
Potencia térmica mínima	Kcal/h	10.000
Kw		12
Caudal de gas máximo (L.P.G)	Nm3/h	1.36
Caudal de gas mínimo (L.PG)	Nm3/h	.45
Caudal de gas máximo Gas natural	Nm3/h	3.5

Caudal de gas mínimo	Gas natural	Nm ³ /h	1.2
Presión gas mínimo (L.P.G)		mbar	50
Presión gas mínimo	Gas natural	mbar	300
Alimentación eléctrica	60 HZ	V	220
Motor		W	50
Condensador		μF	2
Velocidad		Nº	3400
Transformador		KV/mA	E8/20
Equipo de control	Landis		LGA 52 LMG25.330B27
Electroválvula de gas		Φ	½"
Peso		Kg	10
Combustible			L.P.G 22.000 Kcal/Nm ³ Gas Natural 8.600 Kcal/Nm ³

Los resultados teóricos de diseño del SRA GAX Solar-gas LP del IER-UNAM, reportados por (Velázquez y Best, 2002) se muestran en la tabla 4.2, los números entre paréntesis indican la posición que ocupan dentro del ciclo como se observa en la figura 4.2. Cabe destacar que estos valores fueron obtenidos de forma teórica.

Tabla 4.2 Condiciones de operación del SRA GAX Solar-gas LP (Velázquez y Best, 2002)

Descripción	Unidades	Valor
Concentración de amoniaco		
Refrigerante (3)	%	99.39
Solución concentrada (13)	%	43.15
Solución diluida (9)	%	4
Presión		
Presión del condensador	bar	20.0
Presión del evaporador	bar	5.0
Flujo másico		
Refrigerante (3)	kg/min	0.5558
Aire en el condensador (3)	m ³ /min	84.59
Flujo másico de agua helada	kg/min	25.21
Temperatura de las corrientes		

Temperatura a la salida del GE (14)	°C	70
Temperatura a la salida de la V.E (3)	°C	4
Temperatura de entrada al EV (3)	°C	16
Temperatura de salida del EV (4)	°C	10
Indicadores energéticos		
COP de enfriamiento	adim	0.86
COP de calentamiento	adim	1.86

En la figura 4.2 se muestran cada uno de los componentes que conforman el SRA, como se puede observar en el diagrama, ya se tiene contemplado el GFD.

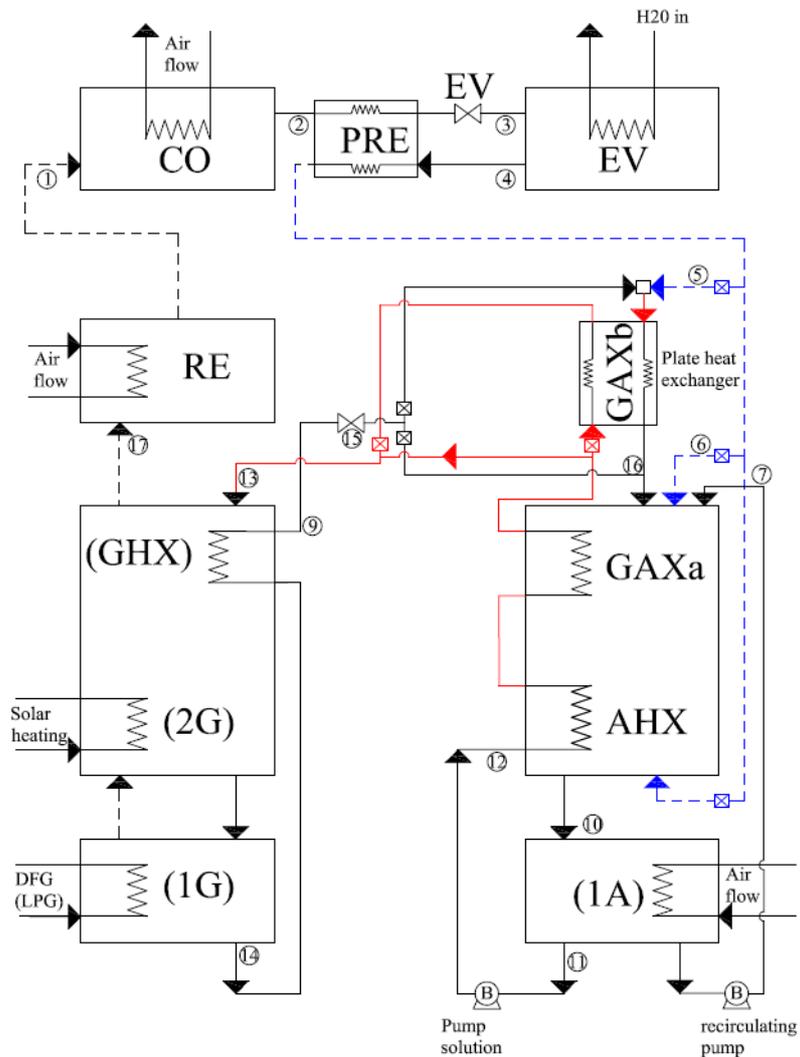


Figura 4.2. Diagrama de componentes del SRA GAX Solo –gas LP.

4.3 Sistema de calentamiento Chromalox.

El sistema de calentamiento marca Chromalox es un equipo de calentamiento para aceite térmico el cual puede operar a temperaturas de hasta 290°C, tiene una capacidad de 4.5 a 24 kW de potencia térmica, la máxima potencia es a voltajes de 480V, cuenta con una bomba centrífuga de 3 hp, un sistema de control digital

de temperatura, y no requiere estar presurizado, ya que trabaja a presión atmosférica, su peso es de 161 kg, cuenta con un tanque de almacenamiento de 23 litros y un área de transferencia de calor de 0.99 m^2 . Éste sistema lo podemos observar en la figura 4.3 así como el diagrama de conexión al generador del SRA Solar-GAX- LP.

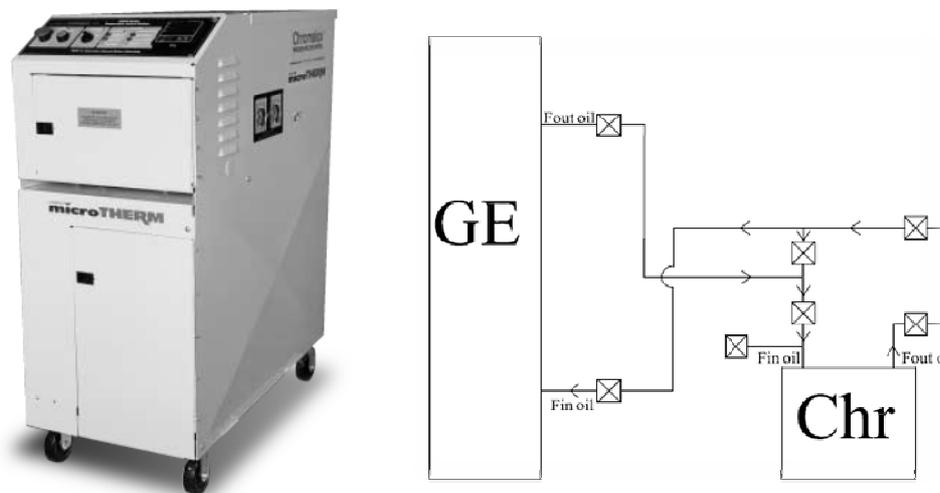


Figura 4.3. Sistema de calentamiento marca Chromalox.

4.4 Sistema de adquisición de datos.

Para el registro de datos experimentales se cuenta con un sistema de adquisición de datos Hewlett Packard modelo HP 3852A, donde se monitorean de forma automática todos los componentes del SRA GAX Solar-gas LP a través de tarjetas multiplexoras, las cuales reciben la señal de los sensores conectados en el mismo, y mediante el programa de adquisición de datos Vee-Engineering V.5.0, se realiza el registro, procesamiento y almacenamiento de las variables termodinámicas en tiempo real cada 5 segundos, por medio de rutinas programadas para este fin y así posteriormente realizar los análisis térmicos del sistema global.

4.5 Generador a fuego directo.

Como ya se ha mencionado, el generador a fuego directo (GFD) fue diseñado con una configuración tal que puede ser operado con quemadores de baja capacidad, los cuales pueden utilizar gas LP, gas natural, biogás o calor de desecho en su caso. El GFD fue dividido en dos secciones de transferencia de calor, radiación y convección (**Vidal, 2006 y Barrera, 2009**), donde las principales ecuaciones utilizadas para su diseño se mencionan a continuación.

4.5.1 Ecuaciones gobernantes para el diseño térmico del GFD.

Cabe mencionar que aquí sólo se pondrán las ecuaciones gobernantes principales de la sección de radiación, convección y ebullición nucleada, pero no se hace un desglose de ellas ya que éste se encuentra en la tesis de doctorado de **Vidal (2006)** y su propagación de errores en la tesis de maestría de **Barrera (2009)**.

4.5.1.1 Sección de radiación.

La radiación de una flama producida con gas Lp es de tipo no luminosa y el intercambio de calor entre la flama y la cámara de combustión puede ser calculada según **Baukal (2000)** e **Incropera y de Witt (1999)** mediante la ecuación siguiente:

$$Q_{rad} = A_s \sigma (\epsilon_g T_g^4 - \alpha_g T_s^4) \quad (4.1)$$

Velázquez (2002) y Vidal (2006) propusieron que la cámara de combustión fuese en forma de U debido a que la carga térmica requerida en esta sección es muy alta y con esta configuración se tiene mayor aprovechamiento del área de intercambio de calor por radiación.

4.5.1.2 Sección de convección

Por su parte, en la sección de convección **Velázquez (2002)** propone que la carga térmica que debe de ser retirada del flujo de los gases de combustión en esta zona es ≈ 8 kW, tomado en cuenta un 1% de pérdidas de calor al ambiente (bajo condiciones ideales), ésta carga será suministrada por los gases producto de la combustión provenientes de la zona de radiación.

Para el diseño de esta sección se utilizó el método de eficiencia-número de unidades de transferencia (ϵ -NTU) el cual resulta muy eficiente cuando sólo se conocen las temperaturas de entrada de las corrientes. **Vidal (2006)** propone la utilización de este método mediante la ecuación;

$$A = \frac{NTU \cdot C_{min}}{U} \quad (4.2)$$

El desarrollo de esta ecuación lo podemos encontrar en **Incropera y de Witt (1999)**, **Vidal (2006)** y **Vidal (2008)**.

4.5.1.3 Transferencia de calor por ebullición de la solución de amoníaco-agua en la sección del envolvente

La ebullición de un líquido ocurre cuando se lleva a cabo la evaporación de éste en una interfaz sólido-líquido. Este proceso ocurre cuando la temperatura de la superficie sólida excede la temperatura de saturación del líquido a una cierta presión. La ebullición puede ser de alberca o de convección forzada. En la ebullición de alberca el líquido está en reposo y su movimiento cerca de la superficie se debe a la convección libre y a la mezcla inducida por el crecimiento y separación de las burbujas. Para la ebullición de convección forzada el movimiento del fluido es inducido por medios externos (**Incropera y de Witt, 1999**).

En este estudio pueden ocurrir los tres primeros fenómenos de ebullición de alberca, conforme se estabiliza el sistema. En condiciones estables dominaría el fenómeno de ebullición nucleada de alberca al tener una $\Delta T_e \approx 30^\circ C$. Bajo esta suposición de condición estable se realizó la simulación del GFD.

El calor de radiación es cedido a la solución que rodea la cámara de combustión (CC); por lo tanto, a través de un balance de energía en la superficie del tubo se tiene:

$$\dot{q}_{rad} = \dot{q}_{ena} \quad (4.3)$$

$$\sigma(\epsilon_g T_g^4 - \alpha_g T_s^4) = h_{ena}(T_s - T_{satm}) \quad (4.4)$$

Donde \dot{q}_{ena} y h_{ena} representan el calor y el coeficiente de transferencia de calor de ebullición nucleada de alberca (nucleate pool boiling), respectivamente; T_{satm} representa la temperatura de saturación de la mezcla amoniaco-agua a la presión de trabajo.

En la tabla 4.3 se pueden observar los valores teóricos de las capacidades del GFD, así como las dimensiones empleadas para su construcción (Barrera, 2009).

Tabla 4.3 Valores teóricos de capacidades y dimensiones del GFD

Resultados en la zona de radiación		
	Tubo de ida	
	Valor	DER
Emisividad	0.0561 ± 0.0038	6.77 %
Absortividad	0.1012 ± 0.0016	1.58 %
Qrad. (kW)	3.79 ± 0.25	6.59 %
Qrad. (kW/m ²)	15.5 ± 1.0	6.64 %
Tubo de retorno		

Emisividad	0.077 ± 0.007	6.17 %
Absortividad	0.1102 ± 0.0027	3.5%
Qrad. (kW)	1.33 ± 0.19	14.28%
Qrad. (kW/m ²)	5.5 ± 0.8	13.91%
Resultados en la zona de convección		
T_{gas} a la entrada (°C)	838 ± 27	3.19 %
\dot{m}_{gas} requerido (kg/s)	0.0110 ± 0.0006	5.45 %
U (W/m ² K)	11.77 ± 0.16	1.35 %
ΔP (Pa)	30.4 ± 1.2	4.05 %
A total (m ²)	0.776 ± 0.023	2.96 %
Eficiencia del intercambiador	0.508 ± 0.017	3.34 %

En base a los resultados presentados en la tabla 4.3 se construyó el GFD (Barrera, 2009). La finalidad de este sistema es proporcionar la capacidad térmica requerida para poder tener la mayor cantidad de solución diluida en el sistema y así lograr mejorar la absorción en el absorbedor, éste está compuesto de dos secciones de transferencia de calor, la sección de radiación donde se utiliza un quemador a fuego directo y éste al estar en operación transfiere calor por radiación por medio de un tubo de flama en forma de U; y la sección de convección está compuesta por 27 tubos aletados de ½" donde la transferencia de calor es dada por los gases producto de la combustión del quemador. Las secciones las podemos observar en la figura 4.4 (a) sección de radiación y (b) sección de convección.



Figura 4.4 a) Sección de la zona de convección y b) Tubo de radiación en forma de U.

En la figura 4.5 se puede observar cómo se planeó el acoplamiento del GFD a la columna generador-rectificador. Las líneas amarillas muestran el sentido del vapor de amoníaco, la blancas muestran la entrada de la solución concentrada y la salida de la solución diluida, la flecha en rosa muestra la salida de los gases de combustión al ambiente.

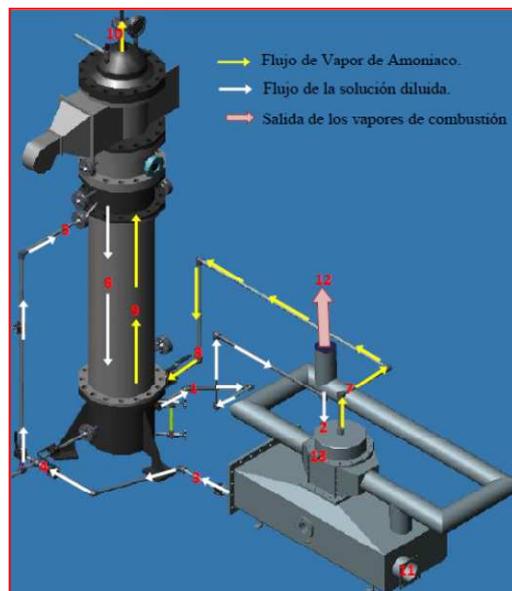


Figura 4.5. Acoplamiento del GFD a la columna GE-RE del SRA- GAX.

4.6 Medidas de seguridad y acoplamiento del GFD a la columna GE-RE del SRA GAX Solar-gas LP.

Durante el acoplamiento del GFD se encontró que algunas de las piezas manufacturadas del equipo contaban con imperfecciones que no se lograron corregir con la rectificación y el sello no conseguía absorberlas, por lo que se tomó la decisión de soldar cada una de las bridas que conforman el equipo, ya que a pesar de que el sistema logró mantener la presión durante las pruebas hidrostáticas, con presión 25% arriba a las condiciones de trabajo, por cuestiones de seguridad se decidió finalmente sellar todo el equipo.

Para comprobar que el equipo quedó sellado de manera correcta se realizaron nuevamente las pruebas hidrostáticas al sistema a una presión de 21 bar manométricos, las pruebas fueron a temperatura ambiente y no se presentó fuga, posteriormente se aumentó la temperatura a 70° y el equipo estuvo presurizado por un tiempo de 48 horas teniendo una variación de máximo un bar manométrico durante este periodo de tiempo, esto debido al cambio de temperatura y al nitrógeno que se absorbe en el agua.

Otro punto importante fue observar el comportamiento del quemador, por lo que se construyó un tubo que simularía el tubo de flama que está dentro de la sección del envolvente del GFD, este con características iguales. Se colocaron 3 sensores de temperatura tipo termopar k a una distancia de 25, 50 y 75 cm para determinar la temperatura de flama máxima, la cual fue de 1075°C en un promedio de 5 pruebas, a 50 cm de 720°C y de 650°C en el de 75cm, con una longitud de flama de 80cm. El montaje del experimento lo podemos observar en la figura 4.6.



4.6 Prueba del funcionamiento del quemador y medición de la temperatura de flama.

En la figura 4.7 se muestran la gráfica de las temperaturas dependiendo de la distancia del quemador, se puede observar que la temperatura osciló alrededor de los 1000°C. Un punto a considerar es que durante las pruebas realizadas el consumo de gas fue de 1 litro de gas vaporizado cada 2.2 segundos, por lo que en una hora se tendrá un gasto de 5.99 litros de gas LP y un consumo de 36595 Kcal/h.

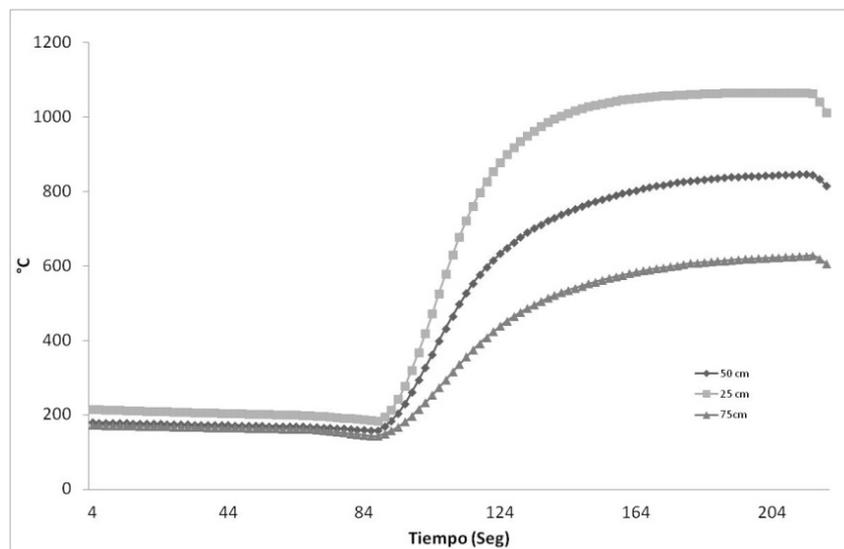


Figura 4.7. Temperatura de la flama a lo largo del tubo en la sección de radiación.

4.6.1 Carga de solución amoníaco-agua al GFD.

Para realizar el procedimiento de carga primero se calculó el volumen de solución que se debe tener en el sistema, para garantizar que siempre se encuentre inundado el tubo de radiación (73 L), la prueba que se realizó tuvo una concentración inicial de 8%, esto verificado mediante una titulación química y comprobado con el programa Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties. En la figura 4.8 se puede apreciar el tubo de nivel el cual fue aforado para conocer la cantidad de amoníaco-agua que estaba contenido en el GFD, además de apreciar la válvula de carga del equipo.



Figura 4.8. Carga de la mezcla amoníaco-agua en el GFD.

4.7 Intercambiador de placas en el Absorbedor

En la columna del absorbedor –GAX se le incorporó un intercambiador de calor de placas (figura 4.9a) el cual tiene la función de complementar a la sección GAX del absorbedor, este equipo es un intercambiador de placas AlfaNova 52-20H que está fabricado en acero inoxidable 316, (figura 4.9b) lo que es apropiado para

operar con el amoniaco. Su capacidad es de 7.5kW, tiene un área de transferencia de calor de 0.92m^2 . Este equipo lo podemos observar en la figura 4.9.



Figura 4.9 a) intercambiador de calor de placas acoplado a la columna AB-GAX y b) vista del equipo de forma individual.

Por su parte en la figura 4.10 se muestra el mezclador que se diseñó y utilizó a la entrada del intercambiador de placas el cual garantiza que se mezcle el vapor de amónico procedente del pre-enfriador con la solución diluida que proviene del generador. El mezclador está compuesto por la entrada de vapor (1), entrada de solución diluida (2) y la salida del vapor de amoniaco mezclado con la solución diluida (3).



Figura. 4.10. Mezclador de vapor de amoniaco con solución amoniaco-agua.

En la figura 4.11 se observa la salida del vapor de amoníaco, donde se tienen 20 orificios por donde sale el vapor de amoníaco. Por la parte exterior circula la solución diluida.

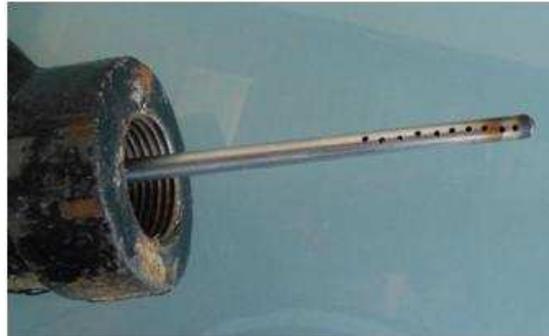


Figura 4.11. Orificio de salida de vapor del mezclador.

4.8 Estado final del sistema de refrigeración por absorción avanzado GAX Solar-gas LP.

En la figura 4.12 se observa la configuración final del ensamblado del GFD en el sistema de refrigeración por absorción avanzado GAX Solar-gas LP, también se puede observar el sistema de calentamiento de aceite térmico marca Chromalox.



Figura 4.12 Generador a fuego directo acoplado al sistema de refrigeración por absorción avanzado Solar- GAX-LP.

4.9 Descripción operativa del sistema de refrigeración por absorción avanzado GAX Solar-gas-LP

Para explicar el funcionamiento del sistema de absorción avanzado GAX Solar-gas LP, se inicia con el vapor refrigerante saliendo del rectificador el cual es vapor de amoníaco con alta pureza (aproximadamente 99.4%), saturado y seco a la presión alta del sistema, el refrigerante al ser enfriado en el condensador se licúa y sale como líquido saturado, luego es sub-enfriado en el pre-enfriador y posteriormente pasa a un proceso de expansión en una válvula de estrangulamiento, donde la presión es reducida, dando como resultado un fluido frío en dos fases (mezcla vapor-líquido); el refrigerante entra al evaporador, donde al recibir calor del agua a enfriar, termina de convertirse en vapor, produciendo el efecto frigorífico deseado y sale en forma de vapor saturado, en algunos casos con un poco de líquido, éste líquido que es en mayor proporción agua, se termina de evaporar en el pre-enfriador. Posteriormente el vapor relativamente frío puede

entrar por dos secciones diferentes, la primera donde entra a la columna absorbedor-GAX por la parte inferior, donde es condensado y absorbido en tres diferentes etapas por medio de una solución acuosa caliente. La reacción de disolución del amoníaco es exotérmica, de modo que se deben colocar en equipos con intercambio de calor en el absorbedor con el fin de enfriar dicha solución caliente, mejorando así su capacidad de absorción al retirar la entalpía de condensación y el calor de reacción, lo anterior se logra por medio de aire de enfriamiento y la utilización de la misma solución fría que deja el absorbedor; la segunda donde el vapor de amoníaco es mezclado directamente con la solución acuosa caliente procedente del generador (sección GAXb) y donde se produce una reacción exotérmica, este calor es cedido a la solución concentrada procedente de la sección GAXa, y entra nuevamente por la parte superior de la columna Absorbedor-GAX, la solución que aún conserva cierta cantidad de calor es cedida a la sección GAXa ayudando a mantener la presión baja del sistema.

La solución acuosa con alto porcentaje de amoníaco en agua (solución concentrada), sale de la columna absorbedor-GAX y entra en la bomba, donde sale a la presión alta del sistema. Luego es introducida de nuevo a la sección media de la columna (AHX), donde enfría o recibe calor del absorbedor, posteriormente entra en la parte más caliente del absorbedor (sección GAXa), en donde puede recibir calor de absorción de alta calidad o de la sección GAXb, éste puede alcanzar el punto de saturación e iniciar el proceso de cambio de fase (liberación de amoníaco), como una mezcla vapor-líquido si solo es utilizada la sección GAXa, si se utiliza la sección GAXb este fenómeno inicia en este sistema.

La mezcla de dos fases a alta presión, entra en la cámara de separación de la columna generador - rectificador, en donde la parte líquida (fase líquida) se incorpora al vapor condensado proveniente del rectificador y entran al generador, donde se le agrega calor para terminar de extraer el amoníaco de la solución. El

líquido caliente con un bajo porcentaje de amoníaco (solución diluida), sale por el fondo de la columna generador-rectificador y entra a el generador a fuego directo. Posteriormente la solución caliente se introduce de nuevo a la columna para que caliente la sección GHX del generador, luego reduce su presión al pasar por una válvula. La solución acuosa todavía caliente entra después a la columna absorbedor-GAXa-GAXb por la parte superior, en donde se pone en contacto en contra corriente con el vapor de amoníaco a absorber. Regresando al generador, la liberación del amoníaco en forma de vapor se realiza en tres etapas y sale del generador pasando a la cámara de separación en donde se une con la fase vapor proveniente de la columna absorbedor-GAXa-GAXb. La corriente de vapor ascendente, sale de la cámara de separación y entra al rectificador en donde se le retira calor y como se trata de un vapor saturado, se condensa en mayor proporción el componente más pesado (agua), de esta forma se realiza la purificación o rectificación del flujo de vapor, resultando amoníaco de alta pureza ($\approx 99.4\%$). De esta manera se completa la operación del ciclo.

4.10 Arranque del sistema SRA GAX Solar-LP acoplado al GFD.

Es importante mencionar que durante el arranque del sistema se deben tomar las precauciones necesarias, debido a que el sistema opera a presión y temperatura relativamente altas y toma un periodo de aproximadamente 15 minutos en alcanzar la estabilidad operacional. Se deben utilizar los elementos de seguridad pertinentes (guantes, goggles, casco, etc.) antes de efectuar cualquier actividad de arranque del sistema GAX Solar-gas LP.

Un paso importante a considerar es hacer la titulación química de la solución concentrada para poder conocer la concentración del amoníaco-agua, esto siguiendo el procedimiento reportado por Velázquez,(2002) y posteriormente se deben considerar los siguientes pasos:

4.10.1 Actividades previas al arranque del sistema

- Verificar que todas las válvulas se encuentren alineadas o en su caso cerradas.
- Activar el sistema eléctrico y fuentes de alimentación de instrumentos de medición.
- Poner en operación el sistema de adquisición de datos y corroborar que los instrumentos se encuentren funcionando correctamente.
- Fijar la temperatura deseada del aceite térmico (dependiendo de la prueba que se va realizar) y recircularlo en el generador para precalentarlo y disminuir el tiempo para estabilizar del sistema.
- Si se utiliza el GFD se debe precalentar a una temperatura cercana a la del aceite térmico en lapsos de 5 minutos, esto con la finalidad de no perder tanta energía cuando se deje pasar la solución del GE-RE.
- Accionar la bomba de solución y ponerla en la secuencia de recirculación, con un flujo pequeño para evitar inundar el generador, se debe colocar el amortiguador de pulsos a una presión de $\approx 80\%$ de la que se tendrá en la zona de alta presión.
- Activar la bomba de recirculación del absorbedor.
- Activar los ventiladores del absorbedor y condensador aproximadamente a 20% de su capacidad de operación y el ventilador del rectificador a capacidad total.

4.10.2 Procedimiento de arranque

- Cerrar línea de recirculación de la solución concentrada y abrir válvulas para alimentar sección AHX, GAXa y GAXb, con lo que se formará la película a lo largo del generador y se comenzará a generar de vapor de amoníaco, dado que previamente se precalentó el generador.

- El vapor generado aumentará la presión dentro de la columna generador-rectificador, cuando se alcance la presión de 18 bar, se abre poco a poco la válvula que conecta el generador con el condensador para iniciar la condensación del refrigerante, (en dado caso de que ya esté abierta la válvula que conecta la columna generador-rectificador con el condensador y la presión exceda los 20 bar, se debe reducir el flujo de solución concentrada o reducir el flujo de calor suministrado en el generador).
- Para reincorporar la solución diluida del generador hacia el absorbedor, se debe abrir la válvula de expansión que comunica al generador-rectificador con el absorbedor a un flujo aproximado de 1400 ml/min.
- Cuando se tenga suficiente refrigerante acumulado en tanque de condensado, se dejar pasar amoniaco al evaporador y este flujo se regula mediante la válvula de expansión colocada entre el condensador y el evaporador.

Si se va utilizar el generador a fuego directo se deben seguir los mismos puntos anteriores, además de los siguientes pasos:

- Se debe encender el quemador de gas por periodos de 5 minutos hasta alcanzar la temperatura seleccionada, al menos 5% mayor a la de la columna generador-rectificador.
- Cuando se alcance la temperatura seleccionada, se debe abrir la válvula que suministre solución procedente del generador-rectificador al GFD, primero se debe abrir la válvula de la solución y al alcanzar una presión cercana a los 18 bares abrir la válvula del vapor de amoniaco.
- Cuando alcance el nivel seleccionado en el tubo de nivel del GFD deberá abrir la válvula de solución diluida, siempre verificando que la presión no exceda los 20 bar, si se presenta el caso, se deberá apagar el quemador de gas y dejar de suministrar aceite térmico.

4.10.3 Procedimiento de paro del sistema.

Este procedimiento es válido utilizando el sistema de calentamiento Chromalox, el GFD o ambos.

- Se debe cortar el suministro de calor tanto para el generador-rectificador, como para el GFD (según sea el caso).
- Cerrar válvula de gas.
- Apagar bomba de solución concentrada.
- Dejar al menos 2 litros de amoniaco en el tanque de condensado y cerrar válvula de expansión del amoniaco.
- Guardar datos de la prueba.
- Apagar bomba de recirculación de solución concentrada del absorbedor.
- Apagar bomba de enfriamiento del sistema Cromalox (según sea el caso).
- Apagar los ventiladores
- Desconectar corriente eléctrica.
- Realizar una inspección breve para que todos los sistemas se encuentren en buen estado además de verificar que no se aprecien ningún tipo de fuga.

Es importante entender que todos los procesos anteriores se deben realizar tomando en cuenta los protocolos de seguridad necesarios para la operación del equipo, conocer las tablas de seguridad sobre el manejo de la sustancia que se esté utilizando. Finalmente saber qué hacer en caso de que se produzca una emergencia.

Análisis de resultados

Capítulo V

5.1 Resumen

En esta sección se presentan los resultados obtenidos con el sistema de refrigeración por absorción avanzado GAX Solar-gas LP. En el capítulo anterior ya se explicó el funcionamiento del SRA, se dieron a conocer sus principales características, como lo son: la recuperación interna de calor, además de no utilizar torre de enfriamiento y poder ser enfriado con aire. Otro punto importante es que puede ser más versátil en los tipos de fuente de calor que puede utilizar ya que se pueden considerar diversas fuentes de energía renovables. A lo largo de los siguientes puntos se podrá tener una mayor visión de cómo opera el sistema y los principales resultados que se obtuvieron.

5.2 Análisis de resultados

Para el análisis de resultados se utilizaron las ecuaciones descritas en el capítulo IV, donde se describen las ecuaciones utilizadas para el funcionamiento del equipo.

5.3 Metodología

Durante la pruebas realizadas con el sistema de refrigeración por absorción avanzado Solar-GAX gas LP, se realizaron diferentes tipos de análisis, se utilizaron 3 diferentes configuraciones. En la primera se utilizó la configuración presentada por **Velázquez y Best, (2002)**; en la segunda se agregó una bomba de recirculación marca Procon con flujo de 4.18 kg/min que fue conectada de la parte inferior del absorbedor a la parte superior, esto con la finalidad de reducir la presión en este sistema; y en la tercera se agregó un GFD en la columna GE-RE y nueva sección de intercambio de calor entre el GE y el AB (GAXb). El objetivo de la operación del equipo con estas diferentes configuraciones fue lograr mejorar la presión en el sistema, aprovechar mejor las secciones de intercambio de calor y

lograr en la sección GAX (a y b) obtener una mezcla líquido-vapor, además de lograr recuperar mayor cantidad de energía en la sección GHX.

5.4 Resultados

5.4.1 Operación del sistema de refrigeración por absorción avanzado GAX Solar- gas LP utilizando la configuración presentada por Velázquez (2002).

En la primera prueba experimental se utilizó una concentración de 45% de amoníaco y 55% de agua (datos obtenidos mediante titulación química, **Velázquez, 2002**). Los datos de temperatura fueron obtenidos mediante sensores tipo PT-100 y para la presión se utilizaron transductores marca Cole Parmer, modelo CPI68848-14.

La temperatura ambiente estuvo en el rango de 33.55 ± 0.06 °C, por su parte en la figura 5.1 se puede observar el comportamiento de la temperatura de generación, la cual estuvo en un promedio de 159.41 ± 4.17 °C.

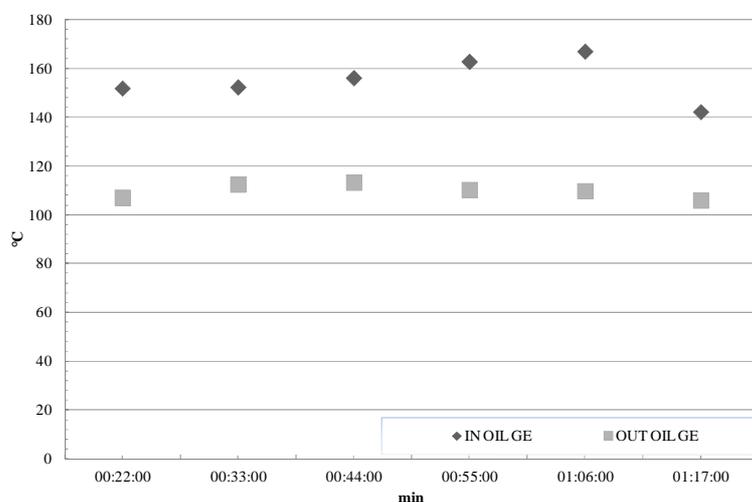


Figura. 5.1 Temperaturas en el generador prueba 1.

En la figura 5.2 se presenta la parte que corresponde a la sección GAXa, la cual corresponde a la configuración utilizada por Velázquez y Best. El punto 1

corresponde a la entrada de la solución diluida procedente del generador, el 2 a la salida de la sección GAXa, el 3 a la salida de la bomba y el 4 a la entrada del vapor de amoniaco procedente del pre-enfriador. Se observan los valores promedio de temperatura obtenidos durante la prueba.

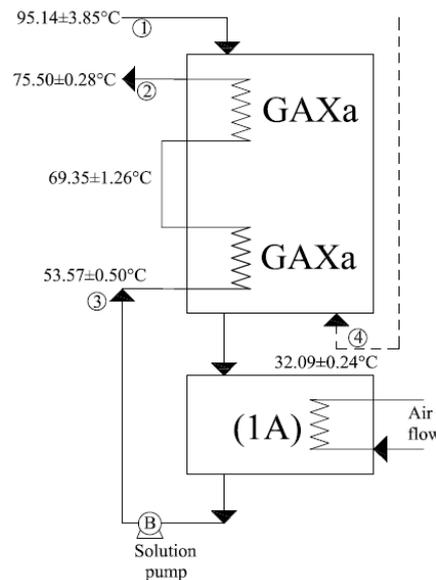
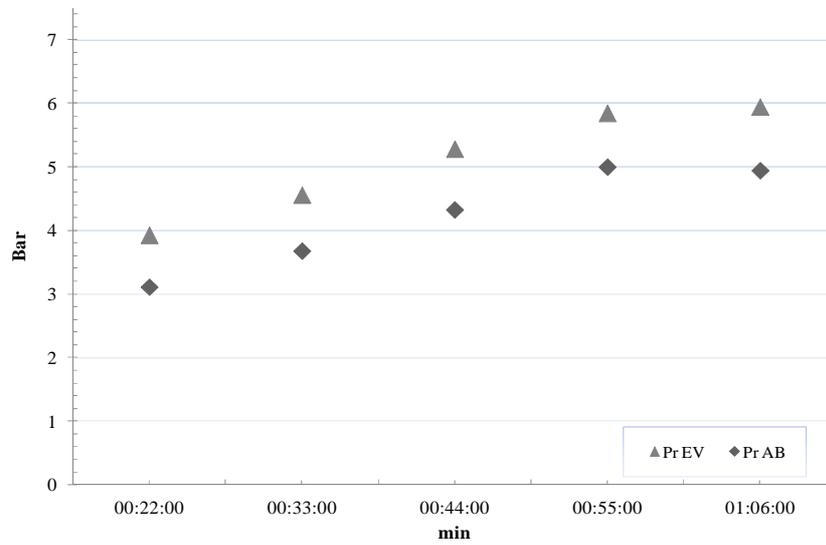
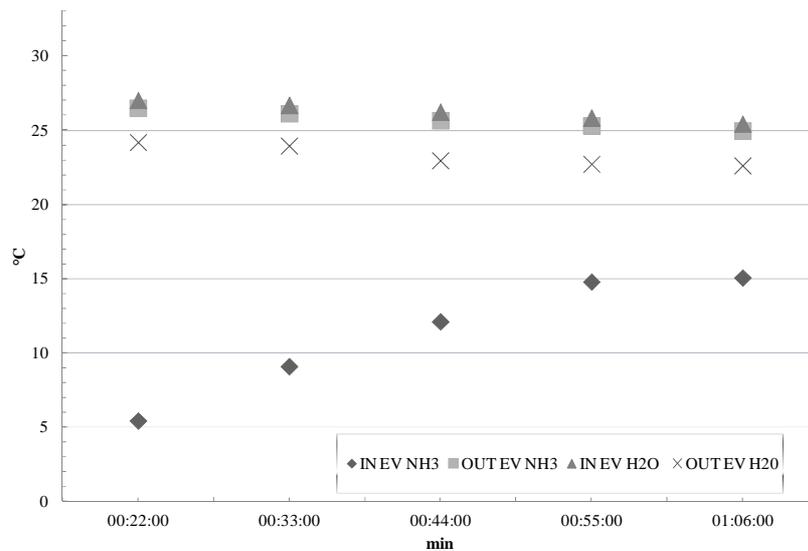


Figura 5.2. Configuración original de la sección GAX.

Por su parte en la sección GHX se logró recuperar un promedio de 2.52 kW con un flujo de solución diluida de 1.68kg/min. Cabe mencionar que los datos que se toman son a partir del inicio de la evaporación. Por su parte la presión en el absorbedor y en el evaporador inició en 2.5 bar y ésta fue aumentando a lo largo de la prueba hasta alcanzar los 6 bares, (figura 5.3a) provocando que el evaporador redujera su capacidad como se muestra en la figura 5.3b. Se puede observar que al aumentar la presión en el evaporador el incremento de la temperatura de evaporación se reduce, el flujo másico de agua utilizado fue de 15 l/m y el flujo másico de amoniaco fue de 0.20 kg/min. Los datos del flujo de amoniaco son tomados con un medidor de flujo tipo Coriolis, que mide con una exactitud de $\pm 0.01\%$ de la medición.



(a)

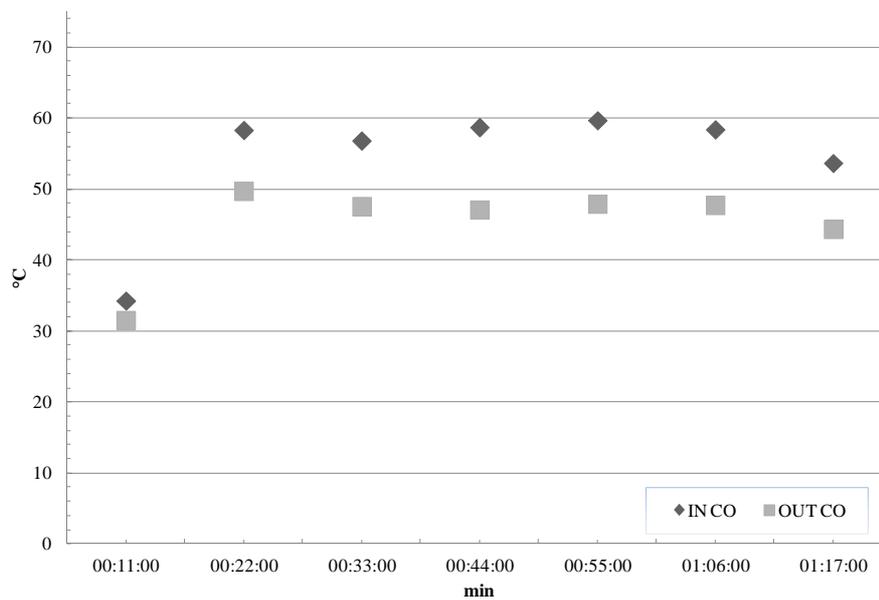


b)

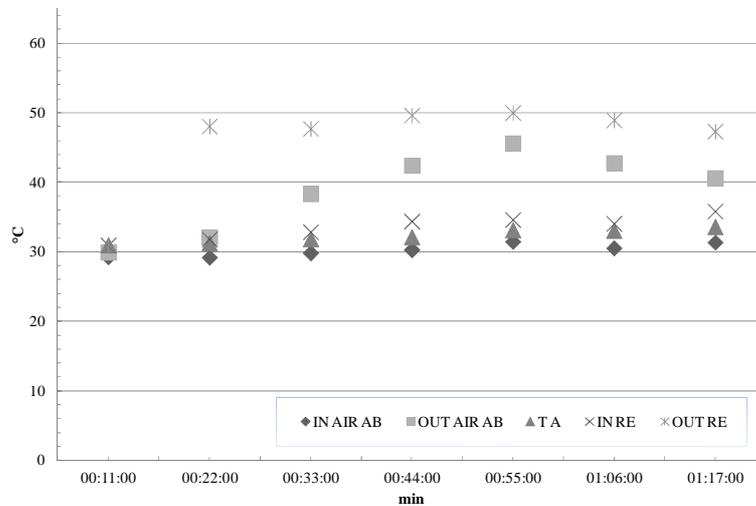
Figura 5.3. Presión en el evaporador y absorbedor a) y temperaturas en el evaporador b).

En la figura 5.4a se observa el comportamiento del condensador. Se puede observar que las temperaturas se mantuvieron en un delta muy semejante durante la prueba, utilizando alrededor de $3.43 \pm 0.29 \text{ kW}$. Por su parte en la figura 5.4 se

puede observar el comportamiento de los ventiladores en el absorbedor y rectificador, se aprecia que el comportamiento del rectificador es muy constante, utilizando 1.41 ± 0.12 kW durante la prueba; por su parte el absorbedor requirió de un promedio de 6.19 ± 0.52 kW, se puede identificar que la temperatura se incrementa a lo largo de la prueba, lo que hace que la absorción sea más lenta y en consecuencia aumente la presión en el absorbedor.



(a)



b)

Figura 5.4. Temperaturas en el condensador a) y absorbedor y rectificador b)

Finalmente en la figura 5.5 se muestra el comportamiento de la relación del flujo másico contra el COP, en la que se puede apreciar que conforme se tiene un flujo alto de solución concentrada el COP del sistema disminuye, pero cuando flujo disminuye el COP del sistema aumenta.

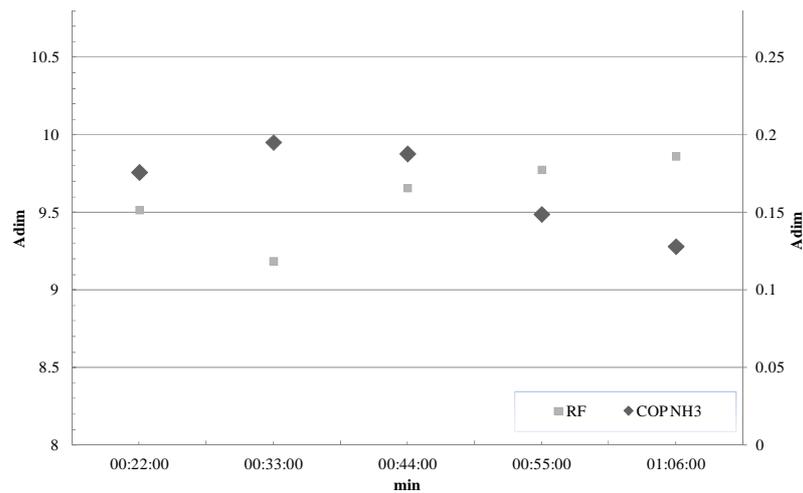


Figura 5.5. Comportamiento de la relación de flujo V/S COP

En la tabla 5.1 se presentan los calores obtenidos durante las pruebas. Podemos observar que el calor de generación es relativamente elevado, esto provocado por el incremento de temperatura entre la entrada y la salida del aceite térmico, identificamos también que se obtuvo un calor de evaporación externo de 3.24 ± 0.13 kW. Con respecto al ahorro de energía en el sistema se puede observar que se están recuperando alrededor de 4kW entre la sección GAX, AHX y GXH, siendo este uno de los puntos que se propusieron mejorar.

Tabla 5.1. Calores en la prueba 1.

	Unidades	(Valor d.s.)
Q_{GE}	kW	24.09 + -2.31
Q_{EV-int}	kW	3.98 + -0.12
Q_{EV-ext}	kW	3.24 + -0.13
Q_{AB}	kW	6.19 +- 0.52
Q_{CO}	kW	3.43 +- 0.29
Q_{RE}	kW	1.48 +- 0.12
Q_{PRE}	kW	2.91 +- 0.24
Q_{GHX}	kW	2.52 +- 0.29
Q_{GAX}	kW	0.36 +- 0.16
Q_{AHX}	kW	1.19 +- 0.08

Durante la prueba se logró obtener un COP_{int} de 0.17 ± 0.02 y un COP_{ext} de 0.12 ± 0.02 , teniendo una integración energética del sistema de 6.98kW, sin embargo, se tiene un 70.44% de pérdidas energéticas.

5.4.2 Operación del sistema de refrigeración por absorción avanzado GAX solar- gas LP incorporando bomba de recirculación, bomba de aceite térmico y mejorando aislamiento del sistema.

Con la intención de conocer el comportamiento del sistema, donde los resultados muestran que el absorbedor y la sección GAX es donde se debe de poner especial atención, además de que las pérdidas energéticas en el sistema son muy altas y la recuperación de calor no fue satisfactoria. Se optó por incorporar una bomba que

ayude a mezclar la solución concentrada, solución diluida y vapor de amoníaco, con la finalidad de reducir la presión en el absorbedor y mejorar la reacción exotérmica, y así aumentar la recuperación de energía en el sistema AHX y GAX. Finalmente se tiene que tener especial énfasis en el generador donde el delta de temperatura es muy alto, lo que hace que se tengan COPs muy pequeños debido al gran requerimiento energético en este sistema, situación por la que se cambió la bomba de circulación del aceite térmico y se mejoró el aislamiento en esta sección.

Por su parte para poder eficientar el comportamiento del absorbedor se utilizó la configuración de la figura 5.6, donde a diferencia de la utilizada anteriormente se acopló la bomba de recirculación (punto 4) con la finalidad de poder ayudar al absorbedor. Las otras entradas y salidas son las mismas utilizadas en la prueba anterior.

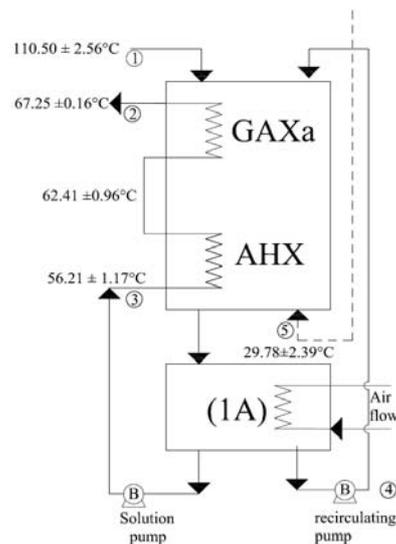


Figura 5.6. Bomba de recirculación.

Las temperaturas fueron en promedio de $152.83 \pm 2.53^\circ\text{C}$ (figura 5.7). La temperatura ambiente fue de $28.74 \pm 0.14^\circ\text{C}$, la concentración fue de 45%

amoniaco y 55% agua. Un punto importante fue que durante esta prueba se logró tener mayor recuperación de energía en la sección GHX la cual fue de $4.57 \pm 0.55\text{kW}$, por lo que mejoró en un 45% respecto a la prueba anterior.

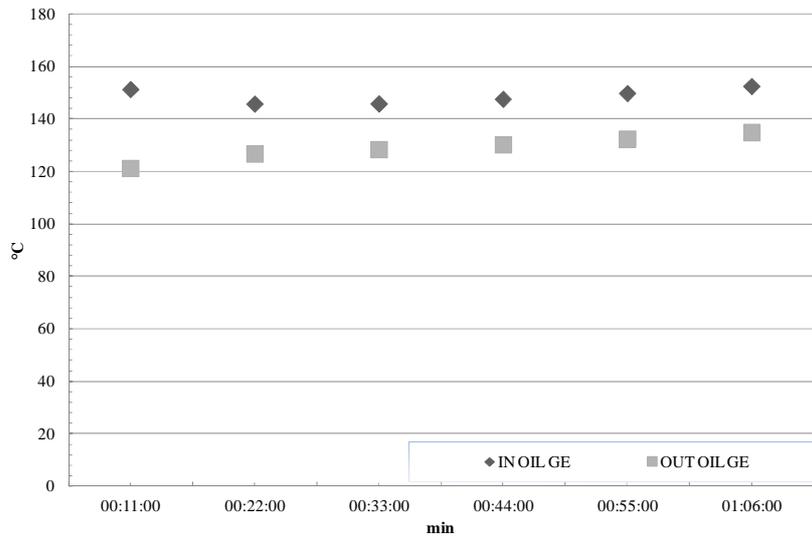
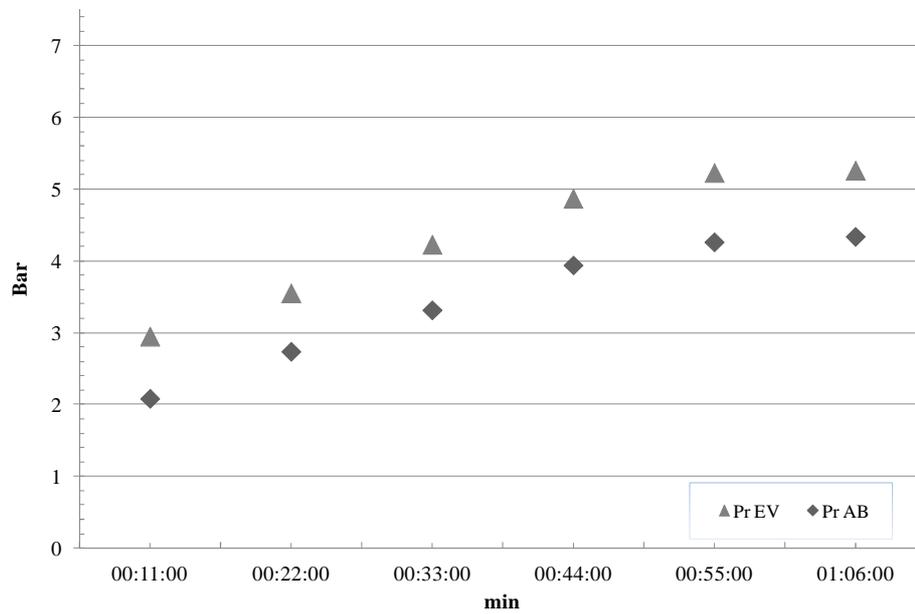
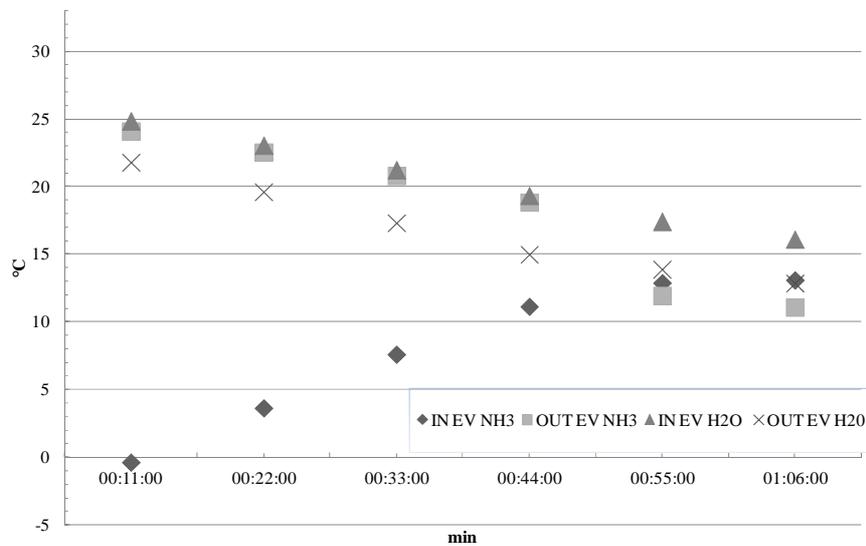


Figura 5.7. Temperatura en el generador.

Resulta importante considerar que la presión en el absorbedor disminuyó en aproximadamente 1 bar con la bomba de recirculación (figura 5.8a), con ello también se tuvieron mejores temperaturas de evaporación. Se logró tener $3.64 \pm 0.05\text{kW}$ de enfriamiento en el sistema, además de poder aumentar el flujo másico de refrigerante de $0.20\text{kg}/\text{min}$ a $0.30\text{kg}/\text{min}$. Durante esta prueba también se puede observar que se comenzó a evaporar a temperaturas cercanas a 0°C . A diferencia de la prueba anterior, un aspecto importante a considerar es que la temperatura ambiente estuvo en el rango de los 28.5°C a diferencia de la anterior que fue de 30 a 32°C . Otra situación es que bajo estas condiciones se logró obtener temperaturas cercanas a los 10°C como se muestra en la figura 5.8b.



(a)

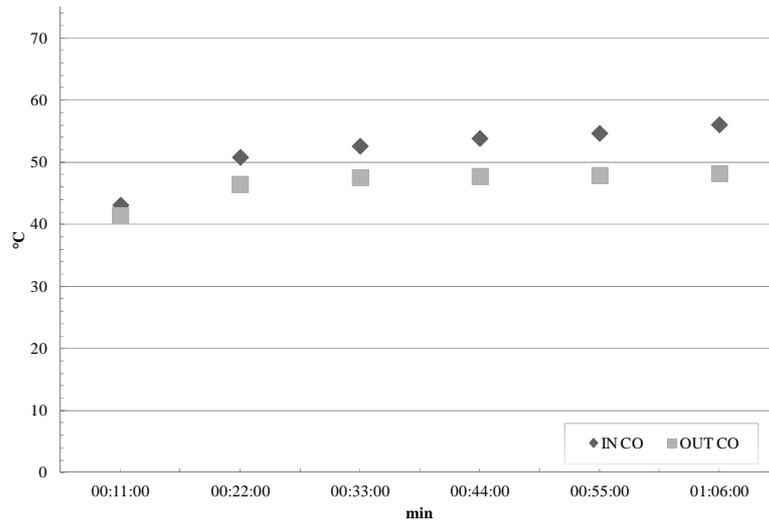


(b)

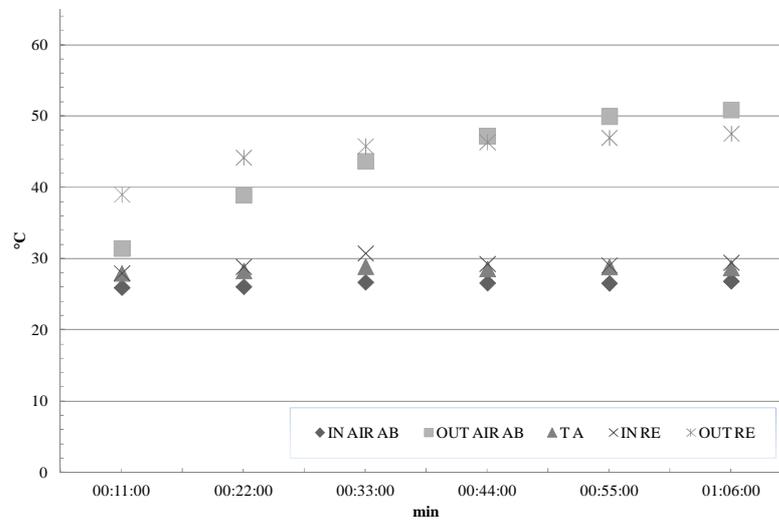
Figura. 5.8. Presión en el evaporador y absorbedor a) y temperaturas en el evaporador b).

En la siguiente figura 5.9a se puede observar el comportamiento de la entrada y salida de aire en el condensador donde se estuvo utilizando un promedio de $3.85 \pm$

0.07kW, por su parte, en el rectificador se pudo retirar un promedio de 1.72 ± 0.10 kW y el absorbedor 5.58kW (figura 5.9b).



(a)



b)

Figura 5.9. Temperaturas en el condensador a) absorbedor y rectificador b).

En la figura 5.10 se puede apreciar la relación de flujo contra el COP, y se muestra el mismo comportamiento que se aprecia en la prueba anterior, conforme el flujo es menor el COP aumenta, cuando se tiene un flujo alto este disminuye.

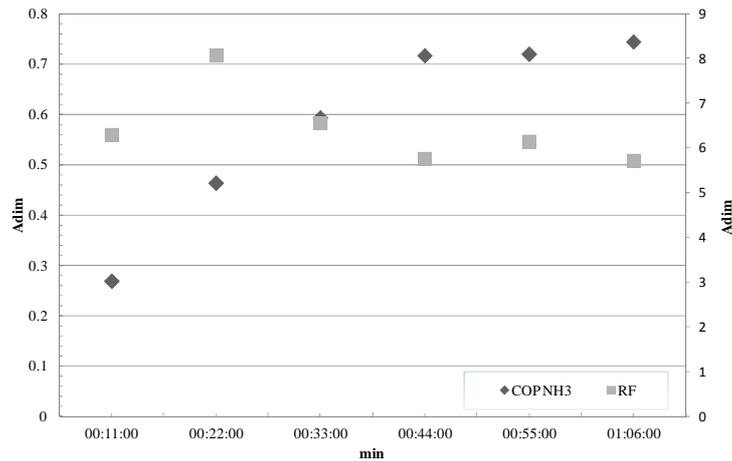


Figura 5.10. Rango de flujo másico V/S COP

Algo importante a mencionar es que durante esta prueba se obtuvieron buenos resultados ya que se logró que el sistema consiguiera recuperar una importante cantidad de calor en la sección GHX como se muestra en la tabla, además de utilizar una baja capacidad de generación y una buena producción de frío al obtener en el evaporador capacidades de $4.50 \pm 0.07 \text{ kW}$ en el interior (amoníaco) y de 3.64 kW en la exterior (agua). Por su parte en las secciones GHX y AHX no se está logrando recuperar la cantidad de calor que se pretende, al ser mínima la recuperación en estos sistemas como se muestra en la tabla 5.2, ya que al incorporar la bomba de recirculación aunque ésta logró mejorar la presión también bajo la temperatura del absorbedor.

Tabla 5.2. Calores en la prueba 2.

	Unidades	(Valor d.s.)
Q_{GE-ext}	kW	10.04 ± 0.41
Q_{EV-int}	kW	4.50 ± 0.07
Q_{EV-ext}	kW	3.64 ± 0.05
Q_{AB-ext}	kW	5.58 ± 1.85
Q_{CO}	kW	3.85 ± 0.07
Q_{RE-ext}	kW	1.72 ± 0.10
Q_{PRE}	kW	3.88 ± 0.37
Q_{GHX}	kW	4.57 ± 0.55
Q_{GAX}	kW	0.21 ± 0.15
Q_{AHX}	kW	0.60 ± 0.29

Durante la prueba se logró obtener un COP_{int} de 0.57 ± 0.18 y un COP_{ext} de 0.44 ± 0.15 , teniendo una integración energética del sistema de 9.26kW reduciendo las pérdidas energéticas a solo el 33.76%.

5.4.3 Operación del sistema de refrigeración por absorción avanzado GAX Solar- gas LP incorporando la sección GAXb

Es importante que consideremos el aspecto de que en el equipo con las dos configuraciones se está logrando producir frío, la recuperación interna del sistema sobre todo en la sección GAX y AHX han sido muy pobres, además de que la presión en el sistema sigue siendo un factor importante en el funcionamiento del mismo, que mejoró cerca de un 17% con la bomba de recirculación. Dado lo anterior se tomo la decisión de incorporar una nueva sección GAX (GAXb) la cual se muestra en la figura 5.11. El punto 1 corresponde a la corriente de la solución diluida procedente del generador, el punto 2 es la salida de la solución concentrada, el punto 3 es la entrada de la mezcla de la solución diluida con el vapor de amoníaco, en punto 4 corresponde al vapor de amoníaco procedente del preenfriador, el punto 5 es la salida de la sección GAXa, el punto 6 corresponde a la entrada de la solución diluida procedente de la sección GAXb, el punto 7 es la

entrada a la sección GAXa procedente de la bomba de solución y el punto 8 es la salida de la bomba de recirculación.

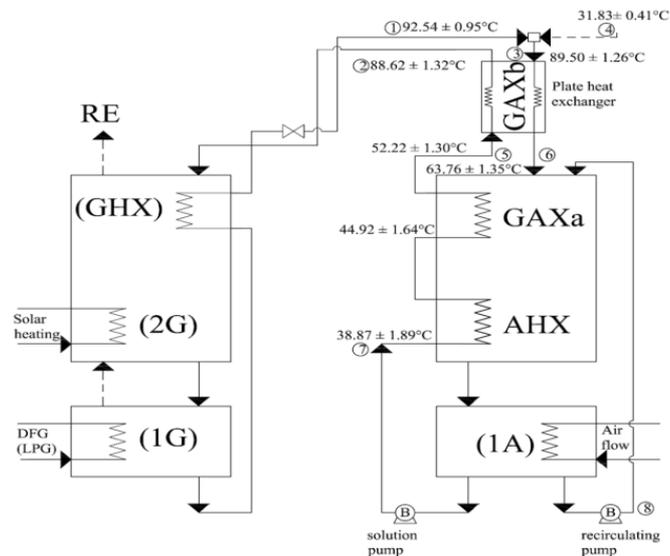


Figura 5.11. Configuración de la sección GAXa y GAXb.

La fuente de calor para esta tercer configuración fue en cogeneración (figura 4.1 sección 1G y 2G, capítulo IV), donde se utilizó aceite térmico a una temperatura de $126.99 \pm 2.06^\circ\text{C}$ y en conjunto se empleó un generador a fue go directo donde el calentamiento es por radiación y convección fijando una temperatura máxima en la solución de 160°C (real: $157.65 \pm 2.79^\circ\text{C}$) esto con la finalidad de tener condiciones similares a las presentadas anteriormente. La concentración fue de 50% amoniaco y 50% agua, la temperatura ambiente fue de $32.65 \pm 0.37^\circ\text{C}$, cabe mencionar que la solución se encontraba a 160°C , la entrada de solución procedente del generador con la recuperación del calor por los gases de combustión se encontraba a $198.50 \pm 8.16^\circ\text{C}$.

Para conocer el calor de generación que se utilizó con el GFD se calculó en base a la cantidad de gas suministrado (\dot{m}_{LP}) y su poder calorífico (PC) (www.conuee.gob.mx).

$$QLP = \dot{m}_{LP} * PC \quad (5.1)$$

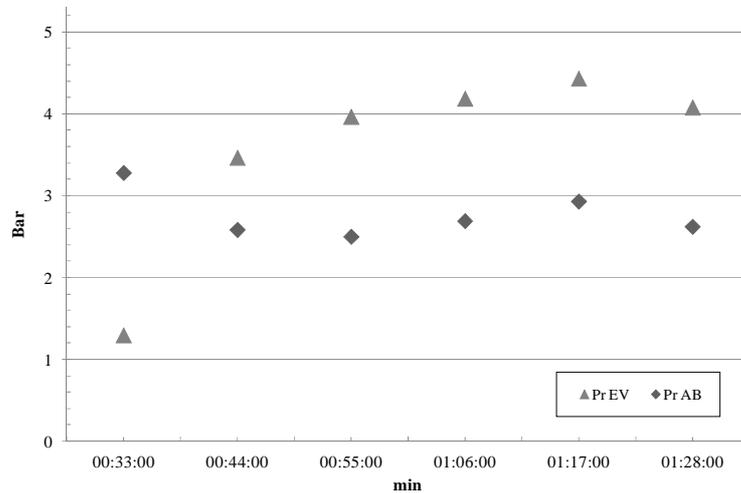
El consumo de gas LP fue medido utilizando medidor de flujo de alta precisión American Meter Company modelo DTM-200A (figura 5.12), el cual fue de un litro de gas vaporizado cada 2.65 segundos lo que da una potencia consumida de 31560 kcal/h equivalente a 36.70kW, tomando en cuenta una eficiencia del quemador del 90% se tendría una potencia de 33.99kW, considerando que el equipo opero durante una hora en periodos de 5min, y tomando en cuenta la eficiencia del generador a fuego directo de 0.51 (Vidal 2008) se tendría una eficiencia quemador-generador de 0.46. Por lo que se tendría un consumo final de energía de 8.42 kW en el generador.



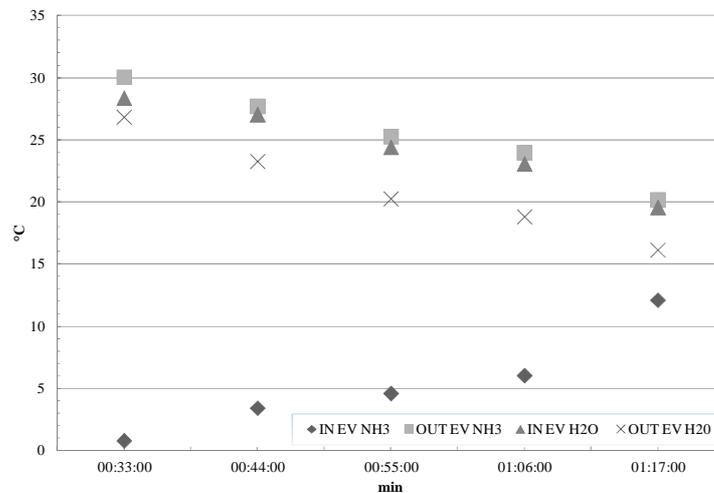
Figura 5.12 Medidor de gas American Meter Company.

Bajo estos parámetros en la sección GHX se logró recuperar un promedio de 4.17 ± 1.20 kW. Por su parte en la sección de evaporación se puede observar que se tuvieron temperaturas de 0°C además la presión se logró mantener en un promedio de $3.72 \pm 0.42^{\circ}\text{C}$ mejorando el comportamiento del absorbedor y

evaporador como se observa en la figura 5.13a y en la figura 5.13b. Podemos ver el comportamiento del evaporador.



(a)

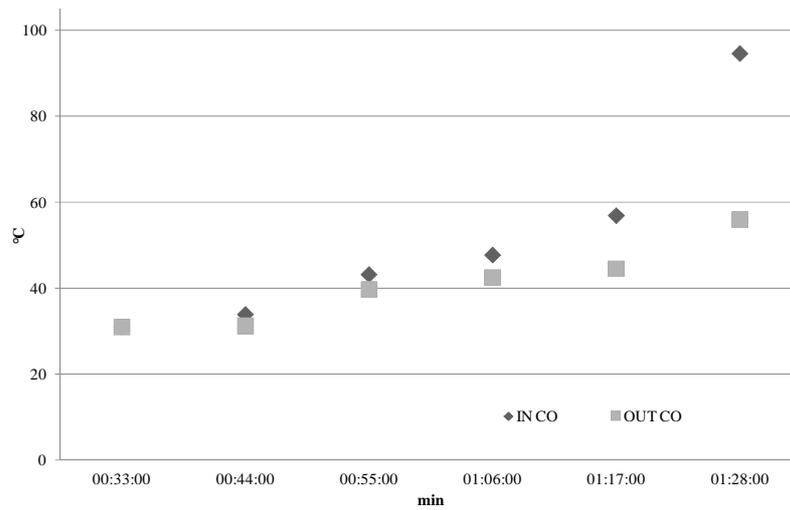


b)

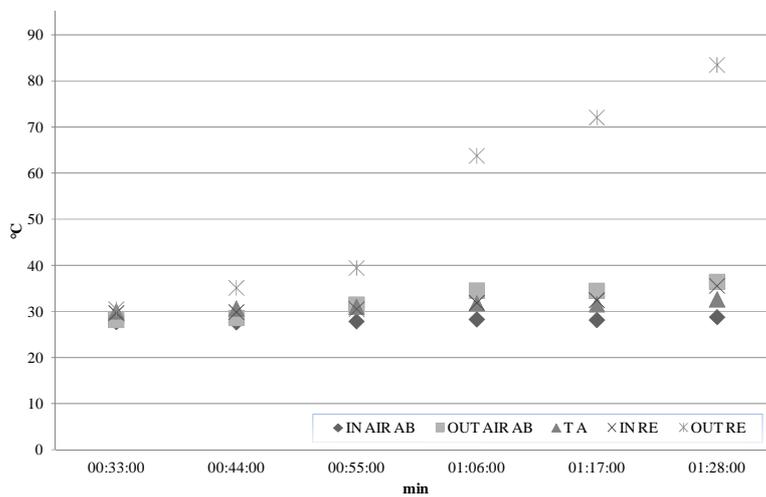
Figura 5.13. Presión en el evaporador y absorbedor a) y temperaturas en el evaporador b).

Finalmente en la siguiente figura 5.14a se puede observar el comportamiento de la entrada y salida de aire en el condensador, donde podemos identificar que el calor retirado es mayor que en las pruebas anteriores, esto debido a que las temperaturas que se manejaron fueron superiores, ya que en lapsos de tiempo se

alcanzaron temperaturas de hasta 90°C. Se puede ver que el comportamiento del rectificador es similar al del condensador, este equipo logró retirar hasta 4.7 ± 0.17 kW.



(a)



b)

Figura 5.14 Temperaturas en el condensador a) y en el absorbedor y rectificador b).

Bajo esta configuración se logró mejorar el aprovechamiento de energía interna como se muestra en la tabla 5.3, pudiendo recuperar en la sección GHX 4.17 kW, en la sección GAXa 1.33 ± 0.47 kW y en la sección GAXb 3.65 ± 0.72 kW, con lo que comparado con las configuraciones anteriores, se está consiguiendo recuperar con estos equipos 9.15kW.

Tabla 5.3. Calores en la tabla 3.

	Unidades	(valor d.s.)
$Q_{GEgfd+oil}$	kW	10.03 ± 0.48
Q_{EV-int}	kW	5.24 ± 0.54
Q_{EV-ext}	kW	3.80 ± 0.18
Q_{AB}	kW	3.17 ± 0.65
Q_{CO}	kW	6.58 ± 1.01
Q_{RE}	kW	4.70 ± 0.17
Q_{PRE}	kW	1.44 ± 0.03
Q_{GHX}	kW	4.17 ± 1.20
Q_{GAXa}	kW	1.33 ± 0.47
Q_{GAXb}	kW	3.65 ± 0.72

Por su parte se puede observar en la figura 5.15 que bajo estas condiciones se empezó a tener efecto GAX ya que la solución concentrada comenzó a ebullicir; por su parte en la figura se muestra la ubicación de la mirilla en el equipo la cual se encuentra a la entrada del generador.

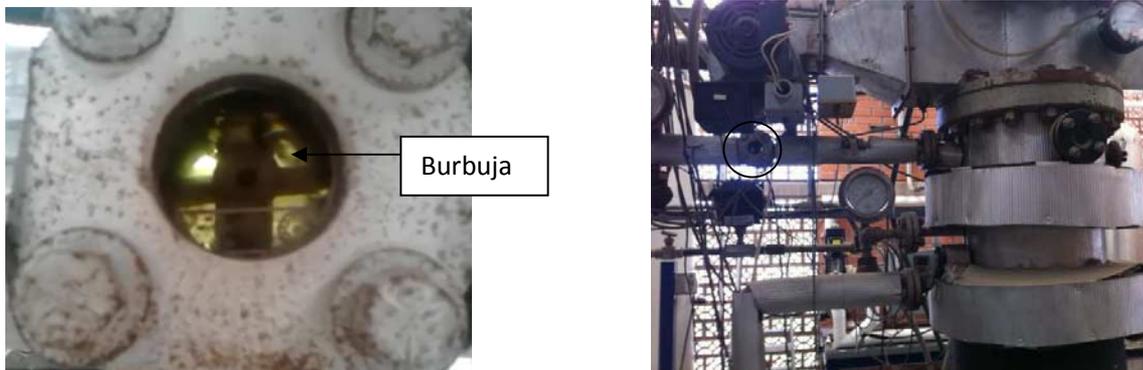


Figura. 5.15. Burbujeo de la solución amoníaco-agua a la entrada del generador.

En la figura 5.16 se puede observar la parte que corresponde a la sección GAXa como fue concebido originalmente, el punto 1 corresponde a la entrada de la solución diluida procedente del generador, el 2 a la salida de la sección GAX a, el 3 a la salida de la bomba y el 4 a la entrada del vapor de amoníaco procedente del pre-enfriador. Finalmente se presenta para cada una de las pruebas las curvas de líquido-vapor donde se puede observar en qué punto nos encontrábamos en cada una de las pruebas analizadas, la figura a muestra el punto para la configuración teórica propuesta, la b muestra para la primer configuración analizada donde en función de los datos obtenidos y lo que se puede observar, estamos en fase líquida, en la segunda configuración sucede algo similar a la primera, y finalmente en la configuración 3 (figura d) se puede ver que nos encontramos generando dos fases. Las gráficas se realizaron con el programa de cómputo REFPROP 8.0.

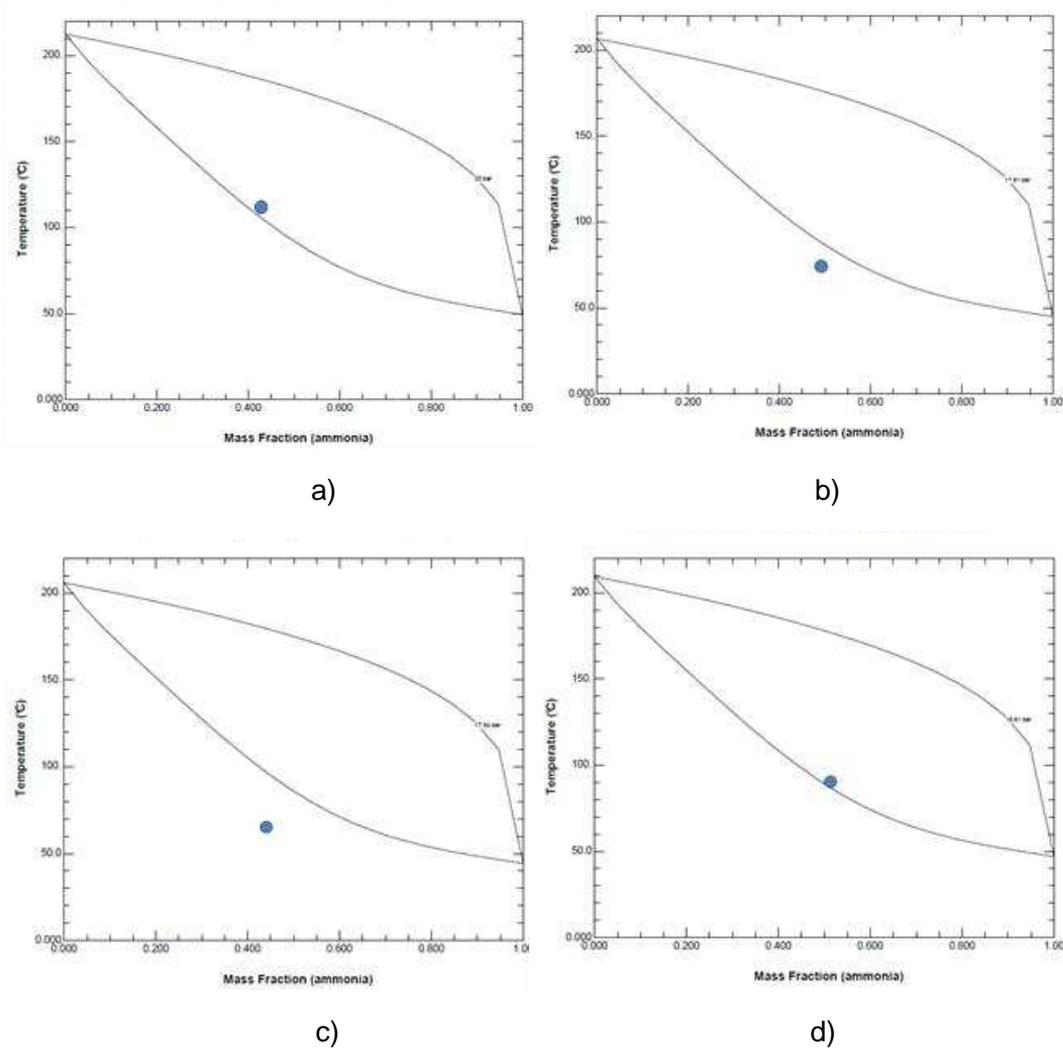


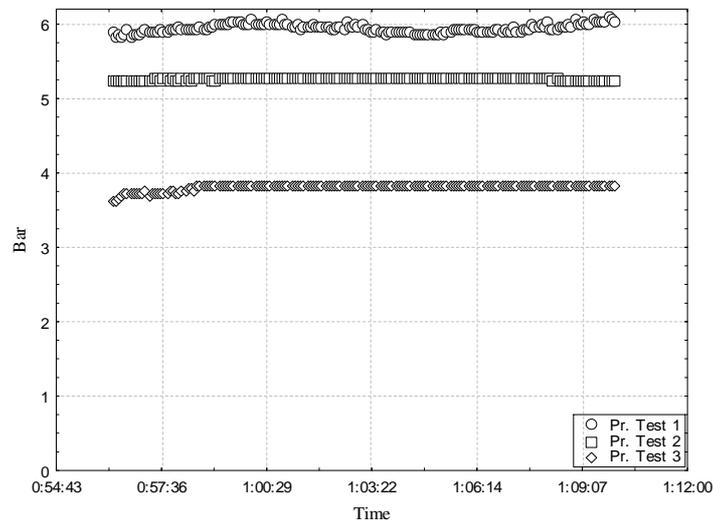
Figura. 5.16. Graficas líquido-vapor amoniac-agua.

En la tabla 5.4 se muestra la comparativa entre el calor de recuperación total para cada una de las tres configuraciones, donde se ve que con la configuración 3 se logró recuperar 9.15kW en el sistema, sin embargo el COP fue de 0.23 y se están teniendo un 62% de pérdidas energéticas, lo que se atribuye a que el GFD está generando más energía de la que se está aprovechando.

Tabla 5.4. Calor total de recuperación para las diferentes configuraciones

	Unidades	(valor)
Test 1	kW	4.07
Test 2	kW	5.38
Test 3	kW	9.15

Por su parte se observa en la figura 5.17 una comparativa de la presión en un mismo lapso de tiempo para las tres pruebas y se ve que la prueba 3 conserva una presión cercana a los 4 bar, lo que contribuye a que se pueda seguir produciendo frío.

*Figura 5.17. Presión en las 3 pruebas.*

En la figura 5.18 se muestran la entrada y salida de las temperaturas de evaporación del amoníaco para cada una de las tres pruebas, en ella se observa que la prueba que tiene la mayor capacidad de evaporación es la prueba 3.

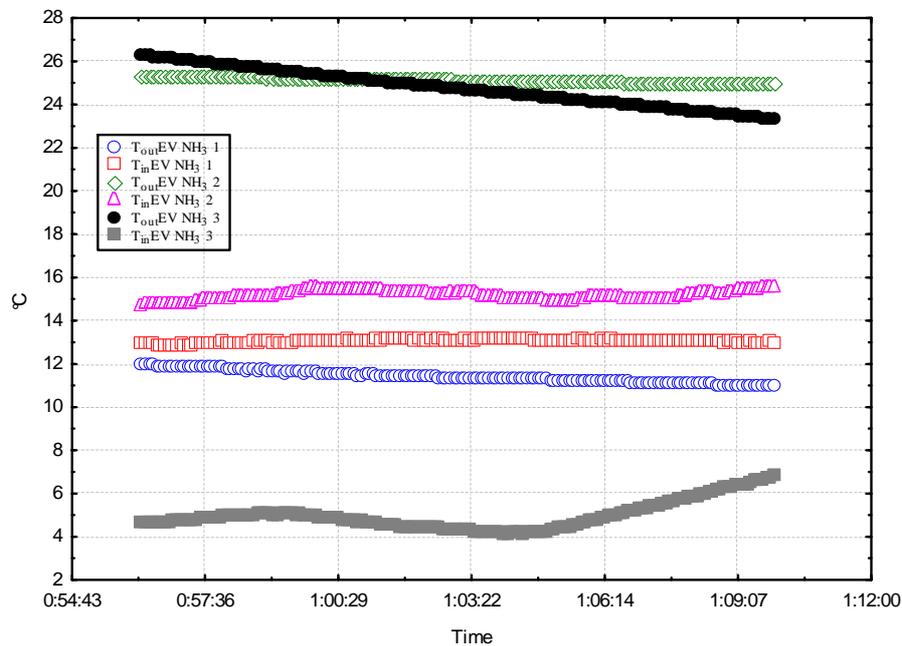


Figura 5.18. Temperaturas de evaporación para las 3 pruebas.

5.4 Situación actual del generador a fuego directo (GFD)

El sistema de generación a fuego directo actualmente se encuentra acoplado a la columna generador-rectificador del sistema de refrigeración por absorción avanzado GAX. Cabe mencionar que durante las pruebas realizadas con este sistema se encontraron diferentes puntos que debieron ser mejorados con la finalidad de mejorar el comportamiento del equipo.

En el IER UNAM al no contar con trabajos previos de equipos de refrigeración operando con equipos de generación a fuego directo, se tuvo que ir tomando experiencia del equipo conforme se fue construyendo el sistema. En una primera etapa del GFD fue diseñado con tres secciones de mantenimiento (figura 5.19), para lo cual se utilizaron bridas, sin embargo después de realizar las pruebas hidrostáticas al equipo se tomó la decisión que al ser un primer prototipo y por seguridad se soldarían la bridas con el fin de garantizar su mejor funcionamiento además de ser reforzado con soleras de $\frac{3}{4}$ " de pulgada para ayudar al equipo a no

deformarse. Cabe aclarar que el equipo duró 2 días completos con una presión de 24 bares, presión superior en un 20% mayor a la de operación.



Figura 5.19. Bridas del generador a fuego directo.

Como se puede observar en la figura 5.18 el GFD contaba con una mirilla para poder ver el comportamiento de la solución, y esta también fue retirada debido a que debido a la temperatura de operación del equipo y presión se corría el riesgo de presentar fuga además de que no se tenía visibilidad de lo que sucedía en el equipo, y este fue sustituido por un tubo de nivel a la salida de la solución diluida con la finalidad de conocer la cantidad de solución que se tenía en el GFD y garantizar que los tubos de radiación se encontraran siempre cubiertos con la solución (figura 5.19).

Un problema que se presentó fue que el tubo de nivel fue incorporado junto con la salida de la solución diluida por lo que cuando el equipo se encontraba en operación era complicado poder verificarlo y en ocasiones desaparecía en su totalidad. Se puede observar en la figura 5.20 la válvula que servía para el drenado del equipo.



Figura 5.20. Mirilla del GFD.

Otro inconveniente fue el flujo de solución concentrada que era enviado del generador al GFD Figura 5.21, ya que el depósito de donde salía la solución concentrada tiene muy poca capacidad, además de que la distancia entre la válvula de salida de la solución y la entrada de vapor de amoníaco era de solo 15 cm, lo que en ocasiones provocaba un taponamiento para el vapor de amoníaco que entraba al generador, por que se tenía que tener un flujo constante de solución concentrada entrando y saliendo del GFD.

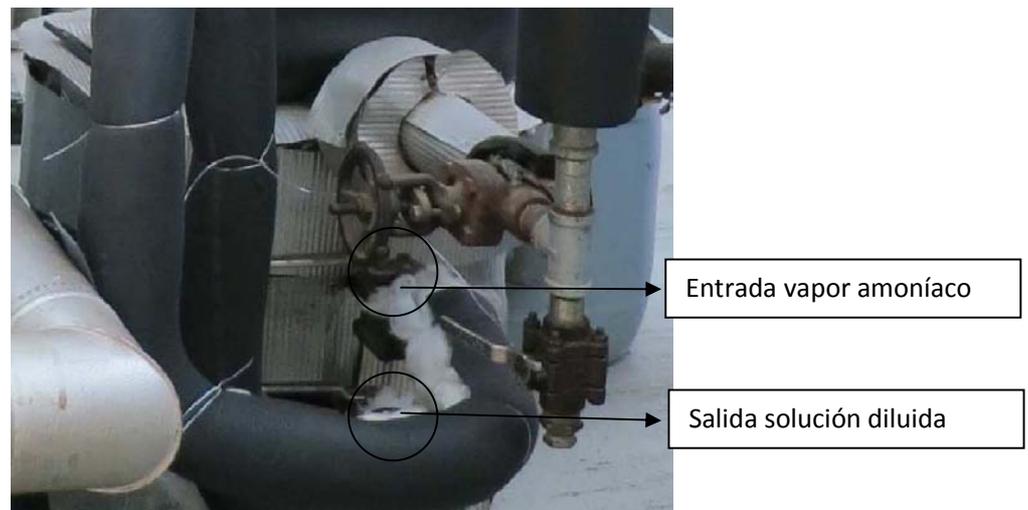


Figura 5.21. Entrada de amoníaco al Generador y salida de solución concentrada al GFD.

Conclusiones

Durante la realización de este trabajo y después de hacer un análisis a los resultados obtenidos se llegó a las siguientes conclusiones:

- Se elaboró la revisión bibliografía de los trabajos que se están realizando actualmente para sistemas de refrigeración por absorción GAX, donde se pudo constatar que el estudio de esta tecnología es escaso debido a que no se encuentra mucha literatura publicada.
- Se rehabilito el sistema de refrigeración por absorción avanzado Solar-GAX-LP, con lo que se realizaron pruebas experimentales utilizando aceite térmico.
- Se termino de construir el Generador a Fuego Directo y se acopló al sistema de refrigeración por absorción avanzado Solar-GAX-LP, y se realizó la instalación de los sistemas auxiliares (eléctrico y gas LP) para su operación.
- Se presentó una metodología a fin de determinar la propagación de errores mediante el método de Monte Carlo debida a las incertidumbres en las variables de entrada de la ecuación de COP_{ext} , para el sistema de refrigeración por absorción Solar-GAX-LP.
- Se realizaron pruebas experimentales con el sistema de refrigeración por absorción avanzado GAX solar- gas LPoperando con el generador a fuego directo, y en forma híbrida operando con aceite térmico.
- Se acopló un nuevo intercambiador de placas (sección GAXb) con lo que se logró la reducción de la presión en el absorbedor en un 45%, lo que trajo como consecuencia mayor estabilidad al sistema, así como incrementar el tiempo de evaporación.

- Se logró incrementar la recuperación de calor interno del sistema de 4.68kW a 9.15kW.
- Con la incorporación del intercambiador de placas (sección GAXb) fue posible confirmar físicamente el efecto GAX al poderse observar en la mirilla colocada a la entrada del generador que la solución se encontraba en fase líquido-vapor.

Recomendaciones

- En base a los resultados encontrados realizar análisis exérgico del sistema de refrigeración por absorción avanzado Sol-GAX LP para poder conocer el aprovechamiento de energía y detectar los equipos con mayor potencial de mejoramiento.
- Elaborar un nuevo sistema de generación a fuego directo, y en función de ese nuevo sistema realizar la construcción de un nuevo sistema GAX incorporando intercambiadores de placas.
- Realizar estudio de alternativas viables de combustibles que permitan el funcionamiento del generador a fuego directo utilizando energía 100% renovable, como puede ser biogás producto de la descomposición en ambientes anaeróbicos.
- Hacer estudio del sistema de refrigeración por absorción avanzado utilizando colectores solares de baja y mediana temperatura.

Referencias

Barrera C.M. (2009). "Simulación y Diseño de un generador a fuego directo para un sistema de absorción amoniaco/agua solar-GAX". Tesis de Maestría, Centro de Investigación de Energía. UNAM, Temixco, Morelos.

Baukal, C. E. (2000). Heat transfer in industrial combustion, CRC Press, USA.

Baukal, C. E., Gebhart, B. (1996b). A review of semi-analytical solutions for flame impingement heat transfer. Heat Mass Transfer, Vol. 39, No. 14, pp. 2989-3002.

Baukal, C.E., Gebhart.B. (1996a). A review of empirical flame impingement heat transfer correlations. Heat and Fluid Flow, Vol. 17, No. 386-396.

Bevington P. R, Robinson D. K. (2003). Data reduction and error analysis for the physical sciences, reprint of the 3th ed., Mc Graw Hill, Boston.

Cao, J., R.E., Christensen, (2000). Modeling and integral dual solar/gas-fired generator for a water/lithium bromide absorption chiller, Journal of Energy Technology, Vol. 122,pp. 217-223.

Carmody, S.A., and Shelton, S.V. (1993) " Analysis of Genenerator-Absorber Heat Recovery for an Ammonia-Water Absortion Cycle", Thermodynamics and the Desing, Analysis and Improvement of Energy Systems.

Ecoflam Bruciatori S.p.A. (2000), Manual de quemadores. Azur 30

Egrican, N. (2003). The secon law análisis of absorption cooling cycles. Heat recovery Systems and CHP. 8, 549-558.

Erickson, D.C., Jingsong T. (1996). Branched GAX cycle gas fired heat pump. IEEE, pp. 1078-1083.

G. Wubbeler G, Krystek M, Elster C. (2008). Evaluation of measurement uncertainty and numerical calculation by a Monte Carlo method. *Measurement Science and Technology* 19, 084009 (4pp).

Gómez V.H. (2002). Modelado, simulación y diseño de dos intercambiadores de calor con cambio de fase, empleando superficies extendidas. Tesis de maestría, Centro de Investigación en Energía. UNAM, Temixco, Morelos.

Gómez V.H., Vidal A, Best R, García-Valladares O, Velázquez N. (2008). Theoretical and experimental evaluation of an indirect-fired GAX cycle cooling system. *Applied Thermal Engineering*. 28, 975-987.

Gómez, V.H. (2007). Simulación numérica y validación experimental de intercambiadores de calor de tubos aletados y placas, y su integración a un ciclo de refrigeración por absorción. Tesis de doctorado, Centro de Investigación en Energía. UNAM, Temixco, Morelos.

Gomri, R. (2009). Second law comparison of single effect and double effect vapour absorption refrigeration systems. *Energy Conversion and Management*. 50, 1279-1287.

Gomri, R., Hakimi, R. (2008) Second law analysis of double effect vapour absorption system. *Energy Conversion and Management*. 49, 3343-3348.

Han W, Sun L, Zheng D, Jin H, Ma S, Jing X. (2013). New hybrid absorption-compression refrigeration system based on cascade use of mid-temperature waste heat. 106, 383-390.

Herrador M.A., Asuero A.G, González A.G. (2005). Estimation of the uncertainty of indirect measurements from the propagation of distributions by using the Monte-Carlo method: An overview. *Chemometrics and intelligent laboratory systems* 79, 115-122.

Hong D, Tang L, He Y, Chen G. A novel absorption refrigeration cycle. *Applied Thermal Engineering*. 30 (2010) 2045-2050.

Jawahar C P, Saravanan R, Bruno J C, Coronas A. (2013). Simulation studies on gax based Kalina cycle for both power and cooling applications. *Applied Thermal Engineering*. 50, 1522-1529.

Jawahar C, Saravanan R. (2010) Generator absorber heat exchange based absorption cycle- A review. *Renewable and Sustainable Energy Review*. 14, 2372-2382.

Kang, Y.T, Kashiwagi, T. (2000). An environmentally friendly GAX cycle for panel heating: PGAX cycle, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 23,pp. 378-387.

Kang, Y.T., Akisawa, A., Kashiwagi, T. (1999). An advanced GAX cycle for waste heat recovery: WGAX cycle, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 19, pp. 933-947.

Kaushik, S.C, Akhilesh, A. (2009), Energy and exergy analysis of single effect and series flow double effect wather/lithium bromide absorption refrigeration systems. *Internationanl Journal of Refrigeration*. 30. 1-12.

Kim, D.S. and Infante Ferreira, C.A. (2008). Air-cooled LiBr/water absorption chillers for solar air conditioning in extremely hot weathers. *Energy Conversion and Management*, 50, 1018-1025.

Kim. H.Y., Saha, B.B., Koyama, S. (2003). Development of a Slug flow absorber working whit ammonia/water mixture: part I –flow characterization and experimental investigation. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 26, pp. 508-515.

Mehr A S, Zare V, Mahmoudi S.M.S. (2013) Standard GAX versus hybrid GAX absorption refrigeration cycle: From the view point of thermoeconomics. *Energy Conversion and Management*. 76, 68-82.

Priedeman, K.D, Garrabrant, M.A., Mathias, J.A., Stout, R.E., Christensen, N.R. (2001). Performance of a residential-Sized GAX Absorption Chiller, Vol. 123, pp. 236-241.

Rivero, R. Garfias, M. (2006). Starndart chemical exergy of elements updated. *Energy*. 31, 3310-3326.

Romero, R.J., Rivera, W., Gracia, J., Best, R. (2001) Theoretical comparison of performance o fan absopction heat pump system for cooling and heating operating whit an aqueous ternary hydroxide and wather /lithium bromide. *Applied Thermal Engineering*. 21. 1137-1147.

Sabir, H.M., Chretienneau, R., ElHang, Y.B.M. (2004). Analytical study of a novel GAX-R heat drivem refrigeration cycle. *Applied Thermal Engineering*. Vol. 24, pp. 2083-2099.

Staicovici, M.D. (1995). Polybranched regenerative GAX cooling cycles. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 18, pp. 318-329.

Velázquez N, Best, R. (2002). Methodology for the energy analysis of an air cooled GAX absorption heat pump operated by natural gas and energy solar. *Applied Thermal Engineering*. 22: 1089-1103

Verma S. P, Quiroz–Ruiz A. (2006). Critical values for six Dixon tests for outliers in normal samples up to sizes 100, and applications in science and engineering, *Revista Mexicana de Ciencias Geológicas* 23.

Verma S.P.(2000) Optimisation of the exploration and evaluation of geothermal resources. In: D. Chandrasekharam and Bundschuh (Eds.). *Geothermal Energy Resources for Developing Countries*. p. 195-224, Swets & Zeitlinger B. V., A. A. Balkema Publishers, Rotterdam, The Netherlands.

Vidal S, A. (2006). Estudio sobre la operación de sistemas de refrigeración por absorción avanzados con fuentes de calor de desecho y renovable. Tesis de doctorado. Centro de Investigación en Energía, UNAM, Temixco Morelos.

Wang R.Z, Yu X, Ge T.S, Li T.X. (2013). The present and future of residential refrigeration, power generation and energy storage. Applied Thermal Engineering. 53, 256-270.

Referencias Internet

1. <http://www.energia.inf.cu/iee-mep/SyT/CDG/Taller1BURE/QUEMADORES.PDF>
2. <http://www.coitiab.es/reglamentos/climatizacion/reglamentos/ITE/ite02.htm>
3. <http://gresyporcelana.blogspot.com/2009/10/quemadores-y-combustibles.html>
4. http://es.wikipedia.org/wiki/Energ%C3%ada_renovable#Energ.C3.ADa_geot.C3.A9mica
5. <http://www.sciencedaily.com/releases/2010/05/100503111531.htm>
6. http://www.geotermiasolar.com/Geotermia_esp.html
7. <http://www.biocarburante.com/refrigeracion-solar-frio-solar/>
8. <http://www.soltec-renovables.com/>
9. <http://news.soliclima.com/noticias/energia-solar/refrigeracion-solar-industrial>
10. http://4.bp.blogspot.com/_abmpPG6QEcc/R1dSI9NrwwI/AAAAAAAAADU/O6GSuVbLhgY/s1600-h/tabla+de+combustible.JPG
11. http://es.wikipedia.org/wiki/Energ%C3%ADa_e%C3%B3lica
12. <http://www.biodisol.com/biocombustibles/biogas-que-es-el-biogas-digestion-anaerobia-caracteristicas-y-usos-del-biogas-energias-renovables-biocombustibles/>
13. <http://www.textoscientificos.com/energia/biogas>
14. www.conuee.gob.mx