

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA
INSTITUTO DE INGENIERÍA**

MAESTRÍA Y DOCTORADO EN CIENCIAS E INGENIERÍA



*“OPTIMIZACIÓN DE UN SISTEMA DE AIRE
ACONDICIONADO BASADO EN EL CICLO VX-GAX”*

TESIS PARA OBTENER EL GRADO DE:

DOCTOR EN INGENIERÍA

P R E S E N T A:

MANUEL CERVANTES ASTORGA

DIRECTOR DE TESIS:

DR. DANIEL SAUCEDA CARVAJAL

MEXICALI, B.C.

JUNIO 2018

PARA MI FAMILIA

Mi hijo:

Emmanuel Cervantes Suárez

Mi esposa:

Martha Carolina Suárez Mesa

Mis padres:

Manuel Cervantes Leal

Emma Astorga Leyva

Mis hermanos:

Salvador, Carlos y Emma

AGRADECIMIENTOS

Dr. Daniel Saucedo Carvajal

Investigador del CICESE

Por sus recomendaciones, paciencia y apoyo durante el desarrollo de esta investigación.

Dr. Ricardo Gallegos

Profesor-Investigador de la UABC

Por sus comentarios acertados durante el desarrollo de este trabajo.

Dr. Fernando Lara Chávez

Profesor-Investigador de la UABC

Por sus aportaciones que enriquecieron el presente trabajo.

Dr. Gabriel Ernesto Pando Martínez

Profesor-Investigador del ITM

Por ser un buen compañero y por ayudarme a mejorar este trabajo.

Dr. Anibal Luna

Profesor-Investigador de la UABC

Por su buenos consejos para mejorar como persona e investigador.

Dr. Alexis Acuña

Profesor-Investigador de la UABC

Por el valioso aporte a este trabajo.

Instituto de Ingeniería de la UABC

Por permitirme llevar a cabo mis estudios de Doctorado.

CONACYT

Por el apoyo económico otorgado durante mis estudios de Doctorado.

Mis compañeros

Mydory Nakasima, Luis González, Alejandro Samaniego, Yair García y Francisco Armendariz. Por los momentos compartidos durante mi estancia en el Instituto de Ingeniería de la UABC.

Mis padres

Por su ejemplo y sus consejos invaluable a lo largo de mi vida.

Mi esposa

Por su apoyo y comprensión durante todo este tiempo.

Mi hijo

Lo mejor que he hecho en mi vida, va por ti mi papi.

Mis hermanos

Por obligarme a ser siempre un buen ejemplo para ellos.

RESUMEN

La mayor parte de los sistemas que actualmente se utilizan en la producción de aire acondicionado, emplean la tecnología de compresión mecánica de vapor, pero debido a sus altos consumos de energía eléctrica y al uso de refrigerantes nocivos para el medio ambiente, surge la necesidad de buscar alternativas. En este trabajo de investigación se propone el uso de un ciclo por absorción avanzado VX-GAX amoníaco-agua con una capacidad de 5 toneladas de refrigeración (1055 kJ/min), como una opción para la producción de aire acondicionado. Para esto, se investiga el comportamiento operativo del ciclo en diversas condiciones de operación, apoyándose en la primera y segunda leyes de la termodinámica. Las condiciones estudiadas involucran, temperaturas de generación desde 128°C hasta 190°C y temperaturas ambiente desde 25°C hasta 40°C.

Para predecir el funcionamiento del ciclo VX-GAX, se calcularon los valores de las propiedades termodinámicas de sus corrientes internas y externas, los calores requeridos y disponibles en cada una de sus etapas y posteriormente los calores intercambiados con sus alrededores. Para lo anterior, se elaboró un simulador usando el programa EES. En el análisis por primera ley de la termodinámica, se consideró a la integración energética interna, como variable clave en la optimización energética, la cual debe maximizarse, para esto, se busca igualar los calores requeridos por ciertas etapas del ciclo, con los calores disponibles en otros de sus componentes, al mismo tiempo, se cuida que no existan transferencias de calor desde temperaturas bajas a temperaturas altas. Así se reduce la entrada de calor al ciclo desde una fuente externa y con ello se mejora su desempeño energético. Después, mediante un estudio paramétrico se obtuvieron los valores óptimos de su coeficiente de operación (COP), que van desde 0.9828 hasta 1.667 a temperaturas ambiente de 40°C y 25°C respectivamente, y a una temperatura de generación de 190°C.

En páginas subsiguientes, se realiza un análisis exérgico del ciclo, donde se calcula la exergía destruida en cada etapa del ciclo, lo que pone en evidencia violaciones de la segunda ley de la termodinámica; en la sección GAX y en el acoplamiento térmico entre el generador VX y la sección del absorbedor enfriada por la solución. Esto indica la necesidad de un rediseño del ciclo VX-GAX, específicamente en las secciones mencionadas, que es llevado a cabo para obtener un proceso termodinámicamente factible. Como una consecuencia del reajuste del ciclo, sus COP varían desde 0.887

hasta 1.159, en este proceso se obtienen eficiencias por segunda ley desde 0.187 hasta de 0.287.

En este trabajo también se propuso un absorbedor de gases para la zona de presión intermedia (Absorbedor VX) del ciclo VX-GAX. Dicho absorbedor consiste en una serie de tubos concéntricos donde los fluidos frío y caliente viajan a contracorriente. Además se llevó a cabo el modelado matemático, simulación y diseño detallado de este equipo para sus dos etapas; una enfriada por aire y la otra enfriada por la solución.

ABSTRACT

Most of the systems currently used in the production of air conditioning use mechanical vapor compression technology, but due to their high consumption of electric energy and the use of refrigerants harmful to the environment, the need for look for alternatives. In this research work we propose the use of an advanced absorption cycle VX-GAX ammonia-water with a capacity of 5 tons of cooling (1055 kJ/min), as an option to produce air conditioning. For this, we investigate the operational behavior of the cycle under various operating conditions, relying on the first and second laws of thermodynamics. The studied conditions involve generation temperatures from 128°C to 190°C and ambient temperatures from 25°C to 40°C.

To predict the operation of the VX-GAX cycle, the values of the thermodynamic properties of its internal and external currents were calculated, the heats required and available in each of its stages and subsequently the heats exchanged with its surroundings. For the above, a simulator was developed using the EES program. In the analysis by the first law of thermodynamics, internal energy integration was considered as a key variable in energy optimization, which should be maximized, for this, it is sought to equal the heats required by certain stages of the cycle, with the available heats in other components, at the same time, care is taken that there are no heat transfers from low temperatures to high temperatures. This reduces the heat input to the cycle from an external source and thereby improves its energy performance. Then, by means of a parametric study, the optimum values of its coefficient of operation (COP) were obtained, ranging from 0.9828 to 1.667 at ambient temperatures of 40°C and 25°C respectively, and at a generation temperature of 190°C.

In subsequent pages, an exergy analysis of the cycle is performed, where the destroyed exergy is calculated in each stage of the cycle, which reveals breaches of the second law of thermodynamics; in the GAX section and in the thermal coupling between the generator VX and the absorber section cooled by the solution. This indicates the need for a redesign of the VX-GAX cycle, specifically in the sections mentioned, which is carried out to obtain a thermodynamically feasible process. Because of the readjustment of the cycle, its COP's vary from 0.887 to 1.159, in this process efficiencies are obtained by the second law from 0.187 to 0.287.

In this work a gas absorber was also proposed for the intermediate pressure zone (Absorber VX) of the VX-GAX cycle. This absorber consists of a series of concentric tubes where the hot and cold fluids travel counter-currently. In addition, mathematical modeling, simulation and detailed design of this equipment was carried out for its two stages, one cooled by air and the other cooled by the solution.

CONTENIDO

Resumen	Pag. i
Lista de tablas	ii
Lista de figuras	iii
Nomenclatura	iv
 CAPÍTULO 1 INTRODUCCIÓN	
1.1 Introducción.....	1
1.2 Planteamiento del problema.....	3
1.3 Justificación.....	6
1.4 Objetivos.....	7
1.4.1 Objetivo general.....	7
1.4.2 Objetivos específicos.....	7
1.5 Metodología propuesta.....	7
 CAPÍTULO 2 MARCO TEÓRICO	
2.1 Antecedentes.....	9
2.1.1 Fluidos de trabajo.....	10
2.1.2 Ciclo básico de absorción $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$	11
2.1.3 Ciclos de refrigeración por absorción tipo GAX.....	13
2.2 El ciclo VX-GAX	17
2.3 El análisis de exergía	21
 CAPÍTULO 3 MODELADO MATEMÁTICO Y SIMULACIÓN DEL CICLO VX-GAX	
3.1 Modelado del ciclo VX-GAX por la primera ley de la termodinámica	23
3.2 Simulación del ciclo VX-GAX por la primera ley de la termodinámica.....	27
3.3 Modelado del ciclo VX-GAX por la segunda ley de la termodinámica ...	28
3.2 Simulación del ciclo VX-GAX por la segunda ley de la termodinámica.....	32

CAPÍTULO 4 RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1 Resultados del análisis por la primera ley de la termodinámica.....	33
4.1.1 Validación.....	36
4.1.2 Efecto de la velocidad de flujo másico de 5 (m_5).....	37
4.1.3 Efecto de la velocidad de flujo másico de 20 (m_{20}).....	41
4.1.4 Efecto de la temperatura de generación (T_{gen}).....	44
4.1.5 COP óptimos para diferentes valores de T_{amb}	47
4.2 Resultados del análisis por la segunda ley de la termodinámica.....	50
4.2.1 Efecto de la T_{gen} sobre la exergía destruida	51
4.2.2 Efecto de la T_{amb} sobre la exergía destruida	56
4.3 Rediseño del ciclo VX-GAX	58

CAPÍTULO 5 DISEÑO DEL ABSORBEDOR VX DEL CICLO VX-GAX

5.1 Introducción.....	64
5.2 Antecedentes.....	65
5.3 Descripción del absorbedor VX propuesto.....	68
5.4 Modelado matemático del absorbedor VX.....	70
5.5 Simulación del absorbedor VX.....	72
5.6 Dimensiones del absorbedor VX.....	74

CAPÍTULO 6 CONCLUSIONES

6.1 Conclusiones.....	75
6.2 Recomendaciones para trabajo futuro.....	77

REFERENCIAS.....	78
-------------------------	-----------

LISTA DE TABLAS

Tabla 1.1	Ventas de electricidad (MWh) para el municipio de Mexicali.	4
Tabla 1.2	Población nacional, estatal y municipal.	5
Tabla 1.3	Número de viviendas a nivel nacional, estatal y municipal.	5
Tabla 4.1	Propiedades de las corrientes internas del ciclo VX-GAX a $T_{gen}=185^{\circ}\text{C}$ y $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$.	34
Tabla 4.2	Energía intercambiada con los alrededores por los principales componentes del ciclo VX-GAX a $T_{gen}=185^{\circ}\text{C}$ y $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$.	35
Tabla 4.3	IEI en el ciclo VX-GAX a $T_{gen}=185^{\circ}\text{C}$ y $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$.	35
Tabla 4.4	Comparación de los resultados de este trabajo con los de Rane y Erickson.	36
Tabla 4.5	COP máximos del ciclo VX-GAX en función de T_{amb} .	49
Tabla 4.6	Exergía de las corrientes internas del ciclo VX-GAX a $T_{gen}=170^{\circ}\text{C}$ y $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$.	54
Tabla 4.7	Exergía de las corrientes externas del ciclo VX-GAX a $T_{gen}=170^{\circ}\text{C}$ y $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$.	55
Tabla 4.8	COP y η_{II} máximos del ciclo VX-GAX en función de T_{amb}	57
Tabla 4.9	COP y η_{II} del ciclo VX-GAX en función de T_{amb} , después del reajuste.	62

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1	Comparación de los COP de los diferentes ciclos de absorción.	3
Figura 2.1	Diagrama básico de un equipo discontinuo de absorción ácido sulfúrico-agua.	9
Figura 2.2	Ciclo de absorción básico de simple efecto $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$.	12
Figura 2.3	Ciclo de absorción GAX $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$.	15
Figura 2.4	Traslape de temperaturas entre el absorbedor y generador.	15
Figura 2.5	Ciclo Branched-GAX $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$.	17
Figura 2.6	Diagrama de ciclo de absorción VX-GAX $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ para un lift mayor que 60°C .	18
Figura 2.7	Diagrama de ciclo de absorción VX-GAX $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ para un lift moderado.	19
Figura 2.8	Diagrama de ciclo VX-GAX $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ para un lift menor que 45°C .	19
Figura 3.1	Diagrama de flujo para la simulación del ciclo VX-GAX.	27
Figura 3.2	Diagrama de ciclo VX-GAX $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ para un lift menor que 45°C , con corrientes externas incluidas.	29
Figura 3.3	Etapas para el análisis de exergía del ciclo VX-GAX.	32
Figura 4.1	Efecto de m_5 sobre $Q_{disp\ GAX}$ y $Q_{req\ gen\ frío}$ a $T_{gen}=180^\circ\text{C}$ y $T_{amb}=35^\circ\text{C}$.	37
Figura 4.2	Efecto de m_5 sobre los flujos de la sección GAX a $T_{gen}=180^\circ\text{C}$ y $T_{amb}=35^\circ\text{C}$.	38
Figura 4.3	Efecto de m_5 sobre la IEI a $T_{gen}=180^\circ\text{C}$ y $T_{amb}=35^\circ\text{C}$.	39
Figura 4.4	Efecto de m_5 sobre $Q_{gen\ frío}$ y la IEG a $T_{gen}=180^\circ\text{C}$ y $T_{amb}=35^\circ\text{C}$.	40
Figura 4.5	Efecto de m_5 sobre los calores intercambiados por el ciclo a $T_{gen}=180^\circ\text{C}$ y $T_{amb}=35^\circ\text{C}$.	40
Figura 4.6	Efecto de m_5 sobre m_{20} y sobre el COP del ciclo a $T_{gen}=180^\circ\text{C}$ y $T_{amb}=35^\circ\text{C}$.	41
Figura 4.7	Efecto de m_{20} sobre los calores disponibles y requeridos más importantes del ciclo a $T_{gen}=180^\circ\text{C}$, $T_{amb}=35^\circ\text{C}$ y $m_5=0.3433\text{ kg/min}$.	42

Figura 4.8	Efecto de m_{20} sobre los calores intercambiados por el ciclo a $T_{gen}=180^{\circ}\text{C}$, $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$ y $m_5=0.3433$ kg/min.	43
Figura 4.9	Efecto de m_{20} sobre el COP y la IEG del ciclo VX-GAX a $T_{gen}=180^{\circ}\text{C}$, $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$ y $m_5=0.3433$ kg/min.	43
Figura 4.10	Efecto de T_{gen} sobre la IEI a $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$.	45
Figura 4.11	Efecto de T_{gen} sobre los calores intercambiados por el ciclo a $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$.	45
Figura 4.12	Efecto de T_{gen} sobre el COP y la IEG a $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$.	46
Figura 4.13	Efecto de T_{gen} sobre m_5 y m_{20} a $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$.	46
Figura 4.14	Valores óptimos de m_5 en función de T_{gen} y T_{amb} .	47
Figura 4.15	Valores óptimos de m_{20} en función de T_{gen} y T_{amb} .	48
Figura 4.16	Efecto de T_{gen} y T_{amb} sobre la Q_{gen} .	49
Figura 4.17	Valores óptimos de COP en función de T_{gen} y T_{amb} .	49
Figura 4.18	Exergía destruida (kJ/min) en cada componente del ciclo VX-GAX a $T_{gen}=185^{\circ}\text{C}$ y $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$.	50
Figura 4.19	Efecto de la T_{gen} sobre la Ed en los principales componentes del ciclo VX-GAX a $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$.	51
Figura 4.20	Efecto de la T_{gen} sobre la Ed_{total} , Ed_{gen} y la η_{II} en el ciclo VX-GAX a $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$.	52
Figura 4.21	Exergía destruida en cada componente del ciclo VX-GAX a $T_{gen}=170^{\circ}\text{C}$ y $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$.	55
Figura 4.22	Porcentaje de exergía destruida en cada componente del ciclo VX-GAX a $T_{gen}=170^{\circ}\text{C}$ y $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$.	55
Figura 4.23	Efecto de T_{gen} y T_{amb} sobre la Ed_{total} .	56
Figura 4.24	Efecto de T_{gen} y T_{amb} sobre la η_{II} .	57
Figura 4.25	Efecto de ΔT_1 sobre T_{gen} y COP para $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$.	59
Figura 4.26	Efecto de ΔT_2 sobre T_{gen} , η_{II} y COP máximos, para $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$.	60
Figura 4.27	Efecto de T_{gen} , sobre η_{II} y COP para $\Delta T_1=18^{\circ}\text{C}$ y $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$.	61
Figura 4.28	Efecto de T_{gen} , sobre η_{II} y COP para $\Delta T_1=18^{\circ}\text{C}$ y $T_{amb}=37.5^{\circ}\text{C}$.	62
Figura 4.29	Efecto de T_{gen} , sobre η_{II} y COP para $\Delta T_1=18^{\circ}\text{C}$ y $T_{amb}=40^{\circ}\text{C}$.	62
Figura 5.1	Absorbedor-VX de tubos concéntricos.	68
Figura 5.2	Placa distribuidora superior.	69
Figura 5.3	Absorbedor VX completo.	69

NOMENCLATURA

A	Área	m ²
Abs-gen VX	Acoplamiento térmico entre el absorbedor enfriado por la solución y el generador VX.	-----
COP	Coeficiente de Operación	Adimensional
COP _{Ex}	Coeficiente de Operación por segunda ley	Adimensional
C _p	Calor específico molar	J/kmol K
d _B	Diámetro de burbuja	m
d _o	Diámetro del orificio	m
Ed	Exergía destruida	kJ/min
Ef _{Ex}	Eficiencia exérgica por componente	Adimensional
Ex	Exergía específica	kJ/kg
F	Coeficiente de transferencia de masa	kmol/m ² s
g	Aceleración de la gravedad	m/s ²
GAX	Acoplamiento térmico entre la parte caliente del absorbedor y la parte fría del generador	-----
IEI	Integración energética interna	kJ/min
IEG	Integración energética global	kJ/min
h	Entalpía específica	kJ/kg
h _l	Coeficiente de transferencia de calor en líquido	W/m ² K
h _v	Coeficiente de transferencia de calor en vapor	W/m ² K
m	Velocidad de flujo másico	kg/min
MLDT	Media logarítmica de diferencias de temperatura	Adimensional
N	Flux molar	kmol/m ² s
P	Presión	bar
Pr	Número de Prandtl	Adimensional
Q	Calor transferido	kJ/min
Re	Numero de Reynolds	Adimensional
RVL	Relación vapor-líquido	Adimensional
Sc	Número de Schmidt	Adimensional

s	<i>Entropía específica</i>	kJ/kg K
T	<i>Temperatura</i>	$^{\circ}\text{C}$
U	<i>Coeficiente global de transferencia de calor</i>	$\text{W/m}^2 \text{ K}$
V	<i>Volumen específico</i>	m^3/kg
v	<i>Velocidad</i>	m/s
W	<i>Trabajo de bomba</i>	kJ/kg
x	<i>Concentración de amoníaco en fase líquida</i>	$\text{kg}_{\text{amoníaco}}/\text{kg}_{\text{solución}}$
y	<i>Concentración de amoníaco en fase vapor</i>	$\text{kg}_{\text{amoníaco}}/\text{kg}_{\text{solución}}$
z	<i>Concentración de amoníaco en una mezcla liq-vap</i>	$\text{kg}_{\text{amoníaco}}/\text{kg}_{\text{solución}}$

Subíndices

A	<i>Alta</i>
Ab	<i>Sección del absorbedor de baja presión enfriado por aire</i>
ab GAX	<i>Sección GAX del absorbedor de baja presión</i>
ab sol	<i>Absorbedor enfriado por la solución</i>
ab VX	<i>Absorbedor VX (a presión intermedia)</i>
Amb	<i>Ambiente</i>
B	<i>Baja</i>
b1, b2, b3 y b4	<i>Bombas 1, 2, 3 y 4.</i>
BS	<i>Todas las bombas</i>
C	<i>Calor</i>
Co	<i>Condensador</i>
Disp	<i>Disponible</i>
disp ab	<i>Disponible en el absorbedor de baja presión enfriado por aire</i>
disp ab sol	<i>Disponible en el absorbedor enfriado por solución</i>
disp GAX	<i>Disponible en la sección GAX</i>
disp ab VX	<i>Disponible en el absorbedor de presión intermedia</i>
Ent	<i>Entrada</i>
Ev	<i>Evaporador</i>
GAX	<i>Sección GAX</i>
gen c (f)	<i>Generador caliente (frío)</i>
gen VX	<i>Generador VX (de presión intermedia)</i>
i	<i>Interfase líquido-vapor</i>

I	<i>Intermedia</i>
l	<i>líquido</i>
0	<i>Estado de referencia (estado muerto)</i>
p	<i>proyectada</i>
pre (ec)	<i>Preenfriador (economizador)</i>
Req	<i>Requerido</i>
req gen	<i>Requerido en el generador</i>
req gen f	<i>Requerido por la parte fría del generador</i>
req gen VX	<i>Requerido en el generador VX</i>
s	<i>Superficial</i>
Sal	<i>Salida</i>
senl	<i>Sensible en el líquido</i>
senv	<i>Sensible en el vapor</i>
t	<i>Transferencia de calor</i>
v	<i>Vapor</i>
v1, v2, v3	<i>Válvulas de expansión 1, 2 y 3</i>

Letras griegas

β	<i>Difusividad</i>	m^2/s
η	<i>Eficiencia por segunda ley de la termodinámica</i>	Adimensional
κ	<i>Conductividad térmica</i>	$\text{W}/\text{m K}$
λ	<i>Calor de absorción</i>	J/kmol
μ	<i>Viscosidad dinámica</i>	Pa.s
ρ	<i>Densidad</i>	kg/m^3
σ	<i>Tensión superficial</i>	N/m

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

1.1 Introducción

La tecnología de compresión mecánica de vapor es la más usada para el acondicionamiento térmico de espacios. El éxito comercial de estos equipos se debe principalmente a su baja inversión inicial y a sus atractivos coeficientes de operación (COP). Sin embargo, esta tecnología presenta inconvenientes, como sus altos costos de operación y el uso de refrigerantes como los clorofluorocarbonos (CFCs) y los hidroclorofluorocarbonos (HCFCs) que dañan la capa de ozono (Molina *et al.*, 1974). Debido a lo anterior, es necesario buscar alternativas, que tengan ventajas similares a los equipos de compresión mecánica de vapor (baja inversión inicial, alta eficiencia, etc.) al mismo tiempo, bajos costos de operación (uso de energía solar, calor residual, etc.) y que además utilicen refrigerantes amigables con el medio ambiente ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, $\text{LiBr-H}_2\text{O}$, entre otros). Atendiendo a esta problemática, actualmente se está investigando tanto en las tecnologías para el aprovechamiento de las energías renovables como en los sistemas de refrigeración por absorción.

En el campo de la refrigeración por absorción se han logrado avances importantes pero no suficientes para posicionar esta tecnología en el mercado. Partiendo del ciclo de absorción básico de simple efecto se han propuesto otros ciclos como el ciclo de simple efecto con pre-enfriador (Velázquez, 2002), el ciclo con intercambio de calor entre las soluciones (Kandlikar, 1982), el ciclo con intercambio de calor absorbedor-generador (GAX) (Altenkirch, 1913), el ciclo ramificado de intercambio de calor absorbedor-generador (branched-GAX) (Herold *et al.*, 1996), el ciclo de intercambio de calor absorbedor-generador con intercambio de vapor (VX-GAX) (Rane y Erickson, 1993) y los ciclos de múltiple efecto (Herold *et al.*, 1996), entre otros. Estos ciclos son cada vez más eficientes (aun inferiores a los de compresión mecánica de vapor) pero también más complejos (más componentes), lo que ha ocasionado que usando un criterio técnico-económico estos equipos podrían no ser factibles comercialmente.

La tecnología GAX (*Generator-Absorber Heat eXchange*) fue teóricamente desarrollada por Altenkirch y Tenckhoff (1913), este ciclo conserva los elementos

esenciales de un ciclo básico de simple efecto $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, y adicionalmente aprovecha el traslape de temperaturas entre el absorbedor y el generador, para obtener un COP de 20% a 30% más alto que el ciclo de absorción de simple efecto, en igualdad de condiciones (C.P. Jawahar y R. Saravanan, 2010). Por su parte, el ciclo branched-GAX que incorpora una ramificación desde el absorbedor hacia el generador, es 30% a 40% más eficiente que el ciclo de simple efecto. (C.P. Jawahar y R. Saravanan, 2010). El traslape de temperaturas mencionado arriba es una característica de los ciclos GAX (Gómez *et al.*, 2008).

Como ya se mencionó, dentro de los ciclos de absorción tipo GAX avanzados, existe el ciclo VX-GAX (de acuerdo a sus siglas en inglés *Vapor eXchanger GAX cycle*). Esta configuración se forma a partir del ciclo GAX simple, agregando esencialmente un desorbedor (generador) y un absorbedor que operan a una presión intermedia. Es decir, el ciclo VX-GAX maneja tres niveles de presión, lo que permite lograr una mayor recuperación de calor en su interior, esto ayuda a reducir las pérdidas de energía desde el absorbedor y el rectificador. Debido a esta particularidad, dicho ciclo necesita una menor entrada de calor en el generador desde una fuente externa, de esta manera alcanza una eficiencia más alta que cualquier otro ciclo de absorción (Rane y Erickson, 1993).

Tratando de aportar en la búsqueda de una tecnología de refrigeración por absorción que pueda competir con la tecnología convencional, en esta investigación se ha decidido trabajar en el ciclo VX-GAX, que emplea la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ como fluido de trabajo, debido a que los trabajos teóricos realizados hasta el momento en este ciclo, muestran una mejora importante desde el punto de vista de la eficiencia energética en comparación con los ciclos de absorción GAX y Branched-GAX. De acuerdo a la figura 1.1, a lifts (diferencia de temperaturas entre el condensador y el evaporador) de temperatura altos, es decir, más grandes que 60°C , el ciclo VX-GAX tiene una ventaja significativa en COP respecto del ciclo de absorción de simple efecto. Mientras que a lifts moderados, esto es entre 45°C y 60°C , el ciclo VX-GAX tiene alrededor de 20% a 25% de ventaja sobre el ciclo GAX. A lifts menores de 45°C la ventaja en eficiencia del ciclo VX-GAX sobre el Branched-GAX es menor de 15% (Rane y Erickson, 1993).

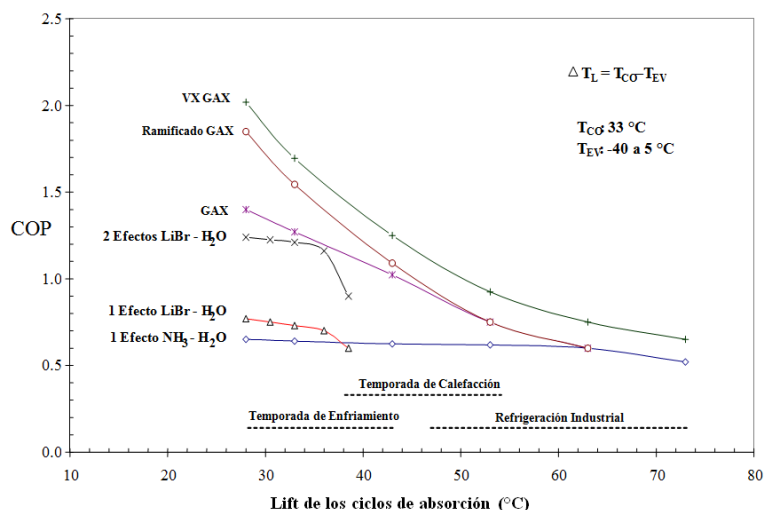


Figura 1.1 Comparación de los COP de los diferentes ciclos de absorción (Velázquez, 2002)

El objetivo de este trabajo es utilizar el análisis termodinámico de procesos, con la finalidad de encontrar las mejores eficiencias energéticas y exérgicas, que el ciclo VX-GAX puede proporcionar durante la producción de aire acondicionado, en diversas condiciones de operación. Para esto se llevará a cabo un estudio teórico, modelado matemático, simulación y optimización paramétrica del ciclo desde los puntos de vista de la primera y segunda leyes de la termodinámica. Además se desarrollará una propuesta del absorbedor VX. Todo lo anterior con la finalidad de establecer una base teórica para que en un futuro se busque construir y caracterizar un sistema de refrigeración basado en el ciclo VX-GAX, para la aplicación ya mencionada, ya que la construcción y operación de esta unidad está lejos del alcance de este proyecto.

1.2 Planteamiento del problema

El ser humano transforma las condiciones ambientales en el interior de ciertos recintos (viviendas, comercios, entre otros), para lograr un nivel de confort adecuado. Atendiendo a estas necesidades se han diseñado y construido sistemas de acondicionamiento térmico de espacios, empleados aun en las condiciones ambientales más extremas.

La mayor parte de los sistemas de aire acondicionado, actualmente funcionan con la tecnología de compresión mecánica de vapor, por esto presentan inconvenientes importantes desde los puntos de vista ambiental y económico, que los hacen poco atractivos en un planeta con problemas de contaminación y con elevados costos de las

energías convencionales. El trabajo de Mario Molina y Rowland (1974), dió a conocer el efecto nocivo de los CFCs sobre la capa de ozono, que contribuyó a la creación del protocolo de Montreal (tratado internacional para reducir la producción y consumo de sustancias que reaccionan con el ozono atmosférico). Esto generó una tendencia hacia la investigación de fluidos de trabajo, que al emplearse en la tecnología del aire acondicionado, sean más amigables con el medio ambiente. Otra desventaja importante de los sistemas convencionales es el alto consumo de energía eléctrica que presentan, lo cual se manifiesta en un fuerte golpe a la economía familiar (altas facturas eléctricas) y en una mayor cantidad de gases contaminantes (productos de combustión) emitidos a la atmósfera durante el proceso de generación de energía en muchas centrales eléctricas.

Históricamente el municipio de Mexicali, Baja California se ha caracterizado por sus altas temperaturas durante los meses de verano. Esto ocasiona un incremento de la demanda de energía eléctrica principalmente por el uso de sistemas de aire acondicionado por compresión mecánica de vapor, y cada año esta tendencia crece en una forma desproporcionada (Romero, 2002). La tabla 1.1 muestra el incremento en ventas de electricidad cada 5 años para el periodo de 1990-2010 en el municipio de Mexicali.

De acuerdo con el Censo General de Población y Vivienda 2010, Baja California cuenta con 3 millones 155 mil 70 habitantes, y se advierte que Mexicali fue uno de los principales motores del crecimiento poblacional de la entidad durante 2005-2010, contribuyendo con el 26.0%. De continuar así, se espera que en el año 2046 el municipio de Mexicali duplique su población de 2010 (INEGI).

La tabla 1.2 muestra la población a nivel nacional, estatal y en el municipio de Mexicali, así como el tiempo de duplicación de la misma, es decir el tiempo que tardarían la población en duplicar su volumen respecto del 2010, suponiendo que se mantiene constante la tasa de crecimiento promedio anual registrada durante 2005-2010, así como que no se presenten eventos naturales o humanos catastróficos significativos.

Tabla 1.1 Ventas de electricidad (MWh) para el municipio de Mexicali

Año	1990	1995	2000	2005	2010
Ventas	1,533,270	2,248,836	3,791,155	4,205,268	4,871,590

Fuente: Elaboración propia con información de CFE

Tabla 1.2. Población nacional, estatal y municipal.

Año/Periodo	México	Baja California	Mexicali
Población (Habitantes)			
1995	91,158,290	2,112,140	696,034
2000	97,483,412	2,487,367	764,602
2005	103,263,538	2,844,469	855,962
2010	112,336,538	3,155,070	936,826
Tiempo de duplicación de la población			
Año	2049	2041	2046

Fuente: Elaboración propia con información de INEGI. Censo de Población y vivienda 2010, II Censo de población y vivienda 2005, XII Censo de población y vivienda 2000 y Censo de población y vivienda 1995.

La tabla 1.3 muestra el número de viviendas a nivel nacional, estatal y en el municipio de Mexicali, así como el tiempo de duplicación de las viviendas, es decir el tiempo que tardarían las viviendas en duplicar su volumen de 2010, suponiendo que se mantiene constante la tasa de crecimiento promedio anual registrada durante 2005-2010, así como que no se presenten eventos naturales o humanos catastróficos significativos.

De acuerdo a la tabla 1.3 se estima que dentro de 20.6 años se duplicará la cantidad de viviendas en el municipio de Mexicali, la mayoría de las cuales debido a los veranos intensos característicos de la región tendrán que hacer uso de sistemas de acondicionamiento de aire. Esto originará un problema aún más grave que el actual, al suministrar la energía necesaria para hacer funcionar estos equipos durante el verano.

Tabla 1.3. Número de viviendas a nivel nacional, estatal y municipal.

Entidad/ Municipio	Viviendas totales	Viviendas Habitadas	Viviendas deshabitadas	Viviendas de uso temporal	Viviendas colectivas
Número de viviendas, 2010					
Nacional	35,625,147	28,607,568	4,997,806	2,012,350	7,423
Baja California	1,143,117	870,310	214,705	57,643	459
Mexicali	347,015	265,730	64,419	16,791	75
Tiempo de duplicación de las viviendas					
Nacional	19.0	20.6	19.1	7.8	-8.5
Baja California	13.0	18.2	4.9	14.2	-28.5
Mexicali	15.4	20.6	7.9	6.4	-9.7

Fuente: Elaboración propia con información de INEGI. Censo de Población y vivienda 2010 y II censo de población y vivienda 2005.

La mayor parte de las plantas de generación de energía eléctrica en el país, emplean combustibles fósiles, esto provoca fuertes niveles de contaminación del aire por las grandes cantidades de CO₂ que se incorporan a nuestra atmósfera y como ya se mencionó, contribuyen al efecto invernadero. De continuar con tales niveles de emisión de CO₂ se espera que para el año 2050 la temperatura media subirá aproximadamente entre 1 y 2°C, lo cual, afectará el confort humano, provocando una mayor demanda energética, si no se utiliza otra tecnología de acondicionamiento de espacios.

En base a lo anterior, se observa, que el uso de la tecnología de refrigeración por compresión mecánica de vapor para acondicionar espacios contribuye a la problemática ambiental, y el futuro no es alentador, ya que la tendencia del consumo eléctrico y la contaminación ambiental es ascendente.

1.3 Justificación

Actualmente los sistemas de refrigeración por absorción tienen limitaciones importantes desde los puntos de vista técnico y económico. Si se logra perfeccionar la tecnología de refrigeración por absorción se puede acoplar a una fuente de energía amigable con el medio ambiente (energía solar, biomasa, calor de desecho, etc.) y se emplearía para acondicionar recintos, con esto se presentarían beneficios muy importantes para la sociedad. Por ejemplo: la economía familiar no se vería tan afectada (por tarifas eléctricas en verano), se tendrían menos problemas ambientales por emisiones, se mejoraría la economía de muchos procesos industriales, se tendrían menos problemas de suministro de energía eléctrica en verano y se contribuiría al desarrollo de las comunidades.

En base a lo expuesto, existen importantes restricciones (ambientales y económicas) para el uso de la tecnología de compresión mecánica de vapor. Por esta razón, los sistemas de refrigeración por absorción son considerados una alternativa promisoría que puede ayudar a reducir la problemática que se presenta en el acondicionamiento térmico de espacios, por el uso de sistemas de compresión mecánica de vapor. A pesar de que la investigación en los sistemas de enfriamiento por absorción ha resurgido en los últimos años, aún presentan desventajas e inconvenientes que restringen su uso masivo. Entre las principales desventajas se encuentran la complejidad de las instalaciones, los bajos coeficientes de operación (eficiencias) de los equipos y el alto costo de inversión inicial.

Es por eso, que en este proyecto se propone el estudio teórico de un sistema de enfriamiento por absorción avanzado basado en el ciclo VX-GAX que permita determinar sus eficiencias energéticas y exérgicas óptimas, durante la producción de aire acondicionado, y así sentar las bases teóricas necesarias para su posterior construcción y experimentación.

1.4 Objetivos

Objetivo General

Estudiar y optimizar teóricamente un sistema de refrigeración por absorción tipo VX-GAX para acondicionamiento térmico de espacios.

Objetivos específicos

- Realizar un estudio del estado del arte de la tecnología de refrigeración por absorción.
- Desarrollar el modelo matemático de un ciclo VX-GAX apoyándose en la primera y segunda ley de la termodinámica.
- Codificar el modelo matemático del ciclo y realizar un estudio paramétrico de las principales variables de operación.
- Determinar mediante un análisis paramétrico las eficiencias más altas en el ciclo VX-GAX en diversas condiciones de operación.
- Diseñar detalladamente el absorbedor VX, esto consiste en especificar su geometría y las dimensiones de las partes que lo componen.
- Generar los dibujos técnicos del absorbedor propuesto.

1.5 Metodología propuesta

- *Revisión del estado del arte.* Se buscará información sobre los ciclos de refrigeración por absorción avanzados, consultando fuentes como artículos científicos, libros, revistas, páginas de internet, tesis, etc. Posteriormente se analizarán los trabajos reportados específicamente sobre el ciclo VX-GAX, para entender detalladamente su funcionamiento, las suposiciones usadas para simular el ciclo y los avances logrados en su estudio.

- *Modelado matemático.* Se especifican los balances de masa y energía de cada una de las etapas del ciclo VX-GAX, en el siguiente orden: evaporador, condensador, intercambiador, válvula de expansión, absorbedor de baja presión, bombas, absorbedor de presión intermedia, generador de presión intermedia y generador de alta presión. Después se incorporan los balances de exergía de cada etapa del ciclo. Los valores de las propiedades termodinámicas de los flujos como entalpía, entropía, volumen específico, etc., se obtendrán del programa EES (*Engineering Equation Solver*). Después se codificarán en el programa EES los balances de masa, energía, exergía, las suposiciones para resolver el ciclo y las funciones que permiten el cálculo de propiedades termodinámicas.

- *Estudio de simulación.* Una vez hecho el código del programa, este se ejecutará para diferentes temperaturas ambiente (T_{amb}) desde 25°C hasta 40°C y diversas temperaturas del generador (T_{gen}). Lo anterior con la idea de encontrar los mejores coeficientes de operación (COP) del ciclo y al mismo tiempo los valores necesarios de las propiedades de los flujos internos, para cada T_{amb} a una capacidad de enfriamiento de 5 toneladas. También se determinará la eficiencia del ciclo por la segunda ley de la termodinámica, en diversas condiciones de operación y la destrucción de exergía en cada etapa del ciclo. El simulador creado para esta investigación, será validado usando las condiciones reportadas por Rane y Erickson (1993).

- *Diseño del absorbedor VX.* Se propondrá una geometría de cilindros concéntricos, que permita el intercambio eficiente de materia y energía entre el líquido absorbente y un vapor rico en amoníaco. Con ayuda de modelos termodinámicos y de transporte se simulará el proceso de absorción en esta etapa y se dimensionará el absorbedor. Por último, utilizando el paquete comercial *SolidWorks* se realizarán los dibujos técnicos del absorbedor propuesto.

CAPÍTULO 2

MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes

Los sistemas de refrigeración por absorción son la tecnología de refrigeración más antigua. En 1700, se sabía que el hielo se podía producir por evaporación de agua pura contenida en un recipiente colocado dentro de un contenedor sin aire en presencia de ácido sulfúrico (Gosney, 1982), como se muestra en la figura 2.1, así el ácido absorbía vapor de agua, causando una reducción en la temperatura del agua y como consecuencia se formaba una capa de hielo en la superficie de esta. Los principales problemas de este equipo eran la corrosión y el filtrado del aire. Este sistema no operaba de manera continua (P. Srihirin *et al.*, 2001).

En 1859, El Francés Ferdinand Carré inventó un sistema de refrigeración por absorción de operación continua, que usaba la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ como fluido de trabajo y lo patentó en los Estados Unidos de América en 1860. La máquina basada en esta patente se usó para elaborar hielo y almacenar alimentos. Alrededor de 1930 se empezó a usar bromuro de litio-agua ($\text{LiBr-H}_2\text{O}$) en los sistemas de refrigeración por absorción, y en 1950 se usaba en aplicaciones industriales. Algunos años más tarde se dió a conocer un sistema absorción de doble efecto (P. Srihirin *et al.*, 2001).

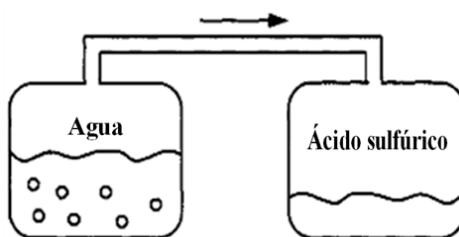


Figura 2.1 Diagrama básico de un equipo discontinuo de absorción ácido sulfúrico-agua.
Tomada de P. Srihirin *et al.* (2001).

Después de sufrir un rechazo en la mitad del siglo pasado, los sistemas de refrigeración por absorción han experimentado un interés renovado en las últimas tres décadas. Este interés se incrementa por los problemas ambientales y por el escenario energético actual. La principal ventaja de estos sistemas radica en la posibilidad de ser impulsados

directamente por energía térmica. Por tanto los sistemas de refrigeración por absorción constituyen una alternativa para convertir calor gratuito (energía solar, geotérmica, biomasa, etc.), barato o de desecho en refrigeración útil. Además ellos necesitan poco mantenimiento, tienen larga vida útil y usan como fluidos de trabajo pares de sustancias naturales como el $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ entre otras (Fernández-Seara *et al.*, 2006).

2.1.1 Fluidos de trabajo

El desempeño de un sistema de refrigeración por absorción depende en gran medida de las propiedades químicas y termodinámicas del fluido de trabajo (Perez-Blanco H., 1984). Un requerimiento fundamental de la combinación Absorbente-Refrigerante es que en fase líquida ellos deben tener un margen de miscibilidad dentro del rango de la temperatura de operación del ciclo. La mezcla también debe ser químicamente estable, no tóxica y no explosiva. En adición a estos requerimientos los siguientes son deseables (Holmberg P. *et al.*, 1990).

- 1.-La diferencia en el punto de ebullición entre el refrigerante puro y la mezcla a la misma temperatura debe ser tan grande como sea posible.
- 2.-El refrigerante debe tener un alto calor de vaporización y alta concentración dentro del absorbente a fin de mantener baja la velocidad de circulación dentro del generador y del absorbedor por unidad de capacidad de enfriamiento.
- 3.-Las propiedades del transporte que influyen en la transferencia de calor y masa (viscosidad, conductividad, coeficiente de difusión, etc.) deben ser favorables.
- 4.- Tanto el refrigerante como el absorbente deben ser no corrosivos, amigables con el ambiente y de bajo costo.

Muchos fluidos de trabajo son sugeridos en la literatura. De acuerdo a información proporcionada sobre fluidos de trabajo (Marcriss RA., *et al.*, 1988) hay alrededor de 40 diferentes refrigerantes y unos 200 absorbentes disponibles. Sin embargo las mezclas más comunes son $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ y $\text{LiBr-H}_2\text{O}$.

Desde la invención de un sistema de refrigeración por absorción, la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ha sido usada ampliamente tanto para propósitos de enfriamiento como de calentamiento. Tanto el NH_3 como el H_2O con estables para rangos amplios de temperatura y presión

de operación. El NH_3 tiene un alto calor latente de vaporización, que es necesario para el eficiente desempeño del sistema. Además puede ser usado para aplicaciones de baja temperatura, ya que su temperatura de congelamiento es -77°C . Tanto el NH_3 como el H_2O son volátiles, el ciclo de refrigeración requiere de un rectificador para eliminar el agua que normalmente se evapora con el amoníaco en el generador. Sin un rectificador el agua se acumularía en el evaporador y se tendrían problemas de congelamiento. Aun cuando el amoníaco tiene desventajas como su alta presión, toxicidad y acción corrosiva con el cobre y sus aleaciones, es amigable con el medio ambiente y tiene bajo costo (P. Srihirin *et al.*, 2001).

El uso de $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ en un sistema de refrigeración por absorción tiene dos ventajas importantes, el absorbente (LiBr) no es volátil (no es necesario el rectificador) y el refrigerante (H_2O) tiene un alto calor de vaporización. Sin embargo el uso de agua como refrigerante limita la aplicación de este sistema a temperaturas por arriba de cero. Como el agua es el refrigerante, el sistema debe ser operado en condiciones de vacío, otro inconveniente es que a altas concentraciones la solución es propensa a la cristalización, también es corrosiva a algunos metales y su costo es alto (P. Srihirin *et al.*, 2001).

Después de comparar varios ciclos de absorción avanzados, con diversos fluidos de trabajo Phillips propuso que el ciclo GAX $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, era el más aceptable para suministrar aire acondicionado al sector residencial, con un COP de 1.03 para enfriamiento y 2.03 para calentamiento (B.A. Phillips, 1990).

2.1.2 Ciclo básico de absorción $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$

Comparando los componentes de un ciclo de absorción básico de simple efecto $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ (Figura 2.2) con el de compresión mecánica de vapor, la diferencia es que en el primero no existe un compresor, ya que este es remplazado por: un absorbedor, un generador y una bomba de solución, que en conjunto trabajan como un compresor térmico. En un ciclo de absorción básico de simple efecto, el vapor de refrigerante (corriente 9) de baja presión es alimentado al absorbedor, donde el amoníaco se disuelve en el absorbente (corriente 14). Este proceso libera calor a los alrededores debido a que es una reacción exotérmica. La solución fuerte (corriente 10) es enviada al generador usando la bomba de solución (previamente pasando por el intercambiador de calor). La solución $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ en el generador (alta presión) es calentada por una fuente de energía

externa y el vapor de refrigerante pasa al rectificador para remover el vapor de agua y purificar la corriente de amoníaco, al mismo tiempo la solución débil regresa al absorbedor. El refrigerante que sale del rectificador entra al condensador, después a un intercambiador (preenfriador), luego a una válvula de expansión y posteriormente al evaporador para producir el efecto de enfriamiento, finalmente el refrigerante regresa al absorbedor para cerrar el ciclo. El intercambiador de calor en el circuito de solución es usado para la transferencia de calor de la solución débil (corriente 1) a la solución fuerte (corriente 11), lo cual mejora la eficiencia térmica del sistema (Herold *et al.*, 1996).

El Coeficiente de Operación (COP) de un sistema de refrigeración es una medida de su desempeño, para un sistema de refrigeración por absorción se define como: $COP = \text{Capacidad de enfriamiento en el evaporador} / (\text{Calor que entra al generador} + \text{Trabajo que entra a la bomba})$. La entrada de trabajo a la bomba es despreciable comparada con la entrada de calor en el generador, por tanto el trabajo de la bomba frecuentemente se desprecia para propósitos de análisis (P. Srihirin *et al.*, 2001).

El ciclo de absorción básico de simple efecto NH_3-H_2O alcanza un COP de alrededor de 0.5-0.6, y los sistemas de $LiBr-H_2O$ logran un COP de 0.7-0.8 para las mismas aplicaciones (Velázquez y Best, 2002).

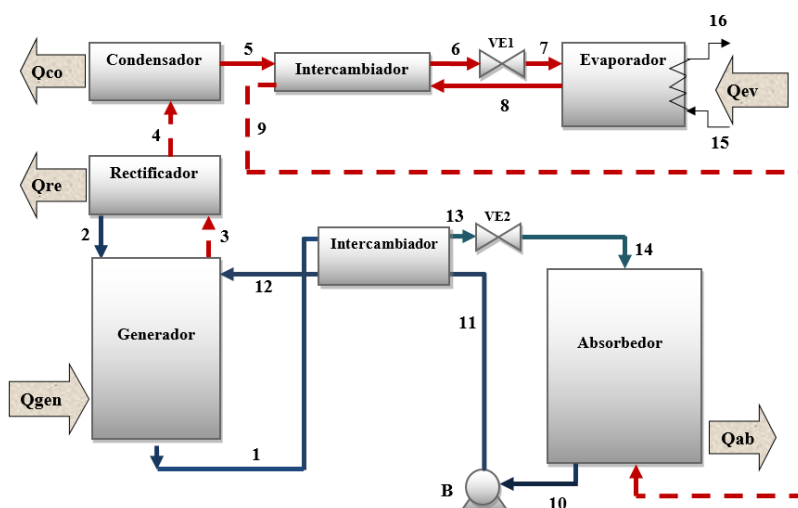


Figura 2.2 Ciclo de absorción básico de simple efecto NH_3-H_2O . Elaboración propia con información de Herold *et al.* (1996).

A partir del ciclo de absorción básico de simple efecto se han propuesto numerosos ciclos, pero los más importantes relacionados con este trabajo de investigación son; el

ciclo con intercambio de calor absorbedor-generador (GAX), el ciclo ramificado de intercambio de calor absorbedor-generador (Branched-GAX) y el ciclo de intercambio de calor absorbedor-generador con intercambio de vapor (VX-GAX), siendo este último el objeto de estudio de esta tesis. El desarrollo de nuevos ciclos mejoró su COP, pero también incrementó su número de componentes, es decir su inversión inicial (N. Velázquez, 2002). Para un estudio más detallado de los diversos ciclos de refrigeración por absorción se recomienda consultar las siguientes fuentes: Herold *et al.* (1996), P. Srihirin *et al.* (2001), N. Velázquez (2002), C.P. Jawahar y R. Saravanan (2010), entre otros.

2.1.3 Ciclos de refrigeración por absorción tipo GAX

La tecnología GAX (*Generator-Absorber Heat eXchange*) fue teóricamente desarrollada por Altenkirch en 1913, pero el primer prototipo funcionando con gas natural se construyó en 1980. El ciclo GAX (Figura 2.3) conserva los elementos esenciales de un ciclo básico de simple efecto amoníaco-agua, la diferencia entre ambos es la recuperación interna de calor. En el ciclo GAX la presión y la concentración son mantenidas de tal forma que causen un traslape de temperaturas entre el absorbedor y el generador (Figura 2.4). Esto abre la posibilidad de que una parte del calor de absorción pueda ser rechazado hacia el generador, obteniendo así un COP más alto. Este traslape de temperaturas es una característica de los ciclos GAX que usan $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ (V. H. Gómez *et al.*, 2008). El ciclo GAX también tiene la ventaja de que automáticamente se convierte en un ciclo de simple efecto cuando el traslape de temperatura entre el absorbedor y el generador desaparece. A pesar de alcanzar una mejora en el COP, el sistema GAX simple tiene ciertos inconvenientes. Primero, la discrepancia entre el calor disponible en el absorbedor y el calor requerido en el generador. Segundo, el traslape de temperatura entre el absorbedor y el generador ocurre a lifts (diferencia de temperatura entre el condensador y el evaporador) bajos y no a lifts altos (Herold *et al.*, 1996).

El análisis termodinámico de los ciclos de absorción avanzados tipo GAX, es una labor llevada a cabo por la comunidad científica, con el objetivo principal de mejorar su desempeño: Scharfe *et al.* (1986), estudiaron las condiciones para obtener COP altos en los ciclos de absorción GAX. Velázquez y Best (2002) reportaron un análisis energético del ciclo GAX híbrido de 10.6 kW impulsado por una fuente solar-gas natural, con un COP de 0.86 en modo de enfriamiento y de 1.86 en modo calentamiento. Kang *et al.*

(2004) realizaron un estudio paramétrico de cuatro diferentes ciclos GAX híbridos. Estos ciclos tienen diversos propósitos, como obtener un COP más alto, menores temperaturas del evaporador y generador, así como la capacidad de producir agua caliente. Zheng *et al.* (2007) reportaron que las eficiencias por la primera y segunda ley de la termodinámica del ciclo GAX son 31% y 78% más altas que las correspondientes para un ciclo de absorción de simple efecto. Usando la mezcla amoníaco-agua como fluido de trabajo Kumar y Udayakumar (2007) compararon el desempeño del ciclo GAX frente al GAX híbrido desde el punto de vista de la primera ley, para aplicaciones en aire acondicionado. Encontraron una mejora alrededor de 30% en el COP del ciclo cuando se emplea un compresor. M. Yari *et al.* (2011) compararon los desempeños de los ciclos GAX y GAX híbrido amoníaco-agua desde el punto de vista de la primera y segunda ley de la termodinámica. El análisis de exergía fue llevado a cabo con el objetivo de encontrar la contribución de cada componente del ciclo a la destrucción de la exergía. Mehr *et al.* (2012) propusieron e investigaron dos ciclos de refrigeración por absorción GAX que usan eyectores para elevar la presión del absorbedor y condensador. Analizaron los efectos de las temperaturas del generador y del evaporador, sobre las eficiencias de la primera y segunda ley de la termodinámica. Además compararon el desempeño de estos ciclos con los ciclos GAX y GAX híbrido en las mismas condiciones de trabajo. Mehr *et al.* (2013) compararon el rendimiento de un ciclo de absorción GAX con un ciclo GAX híbrido, optimizados desde el punto de vista de la termodinámica y la economía. Usando algoritmos genéticos, el rendimiento de los ciclos se optimizó en función de la COP y la eficiencia de exergía. Los resultados indicaron que, aunque, en comparación con el ciclo GAX, el ciclo GAX híbrido tiene un mejor rendimiento desde los puntos de vista tanto de la primera y segunda leyes de la termodinámica, su costo por unidad es mayor. M. Dixit (2015) analizó el efecto de la temperatura del generador, temperatura del condensador y la temperatura del evaporador sobre COP y las eficiencias exergéticas de los ciclo GAX y GAX híbrido. Encontró que la influencia de la temperatura del generador sobre la eficiencia exergética es más pronunciada que sobre el COP. Además observó que el aumento de la temperatura de aproximación desde 0°C a 14°C causa una disminución del COP del ciclo GAX por alrededor de un 30% y del ciclo GAX híbrido de 40%-45%.

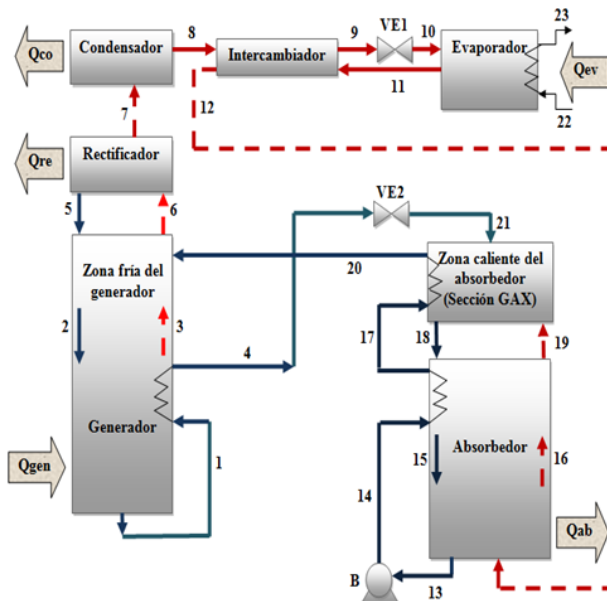


Figura 2.3 Ciclo de absorción GAX $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$. Elaboración propia con información de Herold *et al.* (1996).

Los resultados muestran claramente que el desempeño del sistema GAX simple es 20-30% más alto que el de un sistema por absorción simple, para las mismas condiciones de operación (C.P. Jawahar y R. Saravanan, 2010).

La mayor parte de los resultados que están disponibles sobre el ciclo GAX, son de investigaciones teóricas, mientras que los hallazgos experimentales están limitados. La razón de estudios experimentales limitados podrían ser los altos costos de manufactura. Es obvio que se necesita más investigación en el futuro, a fin de validar la simulación con los hallazgos experimentales.

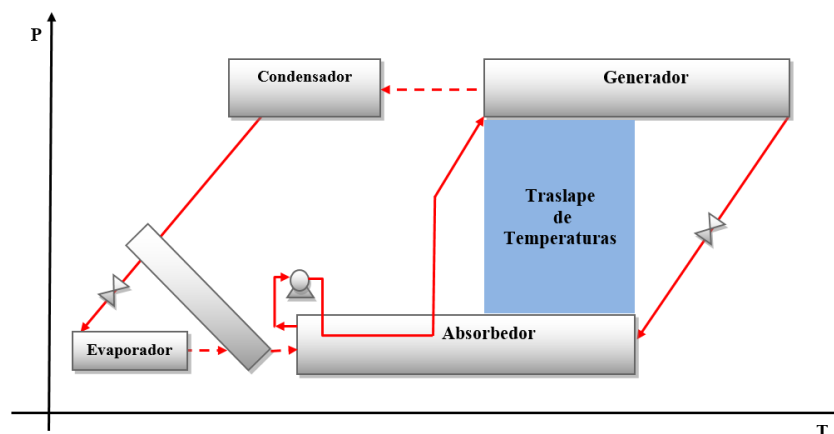


Figura 2.4 Traslape de temperaturas entre el absorbedor y generador. Elaboración propia con información de Herold *et al.* (1996).

En un ciclo GAX simple la cantidad de calor suministrado por el absorbedor hacia el generador es menor al requerido por el generador. Esto puede ser aumentado por el incremento del flujo de masa en el absorbedor. Lo anterior se logra en el ciclo Branched-GAX, que emplea una bomba de solución adicional (figura 2.5), para extraer una parte de la corriente líquida desde el absorbedor y la envía al generador. Cuando se incrementa el flujo de la solución en la sección de alta temperatura tanto del absorbedor como del generador, la sección de alta temperatura del absorbedor es capaz de suministrar más calor hacia la sección de baja temperatura en el generador. Al mismo tiempo hay un decremento del requerimiento de calor suministrado por una fuente externa (Herold *et al.*, 1996).

Al revisar la literatura son pocas las investigaciones que se han hecho sobre los sistemas Branched-GAX. Los principales trabajos hechos al respecto son: Engler *et al.* (1997), quienes llevaron a cabo una simulación usando el programa ABSIM para investigar la influencia de cada uno de los componentes sobre el ciclo, ellos analizaron diferentes configuraciones tales como el ciclo de simple efecto, el ciclo GAX simple y el ciclo Branched-GAX, el COP encontrado para el ciclo GAX fue de 1.0. Erickson *et al.* (1996), reportaron un coeficiente de operación de 1.06 en modo de enfriamiento para un ciclo Branched-GAX a gas. Herold *et al.* (1991), propusieron un ciclo Branched-GAX con un desempeño de 20% más alto que el ciclo GAX. Zaltash y Grossman (1996) usaron mezclas ternarias y encontraron que el ciclo Branched-GAX es 21% más eficiente que el ciclo GAX. Cervantes *et al.* (2016) realizaron un estudio teórico del efecto de la temperatura del generador sobre la eficiencia y el flujo de la extracción lateral de un ciclo Branched-GAX $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, a diversas temperaturas ambiente.

Las observaciones basadas en estudios limitados muestran que el desempeño de los ciclos Branched y poli-branched fueron de 10-20% y 40% respectivamente más altos que el ciclo GAX simple (C.P. Jawahar y R. Saravanan, 2010). El ciclo Branched-GAX elimina la discrepancia entre el calor disponible en el absorbedor y el calor requerido en el generador. Debido a esto una parte del vapor de refrigerante es generado en la sección GAX del generador, esto reduce las necesidades de entrada de calor. Comparando el costo del sistema Branched-GAX con el GAX simple el primero será mayor debido a la bomba de solución adicional. Sin embargo la menor carga de calor y el área de

transferencia de calor reducida del absorbedor y del generador compensarían parcialmente el incremento en el costo.

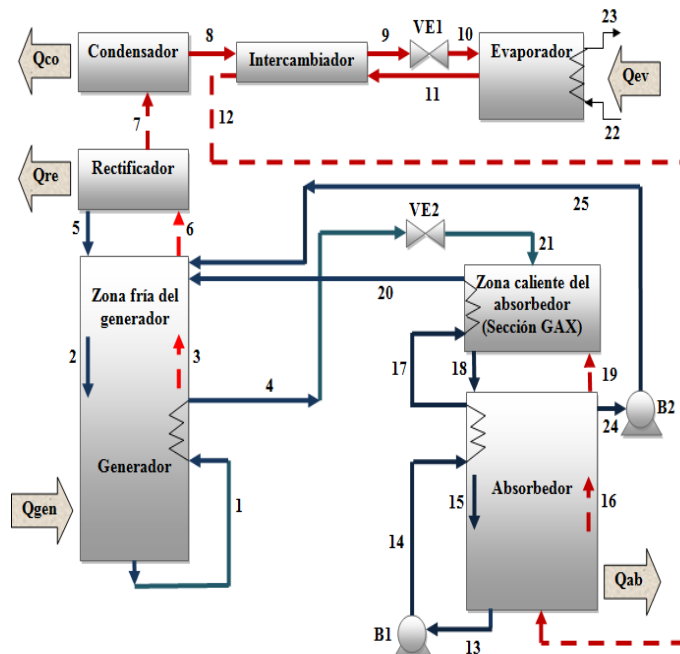


Figura 2.5 Ciclo Branched-GAX $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$. Elaboración propia con información de Herold *et al.* (1996).

2.2 El ciclo VX-GAX

Los ciclos GAX y Branched-GAX que usan $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ como fluidos de trabajo, ofrecen COP más altos que un ciclo básico de efecto simple en bajos (aire acondicionado) y moderados (fabricación de hielo) lifts de temperaturas. Sin embargo, a lifts de temperatura altos, es decir, más grandes que 60°C , típicamente encontrados en aplicaciones de refrigeración industrial, no existe un traslape de temperatura necesario para producir el efecto GAX, y los ciclos GAX y Branched-GAX se comportan como un ciclo básico. Por su parte el ciclo VX-GAX con la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ como refrigerante, que fue patentado por Erickson en 1992, a lifts de temperatura altos, tiene una ventaja significativa en COP respecto del ciclo de absorción de simple efecto. Mientras que a lifts moderados, esto es entre 45°C y 60°C , el ciclo VX-GAX tiene alrededor de 20% a 25% de ventaja sobre el ciclo GAX. A lifts menores de 45°C la ventaja en eficiencia del ciclo VX-GAX sobre el branched-GAX es menor de 15% (Rane y Erickson, 1993).

El ciclo VX-GAX incorpora al ciclo GAX simple un desorbedor y un absorbedor a una presión intermedia (*generador VX* y *absorbedor VX*), un enfriador de solución en el rectificador, además algunos equipos adicionales, como bombas, válvulas de expansión y tramos de tubería, principalmente. El ciclo VX-GAX al manejar tres niveles de presión en los equipos de absorción, le permite tener una mayor recuperación de calor en su interior, lo que ayuda a lograr una eficiencia mayor que cualquier otro ciclo de absorción convencional. Lo anterior se logra aprovechando la energía que se perdería tanto en el absorbedor enfriado externamente, como en el rectificador. La figura 2.6 muestra un ciclo VX-GAX para un lift mayor de 60°C , donde se aprecia un traslape de temperaturas entre el extremo caliente del absorbedor de baja presión y el generador VX. El calor transferido es empleado para producir vapor en el generador VX y alimentar el absorbedor VX donde se obtiene una solución líquida rica en amoníaco, que se usa para rectificar los vapores de amoníaco en la parte fría del generador, de esta forma se elimina la necesidad de un enfriamiento externo (Rane y Erickson, 1993).

El ciclo VX-GAX para un lift moderado, presentado en la figura 2.7, además de exhibir un traslape de temperaturas entre el absorbedor de baja presión y el generador VX, tiene un traslape adicional, este entre el absorbedor y el generador de alta presión, necesario para obtener el efecto GAX. Esta doble recuperación de calor reduce la necesidad de un calentamiento externo, y conduce a un COP más alto que en un ciclo GAX básico.

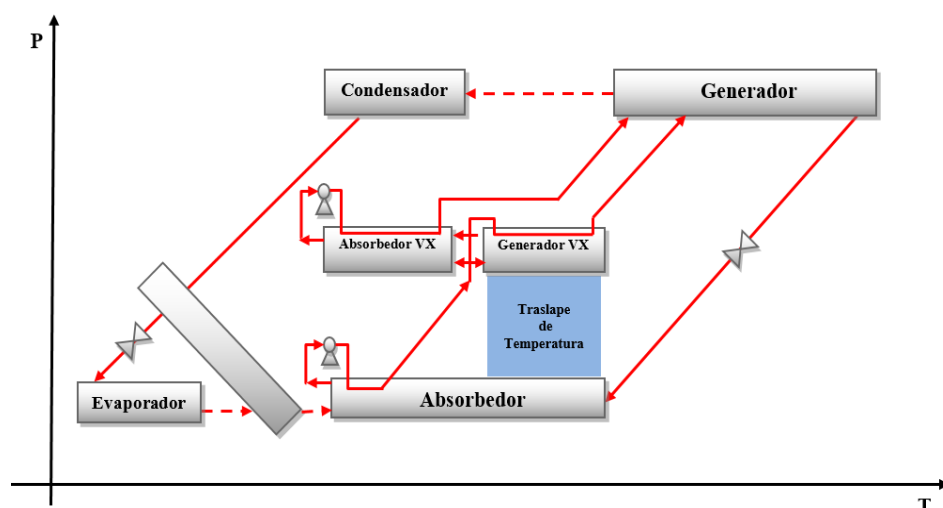


Figura 2.6 Diagrama de ciclo de absorción VX-GAX $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ para un lift mayor que 60°C .
Elaboración propia en base a los diagramas de Rane y Erickson (1993).

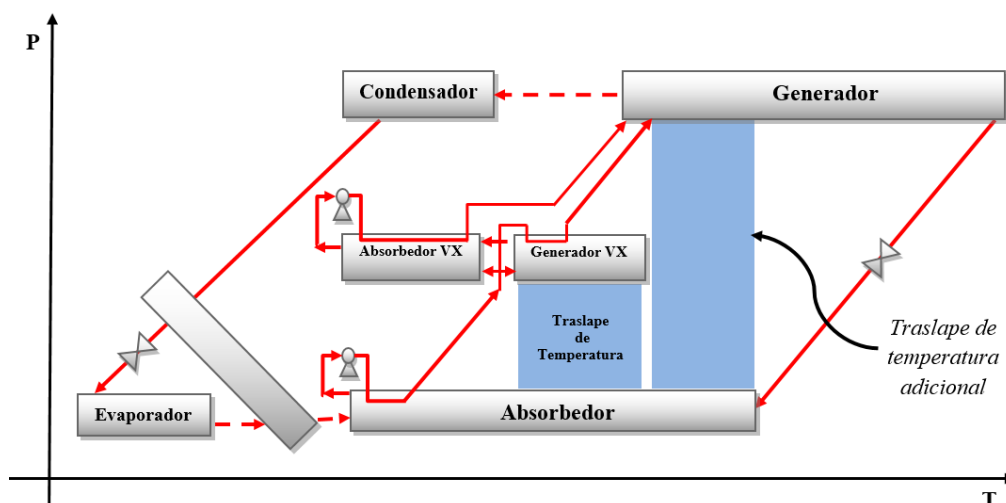


Figura 2.7 Diagrama de ciclo de absorción VX-GAX $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ para un lift moderado. Elaboración propia en base a los diagramas de Rane y Erickson (1993).

En la figura 2.8 se muestra el diagrama del ciclo VX-GAX $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ enfriado por aire, para un lift de temperatura menor que 45°C . Este ciclo presenta la ventaja respecto del presentado en la figura 2.7 en que existe una extracción lateral desde el absorbedor de baja presión (similar al ciclo Branched-GAX), esta corriente iguala el calor disponible del absorbedor y el calor requerido por el generador, mejorando aún más el COP del ciclo. Este diseño del ciclo VX-GAX es el adecuado para operar en la producción de aire acondicionado, debido a su lift de temperatura.

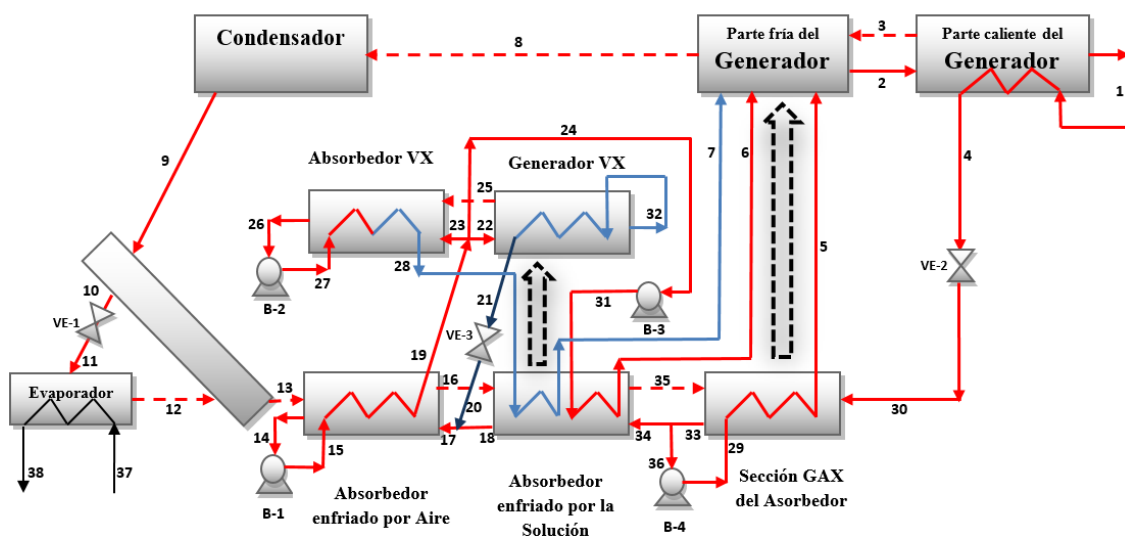


Figura 2.8 Diagrama de ciclo VX-GAX $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ para un lift menor que 45°C . Elaboración propia en base a los diagramas de Rane y Erickson (1993).

En el ciclo de absorción VX-GAX de la figura 2.8, el vapor de refrigerante (amoníaco) de baja presión (corriente 13) es alimentado por la parte inferior del absorbedor, donde se disuelve en una solución acuosa pobre en amoníaco (solución débil) procedente del generador (corriente 30). Así se convierte la solución débil en solución fuerte (alta concentración) y al mismo tiempo se libera calor a los alrededores debido a que este proceso de mezclado es exotérmico. Una parte de éste calor liberado es enviado al aire atmosférico (Q_{ab}) y el resto se emplea para hacer integración energética interna con el generador VX y con la zona fría del generador de alta presión. Usando la bomba B-1, se incrementa la presión de la solución fuerte (corriente 14) que se envía a una zona más caliente del absorbedor donde recibe calor y pasa a la sección de presión intermedia. La corriente 19 alimenta al generador VX y al absorbedor VX, siendo en este último, donde se obtiene una solución líquida concentrada en amoníaco (corriente 26), producto de mezclar una fracción de la corriente 19 (corriente 23) con el vapor rico en amoníaco que se origina en el generador VX (corriente 25), para esto, el proceso de calentamiento del generador VX, es gracias al calor que se obtiene de la parte media del absorbedor (indicado por la flecha corta discontinua). La corriente 26, con la ayuda de la bomba B-2, avanza hacia la zona de alta presión, previamente recibiendo calor de la zona intermedia del absorbedor para alcanzar condiciones de saturación y convertirse en la corriente 7, será esta la encargada de llevar a cabo la labor de rectificación en la zona fría del absorbedor. Al mismo tiempo, desde el generador VX, retorna la corriente 20 hacia el absorbedor de baja presión, esta corriente tiene una función de suma importancia, ya que no sólo disuelve amoníaco y ayuda a transportarlo hacia la zona de presión intermedia, además permite optimizar la integración energética interna entre el generador VX y la zona intermedia del absorbedor, mediante la manipulación adecuada de la magnitud de su flujo másico. Mientras tanto, en la zona caliente del absorbedor (sección GAX) existe un traslape de temperaturas con la zona fría del generador, lo que permite, que una parte del calor requerido por el generador, sea suministrado por el absorbedor. Para optimizar esta integración de energía es necesario un flujo másico adecuado de la corriente 5. Lo anterior trae como consecuencia una reducción de los requerimientos de calor del ciclo, el resto de la energía (Q_{gen}) se obtiene desde una fuente de calor externa (energía solar, calor residual, etc.). En el generador se produce un vapor de refrigerante rico en amoníaco (corriente 8) y una solución acuosa pobre en amoníaco (corriente 1), que es enviada al absorbedor. La corriente 8, antes de abandonar

el generador, pasa por un proceso de rectificación donde se le extrae una cantidad de calor (Q_{re}), por esto una parte del vapor de agua se condensa y con ello el flujo de refrigerante se purifica más. Después entra al condensador donde pierde calor latente (Q_{ab}) por efecto del aire de enfriamiento, pasa a un intercambiador donde reduce su temperatura, posteriormente entra a una válvula de expansión (VE1) que le provoca un descenso en su temperatura como consecuencia de una caída de presión, y luego se introduce en el evaporador para producir el efecto de enfriamiento, mediante la extracción de calor del aire del recinto a acondicionar. En el evaporador los conductos que transportan el refrigerante están en contacto con una corriente de agua que actúa como fluido intermedio entre el refrigerante y el aire del recinto. La corriente de agua entra al evaporador a 12°C y sale a 7°C liberando una cantidad de calor (Q_{ev}) que es absorbida por el refrigerante. Una vez que el refrigerante abandona el evaporador, preenfía la corriente que sale del condensador y regresa de nuevo al absorbedor para cerrar el ciclo.

Actualmente la información sobre el ciclo VX-GAX es muy escasa. La principal fuente disponible es el trabajo de Rane y Erickson (1993), donde se analizó el ciclo desde el punto de vista de la primera ley de la termodinámica y se encontraron valores óptimos para el COP en función del lift de temperatura. Lo anterior variando la temperatura del evaporador desde -40°C hasta 5°C, manteniendo constantes las temperaturas del condensador y del generador en 30°C y 180°C respectivamente.

En este trabajo se propone un estudio más completo del ciclo VX-GAX desde los puntos de vista de la primera y segunda leyes de la termodinámica. El modelado matemático, la simulación, los resultados del ciclo y un análisis detallado de los mismos en diferentes condiciones de operación, se presentarán en los siguientes capítulos de esta tesis.

2.3 El análisis de exergía

El análisis de exergía es una técnica para evaluar el funcionamiento de procesos, sistemas y equipos industriales basado en la aplicación simultánea de la primera y segunda leyes de la termodinámica (Rivero, 1994).

La exergía de un sistema es una medida de la calidad de la energía que contiene y de su alejamiento con respecto al medio que lo rodea. En términos técnicos la exergía es una

propiedad termodinámica de un sistema cuyo valor es igual al trabajo máximo que puede obtenerse del sistema como resultado de sus condiciones de temperatura, presión, composición, posición, velocidad, etc., con respecto a un sistema de referencia especificado: todo sistema cuyas condiciones sean diferentes de las condiciones del medio ambiente, tendrá el potencial para que un proceso se efectúe o para producir un cambio. Una vez que el sistema alcanza las condiciones del medio ambiente, el potencial para que un proceso se efectúe desaparece, por que tales condiciones se conocen como *estado muerto* en el cual, el valor de la exergía es cero (Rivero, 1994).

Durante muchos años el análisis de exergía permaneció como una especialidad europea, mientras que era ignorado en Estados Unidos y en el resto del mundo, hasta que a raíz de la crisis energética de los 70's, surgieron en Estados Unidos un número considerable de grupos de investigación lo que originó su difusión no sólo en Norteamérica sino a nivel mundial (Rivero, 1994).

De la misma forma que la energía, la exergía tiene dos formas fundamentales de manifestarse: la primera asociada a una transferencia de energía que no está acompañada de un flujo de materia (calor y trabajo), y la segunda asociada al contenido de exergía de la materia, que es transportado por la masa. En el primer caso la energía es una función de transferencia y las maneras principales de efectuar dicha transferencia son las asociadas al trabajo y al calor. En el segundo caso la exergía es una propiedad de la materia (Rivero, 1994).

La exergía del calor (Ex_c) de manera contraria a la exergía del trabajo (cuyo valor es igual a la cantidad de trabajo, de acuerdo a la definición de exergía) es igual a la cantidad máxima de trabajo que puede obtenerse a partir de una cantidad dada de calor Q mediante una máquina reversible operando entre una fuente de calor a una temperatura T constante y un depósito de calor a una temperatura T_0 constante.

En este trabajo se aplicará el análisis de exergía al ciclo VX-GAX en diferentes condiciones de operación para descubrir las causas del bajo rendimiento del proceso, y cuantificar estas causas. En un futuro esta información puede ayudar a tomar decisiones de diseño o modificación del proceso. Las ecuaciones necesarias para realizar el análisis de exergía aparecen en el siguiente capítulo.

CAPÍTULO 3

MODELADO MATEMÁTICO Y SIMULACIÓN
DEL CICLO VX-GAX

3.1 Modelado del ciclo VX-GAX por la primera ley de la termodinámica

En esta sección se presentan los datos usados para simular el ciclo VX-GAX y se desarrollan las ecuaciones de balance de masa y energía para cada una de las etapas del ciclo.

Las suposiciones empleadas para simular el ciclo VX-GAX son las siguientes:

- El ciclo opera en estado estable.
- La capacidad de enfriamiento del ciclo es de 5 toneladas.
- La eficiencia de las bombas es 0.75.
- La diferencia de temperaturas en el intercambio de calor absorbedor-generador es 6°C.
- Las caídas de presión en los equipos y tuberías de interconexión son despreciables.
- La composición de amoníaco en el refrigerante es 0.995.
- El porcentaje de líquido en el refrigerante a la entrada del evaporador es 95%.
- Las corrientes 9, 14 y 26 están saturadas y 8°C por arriba de la T_{amb} .
- El incremento de temperatura del refrigerante en el evaporador es de 3°C.
- La T_{amb} varía desde 25°C hasta 40°C.
- La temperatura máxima de operación del generador es 190°C.
- El agua entra al evaporador a 12°C y sale a 7°C.
- Los corrientes que salen del generador, condensador y absorbedor están saturadas.

Teniendo en cuenta la figura 2.8 se escriben las ecuaciones de los balances de energía (BE), balances de masa total (BM) y balances de amoníaco (BA) de cada etapa del ciclo VX-GAX.

Parte Caliente del Generador:

$$\text{BE: } Q_{gen} = m_4 h_4 + m_3 h_3 - m_2 h_2 \quad (3.1)$$

$$\text{BM: } m_4 + m_3 = m_2 \quad (3.2)$$

$$\text{BA: } x_4 m_4 + y_3 m_3 = x_2 m_2 \quad (3.3)$$

Parte Fría del Generador:

$$\text{BE: } m_2 h_2 + m_8 h_8 = m_3 h_3 + m_5 h_5 + m_6 h_6 + m_7 h_7 + Q_{req \text{ gen}} \quad (3.4)$$

$$\text{BM: } m_2 + m_8 = m_3 + m_5 + m_6 + m_7 \quad (3.5)$$

$$\text{BA: } x_2 m_2 + y_8 m_8 = y_3 m_3 + x_5 m_5 + x_6 m_6 + x_7 m_7 \quad (3.6)$$

Condensador :

$$\text{BE: } Q_{co} = m_8 h_8 - m_9 h_9 \quad (3.7)$$

$$\text{BM: } m_8 = m_9 \quad (3.8)$$

$$\text{BA: } y_8 m_8 = x_9 m_9 \quad (3.9)$$

Intercambiador :

$$\text{BE: } m_9 h_9 + m_{12} h_{12} = m_{10} h_{10} + m_{13} h_{13} \quad (3.10)$$

$$\text{BM: } m_9 + m_{12} = m_{10} + m_{13} \quad (3.11)$$

$$m_9 = m_{10} \quad (3.12)$$

$$\text{BA: } x_9 m_9 + y_{12} m_{12} = x_{10} m_{10} + y_{13} m_{13} \quad (3.13)$$

$$x_9 m_9 = x_{10} m_{10} \quad (3.14)$$

Válvula de expansión 1:

$$\text{BE: } m_{10} h_{10} = m_{11} h_{11} \quad (3.15)$$

$$\text{BM: } m_{10} = m_{11} \quad (3.16)$$

$$\text{BA: } x_{10} m_{10} = z_{11} m_{11} \quad (3.17)$$

Evaporador :

$$\text{BE: } Q_{ev} = m_{12} h_{12} - m_{11} h_{11} \quad (3.18)$$

$$\text{BM: } m_{11} = m_{12} \quad (3.19)$$

$$\text{BA: } z_{11} m_{11} = z_{12} m_{12} \quad (3.20)$$

Absorbedor (sección enfriada por aire):

$$\text{BE: } Q_{ab} = m_{13} h_{13} + m_{15} h_{15} + m_{17} h_{17} - m_{14} h_{14} - m_{16} h_{16} - m_{19} h_{19} \quad (3.21)$$

$$\text{BM: } m_{13} + m_{15} + m_{17} = m_{14} + m_{16} + m_{19} \quad (3.22)$$

$$\text{BA: } y_{13} m_{13} + x_{15} m_{15} + x_{17} m_{17} = x_{14} m_{14} + y_{16} m_{16} + x_{19} m_{19} \quad (3.23)$$

Absorbedor (sección enfriada por la solución):

$$\text{BE: } m_{16}h_{16} + m_{34}h_{34} = m_{18}h_{18} + m_{35}h_{35} + Q_{disp \text{ ab sol}} \quad (3.24)$$

$$\text{BM: } m_{16} + m_{34} = m_{18} + m_{35} \quad (3.25)$$

$$m_7 = m_{28}, \quad m_6 = m_{31} \quad (3.26)$$

$$\text{BA: } y_{16}m_{16} + x_{34}m_{34} = x_{18}m_{18} + x_{35}m_{35} \quad (3.27)$$

$$x_7m_7 = x_{28}m_{28}, \quad x_6m_6 = x_{31}m_{31} \quad (3.28)$$

Absorbedor (sección GAX):

$$\text{BE: } m_{30}h_{30} + m_{35}h_{35} = m_{33}h_{33} + Q_{disp \text{ GAX}} \quad (3.29)$$

$$\text{BM: } m_{30} + m_{35} = m_{33} \quad (3.30)$$

$$m_5 = m_{29} \quad (3.31)$$

$$\text{BA: } x_{30}m_{30} + y_{35}m_{35} = x_{33}m_{33} \quad (3.32)$$

$$x_5m_5 = z_{29}m_{29} \quad (3.33)$$

Absorbedor VX:

$$\text{BE: } Q_{ab \text{ VX}} = m_{23}h_{23} + m_{25}h_{25} + m_{27}h_{27} - m_{26}h_{26} - m_{28}h_{28} \quad (3.34)$$

$$\text{BM: } m_{23} + m_{25} + m_{27} = m_{26} + m_{28} \quad (3.35)$$

$$\text{BA: } x_{23}m_{23} + y_{25}m_{25} + x_{27}m_{27} = x_{26}m_{26} + x_{28}m_{28} \quad (3.36)$$

Generador VX:

$$\text{BE: } m_{22}h_{22} + Q_{req \text{ gen VX}} = m_{25}h_{25} + m_{32}h_{32} \quad (3.37)$$

$$\text{BM: } m_{22} = m_{25} + m_{32} \quad (3.38)$$

$$m_{21} = m_{32} \quad (3.39)$$

$$\text{BA: } x_{22}m_{22} = y_{25}m_{25} + x_{32}m_{32} \quad (3.40)$$

$$x_{21}m_{21} = x_{32}m_{32} \quad (3.41)$$

Válvula de expansión 2 :

$$\text{BE: } m_4h_4 = m_{30}h_{30} \quad (3.42)$$

$$\text{BM: } m_4 = m_{30} \quad (3.43)$$

$$\text{BA: } x_4m_4 = x_{30}m_{30} \quad (3.44)$$

Válvula de expansión 3 :

$$\text{BE: } m_{20}h_{20} = m_{21}h_{21} \quad (3.45)$$

$$\text{BM: } m_{20} = m_{21} \quad (3.46)$$

$$\text{BA: } x_{20}m_{20} = x_{21}m_{21} \quad (3.47)$$

Bomba 1:

$$\text{BE: } h_{15} = h_{14} + w_1 \quad (3.48)$$

$$W_1 = m_{14}v_{14}(P_a - P_b)/\eta \quad (3.49)$$

$$\text{BM: } m_{15} = m_{14} \quad (3.50)$$

$$\text{BA: } x_{15}m_{15} = x_{14}m_{14} \quad (3.51)$$

Bomba 2:

$$\text{BE: } h_{27} = h_{26} + w_2 \quad (3.52)$$

$$W_2 = m_{26}v_{26}(P_a - P_b)/\eta \quad (3.53)$$

$$\text{BM: } m_{26} = m_{27} \quad (3.54)$$

$$\text{BA: } x_{26}m_{26} = x_{27}m_{27} \quad (3.55)$$

Bomba 3:

$$\text{BE: } h_{31} = h_{24} + w_3 \quad (3.56)$$

$$W_3 = m_{24}v_{24}(P_a - P_i)/\eta \quad (3.57)$$

$$\text{BM: } m_{24} = m_{31} \quad (3.58)$$

$$\text{BA: } x_{24}m_{24} = x_{31}m_{31} \quad (3.59)$$

Bomba 4:

$$\text{BE: } h_{29} = h_{36} + w_4 \quad (3.60)$$

$$W_4 = m_{36}v_{36}(P_a - P_b)/\eta \quad (3.61)$$

$$\text{BM: } m_{29} = m_{36} \quad (3.62)$$

$$\text{BA: } x_{29}m_{29} = x_{36}m_{36} \quad (3.63)$$

Coefficiente de Operación (COP):

$$COP = \frac{Q_{ev}}{Q_{gen} + W_1 + W_2 + W_3 + W_4} \quad (3.64)$$

3.2 Simulación del ciclo VX-GAX por la primera ley de la termodinámica

El diagrama de flujo usado en la simulación del ciclo VX-GAX se presenta en la figura 3.1. La secuencia de cálculos indica que se inicia en la zona de baja presión, continua en la zona de presión intermedia y termina en la región de alta presión en el generador.

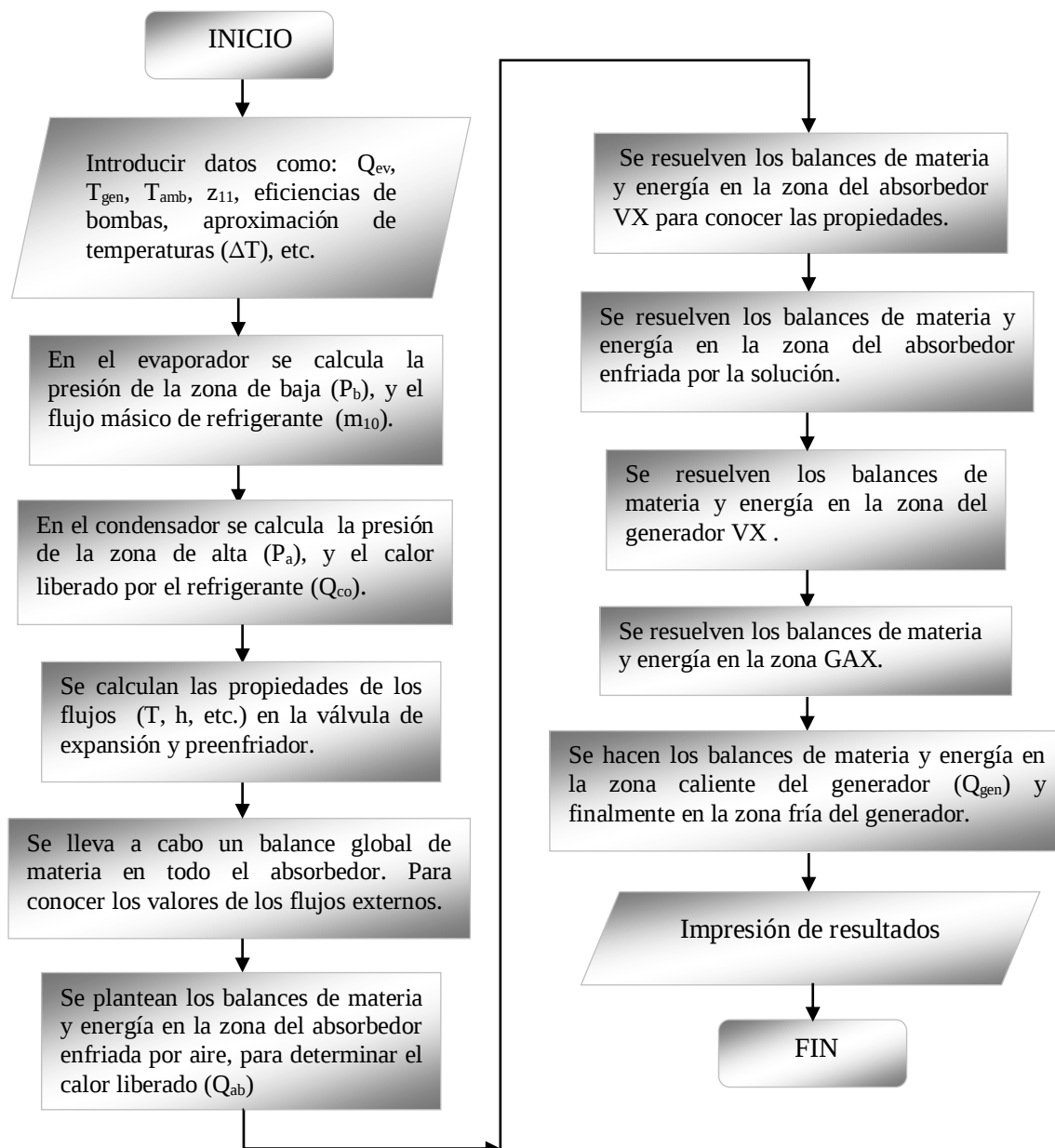


Figura 3.1 Diagrama de flujo para la simulación del ciclo VX-GAX.

Para simular el ciclo se utilizó el software EES® que es el acrónimo de *Engineering Equation Solver*, este programa permite resolver sistemas de ecuaciones y es

ampliamente utilizado para simular ciclos termodinámicos gracias a que incorpora subrutinas para el cálculo de propiedades termo-físicas de una extensa librería de fluidos, entre ellos la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$. En este caso, las propiedades de dicha mezcla se estimaron en base a los modelos presentados por Ibrahim y Klein (1993).

3.3 Modelado del ciclo VX-GAX por la segunda ley de la termodinámica (Análisis de exergía)

En esta sección se exponen las ecuaciones necesarias para el análisis de exergía aplicado al ciclo VX-GAX. Pero antes debemos tener en cuenta algunas consideraciones adicionales a las presentadas en la sección 3.1:

- La fuente de calor del generador es vapor de agua saturado que cede todo su calor latente a una temperatura 30°C mayor que la temperatura de la corriente 1.
- El estado de referencia es la temperatura ambiente y la presión de 1 bar.
- El aire ambiente usado como medio de enfriamiento experimenta un incremento de temperatura de 10°C .

Como ya se explicó en el capítulo 2, la exergía de calor (Ex_c) es igual a la cantidad máxima de trabajo que puede obtenerse a partir de una cantidad dada de calor Q mediante una máquina reversible operando entre una fuente de calor a una temperatura T constante y un depósito de calor a una temperatura T_0 constante, esto es:

$$Ex_c = Q \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \quad (3.65)$$

Los balances de exergía pueden ser escritos como lo indica la ecuación 3.66.

$$Ex_{ent} - Ex_{sal} = Ed \quad (3.66)$$

Donde: Ex_{ent} representa la exergía total que entra al proceso, Ex_{sal} es la exergía total que sale del proceso y Ed la exergía destruida en el proceso. Es importante resaltar que en la ecuación 3.66, tanto la Ex_{ent} como la Ex_{sal} incluyen la exergía que acompaña a la materia (flujos másicos de entrada o de salida), además del trabajo y de la exergía transferida con el calor que se intercambia.

El flujo de exergía por unidad de masa (ex) para las corrientes internas del ciclo se escribe de acuerdo a la siguiente expresión:

$$ex = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.67)$$

Donde: “ h ” es la entalpía por unidad de masa, “ s ” es la entropía por unidad de masa, T_0 es la temperatura de referencia, mientras que s_0 y h_0 son la entropía y la entalpía respectivamente, en el estado de referencia a T_0 y P_0 .

Entonces la exergía total de una corriente de proceso está dada por:

$$Ex = m(ex) \quad (3.68)$$

La eficiencia exergética de cada componente del ciclo está dado por:

$$Ef_{Ex} = \frac{Ex_{sal}}{Ex_{ent}} \quad (3.69)$$

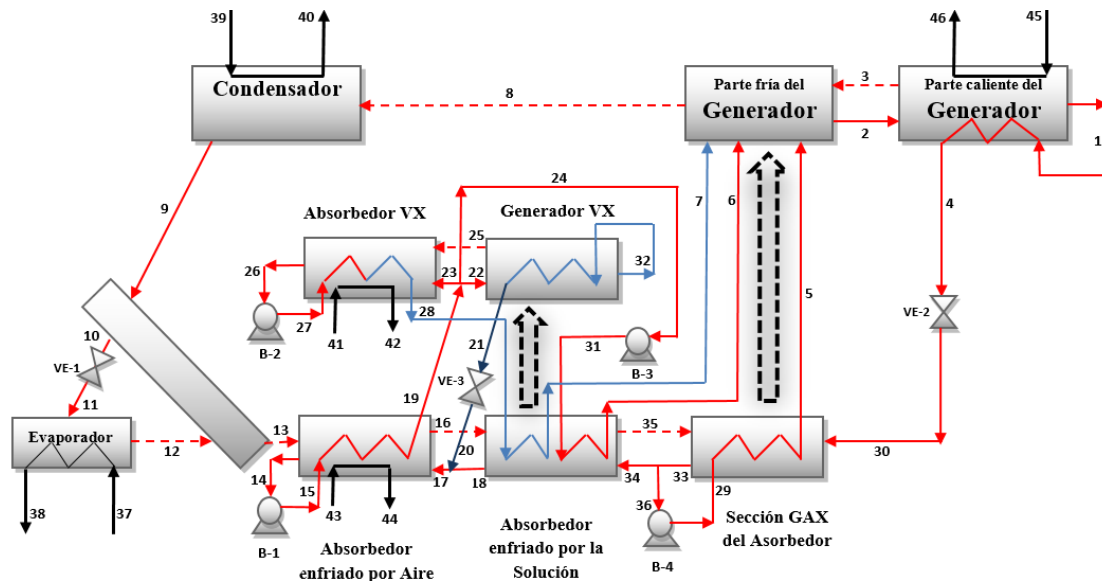


Figura 3.2 Diagrama de ciclo VX-GAX NH₃-H₂O para un lift menor que 45°C, con corrientes externas incluidas.

El Coeficiente de Operación del ciclo VX-GAX por segunda ley de la termodinámica (COP_{EX}) se calcula usando la ecuación:

$$COP_{EX} = - \frac{Q_{ev}(1-T_o/T_{ev})}{Q_{gen}(1-T_o/T_{gen}) + W_{BS}} \quad (3.70)$$

Donde: T_{ev} es la temperatura promedio de operación del evaporador y W_{BS} representa la potencia suministrada por todas las bombas al ciclo VX-GAX. Al COP_{EX} también se le conoce como eficiencia de la segunda ley (η_{II}).

Para llevar a cabo el análisis por la segunda ley de la termodinámica, se realizan los balances de exergía para cada componente del ciclo VX-GAX en base a la ecuación 3.66. Para obtener un análisis completo es necesario incorporar al diagrama del ciclo VX-GAX las corrientes de servicios externos, como se presenta en la figura 3.2. Estas corrientes proporcionan calentamiento en el generador y enfriamiento en el condensador y absorbedores.

Parte Caliente del Generador:

$$Ed_{gen\ c} = Ex_2 + Ex_{45} - Ex_3 - Ex_4 - Ex_{46} \quad (3.71)$$

Parte Fría del Generador:

$$Ed_{gen\ f} = Ex_3 + Ex_5 + Ex_6 - Ex_2 - Ex_7 \quad (3.72)$$

Condensador :

$$Ed_{co} = Ex_7 + Ex_{35} - Ex_8 - Ex_{36} \quad (3.73)$$

Intercambiador :

$$Ed_{pre} = Ex_8 + Ex_{11} - Ex_9 - Ex_{12} \quad (3.74)$$

Válvula de expansión 1:

$$Ed_{v1} = Ex_9 - Ex_{10} \quad (3.75)$$

Evaporador :

$$Ed_{ev} = Ex_{10} + Ex_{33} - Ex_{11} - Ex_{34} \quad (3.76)$$

Absorbedor (sección enfriada por aire):

$$Ed_{ab} = Ex_{12} + Ex_{14} + Ex_{32} + Ex_{39} - Ex_{13} - Ex_{16} - Ex_{20} - Ex_{40} \quad (3.77)$$

Absorbedor (sección enfriada por la solución):

$$Ed_{ab\ sol} = Ex_{16} + Ex_{18} + Ex_{26} - Ex_{15} - Ex_{19} - Ex_{27} \quad (3.78)$$

Absorbedor (sección GAX):

$$Ed_{ab\ GAX} = Ex_4 + Ex_{17} + Ex_{19} - Ex_5 - Ex_{18} \quad (3.79)$$

Absorbedor VX:

$$Ed_{ab\ VX} = Ex_{22} + Ex_{23} + Ex_{25} + Ex_{41} - Ex_{24} - Ex_{26} - Ex_{42} \quad (3.80)$$

Generador VX:

$$Ed_{gen\ VX} = Ex_{21} + Ex_{27} - Ex_{23} - Ex_{28} - Ex_{29} \quad (3.81)$$

Válvula de expansión 2:

$$Ed_{v2} = Ex_1 - Ex_4 \quad (3.82)$$

Válvula de expansión 3:

$$Ed_{v3} = Ex_{30} - Ex_{31} \quad (3.83)$$

Bomba 1:

$$Ed_{b1} = Ex_{13} + W_1 - Ex_{14} \quad (3.84)$$

Bomba 2:

$$Ed_{b2} = Ex_{24} + W_2 - Ex_{25} \quad (3.85)$$

Bomba 3:

$$Ed_{b3} = Ex_{29} + W_3 - Ex_{17} \quad (3.86)$$

Bomba 4:

$$Ed_{b4} = Ex_{29} + W_4 - Ex_{17} \quad (3.87)$$

3.4 Simulación del ciclo VX-GAX por la segunda ley de la termodinámica

El diagrama de flujo que describe las etapas del análisis de exergía del ciclo VX-GAX se presenta en la figura 3.3. La secuencia de cálculos indica que se inicia en la zona de baja presión, continua en la zona de presión intermedia y termina en la región de alta presión en el generador.

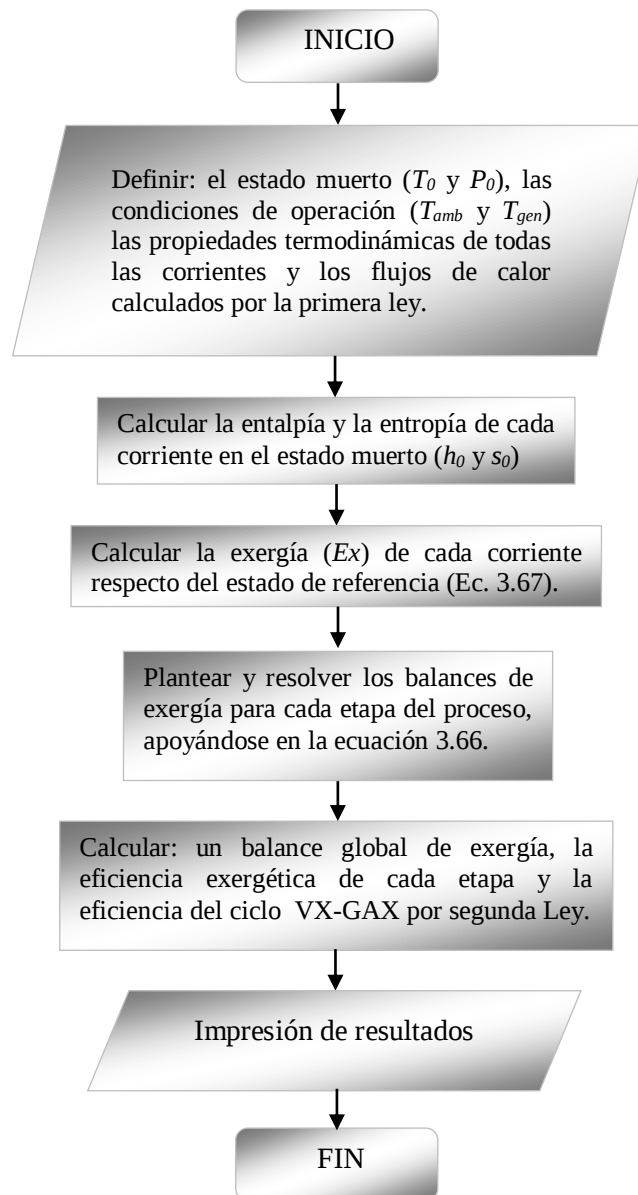


Figura 3.3 Etapas para el análisis de exergía del ciclo VX-GAX.

CAPÍTULO 4

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1 Resultados del análisis por primera ley de la termodinámica.

Para simular el comportamiento del ciclo VX-GAX se empleó el programa EES donde se tomó en cuenta una aproximación de temperaturas entre corrientes internas igual a 6°C. El simulador desarrollado se utilizó para conocer el comportamiento operativo del ciclo y el máximo desempeño posible, que esta tecnología de enfriamiento ofrece en diversas condiciones de operación. Esto es, temperaturas ambiente (T_{amb}) desde 25°C hasta 40°C y temperaturas de generación (T_{gen}) hasta 190°C. Para lograr lo anterior, primeramente se analizó el efecto de la velocidad de flujo másico de las corrientes 5 (m_5), 20 (m_{20}) y T_{gen} sobre otras variables importantes, como los calores requeridos (Q_{req}) y disponibles (Q_{disp}) en las diferentes secciones del ciclo, además de los calores intercambiados entre el ciclo y sus alrededores, la integración energética interna (IEI) y finalmente sobre el COP del sistema. Se concluye la investigación por primera ley de la termodinámica mediante un estudio paramétrico, que permitió manipular estratégicamente los valores de m_5 y m_{20} para encontrar los COP óptimos, en cada condición de operación estudiada.

La tabla 4.1 muestra las propiedades de las corrientes internas del ciclo VX-GAX para $T_{gen}=185^\circ\text{C}$ y $T_{amb}=35^\circ\text{C}$. Mientras que la tabla 4.2 reporta el flujo de calor entre los principales componentes del ciclo y los alrededores en las mismas condiciones.

En base a los resultados presentados en la tabla 4.2 podemos calcular que el Coeficiente de Operación (COP) del ciclo VX-GAX en estas condiciones es igual a 1.134, que es superior al 1.022 logrado por el ciclo Branched-GAX en las mismas condiciones de operación (Cervantes *et al.*, 2016). Aun cuando la mejora en el COP es aparentemente poco significativa (10.95%), esto cobraría mayor relevancia en equipos de refrigeración con grandes capacidades.

La no existencia de un rectificador con enfriamiento externo en el ciclo VX-GAX ayuda a reducir las pérdidas de energía desde el ciclo hacia el aire de la atmósfera, para esto, la labor de rectificación la lleva a cabo una corriente interna (corriente 7), es decir existe

una mayor *IEI* en este ciclo que en otros ciclos avanzados tipo GAX que le precedieron. La tabla 4.3 indica la magnitud de la integración de energía en diversos componentes del ciclo.

Tabla 4.1 Propiedades de las corrientes internas del ciclo VX-GAX a $T_{gen}=185^{\circ}\text{C}$ y $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$.

Corriente	Presión (bar)	Temperatura (°C)	Fracción masa de amoníaco	Flujo (kg/min)	Entalpía (kJ/kg)
1	16.82	185	0.0711	1.3124	745.70
2	16.82	121.3	0.3247	1.8803	336.74
3	16.82	121.3	0.9108	0.5679	1613.85
4	16.82	127.3	0.0711	1.3124	489.63
5	16.82	121.3	0.1803	0.3433	397.24
6	16.82	93.49	0.4560	1.3374	185.80
7	16.82	69.36	0.6041	0.5420	92.66
8	16.82	69.36	0.9950	0.9103	1381.83
9	16.82	43	0.9950	0.9103	202.35
10	16.82	14.48	0.9950	0.9103	64.28
11	4.436	1	0.9950	0.9103	64.28
12	4.436	4	0.9950	0.9103	1223.32
13	4.436	37.05	0.9950	0.9103	1361.40
14	4.436	43	0.4560	2.4474	-45.74
15	8.485	43.07	0.4560	2.4474	-45.08
16	4.436	69.59	0.9560	0.4265	1484.18
17	4.436	69.59	0.3147	1.9636	105.50
18	4.436	69.59	0.3147	1.3956	105.50
19	8.485	63.59	0.4560	2.4474	47.02
20	4.436	69.59	0.3147	0.5680	105.50
21	8.485	69.62	0.3147	0.5680	105.50
22	8.485	63.59	0.4560	0.7187	47.02
23	8.485	63.59	0.4560	0.3913	47.02
24	8.485	63.59	0.4560	1.3374	47.02
25	8.485	63.59	0.9887	0.1507	1414.57
26	8.485	43	0.6041	0.5420	-31.07
27	16.82	43.18	0.6041	0.5420	-29.63
28	16.82	57.59	0.6041	0.5420	37.15
29	16.82	99.75	0.1803	0.3433	302.7
30	4.436	127.3	0.0711	1.3124	489.63
31	16.82	63.78	0.4560	1.3374	48.39
32	8.485	93.49	0.3147	0.5680	211.3
33	4.436	99.49	0.1803	1.5406	300.8
34	4.436	99.49	0.1803	1.1973	300.8
35	4.436	99.49	0.8079	0.2282	1721.19
36	4.436	99.49	0.1803	0.3433	300.8

Tabla 4.2 Energía intercambiada con los alrededores por los principales componentes del ciclo VX-GAX a $T_{gen}=185^{\circ}\text{C}$ y $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$.

Equipo	Calor (kJ/min)
Generador (Q_{gen})	925.86
Evaporador (Q_{ev})	1055.10
Absorbedor (Q_{ab})	699.95
Absorbedor VX ($Q_{ab\ VX}$)	212.18
Condensador (Q_{co})	1073.70
Bomba 1 (B_1)	1.5940
Bomba 2 (B_2)	0.7834
Bomba 3 (B_3)	0.6470
Bomba 4 (B_4)	1.8370

De acuerdo a los resultados presentados en la tabla 4.3, en las condiciones de operación dadas, la mayor parte de la *IEI* se produce en la sección GAX. Este flujo interno de calor se emplea para reducir la entrada de calor al ciclo desde una fuente externa a través del generador. Para esto, la magnitud del flujo másico de la extracción lateral (m_5), debe ser tal, que permita que el calor disponible en la parte caliente del absorbedor sea igual al calor requerido por la parte fría del generador.

La sección del absorbedor enfriada por la solución, también representa una parte significativa de la *IEI* total en el ciclo VX-GAX, donde una parte de esta energía se aplica para activar el generador de presión intermedia (generador VX) y el resto se envía a la parte fría del generador. En este punto es importante enfatizar el papel de la velocidad del flujo másico de 20 (m_{20}), el cual debe tener cierto valor para lograr que todo el calor disponible en la sección del absorbedor enfriada por la solución, sea completamente aprovechado. Ya que de otra manera, este calor disponible sería rechazado a la atmósfera, sin contribuir a la eficiencia del ciclo.

Tabla 4.3 *IEI* en el ciclo VX-GAX a $T_{gen}=185^{\circ}\text{C}$ y $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$.

Equipo	Calor (kJ/min)
Absorbedor enfriado por aire (IEI_{ab})	225.42
Absorbedor enfriado por solución ($IEI_{ab\ sol}$)	453.10
Absorbedor GAX (IEI_{GAX})	572.02
Generador (IEI_{gen})	336.1
Absorbedor VX ($IEI_{ab\ VX}$)	36.19
Generador VX ($IEI_{gen\ VX}$)	299.38
Economizador (IEI_{ec})	125.69

De acuerdo con la discusión anterior, m_5 y m_{20} por conveniencia deben dejarse como grados de libertad en la simulación del ciclo VX-GAX, por que mediante una adecuada

manipulación de estas variables se puede maximizar la IEI y con ello lograr optimizar el COP del ciclo.

4.1.1 Validación

Para llevar a cabo la validación del simulador del ciclo VX-GAX desarrollado en este trabajo de investigación, fué necesario tener en cuenta las condiciones de operación presentadas por Rane y Erickson (1993), para lifts de temperatura (diferencia de temperaturas entre el condensador y el evaporador) altos, es decir, más grandes que 60°C. La tabla 4.4 muestra una comparación entre los calores calculados por Rane y Erickson y los obtenidos usando el simulador de este trabajo.

Tabla 4.4 Comparación de los resultados de este trabajo con los de Rane y Erickson.

Calores (kW)	Rane y Erickson	Este trabajo	% de desviación
Q_{ev}	1215.64	1256.35	3.35
Q_{co}	1247.78	1130.6	9.39
Q_{gen}	1581.4	1612.61	1.97
$Q_{disp\ ab\ sol}$	824.54	901.8	9.37
$Q_{disp\ ab\ VX}$	707.38	703.2	0.59
$Q_{disp\ ab}$	1931.04	1821.7	5.66
IEI_{ec}	294.28	325.9	10.74
IEI_{ab}	631.05	609.0	3.49
$IEI_{ab\ VX}$	195.78	185.2	5.40
$IEI_{gen\ VX}$	736.22	719.3	2.30
IEI_{gen}	580.09	560.7	3.34
COP	0.662	0.686	3.64

Es importante tener en cuenta que los resultados presentados en la tabla 4.4 corresponden a un lift de temperatura igual a 70°C, en estas condiciones, no es posible tener un traslape de temperaturas entre el generador de alta presión y el absorbedor de baja presión, únicamente entre éste y el generador VX (Rane y Erickson, 1993), en otras palabras no existe la IEI_{GAX} . Los calores liberados Q_{ab} y $Q_{ab\ VX}$ no aparecen en la tabla 4.4, ya que Rane y Erickson, en su trabajo no los contemplan explícitamente, pero es posible calcularlos mediante una simple resta de la siguiente forma: $Q_{ab} = Q_{disp\ ab} - IEI_{ab}$ y $Q_{ab\ VX} = Q_{disp\ ab\ VX} - IEI_{ab\ VX}$. Por su parte, el COP del ciclo se calculó dividiendo Q_{ev} entre Q_{gen} , sólo que al hacer el balance de energía de todo el ciclo, se calculó que es necesario añadir 254.79 kW, desde una fuente externa. Este calor debe sumarse al Q_{gen} para obtener así el COP mostrado en la tabla.

4.1.2 Efecto de la velocidad de flujo másico de 5 (m_5).

Una variable importante para lograr un mejor desempeño del ciclo VX-GAX es m_5 , que representa la velocidad de flujo másico de la extracción lateral hecha a partir de la sección caliente del absorbedor de baja presión. Su magnitud es digna de atención, ya que si se manipula adecuadamente, es factible optimizar el flujo de calor intercambiado entre la parte caliente del absorbedor y la parte fría del generador. Esto ayudaría a reducir la entrada de calor desde una fuente externa y con ello mejorar el COP del ciclo. Para estudiar el efecto de m_5 sobre algunas variables importantes del ciclo, en esta sección se considera una $T_{gen}=185^\circ\text{C}$ y $T_{amb}=35^\circ\text{C}$. En apartados siguientes, se llevará a cabo una optimización de m_5 y demás variables del ciclo VX-GAX, mediante un estudio paramétrico en diversas condiciones de operación.

La figura 4.1 muestra el efecto de m_5 sobre el calor requerido en el generador de baja temperatura ($Q_{req\ gen\ f}$) y el calor disponible en la zona de alta temperatura del absorbedor, también conocida como la zona GAX ($Q_{disp\ GAX}$).

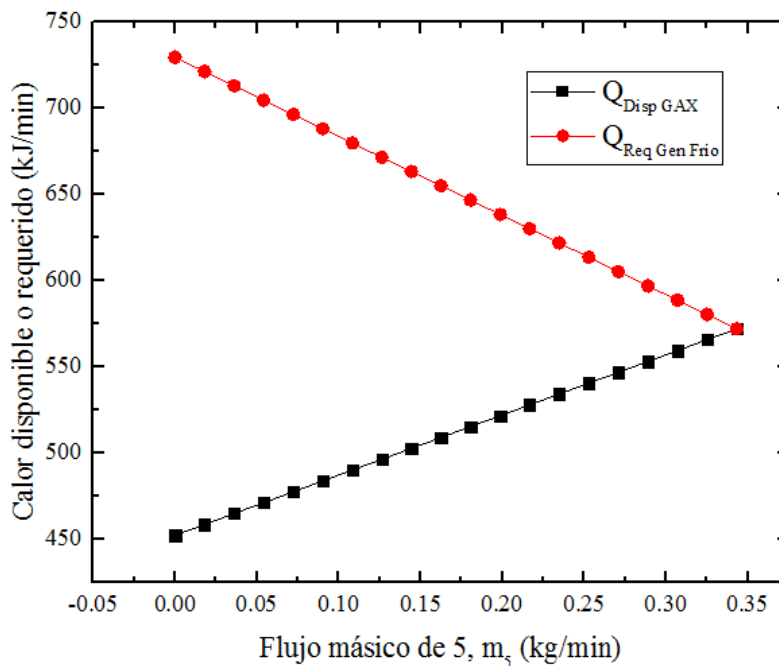


Figura 4.1 Efecto de m_5 sobre $Q_{disp\ GAX}$ y $Q_{req\ gen\ f}$ a $T_{gen}=180^\circ\text{C}$ y $T_{amb}=35^\circ\text{C}$.

El $Q_{disp\ GAX}$ exhibe un comportamiento ascendente a medida que m_5 aumenta, esto se explica, teniendo en cuenta que al incrementar m_5 también aumentan los flujos másicos internos en la parte caliente del absorbedor como se indica la figura 4.2, lo que ayuda a

tener un calor disponible cada vez mayor en esta sección. Al mismo tiempo el $Q_{req\ gen\ f}$ disminuye por que ocurre una reducción de flujos internos en la zona fría del generador, como lo indica el descenso de la velocidad de flujo másico de la corriente 7 empleada en la labor de rectificación (ver figura 4.2). Es importante notar que el punto de intersección de las líneas de $Q_{req\ gen\ f}$ y $Q_{disp\ GAX}$ ocurre cuando $m_5=0.3433$ kg/min, que representa el valor óptimo de esta variable, es decir donde se aprovecha al máximo el traslape de temperaturas entre la zona fría el generador y la zona caliente del absorbedor, en otras palabras, para este valor de m_5 la integración energética interna en la zona GAX es total.

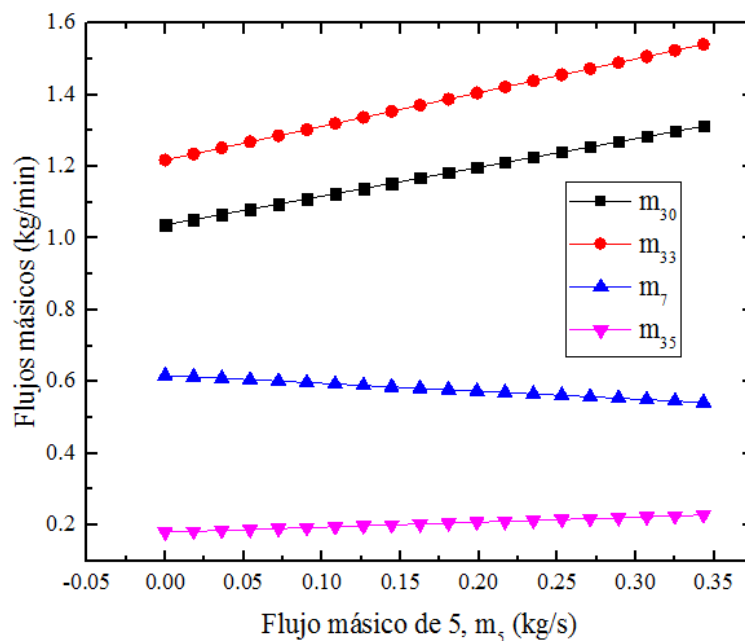


Figura 4.2 Efecto de m_5 sobre los flujos de la sección GAX a $T_{gen}=180^\circ\text{C}$ y $T_{amb}=35^\circ\text{C}$.

Existe IEI en otras partes del ciclo VX-GAX, en las cuales la corriente m_5 también tiene una influencia, como se aprecia en la figura 4.3. En dicha figura observamos que la IEI_{GAX} y la IEI_{gen} son las más sensibles a cambios en m_5 , seguido de la $IEI_{ab\ sol}$ y la $IEI_{gen\ vx}$, mientras que IEI_{ab} y la $IEI_{ab\ vx}$ presentan una variación apenas perceptible, también nos percatamos que IEI_{ec} no se ve afectado debido a que el equipo tiene una capacidad de enfriamiento (Q_{ev}) fija, esto significa que el flujo de masa y las condiciones de operación en la zona del economizador no cambian con m_5 . El incremento de IEI_{GAX} y la IEI_{gen} en función de m_5 se debe a un incremento de los flujos internos tanto en la zona GAX como en la sección caliente del generador. Al mismo

tiempo $IEI_{ab, sol}$, $IEI_{gen, VX}$, IEI_{ab} y $IEI_{ab, VX}$ muestran decrementos por la reducción de los flujos internos al aumentar m_5 . El hecho de que tanto IEI_{GAX} como IEI_{gen} experimenten un crecimiento relativamente más sensible contribuye a lograr una mayor integración energética global (IEG , suma de todas las IEI) en el ciclo como se presenta en la figura 4.4. Esto ayuda a reducir la necesidad de servicios de calentamiento externo. Aquí es importante mencionar, que el valor óptimo de m_5 elimina el uso de calor externo para hacer funcionar a la parte fría del generador ($Q_{gen, frío}$). La figura 4.4 también muestra la disminución de $Q_{gen, frío}$ en función de m_5 .

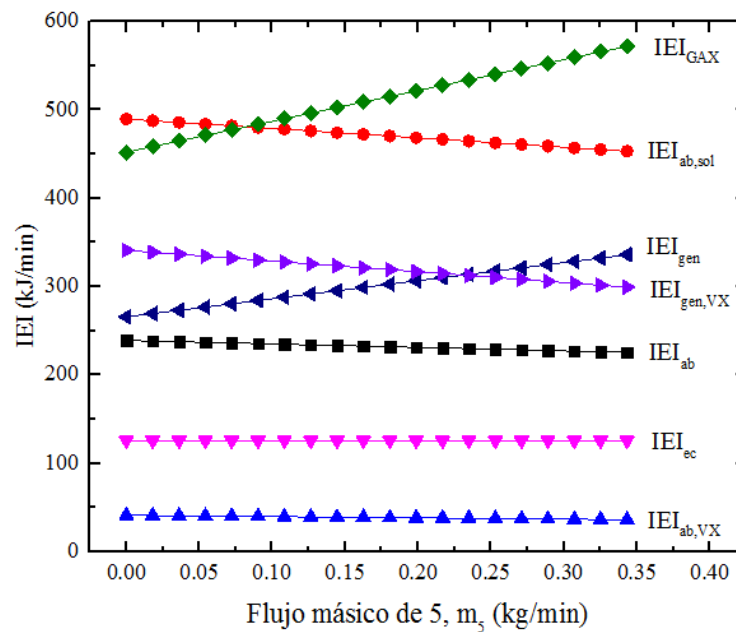


Figura 4.3 Efecto de m_5 sobre la IEI a $T_{gen}=180^\circ\text{C}$ y $T_{amb}=35^\circ\text{C}$.

El efecto que tiene m_5 sobre los calores intercambiados entre el ciclo VX-GAX y sus alrededores se presenta en la figura 4.5, donde se aprecia un incremento del flujo de calor que entra a la parte caliente del generador ($Q_{gen, c}$), esto se explica teniendo en cuenta que al aumentar m_5 se incrementan los flujos internos de la parte caliente del generador, es por esto que se necesita un flujo de calor cada vez mayor para procesarlos, hasta que estos obtengan las propiedades deseadas. Mientras que los calores liberados al aire tanto desde el absorbedor de baja presión (Q_{ab}) como desde el absorbedor VX ($Q_{ab, vx}$) disminuyen al aumentar m_5 , debido a una reducción de los flujos internos en estos componentes del ciclo VX-GAX. En la misma figura aparece la línea del $Q_{gen, f}$ ya que esta sería una energía que recibiría el ciclo desde sus alrededores siempre y cuando el flujo de m_5 no sea el óptimo para las condiciones de operación estudiadas.

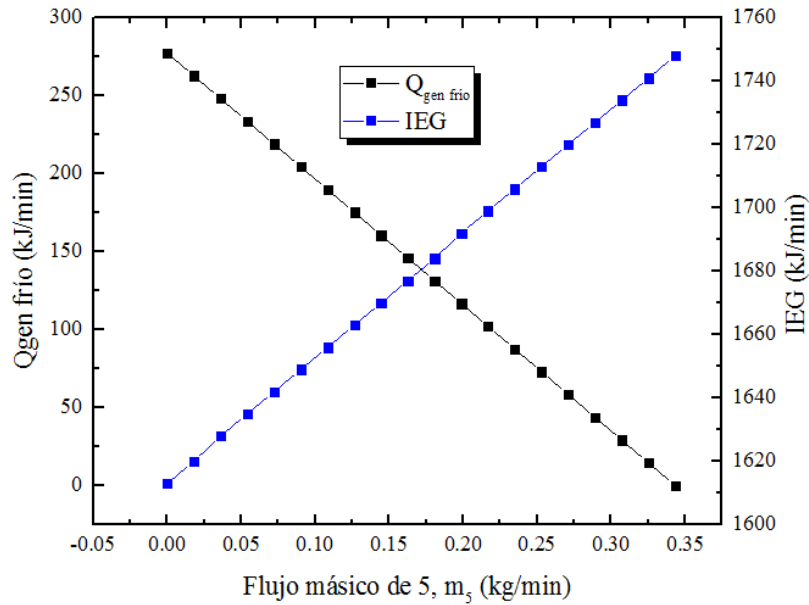


Figura 4.4 Efecto de m_5 sobre $Q_{gen f}$ y la IEG a $T_{gen}=180^{\circ}\text{C}$ y $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$.

Los flujos de calor intercambiados por el evaporador y por el condensador son constantes e iguales a 1055.10 kJ/min y 1073.70 kJ/min respectivamente, debido a que la simulación se hizo bajo el supuesto de una capacidad de refrigeración fija (5 toneladas), además de tener en cuenta propiedades constantes en la entrada y salida del evaporador. Esto limita el flujo de refrigerante a 0.9103 kg/min, tanto en el evaporador, como en el condensador.

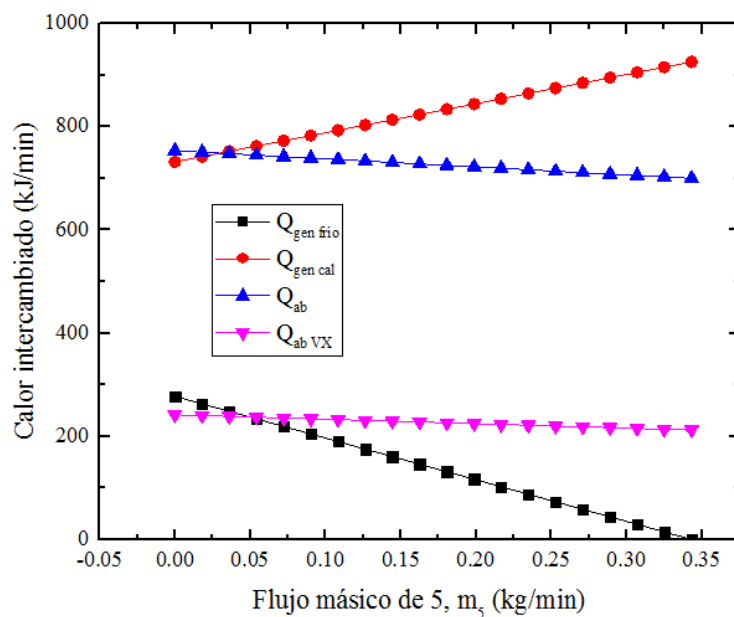


Figura 4.5 Efecto de m_5 sobre los calores intercambiados por el ciclo a $T_{gen}=180^{\circ}\text{C}$ y $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$.

Como ya se ha discutido, m_5 tiene un efecto considerado positivo, desde el punto de vista de ahorro energético, sobre un conjunto de variables del ciclo VX-GAX relacionadas con su eficiencia (COP).

Es importante mostrar la ganancia en COP cuando m_5 aumenta, desde 0 kg/min hasta el valor óptimo de 0.3433 kg/min, en la condición de operación estudiada. La figura 4.6 muestra esta relación, y al mismo tiempo, el efecto de m_5 sobre m_{20} , la cual es otra variable cuya manipulación adecuada permite lograr el objetivo de este análisis, que es determinar el COP más alto posible en cada condición de operación dada.

De acuerdo a la figura 4.6, el valor de m_{20} disminuye a medida que aumenta m_5 , porque un incremento de m_5 significa un aumento en los flujos internos de la sección caliente del absorbedor, esto es, existe una mayor absorción de amoníaco en esa zona. Teniendo en cuenta que la cantidad de amoníaco a absorber es fija (capacidad constante), entonces, debe existir menos absorción de amoníaco en la zona enfriada por aire, es decir, se necesita que m_{20} sea menor.

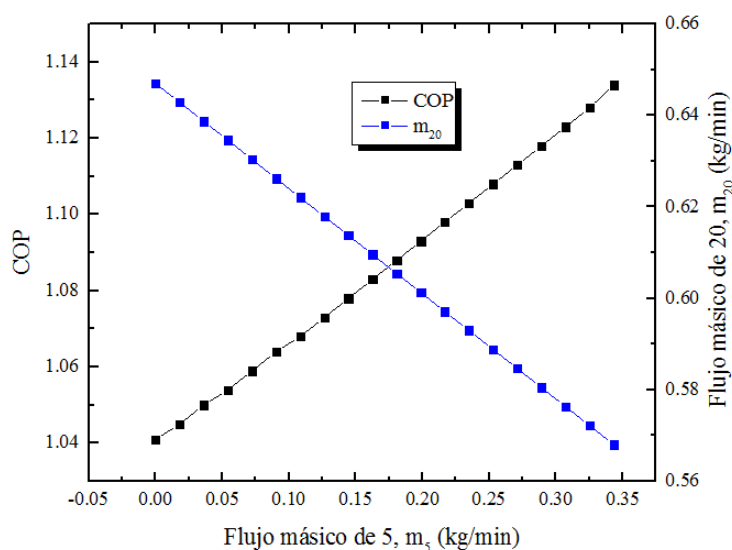


Figura 4.6 Efecto de m_5 sobre m_{20} y sobre el COP del ciclo a $T_{gen}=180^{\circ}\text{C}$ y $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$.

4.1.3 Efecto de la velocidad de flujo másico de 20 (m_{20}).

La variable m_{20} representa la velocidad de flujo másico de la corriente de retorno desde el generador VX hacia la sección del absorbedor de baja presión enfriado por aire. Este flujo tiene una importancia crucial en la IEI entre el generador VX y la sección del absorbedor enfriada por la solución, y por tanto en la eficiencia energética del ciclo. En

este apartado se analiza el efecto de m_{20} sobre la IEI y otras variables importantes del ciclo VX-GAX, usando como condiciones de operación $T_{gen}=180^{\circ}\text{C}$, $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$ y $m_5=0.3433\text{ kg/min}$.

La figura 4.7 muestra el efecto de m_{20} sobre $Q_{disp\ ab\ sol}$, $Q_{req\ gen\ f}$, $Q_{disp\ GAX}$ y $Q_{gen\ VX}$. Esta figura muestra que $Q_{disp\ ab\ sol}$ y $Q_{gen\ VX}$, así como $Q_{req\ gen\ f}$ y $Q_{disp\ GAX}$, coinciden en $m_{20}=0.5680\text{ kg/min}$. Es decir en este punto el generador VX, puede ser activado por la zona del absorbedor enfriada por aire, sin desperdicio de $Q_{disp\ ab\ sol}$, ya que antes del valor de $m_{20}=0.5680\text{ kg/min}$, hay una diferencia entre $Q_{disp\ ab\ sol}$ y $Q_{gen\ VX}$, esto representa el calor disponible en exceso, el cual no es aprovechado y debe eliminar al ambiente. Una explicación similar existe para $Q_{req\ gen\ f}$ y $Q_{disp\ GAX}$. Como en ambos casos no existe un uso eficiente de la energía, antes de que $m_{20}=0.5680\text{ kg/min}$, esto repercute en la eficiencia del ciclo, ya que este calor desperdiciado debe ser alimentado en el generador, desde una fuente externa. Por otro lado, si m_{20} es mayor que 0.5680 kg/min , entonces, en ambos casos los calores requeridos serán mayores que los disponibles y esa energía debe ser suministrada desde una fuente externa. En resumen 0.5680 kg/min es el valor óptimo de m_{20} cuando $T_{gen}=180^{\circ}\text{C}$, $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$ y $m_5=0.3433\text{ kg/min}$.

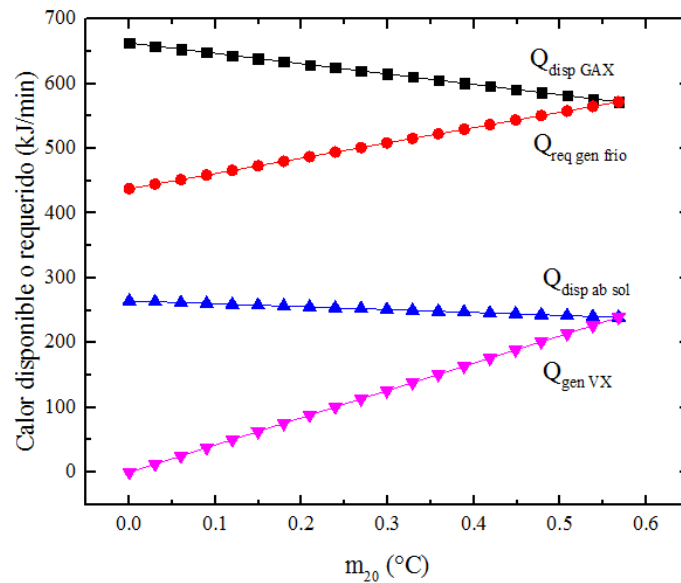


Figura 4.7 Efecto m_{20} sobre los calores disponibles y requeridos más importantes del ciclo a $T_{gen}=180^{\circ}\text{C}$, $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$ y $m_5=0.3433\text{ kg/min}$.

La figura 4.8 indica el comportamiento de Q_{ab} , $Q_{ab\ vx}$ y Q_{gen} en función de m_{20} . Se sabe que un aumento de m_{20} , produce flujos másico internos más elevados en la zona del absorbedor enfriada por aire, esto explica un incremento tanto en Q_{ab} como en el $Q_{ab\ vx}$.

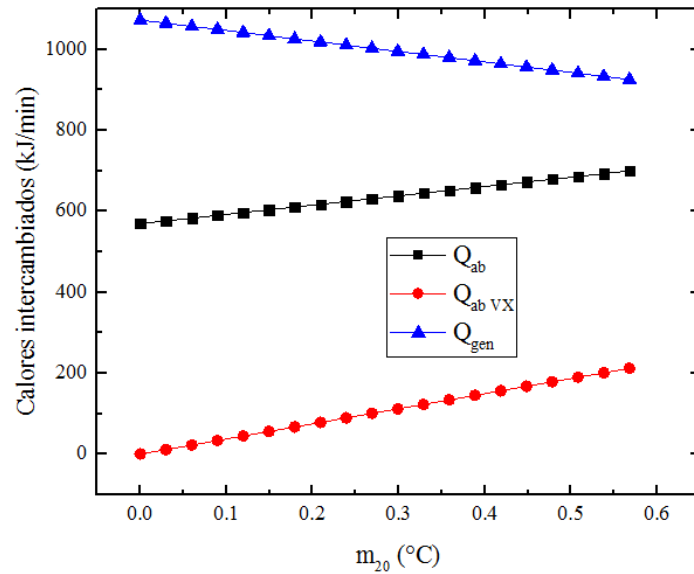


Figura 4.8 Efecto m_{20} sobre los calores intercambiados por el ciclo a $T_{gen}=180^{\circ}\text{C}$, $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$ y $m_5=0.3433$ kg/min.

Por su parte el decremento de Q_{gen} , se debe a una mejor utilización de la energía calorífica alimentada en el generador a medida que m_{20} aumenta, como se explicó en la figura 4.7.

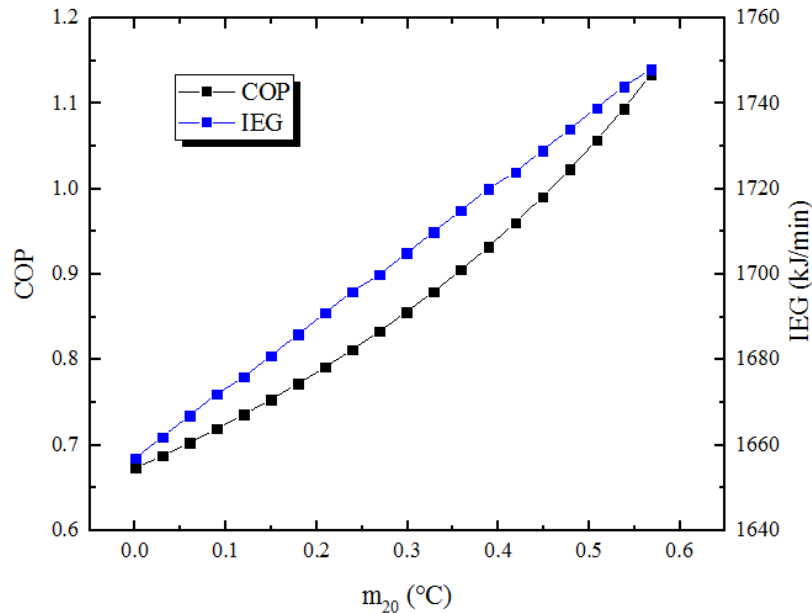


Figura 4.9 Efecto m_{20} sobre el COP y la IEG del ciclo VX-GAX a $T_{gen}=180^{\circ}\text{C}$, $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$ y $m_5=0.3433$ kg/min.

Como se ya mencionó el COP del ciclo se ve favorecido cuando m_{20} aumenta hasta llegar a una valor máximo debido a un uso más eficiente de la energía. En otras palabras

m_{20} varía de tal forma que se aproveche completamente el calor disponible en la sección del absorbedor enfriado por la solución. Esto se ilustra en la figura 4.9, donde además se presenta el efecto positivo que tiene m_{20} sobre la Integración Energética Global (IEG) del ciclo VX-GAX.

4.1.4 Efecto de la temperatura de generación (T_{gen}).

La figura 4.10 indica que un incremento en la T_{gen} provoca una reducción en la IEI en varios componentes del ciclo VX-GAX. Esto es debido a una reducción de los flujos másicos internos en esas etapas del ciclo. La disminución de dichos flujos másicos se explica, teniendo en cuenta que, en este trabajo, el ciclo está simulado para una capacidad de refrigeración constante (5 toneladas), es decir el flujo másico del refrigerante suministrado al absorbedor desde el evaporador es fijo, además al incrementarse T_{gen} también disminuye la concentración de amoníaco en la solución que va desde el generador hasta el absorbedor (corriente 1), es otras palabras, al tener una concentración decreciente, se necesita una velocidad de flujo másico de 1 (m_1) cada vez menor para absorber el flujo constante de refrigerante procedente del evaporador, y así obtener un flujo de concentración deseado a la salida del absorbedor (corriente 14). Como este flujo másico decreciente se alimenta al absorbedor de baja presión, entonces reduce la magnitud de sus flujos internos. Esto trae como consecuencia una disminución de la IEI_{ab} y de la $IEI_{ab\ sol}$, que a su vez reduce los flujos másicos internos de los componentes ubicados en la sección de presión intermedia (absorbedor VX y generador VX), lo que confirma un descenso de la $IEI_{gen\ VX}$ y de la $IEI_{ab\ VX}$.

Por su parte la IEI_{GAX} aumenta con la T_{gen} , porque, aun cuando existe una reducción de los flujos másicos internos en la zona caliente del absorbedor, al mismo tiempo hay un incremento en el traslape de temperaturas entre esta y la zona fría del generador. Lo anterior ocasiona que tanto $Q_{req\ gen\ f}$ como $Q_{disp\ GAX}$ aumenten su valor y con ello también la IEI_{GAX} , ($Q_{disp\ GAX} = IEI_{GAX}$). Es importante mencionar, que la figura 4.10 contempla valores de la T_{gen} que inician en 156.9°C, ya que a la $T_{amb}=35^\circ\text{C}$, valores inferiores de T_{gen} eliminarían la corriente 35, es decir no existiría un flujo de vapor rico en amoníaco, disponible para alimentar la parte caliente del absorbedor. Explicado de otra manera, valores inferiores de T_{gen} causarían un aumento de m_1 , esto provocaría que el flujo constante de refrigerante sea absorbido solamente en las etapas inferiores del

absorbedor. Lo que significa que no existiría una absorción en la zona caliente del absorbedor, esto reduciría drásticamente la $Q_{disp\ GAX}$ y el COP del ciclo.

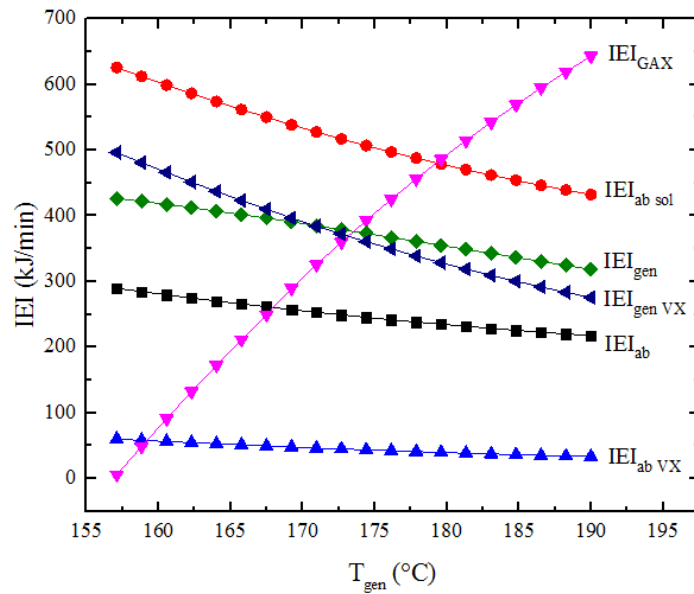


Figura 4.10 Efecto de T_{gen} sobre la IEI a $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$.

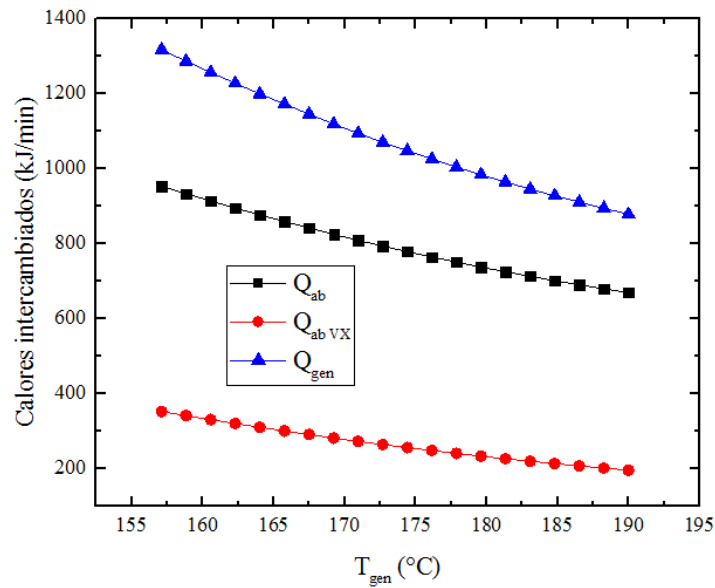


Figura 4.11 Efecto de T_{gen} sobre los calores intercambiados por el ciclo a $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$.

La reducción de los flujos másicos internos en la mayor parte de las etapas del ciclo, debido a un incremento de la T_{gen} , también tienen consecuencias en la magnitud de los calores intercambiados entre el ciclo y sus alrededores, como lo indica la figura 4.11. El descenso en la magnitud de Q_{gen} se explica por la reducción de los flujos másicos

internos, pero además por el aprovechamiento del creciente traslape de temperaturas entre la zona caliente del absorbedor y la zona fría del generador.

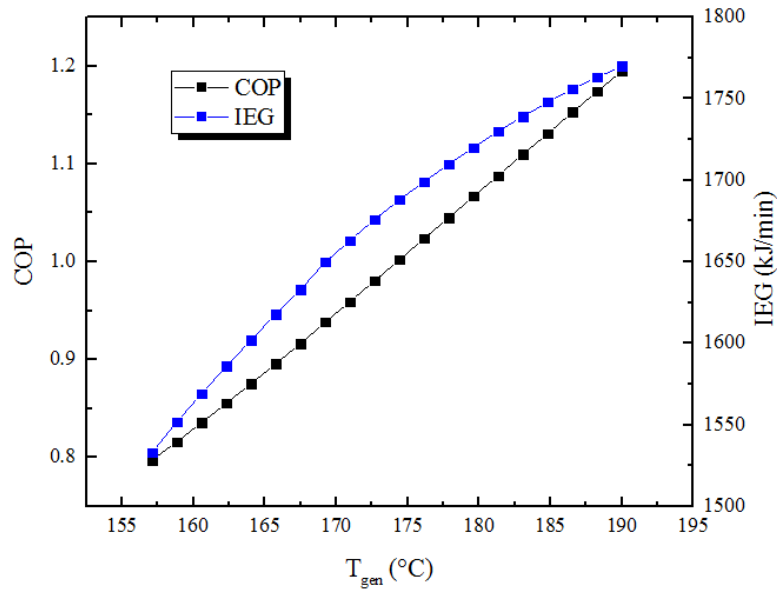


Figura 4.12 Efecto de T_{gen} sobre el COP y la IEG a $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$.

Como ya se explicó, el incremento de T_{gen} produce una reducción de Q_{gen} , y como la capacidad de enfriamiento del ciclo es fija, entonces un incremento de T_{gen} también produce un aumento en el COP del ciclo, de esta manera lo pone en evidencia la figura 4.12. En esta misma figura también aparece la IEG que exhibe un comportamiento creciente, gracias al incremento de la IEI_{GAX} .

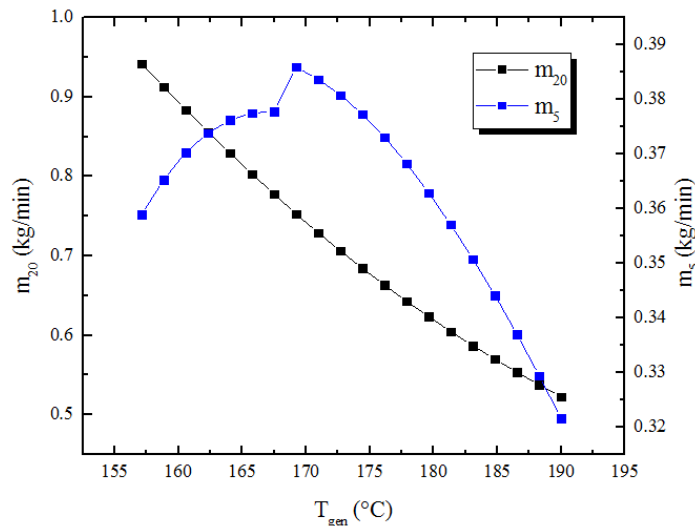


Figura 4.13 Efecto de T_{gen} sobre m_5 y m_{20} a $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$.

No podemos concluir esta sección sin analizar el comportamiento de m_5 y m_{20} en función de T_{gen} (figura 4.13). Para el caso de m_{20} , sufre una reducción como la mayoría de los flujos másicos internos, por las causas ya explicadas. Mientras que m_5 , primeramente experimenta un incremento, alcanza un valor máximo y luego su magnitud disminuye.

4.1.5 COP óptimos para diferentes valores de T_{amb} .

Una vez que se simuló el ciclo VX-GAX y se investigó el efecto de variables importantes como m_5 , m_{20} y T_{gen} , sobre su comportamiento operativo y sobre el COP del mismo, esto a $T_{amb}=35^\circ\text{C}$. Es el momento de presentar los COP óptimos en función de m_5 , m_{20} y T_{gen} , para diferentes valores de T_{amb} entre 25°C y 40°C .

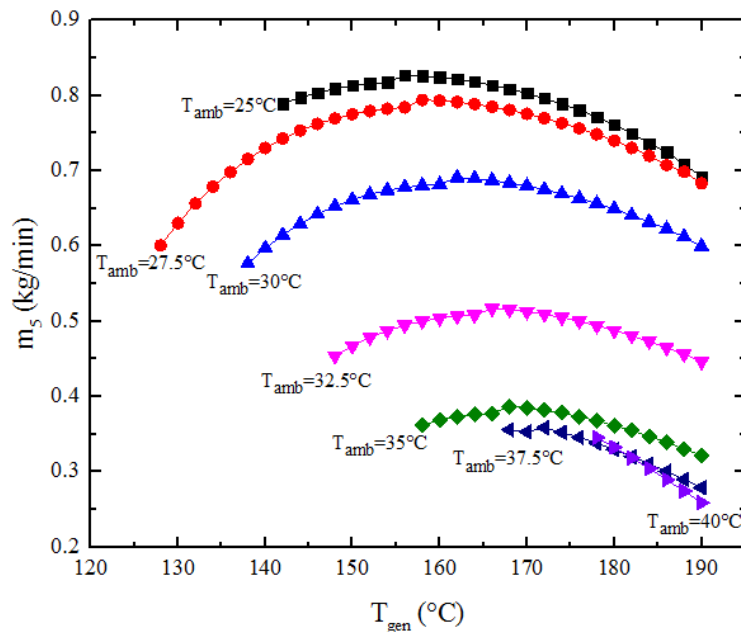


Figura 4.14 Valores óptimos de m_5 en función de T_{gen} y T_{amb} .

La figura 4.14 indica los valores que debe tomar m_5 , para que el ciclo VX-GAX logre la eficiencia (COP) máxima en función de T_{gen} para diferentes T_{amb} . En dicha figura podemos observar, que para un valor fijo de T_{gen} , existe un incremento en m_5 a medida que T_{amb} se reduce. Esto se presenta, porque a una T_{amb} baja se obtiene una solución más concentrada de amoníaco a la salida del absorbedor (corriente 14), lo que significa, que es necesario un menor flujo de absorbente, para disolver al amoníaco. Esto es, a T_{amb} pequeñas existe una mayor cantidad de absorbente disponible para hacer la extracción lateral desde el absorbedor (m_5).

Por su parte la figura 4.15 muestra el efecto contrario que tiene T_{amb} sobre m_{20} , esto se entiende, teniendo en cuenta la explicación que se dió en las figuras 4.6 y 4.14.

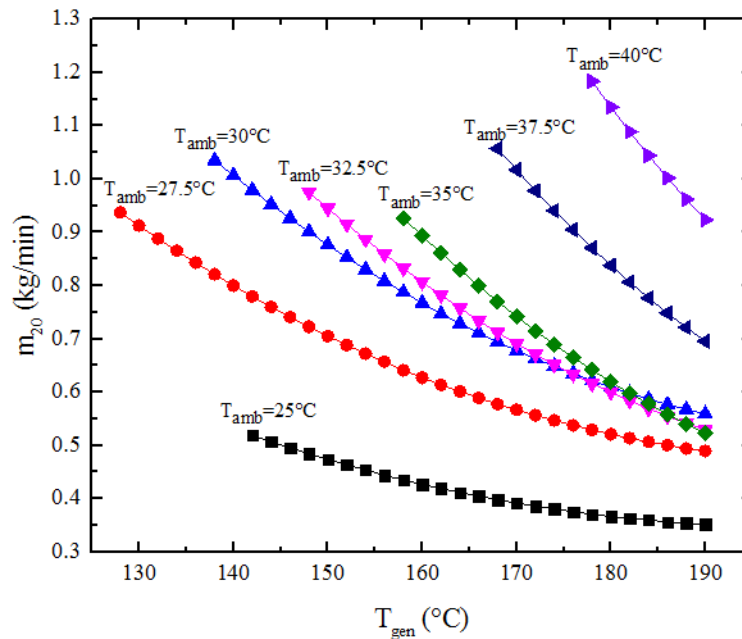


Figura 4.15 Valores óptimos de m_{20} en función de T_{gen} y T_{amb} .

En la figura 4.16 se indica el comportamiento descendente del Q_{gen} a medida que T_{gen} aumenta, debido a que también existe una reducción de los flujos másicos internos en esta sección. En esta figura, además se presenta el efecto ascendente que tiene T_{amb} sobre Q_{gen} , esto por el aumento de los flujos másicos internos. Los valores mínimos de Q_{gen} se obtienen siempre a $T_{gen}=190^{\circ}\text{C}$. El Q_{gen} mínimo puede sufrir un decremento hasta de 41.36 %, si T_{amb} disminuye desde 40°C hasta 25°C , donde se encuentra el valor mínimo global de 625.81 kJ/min.

Los COP óptimos del ciclo VX-GAX en función de T_{gen} y T_{amb} se muestran en la figura 4.17. Los resultados mostrados en esta figura, son congruentes cualitativamente hablando, porque se cumple que el COP se incrementa al aumentar la T_{gen} , además a menor T_{amb} se obtiene un mayor COP, como ocurre en otros ciclos de absorción.

Los COP más altos del ciclo VX-GAX para cada T_{amb} se reportan en la tabla 4.5. De acuerdo con la figura 4.17 los mejores COP se alcanzan a $T_{gen}=190^{\circ}\text{C}$.

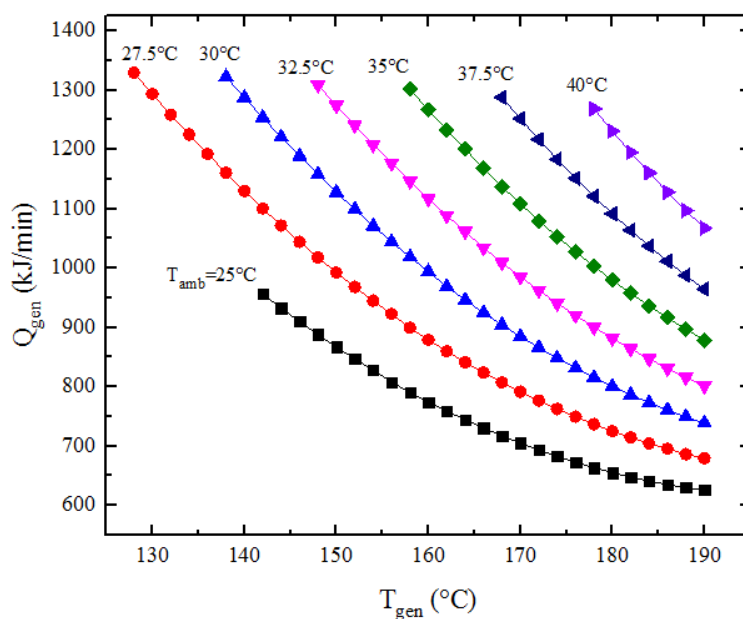


Figura 4.16 . Efecto de T_{gen} y T_{amb} sobre la Q_{gen} .

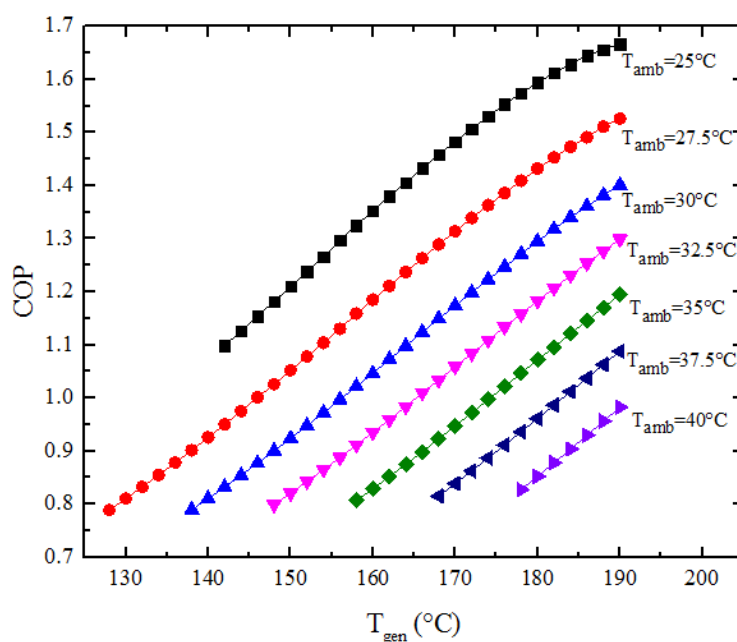


Figura 4.17 Valores óptimos de COP en función de T_{gen} y T_{amb} .

Tabla 4.5 COP máximos del ciclo VX-GAX en función de T_{amb}

$T_{amb} (^{\circ}C)$	25	27.5	30	32.5	35	37.5	40
COP	1.667	1.526	1.401	1.299	1.195	1.088	0.9828

4.2 Resultados del análisis por segunda ley de la termodinámica.

Esta sección inicia exponiendo la exergía destruida (Ed) en cada componente del ciclo VX-GAX para $T_{gen}=180^{\circ}\text{C}$ y $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$. Posteriormente se calcula la exergía destruida y la eficiencia por segunda ley (η_{II}) en otras condiciones de operación.

La figura 4.18 indica la cantidad de exergía destruida (en kJ/min) en cada componente del ciclo VX-GAX. De los 219.90 kJ/min de exergía que se destruye en todo el ciclo, la mayor parte ocurre en la sección caliente del generador (126.06 kJ/min). Esto se debe principalmente a las amplias diferencias de temperatura empleadas para transferir calor en esta etapa, sumado a esto, está el mezclado y separación de corrientes con propiedades termodinámicas muy diferentes. El segundo sitio de mayor destrucción de exergía es el absorbedor de baja presión, con sus 3 secciones. Mientras que las unidades con menor pérdida de exergía son las válvulas de expansión y las bombas. Estos resultados son cualitativamente similares a los mostrados en otros estudios termodinámicos sobre los ciclo GAX (M. Yari *et al*, 2011).

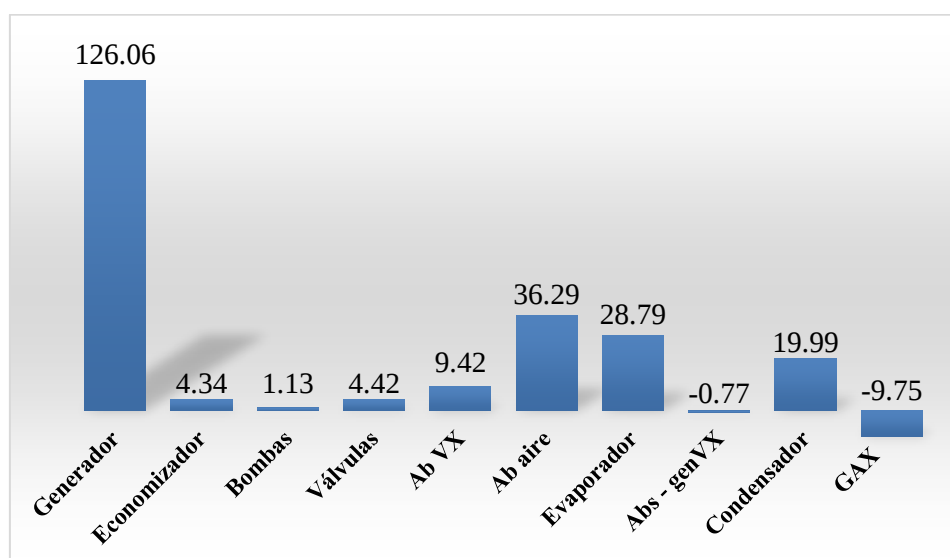


Figura 4.18 Exergía destruida (kJ/min) en cada componente del ciclo VX-GAX a $T_{gen}=185^{\circ}\text{C}$ y $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$.

Un hecho importante indicado en la figura 4.18 es la presencia de dos exergías destruidas con signo negativo. Estas se ubican, una en el acoplamiento térmico formado por la sección del absorbedor enfriada por la solución y el generador VX (Abs-genVX), mientras que la segunda en el acoplamiento entre la sección GAX y la parte fría del

generador (GAX). Lo anterior se puede interpretar como una violación de la segunda ley de la termodinámica, ya que la exergía no se puede generar, en otras palabras durante los procesos la energía siempre pierde calidad, es decir, siempre se destruye una parte de la exergía (Cengel y Boles, 2015). Debido al alto número de intercambios de calor presentes en estas zonas, es posible que se trate de alguna transferencia de calor desde una temperatura baja hasta una temperatura mayor. Lo anterior constituye dos señales claras de una necesidad de rediseño del ciclo VX-GAX en esos sitios.

En las condiciones mostradas en la figura 4.18, la eficiencia por segunda ley del ciclo VX-GAX sería de 27.49%. Esto es, por cada kJ de exergía que entraría en el generador desde una fuente externa, ingresarían al ciclo 0.2749 kJ de exergía por el evaporador y las bombas.

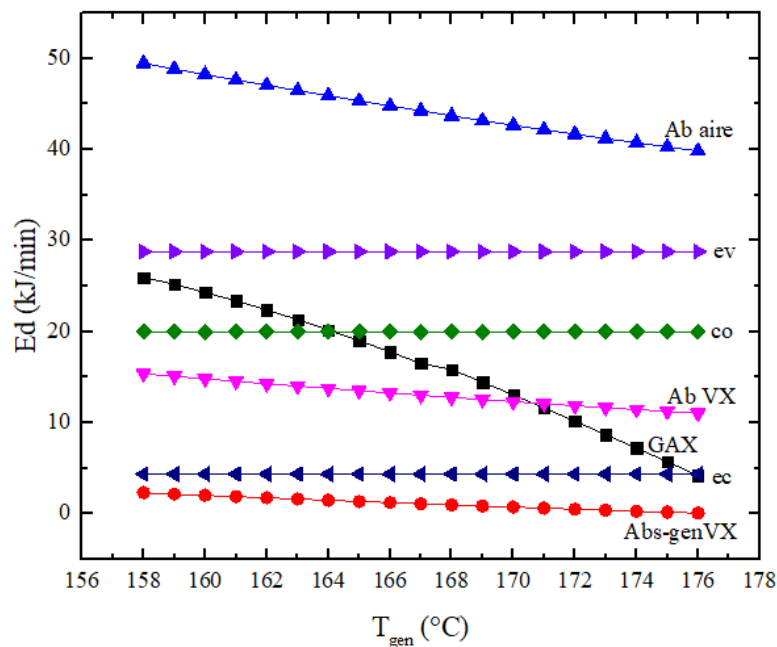


Figura 4.19 Efecto de la T_{gen} sobre la Ed en los principales componentes del ciclo VX-GAX a $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$.

4.2.1 Efecto de T_{gen} sobre la exergía destruida.

Para $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$, se realizó una exploración paramétrica, variando la T_{gen} , con la idea de encontrar un rango donde no se presentan exergías destruidas negativas, es decir, las condiciones donde el ciclo VX-GAX presentado en este trabajo es termodinámicamente factible. De esta manera se encontró que para dicha T_{amb} , el rango de T_{gen} va desde 158°C hasta 176°C aproximadamente. Es importante notar, que en el análisis por

primera ley, la T_{gen} alcanzaba el valor de 190°C , este hecho resalta la importancia del análisis de exergía en este ciclo, durante la etapa de la síntesis del proceso.

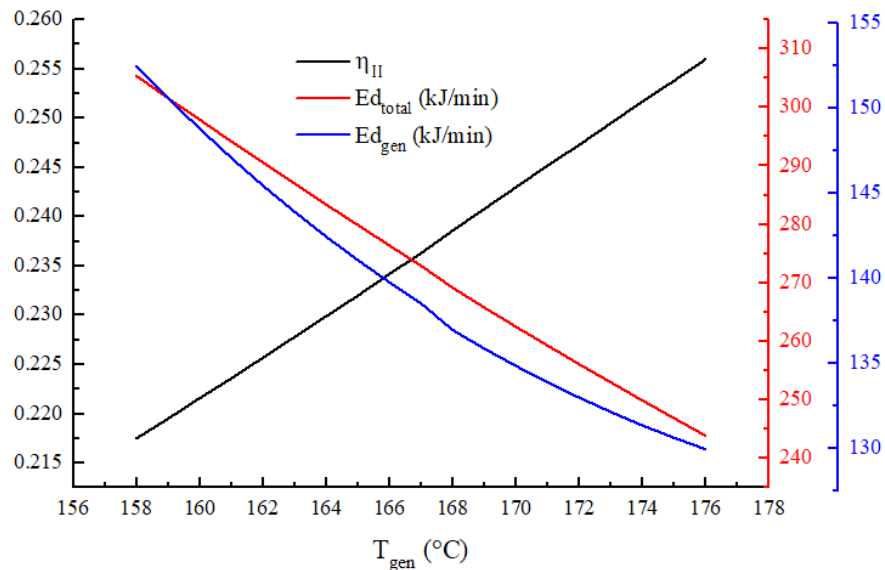


Figura 4.20 Efecto de la T_{gen} sobre la Ed_{total} , Ed_{gen} y la η_{II} en el ciclo VX-GAX a $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$.

La figura 4.19 muestra el comportamiento de la Ed de los principales componentes del ciclo VX-GAX. Las exergías destruidas en el economizador (ec), condensador (co) y evaporador (ev), son constantes, por que el ciclo tiene una capacidad de enfriamiento fija y además T_{amb} es constante. El resto de las exergías destruidas tienen un comportamiento decreciente a medida que T_{gen} aumenta, debido principalmente, a que en estos componentes, se presenta una disminución de los flujos másicos internos. La pendiente más pronunciada corresponde a la sección GAX, por que al mismo tiempo, m_5 aumenta, ocasionando una disminución del ΔT entre el extremo caliente de la sección GAX del absorbedor y la parte fría de generador. En otras palabras, la corriente 5 toma calor del extremo caliente de la sección GAX, esto reduce el calor disponible en esta zona, así el calor que necesita la sección fría del generador, sólo una parte es suministrado desde el extremo caliente del absorbedor, respetando el ΔT de diseño (6°C) y el resto desde una región a un ΔT menor que 6°C . Esto se traduce en una reducción de la exergía destruida, por que en los procesos de transferencia de calor se reduce la exergía destruida cuando el ΔT disminuye, teniendo el cero como límite cuando el ΔT tiende a cero.

La exergía destruida en el generador (Ed_{gen}) se presenta en la figura 4.20, donde además se grafica la exergía destruida total (Ed_{total}) en el ciclo VX-GAX y la eficiencia de

segunda ley (η_{II}). Esta figura es congruente con la figura 4.19, ya que exhibe una disminución tanto de Ed_{gen} como de la Ed_{total} cuando aumenta la T_{gen} , y al mismo tiempo se presenta un ascenso de la η_{II} , todo lo anterior, es debido principalmente a una disminución de los flujos másicos internos en gran parte del ciclo VX-GAX.

Con la idea de mostrar las exergías de las corrientes internas y externas (servicios de calentamiento y enfriamiento) y las exergías destruidas por cada etapa del ciclo VX-GAX, para $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$ se selecciona la $T_{gen}=170^{\circ}\text{C}$. En la tabla 4.6 se presentan las exergías de las corrientes internas, mientras que las exergías de las corrientes externas aparecen en la tabla 4.7. En estas condiciones de operación, también se calcularon y graficaron las exergías destruidas por cada componente del ciclo (figura 4.21) y el porcentaje de la exergía total que se destruye en cada uno de ellos (figura 4.22). En estas figuras no se presentan exergías destruidas negativas en ningún componente, lo que pone en evidencia que el ciclo VX-GAX con la configuración presentada en este trabajo es termodinámicamente factible en las condiciones de operación seleccionadas. La mayor destrucción de exergía ocurre en el generador, por las razones ya explicadas.

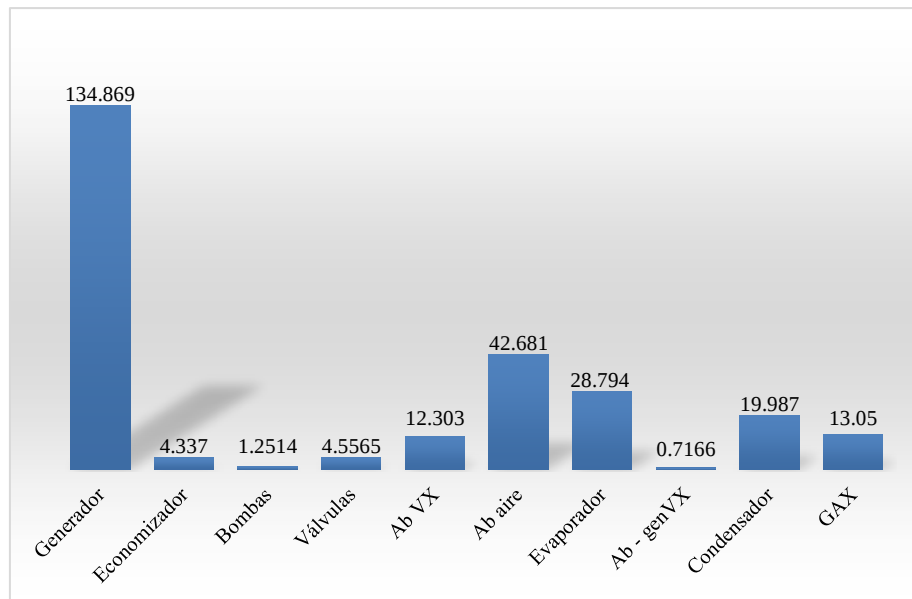
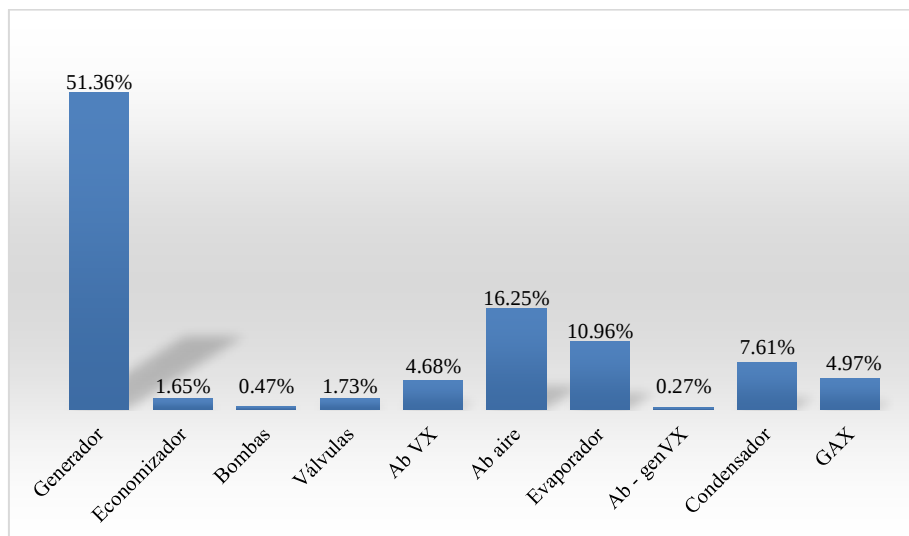
Un hecho que llama la atención en las figuras 4.21 y 4.22, es la pequeña destrucción de exergía que tiene lugar en el acoplamiento *Abs-genVX*, que se explica por la reducción de el promedio de las diferencias de temperaturas entre el generador VX y la sección del absorbedor enfriado por la solución. Parte de esta reducción de debe al mezclado a contraflujo de la corriente 22 (líquido subenfriado) y un flujo de vapor saturado ascendente, que a la salida del generador VX conformará la corriente 25. Estos flujos, se encuentran en equilibrio térmico (temperaturas iguales), en equilibrio mecánico (igualdad de presiones), pero no están en equilibrio de fases, es decir, entre ellas no se logra un equilibrio termodinámico completo. Después de que la corriente 22 ingresa en el generador VX, tiende al equilibrio termodinámico, para esto, una parte del vapor ascendente, se debe condensar, el calor liberado en este proceso, provoca el calentamiento del líquido subenfriado, llevándolo hasta la condición de saturación. Pero dicho calor de condensación, no sólo incrementa la temperatura del líquido, sino del sistema líquido-vapor, conduciendo a ambas fases al equilibrio termodinámico completo.

Tabla 4.6 Exergía de las corrientes internas del ciclo VX-GAX a $T_{gen}=170^{\circ}\text{C}$ y $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$.

Corriente	$m(\text{kg/min})$	$h(\text{kJ/kg})$	$h_0(\text{kJ/kg})$	$s(\text{kJ/kg K})$	$s_0(\text{kJ/kg K})$	$Ex(\text{kJ/min})$
1	1.5045	645.86	59.87	2.103	0.5357	154.9
2	2.2112	251.35	233.6	1.327	1.415	99.05
3	0.7066	1528.61	1398.8	4.809	5.741	294.8
4	1.5045	387.87	59.87	1.480	0.5357	55.72
5	0.3850	330.51	26.34	1.394	0.5111	12.41
6	1.3219	185.79	365.3	1.161	1.904	65.36
7	0.7079	92.66	672.7	0.8647	3.045	65.08
8	0.9103	1381.83	1379.4	4.406	5.708	367.6
9	0.9103	202.35	1379.4	0.7092	5.708	330.8
10	0.9103	64.28	1379.4	0.2519	5.708	333.4
11	0.9103	64.28	1379.4	0.2634	5.708	330.2
12	0.9103	1223.32	1379.4	4.467	5.708	206.2
13	0.9103	1361.40	1379.4	4.94	5.708	199.2
14	2.7717	-45.74	365.3	0.4866	1.904	71.30
15	2.7717	-45.08	365.3	0.4871	1.904	72.67
16	0.3551	1484.18	1403.4	5.299	5.758	78.94
17	2.2164	105.50	71.92	0.8932	0.8146	20.74
18	1.4746	105.50	71.92	0.8932	0.8146	13.80
19	2.7717	47.02	365.3	0.7693	1.904	86.95
20	0.7419	105.50	71.92	0.8932	0.8146	6.943
21	0.7419	105.50	71.92	0.8921	0.8146	7.207
22	0.9387	47.02	365.3	0.7693	1.904	29.45
23	0.5111	47.02	365.3	0.7693	1.904	16.03
24	1.3219	47.02	365.3	0.7693	1.904	41.47
25	0.1968	1414.57	1386.8	4.805	5.731	61.61
26	0.7079	-31.07	672.7	0.4921	3.045	58.76
27	0.7079	-29.63	672.7	0.4933	3.045	59.54
28	0.7079	37.15	672.7	0.6997	3.045	61.78
29	0.3850	302.7	26.34	1.320	0.5111	10.47
30	1.5045	387.87	59.87	1.482	0.5357	54.64
31	1.3219	48.39	365.3	0.7703	1.904	42.87
32	0.7419	211.3	71.92	1.191	0.8146	17.50
33	1.6276	300.8	26.34	1.318	0.5111	41.84
34	1.2425	300.8	26.34	1.318	0.5111	31.94
35	0.1230	1721.19	1095.9	5.823	4.617	31.20
36	0.3850	300.8	26.34	1.318	0.5111	9.898

Tabla 4.7 Exergía de las corrientes externas del ciclo VX-GAX a $T_{gen}=170^{\circ}\text{C}$ y $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$.

Corriente	$m(\text{kg/min})$	$h(\text{kJ/kg})$	$h_0(\text{kJ/kg})$	$s(\text{kJ/kg K})$	$s_0(\text{kJ/kg K})$	$Ex(\text{kJ/min})$
37	50.376	50.457	146.67	0.1804	0.5049	190.6
38	50.376	29.513	146.67	0.1063	0.5049	285.9
39	106.61	308.45	308.45	6.897	6.897	0.0
40	106.61	318.52	308.45	6.929	6.897	16.80
41	27.517	308.45	308.45	6.897	6.897	0.0
42	27.517	318.52	308.45	6.929	6.897	4.335
43	81.187	308.45	308.45	6.897	6.897	0.0
44	81.187	318.52	308.45	6.929	6.897	12.79
45	0.5711	2792.52	146.67	6.431	0.5049	468.1
46	0.5711	852.38	146.67	2.331	0.5049	81.70

**Figura 4.21** Exergía destruida en cada componente del ciclo VX-GAX a $T_{gen}=170^{\circ}\text{C}$ y $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$.**Figura 4.22** Porcentaje de exergía destruida en cada componente del ciclo VX-GAX a $T_{gen}=170^{\circ}\text{C}$ y $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$.

4.2.2 Efecto de T_{amb} sobre la exergía destruida.

Con la finalidad de tener un análisis de exergía más completo del ciclo VX-GAX, se realizaron exploraciones para otras T_{amb} y los resultados se muestran en la figura 4.23, donde se aprecian descensos de la Ed_{total} cuando aumenta T_{gen} y también una reducción significativa de los rangos de T_{gen} para cada T_{amb} , respecto del análisis hecho por la primera ley de la termodinámica. Estas reducciones concuerdan con el comportamiento encontrado a $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$ presentado en la sección anterior y se deben a las causas ya explicadas.

Para una T_{gen} fija, la Ed_{total} experimenta un aumento cuando la T_{amb} se incrementa. Lo anterior se debe a que los flujos másicos internos de la mayoría de las etapas del ciclo sufren un incremento con la T_{amb} , esto provoca una mayor transferencia de calor donde existe una IEI y por ende una mayor destrucción de exergía en el ciclo.

Las Ed_{total} para T_{amb} de 37.5°C y 40°C , no aparecen en las figura 4.23, por que en estas condiciones se presentan violaciones a la segunda ley de la termodinámica, específicamente en los acoplamientos térmicos GAX y Ab-genVX.

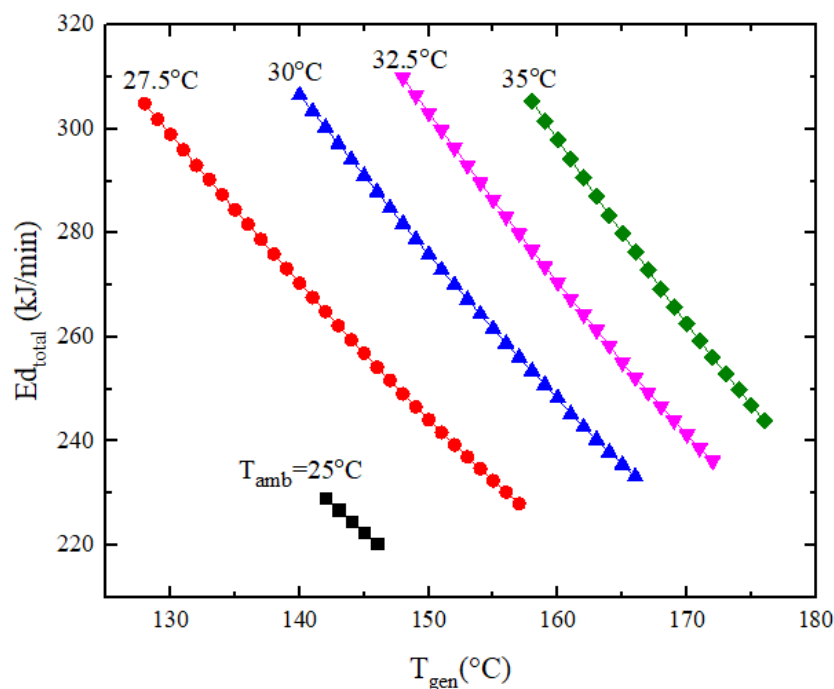


Figura 4.23 Efecto de T_{gen} y T_{amb} sobre la Ed_{total} .

La figura 4.24, la cual es complementaria a la 4.23, ilustra el comportamiento creciente de la η_{II} en función de la T_{amb} . Es decir el ciclo VX-GAX es más eficiente exergéticamente a mayores T_{amb} , que se explica al tener en cuenta el decremento que sufre la Ed_{total} al aumentar la T_{amb} . Este comportamiento es cualitativamente similar al mostrado en los análisis de exergía sobre los ciclos GAX presentados por otros autores (M. Yari *et al*, 2011).

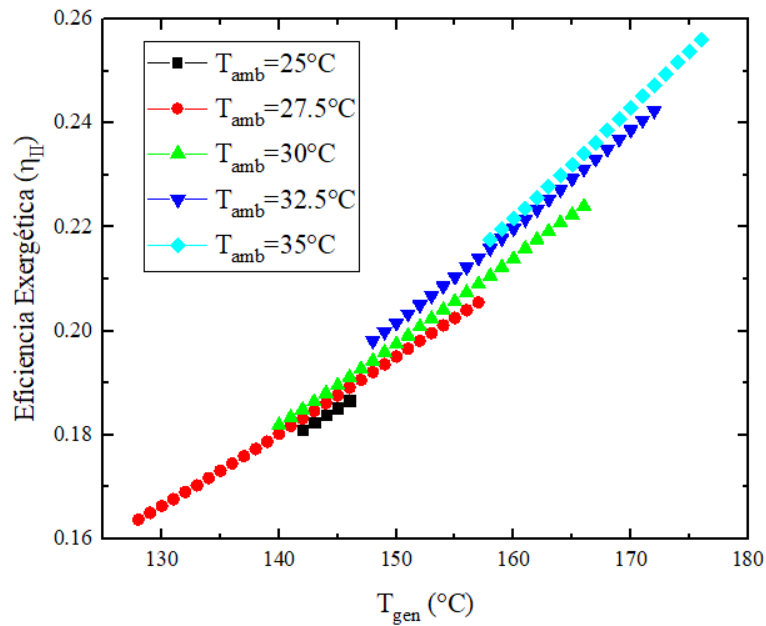


Figura 4.24 Efecto de T_{gen} y T_{amb} sobre la η_{II} .

En la tabla 4.8 se presentan los valores máximos de η_{II} y del COP, con su respectivo T_{gen} para los diferentes T_{amb} . Los nuevos COP máximos, son los encontrados después de tomar en cuenta las restricciones impuestas por la segunda ley de la termodinámica, al ciclo VX-GAX presentado en este trabajo.

Tabla 4.8 COP y η_{II} máximos del ciclo VX-GAX en función de T_{amb}

T_{amb} (°C)	25	27.5	30	32.5	35
COP	1.159	1.156	1.132	1.089	1.029
η_{II}	0.187	0.207	0.225	0.243	0.257
T_{gen} (°C)	146.2	157.7	166.6	172.4	176.5

Al comparar los COP máximos presentados en la tabla 4.5, con los de la tabla 4.8, se tiene una reducción, que va desde 13.89% hasta 30.47% para la T_{amb} de 35°C y 25°C respectivamente. Estas diferencias, se presentan por la reducción de los rangos de la T_{gen}

para cada T_{amb} . Para incrementar el rango de operación del ciclo VX-GAX y con ello aumentar su eficiencia tanto energética como exergética, es necesario rediseñarlo, tomando como guía los aspectos que limitan su funcionamiento, proporcionados por el análisis de exergía.

4.3 Rediseño del ciclo VX-GAX.

Después del análisis exérgico del ciclo VX-GAX tratado en este trabajo, hemos encontrado una reducción significativa en los rangos de T_{amb} y de T_{gen} , respecto del análisis hecho por la primera ley de la termodinámica. Lo anterior, como ya se explicó, se presentó porque se obtuvieron destrucciones de exergía con valor negativo (“generación de exergía”) en los acoplamientos térmicos GAX y $Ab-genVX$, debido a una transferencia de calor desde unas temperaturas hasta otras de mayor valor. De acuerdo a esto, para incrementar los rangos de las condiciones de operación del ciclo VX-GAX, se tienen que aumentar los gradientes de temperatura en dichos acoplamientos térmicos. En otras palabras, se deben aumentar los valores de las aproximaciones de temperatura en dichos intercambios de calor, sin modificar la estructura del ciclo.

En los ciclos de refrigeración por absorción, se sabe que, para una T_{gen} fija, si se incrementan las aproximaciones de temperatura entre corrientes, el COP sufrirá un descenso, de acuerdo a los resultados presentados por investigadores como Herold *et al.* (1996) y M. Dixit (2015). Esto se explica como una consecuencia de la reducción en la IEI del ciclo.

En el reajuste del ciclo VX-GAX existen dos variables independientes a tomar en cuenta. Por un lado, la diferencia de temperaturas entre las corrientes 35 y 32 (a esta diferencia le llamaremos ΔT_1), la cual, es en buena parte responsable de la velocidad de transferencia de calor y de la tasa de destrucción de exergía en el acoplamiento térmico $Ab-genVX$. Por otro lado, está la diferencia de temperaturas entre las corrientes 30 y 2 (a esta diferencia le llamaremos ΔT_2) de cuyo valor depende la transferencia de calor y la destrucción de exergía en el acoplamiento térmico GAX . Al aumentar los valores de ΔT_1 y ΔT_2 , se incrementa la temperatura promedio a la que se transfiere el calor y al mismo tiempo se aumenta la tasa de destrucción de exergía.

Iniciaremos el proceso de reajuste del ciclo VX-GAX para una $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$, incrementando el valor de la ΔT_1 desde 6°C (valor actual), hasta que ya no exista generación de exergía en el acoplamiento térmico *Ab-genVX*. Después de un análisis paramétrico se encontró que si el $\Delta T_1=12^{\circ}\text{C}$, la destrucción de exergía en *Ab-genVX* siempre es positiva desde $T_{gen}=158^{\circ}\text{C}$ hasta 190°C , que es el rango usado en el análisis por la primera ley de la termodinámica. La figura 4.25 muestra el efecto de incrementar ΔT_1 , desde 6°C hasta 12°C , sobre la T_{gen} y sobre el COP de ciclo, donde es evidente que para una T_{gen} fija, el aumento en ΔT_1 , no reduce significativamente el COP del ciclo, ya que sólo se tiene un decremento promedio de 0.29%, esto en el rango de T_{gen} desde 158°C hasta 176.5°C . Por otro lado, se tiene un aumento en T_{gen} , hasta la temperatura de 181.1°C , y al mismo tiempo un incremento en el COP hasta 1.083, esto es un aumento del 5.24%. La η_{II} también experimenta un ascenso, pero del 3.57%.

En la figura 4.25, se demuestra que para $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$ es conveniente operar el ciclo VX-GAX con un ΔT_1 de 12°C , en lugar de 6°C . Aún así, el ciclo no puede funcionar por encima de una $T_{gen}=181.1^{\circ}\text{C}$, ya que se presentan violaciones a la segunda ley ahora en el acoplamiento térmico GAX. Para aumentar el rango de la T_{gen} , y al mismo tiempo intentar incrementar el COP del ciclo, es necesario manipular la ΔT_2 .

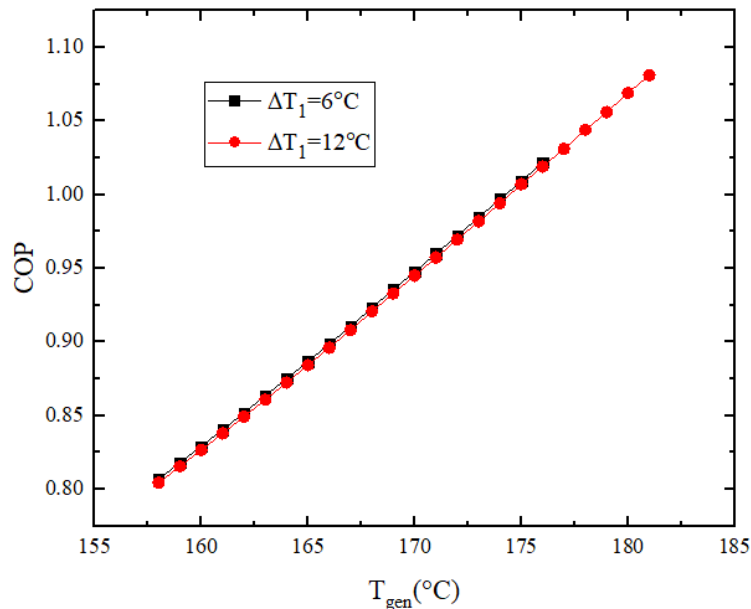


Figura 4.25 Efecto de ΔT_1 sobre T_{gen} y COP para $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$.

Una vez fijo el valor de ΔT_1 en 12°C , se incrementa gradualmente el ΔT_2 desde 6°C hasta 15°C . El efecto de este cambio, sobre T_{gen} , η_{II} y COP máximos, para $T_{amb}=35^\circ\text{C}$ se muestra en la figura 4.26. En estas gráficas se aprecia que un aumento en el ΔT_2 no contribuye a un incremento ni en el COP ni en la η_{II} , aunque si permite operar el ciclo hasta una $T_{gen}=184.2^\circ\text{C}$, donde aún cuando el COP es de 1.063, está por encima del 1.016 reportado para el ciclo Branched-GAX en las mismas condiciones de operación (Cervantes *et al.*, 2016). La figura 4.26 también nos indica que el incremento de ΔT_2 tiene un efecto poco mayor sobre la reducción del COP que el producido por ΔT_1 , ya que un incremento de ΔT_2 desde 6°C hasta 12°C produce una reducción del COP en un 1.1%.

Hasta el momento, teniendo en cuenta la información proporcionada por las figuras 4.25 y 4.26, se puede decir que para una $T_{amb}=35^\circ\text{C}$, el ciclo VX-GAX tiene su mayor eficiencia a $T_{gen}=181.1^\circ\text{C}$, cuando $\Delta T_1=12^\circ\text{C}$ y $\Delta T_2=6^\circ\text{C}$.

Como ya se analizó en la figura 4.25, un incremento de ΔT_1 tiene un efecto poco significativo sobre el descenso del COP y nos permite operar el ciclo a T_{gen} mayores, para buscar una mayor eficiencia. Apoyándonos en este hecho, podemos incrementar ΔT_1 desde 12°C hasta 18°C , siendo éste valor nuestro límite superior, ya que un mayor aumento de ΔT_1 ocasionaría, una reducción del rango de temperaturas de los absorbedores enfriados por aire, tanto en baja como en presión intermedia, lo que resultaría en un posible traslape de las temperaturas e inclusive transferencias de calor desde temperaturas bajas hacia temperaturas altas.

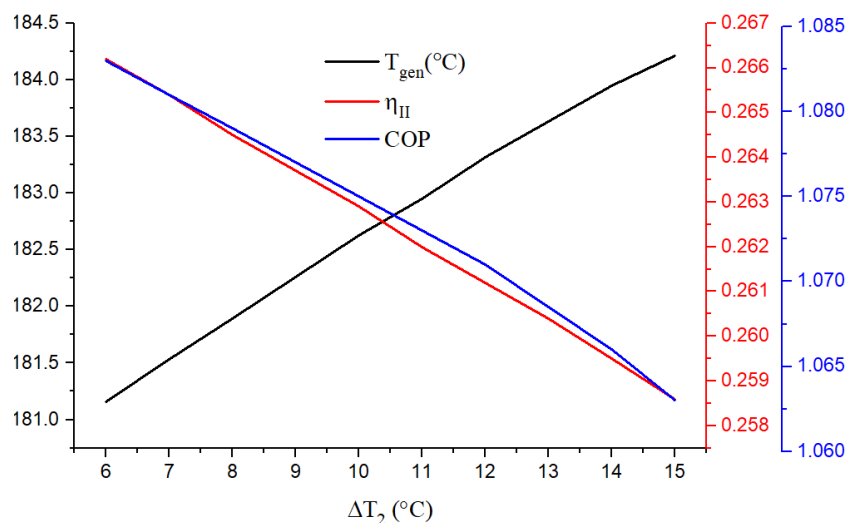


Figura 4.26 Efecto de ΔT_2 sobre T_{gen} , η_{II} y COP máximos, para $T_{amb}=35^\circ\text{C}$.

En la figura 4.27 se presenta el efecto de incrementar ΔT_1 hasta 18°C , sobre los valores máximos de T_{gen} , COP y η_{II} . Es evidente que existe un incremento tanto en T_{gen} como en la eficiencia del ciclo, respecto de lo presentado en las figuras 4.25 y 4.26. En este caso, aún cuando se tiene una mejora, no es posible operar el ciclo por encima de $T_{gen}=^\circ\text{C}$, por que se sigue teniendo “generación de exergía” en el acoplamiento térmico GAX. Esta limitante se podría reducir o eliminar aumentando ΔT_1 con la subsecuente reducción de eficiencia, de acuerdo con la figura 4.26.

Análisis similares deben hacerse para otras T_{amb} , con la finalidad de ampliar los rangos de T_{gen} y encontrar mayores valores de COP y η_{II} , que los reportados en la tabla 4.8.

Para las T_{amb} de 37.5°C y 40°C , en los rangos de T_{gen} considerados en el análisis por primera ley, no existe el problema de “generación de exergía” en el acoplamiento térmico GAX, por los grandes flujos másicos presentes en la zona caliente del absorbedor de baja presión, pero si existe en el acoplamiento térmico Ab-genVX. Esta limitación se reduce aumentando el ΔT_1 hasta 18°C . Las figuras 4.28 y 4.29 muestran este efecto sobre T_{gen} , COP y η_{II} , para T_{amb} de 37.5°C y 40°C respectivamente. Después de este reajuste, ya es posible tener un ciclo termodinámicamente factible a las T_{amb} mencionadas.

Para las T_{amb} de 25°C , 27.5°C , 30°C y 32.5°C , el efecto de aumentar ΔT_1 no contribuye con mejoras importantes.

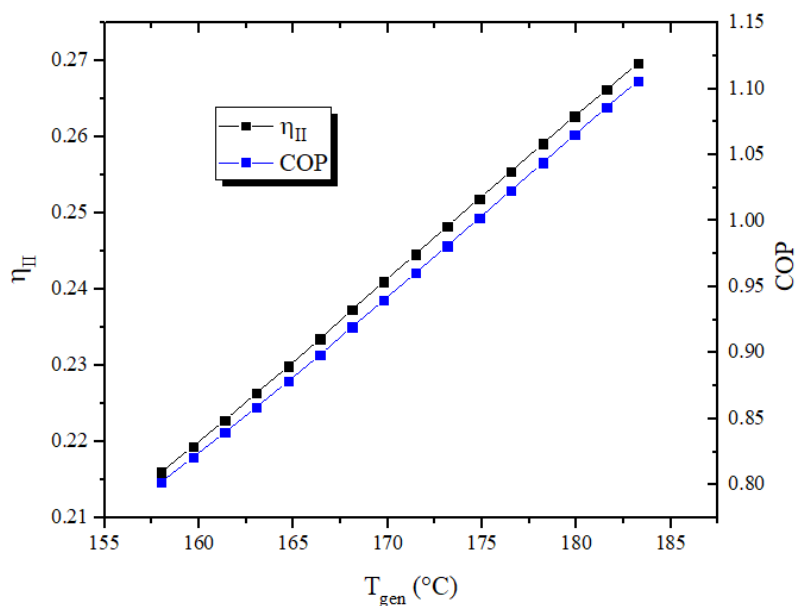


Figura 4.27 Efecto de T_{gen} , sobre η_{II} y COP para $\Delta T_1=18^\circ\text{C}$ y $T_{amb}=35^\circ\text{C}$.

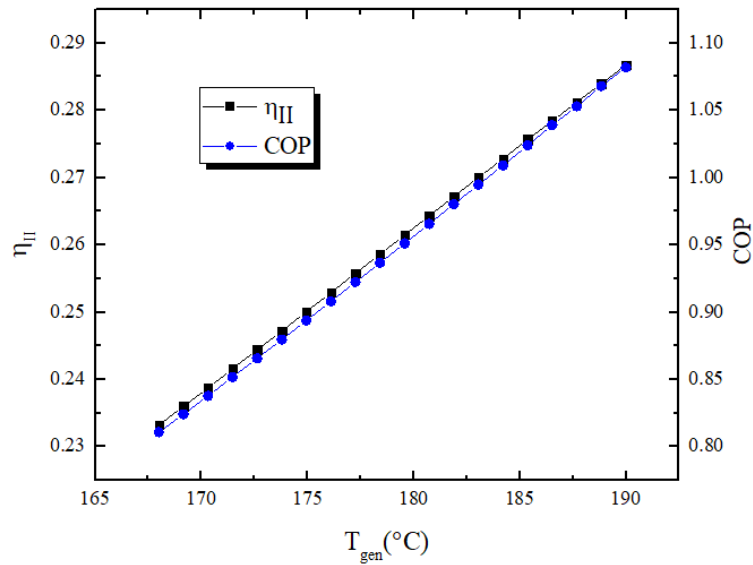


Figura 4.28 Efecto de T_{gen} , sobre η_{II} y COP para $\Delta T_1=18^\circ C$ y $T_{amb}=37.5^\circ C$.

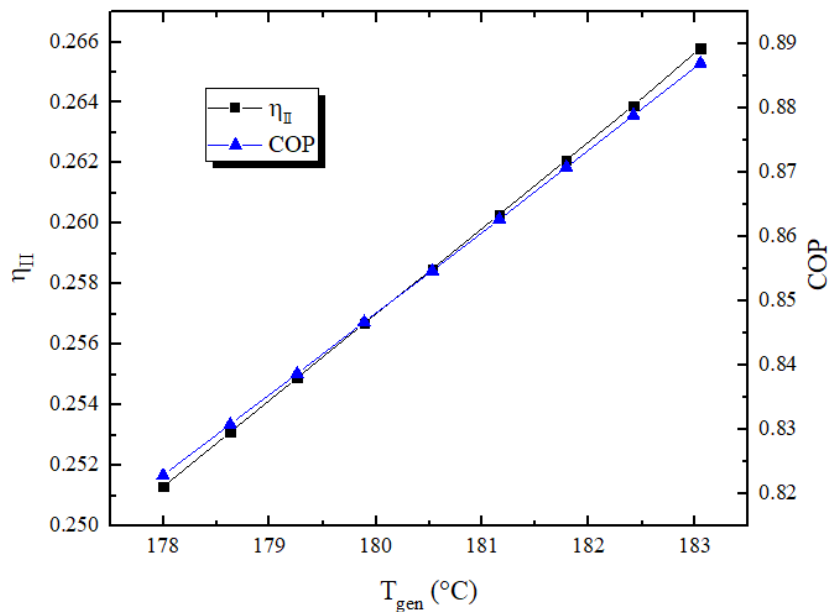


Figura 4.29 Efecto de T_{gen} , sobre η_{II} y COP para $\Delta T_1=18^\circ C$ y $T_{amb}=40^\circ C$.

Tabla 4.9 COP y η_{II} del ciclo VX-GAX en función de T_{amb} , después del reajuste.

$T_{amb} (°C)$	25	27.5	30	32.5	35	37.5	40
COP	1.159	1.156	1.132	1.089	1.109	1.082	0.887
η_{II}	0.187	0.207	0.225	0.243	0.270	0.287	0.266
$T_{gen} (°C)$	146.2	157.7	166.6	172.4	183.5	190	183.05

Aún cuando la estrategia de reajuste del ciclo VX-GAX, conduce a mejorar su desempeño, los resultados obtenidos no deben tomarse como definitivos, ya que se hizo variar primero ΔT_1 y luego ΔT_2 sin contemplar estrictamente las interacciones entre

ambas variables. Por lo anterior, es necesario recurrir a un método de optimización formal.

CAPÍTULO 5**DISEÑO DE UN ABSORBEDOR-VX****5.1 Introducción.**

El absorbedor es el componente más crítico de cualquier sistema de refrigeración por absorción (Aphornratana S., 1995), debido a esto muchos investigadores se han propuesto entender y mejorar el proceso de absorción entre el vapor de refrigerante y la solución absorbente (P. Srihirin *et al.*, 2001).

En un absorbedor ocurren procesos complejos de transferencia de calor y masa, es por esto, que su eficiencia depende principalmente de un excelente mezclado entre el vapor y la solución de trabajo y del área de contacto entre la pared del intercambiador y la solución. Para incrementar la eficiencia de un absorbedor, existe una serie de estrategias propuestas por diversos autores, por ejemplo: aumentar la turbulencia empleando paredes corrugadas o cambiar a geometría, emplear aditivos para disminuir la tensión superficial, o mejorar la conductividad térmica de la solución agregando nanopartículas (Cerezo, 2006).

Existe diversos tipos de absorbedores, que se han clasificado de acuerdo a la trayectoria continua o discontinua de las fases líquida y vapor; así, se puede encontrar absorbedores con fase líquida y vapor continuos, con fase vapor continua y líquida discontinua, y por último aquellos en que la fase vapor es discontinua y la fase líquida continua (Vallès, 2000; Cerezo, 2006).

En este trabajo de investigación, para la zona de presión intermedia del ciclo VX-GAX, se propone el uso de un absorbedor (absorbedor VX) con fase vapor discontinua y fase líquida continua, comúnmente llamado *absorbedor de burbuja*. Éste tipo de absorbedor consiste en un tubo inundado con una solución pobre en refrigerante, donde el vapor es inyectado por la parte inferior en forma de burbujas. La disipación del calor se hace con agua de enfriamiento que circula por la parte externa del dispositivo (Cerezo, 2006). El empleo de este tipo de absorbedor, está respaldado por los altos coeficientes de transferencia de calor que ofrece, además del buen mezclado que existe entre el vapor y el líquido (Kang *et al.*, 2000).

5.2 Antecedentes.

En la literatura se han reportado resultados de diferentes investigaciones sobre el uso de absorbedores de burbuja, las más relevantes se presentan a continuación:

Ferreira *et al.* (1984), desarrollaron un modelo de cálculo para absorbedores tubulares verticales, usando coeficientes de transferencia de masa y calor totales promedio, obtenidos por experimentación. Aunque este método es una buena herramienta de diseño, no permite obtener valores locales para parámetros importantes como temperatura y concentración.

Merril *et al.* (1995), presentaron los resultados sobre el rendimiento y el análisis de tres absorbedores de burbujas compactos desarrollados para ciclos de absorción de intercambio de calor de generador-absorbedor (GAX). Los absorbedores emplearon técnicas de mejora pasiva de transferencia de calor, a saber, rugosidad repetida, ranuras en espiral y espaciadores internos. La selección de técnicas de mejora se realizó después de que se completó un análisis de control de la resistencia a la transferencia de calor de un absorbente de referencia. Los resultados experimentales mostraron que la mejora aumentaba la capacidad del GAX, aumentaba la velocidad de flujo de vapor y disminuía la diferencia de temperatura de aproximación en comparación con los valores de referencia.

Herbine y Pérez-Blanco (1995), describieron un modelo del proceso de absorción en un absorbedor de burbujas de tubo vertical de amoníaco-agua. El objetivo del trabajo fue proporcionar una mayor comprensión del proceso de absorción y ayudar a dirigir los futuros esfuerzos de diseño del absorbedor. El modelo consistía en cinco ecuaciones diferenciales ordinarias de primer orden con condiciones apropiadas de entrada. Un aspecto único de este enfoque es el método propuesto para manejar la influencia de la transferencia de agua en el proceso de absorción, un aspecto a menudo descuidado en trabajos previos en esta área.

Potnis *et al.* (1997), desarrollaron un programa de computadora para el intercambio de calor absorbedor-generador (GAX) amoníaco-agua, que simula la transferencia simultánea de calor y masa. Se encontró que los perfiles de temperatura simulados coincidían bien con los perfiles obtenidos experimentalmente para diferentes velocidades de flujo de vapor y líquido. El programa desarrollado fue útil en la

simulación de los procesos acoplados de transferencia de calor y masa, para detectar la presencia de puntos de pliegue, dimensionamiento apropiado del equipo, estimación realista del coeficiente de operación (COP), y determinación de las velocidades de flujo de fases individuales. El programa de simulación es de naturaleza general, aplicable al diseño de otros intercambiadores de calor y masa, más allá de aquellos involucrados en las bombas de calor GAX.

Kang *et al.* (1998) propusieron un modelo de diseño para un absorbedor de burbujas con intercambiadores de calor de placas, para evaluar las resistencias de transferencia de calor y masa dentro de los líquidos y las burbujas, y para encontrar condiciones de diseño óptimas para el absorbedor.

Kang *et al.* (2000), analizaron una transferencia combinada de calor y masa para un proceso de absorción de amoníaco-agua, donde llevaron a cabo un análisis paramétrico para evaluar los efectos de variables importantes, tales como áreas de transferencia de calor y masa, sobre la velocidad de absorción para dos tipos de absorbedores (burbuja y de película descendente). Se encontró que la velocidad de absorción local del tipo burbuja siempre era más alta que la del modelo de película descendente. Para el modo de película descendente, la resistencia a la transferencia de masa era dominante en el flujo de líquido, mientras que las resistencias de transferencia tanto de calor como de masa eran considerables en el flujo de vapor. Para el modo de burbujas, la resistencia a la transferencia de masa era dominante en el flujo de líquido, mientras que la resistencia a la transferencia de calor era dominante en la región de vapor. Los coeficientes de transferencia de calor tuvieron un efecto más significativo en el tamaño del intercambiador de calor en el modo de película descendente que en el modo burbuja, mientras que los coeficientes de transferencia de masa tuvieron un efecto más significativo en el modo burbuja que en el modo película descendente.

Varios autores han estudiado la hidrodinámica del flujo en dos fases, vertical en paralelo y las transiciones entre diferentes regímenes de flujo (Pinto *et al.*, 1998; Barbosa *et al.*, 2001). También se dispone de resultados experimentales sobre la transferencia de calor o masa para regímenes de flujo específicos, pero la mayoría de ellos no estudia la transferencia simultánea de calor y masa, y se basan en sistemas en los que no se toman en cuenta las resistencias de transferencia de calor o masa (Lamourelle y Sandall, 1972; Elperin y Fominykh, 2003).

Kim *et al.* (2007), estudiaron los efectos de nanopartículas y tensioactivos sobre el rendimiento del absorbedor. Los tipos y las concentraciones de nanopartículas y tensioactivos se consideraron como parámetros clave. Los tensioactivos considerados fueron 2-etil-1-hexanol, n-octanol y 2-octanol y como nanopartículas emplearon cobre (Cu), óxido de cobre (CuO) y alúmina (Al₂O₃). Los resultados mostraron que la aplicación de nanopartículas y surfactantes puede reducir significativamente el tamaño del absorbedor.

Castro *et al.* (2009), analizaron un sistema de refrigeración por absorción NH₃-H₂O de pequeña capacidad, donde participaron dos tipos de absorbedores enfriados por aire: flujo de película descendente y flujo de burbujas. Los dos modelos fueron validados con datos experimentales, obtenidos de un dispositivo de pruebas. Además, realizaron un estudio paramétrico tanto para aire acondicionado como para refrigeración en una aplicación móvil, aprovechando los gases de escape del motor. En ambos casos, el rendimiento del absorbedor de burbujas fue mayor.

Cerezo *et al.* (2010), desarrollaron un modelo matemático para absorbedores de burbujas de amoníaco-agua, para esto utilizaron un intercambiador de calor de placas, cuyos resultados se compararon con datos experimentales. El análisis se realizó llevando a cabo un estudio de sensibilidad de los parámetros de operación seleccionados, sobre la carga térmica del absorbente y el flujo de absorción de masa.

Cárdenas y Narayanan, (2011), Presentaron un estudio de la absorción de burbujas de vapor de amoníaco en una película delgada de solución de amoníaco-agua, donde analizaron el efecto de variar la velocidad de flujo másico de la solución débil, el flujo de vapor, la temperatura de entrada de la solución y la temperatura de entrada del refrigerante sobre el calor de absorción y la velocidad de transferencia de masa.

Jung *et al.* (2014), analizaron la transferencia de calor durante el proceso de absorción de NH₃-H₂O en intercambiadores de calor de placas y desarrollaron las correlaciones experimentales del coeficiente de transferencia de calor para la aplicación en una bomba de calor híbrida de compresión/absorción. También llevaron a cabo un análisis paramétrico para investigar los efectos de la presión interna del absorbente, la concentración de la solución débil de amoníaco y las dimensiones geométricas del absorbedor sobre el COP del sistema.

5.3 Descripción del absorbedor-VX propuesto.

En esta sección se presenta una propuesta para el absorbedor-VX amoníaco-agua ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$), es decir, el absorbedor ubicado la zona de presión intermedia del ciclo VX-GAX.

En la figura 5.1 se muestra la primera sección del absorbedor propuesto, el cual es un absorbedor de burbuja, que consiste en una serie de tubos concéntricos, donde las flechas de color rojo indican el flujo de la solución caliente $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ y las flechas azules el flujo de la solución fría $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ que avanzan a contracorriente. En este diseño las soluciones fría y caliente entran a una placa distribuidora en forma circular que permite una división del flujo, así el flujo que entra por los conductos principales, a su vez entra en los cilindros concéntricos, de tal forma que en los cilindros se alternan el fluido caliente y frío.

La mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ (flecha roja) caliente que entra por la parte inferior del absorbedor está presente en dos fases y su calidad decrece conforme avanza en el intercambiador debido a la disolución del amoníaco en el agua. Por esta razón su calidad disminuye conforme se enfría al ceder calor al fluido frío (flecha azul).

El detalle de la placa circular distribuidora se presenta en la figura 2, donde se aprecia la distribución del fluido frío.

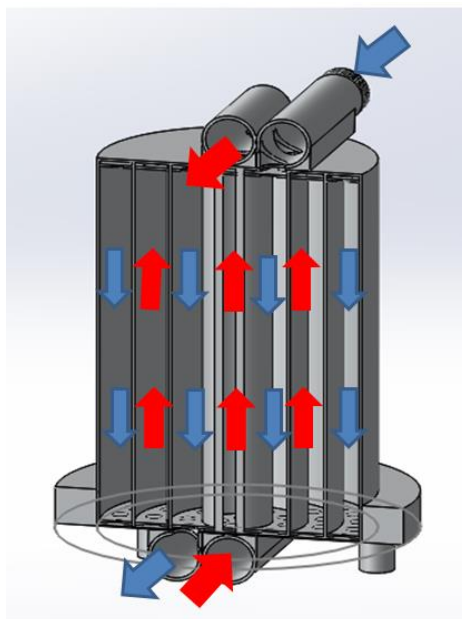


Figura 5.1 Absorbedor-VX de tubos concéntricos.

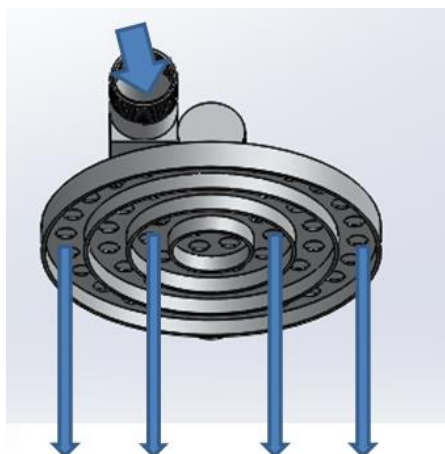


Figura 5.2 Placa distribuidora superior.

El absorbedor VX propuesto se divide en dos partes una enfriada por la solución y otra enfriada por aire, como se indica en la figura 5.3.

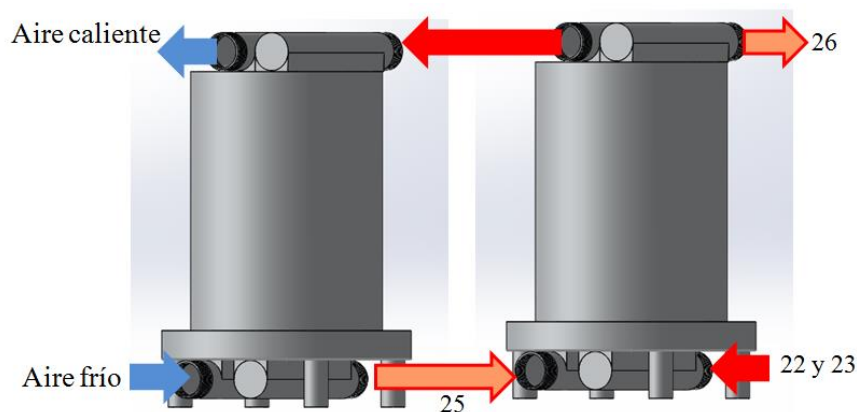


Figura 5.3 Absorbedor VX completo.

En el absorbedor propuesto la mezcla de corrientes 22 y 23 entran en la primera etapa, como una mezcla líquido-vapor de alta temperatura, esta mezcla se va enfriando conforme asciende por el intercambiador y al mismo tiempo se va absorbiendo el amoníaco en el agua. A la salida de esta etapa del absorbedor existe una mezcla líquido-vapor con una menor calidad debido al enfriamiento y a la disolución del amoníaco en el agua. Esta mezcla pasa a la segunda etapa del absorbedor donde la mezcla se enfría más usando aire de enfriamiento, para obtener una solución saturada (calidad igual a 1) de amoníaco en agua. Esta solución saturada se envía de nuevo a la primera parte del

absorbedor, pero ahora del lado frío, para absorber el calor de absorción procedente del lado caliente. Después la mezcla amoniaco-agua parcialmente evaporada pasa al generador para continuar con el ciclo VX-GAX.

5.4 Modelado Matemático.

En esta sección se especifican las ecuaciones necesarias para modelar el proceso de absorción, que ocurre en el absorbedor de tubos concéntricos propuesto. El diseño de dicho absorbedor, se apoya en estas ecuaciones, las cuales describen los procesos de transferencia de calor y masa, que ocurren durante el proceso de absorción.

El flux molar total absorbido ($N_{NH_3} + N_{H_2O}$) se calcula empleando la siguiente relación (Treybal, 1980):

$$N_{NH_3} + N_{H_2O} = F_l \ln \left[\frac{z-x_b}{z-x_i} \right] = F_v \ln \left[\frac{z-y_i}{z-y_b} \right] \quad (5.1)$$

Donde, z es la composición molar de amoniaco en el vapor absorbido, la cual está dada por:

$$z = \frac{N_{NH_3}}{N_{NH_3} + N_{H_2O}} \quad (5.2)$$

F_v y F_l en la ecuación 5.1, representan los coeficientes de transferencia de masa en las fases vapor y líquida respectivamente, los cuales son calculados usando las siguientes ecuaciones (Clift *et al.*, 1978 y Akita y Yoshida, 1974):

$$F_v = 1.4 \left[\frac{48\sigma B_v^2}{\pi^2 d_B^3 \rho_l (2+3\rho_v/\rho_l)} \right]^{\frac{1}{4}} \frac{A_s}{A_p} \quad (5.3)$$

$$F_l = 0.5 \left(\frac{V_l}{B_l} \right)^{0.5} \left[\frac{g d_B^3}{(\mu_l/\rho_l)^2} \right]^{\frac{1}{4}} \left(\frac{g d_B^2 \rho_l}{\sigma} \right)^{\frac{3}{8}} \frac{B_l}{d_B} \quad (5.4)$$

Donde, d_B es el diámetro de burbuja, que se obtiene de la ecuación:

$$d_B = \left(\frac{6\sigma d_o}{g\rho_l} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (5.5)$$

Las densidades de las fases vapor (ρ_v) y líquido (ρ_l) se obtiene del paquete comercial EES. Aunque EES no incluye las propiedades de transporte (viscosidad, μ y conductividad térmica, k) para la mezcla amoniaco-agua, es posible obtener un

estimado de las mismas, empleando las correspondientes propiedades de los fluidos puros amoníaco y agua, y una ecuación con la siguiente forma:

$$k_m = k_{NH_3}x_{NH_3} + k_{H_2O}(1 - x_{NH_3}) \quad (5.6)$$

La ecuación 5.6 se emplea para el cálculo de la conductividad térmica de una mezcla (k_m) líquida o vapor, donde x_{NH_3} es la concentración molar de amoníaco.

Los coeficientes de transferencia de calor en el seno de las fases líquida y vapor (h_l y h_v) se obtuvieron de las ecuaciones de Deckwer (1980) y Clift et al. (1878) respectivamente:

$$h_l = 0.1 \left(\frac{\rho_l V_v d_B}{\mu_l} \right)^{-0.25} \left[\frac{V_v^2}{g d_B} \right]^{-0.25} \left(\frac{\mu_l C_{p_l}}{k_l} \right)^{0.5} \rho_l C_{p_l} V_v \quad (5.7)$$

$$h_v = 1.4 \frac{A_s C_{p_v}}{A_p} \left(\frac{S_{C_v}}{Pr_v} \right)^{\frac{2}{3}} \left[\frac{48 \sigma B_v^2}{\pi^2 d_B^3 \rho_l (2 + 3 \rho_v / \rho_l)} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (5.8)$$

El calor sensible del flujo de vapor (Q_{sens}) es transferido desde el vapor a la interfase debido a la transferencia combinada de calor y masa. Para calcularlo, Kang *et al.* (1996) propusieron el siguiente modelo:

$$Q_{sens} = \frac{C_{o,v}}{1 - e^{-C_{o,v}}} [h_v (T_v - T_i)] \Delta A_m \quad (5.9)$$

Donde:

$$C_{o,v} = \frac{N_{NH_3} C_{p_{NH_3}} + N_{H_2O} C_{p_{H_2O}}}{h_v} \quad (5.10)$$

Mientras que:

$$\Delta A_m = A_i A_c \Delta L \quad (5.11)$$

Donde: A_c es el área de la sección transversal del absorbedor, ΔL la altura del volumen de control del absorbedor y A_i es el área interfacial calculada empleando la ecuación:

$$A_i = \frac{6 RVL}{d_B} \quad (5.12)$$

RVL es la relación vapor-líquido, que se estima usando la siguiente ecuación:

$$RVL = 0.672f \left(\frac{V_v \mu_l}{\sigma} \right)^{0.578} \left(\frac{\mu^4 g}{\rho_l \sigma^3} \right) \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.062} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0.107} \quad (5.13)$$

El calor sensible del flujo de líquido (Q_{senti}) es expresado por la siguiente ecuación:

$$Q_{senti} = \frac{C_{o,l}}{1-e^{-C_{o,l}}} [h_l(T_i - T_l)] \Delta A_m \quad (5.14)$$

Para el calculo del calor transferido en el absorbedor se usa la ecuación de diseño para intercambiadores de calor:

$$Q = AU(MLDT) \quad (5.15)$$

Donde: A representa el área de transferencia de calor, U el coeficiente global de transferencia de calor y la $MLDT$ es la media logarítmica de la diferencia de temperaturas.

El área de transferencia de calor se realaciona con la altura (L) del intercambiador usando:

$$A = \pi DL \quad (5.16)$$

Coeficientes de transferencia de calor para una fase y dos fases se calculan empleando las ecuaciones 5.17 y 5.18 respectivamente.

$$hf_L = \left(\frac{k}{D} \right) 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (5.17)$$

$$hf = 65 hf_L \left(\frac{1}{x_{tt}} \right)^{0.5} B_o^{0.15} \quad (5.18)$$

5.5 Simulación del absorbedor-VX propuesto.

La simulación del proceso de absorción del amoniaco en agua se llevó a cabo en el programa EES, apoyándose en la solución de las ecuaciones 5.1-5.18 y usando como datos los resultados de los balances de materia y energía para esta etapa del ciclo VX-GAX. El diagrama de flujo usado para estimar las dimensiones del intercambiador se presenta en la figura 5.4.

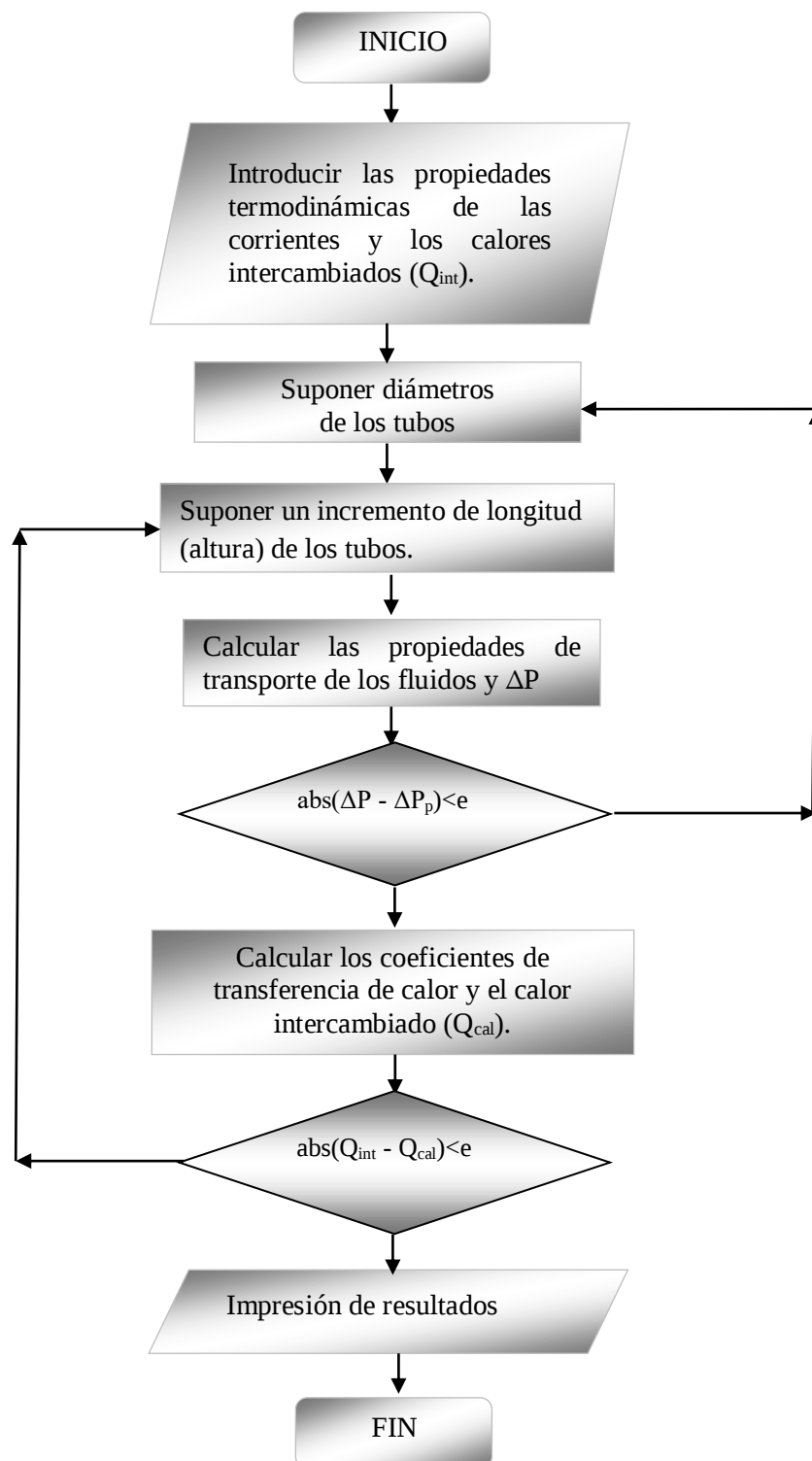


Figura 5.4 Diagrama de flujo para el diseño del Absorbedor VX.

5.6 Dimensiones del absorbedor VX

Se diseña el absorbedor VX en base a una $T_{\text{gen}}=183^{\circ}\text{C}$ y una $T_{\text{amb}}=40^{\circ}\text{C}$, ya que son las condiciones de mayor flujo másico en este componente. Sus dimensiones se especifican en la tabla 5.1

Tabla 5.1 Dimensiones del absorbedor

Sección enfriada por la solución	
Diámetro del tubo interno	3 cm
Diámetro del tubo externo	5 cm
Longitud del tubo	62.2 cm
Sección enfriada por aire	
Diámetro del tubo interno	3 cm
Diámetro del tubo externo	5 cm
Longitud del tubo	81.5 cm

CAPÍTULO 6

CONCLUSIONES

6.1 Conclusiones

En base a los resultados obtenidos del análisis termodinámico de un sistema de aire acondicionado basado en el ciclo VX-GAX, se obtuvieron las siguientes conclusiones:

El comportamiento operativo del ciclo VX-GAX en base a la primera ley de la termodinámica fué el esperado desde un punto de vista cualitativo, esto es, la eficiencia del ciclo se incrementa con la T_{gen} , y disminuye al aumentar T_{amb} , al mismo tiempo, la zona de presión intermedia aporta una mejora al COP del ciclo, respecto del ciclo Branched-GAX. Mientras que desde la perspectiva cuantitativa, un estudio paramétrico ayudó a obtener valores óptimos del COP, que van desde 0.9828 hasta 1.667 a T_{amb} de 40°C y 25°C respectivamente, lo anterior a una T_{gen} de 190°C.

Las velocidades de flujo másico de las corrientes 5 y 20 (m_5 y m_{20}), son dos variables claves en el proceso de optimización energética del ciclo, ya que de ellas depende la igualdad de los calores disponible y requerido entre el absorbedor de baja presión, tanto con el generador VX (m_{20} , $IEI_{gen\ VX}$), como con el generador de alta presión (m_5 , IEI_{GAX}). Las magnitudes de m_5 y m_{20} , muestran una dependencia significativa de T_{gen} y T_{amb} . El valor de m_{20} disminuye a conforme aumentan la T_{gen} , mientras que aumenta con la T_{amb} , por su parte, la m_5 disminuye a medida que aumenta la T_{amb} .

La $IEI_{gen\ VX}$ y la IEI_{GAX} , son dos de las integraciones de energía interna de mayor relevancia en el ciclo VX-GAX, en las condiciones estudiadas, debido a sus magnitudes y a la función que desempeñan dentro del ciclo. La $IEI_{gen\ VX}$ activa térmicamente la zona de presión intermedia del ciclo, mientras que la IEI_{GAX} hace lo propio con la sección fría del generador de baja presión. Esta dos variables son sensibles a los cambios de T_{gen} , ya que un aumento de esta, reduce la magnitud de los flujos másicos internos en el absorbedor de baja presión y en la zona de presión intermedia, lo que provoca un descenso de la $IEI_{gen\ VX}$, por su parte la IEI_{GAX} aumenta su valor, porque, aun cuando existe una reducción de los flujos másicos internos en la zona caliente del absorbedor, al mismo tiempo hay un incremento en el traslape de temperaturas entre esta y la zona fría del generador.

La función principal de la zona de presión intermedia del ciclo VX-GAX, es generar una corriente con la concentración adecuada de amoníaco, para purificar el flujo de refrigerante que entra al condensador, de esta manera se reducen las pérdidas de energía térmica, que se tendrían si se usara aire externo en el proceso de rectificación.

El ciclo VX-GAX, tiene un número mayor de componentes que cualquier otro ciclo GAX previamente estudiado, pero con los ahorros energéticos logrados se espera obtener un proceso económicamente factible.

Este trabajo también resalta la importancia del análisis de exergía en el estudio del ciclo VX-GAX, por que el ciclo aparentemente funciona bien en ciertos intervalos de T_{gen} y T_{amb} , desde el punto de vista de la primera ley, pero después de realizar el análisis exérgico, se ponen en evidencia violaciones de la segunda ley de la termodinámica; específicamente en los acoplamientos térmicos GAX y Ab-genVX. Esto indica, que dichos acoplamientos son zonas claves para el funcionamiento adecuado del ciclo VX-GAX en las condiciones de operación seleccionadas, además, se muestra la necesidad de un rediseño del ciclo, en las secciones mencionadas, el cual es llevado a cabo, para obtener un proceso termodinámicamente factible. Como una consecuencia del reajuste del ciclo, sus COP varían desde 0.887 hasta 1.159, en este proceso se obtienen eficiencias por segunda ley desde 0.187 hasta de 0.287. En cada T_{amb} estudiada, el valor de T_{gen} que conduce al COP óptimo, es el mismo que produce la η_{II} óptima.

El generador y el absorbedor de baja presión, son los componentes donde se presenta la mayor destrucción de exergía. La Ed_{total} del ciclo disminuye a medida que aumenta T_{gen} , debido a la reducción de los flujos másicos internos, y aumenta con la T_{amb} , por el aumento de los flujos másicos internos.

6.2 Recomendaciones para trabajo futuro.

Aún cuando la estrategia de reajuste del ciclo VX-GAX, conduce a mejorar su desempeño, los resultados obtenidos no deben tomarse como definitivos, ya que se hizo variar primero ΔT_1 y luego ΔT_2 , sin contemplar estrictamente las interacciones entre ambas variables. Por lo anterior, es necesario recurrir a un método de optimización formal.

De acuerdo al análisis hecho en base a la segunda ley de la termodinámica, se sabe que existen violaciones de la segunda ley en los acoplamientos térmicos *GAX* y *Ab-genVX*. Pero el análisis detallado de estos acoplamientos, estos es, discretizando los componentes nos puede dar una información pormenorizada de las causas de dicho incumplimiento.

Se deben explorar otras configuraciones del ciclo VX-GAX, con la idea de encontrar otros procesos factibles y hacer un estudio comparativo entre las diferentes alternativas.

REFERENCIAS

- **Molina, M.J., Rowland, F.S. (1974).** “*Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: chlorine atom-catalysed destruction of ozone*”, Nature, Vol. 249, pp. 810–812.
- **Velázquez, N. (2002).** “*Estudio de sistemas de absorción avanzados para operar con gas natural asistidos por energía solar*”, Tesis de Doctorado en Ciencias, Facultad de Química, UNAM, México.
- **Kandlikar, S.G. (1982).** “*A new absorber heat recovery cycle to improve COP of aqua-ammonia absorption refrigeration system*”, ASHRAE Trans 88, pp. 141-158.
- **Altenkirch, E. (1913).** “*Reversible absorptionsmaschinen*”, Zeitschrift für die gesamte Kälte-Industrie, XX. Jahrgang, Heft 1:pp. 1-9, Heft 6: pp.114-119.
- **Herold, K.E., Radermacher R., Klein S.A.** “*Absorption chiller and heat pumps*”, 1 edition. Boca Raton, Florida: CRC Press, 1996. 356p. ISBN: 0-8493-9427-9.
- **Rane, M.V., and Erickson, D.C. (1993).** “*Advanced Absorption Cycle: Vapor Exchange GAX*”, Proceedings, International Heat Pump Conference, New Orleans, Jan.2.
- **Jawahar, C.P., Saravanan, R. (2010).** “*Generator absorber heat exchange based absorption cycle-A review*”, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 14, pp. 2372-2382.
- **Romero, R.A.M. (2002),** “*Implicaciones del acondicionamiento ambiental del sector residencial en el consumo de energía eléctrica bajo condiciones climáticas cálidas secas extremas: El caso de Mexicali, B. C.*”, Tesis de Doctorado en Arquitectura, Facultad de Arquitectura, UNAM, México.
- **Gosney, W.B.** “*Principle of refrigeration*”, Cambridge [Cambridgeshire]; New York, Cambridge University Press, 1982, 679p., ISBN: 0521236711, 9780521236713.

- **Srihirin, P., Aphornratana, S., Chungpaibulpatana, S. (2001).** *“A review of absorption refrigeration technologies”*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 5, pp. 343-372.
- **Fernández-Seara, J., Sieres, J. (2006).** *“Ammonia–water absorption refrigeration systems with flooded evaporators”*, Applied Thermal Engineering, Vol. 26, pp. 2236-2246.
- **Perez-Blanco, H. (1984).** *“Absorption heat pump performance for different types of solution”*, Int J Ref, Vol. 7(2), pp. 115-122.
- **Holmberg, P., Berntsson, T. (1990).** *“Alternative working fluids in heat transformers”*. ASHRAE Trans, Vol. 96, pp. 1582–1589.
- **Marcriss R.A., Gutraj J.M., Zawacki T.S.** Absorption fluid data survey: final report on worldwide data, ORLN/sub/8447989/3, Inst. Gas Tech., 1988.
- **Phillips, B.A., (1990).** *“Development of a High-Efficiency Gas-Fired Absorption Heat Pump for Residential and Small Commercial Applications: Phase 1 Final Report: Analysis of Advanced Cycles and Selection of the Preferred Cycle”*, ORNL/sub/86-24610/1, Oak Ridge National Laboratory, Oak Ridge, Tennessee, USA.
- **Scharfe, J., Ziegler, F., Radermacher, R. (1986).** *“Analysis of advantages and limitations of absorber-generator heat exchange”*, Int. J. Refrig., Vol. 9, pp. 326–333.
- **Velázquez, N., Best, R. (2002).** *“Methodology for the energy analysis of an air cooled GAX absorption heat pump operated by natural gas and solar energy”*, Applied Thermal Engineering, Vol. 22, pp. 1089-1103.
- **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, Vol. 28(8–9), pp. 975–987.
- **Kang, Y.T., Hong, H., Park, K.S. (2004).** *“Performance analysis of advanced hybrid GAX cycles, HGAX”*, International Journal Refrigeration, Vol. 27, pp. 442-448.
- **Zheng, D., Deng, W., Jin, H., Ji, J. (2007).** *“ α -h diagram and principle of exergy coupling of GAX cycle”*, Applied Thermal Engineering, Vol. 27, pp. 1771-1778.

- **Ramesh, Kumar, A., Udayakumar, M. (2007).** *“Simulation studies on GAX absorption compression cooler”*, Energy Conversion Management, Vol. 48, pp. 2604-2610.
- **Yari, M., Zarin, A. y Mahmoudi, S.M.S. (2011).** *“Energy and exergy analysis of GAX and GAX hybrid absorption refrigeration cycles”*, Renewable Energy, Vol. 36, pp. 2011-2020.
- **Mehr, A.S., Yari, M., Zarin, A., Mahmoudi, S.M.S. y Soroureddin, A. (2012).** *“A comparative study on the GAX based absorption refrigeration systems”*. Applied Thermal Engineering, Vol. 40, pp. 29-38.
- **Mehr, A.S., Zare, V. y Mahmoudi, S. M. S (2013).** *“Standard GAX versus hybrid GAX absorption refrigeration cycle: From the view point of thermoeconomics”*, Energy Conversion and Management, Vol. 76, pp. 68-82.
- **Dixit, M., Arora, A. y Kaushik, S.C. (2015).** *“Thermodynamic analysis of GAX and hybrid GAX aqua-ammonia vapor absorption refrigeration systems”*, International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 40, pp. 16256-16265.
- **Engler, M., Grossman, G., Hellmann H.M. (1997).** *“Comparative simulation and investigation of ammonia water absorption cycles for heat pump applications”*, International Journal of Refrigeration, Vol. 20(7), pp. 504-516.
- **Erickson, D.C., Anand, G., Papar, R.A.** *“Branched GAX cycle gas fired heat pump”*. In: Proceedings of the intersociety energy conversion engineering conference; 1996.
- **Zaltash, A., Grossman, G.** *“Simulation and performance analysis of basic GAX and advanced GAX cycles with ammonia water and ammonia water LiBr absorption fluids”*. In: Proceedings of the international absorption heat pump conference; 1996.
- **Cervantes-Astorga, M., Saucedo-Carvajal, D., Velázquez-Limón, N., Lara-Chávez, F., Pando-Martinez, G., (2016).** *“Efecto de la temperatura de generación en un ciclo de absorción avanzado Branched-GAX”*. Revista Mexicana de Ingeniería Química, Vol. 15, pp. 675-684.
- **Rivero, R. (1994).** *“El Análisis de Exergía”*, Revista del IMIQ (ISSN: 0188-7319), Vol. 11, pp. 14-27.

- **INEGI.** Censo de Población y vivienda 2010, II Conteo de población y vivienda 2005, XII Censo de población y vivienda 2000 y Conteo de población y vivienda 1995.
- **Yunus A. Cengel y Michael A. Boles., (2015).** *“Termodinámica”*, 8a edición. McGraw Hill, 997 p., ISBN: 9786071512819.
- **Aphornratana, S., (1995).** *“Theoretical and experimental investigation of a combined ejector-absorption refrigerator”* PhD thesis, University of Sheffield, UK.
- **Cerezo, J., (2006).** *“Estudio del proceso de absorción con amoníaco-agua en intercambiadores de placas para equipos de refrigeración por absorción”*, Tesis doctoral, Universitat Rovira i Virgili, Tarragona, Cataluña, Spain.
- **Vallès, J.M., (2000).** *“Estudio experimental del proceso de absorción de fluidos orgánicos con intercambiadores de placas”*, Tesis doctoral, Universitat Rovira i Virgili, Tarragona, Cataluña, Spain.
- **Infante-Ferreira, C.A., Keizer, C., Machielsen, C.M.M., (1984).** *“Heat and mass transfer in vertical tubular bubble absorbers for ammonia water absorption refrigeration systems”*. Internat. J. Refrig. Vol. 7, pp. 348–357.
- **Merril, T.L., Setoguchi, T., Perez-Blanco, H., (1995).** *“Passive Heat Transfer Enhancement Techniques Applied to Compact Bubble Absorber Design”*, Journal of Enhanced Heat Transfer, Vol. 2, pp. 199-208.
- **Herbine, G.S., Pérez-Blanco, H., (1995).** *“Model of an ammonia–water bubble absorber”*, ASHRAE Technical Data Bull. Vol. 11, pp. 102–110.
- **Potnis, S.V., Gomezplata, A., Papar, R.A., Anand, G., Erickson, D.C., (1997).** *“GAX component simulation and validation”*, ASHRAE Trans., Vol. 103, pp. 1136.
- **Colburn, A.P., Drew, T.B., (1937).** *“The condensation of mixed vapours”*, AIChE Trans, Vol. 33, pp. 197–215.
- **Kang, Y.T., Christensen, R.N., Kashiwagi, T., (1998).** *“Ammonia–water bubble absorber with a plate heat exchanger”*, ASHRAE Trans. Vol. 104, pp. 956–966.

- **Kang, Y.T., Akisawa, A.T., Kashiwagi, T., (2000).** *“Analytical investigation of two different absorption modes: falling film and bubble types”*, Internat. J. Refrig. Vol. 23, pp. 430–443.
- **Pinto, A.M.F.R., Coelho Pinheiro, M.N., Campos, J.B.L.M., (1998).** *“Coalescence of two gas slugs rising in a co-current flowing liquid in vertical tubes”*, Chem. Engrg. Sci., Vol. 53, pp. 2973–2983.
- **Barbosa, Jr. J.R., Govan, A.H., Hewitt, G.F., (2001).** *“Visualisation and modelling studies of churn flow in a vertical pipe”*, Internat. J. Multiphase Flow, Vol. 27, pp. 2105–2127.
- **Lamourelle, A.P., Sandall, O.C., (1972).** *“Gas absorption into a turbulent liquid”*, Chem. Engrg. Sci., Vol. 27, pp. 1035–1043.
- **Elperin, T., Fominykh, A., (2003).** *“Four stages of the simultaneous mass and heat transfer during bubble formation and rise in bubbly absorber”*, Chem. Engrg. Sci., Vol. 58, pp. 3555–3564.
- **Kim, J.K., Akisawa, A., Kashiwagi, T., Kang, Y.T., (2007).** *“Numerical design of ammonia bubble absorber applying binary nanofluids and surfactants”*, International Journal of Refrigeration, Vol. 30, 1086–1096.
- **Castro, J., Oliet, C., Rodríguez, I., Oliva, A., (2009).** *“Comparison of the performance of falling film and bubble absorbers for air-cooled absorption systems”*, International Journal of Thermal Sciences, Vol. 48, pp. 1355–1366.
- **Cerezo, J., Best, R., Bourouis, M., Coronas, A., (2010).** *“Comparison of numerical and experimental performance criteria of an ammonia–water bubble absorber using plate heat exchangers”*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 53, pp. 3379–3386.
- **Cardenas, R., Narayanan, V., (2011).** *“Heat and mass transfer characteristics of a constrained thin-film ammonia-water bubble absorber”*, International Journal of Refrigeration, Vol. 34, pp. 113–128.

- **Jung, C.W., An, S. S., Kang, Y.T., (2014).** *“Thermal performance estimation of ammonia-water plate bubble absorbers for compression/absorption hybrid heat pump application”*, Energy, Vol. 75, pp. 371-378.

- **Treybal R.E., (1980),** *“Mass Transfer Operations”*, 3rd ed., McGraw Hill, New York, 784 p., ISBN-10: 1259029158.

- **Clift R., Grace J.R., Weber M.E., (1978),** *“Bubbles, Drops, and Particles”*, New York; London, Academic Press, 380 p., ISBN: 012176950X.

- **Akita K., Yoshida F., (1974),** *“Bubble size, interfacial area and liquid phase mass transfer coefficient in bubble columns”*, Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev., Vol. 13, pp. 84-91.

- **Deckwer W.D., (1980),** *“On the mechanism of heat transfer in bubble column reactors”*. Chemical Engineering Science, Vol. 35, pp. 1341-9.