

**ANÁLISIS EXERGÉTICO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR
ABSORCIÓN DE DOBLE EFECTO CON EYECTO-COMPRESIÓN**

**JAIME ANDRÉS BARATTO OROZCO
JULIÁN CAMILO GALLEGO RAMÍREZ**

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
PEREIRA
2014**

**ANÁLISIS EXERGÉTICO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR
ABSORCIÓN DE DOBLE EFECTO CON EYECTO-COMPRESIÓN**

**JAIME ANDRÉS BARATTO OROZCO
JULIÁN CAMILO GALLEGU RAMÍREZ**

Trabajo de grado para optar por el título de Ingeniero Mecánico

**Director
Juan Carlos Burbano Jaramillo
Ph.D Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
PEREIRA
2014**

NOTA DE ACEPTACIÓN:

Firma del director

Firma del jurado

Pereira, 3 de Septiembre de 2014

DEDICATORIA

Jaime Andrés Baratto Orozco.

Quiero dedicar este trabajo, al ser más importante de mi vida, quien con su amor dedicación y enseñanzas, me han dado la satisfacción y el apoyo de cumplir mis sueños y retos personales. A ese ser, quien es mi ejemplo a seguir por su infinidad de valores incalculables, a quien le debo mi vida y mi razón de ser, esta es una pequeña muestra de lo que quiero retribuir por toda la confianza y la entrega depositada en mí a lo largo de mi vida. A ti mamá, Luz Marina Orozco L. quiero dejar en este espacio tu nombre con orgullo, como muestra y significado en lo mucho que contribuiste para llevar con éxito este trabajo. En memoria de mi padre Jaime Baratto A. quien me ha dejado un inmenso legado de honestidad, rectitud y responsabilidad, te hago esta dedicación con la satisfacción de ser tu representación, con infinidad de valores y ejemplos que dejaste en mí y que con orgullo llevo en mi corazón. A ti padre, quien en este momento estarás gozando de la gloria de Dios y que seguramente me acompañaste a lo largo de mi vida, hasta que Dios quiso en su infinita sabiduría separarme de ti, quiero con orgullo dejar plasmado en este trabajo, tu nombre como símbolo y representación, que por siempre estarás en mi vida y que siempre te llevo en mi corazón.

Julián Camilo Gallego Ramírez.

Este trabajo está dedicado a todas las personas que creyeron en mí, y en todas esas personas que esperan ver un bueno documento, que está muy bien trabajado y elaborado. También está dedicado a mis padres que son el detrás de cámaras de este trabajo, mi hija y mi familia, que son parte también de todo el esfuerzo que en estos momentos está muy bien recompensado.

Dedicatoria a Juan Carlos Burbano Jaramillo.

Queremos dedicar este trabajo de grado a nuestro director Juan Carlos Burbano Jaramillo, quien nos permitió asumir la gran responsabilidad de llevar a cabo su gran propuesta de trabajo, que es parte de la continuación de su gran experiencia y contribución a la investigación.

AGRADECIMIENTOS

Jaime Andrés Baratto Orozco.

Quiero agradecerle primero a Dios, por permitirme llevar a cabo la culminación exitosa de este trabajo que con esfuerzo y sacrificio sacamos adelante. A mi mamá, quien siempre estuvo dándome el apoyo y la confianza para ser parte de este proceso en el cual, culminó con éxito un reto y una etapa importante en mi vida. A mis hermanos Mario Fernando y Diego Alejandro, y a mi familia por su incondicional apoyo quienes contribuyeron en gran parte a la motivación y entrega, para llevar a cabo la realización de este trabajo. A mi compañero Julián Camilo Gallego Ramírez quien fue también, la persona clave e importante en este proceso, quien con su honestidad, transparencia y gran amistad, contribuyó al éxito y culminación de este trabajo. Por último quiero agradecerle a mi Padre, a quien con orgullo lo recuerdo y llevo presente en mi vida, y a quien seguramente en compañía de Dios, estará muy orgulloso de ser partícipe de la culminación exitosa de una de las etapas más importantes de mi vida. A todos mis amigos **Julián Camilo Gallego Ramírez**, Sebastián Arias, Sebastián Toro, Luis Fernando Rodríguez, Juan Manuel, Oscar Eduardo Castro, Laura Santana, Daniela Morales, Anabel Vélez, Juliana Bernal, Juliana Quiceno y a mis sobrinos Gabriel Baratto Zarate y Mariana Baratto Zarate, mil gracias por su apoyo y compañía a lo largo de este proceso.

Julián Camilo Gallego Ramírez.

Primero que todo quiero agradecerle a mis padres Uriel Gallego Trujillo y María Cecilia Ramírez Acevedo por haberme acompañado en este proceso de formación tan largo y tan agotante, porque ellos han realizado un esfuerzo muy grande por darme la oportunidad de estudiar esta carrera que me ha dado mucho conocimiento y mucha inteligencia para afrontar mi futura vida profesional. Les agradezco mucho por darme cada año la oportunidad de estudiar y por haberme dado siempre lo necesario para que yo pudiera sacar esta profesión adelante. Segundo, le agradezco mucho a mi hermana Diana Paola Gallego Ramírez por estar también a mi lado durante cierto tiempo de la carrera, porque, la aprendí a conocer y quererla, todo debido también, a que mi sobrina nació y empecé otra etapa de mi vida. Tercero, le agradezco a mi hija Sofía Gallego Giraldo y a su mamá Annie Giraldo Arboleda por haberme cambiado la vida por completo y por darme el tesoro más valioso que tengo que es Sofía por quien ahora tengo otro motivo para luchar cada día de mi vida. Cuarto, le quiero agradecer a todas las personas que estuvieron a mi lado de las cuales aprendí mucho y me dieron mucho más de lo que yo espera de ellos, y a todos mis familiares que también me dieron lo mejor para yo siguiera adelante con este proceso. Quinto, quiero agradecerle a mis amigos Luis, el Mechudo, Juan Manuel, Toro, Laura, **Jaime**

Andrés, Camilo Merchán, Astrid y Oscar por estar todo el tiempo a mi lado haciendo me reír mucho. Sexto, quiero agradecerles a todas estas personas que quiero y están muy lejos y tristemente no pueden estar en presencia de este grado, porque yo quiero darle de corazón un muy buen regalo. Y por último, le agradezco a Dios que me mostró el camino y me guió para yo luchar por mi cada día que pasa, y cada instante que estoy aquí.

Agradecimientos a Juan Carlos Burbano Jaramillo.

Queremos agradecerle a nuestro director Juan Carlos Burbano Jaramillo, por habernos dado su entera confianza que con responsabilidad, sacrificio y orgullo, asumimos para la realización de este proyecto. A su constante trabajo y dedicación que nos permitió llevar con éxito la culminación de este. Le agradecemos también, por ser parte de este parte de la culminación de una de las etapas más importantes en nuestras vidas, y quien también, nos mostró el camino para salir adelante y poder llevar con éxito esta grandiosa carrera.

CONTENIDO

	pág.
RESUMEN.....	18
INTRODUCCIÓN.....	19
1. PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN.....	23
1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	23
2. OBJETIVOS.....	24
2.1 OBJETIVO GENERAL.....	24
2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	24
3. MARCO REFERENCIAL.....	25
3.1 MARCO TEORICO.....	25
3.1.1 Primera y Segunda ley de la termodinámica y exergía.....	25
3.1.1.1 Primera ley de la termodinámica.....	25
3.1.1.2 Segunda ley de la termodinámica.....	26
3.1.1.3 Exergía.....	27
3.1.1.4 Eficiencia exergética.....	31
3.1.2 Sistemas de refrigeración por absorción.....	31
3.1.2.1 Sistema de refrigeración por absorción de simple efecto.....	33

3.1.2.2	Sistemas de refrigeración por absorción de doble efecto.....	35
3.1.3	Dispositivos de eyecto-compresión.....	42
3.1.4	Sistemas de absorción de simple efecto con eyecto-compresión.....	44
3.1.5	Sistemas de absorción de doble efecto con eyecto-compresión.....	45
3.2	ANÁLISIS EXERGÉTICO DE LOS SISTEMAS DE ABSORCIÓN.....	48
3.2.1	Propiedades para el cálculo exergético de la solución LiBr/H ₂ O.....	49
3.2.1.1	Actividades.....	50
3.2.1.2	Molalidad.....	50
3.2.1.3	Coeficiente osmótico.....	50
3.2.1.4	Cálculo de la actividad de LiBr en la solución.....	51
3.3	CÁLCULO DE LA EXERGÍA DE LA SOLUCIÓN LiBr/H ₂ O.....	53
3.3.1	Exergía física.....	53
3.3.2	Exergía química.....	53
3.3.3	Exergía química estándar.....	54
4.	SIMULACIÓN DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.....	56
4.1	Sistema de refrigeración por absorción de simple efecto.....	58
4.2	Sistema de refrigeración por absorción de doble efecto.....	60
4.3	Sistema de refrigeración por absorción de simple efecto con eyecto-compresión.....	60
4.4	Sistema de refrigeración por absorción de doble efecto en flujo en paralelo con eyecto-compresión	61

5. ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	64
6. CONCLUSIONES.....	78
BIBLIOGRAFÍA.....	81
ANEXOS.....	86

LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 3.1. Comparación de los ciclos de flujo en paralelo y en serie para un sistema de absorción de doble efecto con LiBr/H ₂ O.....	42
Tabla 3.2. Ecuaciones de constantes por Kim e Infante Ferreira.....	51
Tabla 4.1. Requerimientos del sistema.....	56
Tabla 4.2. Parámetros de entrada para la simulación del sistema de simple efecto.....	57
Tabla 4.3. Parámetros de entrada para la simulación del sistema de doble efecto.....	58
Tabla 5.1 Resultados de la eficiencia exergética y el Coeficiente de operación (COP) para los sistemas de refrigeración por absorción convencionales	64
Tabla 5.2. Resultados del COP y la eficiencia exergética para los sistemas de refrigeración por absorción	67
Tabla 5.3. Resultados del COP y la eficiencia exergética para diferentes los sistemas de refrigeración por absorción	73
Tabla 5.4 Resultados del COP y la eficiencia exergética para los sistemas de refrigeración por absorción de doble efecto con eyecto-compresión.....	78
Tabla C1. Resultados del sistema de refrigeración por absorción de simple efecto	115
Tabla C2. Resultados del sistema de refrigeración por absorción de doble efecto	116
Tabla C3. Resultados del sistema de refrigeración por absorción de simple efecto con eyecto-compresión	117
Tabla C4. Variación del Coeficiente de operación (COP) y la eficiencia exergética con respecto a la relación de presión para el sistema de refrigeración por absorción de simple efecto con eyecto-compresión.....	118

Tabla C5. Variación del Coeficiente de operación (COP) y la eficiencia exergética con respecto a la relación presión/temperatura del vapor de insumo entregado a los eyectores	118
Tabla C6. Resultados del sistema de refrigeración por absorción de doble efecto con eyecto-compresión (evaporador-absorbedor).....	119
Tabla C7. Variación del Coeficiente de operación (COP) y la eficiencia exergética con respecto a la relación de presión para el sistema de refrigeración por absorción de doble efecto con eyecto-compresión (evaporador-absorbedor).....	120
Tabla C8. Variación del Coeficiente de operación (COP) y la eficiencia exergética con respecto a la relación presión/temperatura para el sistema de refrigeración por absorción de doble efecto con eyecto-compresión (evaporador-absorbedor).....	121
Tabla C9. Resultados del sistema de refrigeración por absorción de doble efecto con eyecto-compresión (generador de alta presión-condensador de alta presión).....	121
Tabla C10. Variación del Coeficiente de operación (COP) y la eficiencia exergética con respecto a la relación de presión para el sistema de refrigeración por absorción de doble efecto con eyecto-compresión (generador de alta presión-condensador de alta presión).....	123
Tabla C11. Variación del Coeficiente de operación (COP) y la eficiencia exergética con respecto a la relación presión/temperatura para el sistema de refrigeración por absorción de doble efecto con eyecto-compresión (generador de alta presión-condensador de alta presión).....	123

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 3.1. Flujos de energía en general para un sistema termodinámico	25
Figura 3.2. Volumen de control de una entrada y una salida indeformable	28
Figura 3.3. Componentes de la exergía	30
Figura 3.4. Ciclo de refrigeración por absorción (Diagrama Dühring).....	32
Figura 3.5. Sistema de refrigeración por absorción de simple efecto LiBr/H ₂ O con modelo externo de transferencia de calor	34
Figura 3.6. Diagrama de Dühring para un ciclo de refrigeración por absorción de simple efecto.....	35
Figura 3.7. Sistema de refrigeración por absorción de doble efecto con LiBr/H ₂ O	36
Figura 3.8. Diagrama esquématico de un sistema de absorción de flujo en paralelo de doble efecto LiBr/H ₂ O.....	37
Figura 3.9. Diagrama de estados Dühring para un sistema básico de absorción de doble efecto agua/bromuro de litio (flujo en paralelo).....	39
Figura 3.10. Diagrama esquemático Dühring de un sistema de absorción de flujo en serie de doble efecto agua/bromuro de litio (solución a alta temperatura).....	40
Figura 3.11. Diagrama esquemático Dühring de un sistema de absorción de flujo en serie de doble efecto agua/bromuro de litio (la solución llega primero al generador de baja).....	41
Figura 3.12. Sistema de refrigeración simple con eyector.....	43
Figura 3.13. Comportamiento del vapor motriz y el vapor inhalado a través del eyector	44

Figura 3.14. Diagrama esquemático Dühring de un sistema de refrigeración por absorción de simple efecto con eyecto-compresión.....	45
Figura 3.15. Sistema de refrigeración por absorción de doble efecto flujo en paralelo con eyecto-compresión (evaporador-absorbedor).....	46
Figura 3.16. Sistema de refrigeración por absorción de doble efecto flujo en paralelo con eyecto-compresión (generador de alta presión-condensador de alta presión).....	47
Figura 3.17. Sistema de refrigeración por absorción de doble efecto en flujo paralelo con eyecto-compresión (un solo eyector evaporador-absorbedor).....	48
Figura B1. Sistema de refrigeración por absorción de simple efecto LiBr/H ₂ O con modelo externo de transferencia de calor).....	90
Figura B2. Diagrama esquemático Dühring de un sistema de absorción de flujo en paralelo de doble efecto agua/bromuro de litio.....	94
Figura B3. Sistema de refrigeración por absorción de simple efecto con eyecto-compresión	99
Figura B4. Sistema de refrigeración por absorción de doble efecto en flujo en paralelo con eyecto-compresión (evaporador-absorbedor).....	104
Figura B5. Sistema de refrigeración por absorción de doble efecto en flujo en paralelo con eyecto-compresión (generador de alta presión-condensador de alta presión	110

LISTA DE GRÁFICAS

pág.

Gráfica 5.1. Variación del COP y la eficiencia exergética de un sistema de refrigeración por absorción de simple efecto con eyecto-compresión debido a la variación de la relación de presión de los eyectores.....	65
Gráfica 5.2. Variación del COP y la eficiencia exergética de un sistema de refrigeración por absorción de simple efecto con eyecto-compresión debido a la relación presión/temperatura del vapor de insumo de los eyectores.....	66
Gráfica 5.3. Variación del COP y la eficiencia exergética de un sistema de refrigeración por absorción de doble efecto con eyecto-compresión (evaporador-absorbedor) debido a la variación de la relación de presión de los eyectores.....	68
Gráfica 4.4. Variación del COP y la eficiencia exergética de un sistema de refrigeración por absorción doble efecto con eyecto-compresión (evaporador-absorbedor) debido a la relación presión/temperatura del vapor de insumo de los eyectores.....	69
Gráfica 5.5. Variación del COP y la eficiencia exergética de un sistema de refrigeración por absorción de doble efecto con eyecto-compresión (generador de alta presión-condensador de alta presión) debido a la variación de la relación de presión de los eyectores.....	70
Gráfica 5.6. Variación del COP y la eficiencia exergética de un sistema de refrigeración por absorción doble efecto con eyecto-compresión (generador de alta presión-condensador de alta presión) debido a la relación presión/temperatura del vapor de insumo de los eyectores.....	72
Gráfica 5.7. Exergía destruida para cada componente de un sistema de refrigeración por absorción de simple efecto con y sin eyecto-compresión.....	74
Gráfica 5.8. Exergía destruida para cada componente de un sistema de refrigeración por absorción de doble efecto con y sin eyecto-compresión.....	77

LISTA DE ANEXOS

	pág.
ANEXO A - PROPIEDADES TERMODINÁMICAS PARA LA SOLUCIÓN LiBr/H ₂ O Y PARA EL AGUA.....	87
A1. CÁLCULO DE LA ENTALPÍA PARA LA SOLUCIÓN LiBr/H ₂ O.....	87
A2. CÁLCULO DE LA ENTALPÍA PARA EL AGUA.....	88
A3. CÁLCULO DE LA ENTROPÍA PARA LA SOLUCIÓN LiBr/H ₂ O.....	88
A4. CÁLCULO DE LA ENTROPÍA PARA EL AGUA.....	88
A5. CÁLCULO DEL VOLUMEN ESPECÍFICO PARA LA SOLUCIÓN LiBr/H ₂ O.....	89
ANEXO B – ANÁLISIS TERMODINÁMICO Y EXERGETICO DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.....	90
B1. SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN DE SIMPLE EFECTO.....	90
B2. SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN DE DOBLE EFECTO.....	93
B3. SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN DE SIMPLE EFECTO CON EFECTO-COMPRESIÓN.....	98
B4. SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN DE DOBLE EFECTO CON EFECTO-COMPRESIÓN (EVAPORADOR-ABSORBEDOR)..	103
B5. SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN DE DOBLE EFECTO CON EFECTO-COMPRESIÓN (GENERADOR DE ALTA PRESIÓN-CONDENSADOR DE ALTA PRESIÓN).....	109
ANEXO C – RESULTADOS DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.....	115

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

b	Exergía específica (kJ/kg)
\dot{B}	Flujo de exergía (kW)
$\dot{B}_{destruida}$	Exergía destruida (kW)
h	Entalpía específica (kJ/kg)
\dot{m}	Flujo de masa (kg/s)
P	Presión (kPa)
\dot{Q}	Flujo de transferencia de calor (kW)
s	Entropía específica (kJ/kg-K)
\dot{S}	Tasa de generación de entropía (kW/K)
T	Temperatura (°C)
\dot{W}	Potencia [kW]
a	Actividad
\bar{R}	Constante universal del gas
ν	Número de disociación (= 2 para LiBr)
x	Concentración del soluto en la masa
y	Fracción molar

Símbolos Griegos

η	Eficiencia
E^L	Exergía química estándar

Δ	Diferencia
ρ	Densidad (kg/m^3)
ϕ	Coefficiente osmótico
Δg_f°	Formación de energía libre estándar molar de Gibbs (kJ/kmol)

Subscritos

0	Estado de referencia
1,2...	Puntos del ciclo
a	Absorbedor
Br_2	Bromuro molecular
c	Condensador
ch	Química
e	evaporador
g	Generador
ex	Exergía
H_2O	Agua
Li	Litio
LiBr	Bromuro de litio
M	Mezcla
ph	Física
sat	Saturación
e	Entro
s	Salida

RESUMEN

El presente trabajo muestra un estudio de análisis paramétrico de diferentes sistemas de refrigeración por absorción, como lo son los de simple efecto con y sin eyecto-compresión y los de doble efecto con y sin eyecto-compresión. De esta manera se presenta una revisión bibliográfica de los sistemas de refrigeración por absorción convencionales, al igual que también se presentan los estudios relacionados con los sistemas de refrigeración por absorción con eyecto-compresión. Para el análisis de estos sistemas de refrigeración por absorción, se utilizaron la Primera y Segunda Ley como conceptos termodinámicos, con el fin de determinar el coeficiente de operación (COP) y efectuar el análisis exergético para dichos sistemas. Este trabajo estuvo enfocado en la sustancia LiBr/H₂O como fluido de trabajo en los sistemas de refrigeración por absorción, ya que, el cálculo de las propiedades exergéticas, así como también, el porcentaje de concentración para esta sustancia, están establecidas por los diferentes autores de la literatura suministrada en este trabajo. El cálculo de las propiedades termodinámicas y exergéticas de la sustancia LiBr/H₂O, se realizó con el software EES[®].

El planteamiento del sistema de doble efecto con eyecto-compresión, fue tomado a partir de estudios preliminares basados en un sistema de simple efecto utilizando eyectores, con el fin de llevar a cabo esta idea al sistema de absorción de doble efecto. De esta manera se analizan, entre otros, tres sistemas diferentes de doble efecto con eyecto-compresión, buscando que estos sistemas sean técnicamente viables, comparados con los sistemas de absorción convencionales. Los resultados obtenidos en este trabajo, parten de la simulación de cada ciclo para dichos sistemas utilizando el software EES[®]. Estos resultados se presentan a partir de tablas y gráficas en forma comparativa para los diferentes sistemas de refrigeración por absorción, donde se muestra el comportamiento tanto del coeficiente de operación (COP), como el comportamiento de la eficiencia exergética, y la exergía destruida debido a la implementación del sistema de eyecto-compresión

En los anexos se presenta el cálculo de las diferentes propiedades de la sustancia LiBr/H₂O y las condiciones bajo las cuales se obtuvieron las propiedades para dicha solución a través del EES[®]. También se presentan las ecuaciones que modelan los diferentes sistemas de refrigeración por absorción y por último, se presentan las tablas de resultados con los diferentes valores de las propiedades termodinámicas para los sistemas de absorción analizados.

INTRODUCCIÓN

Muchos procesos industriales utilizan gran cantidad de energía térmica proveniente de la quema de combustibles fósiles para producir vapor o calor para diferentes propósitos. Luego de estos procesos, el calor es rechazado hacia los alrededores como desecho. Este calor de desecho puede ser convertido en refrigeración útil mediante el uso de un sistema de refrigeración operado por calor, tal como un ciclo de refrigeración por absorción. La electricidad demandada por compañías de servicios públicos para los refrigeradores por compresión de vapor convencionales puede ser reducida. El uso de sistemas de refrigeración operadas por calor, ayuda a reducir los problemas relacionados con el calentamiento global, lo cual se conoce como efecto invernadero proveniente de las emisiones de dióxido de carbono (CO_2), debidas a procesos de combustión de combustibles fósiles de las centrales eléctricas de servicios públicos [1].

Una diferencia entre los sistemas de absorción y compresión de vapor es el fluido de trabajo utilizado. Muchos sistemas por compresión de vapor, utilizan comúnmente refrigerantes clorofluorocarbonados (CFCs), debido a sus propiedades termo físicas. A través del uso restringido de los CFCs, que conllevan al deterioro de la capa de ozono hacen que los sistemas de refrigeración por absorción sean destacados. Sin embargo, aunque los sistemas de absorción parecen tener muchas ventajas, los sistemas por compresión de vapor aun dominan todos los sectores del mercado. En orden de aumentar el uso de los sistemas de absorción, muchos desarrollos requirieron mejorar su desempeño y reducción de costos [2].

Hoy en día los desarrollos tecnológicos han hecho de la refrigeración por absorción una alternativa efectiva y económica en comparación con los ciclos por compresión de vapor. El aumento de los costos de la electricidad y los problemas ambientales han hecho que estos ciclos operados por calor, sean más atractivos tanto para las aplicaciones industriales como para las aplicaciones residenciales. Los sistemas de absorción son ampliamente utilizados en la industria del aire acondicionado, en parte porque, ellos pueden ser operados por agua caliente, vapor, gas natural de llama directa, entre otros, en vez de la electricidad [3].

Los sistemas de refrigeración por absorción (ARSs) han ganado popularidad debido, primero a que operan con refrigerantes amigables con el ambiente conforme a los protocolos de Kyoto y Montreal. Segundo, estos aprovechan las fuentes de energías alternativas de bajos costos como la geotérmica, biomasa, la energía solar o las fuentes de calor de los subproductos de desecho. Por lo tanto, en años recientes las investigaciones se han enfocado en el mejoramiento de los ARSs. La principal manera de mejorar la eficiencia es a través de los análisis termodinámicos y de la optimización de estos sistemas [4-6].

Los sistemas de absorción pueden ser clasificados dentro de diferentes grupos con respecto al fluido de trabajo, diseño, fuente de calor y rechazo del calor del sistema. Dos pares absorbente-refrigerante comúnmente utilizados en los sistemas de absorción son el agua-bromuro de litio ($\text{H}_2\text{O-LiBr}$) y agua-amoniaco ($\text{H}_2\text{O-NH}_3$).

El uso del LiBr en los sistemas de aire acondicionado, son muy comunes dado que no solo el refrigerante H_2O de estos sistemas está disponible en cualquier lugar, es poco costoso y no es tóxico, sino también su calor latente de vaporización es alto, lo cual hace posible que produzca una cantidad considerable de enfriamiento. Por otra parte, el absorbente en estos sistemas no se evapora, y a diferencia de los sistemas de $\text{H}_2\text{O-NH}_3$ no es necesario el uso de un rectificador.

En los sistemas de absorción se pueden encontrar diseños de simple y múltiple efecto, aunque en los diseños de múltiple efecto, el sistema de doble efecto es el más convencional. Los sistemas de doble efecto tienen coeficientes de operación (COP) elevados y requieren de menor calor de suministro; sin embargo, la temperatura de este calor de entrada debe de ser más alta que la de los sistemas de simple efecto.

La fuente requerida para los sistemas de absorción puede ser suministrada mediante la quema de un combustible directamente en el generador de alta presión. Estos sistemas son llamados sistemas de llama directa y son apropiados para los sistemas de absorción de múltiple efecto. Otra forma es transferir el calor al generador de alta presión del sistema de absorción, el cual puede ser manejado por vapor o flujo de agua caliente. Estos sistemas son llamados sistemas de llama indirecta. Finalmente, el calor generado en el absorbedor y en el condensador de los sistemas de absorción, pueden ser removidos por un flujo de agua o de aire [7-8].

Los sistemas de absorción operados por vapor a baja presión, están disponibles en rangos de capacidades entre 100 y 1500 toneladas de refrigeración (TR). Los sistemas de absorción están disponibles comercialmente en dos diseños: Simple Efecto y Doble Efecto. Los sistemas de Simple Efecto entregan un COP térmico de 0.7 y requieren cerca de 8.2 kg de vapor a 2.0 bar (abs) por tonelada de refrigeración. Los sistemas de Doble Efecto son cerca del 40% más eficientes, pero requieren de gran cantidad de energía térmica de entrada, utilizando cerca de 4.5 kg de vapor a 6.9-10.3 bar (abs) por TR. El COP de los sistemas de absorción de doble efecto está en el rango de 0.9-1.2 [9].

Los sistemas de absorción de doble efecto, contribuyen al mejoramiento del desempeño y también a superar la inhabilidad de los sistemas de simple efecto, para hacer un uso efectivo de las fuentes de calor de alta temperatura. En años recientes, muchos análisis de los sistemas de doble efecto en serie y paralelo han sido reportados en la literatura con el fluido de trabajo LiBr- H_2O [10-14].

Los ciclos de refrigeración por absorción de doble efecto fueron presentados entre 1956-1958 (VLIET et al, 1982) [13]. Los primeros estudios teóricos de sistemas de doble efecto fueron realizados para diferentes fluidos de trabajo por Kaushik and Chandra [15] y por Garimella and Christensen [16].

En años recientes los estudios que han contribuido al mejoramiento del desempeño de los sistemas de absorción, están relacionados con los sistemas de absorción híbridos. En dichos estudios se ha implementado el uso de un dispositivo muy útil denominado “eyector”, el cual es considerado un sistema sin partes móviles, sin generación de ruido, lo cual los hace seguros en su aplicación y por ende de bajos costos iniciales para su operación, ya que requieren de poco mantenimiento y ofrecen larga vida útil. Este dispositivo permite un mejor desempeño de los sistemas de absorción dependiendo de la aplicación y ubicación de este mismo en el sistema. Una combinación de un eyector y un sistema de absorción de doble efecto ha sido propuesto por Kuhlenschmidt [17]. Otro trabajo destacado, Hong et al [18] propone un nuevo sistema de refrigeración combinado de eyector-absorción basado en un ciclo de absorción de doble efecto en flujo en paralelo.

La energía al igual que muchas otras propiedades, debería no sólo ser evaluada en su cantidad, sino también en su calidad. El análisis de energía convencional basada en la primera ley de la termodinámica evalúa la energía principalmente en su cantidad. El análisis exergético basada en la segunda ley de la termodinámica considera la calidad de la energía. La palabra “energía” es adscrita a un producto cuando tiene un potencial que causa algún cambio. Pero lo que se llama energía por científicos e ingenieros no es este potencial. La ley de conservación de la energía establece que, la energía no puede ser creada ni destruida, por lo tanto si fuera verdaderamente un recurso, no sería agotable. Si la energía pierde su potencial cuando sufre un cambio, entonces, no puede ser una medida del potencial. Por ende, “exergía” es solo una medida racional de su potencial [19].

Es ampliamente aceptado que, el análisis exergético suministra mayor información significativa cuando se evalúa el desempeño de sistemas de conversión de energía, así suministra eficiencias significativas e identifica las localizaciones, magnitudes y fuentes termodinámicamente ineficientes en sus sistemas [20].

Los análisis exergéticos tienen dos ventajas sobre el método convencional calor-balance, para el análisis de diseño y desempeño de sistemas relacionados con energía. Este provee una mayor precisión de las ineficiencias reales en los sistemas y la verdadera localización de estas ineficiencias. Y también, provee una medida real de la eficiencia de los sistemas, para sistemas más complejos. En los ciclos de refrigeración con el análisis del balance de calor, no es posible encontrar las pérdidas reales. Por ejemplo en una válvula de expansión no hay pérdidas de energía pero hay caídas de presión durante el proceso. Hay una pérdida de potencial y pueden ser encontradas las ineficiencias en el sistema y la verdadera

localización de estas ineficiencias. A partir del balance de calor, es posible llegar a la conclusión que las mayores pérdidas en un ciclo están en el condensador. Pero donde exactamente las pérdidas reales ocurren y como se reducen estas pérdidas, pueden ser encontradas solo a través del análisis exergético. Debido a la baja eficiencia de Carnot de los sistemas de refrigeración, la aplicación del análisis exergético, puede suministrar información con la cual la conservación de energía efectiva conlleva a que pueda ser estimada [21].

Este análisis es muy importante implementarlo con el fin de evaluar que capacidad o disponibilidad podemos obtener de diferentes sistemas de refrigeración por absorción, y como este puede lograr de manera más eficiente bajas temperaturas sin la necesidad de emplear sistemas de compresión convencionales, que demandan mucho gasto energético. Por ende, se realizará el análisis exergético de varios sistemas de refrigeración por absorción incluyendo los de doble efecto con eyecto-compresión, buscando un aumento en el COP y la eficiencia exergética. Así se pretende contribuir al uso eficiente y racional de la energía.

1. PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN

1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El propósito de este trabajo es determinar la viabilidad técnica de un sistema de refrigeración por absorción de doble efecto con eyecto-compresión, mediante un análisis paramétrico, con el fin de dar claridad a los efectos que incurren en dicho sistema como lo son el COP y la eficiencia exergética. Dado que los dispositivos de eyecto-compresión ofrecen un aumento en el desempeño de los sistemas de refrigeración por absorción de simple efecto, se pretende demostrar que estos dispositivos implementados en un sistema de absorción de doble efecto, ofrecen ventajas o beneficios en comparación con los valores que se muestran en la literatura para los sistemas de doble efecto. Con el fin de hacer un uso racional y eficiente de la energía utilizada en estos sistemas, se aplica el análisis exergético para determinar la cantidad de energía demandada por este sistema.

2. OBJETIVOS

2.1 OBJETIVO GENERAL

Analizar la viabilidad técnica de un sistema de refrigeración por absorción de doble efecto con eyecto-compresión, con el propósito de mejorar el Coeficiente de operación (COP) para hacer un uso eficiente y racional de la energía en los sistemas de refrigeración por absorción utilizando el análisis exergético.

2.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS

2.2.1 Estudiar y describir cómo operan los sistemas de refrigeración por absorción.

2.2.2 Aplicar el análisis exergético a los sistemas de refrigeración por absorción de simple efecto, simple efecto con eyecto-compresión, doble efecto y doble efecto con eyecto-compresión.

2.2.3 Simular los diferentes sistemas de absorción utilizando un software especializado (EES).

2.2.4 Comparar los coeficientes de desempeño (COP) y las eficiencias exergéticas de un sistema de absorción de doble efecto con eyecto-compresión con los sistemas de absorción estándar simulados.

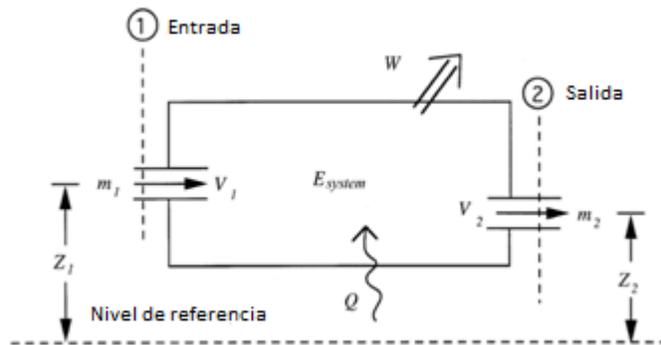
3. MARCO REFERENCIAL

3.1 MARCO TEÓRICO

3.1.1 Primera y segunda ley de la termodinámica y exergía.

3.1.1.1 Primera ley de la termodinámica. La primera ley de la termodinámica es frecuentemente llamada la ley de la conservación de la energía. Siguiendo la forma de la ecuación de la primera ley, esta es válida solo en ausencia de una reacción química o nuclear. La figura 3.1 ilustra los flujos de energía de entrada y de salida de un sistema termodinámico [22]:

Figura 3.1 Flujos de energía en general para un sistema termodinámico.



ASHRAE, (1997), ASHRAE Handbook-Fundamentals, Atlanta, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.

En la figura 3.1, se ilustra los flujos de energía de entrada y salida del sistema termodinámico.

Los procesos de flujo estable son importantes en aplicaciones de ingeniería. El flujo estable significa que todas las cantidades asociadas con el sistema no varían con el tiempo. Consecuentemente,

$$\sum_{\text{flujos de entrada}} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) - \sum_{\text{flujos de salida}} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) + \dot{Q} - \dot{W} = 0 \quad (3.1)$$

dónde, el primer término representa el flujo de energía de entrada del sistema, el segundo término representa el flujo de energía de salida del sistema, el tercer término representa el calor transferido hacia el sistema y el último término representa el trabajo transferido desde el sistema.

3.1.1.2 Segunda ley de la termodinámica. La segunda ley de la termodinámica diferencia y cuantifica los procesos que solo proceden en cierta dirección (irreversibilidad) desde las que son reversibles. La segunda ley puede ser descrita en diferentes formas. Un método utiliza el concepto de flujo de entropía en un sistema abierto y, las irreversibilidades asociadas con el proceso. El concepto de irreversibilidad provee una percepción adicional dentro de la operación de un ciclo. Por ejemplo, cuanto mayor sea la irreversibilidad en un ciclo de refrigeración operando con una capacidad de enfriamiento conocida, entre dos niveles de temperaturas fijas, mayor será la cantidad de trabajo requerido para operar el ciclo. Las irreversibilidades incluyen las pérdidas de presión en las líneas e intercambiadores de calor, el calor transferido entre los fluidos a diferentes temperaturas y la fricción mecánica. Reducir la irreversibilidad total en un ciclo, mejora la eficiencia del ciclo.

En un sistema abierto, la segunda ley de la termodinámica puede ser descrita en términos de la entropía como (ASHRAE, 1997) [22]:

$$dS_{\text{sistema}} = \frac{\delta Q}{T} + \delta m_e s_e - \delta m_s s_s + dI \quad (3.2)$$

donde

dS_{sistema} = Cambio total dentro de un sistema en un dt de tiempo durante un proceso.

$\delta m_e s_e$ = Incremento de entropía causada por la masa de entrada.

$\delta m_s s_s$ = La disminución de entropía causada por la masa de salida.

$\frac{\delta Q}{T}$ = Cambio de entropía causado por la transferencia de calor reversible entre el sistema y los alrededores.

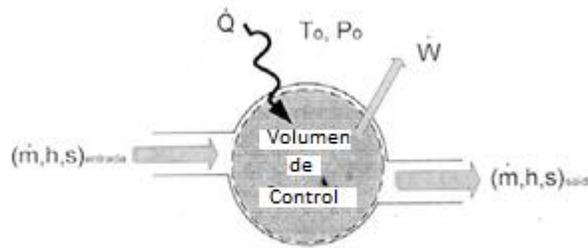
dI = Entropía generada debido a las irreversibilidades.

3.1.1.3 Exergía. El término de Exergía fue utilizado en primera instancia por Rant en 1956, y se refiere a las letras griegas ex (exterior) y ergos (trabajo). Otro término que describe lo mismo es energía disponible o simplemente disponibilidad. El término exergía también se relaciona con el trabajo ideal como se explicara más adelante, y las pérdidas de exergía se relacionan con las pérdidas de trabajo. Uno de los retos de la termodinámica comparados con la mecánica, es la introducción de entidades abstractas (o propiedades) que describen los sistemas PVT, tal como la energía interna, la entropía y la exergía. Adicionalmente, hay funciones de energía especial como la entalpia, energía de Helmholtz y la energía de Gibbs (libre) que son importantes en los análisis de termodinámica, pero pueden ser difíciles de comprender plenamente. Mientras la entalpia es importante para los procesos de flujo (sistemas abiertos) en la termodinámica de la ingeniería mecánica, la energía de Helmholtz (que define las ecuaciones de estado) y la energía libre de Gibbs (de los equilibrios físicos y químicos) que son importantes en la termodinámica de la ingeniería química [23].

El contenido de fracción de exergía expresa la calidad de una fuente de energía o flujo. Este concepto puede ser usado para combinar y comparar todos los flujos de energía de acuerdo a su cantidad y calidad. A diferencia de la energía, la exergía siempre es destruida durante conversiones debido a la naturaleza de la irreversibilidad de los procesos de conversión de energía. El concepto de exergía permite a las personas asociarla a lo que se consume por todos los sistemas de trabajo (por ejemplo, sistemas hechos por el hombre como motores termoquímicos y bombas de calor, o sistemas biológicos incluyendo el cuerpo humano), cuando la energía y/o materiales son transformados por el uso humano. El análisis exergético puede dar una idea de la medida en que los niveles de calidad de suministro de energía (por ejemplo, combustión de alta temperatura) es generada [24].

La exergía se cuantifica a partir del concepto del trabajo reversible y describe el balance de exergía como una combinación lineal de balances de energía y de balances de entropía. En la figura 3.2, se muestra el volumen de control para el cual será tomado y deducido de la ecuación fundamental del balance exergético. No son considerados efectos magnéticos, nucleares, eléctricos y de tensión superficial, así como la variación de la energía cinética y potencial [25].

Figura 3.2 Volumen de control de una entrada y una salida indeformable.



BURBANO J, Juan Carlos. Otimização exergoeconômica de sistema tetra-combinado de trigeração, 204 p. Tese (Doutorado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2011.

Por la primera ley de la termodinámica se tiene:

$$\dot{m}_s h_s - \dot{m}_e h_e = \dot{Q} - \dot{W} \quad (3.3)$$

Por la segunda ley de la termodinámica se tiene:

$$\dot{m}_s s_s - \dot{m}_e s_e = \frac{\dot{Q}}{T} + \dot{S}_{ger} \quad (3.4)$$

Multiplicando la ecuación anterior (3.3) por $-T_0$ y sumando la ecuación (3.4) se tiene:

$$\dot{m}_s (h_s - T_0 s_s) - \dot{m}_e (h_e - T_0 s_e) = \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) - \dot{W} - T_0 \dot{S}_{ger} \quad (3.5)$$

así mismo,

$$\dot{m}_s b_s - \dot{m}_e b_e = \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) - \dot{W} - T_0 \dot{S}_{ger} \quad (3.6)$$

La ecuación (3.6) del balance de exergía es válida para un volumen de control considerado. En el lado izquierdo de la ecuación (3.6), representa una variación de la tasa de exergía entre los flujos de entrada y salida. El término b de la ecuación (3.6) representa la exergía asociada a los flujos de masa hasta que alcancen las condiciones de P_0 y T_0 del ambiente y está calculado por:

$$b = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.7)$$

Para una situación más general, con varias entradas y salidas, intercambios de calor a diferentes temperaturas, el balance de exergía es (Burbano, 2011) [25]:

$$\sum \dot{m}_s b_s - \sum \dot{m}_e b_e = \sum \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) - \sum \dot{W} - T_0 \dot{S}_{ger} \quad (3.8)$$

En otros términos:

$$\dot{B}_s - \dot{B}_e = \dot{B}^Q - \dot{B}^W - \dot{B}_{destruida} \quad (3.9)$$

donde:

$\dot{B}^Q =$ Simboliza el flujo de exergía asociados a los flujos de calor debido a la diferencia de temperatura entre la frontera y el ambiente.

Así mismo:

$$\dot{B}^Q = \sum \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \quad (3.10)$$

\dot{B}^W = Significa el trabajo útil obtenido en el proceso, por lo tanto

$$\dot{B}^W = \sum \dot{W} \quad (3.11)$$

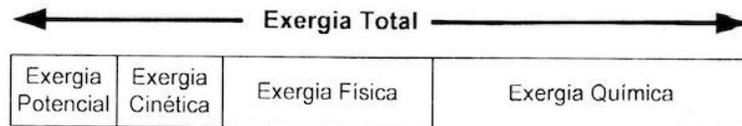
$\dot{B}_{destruida}$ = Cuantifica la exergía destruida, la cual está relacionada con la entropía generada. Así mismo:

$$\dot{B}_{destruida} = T_0 \dot{S}_{ger} \quad (3.12)$$

La ecuación (3.8) representa el balance de exergía válido para un volumen de control.

Despreciando los efectos nucleares, magnéticos, eléctricos y de tensión superficial, la exergía se puede dividir en cuatro componentes: Exergía cinética, potencial, física y química. Como la mostrada en la figura 3.3.

Figura 3.3 Componentes de la exergía.



BURBANO J, Juan Carlos. Otimização exergoeconômica de sistema tetra-combinado de trigeração, 204 p. Tese (Doutorado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2011.

La exergía cinética y potencial equivale, respectivamente, a la energía cinética y potencial, que pueden ser totalmente convertidas en trabajo, aunque en mayor parte de los análisis de sistemas térmicos, los valores de las exergías cinética y potencial pueden ser despreciados.

La exergía física equivale a la máxima cantidad de trabajo posible que se puede obtener cuando un sistema o flujo de una sustancia pasa del estado inicial al estado de referencia restringido, caracterizado por la existencia de equilibrio térmico y mecánico con el medio ambiente (Burbano, 2011) [25].

La exergía química es el máximo trabajo posible que se puede obtener cuando un sistema o flujo se toma del estado de referencia restringido al estado muerto, caracterizado por la existencia de equilibrio térmico, mecánico y químico, interactuando reversiblemente con los componentes del medio ambiente.

3.1.1.4 Eficiencia Exergética. La única variable que inequívocamente, caracteriza el desempeño de un componente desde el punto de vista termodinámico, es un rendimiento exergético apropiadamente definido. Se tienen varias formas de rendimiento exergético adecuadas para validar el desempeño de conversión de energía. Para analizar los procesos térmicos se tiene la siguiente expresión (Burbano, 2011) [25]:

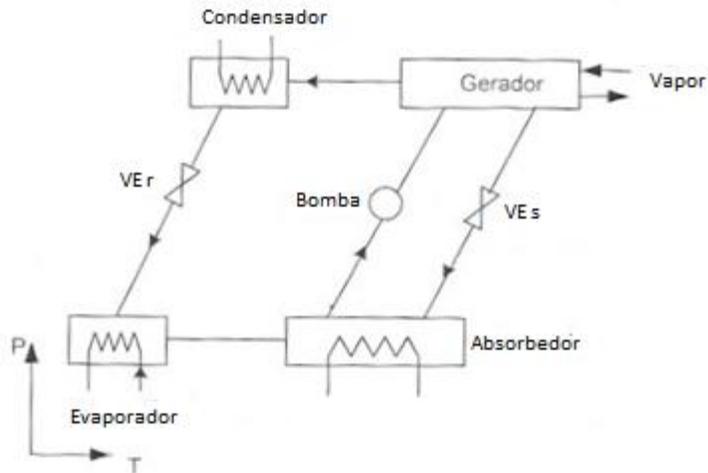
$$\eta_{PT} = \frac{\text{Exergía útil producida}}{\text{Consumo de exergía}} \quad (3.13)$$

3.1.2 Sistemas de refrigeración por absorción. El funcionamiento de la refrigeración por absorción, se basa en el hecho de que los vapores de algunos fluidos refrigerantes conocidos, son absorbidos por ciertos líquidos o soluciones salinas. La refrigeración por absorción fue descubierta por Nairn en 1777 y obtuvo su primer refrigerador comercial construido por Carré en 1823.

En un refrigerador de ciclo de compresión, la refrigeración es obtenida en el evaporador donde el refrigerante o fluido de trabajo es evaporizado y el calor es rechazado en el condensador donde el refrigerante es condensado. La energía de elevación de presión de una baja temperatura para una temperatura más alta es prevista como la energía mecánica por el compresor.

En su concepto más simple el ciclo de absorción consiste en un evaporador, un condensador, un absorbedor, un generador y una bomba de solución. La etapa correspondiente a la compresión de vapor del refrigerante, es efectuada por el absorbedor, por la bomba de la solución y por el generador en combinación, en vez de un compresor mecánico de vapor. De esta forma, el trabajo requerido para comprimir el fluido por la bomba es mucho menor, que el trabajo requerido por el compresor, una vez que el volumen específico del líquido es mucho menor que el de un gas, y consecuentemente el trabajo requerido. En la figura 4.4 se muestra un ciclo de estado simple (Burbano, 2011) [25].

Figura 3.4 Ciclo de refrigeración por absorción de simple efecto (Diagrama Dühring).



BURBANO J, Juan Carlos. Otimização exergoeconômica de sistema tetra-combinado de trigeração, 204 p. Tese (Doutorado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2011.

El refrigerante absorbente en un ciclo de absorción forma lo que se designa como par de fluido de trabajo. Muchos pares de fluido de trabajo han sido propuestos a lo largo de los años pero solo dos han sido ampliamente utilizados: Amoníaco en conjunto con agua como absorbente y agua en conjunto con solución acuosa de Bromuro de Litio como absorbente. El par de trabajo Amoníaco-Agua es, sobretodo utilizado en aplicaciones de refrigeración, con temperaturas de evaporación bajas, inferiores a 0 [°C]. El par de trabajo Agua-Bromuro de Litio es muy utilizado en aplicaciones de acondicionamiento del aire, en las cuales no es necesario disminuir las temperaturas por debajo de 0 [°C]. Los niveles de presión en una unidad de refrigeración de Amoníaco-Agua está generalmente por encima de la presión atmosférica, en cuanto en que las unidades de Agua-Bromuro de Litio opera generalmente en vacío parcial (Burbano, 2011) [25].

Se debe notar que LiBr es una sal, y en su estado sólido este tiene una estructura cristalina. Cuando LiBr es disuelto en agua, hay una temperatura específica de mínima solución para cualquier concentración de la sal entregada. La sal comienza a dejar la solución y se cristaliza por debajo de la temperatura mínima. La cristalización debe ser evitada en los diseños y operación de los sistemas de absorción de LiBr-H₂O, porque la formación de agua-nieve en las conexiones de

las tuberías, forman un sólido bloqueando rápidamente el flujo. Si esto ocurre, la temperatura de la solución concentrada necesita ser elevada significativamente por encima de su punto de saturación, dado que los cristales de sal se disuelven en un tiempo razonable, liberando la máquina. Restablecer la operación del absorbedor luego de la cristalización es una labor intensiva y de mucha demanda de tiempo [26].

El desempeño de un sistema de absorción es críticamente dependiente de las propiedades químicas y termodinámicas del fluido de trabajo. Un requerimiento fundamental de la combinación absorbente/refrigerante es que, en fase líquida, ellos deben tener un margen de miscibilidad dentro de los rangos de temperaturas de operación del ciclo. La mezcla debería también ser químicamente estable, no tóxica y no explosiva. Además de estos requerimientos, las siguientes cuatro sugerencias son requeridas (Srikhirin, et al., 2001) [2]:

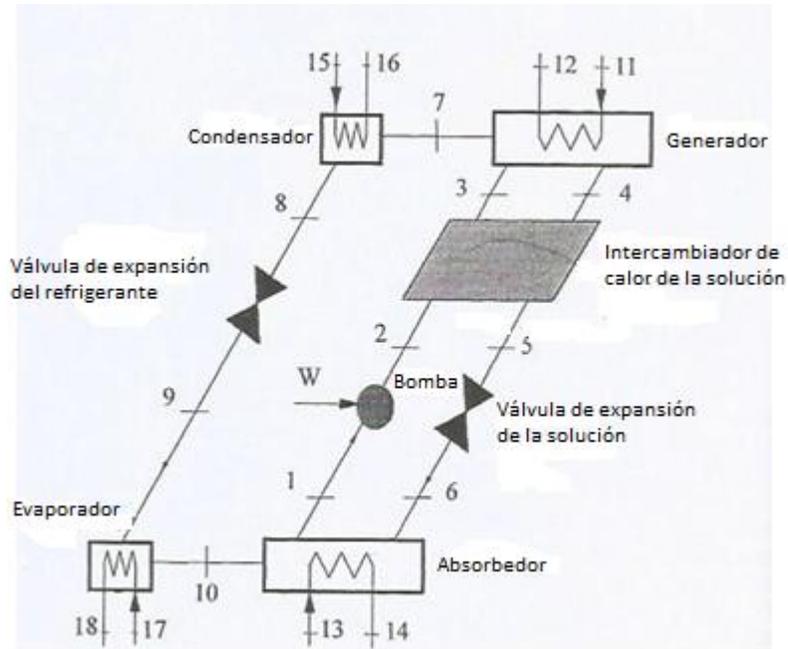
- La elevación del punto de evaporación (la diferencia en el punto de ebullición entre el refrigerante puro y la mezcla esta a la misma presión) debería ser lo más amplio posible.
- El refrigerante debería tener un alto calor de vaporización y una alta concentración dentro del absorbente en orden de mantener un bajo flujo de circulación entre el generador y el absorbedor por unidad de capacidad de enfriamiento.
- Las propiedades de transporte que influyen en la transferencia de calor y masa, por ejemplo la viscosidad, la conductividad térmica y el coeficiente de difusión deberían ser favorables.
- Tanto el absorbente como el refrigerante no deben ser corrosivos, amigables con el ambiente y de bajo costo.

Los sistemas de absorción se clasifican básicamente en:

- Sistema de absorción de simple efecto.
- Sistema de absorción de doble efecto.

3.1.2.1 Sistema de refrigeración por absorción de simple efecto. Los sistemas de refrigeración de simple efecto son aquellos que poseen un nivel de calentamiento del fluido de trabajo. En la figura 3.5 se explica el principio de funcionamiento de un ciclo de absorción de simple efecto. Como se muestra en la figura, cuando el vapor de refrigerante ingresa al absorbedor (10), este es absorbido por un líquido (1). Este líquido es bombeado a alta presión (1-2), donde el refrigerante es separado de la solución por la adición de calor (3-7). Subsecuentemente, el refrigerante viaja hacia el condensador (7-8) como en un ciclo estándar de la refrigeración. Finalmente, el líquido con menos refrigerante retorna al absorbedor (6) [27].

Figura 3.5 Sistema de refrigeración por absorción de simple efecto LiBr/H₂O con modelo externo de transferencia de calor..

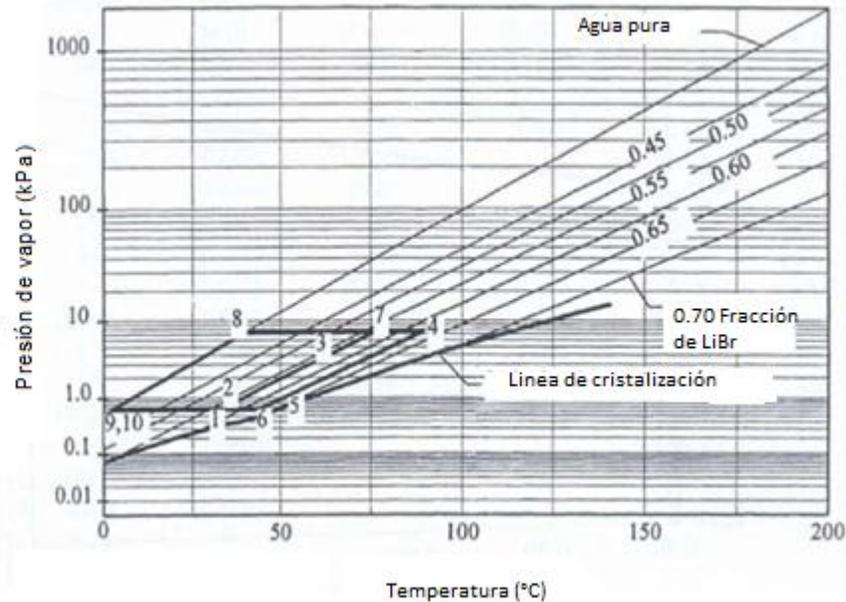


HEROLD, Keith E; RADERMACHER, Reinhard; KLEIN, Sanford A. Absorption chillers and heat pumps. CRC Press LLC, 1996, 329p.

El Coeficiente de operación para un ciclo de simple efecto con LiBr/H₂O está en el intervalo de 0.6 a 0.7 (DORGAN et al., 1995) [28], (ORLANDO, 1996) [29], (DINCER, 2003) [30] (HEROLD et al., 1995) [31]. Los fabricantes de estos equipos de refrigeración presentan también valores de COP muy similares dentro de este intervalo, como por ejemplo Yazaki, que presenta un COP igual a 0,71; y EAW, Phoenix y Rotartica que presentan valores de COP de 0.7 para sistemas de simple efecto con LiBr/H₂O (Palacios, 2007) [32].

En la figura 3.6 se muestra un diagrama de ciclo de simple efecto indicando la presión de vapor, temperatura y concentración de la solución LiBr/H₂O.

Figura 3.6 Diagrama de Dühring para el ciclo de refrigeración por absorción de simple efecto.



PALACIOS BERECHÉ, Reynaldo. Avaliação de sistemas de refrigeração por absorção H₂O/LiBr e sua possibilidade de inserção no setor terciário utilizando gás natural. Universidade Estadual de Campinas Faculdade de Engenharia Mecânica Comissão de Pós-graduação em Engenharia Mecânica Planejamento de Sistemas Energéticos, Campinas, 2007.

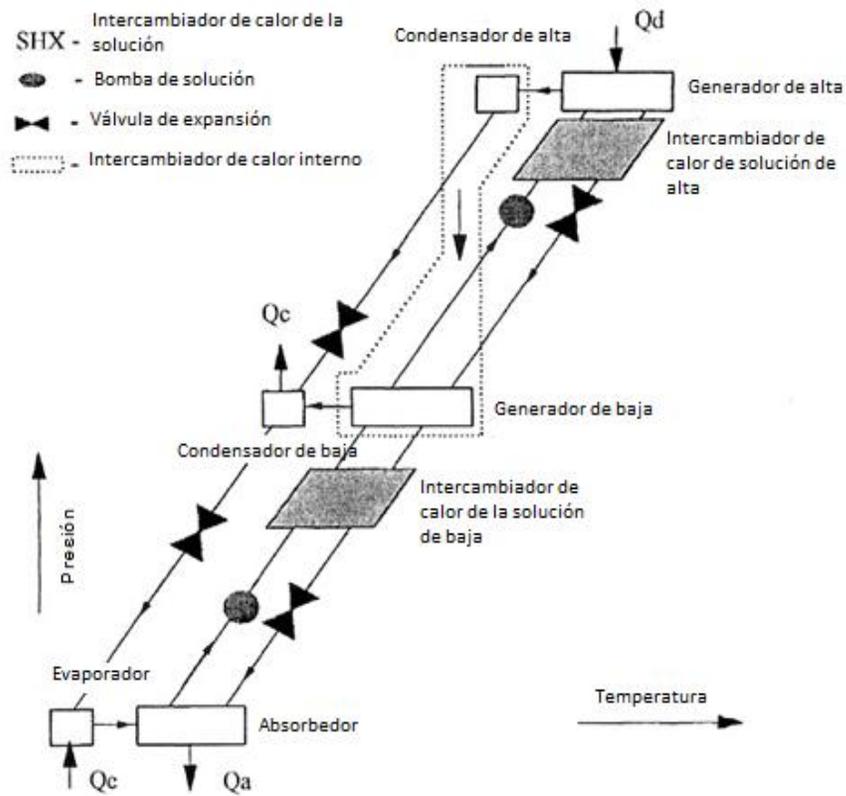
3.1.2.2 Sistemas de refrigeración por absorción de doble efecto. Un sistema de refrigeración de doble efecto o doble etapa tiene dos ciclos de generación para separar el refrigerante del absorbente. La entrada de calor en este sistema ocurre a una temperatura mucho más alta que el sistema de simple efecto. El COP de los sistemas de doble efecto, también es mayor a los sistemas de simple efecto, ya que estos sistemas de doble efecto son capaces de utilizar mayor disponibilidad (Exergía) que ofrece un intercambiador de calor a una mayor temperatura. Los sistemas de refrigeración de doble efecto con LiBr/H₂O como fluido de trabajo de llama directa de gas natural, constituyen una tecnología más fuerte que hace competitivo el segmento del mercado de refrigeración a gas (Palacios, 2007) [32].

Algunos fabricantes internacionales que ofrecen sistemas de doble efecto son: McQuay International, Trane, Yazaki y York. Algunos de los valores de COP presentados por algunos fabricantes como McQuay tienen un COP de 1.4 para

sistemas accionados por vapor, y York presenta un COP de 1.02 para sistemas de llama directa [33].

En la figura 3.7 se esquematizó un sistema de absorción de doble efecto en flujo en paralelo y se asumió que los cambios en las fracciones de masa de la solución en cada uno de los generadores es idéntico.

Figura 3.7 Sistema de refrigeración por absorción de doble efecto con LiBr/H₂O.



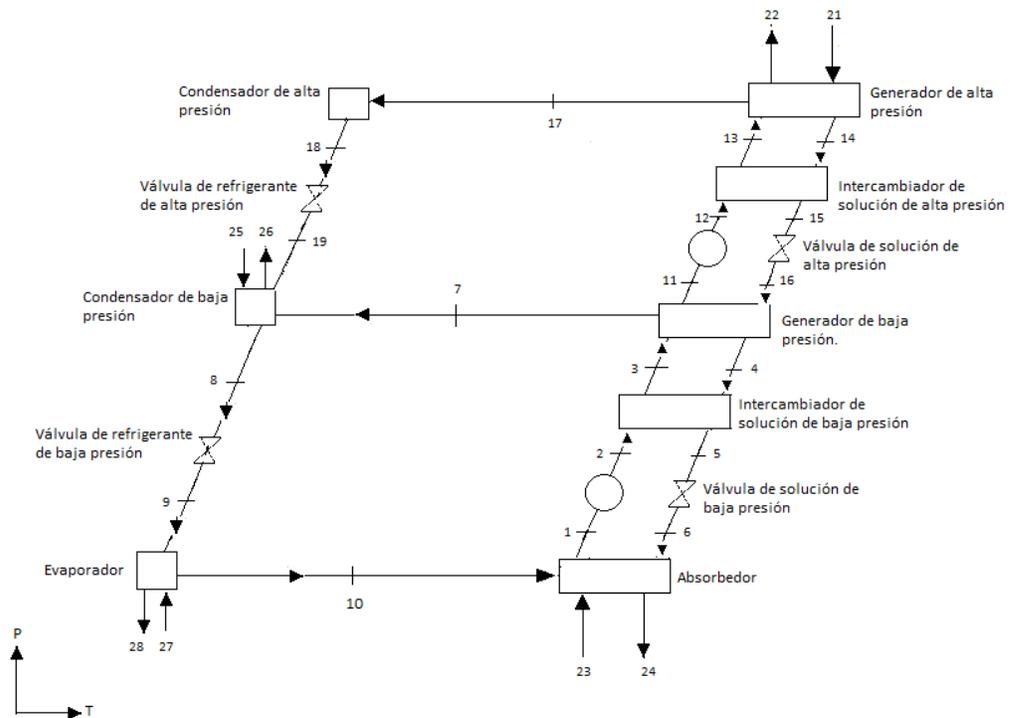
HEROLD, Keith E; RADERMACHER, Reinhard; KLEIN, Sanford A. Absorption chillers and heat pumps. CRC Press LLC, 1996, 329p.

Adicional a lo anterior, existe una transferencia de calor entre los dispositivos generador de baja presión-condensador de alta presión para generar el primer efecto de separación del refrigerante de la sustancia absorbente

En la figura 3.8 se muestra una configuración de un sistema de doble efecto de flujo en paralelo. Donde se muestra que, el calor ingresa al generador de alta presión (ingreso de insumo de energía) y el evaporador (donde se retiran el calor de flujo de agua que va desde el punto 27 al punto 28, produciendo el efecto de refrigeración). En el condensador y en el absorbedor, el calor es removido del sistema a través del flujo de agua proveniente de una torre de enfriamiento.

En el condensador ingresa el refrigerante en fase de vapor proveniente del generador de baja-condensador de alta (punto 19 y punto 7), entrando este se condensa liberando calor que será transferido al agua de enfriamiento (punto 25). El refrigerante sale como liquido saturado (punto 8) y después se expande del propio dispositivo. El refrigerante a baja presión (punto 9) ingresa al evaporador, donde absorbe el calor del medio a refrigerar (en este caso agua, que debe ser refrigerada para propósitos de acondicionamiento de aire).

Figura 3.8 Diagrama esquemático de un sistema de absorción de flujo en paralelo de doble efecto LiBr/H₂O.



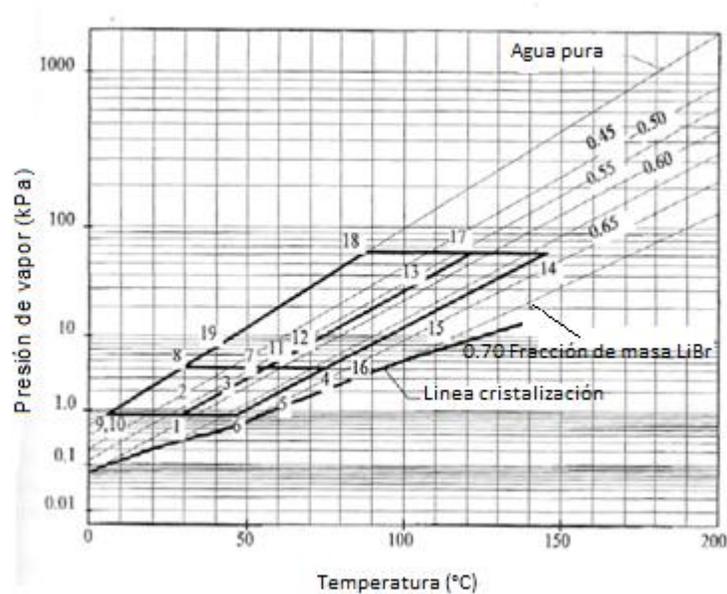
Después de pasar por el evaporador, el refrigerante, a baja presión y temperatura (ya en fase de vapor), sigue para el absorbedor, donde es absorbido por la solución concentrada de LiBr (punto 6). Una vez que el refrigerante fue absorbido, este se condensa liberando vapor con causa de un cambio de fase por efecto de absorción. Para remover el calor generado de estos dos procesos, un flujo de agua de enfriamiento circula en la sección del absorbedor (punto 23). Este flujo es requerido para mantener y controlar la presión como temperatura y concentración. En la salida del absorbedor (punto 1) se tiene una solución diluida, esto porque el proceso ocurre en la absorción del refrigerante. Esta solución diluida es bombeada hacia el generador de baja-condensador de alta (punto 3), pasando antes por el primer intercambiador de la solución donde es precalentada. Este intercambiador de calor es muy importante ya que reduce la cantidad de calor necesario para ingresar al generador (insumo de calor externo). En la salida del primer intercambiador de la solución una fracción de la solución ingresa al generador de baja-condensador de alta (punto 3) y otra fracción de la solución (punto 11) es bombeada al generador de alta (punto 13), pasando antes por el segundo intercambiador de la solución. En el generador de alta es adicionado el calor de insumo proveniente de la combustión del gas natural. Este calor evapora el calor del refrigerante de la solución LiBr/H₂O hasta alcanzar la temperatura-concentración de saturación (punto 14) a alta presión (presión en el generador de alta). El vapor del refrigerante, a alta presión y temperatura (punto 17), sigue hacia el generador de baja-condensador de alta donde se entrega el calor. Después de rechazar calor el refrigerante sale como liquido saturado del generador de baja-condensador de alta (punto 18), luego después se expande en el propio dispositivo e ingresa al condensador (punto 19) como una mezcla de fases, cerrando el ciclo del refrigerante que sale del generador de alta.

El calor entregado en el generador de baja-condensador de alta, se evapora el refrigerante de la solución LiBr que ingreso en (punto 3) por fuera, hasta alcanzar la temperatura de concentración de saturación (punto 4) a la presión media (presión del generador de baja). Este vapor de refrigerante que fue evaporado (a presión de temperatura media) sigue para el condensador (punto 7), cerrando el ciclo de refrigerante que fue ingresado al generador de baja.

En el punto 14 la solución concentrada (una vez que pasa el refrigerante fue evaporada) pasa por el segundo intercambiador de calor de la solución, donde es pre-enfriada. Después de pasar por este intercambiador (punto 15), la solución concentrada pasa por el dispositivo de expansión, donde la presión es reducida (punto 16). En este proceso parte del refrigerante de la solución es pre-enfriada nuevamente. Después de pasar por el primer intercambiador de calor de la solución (punto 15), la solución concentrada pasa nuevamente por el dispositivo de expansión donde la presión es reducida de nuevo (punto 6). Después de esto la concentración entra al absorbedor, cerrando el ciclo de la solución. En la figura 3.9 se muestra un diagrama Dühring de un sistema de refrigeración por absorción de doble efecto con los correspondientes puntos de operación bajo los cuales se

muestran el porcentaje de concentración para cada punto. Como se puede observar, los puntos correspondientes al sistema de doble efecto (1, 6 y 10) que salen y entran del absorbedor, son los que se encuentran en mayor riesgo de cristalización.

Figura 3.9 Diagrama de estados Dühring para un sistema básico de absorción de doble efecto agua/bromuro de litio (flujo paralelo).



HEROLD, Keith E; RADERMACHER, Reinhard; KLEIN, Sanford A. Absorption chillers and heat pumps. CRC Press LLC, 1996, 329p.

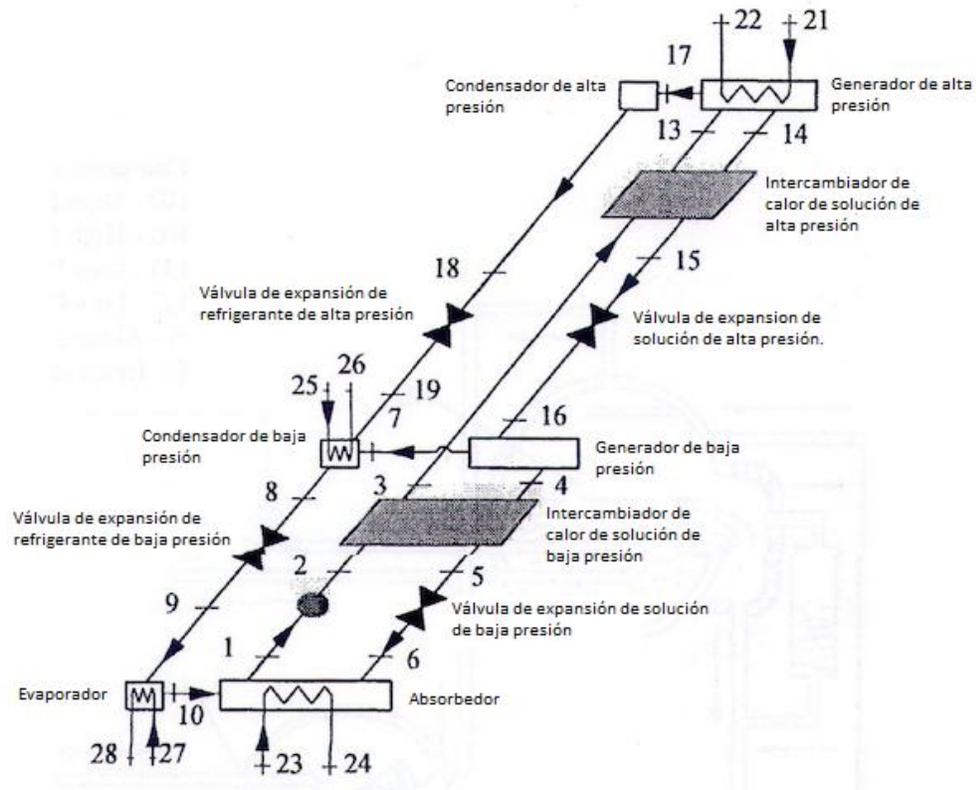
Uno de los mejores diseños que se escogen en los sistemas de doble efecto, es cuando se eligen los circuitos de conexión de la solución. Las opciones básicas son los flujos en serie y paralelo (Herold et al., 1996) [31].

El flujo en paralelo ofrece beneficios termodinámicos y de transferencia de calor sobre los sistemas de flujo en serie, pero para alcanzar estos beneficios relativamente pequeños se requiere de un control más complejo (Herold et al., 1996) [31].

Los diagramas esquemáticos de los sistemas de doble efecto de flujo en serie se muestran en las figuras 3.10 y 3.11. En las figuras 3.10 y 3.11, se diferencian por

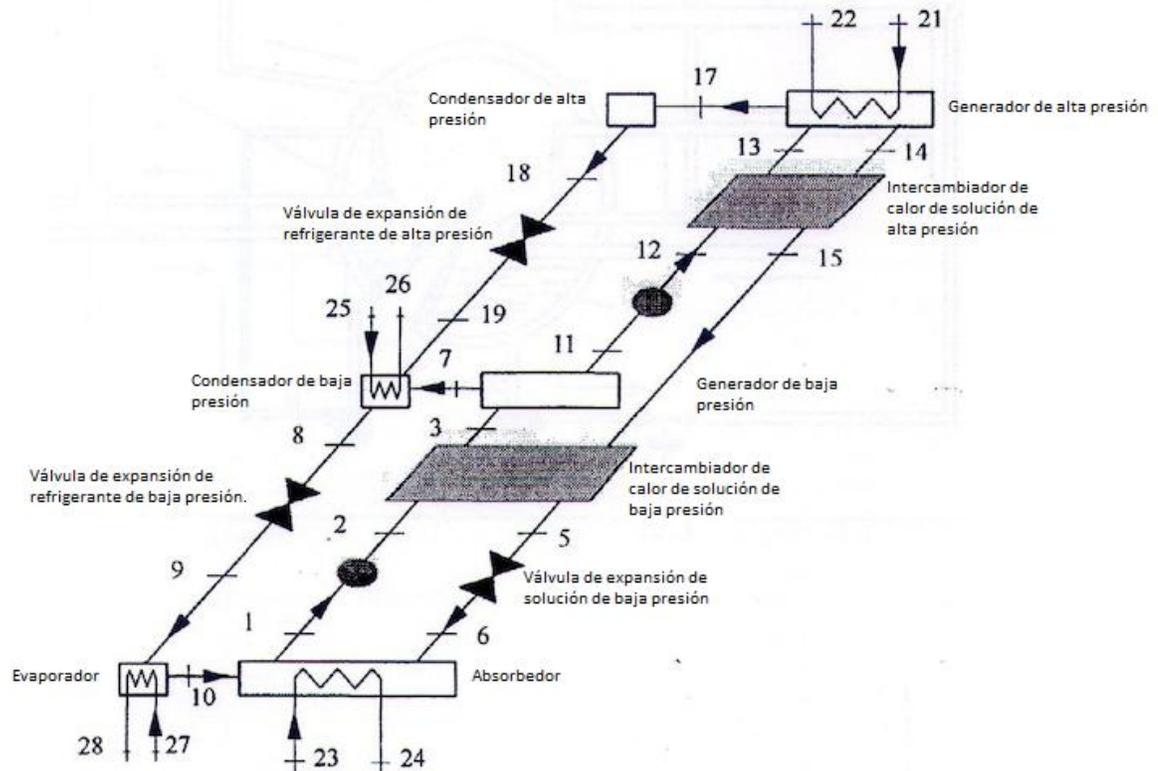
la instalación de cómo la solución sale del absorbedor. En la configuración de la figura 3.10, la solución es enviada primero al generador de alta, y luego al generador de baja. En la configuración de la figura 3.11, este circuito es el inverso del circuito mostrado en la figura 3.10, en ambos casos, los procesos de intercambio de calor internos entre el condensador de alta y el generador de baja limitan las temperaturas. El condensador de alta debe tener una temperatura lo suficientemente alta para proveer la transferencia de calor que genera el potencial para poner en funcionamiento el calor dentro del generador de baja (Herold et al., 1996) [31]. En resumen, el desempeño de las 3 configuraciones se muestra en la tabla 3.1.

Figura 3.10 Diagrama esquemático Dühring de un sistema de absorción de flujo en serie de doble efecto agua/bromuro de litio (solución a alta temperatura).



HEROLD, Keith E; RADERMACHER, Reinhard; KLEIN, Sanford A. Absorption chillers and heat pumps. CRC Press LLC, 1996, 329p.

Figura 3.11 Diagrama esquemático Dühring de un sistema de absorción de flujo en serie de doble efecto agua/bromuro de litio (la solución llega primero al generador de baja).



HEROLD, Keith E; RADERMACHER, Reinhard; KLEIN, Sanford A. Absorption chillers and heat pumps. CRC Press LLC, 1996, 329p.

Como se puede observar en la tabla 3.1, las diferencias entre los COP favorecen al sistema con la configuración de flujo en paralelo. Sin embargo, las capacidades de refrigeración favorecen a las configuraciones de flujo en serie (HEROLD et al., 1996) [31].

Tabla 3.1 Comparación de los ciclos de flujo en paralelo y en serie para un sistema de absorción de doble efecto de agua/bromuro de litio.

Configuración	COP	Capacidad (kW)
Paralelo	1.325	354.4
Serie, generador de alta	1.244	371.1
Serie, generador de baja	1.238	370.2

HEROLD, Keith E; RADERMACHER, Reinhard; KLEIN, Sanford A. Absorption chillers and heat pumps. CRC Press LLC, 1996, 329

De acuerdo a lo previamente explicado, para propósitos de este trabajo, se analizó un sistema de refrigeración por absorción de doble efecto en flujo paralelo, mostrado en la figura 3.9.

3.1.3 Dispositivo de eyecto-compresión. Los eyectores son utilizados en diferentes aplicaciones de ingeniería, estos tienen algunas ventajas sobre los sistemas por compresión de vapor convencionales. A partir de cierta cantidad de bombeo de líquido, el dispositivo no tiene partes móviles ni requiere de lubricación [34].

(Kuhlenschmidt, 1973) [17] estudió el desempeño de un ciclo de absorción de doble efecto con eyecto-compresión para un sistema de LiBr/H₂O.

Chen [35] ha llevado a cabo un estudio teórico del mejoramiento de un ciclo de absorción con eyecto-compresión, para un sistema R-22/DME-TEG. Un ejemplo presentado en dicho estudio, muestra que el valor del Coeficiente de operación (COP) para ciclos convencionales aumenta un 25% bajo condiciones óptimas de operación.

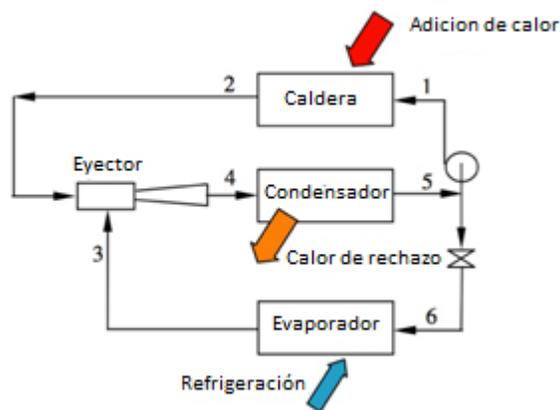
Sun et al. [36] describieron un nuevo ciclo de refrigeración basado en la combinación de un ciclo de absorción con un ciclo de refrigeración con eyector para un sistema LiBr/H₂O. Como resultado, dicho estudio muestra que bajo condiciones de operación normales, el desempeño del ciclo combinado es mucho mayor que el de un ciclo de absorción convencional (cerca del 40%).

Un sistema de refrigeración por vapor con eyector fue en principio desarrollado por Le Blanc and Charles Parsons alrededor del año 1901 [37]. El estudio les dio

gran popularidad a principios de 1930 para sistemas de acondicionamiento de aire de grandes construcciones. Sin embargo estos fueron reemplazados después, por el lanzamiento de los sistemas por compresión de vapor.

En la figura 3.12 se muestra un diagrama esquemático de una unidad de refrigeración ordinaria con eyector. El ciclo es similar a un sistema por compresión de vapor convencional, excepto, que el compresor es reemplazado por una bomba de circulación de líquido, una caldera y un eyector. En resumen, como el calor es adicionado en la caldera, el refrigerante es evaporado y este sale de la caldera a alta presión y temperatura (2). Este refrigerante a alta presión, el cual puede ser también llamado “fluido primario” o “fluido motriz”, se expande a través del cuello primario en el eyector y produce una región de baja presión en la garganta primaria del plano de salida (3). Esta baja presión permite que el líquido refrigerante en el evaporador se vaporice a baja temperatura para crear el efecto de refrigeración. La carga térmica en el evaporador se utiliza para evaporar este refrigerante del sistema. El “fluido secundario” evaporado será adicionado desde el evaporador y se mezclará con el fluido primario en la cámara de mezcla del eyector. Las corrientes de mezcla son descargadas a través del difusor hacia el condensador (4), donde el vapor es condensado (5). El líquido refrigerante acumulado en el condensador retorna hacia la caldera por la bomba de alimentación (1), a pesar, de que el resto se expande a través de la válvula de expansión hacia el evaporador (6), para completar el ciclo [38].

Figura 3.12 Sistema de refrigeración simple con eyector.

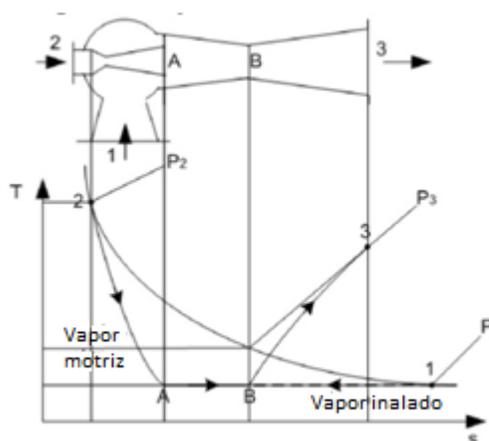


CHUNNANOND, Kanjanapon; APHORNRATANA, Satha. An experimental investigation of a steam ejector refrigerator: the analysis of the pressure profile along the ejector. Applied Thermal Engineering 24 (2004) 311-322.

El diseño de los eyectores puede ser clasificado dentro de dos categorías de acuerdo a la posición de las gargantas [39]. Para la garganta con su salida localizada dentro de una sección de área constante de un eyector, la mezcla de los flujos primario y secundario ocurre dentro de la sección del área constante y, el eyector es denominado “eyector de mezcla de área constante”. Para la garganta con su salida localizada dentro de la cámara de succión la cual está en frente de la sección de área constante, el eyector es denominado “eyector de mezcla de presión constante” [40].

Un eyector funciona como se describe en la figura 3.13: el vapor de refrigerante a baja presión entra dentro del eyector en el punto (1), y es inhalado por el vapor de alta presión en el punto (B), el cual produce un vacío cuando este entra en el eyector en el punto (2) y, sale por el punto (A), luego, la presión se aumenta dos veces en la salida del eyector (3) (Burbano et al, 2011) [9].

Figura 3.13 Comportamiento del vapor motriz y el vapor inhalado a través del eyector.



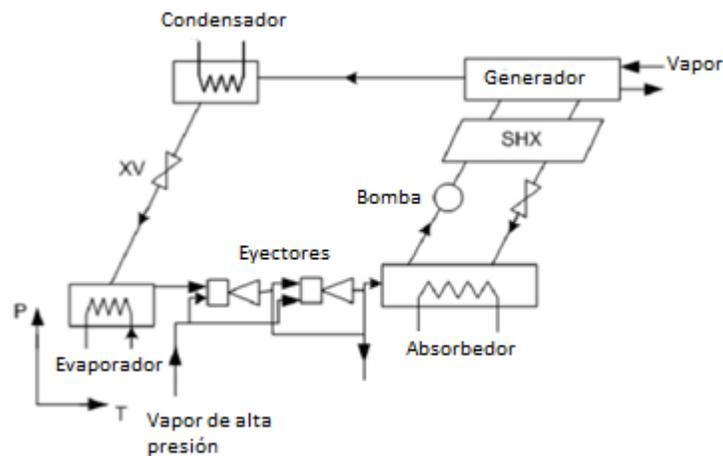
BURBANO J, Juan Carlos; PELLEGRINI, Luiz Felipe; DE OLIVEIRA JR, Silvio. Exergoeconomic comparison of absorption refrigeration system including a hybrid absorption-ejector compression chiller 78 (2011) 81-89.

3.1.4 Sistemas de simple efecto con eyecto-compresión. Los sistemas de absorción con eyecto-compresión fueron propuestos por Oliveira Jr [41]. El sistema se caracteriza por la producción de agua enfriada a condiciones dadas, y poseen eyectores entre el absorbedor y el evaporador. El funcionamiento es similar a un sistema de absorción de simple efecto, con una variación que consiste en utilizar eyectores entre el absorbedor y el evaporador. El número de eyectores depende de la elevación de la presión de vapor liberada en el evaporador. Cada eyector

opera con una relación de presión aproximadamente de 2. El vapor de salida en el eyector que se descarga en el absorbedor, causa que la presión en el absorbedor sea aumentada a un nivel mayor que la del evaporador. Por lo tanto la concentración de la solución dentro del absorbedor puede ser mantenida fuera de los riesgos de cristalización cuando el sistema necesita operar con una menor temperatura en el evaporador, o con una mayor temperatura en el absorbedor, lo cual es el caso de las unidades de acondicionamiento de aire.

En la figura 3.14 se muestra un sistema de absorción con eyecto-compresión con LiBr/H₂O (Burbano et al, 2011) [9].

Figura 3.14 Diagrama esquemático Dühring de un sistema de refrigeración por absorción con eyecto-compresión.



BURBANO J, Juan Carlos; PELLEGRINI, Luiz Felipe; DE OLIVEIRA JR, Silvio. Exergoeconomic comparison of absorption refrigeration system including a hybrid absorption-eyecto compression chiller 78 (2011) 81-89.

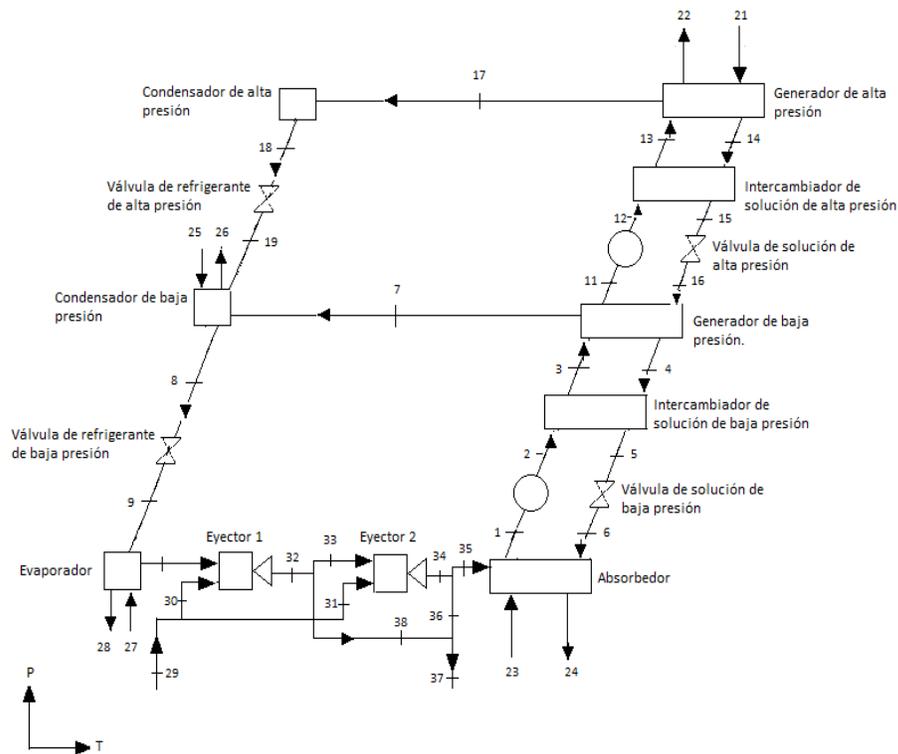
Trabajos desarrollados para sistemas de simple efecto con eyecto-compresión son (Burbano et al., 2011) [9], (Xu et al., 2013) [42] y (PONGTORNKULPANICH et al., 2004) [43].

3.1.5 Sistemas de doble efecto con eyecto-compresión. Estos sistemas funcionan bajo el mismo principio de operación de un sistema convencional de absorción entre los cuales, como se mencionó anteriormente, existen diferentes tipos de configuración, que son en serie y en paralelo. Los de tipo flujo en serie son sistemas que a pesar de tener gran capacidad de enfriamiento, padecen de

ciertas limitaciones en su desempeño, lo cual su prestación se tendría en cuenta bajo el criterio y análisis del tipo de aplicación para el cual se vaya a emplear.

Los de tipo flujo en paralelo ofrecen coeficientes de operación generalmente altos entre los sistemas de doble efecto, lo cual, se hacen mas atractivos para la mayoría de aplicaciones y también debido a su alta prestación, son de motivo de análisis para este trabajo. En la figura 3.15 se muestra un sistema de absorción de doble efecto en flujo en paralelo, funcionando con dos eyectores entre el evaporador y el absorbedor, el cual se realizó bajo el mismo criterio de análisis del sistema de simple efecto de la figura 3.14.

Figura 3.15 Sistema de refrigeración por absorción de doble efecto flujo en paralelo con eyecto-compresión (evaporador-absorbedor).

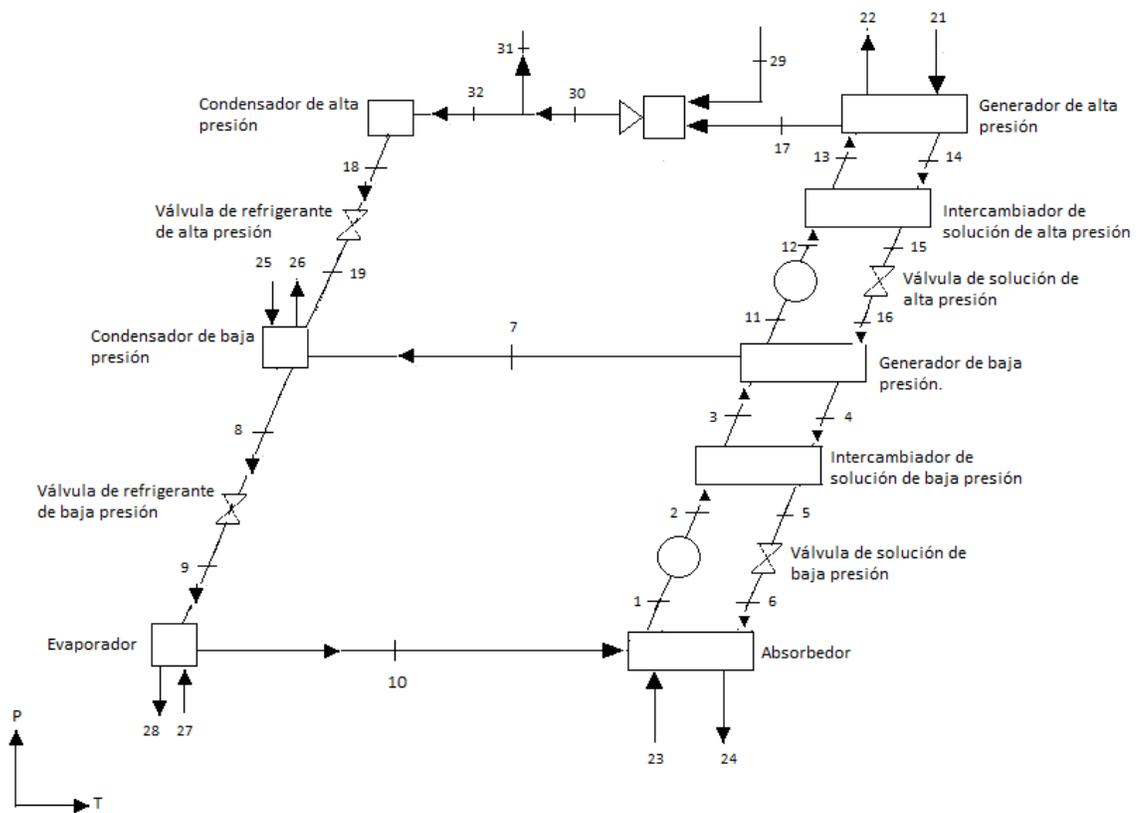


En las figuras 3.16 y 3.17, se muestran como alternativa, la disposición de un solo eyector en diferentes posiciones para dicho sistema.

Para la figura 3.16 se muestra un sistema de absorción de doble efecto con un solo eyector, situado entre el generador y el condensador de alta presión, con el

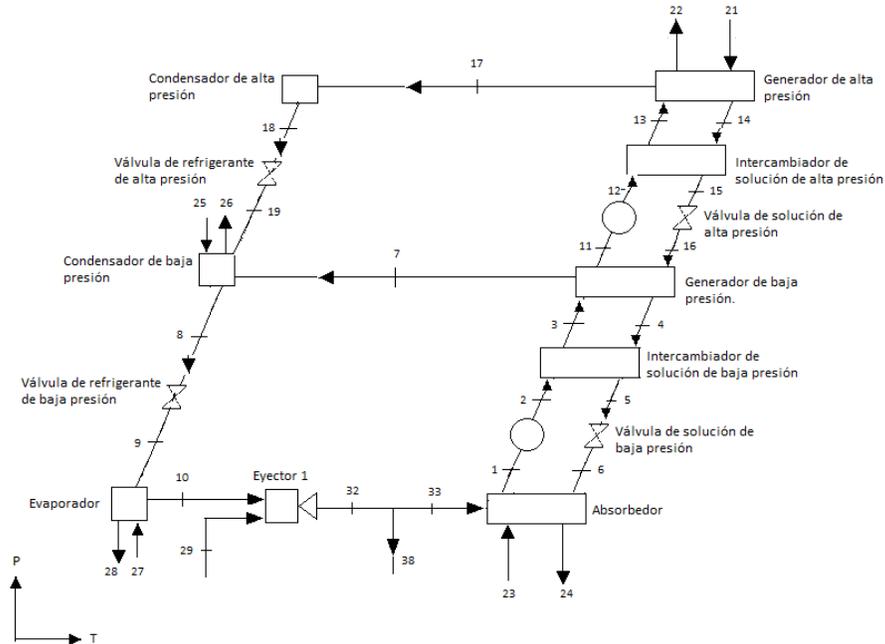
propósito de analizar el comportamiento paramétrico del sistema, buscando el incremento del COP y el rendimiento exergético. Este análisis se llevo a cabo también, para demostrar la viabilidad técnica de la disposición de un solo eyector, y verificar efectivamente si esta configuración se justifica, para la implementación de dos eyectores.

Figura 3.16 Sistema de refrigeración por absorción de doble efecto flujo en paralelo con eyecto-compresión (generador de alta presión-condensador de alta presión).



En la figura 3.17 se muestra otra disposición similar al anterior, bajo la diferencia de que el eyector se ubica en la zona inferior que comprende el evaporador y el absorbedor. Esta disposición es tomada en cuenta para el análisis y comparación paramétrica, con el fin de determinar cuál es el comportamiento que tiene el sistema en lo referente al COP y el rendimiento exergético. También con este análisis se determina la viabilidad técnica para el comportamiento del sistema con uno y dos eyectores.

Figura 3.17 Sistema de refrigeración por absorción de doble efecto en flujo paralelo con eyecto-compresión (un solo eyector evaporador-absorbedor).



3.2 ANÁLISIS EXERGÉTICO DE LOS SISTEMAS DE ABSORCIÓN

En la bibliografía existen artículos donde se aplican análisis termodinámicos y exergéticos para sistemas de refrigeración por absorción que utilizan como fluido de trabajo la solución LiBr/H₂O. En este tipo de estudios es necesario hacer un cálculo de la exergía de fluido de trabajo en diferentes puntos del sistema. Desafortunadamente, hasta ahora se encuentran en los diferentes estudios [48-51], que la exergía de la solución se calcula considerando solo un componente térmico (exergía física) y la exergía química no fue considerada (Palacios, 2007) [32].

Muchos investigadores han llevado a cabo estudios exergéticos en diferentes sistemas térmicos. Natrajan [21] describió en detalle diferentes aproximaciones para análisis exergéticos, y su utilidad de una manera más simple y efectiva. Salih Dincer [44] afirma que el análisis energético convencional, basado en la primera ley termodinámica, evalúa la energía principalmente en su cantidad. Pero, el análisis que está basado en la segunda ley considera la calidad más que la cantidad. También ha reportado la forma general de la eficiencia disponible para

diferentes procesos. Ahmet Karkas et al [45] llevó a cabo análisis de energía disponible de ciclos de enfriamiento por absorción y afirma que por encima de los 0 [°C] (cero), los ciclos de enfriamiento de BrLi-H₂O son más efectivos vistos tanto desde la Primera y Segunda ley de la termodinámica. Anand D.K y kumar B. [46] calcularon las propiedades del BrLi-H₂O para un rango completo de temperaturas y concentraciones útil aplicable a los ciclos de absorción. Esta información es utilizada para calcular las irreversibilidades individuales para todas las componentes del ciclo. Brodyanskii [47] estableció que el análisis energético no basado en la producción de entropía no es una herramienta útil para analizar el desempeño del sistema. Dalichaouch [48] analizó la influencia de los parámetros del ciclo mediante una simulación en un programa computacional y representó diferentes formas de mejorar el desempeño del sistema mediante un mejor diseño. Koehler et al [49] ilustró diferentes formas de mejorar el diseño del sistema mediante la aproximación de pérdidas de disponibilidad. Mc Neely [50] ha llevado a cabo un estudio detallado de las propiedades del BrLi-H₂O y produjo mejores resultados.

Para el presente propósito sobre el cálculo de la exergía total, se tuvo en cuenta los procedimientos presentados (Burbano, 2011) [25], para los cuales se llevaron a cabo los cálculos tanto de la exergía química como la exergía física, por medio de la realización de una serie de algoritmos de programación, con la ayuda de las correlaciones suministradas en las librerías de Engineering Equation Solver (EES[®]) [51], tanto para la entalpía como la entropía de la solución LiBr/H₂O.

3.2.1 Propiedades para el cálculo exergético de la solución LiBr/H₂O. Para el cálculo de la exergía de las soluciones, las propiedades termodinámicas son muy importantes. La entalpía específica y la entropía específica son importantes para el cálculo de la exergía física, y la consideración de la actividad de los componentes de la solución es importante para el cálculo de la exergía de una mezcla [52-53].

Varios estudios termodinámicos fueron presentados en el pasado tratando de describir las propiedades de la solución de bromuro de litio. De estos estudios, el más conocido y probablemente trabajado es (McNeely, 1979) [50].

Kim e Infante Ferreira, 2006 [54] desarrollaron las correlaciones numéricas para el cálculo de la entalpía de solución para una amplia gama de concentraciones y temperaturas.

Koehler, et al. [63] presentaron correlaciones numéricas para el cálculo de la entropía de la solución LiBr/H₂O. La referencia del estado en su artículo fue $s=0$ kJ/kg para agua líquida a 0 [°C] y $s=0$ kJ/kg para LiBr cristalino a 25 [°C]. Las correlaciones se obtuvieron para el rango dado entre 0 [°C]<T<100 [°C] y 0 %<X<70 % (Palacios, 2007) [32].

Para el cálculo de estas propiedades sumamente importantes en los cálculos posteriores a lo que hace referencia a la exergía total (exergía química más la exergía física), se siguió cuidadosamente el procedimiento propuesto por el estudio (Burbano, 2011) [25], con lo cual se obtuvieron los coeficientes relacionados con la actividad, la molalidad y el coeficiente osmótico de la solución LiBr/H₂O. De esta manera se obtuvo la exergía física y química de la solución LiBr/H₂O, para los diferentes estados de los sistemas de refrigeración por absorción.

3.2.1.1 Actividades. La actividad del agua en la solución puede calcularse a partir de la siguiente expresión (Burbano, 2011) [25]:

$$\ln(a_{H_2O}) = -\phi \cdot v_s \cdot m \cdot \bar{M}_{H_2O} \quad (3.15)$$

3.2.1.2 Molalidad. Normalmente se define como el número de moles por kilogramos de solvente. La molalidad puede ser calculada a partir de la fracción molar (y_{LiBr}) o de la concentración de LiBr (x_{LiBr}), como se muestra en la ecuación (4.16) (Burbano, 2011) [25].

$$m = \frac{X_{LiBr}}{(1 - X_{LiBr}) \cdot \bar{M}_{LiBr}} = \frac{y_{LiBr}}{(1 - y_{LiBr}) \cdot \bar{M}_{H_2O}} \quad (3.16)$$

3.2.1.3 Coeficiente Osmótico. Para el cálculo del coeficiente osmótico, se tomó la ecuación propuesta por Kim e Infante Ferreria (2006) [54].

$$\phi = 1 + \sum_{i=1}^6 a_i \cdot m^i + \frac{P}{2 \cdot v_s} \sum_{i=1}^2 i \cdot b_i \cdot m^i \quad (3.17)$$

Para el cálculo de los términos a y b se emplearon las ecuaciones (4.18) y (4.19).

$$a_i = \sum_{j=0}^2 a_{ij} \cdot T^{-j} \quad (3.18)$$

$$b_i = \sum_{j=0}^2 b_{ij} \cdot T^{-j} \quad (3.19)$$

Estas ecuaciones se obtuvieron a partir de la tabla 4.2 (Kim e Infante Ferreira, 2006) [54]

Tabla 3.2 Ecuaciones de constantes por Kim e Infante Ferreria (2006).

	$j=0$	$j=1$	$j=2$
a_{1j}	-2.19631610^1	$+4.937232 \times 10^3$	-6.5548406×10^5
a_{2j}	-3.810475×10^3	$+2.611535 \times 10^6$	-3.6699691×10^8
a_{3j}	$+1.228085 \times 10^5$	-7.718792×10^7	$+1.039856 \times 10^{10}$
a_{4j}	-1.47167410^6	$+9.195285 \times 10^8$	-1.189450×10^{11}
a_{5j}	$+7.765821 \times 10^6$	-4.93756710^9	$+6.317555 \times 10^{11}$
a_{6j}	-1.511892×10^7	$+9.839974 \times 10^9$	-1.27379×10^{12}
b_{0j}	-4.417865×10^{-5}	$+3.114900^{-2}$	-4.36112260
b_{1j}	$+3.07410^{-4}$	-1.86321×10^{-1}	$+2.738714 \times 10^1$
b_{2j}	-4.080794×10^{-4}	$+2.160810^{-1}$	-2.5175971×10^1
c_j	-9.44013410^5	-5.84232610^8	0
d_j	$+1.197193 \times 10^1$	-1.83055×10^{-2}	$+2.87093810^{-5}$
e_j	$+2.66299 \times 10^{-3}$	-3.865189×10^{-6}	$+7.464841 \times 10^{-9}$
$\bar{h}_{\text{LiBr};0}^{\infty}$	$-57.1521 \text{ (kJ kmol}^{-1}\text{)}$	$\bar{h}_{\text{H}_2\text{O};0}^{\infty}$	0
$\bar{s}_{\text{LiBr};0}^{\infty}$	$+47.5562 \text{ (kJ kmol}^{-1}\text{)}$	$\bar{s}_{\text{H}_2\text{O};0}^{\infty}$	0
T_0	273.15 K	p_0^*	0.6108 kPa

KIM, D. S; INFANTE FERREIRA, C.A. A Gibbs energy equation for LiBr aqueous solutions, International Journal of Refrigeration, v.29., n. 1, p. 36-46, 2006.

3.2.1.4 Cálculo de la actividad de LiBr en la solución. La actividad de LiBr puede ser obtenida a través de la actividad del agua en la solución aplicando la ecuación de Gibbs-Duhem Eq. (4.20), la cual se muestra a continuación.

$$\int_1^2 d(\ln a_{LiBr}) = \int_1^2 \frac{y_{H2O}}{y_{LiBr}} d(\ln a_{H2O}) \quad (3.20)$$

Este método es utilizado en el cálculo del coeficiente de la actividad de un componente no volátil cuando son conocidas las actividades de otras especies (Palacios, 2007) [32]:

$$\int_1^2 d(\ln a_{LiBr}) = - \int_1^2 \frac{y_{H2O}}{y_{LiBr}} d(\ln a_{H2O}) \quad (3.21)$$

Los límites de integración fueron obtenidos de la siguiente manera (Palacios, 2007) [32]:

Punto 1: Estado genérico, y_{LiBr} .

Punto 2: Estado saturado, corresponde al estado de máxima solubilidad, $y_{LiBr;sat}$.

El límite superior de la integral fue adoptado ya que en este estado la solución está en equilibrio con el bromuro de litio puro, entre el valor de referencia para la actividad de LiBr en este punto (punto 2) que corresponde al bromuro de litio puro ($a_{LiBr_2} = 1$) (Palacios, 2007) [32].

Sustituyendo las ecuaciones (4.20), (4.15), (4.16) y (4.17), aplicando métodos algebraicos se obtiene la ecuación (4.22):

$$\ln(a_{LiBr}) = -v_s \left[\ln \left(\frac{y_{LiBr}}{(1-y_{LiBr}) \cdot \bar{M}_{H2O}} \right) + \sum_{i=1}^6 \frac{(i+2)}{i} \left(a_i + i \cdot \frac{P b_i}{2 v_s} \right) \left(\frac{y_{LiBr}}{(1-y_{LiBr}) \cdot \bar{M}_{H2O}} \right)^{i/2} \right]_{y_{LiBr}}^{y_{LiBr;sat}} \quad (3.22)$$

Donde: $b_3 = b_4 = b_5 = b_6 = 0$

3.3 CÁLCULO DE LA EXERGÍA DE LA SOLUCIÓN LiBr/H₂O

La exergía de la solución LiBr/H₂O puede ser calculada a través de la suma de la exergía física y química:

$$ex = ex_{ph} + ex_{ch} \quad (3.23)$$

3.3.1 Exergía física. La exergía física o máximo trabajo disponible cuando el sistema es llevado de su estado inicial (T, P) hasta el estado de referencia (T₀, P₀) mediante un proceso reversible, solo hay transferencia de calor con el medio ambiente el cual se denomina estado de referencia. La exergía física puede ser calculada a partir de la siguiente expresión (Palacios, 2007) [32]:

$$ex_{ph} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.24)$$

3.3.2 Exergía química. La exergía química o máximo trabajo que se puede obtener cuando la sustancia en consideración es llevada del estado de equilibrio de presión y temperatura con el ambiente (estado muerto o limitado) hasta el estado de equilibrio de concentraciones con el ambiente (estado muerto no limitado) mediante procesos que involucran transferencia de calor y masa con el medio ambiente. Una vez que la solución LiBr/H₂O es una solución no ideal, para el cálculo de la exergía química es utilizada la siguiente expresión (Kotas, 1995) [52] en función de las actividades y de las exergías de referencia de componentes puros:

$$ex_{ch} = 1/\bar{M}_{sol} \left[\sum_{i=1}^n y_i \cdot \tilde{\xi}_i^0 + \bar{R} \cdot T_0 \sum_{i=1}^n y_i \cdot \ln a_i \right] \quad (3.25)$$

Para el caso de la solución LiBr/H₂O:

$$ex_{ch} = 1/\bar{M}_{sol} [y_{H2O} \cdot \tilde{\xi}_{H2O}^0 + y_{LiBr} \cdot \tilde{\xi}_{LiBr}^0 + \bar{R} \cdot T_0 (y_{H2O} \cdot \ln(a_{H2O}) + y_{LiBr} \cdot \ln(a_{LiBr}))] \quad (3.26)$$

En la exergía química se pueden distinguir dos partes:

- Exergía química de referencia para dos componentes puros:

$$ex_{ch,0} = 1/\bar{M}_{sol} [y_{H2O} \cdot \tilde{\xi}_{H2O}^0 + y_{LiBr} \cdot \tilde{\xi}_{LiBr}^0] \quad (3.27)$$

- La exergía química destruida debido a un proceso de disolución:

$$ex_{ch,mist} = \frac{\tilde{R} \cdot T_0}{\bar{M}_{sol}} (y_{H_2O} \cdot \ln(a_{H_2O}) + y_{LiBr} \cdot \ln(a_{LiBr})) \quad (3.27)$$

3.3.3 Exergía química estándar. Se aprueba el entorno de referencia propuesto por Szargut et al. (1988) [53] para el cálculo de las exergías químicas de componentes puros. Las exergías químicas estándar para el agua el litio y el bromo fueron encontrados en el texto de (Palacios, 2007) [32]:

El cálculo de la exergía química estándar para una mezcla de LiBr pueden ser determinados siguiendo lo propuesto por Kotas (1995) [52], de la siguiente manera (Palacios, 2007) [32]:

$$\tilde{\epsilon}^0_{H_2O} = 0.9 \text{ kJ/mol}$$

$$\tilde{\epsilon}^0_{Li} = 393 \text{ kJ/mol}$$

$$\tilde{\epsilon}^0_{Br_2} = 101.2 \text{ kJ/mol}$$

$$\tilde{\epsilon}^0 = \Delta\tilde{g}^0_f + \sum_{i=1}^n \tilde{\epsilon}^0_{el} \quad (3.28)$$



$$\tilde{\epsilon}^0_{LiBr} = \Delta\tilde{g}^0_{f LiBr} + \tilde{\epsilon}^0_{Li} + \frac{1}{2} \tilde{\epsilon}^0_{Br_2} \quad (3.30)$$

$$\Delta\tilde{g}^0_{f LiBr} = -342.0 \text{ kJ/mol}$$

En la ecuación (3.29) da como resultado:

$$. \tilde{\varepsilon}^0_{LiBr} = 101.6 \text{ kJ/mol}$$

Este valor será usado después en la ecuación (3.25) para el cálculo de la exergía química de la solución LiBr/H₂O.

El cálculo de las diferentes propiedades termodinámicas y las condiciones bajo las cuales se obtienen estas, para la solución LiBr/H₂O de los sistemas de refrigeración por absorción, se muestran en el ANEXO A.

4. SIMULACIÓN DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

En este capítulo se presentarán los parámetros bajo los cuales se realizará el análisis exergético y termodinámico de los sistemas de absorción con el fluido de trabajo LiBr/H₂O, para las diferentes configuraciones de los sistemas. En todos los ciclos de absorción se utilizó el insumo energético en forma de vapor o llama indirecta.

En el análisis termodinámico y exergético fueron aplicadas las ecuaciones descritas en la sección 3.1.1.

Los sistemas de absorción fueron desarrollados para una capacidad de enfriamiento y rangos de temperatura específicas. En la tabla 4.1 se muestran los parámetros de entrada con los cuales se van a analizar todos los sistemas de refrigeración por absorción, tomados a partir de (Burbano, 2011) [25]

Tabla 4.1 Requerimientos del sistema.

Parámetros	Valores
Capacidad de refrigeración (kW)	352
Temperatura de entrada del agua enfriada (°C)	12
Temperatura de salida del agua enfriada (°C)	7

Para los propósitos de los análisis de los sistemas de absorción, se siguen las siguientes asunciones:

- El análisis se realiza bajo las condiciones de estado estable.
- El refrigerante a la salida del condensador se encuentra en estado de líquido saturado.
- El refrigerante a la salida del evaporador se encuentra en estado de vapor saturado.
- Las temperaturas a la salida del absorbedor y del generador, corresponden a las condiciones de equilibrio de mezcla y separación, respectivamente.
- Las caídas de presión en las tuberías y en los intercambiadores de calor son despreciables.
- El intercambio de calor entre el sistema y los alrededores son despreciables.
- El estado de referencia ambiental para el sistema es agua a temperatura ambiente (T_0) a 25 °C y 100 kPa de presión (P_0).

Para los sistemas de absorción con dispositivos de eyecto-compresión, y el balance de energía de los eyectores, se siguen las siguientes asunciones:

- Flujo adiabático.
- La energía cinética en los diferentes puntos del eyector es despreciable.
- Flujo unidimensional.
- Estado estable.
- El estado termodinámico del vapor que ingresa por el punto 1 hacia el punto A (figura 3.5), no cambia.
- La presión de vapor en la región de mezcla de vapor (punto A y punto B) de la figura 3.5, es constante.

Los sistemas de absorción con eyecto-compresión, fueron modelados con dos (2) eyectores conectados en un arreglo de flujo en serie y utilizando una relación de presión de 1.8.

A continuación se presenta la tabla 4.2 donde se muestran los parámetros de entrada del sistema de absorción de simple efecto.

Tabla 4.2 Parámetros de entrada para la simulación del sistema de simple efecto.

Sistema de simple efecto	
Parámetros	Valor
Temperatura aproximada en el evaporador (°C)	3
Presión del vapor entrando al generador (kPa)	200
Temperatura del vapor entrando al generador (°C)	120
Eficiencias de los intercambiadores de calor (%)	70
Eficiencia isentrópica de la bomba de la solución (%)	70
Temperatura de entrada del agua de enfriamiento en el absorbedor (°C)	25
Temperatura de salida del agua de enfriamiento en el absorbedor (°C)	37
Temperatura de entrada del agua de enfriamiento al condensador (°C)	25
Temperatura de salida del agua de enfriamiento del condensador (°C)	35

En la tabla 4.3 se muestran los parámetros considerados para la simulación de los sistemas de doble efecto.

Tabla 4.3 Parámetros de entrada para la simulación del sistema de doble efecto.

Sistema de doble efecto	
Parámetros	Valor
Temperatura aproximada en el evaporador (°C)	3
Presión del vapor entrando al generador (kPa)	450
Temperatura del vapor entrando al generador (°C)	160
Eficiencia de los intercambiadores de la solución (%)	70
Eficiencia isentrópica de las bombas de la solución (%)	70
Temperatura de entrada del agua de enfriamiento al absorbedor (°C)	25
Temperatura de salida del agua de enfriamiento del absorbedor (°C)	33
Temperatura de entrada del agua de enfriamiento al condensador de baja presión (°C)	25
Temperatura de salida del agua de enfriamiento del condensador de baja presión (°C)	35

4.1 Sistema de refrigeración por absorción de simple efecto. Para el análisis de los sistemas de simple efecto, fueron considerados los dispositivos internamente referentes a los componentes de sistemas de absorción como lo son los intercambiadores de calor (generador, absorbedor, condensador, evaporador e intercambiadores de calor de la solución), así como también, las válvulas de expansión y la bomba de la solución. En la figura 3.5 se muestra el sistema de refrigeración por absorción de simple efecto el cual, fue analizado teniendo en cuenta las consideraciones establecidas en las tablas 4.1 y 4.2, de acuerdo a las asunciones también descritas en la sección 5.1.

En la tabla 4.4 se muestran los diferentes estados termodinámicos para los puntos correspondientes al ciclo de absorción de simple efecto mostrado en la figura 5.1, donde se observa que existen tres puntos en estado de líquido saturado (1, 4 y 8), uno en estado de vapor saturado (10), tres en estado de líquido sub-enfriado (2, 3 y 5), uno en estado de vapor sobrecalentado (7), y dos están en estado de doble fase líquido-vapor (6 y 9) para un total de diez puntos (Herold, te al., 1996) [31].

Para el análisis de la figura 3.5 se asumió que las concentraciones utilizadas para este sistema son 56.7% para la solución débil y 62.5% para la solución fuerte. A partir de las asunciones sobre las concentraciones para dicho sistema, se corroboró esta información con el estudio de (Burbano, 2011) [25] con lo cual, a partir de los estudios de optimización y métodos aplicados en dicho trabajo, se llegó a la obtención de valores muy similares de concentraciones, buscando la minimización de los riesgos de cristalización que se presentan en este tipo de sistemas de absorción.

La simulación del sistema de absorción de simple efecto de la figura 3.5, se muestra en el ANEXO B1.

Para la obtención de los resultados del sistema de absorción de simple efecto, se calculó el COP y la eficiencia exergética a partir de (Talbi y Agnew , 2000 [55]; Kilic y Kaynakli, 2004 [4]; Tozer y James, 1997 [56]; Kotas, 1995 [52]):

Cálculo del Coeficiente de operación:

$$\text{COP} = \dot{Q}_{eva} / (\dot{Q}_{gen} + \dot{W}_{bomba}) \quad (4.1)$$

Cálculo de la eficiencia exergética:

$$\eta_{exe} = \dot{Q}_{eva} * \theta_{enfriamiento} / (\dot{\Delta B}_{gen}) \quad (4.2)$$

donde,

\dot{Q}_{eva} : Capacidad de enfriamiento del evaporador.

\dot{Q}_{gen} : Calor entregado al generador como energía de térmica de insumo.

\dot{W}_{bomba} : Potencia consumida por la bomba.

$\dot{\Delta B}_{gen}$: Exergía consumida por el generador.

4.2 Sistemas de refrigeración por absorción de doble efecto. Para el análisis de los sistemas de absorción de doble efecto se tuvieron en cuenta las consideraciones establecidas en la sección 4.1, seguido de las tablas 4.1 y 4.3 para su simulación y respectiva comparación. En la figura 3.8 se muestra un ciclo correspondiente a un sistema de absorción de doble efecto, con el cual se sigue el orden numérico correspondiente a los estados termodinámicos.

Teniendo en cuenta lo establecido en (Herold et al. 1996 [31], Garousi et al. 2011 [26]) las concentraciones para el sistema de doble efecto fueron 54% para la solución débil y 60% para la solución fuerte, debido a que estos valores se encuentran en un rango de operación poco riesgoso para los efectos de cristalización que pueden ocurrir en este tipo de sistemas. En (Herold et al. 1996) [31] se establece que las altas temperaturas en este tipo de sistemas, implican riesgos de cristalización, ya que estas son más altas que las temperaturas de operación que los sistemas de simple efecto.

El sistema de absorción de doble efecto en flujo en paralelo funciona bajo tres diferentes niveles de presión (Herold et al. 1996) [31] los cuales son 0.9 [kPa] para la presión más baja, 4.2 [kPa] para la presión intermedia y 64.2 [kPa] para la presión más alta. Por supuesto, estas presiones dependen de las otras variables de operación. Cualquier cambio en las variables de entrada, afectará directamente los tres niveles de presión.

La simulación del sistema de absorción de doble efecto de la figura 4.2, se muestra en el ANEXO B2.

Para la obtención de los resultados de los sistemas de refrigeración por absorción de doble efecto, se emplearon las ecuaciones (4.1) y (4.2).

4.3 Sistemas de refrigeración por absorción de simple efecto con eyecto-compresión. Para el sistema de refrigeración por absorción de simple efecto con eyecto-compresión de la figura 3.14, se tuvieron en cuenta los mismos parámetros establecidos en las tablas 4.1 y 4.2 con los cuales se llevaron a cabo los respectivos análisis a través de la simulación, y se determinó en forma comparativa la eficiencia exergética y el COP.

Para el análisis termodinámico de la figura 3.14 sigue el mismo orden establecido en el sistema de la figura 3.5. De esta manera, el análisis termodinámico presenta ciertas modificaciones al añadir dos eyectores en la región que comprende la conexión entre el evaporador y el absorbedor.

La simulación del sistema de absorción de simple efecto de la figura 3.14, se muestran en el ANEXO B3.

Para la obtención de los resultados del sistema de absorción de simple efecto con eyecto-compresión, se calculó el Coeficiente de operación (COP) y la eficiencia exergética a partir de (Burbano, 2011) [25], donde \dot{E}_{ej} representa la energía del eyector y \dot{B}_{ej} representa la exergía de consumo por el eyector.

Cálculo del Coeficiente de operación:

$$\dot{E}_{ej} = \dot{m}_{21} * (h_{21} - h_{25}) - \dot{m}_{21} * (h_{24} - h_{26}) \quad (4.3)$$

$$COP = \dot{Q}_{eva} / (\dot{Q}_{gen} + \dot{E}_{ej}) \quad (4.4)$$

Cálculo de la eficiencia exergética:

$$\dot{B}_{ej} = \dot{m}_{21} * (b_{21} - b_{25}) - \dot{m}_{21} * (b_{24} - b_{26}) \quad (4.5)$$

$$\eta_{exe} = \dot{Q}_{eva} * \theta_{enfriamiento} / (\dot{\Delta B}_{gen} + \dot{B}_{ej}) \quad (4.6)$$

Para los eyectores utilizados en la figura 3.14, se utilizó una presión de 420 [kPa] y una temperatura de 400 [°C] como vapor de insumo, ya que esta relación presión/temperatura puede aumentar en proporción a lo que proviene de algún proceso relacionado con vapor de extracción de una turbina o proveniente de una caldera, lo cual será mostrado más adelante mediante la variación de esta relación presión/temperatura del vapor de insumo que será entregado a los eyectores. dentro de los sistemas de absorción.

4.4 Sistemas de refrigeración por absorción de doble efecto en flujo en paralelo con eyecto-compresión. A partir del trabajo desarrollado por Burbano et al [9], se implementó un sistema de eyecto-compresión, el cual consta de dos (2) eyectores en disposición en serie, con el fin de incrementar la presión en el absorbedor logrando reducir considerablemente la aparición de riesgos de cristalización y buscando mejorar el desempeño de estos sistemas.

Realizando una revisión bibliográfica de los sistemas de doble efecto y el funcionamiento de estos cuando son analizados con sistemas de eyecto-compresión, en los trabajos (GAROUSI et al., 2012) [19], (JIANG et al., 2002) [57], (GAROUSI et al., 2013) [58], se propondrán dos nuevos sistemas de absorción de doble efecto con eyecto-compresión con el propósito de evaluar el comportamiento de dichos sistemas con respecto a su desempeño, comparados con los sistemas de absorción convencionales. Estos sistemas se muestran en las figuras 3.16 y 3.17, donde de igual manera, se aplican las ecuaciones de balance de masa, energía y exergía (Burbano, 2011) [25] las cuales se muestran en el ANEXO B4.

Para el análisis de los resultados de estos dos sistemas, se utilizaron las siguientes ecuaciones descritas en (Burbano, 2011) [25]:

Cálculo del Coeficiente de operación:

$$\dot{E}_{ej} = \dot{m}_{30} * (h_{30} - h_{32}) - \dot{m}_{30} * (h_{31} - h_{34}) \quad (4.7)$$

$$COP = \dot{Q}_{eva} / (\dot{Q}_{gen} + \dot{E}_{ej}) \quad (4.8)$$

Cálculo de la eficiencia exergética:

$$\dot{B}_{ej} = \dot{m}_{30} * (b_{30} - b_{32}) - \dot{m}_{30} * (b_{31} - b_{34}) \quad (4.9)$$

$$\eta_{exe} = \dot{Q}_{eva} * \theta_{enfriamiento} / (\dot{A}_{gen} + \dot{B}_{ej}) \quad (4.10)$$

El análisis exergético y energético del sistema de refrigeración por absorción de doble efecto de la figura 3.16, se muestra en el ANEXO B5.

Los resultados obtenidos para dicha figura se muestran a partir de las siguientes ecuaciones (Burbano, 2011) [25]:

Cálculo del Coeficiente de operación:

$$\dot{E}_{ej} = \dot{m}_{29} * (h_{29} - h_{31}) \quad (4.11)$$

$$\text{COP} = \dot{Q}_{eva} / (\dot{Q}_{gen} + \dot{E}_{ej}) \quad (4.12)$$

Cálculo de la eficiencia exergética:

$$\dot{B}_{ej} = \dot{m}_{29} * (b_{29} - b_{30}) \quad (4.13)$$

$$\eta_{exe} = \dot{Q}_{eva} * \theta_{enfriamiento} / (\dot{Q}_{gen} + \dot{B}_{ej}) \quad (4.14)$$

5. ANÁLISIS DE RESULTADOS

Con el fin de validar el efecto que tienen los eyectores sobre los sistemas de refrigeración por absorción, se obtuvo el Coeficiente de operación (COP) y la eficiencia exergética de estos sistemas, para mostrar el análisis comparativo realizado en este trabajo.

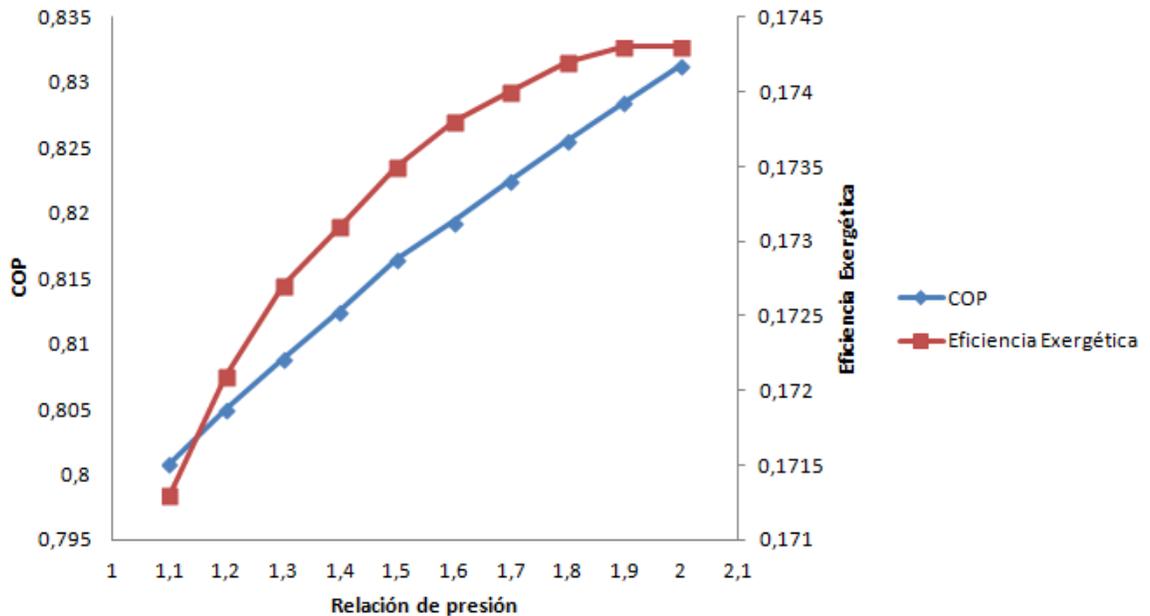
En la tabla 5.1 se presentan valores típicos de Coeficiente de operación (COP) encontrados en la literatura y en modelos comerciales, para los sistemas de absorción de simple y doble efecto. Al igual que el COP, la eficiencia exergética presenta valores típicos reportados por diferentes autores.

Tabla 5.1 Resultados de la eficiencia exergética y el Coeficiente de operación (COP) para los sistemas de refrigeración por absorción convencionales.

Sistema de refrigeración	COP	Eficiencia exergética (%)
Absorción de simple efecto	0,7383	15,8
Absorción de doble efecto	1,378	22

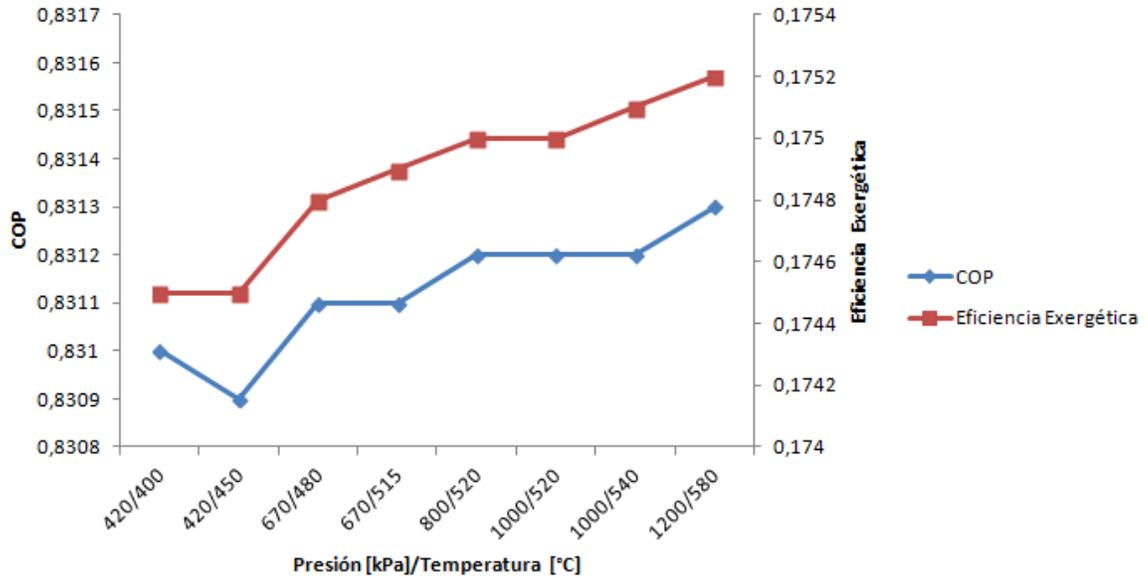
Estos resultados, son el punto de partida para el análisis de los sistemas híbridos con eyecto-compresión. A continuación se presenta la gráfica 5.1 en la cual, se analizó el sistema de absorción de simple efecto con eyecto-compresión mostrado en la figura 3.14. Esta gráfica se obtuvo a partir del análisis realizado para el sistema de simple efecto, tomando como relación de presión para los eyectores, un rango entre (1,1-2). La tabla C4 cuyos valores representan la gráfica 5.1 se muestra en el ANEXO C.

Gráfica 5.1 Variación del COP y la eficiencia exergética de un sistema de refrigeración por absorción de simple efecto con eyecto-compresión debido a la variación de la relación de presión de los eyectores.



Mediante la variación de la relación de presión como se observa en la gráfica 5.1, se obtiene el comportamiento de los diferentes valores de COP y eficiencia exergética, por medio del cual, se observa un incremento del COP y la eficiencia exergética, a medida que la relación de presión aumenta según el rango establecido. Esto demuestra que el sistema de eyecto-compresión comparado con el sistema de simple efecto convencional, logra un mejor desempeño. Aunque la implementación de los eyectores en el sistema de simple efecto logran una mejoría en el desempeño, este hecho no hace que se logren valores de COP y eficiencia exergética tan altos, como los de un sistema de refrigeración por absorción de doble efecto, el cual tiene los coeficientes de desempeño y eficiencias exergéticas mas altos entre los sistemas de absorción. Sin embargo al obtener esta mejoría en el desempeño para el sistema de simple efecto, se toma como alternativa el uso de estos sistemas de simple efecto con eyecto-compresión sin la necesidad de implementar un sistema de doble efecto para lograr valores de COP mayores. Como resultado, se establece que la relación de presión para los eyectores dentro de este sistema es 2.

Gráfica 5.2. Variación del COP y la eficiencia exergética de un sistema de refrigeración por absorción de simple efecto con eyecto-compresión debido a la relación presión/temperatura del vapor de insumo de los eyectores.



De acuerdo al comportamiento obtenido en la gráfica 5.2, se observa que para los valores obtenidos del COP, permanecen aproximadamente constantes de acuerdo a las variaciones de la presión y la temperatura del vapor de insumo para el sistema de eyecto-compresión implementado en el sistema de absorción de simple efecto. Esto comprueba que al modificar las condiciones de entrada del vapor de insumo hacia los eyectores, no se tiene un aumento significativo en el COP. Sin embargo se puede notar que para la eficiencia exergética, a medida que incrementamos los valores de presión y temperatura, la eficiencia exergética tiene un aumento significativo. Para este modelamiento del sistema de eyecto-compresión, se estableció una relación de presión para los eyectores de 2. Para propósitos de óptimos resultados, se establece que la relación de presión y temperatura para el vapor de insumo de los eyectores es 1200/580.

En la tabla 5.2 se muestran los resultados para los sistemas convencionales de simple y doble efecto, y también el sistema de simple efecto con eyecto-compresión, a partir de los resultados obtenidos en las gráficas 5.1 y 5.2, que corresponden al Coeficiente de operación COP y la eficiencia exergética. Con este hecho, se pretende llevar a cabo dichos resultados para luego ser analizados y compáralos con el trabajo de (Burbano et al. 2011) [9].

La tabla C5 que se muestra en el ANEXO C representa los valores para la gráfica 5.2.

Tabla 5.2 Resultados de COP y la eficiencia exergética para sistemas de refrigeración por absorción.

Sistema de refrigeración	Burbano et al. 2011 [9]		En este estudio	
	COP	Eficiencia exergética (%)	COP	Eficiencia exergética (%)
Absorción de simple efecto	0,7137	13,9	0,7383	15,8
Absorción de doble efecto	1,22	19,78	1,378	22
Absorción de simple efecto con eyecto-compresión	0,7634	14,73	0,8313	17,52

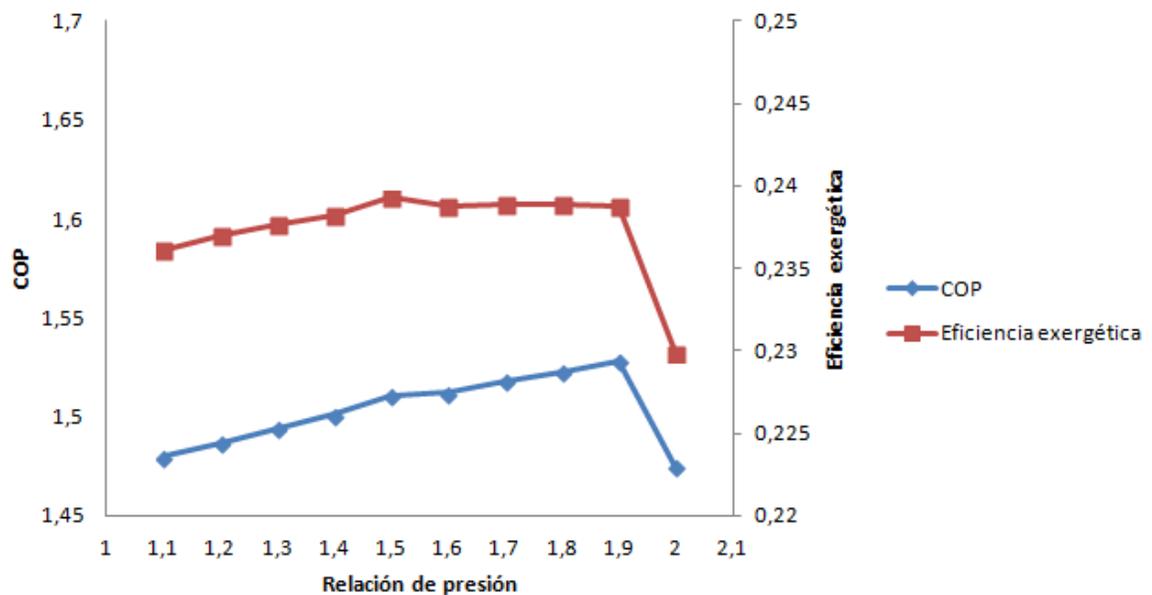
De acuerdo a los resultados presentados en la tabla 5.2, se observa que los valores para el Coeficiente de operación (COP) y eficiencia exergética son similares entre ellos. Sin embargo la variación entre dichos valores que marca la diferencia, radica en el hecho que para los propósitos de análisis y cálculos para los sistemas de refrigeración por absorción realizados en este trabajo, no se tuvieron algunas consideraciones que si fueron valoradas en el trabajo de (Burbano et al., 2011) [9], como lo fueron la implementación de torres de enfriamiento, cálculos de eficiencia para los ventiladores de las torres de enfriamiento y el cálculo de algunas propiedades como, la entalpía y la entropía que se obtuvieron a partir de funciones programadas dentro de la simulación utilizando el software (EES[®]) en el trabajo (Burbano et al., 2011) [9]. Estas consideraciones no fueron tomadas en el presente trabajo, debido a que dentro de la simulación paramétrica que se realizó, solo se tuvo en cuenta la simulación de las propiedades exergéticas de la sustancia LiBr/H₂O, ya que para la obtención del COP y la eficiencia exergética, como se muestra en algunos autores de la literatura, las propiedades son tomadas dentro de la librería ofrecida por el software (EES[®]).

Analizando los resultados de la tabla 5.2, se puede notar que el sistema de simple efecto con eyecto-compresión, ofrece mejores prestaciones en el desempeño comparado con el sistema de simple efecto. Sin embargo, el sistema de doble efecto sigue presentando mejores resultados en el Coeficiente de operación que los anteriores sistemas de refrigeración por absorción de simple efecto.

Continuando con el análisis de los sistemas de refrigeración por absorción con eyecto-compresión, en la gráfica 5.3 se presenta un análisis de un sistema de absorción de doble efecto con eyecto-compresión (evaporador-absorbedor)

mostrado en la figura 3.15, donde se realizó el análisis partiendo del hecho de la variación en la relación de presión de los eyectores, que se encuentra entre el rango establecido que va desde 1,1 hasta 2. Los valores representados en la gráfica 5.3 se presentan en la tabla C7 que se muestra en el ANEXO C.

Gráfica 5.3 Variación del COP y la eficiencia exergética de un sistema de refrigeración por absorción de doble efecto con eyecto-compresión (evaporador-absorbedor) debido a la variación de la relación de presión de los eyectores.

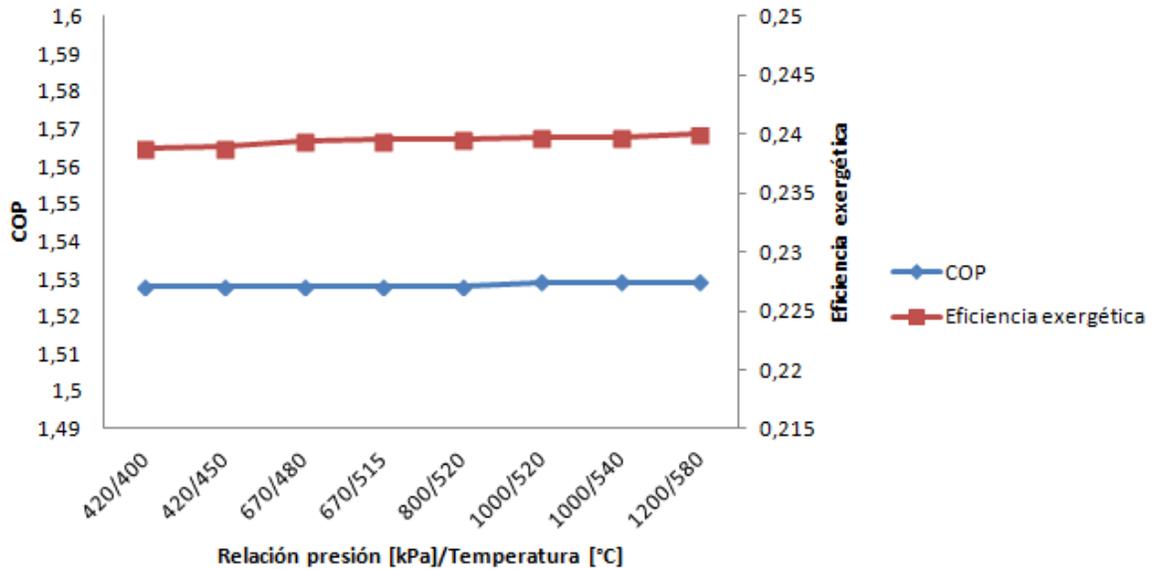


Como se puede observar en la gráfica 5.3, al igual que el sistema de simple efecto con eyecto-compresión, el incremento en la relación de presión lleva consigo un incremento en el Coeficiente de operación (COP) y en la eficiencia exergética, del sistema de absorción de doble efecto. Sin embargo, se observa una leve caída en el coeficiente de operación (COP) y en la eficiencia exergética, debido a que un relación de presión de 2, para las condiciones bajo las cuales opera el sistema de doble efecto, puede ocasionar un aumento excesivo en la presión lo cual genera este tipo de perdida en el desempeño del sistema. De esta manera, solo para cierto valor de la relación de presión, se presenta el mayor coeficiente de operación para este tipo de sistema de absorción. Por ende, la relación de presión que se establece para este tipo de sistema de refrigeración por absorción es de 1,9, teniendo en cuenta que este representa el mayor valor para el Coeficiente de operación (COP). Debido a que las eficiencias exergéticas para las relaciones de presión entre 1,8 y 1,9 son tan similares entre sí, y que su variación no representa

un cambio significativo en el valor de eficiencia exergética, se establece que la mejor relación de presión que entrega mejor desempeño para el sistema de refrigeración por absorción de doble efecto, es de 1,9.

En la gráfica 5.4 se muestra la variación en el desempeño del sistema de doble efecto con eyecto-compresión (evaporador-absorbedor) cuando se presenta una variación en la relación presión/temperatura del vapor de insumo que ingresa a los eyectores. Estos valores son mostrados en la tabla C8 que se presenta en el ANEXO C.

Gráfica 5.4 Variación del COP y la eficiencia exergética de un sistema de refrigeración por absorción doble efecto con eyecto-compresión (evaporador-absorbedor) debido a la relación presión/temperatura del vapor de insumo de los eyectores.



Como se puede observar en la gráfica 5.4, el comportamiento del COP de acuerdo a las relaciones de presión/temperatura, es constante. Esto conlleva a demostrar que para propósitos de mejoramiento del coeficiente de operación del sistema, la relación presión/temperatura no genera efectos significativos en el comportamiento de este.

Para la eficiencia exergética a diferencia del Coeficiente de operación (COP), el comportamiento de esta tiende a aumentar a medida que variamos la relación presión/temperatura, ya que como se observa, para el comportamiento de la eficiencia exergética, estas variaciones si tienen una gran influencia sobre el

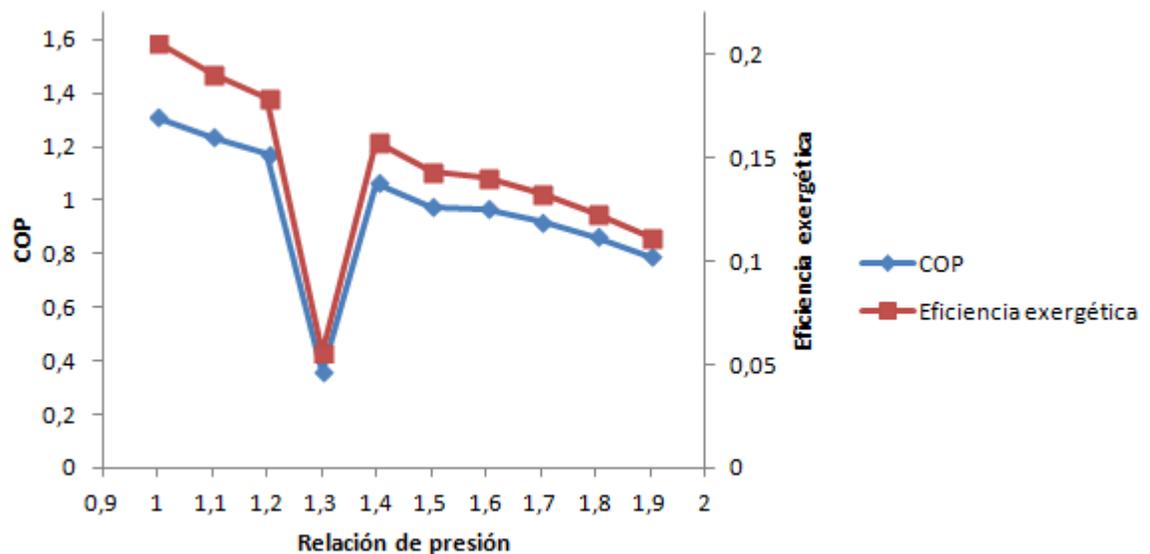
comportamiento exergético de este sistema de doble efecto con eyecto-compresión. Esto valida que la relación de presión de 1,9 es la adecuada para implementarla al sistema de eyecto-compresión en los sistemas de absorción de doble efecto.

Por lo tanto de acuerdo al desempeño del sistema que se obtuvo en esta gráfica, la relación de presión/temperatura que se estableció para obtener los mejores resultados de eficiencia exergética y COP fue de 1200/580, la cual se realizó para una relación de presión para los eyectores de 1,9.

Con el fin de proponer alternativas para los sistemas de doble efecto con eyecto-compresión, en la figura 3.16 se planteó la posibilidad de disponer de un solo eyector situado entre los dispositivos generador de alta presión-condensador de alta presión, cuyo objetivo principal, es demostrar la viabilidad técnica y los efectos que incurren en el sistema de doble efecto, al disponer de un solo eyector.

En la gráfica 5.5 se muestran los comportamientos obtenidos a través de la simulación para el sistema de doble efecto con eyecto-compresión, tanto para el Coeficiente de operación (COP) como para su eficiencia exergética.

Gráfica 5.5 Variación del COP y la eficiencia exergética de un sistema de refrigeración por absorción de doble efecto con eyecto-compresión (generador de alta presión-condensador de alta presión) debido a la variación de la relación de presión de los eyectores.

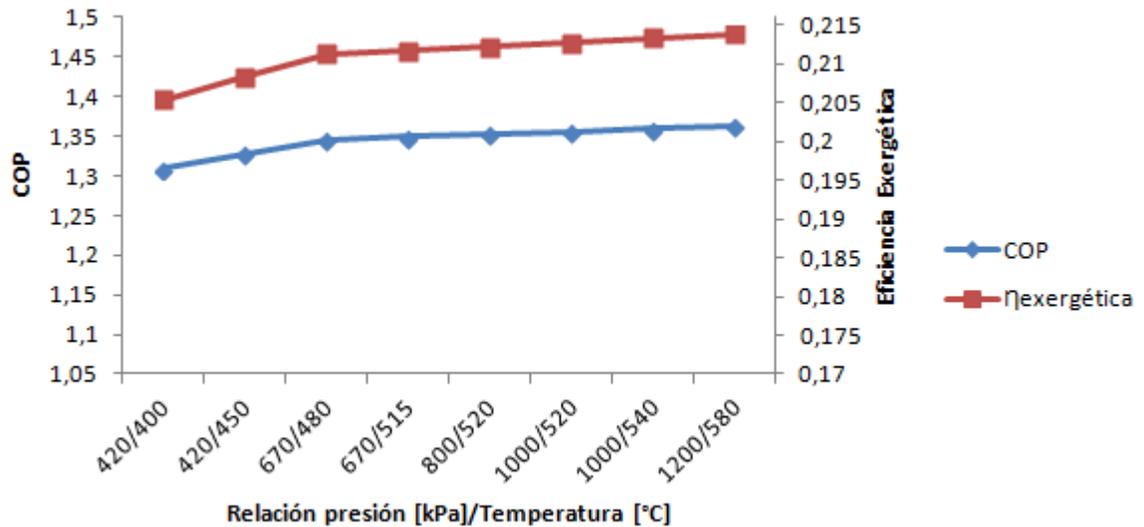


Como se puede apreciar, la disposición del eyector entre el generador y el condensador de alta presión, no generó ninguna contribución efectiva para este sistema, debido a que el mayor valor de COP y eficiencia exergética se logra para una relación de presión de 1, y no justifica la implementación de dicho dispositivo de eyecto-compresión. Esto se debe a que un solo eyector ejerce un aumento de presión no adecuado hacia el condensador de alta presión, el cual puede estar generando este tipo de efecto negativo para el sistema. Dado que el mejor desempeño del sistema para este caso se logra con una relación de presión de 1, esto significaría que tanto el generador como el condensador de alta presión, se encuentran a la misma presión y por ende, la mejor alternativa para lograr un mejor desempeño del sistema, sin la utilización de eyectores, sería plantear la posibilidad de una cámara de mezcla que permita potencializar el vapor de refrigerante que sale del generador de alta presión. Este mismo comportamiento se puede observar para la eficiencia exergética, la cual muestra una tendencia decreciente, pero también el comportamiento muestra un pico de menor desempeño del sistema para una relación de presión de 1,3, lo cual demuestra que efectivamente este sistema de eyecto-compresión no es estable y tampoco es técnicamente viable.

En la gráfica 5.6 se muestra la variación del COP y la eficiencia exergética de acuerdo a la relación presión/temperatura, en la cual se observa un comportamiento más estable en el sistema, a diferencia de la gráfica 5.5.

Como se puede observar a medida que se fue aumentando la relación presión/temperatura en simultáneo, fue aumentando el coeficiente de operación (COP) y la eficiencia exergética. A pesar de que se obtuvo este comportamiento aparentemente adecuado, el vapor de insumo podría contribuir al mejoramiento del desempeño del sistema, pero la relación de presión del eyector implementado en la zona del generador de alta presión-condensador de alta presión, no lo hace técnicamente adecuado para tenerlo en consideración.

Gráfica 5.6 Variación del COP y la eficiencia exergética de un sistema de refrigeración por absorción doble efecto con eyecto-compresión (generador de alta presión-condensador de alta presión) debido a la relación presión/temperatura del vapor de insumo de los eyectores.



Comparando el sistema de absorción de doble efecto de la figura 3.15 con el sistema de la figura 3.16, se comprueba que la implementación de dos eyectores para un sistema de doble efecto, es técnicamente viable y posible de acuerdo a los resultados analizados anteriormente.

En la tabla 5.3 se presentan los resultados obtenidos para los diferentes sistemas de refrigeración por absorción analizados en este trabajo, en el cual, como se puede observar, el sistema de doble efecto con eyecto-compresión, presenta los mejores resultados de COP y eficiencia exergética, en comparación con los demás sistemas mostrados, y este comparado con el sistema convencional de doble efecto, mostrando un pequeño incremento en el valor de la eficiencia exergética, a diferencia del valor del COP que si aumento considerablemente.

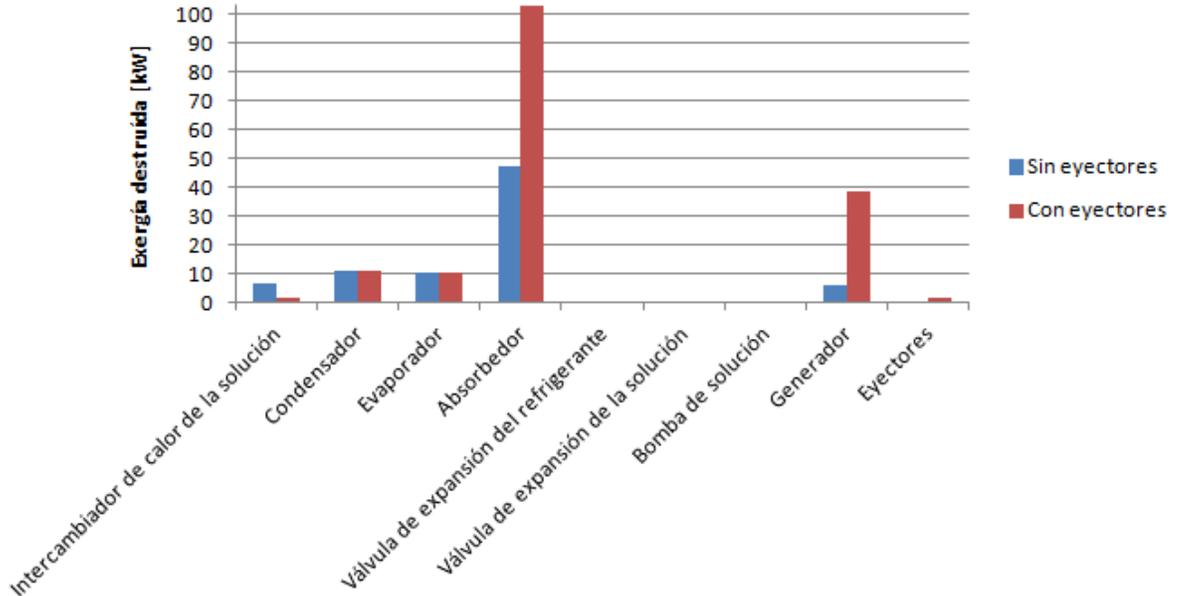
Tabla 5.3 Resultados de COP y la eficiencia exergética para los diferentes sistemas de refrigeración por absorción.

Sistema de refrigeración	COP	Eficiencia exergética (%)
Absorción de simple efecto	0,7383	15,8
Absorción de doble efecto	1,378	22
Absorción de simple efecto con eyecto-compresión	0,8313	17,52
Absorción de doble efecto con eyecto-compresión	1,529	24

Con el fin de presentar los resultados obtenidos para la eficiencia exergética de los diferentes sistemas de absorción analizados en este trabajo, en la gráfica 5.7 se muestran las exergías destruidas de cada componente de los sistemas de absorción de simple efecto con y sin eyecto-compresión. En la cual se muestran de manera comparativa los cambios en las irreversibilidades que surgieron a partir de la implementación de los eyectores.

Como se puede observar, para el sistema de refrigeración por absorción de simple efecto con eyecto-compresión, en algunos componentes como lo son el absorbedor y el generador, presentan cambios notorios en el aumento de la irreversibilidad. Esto puede ser debido a que la implementación del sistema de eyecto-compresión genera un incremento en la presión del absorbedor, generando consigo un ligero aumento en las propiedades del fluido de trabajo (agua-refrigerante), como lo son la temperatura y la entalpía, logrando de esta manera, un incremento en la energía. Este aumento en la energía hace posible que un ligero aumento en la entalpía del fluido de trabajo, logre aumentar las exergías física y química y por ende, un aumento en la exergía destruida del absorbedor. Este mismo efecto se pudo producir para el generador, ya que a pesar de que aumentó su exergía destruida, esta no fue tan alta como el cambio en la exergía destruida que se presentó en el absorbedor.

Gráfica 5.7 Exergía destruida para cada componente de un sistema de refrigeración por absorción de simple efecto con y sin eyecto-compresión.



Sin embargo para los demás dispositivos como lo son las válvulas de expansión y la bomba de solución, no representan gran cantidad de exergía destruida, debido a que estos dispositivos son los que menos generan irreversibilidades en el sistema. A diferencia, el condensador, absorbedor y generador comparados con la literatura son los dispositivos que generan mayor irreversibilidad.

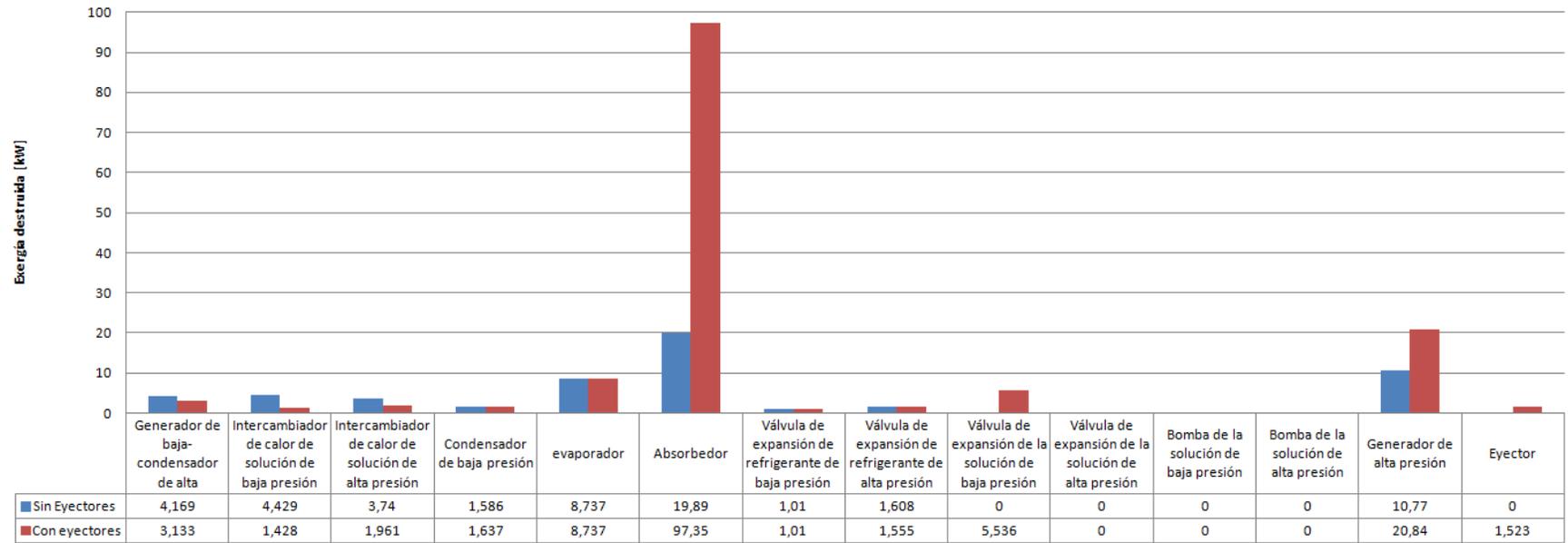
Finalizando este análisis mostrado en la gráfica 5.7, cabe destacar que los eyectores hacen parte de los dispositivos que generan menor cantidad de irreversibilidad en el sistema.

De igual manera como se analizó el sistema de absorción de simple efecto con y sin eyecto-compresión, en la gráfica 5.8 se presenta el análisis de exergía destruida para el sistema de doble efecto con y sin eyecto-compresión.

De acuerdo a los resultados obtenidos en la gráfica 5.7, al igual que en la gráfica 5.8, dispositivos como lo son el absorbedor, el generador y el evaporador, son los que generan mayor irreversibilidad dentro del sistema de absorción de doble efecto. Así como también, las válvulas de expansión tanto del refrigerante como de la solución, y las bombas de la solución, dan como resultado valores de exergía destruida tan pequeños que pueden ser despreciados con respecto a la exergía destruida de los demás dispositivos. Tanto el generador de alta presión como el

absorbedor, presentan un aumento en su exergía destruida al comparar el sistema de doble efecto con el sistema de doble efecto con eyecto-compresión, debido a que estos eran los resultados esperados, ya que los mismos efectos ocurrieron en los sistemas de la gráfica 5.7. Cabe resaltar que tanto para el sistema de simple efecto con eyecto-compresión como para el de doble efecto con eyecto-compresión, el sistema de eyecto-compresión no generan grandes irreversibilidades dentro de los sistemas de absorción mencionados anteriormente, ya que este valor es muy similar para los resultados presentados en las gráficas 5.7 y 5.8.

Gráfica 5.8 Exergía destruida para cada componente de un sistema de refrigeración por absorción de doble efecto con y sin eyecto-compresión.



Para finalizar, en la tabla 5.4 se presenta en forma comparativa los valores obtenidos para el COP y la eficiencia exergética para el sistema de absorción de doble efecto con eyecto-compresión (2 eyectores entre el evaporador y el absorbedor) y un sistema de absorción de doble efecto con eyecto-compresión (1 eyector entre el evaporador y el absorbedor), mostrados en las figuras 3.15 y 3.17. Los cuales fueron calculados para una relación de presión de 1,9 y una relación presión/temperatura de 1200/580.

Tabla 5.4 Resultados del Coeficiente de operación (COP) y la eficiencia exergética para los sistemas de absorción de doble efecto con eyecto-compresión.

Sistema de Refrigeración	Coeficiente de operación (COP)	Eficiencia exergética (%)
Doble efecto (2 eyectores evaporador-absorbedor)	1,529	24
Doble efecto (1 eyector evaporador-absorbedor)	1,5	20,93

En la tabla 5.4 se puede observar que efectivamente dos eyectores dispuestos en el sistema de doble efecto, generan un mejor desempeño que la disposición de un solo eyector dentro de este. La mayor diferencia se puede notar en la eficiencia exergética, ya que esta aumenta entre un rango de 3 a 4 %, con lo cual se establece que la disposición de los dos eyectores ubicados entre el evaporador y el absorbedor para el sistema de doble efecto en flujo en paralelo, entregan los resultados esperados para el desarrollo del análisis de este trabajo.

6. CONCLUSIONES

Los sistemas de refrigeración por absorción, son una alternativa bastante atractiva para la aplicación de estos, en procesos donde se propone plantear el uso racional y eficiente de energías de desecho, como rechazo de calor o vapor hacia el ambiente o en procesos, donde se requiere producción de frío mediante la utilización de estos sistemas de refrigeración por absorción, logrando así preservar el medio ambiente, controlando la emisión de calor desmedida en ciertos procesos que requieran de este método.

Los sistemas de refrigeración analizados en este trabajo, fueron desarrollados a partir de cómo la energía de insumo influye en el desempeño de estos sistemas, ya que se propuso analizarlos bajo la utilización del calor suministrado por llama indirecta.

De igual manera, para los diferentes sistemas analizados, se aplicó la condición de energía de insumo de llama indirecta, ya que a partir de esta, se propuso hacer el análisis comparativo del desempeño de estos sistemas de refrigeración por absorción, debido a que todos se analizaron para una capacidad de enfriamiento y temperaturas de agua refrigerada específicas.

El análisis de los sistemas de absorción convencionales, se realizó con el fin de tener las bases conceptuales en cuanto al funcionamiento, como también el punto de partida para el análisis posterior y llevar a cabo la comparación entre estos mismos.

Una de las mejores alternativas, de acuerdo a la información suministrada en este trabajo, es la implementación de sistemas de eyecto-compresión, para el mejoramiento del desempeño de los sistemas de refrigeración por absorción analizados. Así, como el sistema de simple efecto con eyecto-compresión muestra mejores resultados de desempeño comparados con el sistema de simple efecto convencional, un sistema de doble efecto fue analizado con sistema de eyecto-compresión, con el fin de obtener mejores resultados al igual que el sistema de simple efecto con eyecto-compresión.

En este trabajo fue realizado un análisis de viabilidad técnica de un sistema de absorción de doble efecto con eyecto-compresión, con el propósito de mejorar tanto el Coeficiente de operación (COP) y su eficiencia exergética, mediante conceptos termodinámicos y exergéticos, aplicados para cuantificar la energía que este consume y que tan eficiente es, al momento de aprovechar cualquier tipo de energía de insumo para su correcto funcionamiento.

De acuerdo al análisis termodinámico y exergético realizado, las propiedades calculadas tanto para la solución como para la sustancia en este caso, Bromuro de

Litio (LiBr), fueron programadas buscando realizar los balances de masa, energía y exergía para cada uno de los dispositivos del sistema de doble efecto. Así como también, se realizaron los balances de masa, energía y exergía para el sistema de eyecto-compresión.

Con la finalidad de obtener el mejor desempeño para el sistema de doble efecto con eyecto-compresión, se propuso el análisis de dos sistemas con diferentes disposiciones de los eyectores en las zonas posiblemente adecuadas para el correcto funcionamiento tanto del sistema como del eyector, sin afectar considerablemente el desempeño de estos, y así determinar, que disposición de los eyectores es la más viable técnicamente hablando para dichos sistemas.

La idea principal de la disposición de los eyectores dentro del sistema de absorción de doble efecto es, potencializar el fluido de trabajo de este, mediante el vapor de insumo que proviene de un proceso. De esta manera, se analizaron los sistemas de doble efecto con eyecto-compresión variando la relación de presión de los eyectores, y la relación presión/temperatura del vapor de insumo que proviene del proceso.

El funcionamiento de los eyectores dentro de los sistemas de doble efecto analizados en este trabajo, mostraron que, una de las dos disposiciones no llevaron consigo resultados coherentes de lo que se esperaba dentro del análisis. Esto se debe a que la disposición que se analizó para uno de los sistemas que llevaba consigo un solo eyector, generaba efectos irreversibles dentro del sistema de absorción de doble efecto. Dichos efectos se pudieron observar en la relación de presión del eyector ya que a medida que la relación de presión se aumentaba, el desempeño global del sistema disminuía mostrando así, que esta disposición no era técnicamente viable para el sistema.

A diferencia del sistema de doble efecto con eyecto-compresión, anteriormente descrito, la segunda disposición del sistema de eyecto-compresión, implementada para dicho sistema de absorción, comprendida entre los dispositivos (evaporador-absorbedor), produjo resultados beneficiosos, ya que tanto para el Coeficiente de operación (COP) como para la eficiencia exergética, se obtuvieron incrementos apreciables con respecto al sistema convencional de doble efecto. Esto se logró mediante la variación de la relación de presión para los eyectores y la variación de la relación presión/temperatura. De acuerdo a estos resultados, se valida que el sistema de eyecto-compresión implementado en un sistema de absorción de doble efecto con LiBr/H₂O como fluido de trabajo, en flujo en paralelo, demuestra que es técnicamente viable.

Lo anterior, se puede corroborar, ya que en el análisis de un solo eyector en la misma disposición, no se obtienen los mismos resultados comparados con dos eyectores en la misma disposición.

Para el análisis exergético realizado en el sistema de absorción de doble efecto en flujo en paralelo, se obtuvieron los resultados esperados, ya que las exergías destruidas de cada componente del sistema de absorción, fueron muy similares comparados con la información suministrada en la literatura, y ayuda a corroborar la validez para dicho sistema. Como se puede observar en los dispositivos que conforman el sistema de absorción de doble efecto como lo son el absorbedor, el generador y el evaporador, son los que generan mayor exergía destruida. Sin embargo, el absorbedor fue el dispositivo que mayor exergía destruida generó, debido a la implementación del sistema de eyecto-compresión en el sistema de doble efecto, ya que como era de esperarse, en la literatura se presenta este tipo de cambios en la exergía destruida del absorbedor.

Para finalizar, así como se presentaron cambios en la exergía destruida del absorbedor, se obtuvieron resultados beneficiosos en el sistema, ya que gracias al aumento de la presión en este dispositivo, se logró alejar la sustancia LiBr de la zona de cristalización, obteniendo de esta forma, un mejor desempeño del sistema, permitiendo aumentar el rango de temperaturas en las cuales opera el sistema. Esto se logró gracias a la implementación de dos eyectores en la zona comprendida entre el evaporador y absorbedor.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] APHORN RATANA, Satha; SRIVEERAKUL, Thanarart. Experimental studies of a single-effect absorption refrigerator using aqueous lithium-bromide: Effect of operating condition to system performance. *Experimental Thermal and Fluid Science* 32 (2007) 658-669.
- [2] SRIKHIRIN, Pongsid; APHORN RATANA, Satha; CHUNGPAIBULPATANA, Supachart. A review of absorption refrigeration technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 5 (2001) 343-372.
- [3] DONATE, Marina; RODRIGUEZ, Luis; DE LUCAS, Antonio; RODRIGUEZ, Juan F. Thermodynamic evaluation of a new absorbent mixtures of lithium bromide and organic salts for absorption refrigeration machines. *International Journal of Refrigeration* 29 (2006) 30-35.
- [4] KILIC, Muhsin; KAYNAKLI, Omer. Second law-based thermodynamic analysis of water-lithium bromide absorption refrigeration system. *Energy* 32 (2007) 1505-1512.
- [5] SÖZEN, A. Effect of heat exchangers on performance of absorption refrigeration systems. *Energy Conversion and Management* 42 (2001) 1699-1716.
- [6] SUN, Da Wen. Comparison of the performances of NH₃-H₂O, NH₃-LiNO₃ and NH₃-NaSCN Absorption Refrigeration Systems. *Energy Conversion and Management* 39 (1998) 357-368.
- [7] AVANESSIAN, T; AMERI, M. Energy, Exergy, and Economic analysis of single and double effect LiBr-H₂O absorption chillers. *Energy and Buildings* 73 (2014) 26-36.
- [8] DINCER, Ibrahim; ROSEN, Marc A. *Exergy: Energy environment and sustainable development*. Elsevier 2007.
- [9] BURBANO J, Juan Carlos; PELLEGRINI, Luiz Felipe; DE OLIVEIRA JR, Silvio. Exergoeconomic comparison of absorption refrigeration system including a hybrid absorption-ejector compression chiller 78 (2011) 81-89.
- [10] P. LAMP A, Costa F; ZIEGLER, M.C; PEREIRA, J.F; MENDES, J.P; OJER, A.G; Conde C, Granados. Solar assisted absorption cooling with optimised utilisation of solar energy. *Int. Inst. Ref.- Gustav Lorentzen Conf. on Natural Working fluid*, Oslo, Norway, 1998, pp. 483-489.

- [11] XU, G.P; DAI,Y.Q. Theoretical analysis and optimisation of a double-effect parallel-flow-type absorption chiller. Appl. Thermal Engng. 17 (1997) 157-170.
- [12] XU, G.P; DAI,Y.Q; Tou, C.P. Tso. Theoretical analysis and optimisation of a double-effect series-flow-type absorption chiller. Appl. Thermal Engng. 16 (1996) 975-987.
- [13] VLIET, G.C; LAWSON, R.A. Lithgow. Water-Lithium bromide double-effect absorption cooling cycle analysis. ASHRAE Trans. 88 (1982) 811-823.
- [14] ARUN, M.B; MAIYA, M.P; SRINIVASA MURTHY, S. Performance comparison of a double-effect parallel-flow and series flow water-lithium bromide absorption system. Appl. Thermal Engng. 21 (2001) 1273-1279.
- [15] KAUSHIK, S.C; CHANDRA, S. Computer modeling and parametric study of a double-effect generation absorption refrigeration cycle. Energy Conversion and Management 25 (1985) 9-14.
- [16] GARIMELLA, S; CHRISTENSEN, R.N. Cycle description and performance simulation of a gas-fired hydronically coupled double-effect absorption heat pump system. In: Proceeding of the ASME: Recent research in heat pump desing, vol. 28, 1992, pp. 7-14.
- [17] KUHLENSCHMIDT, D. Absorption refrigeration system with multiple generator stages. Patent no 3717007, USA, 1973.
- [18] HONG, D; CHEN, G; Tang L, et al. A novel ejector-absorption combined refrigeration cycle. Int J Refrig 2011; 34: 2596-1603.
- [19] GAROUSI, Farshi L; SEYED MAHMOUDI, S.M; ROSEN, M.A. Use of low grade heat sources combined ejector-double effect absorption refrigeration systems. Proceedings of the institution of mechanical engineers, part A: J Power and Energy 2012 607-622.
- [20] RAVIKUMAR, T.S; SUGANTHI, L; ANAND A, Samuel. Exergy analysis of solar assisted double-effect absorption refrigeration system. Renewable Energy 14 (1998) 55-59.
- [21] NATRAJAN R. Thermodynamic analysis of energy system and processes. Mechanical Engineering Monograph Series. IIT Madras
- [22] ASHRAE, (1997), ASHRAE Handbook-Fundamentals, Atlanta, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.

- [23] GUNDERSEN, T. And introduction to the concept of exergy and energy quality. Department of Energy and Process Engineering, Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, Norway, Version 3, November 2009.
- [24] VOSOUGH, Amir; NOGHREHABADI, Aminreza; GHALAMBAZ, Mohammad; VOSOUGH, Sadegh. Exergy concept and its characteristics. International Journal of Multidisciplinary Sciences and Engineering, Vol. 2, No.4, July 2011.
- [25] BURBANO J, Juan Carlos. Otimização exergoeconômica de sistema tetra-combinado de trigeração, 204 p. Tese (Doutorado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2011.
- [26] GAROUSI, Farshi L; SEYED MAHMOUDI, S.M; ROSEN, M.A. Analysis of crystallization risk in double effect absorption refrigeration system. Applied Thermal Engineering 31 (2011) 1712-1717.
- [27] SECAN, Arzu; YAKUT, Kemal A., KALOGIROU, Soteris A. Exergy analysis of lithium bromide/water absorption systems. Renewable Energy 30 (2005) 645-657.
- [28] DORGAN Ch, B; LEIGHT S, P; DORGAN Ch, E. Application guide for absorption cooling/refrigeration using recovered heat. Atlanta: ASHRAE, 1995, 186p.
- [29] ORLANDO J, A. Cogeneration design guide. Atlanta: American Society Of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, Inc; 1996, 346p.
- [30] DINCER I. Refrigeration system and applications. West Sussex: Jhon Wiley & Sons, Ltd, 2003, 584p.
- [31] HEROLD, Keith E; RADERMACHER, Reinhard; KLEIN, Sanford A. Absorption chillers and heat pumps. CRC Press LLC, 1996, 329p.
- [32] PALACIOS BERECHÉ, Reynaldo. Avaliação de sistemas de refrigeração por absorção H₂O/LiBr e sua possibilidade de inserção no setor terciário utilizando gás natural. Universidade Estadual de Campinas Faculdade de Engenharia Mecânica Comissão de Pós-graduação em Engenharia Mecânica Planejamento de Sistemas Energéticos, Campinas, 2007.
- [33] Energy Tech Pro, Absorption Chillers, Disponible en: <http://www.energytechpro.com>, Acceso el 21 de Noviembre de 2006.
- [34] ALEXIS, G.K; ROGDAKIS, E.D. Performance characteristics of two combined ejector-absorption cycles. Applied Thermal Engineering 22 (2002) 97-106.

- [35] CHEN, L.T. A new ejector-absorber cycle to improve the COP of an absorption refrigeration system. *Appl. Energy* 30 (1988) 37-51.
- [36] SUN, D.W; EAMES, I.W; APHORNATANA, S. Evaluation of a novel combined ejector-absorption refrigeration cycle-I: Computer simulation. *Int. J. Refrig.* 19 (3) (1996) 172-180.
- [37] GOSNEY, W.E. *Principle of refrigeration*, Cambridge University Press, 1982.
- [38] CHUNNANOND, Kanjanapon; APHORNATANA, Satha. An experimental investigation of a steam ejector refrigerator: the analysis of the pressure profile along the ejector. *Applied Thermal Engineering* 24 (2004) 311-322.
- [39] SUN, D.W. Recent developments in the design theories and applications of ejectors- a review. *J. Inst. Energy* 1995;68:65-79.
- [40] HUANG, B.J; CHANG, J.M; WANG, C.P; PETRENKO, V.A. A 1-D analysis of ejector performance. *International Journal of Refrigeration* 22 (1999) 354-364.
- [41] OLIVEIRA JR., S. "Upgrading industrial thermal effluents-exergetic, entropic and economic analysis" In French. Doctoral thesis. Polytechnic National Institute of Lorraine, France. 1991.
- [42] XU, Z.Y; WANG, R.Z; XIA; Z.Z. A novel variable effect LiBr-water absorption refrigeration cycle. *Energy* 60 (2013) 457-463.
- [43] PONGTORNKULPANICH, A; THEPA, S; AMORNKITBAMRUNG, M. Exergy analysis: Absorption heat transformer cycle with a combining ejector using Lithium bromide/water as working fluid. *International Conference on Renewable Energy and Power Quality*, (2004), pp. 235-237.
- [44] SALIH, Dincer. Available Energy Analysis. *Energy Convers. Mgmt.* Vol.25, (1985) pp. 309-313.
- [45] AHMET, Karkas et al. Second Law Analysis of solar absorption cooling cycles. *Applied Energy*, Vol.37, pp. 169-187.
- [46] ANAND, D.K; KUMAR, B. Absorption machine irreversibility using new entropy calculations. *Solar Energy*, Vol.39, No.3, pp. 243-256.
- [47] BRODYANSKII, V.M. A single criterion for assessing the performance of power plants. *Combustion*, pp. 12-15.
- [48] DALICHAOUCH, M. Energy analysis of absorption refrigeration cycles. *J. Inst. of energy*, Vol.63, pp. 167-176.

- [49] KOEHLER, W.J. et al. Entropy values of aqueous solution of LiBr and approximation equations. ASHRAE Transaction, Vol.93, No.2, pp. 2379-2387.
- [50] MC NEELY, L.A. Thermodynamics properties of aqueous solutions of LiBr. ASHRAE Transaction, Vol.85, pp. 413-434.
- [51] F-CHART, EES[®] Engineering Equation Solver. 2008.
- [52] KOTAS, T. J. The exergy method of thermal plant analysis; Florida: Krieguer Publishing Company, 1995, 328 p.
- [53] SZARGUT, J.; MORRIS, D.R; STEWARD, F.R. Exergy analysis of thermal, chemical and metallurgical process, Estados Unidos: Hemisphere Publishing Corporation, 1988, 332p.
- [54] KIM, D. S; INFANTE FERREIRA, C.A. A Gibbs energy equation for LiBr aqueous solutions, International Journal of Refrigeration, v.29., n. 1, p. 36-46, 2006.
- [55] TALBI, M.M; AGNEW, B. Exergy analysis: an absorption refrigerator using lithium bromide and water as the working fluids, Applied Thermal Engineering, v. 20, n. 7, pp. 619-630, 2000.
- [56] TOZER, Robert M; RON, W. James. Fundamental thermodynamic of ideal absorption cycles. Int J. Refrig. Vol. 20, No. 2, pp. 120-135, 1997.
- [57] JIANG, Liben; GO, Zhaolin; FENG, Xiao; LI, Yun. Thermo-economical analysis between new absorption-ejector hybrid refrigeration system and small double-effect absorption system. Applied Thermal Engineering 22 (2002) 1027-1036.
- [58] FARSHI, Leili Garousi; SEYED MAHMOUDI, S.M; ROSEN, M.A. Exergoeconomic comparison of double effect and combined ejector-double effect absorption refrigeration systems. Applied Energy 130 (2013) 700-711.

ANEXOS

ANEXO A- PROPIEDADES TERMODINÁMICAS PARA LA SOLUCIÓN LiBr/H₂O Y EL H₂O.

Para los cálculos realizados de la entalpía y la entropía de la solución LiBr/H₂O, se hizo uso de las librerías contenidas en el software (EES[®] 2008), las cuales ofrecen de manera directa el valor de dichas propiedades para la solución, teniendo en cuenta que estas propiedades pueden ser ejecutadas a través de un algoritmo programable del (EES[®] 2008), por medio de las correlaciones de los trabajos de (Palacios, 2007) y (Kim e Infante Ferreira, 2006). Para dicho procedimiento, este trabajo se sujeto a la reglamentación otorgada en las correlaciones del (EES[®] 2008), la cuales se toman a partir de lo expresado: LiBr/H₂O rutinas externas, Esta biblioteca proporciona datos de las propiedades de mezclas de agua bromuro de litio con base en información de la ASHRAE 1989 Handbook of Fundamentals. Tenga en cuenta que estos datos no están actualizados. Mejores datos de propiedades de mezclas de agua bromuro de litio basadas en las correlaciones proporcionadas por Patek y Klomfar, Int. J. del Frío, Vol. 29, pp 566-578, (2006) son entregadas en el archivo de biblioteca externa LiBrH₂O que también está suministrado en el EES. Sin embargo, se proporciona esta biblioteca para la compatibilidad con versiones anteriores y uso con programas desarrollados para el libro: Absorption Chillers and Heat Pumps Herold, Radermacher, and Klein CRC Press, 1995.

De este modo se obtuvo el procedimiento para el cálculo de las propiedades en el (EES[®] 2008) las cuales se muestran a continuación:

A1. CÁLCULO DE LA ENTALPÍA PARA LA SOLUCIÓN LiBr/H₂O

Para este procedimiento se utilizó la librería del software (EES[®] 2008) la cual está sujeta a dos propiedades intensivas que son la temperatura (T) y la concentración (X). Esta correlación se toma de Patek, J. y Klomfar, J., Int. J. del Frío, Vol. 29, pp 566-578, (2006) "Una formulación computacionalmente eficaz de las propiedades termodinámicas de LiBr-H₂O 273-500 K por encima del rango composición completa". La entalpía para la solución para cualquier valor de concentración (w) y temperatura (T), se obtiene a partir de lo siguiente:

$$h=h_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T,w)$$

Estas dos propiedades se pueden ingresar en “SI” (Sistema Internacional), en la cual, los valores de temperatura estan en [°C] y la fracción de masa (w) se ingresa en porcentaje con el objeto de entregar valores en unidades de [kJ/kg].

A2. CÁLCULO DE LA ENTALPÍA PARA EL H₂O

Para el cálculo de esta propiedad termodinámica para el agua, se opto por utilizar la opción “STEAM_IAPWS”, la cual se encuentra en el menú de opciones “Function Info”, ya que esta correlación entrega valores de entalpia para el agua de manera más precisa.

$$h=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS};T=T;x=x)$$

A3. CÁLCULO DE LA ENTROPÍA PARA LA SOLUCIÓN LiBr/H₂O.

Para la obtención de los valores de la entropía para la solución LiBr/H₂O se obtuvo de la ecuación mostrada a continuación, la cual se sujeta a las condiciones especificadas en el (EES[®]). Esta ecuación cumple con la siguiente función: Función h_LiBrH₂O (t, x) devuelve la entalpía específica para una solución líquida de bromuro de litio y agua como una función de la temperatura de la mezcla, T y composición, x.

$$s=s_LiBrH2O(T;x/100)$$

Donde los valores de temperatura son ingresados en las unidades del sistema internacional [°C].

A4. CÁLCULO DE LA ENTROPÍA PARA EL H₂O

Para el cálculo de esta propiedad termodinámica, se empleó la correlación establecida en el menú de opciones “function info” del software (EES[®]) la cual se obtiene a partir del ingreso de dos propiedades intensivas como lo son la temperatura (T) y la calidad (Q) para este trabajo, o tambien como lo pueden ser la presión (P), el volumen especifico (v) y la energía interna especifica (u).

$$s=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS};T=T;Q=Q)$$

A5. CÁLCULO DEL VOLUME ESPECÍFICO PARA LA SOLUCIÓN LiBr/H₂O

Esta propiedad fue calculada en el presente estudio, con el propósito de obtener la potencia de la bomba para los sistemas de refrigeración por absorción de simple y doble efecto. A partir de las funciones otorgadas por el software (EES[®]), se obtuvo el volumen específico de la correlación establecida en el menú de opciones “function info” con el ingreso de una propiedad intensiva como lo es la temperatura (T) y la calidad de la solución (X), tal como se muestra a continuación:

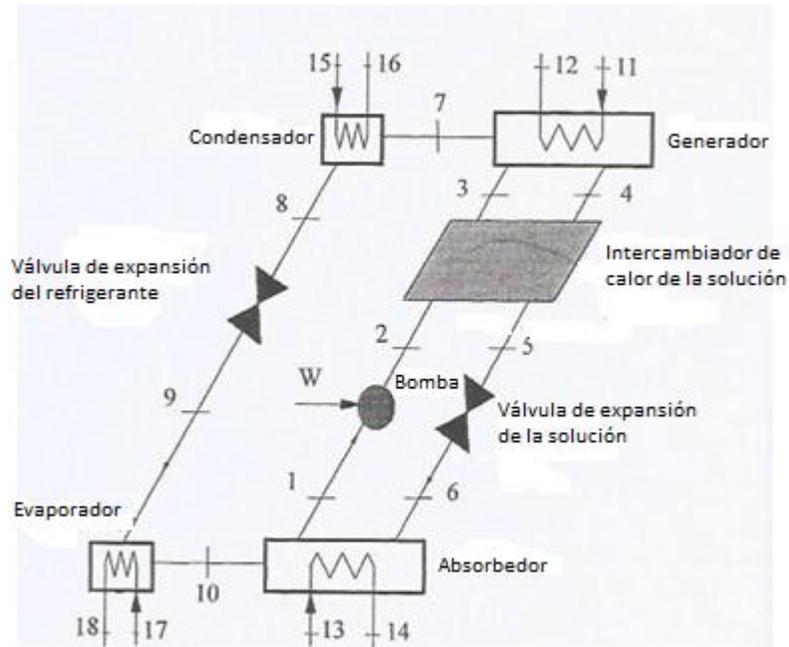
$$v[1]=V_LIBR('SI';T[1];x[1])*convert(\text{cm}^3/\text{g};\text{m}^3/\text{kg})$$

ANEXO B- ANÁLISIS TERMODINÁMICO Y EXERGÉTICO DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

En este anexo se presenta las ecuaciones utilizadas para el modelamiento de los diferentes sistemas de refrigeración por absorción mediante el uso de un software especializado (EES[®] 2008). A continuación se presenta las ecuaciones desarrolladas para cada sistema mediante el uso de las leyes termodinámicas y el análisis exergético.

B1. SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN DE SIMPLE EFECTO

Figura B.1 Sistema de refrigeración por absorción de simple efecto LiBr/H₂O con modelo externo de transferencia de calor.



HEROLD, Keith E; RADERMACHER, Reinhard; KLEIN, Sanford A. Absorption chillers and heat pumps. CRC Press LLC, 1996, 329p.

EL balance de masa energía y exergía para el sistema de la figura B1 es:

Evaporador:

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_{17} * h_{17} - \dot{m}_{18} * h_{18}$$

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_{10} * h_{10} - \dot{m}_9 * h_9$$

$$\dot{B}_{eva} = \dot{m}_9 * b_9 + \dot{m}_{17} * b_{17} - \dot{m}_{10} * b_{10} - \dot{m}_{18} * b_{18}$$

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18}$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$$

Absorbedor:

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{14} * h_{14} - \dot{m}_{13} * h_{13}$$

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{10} * h_{10} + \dot{m}_6 * h_6 - \dot{m}_1 * h_1$$

$$\dot{B}_{abs} = \dot{m}_{10} * b_{10} + \dot{m}_6 * b_6 + \dot{m}_{13} * b_{13} - \dot{m}_1 * b_1 - \dot{m}_{14} * b_{14}$$

$$\dot{m}_1 * x_1 = \dot{m}_6 * x_6$$

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14}$$

Bomba de la solución:

$$\dot{W}_{bomba} = \dot{m}_1 * v_1 * (P_2 - P_1) / \eta_{bomba}$$

$$\dot{B}_{bomba} = \dot{m}_1 * b_1 - \dot{m}_2 * b_2$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

Válvula de la solución:

$$h_5 = h_6$$

$$\dot{B}_{válvula\ solución} = \dot{m}_5 * b_5 - \dot{m}_6 * b_6$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$$

Intercambiador de calor de la solución:

$$\dot{m}_2 * h_2 + \dot{m}_4 * h_4 = \dot{m}_3 * h_3 + \dot{m}_5 * h_5$$

$$\dot{B}_{shx} = \dot{m}_2 * b_2 + \dot{m}_4 * b_4 - \dot{m}_3 * b_3 - \dot{m}_5 * b_5$$

$$\eta_{shx} = (T_4 - T_5)/(T_4 - T_2)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5$$

Generador:

$$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_{11} * h_{11} - \dot{m}_{12} * h_{12}$$

$$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_3 * h_3 - \dot{m}_7 * h_7 - \dot{m}_4 * h_4$$

$$\dot{B}_{gen} = \dot{m}_3 * b_3 + \dot{m}_{11} * b_{11} - \dot{m}_7 * b_7 - \dot{m}_4 * b_4 - \dot{m}_{12} * b_{12}$$

$$\dot{m}_3 * x_3 = \dot{m}_4 * x_4$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12}$$

Condensador:

$$\dot{Q}_{Cond} = \dot{m}_{16} * h_{16} - \dot{m}_{15} * h_{15}$$

$$\dot{Q}_{Cond} = \dot{m}_7 * h_7 - \dot{m}_8 * h_8$$

$$\dot{B}_{Cond} = \dot{m}_7 * b_7 + \dot{m}_{15} * b_{15} - \dot{m}_8 * b_8 - \dot{m}_{16} * b_{16}$$

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16}$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8$$

Válvula de refrigerante:

$$h_8 = h_9$$

$$\dot{B}_{\text{válvula refrigerante}} = \dot{m}_8 * b_8 - \dot{m}_9 * b_9$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9$$

Cálculo del Coeficiente de operación:

$$\text{COP} = \dot{Q}_{\text{eva}} / (\dot{Q}_{\text{gen}} + \dot{W}_{\text{bomba}})$$

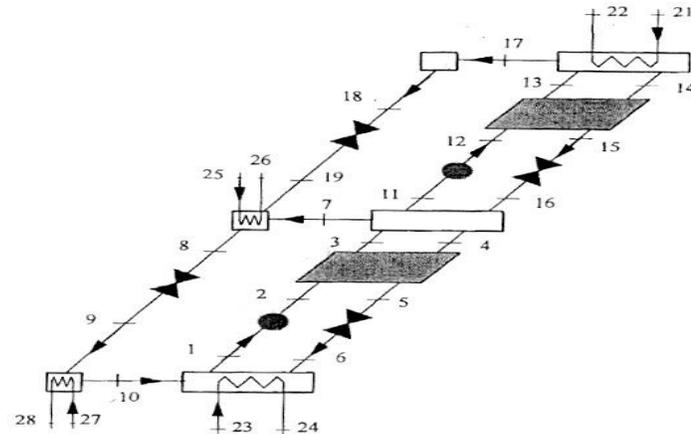
Cálculo de la eficiencia exergética:

$$\eta_{\text{exe}} = \dot{Q}_{\text{eva}} * \theta_{\text{enfriamiento}} / (\dot{\Delta}_{\text{gen}})$$

B2. SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN DE DOBLE EFECTO

Para el sistema de la figura B2 los dispositivos se modelan de manera similar a los dispositivos mostrados en el ANEXO B1.

Figura B2 Diagrama esquemático Dühring de un sistema de absorción de flujo en paralelo de doble efecto agua/bromuro de litio.



HEROLD, Keith E; RADERMACHER, Reinhard; KLEIN, Sanford A. Absorption chillers and heat pumps. CRC Press LLC, 1996, 329p.

El balance de masa, energía y exergía para el sistema de la figura B2 es:

Evaporador:

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_{27} * h_{27} - \dot{m}_{28} * h_{28}$$

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_{10} * h_{10} - \dot{m}_9 * h_9$$

$$\dot{B}_{gen} = \dot{m}_{27} * b_{27} + \dot{m}_9 * b_9 - \dot{m}_{10} * b_{10} - \dot{m}_{28} * b_{28}$$

$$\dot{m}_{27} = \dot{m}_{28}$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$$

Absorbedor:

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{24} * h_{24} - \dot{m}_{23} * h_{23}$$

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{10} * h_{10} + \dot{m}_6 * h_6 - \dot{m}_1 * h_1$$

$$\dot{B}_{abs} = \dot{m}_{23} * b_{23} + \dot{m}_{10} * b_{10} + \dot{m}_6 * b_6 - \dot{m}_{24} * b_{24} - \dot{m}_1 * b_1$$

$$\dot{m}_1 * x_1 = \dot{m}_6 * x_6$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_6$$

Bomba de solución de baja presión:

$$\dot{W}_{bomba} = \dot{m}_1 * v_1 * (P_2 - P_1) / \eta_{bomba}$$

$$\dot{B}_{bomba} = \dot{m}_1 * b_1 - \dot{m}_2 * b_2$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

Intercambiador de calor de la solución de baja presión:

$$\dot{m}_2 * h_2 + \dot{m}_4 * h_4 = \dot{m}_3 * h_3 + \dot{m}_5 * h_5$$

$$\dot{B}_{shx} = \dot{m}_2 * b_2 + \dot{m}_4 * b_4 - \dot{m}_3 * b_3 - \dot{m}_5 * b_5$$

$$\eta_{shx} = (T_4 - T_5) / (T_4 - T_2)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5$$

Generador de baja presión-Condensador de alta presión:

$$\dot{Q}_{trans} = \dot{m}_{17} * h_{17} - \dot{m}_{18} * h_{18}$$

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18}$$

$$\dot{Q}_{trans} = \dot{m}_7 * h_7 + \dot{m}_4 * h_4 + \dot{m}_{11} * h_{11} - \dot{m}_3 * h_3 - \dot{m}_{16} * h_{16}$$

$$\dot{m}_3 * x_3 + \dot{m}_{16} * x_{16} = \dot{m}_{11} * x_{11} + \dot{m}_4 * x_4$$

$$\dot{B}_{trans} = \dot{m}_3 * b_3 + \dot{m}_{16} * b_{16} + \dot{m}_{17} * b_{17} - \dot{m}_7 * b_7 - \dot{m}_4 * b_4 - \dot{m}_{11} * b_{11} - \dot{m}_{18} * b_{18}$$

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_{16} = \dot{m}_{11} + \dot{m}_4 + \dot{m}_7$$

Bomba de solución de alta presión:

$$\dot{W}_{bomba} = \dot{m}_{11} * v_{11} * (P_{12} - P_{11}) / \eta_{bomba}$$

$$\dot{B}_{bomba} = \dot{m}_{11} * b_{11} - \dot{m}_{12} * b_{12}$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12}$$

Intercambiador de solución de alta presión:

$$\dot{m}_{12} * h_{12} + \dot{m}_{14} * h_{14} = \dot{m}_{13} * h_{13} + \dot{m}_{15} * h_{15}$$

$$\dot{B}_{shxh} = \dot{m}_{12} * b_{12} + \dot{m}_{14} * b_{14} - \dot{m}_{13} * b_{13} - \dot{m}_{15} * b_{15}$$

$$\eta_{shx} = (T_{14} - T_{15}) / (T_{14} - T_{12})$$

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{12}$$

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{15}$$

Generador de alta temperatura:

$$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_{21} * h_{21} - \dot{m}_{22} * h_{22}$$

$$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_{17} * h_{17} + \dot{m}_{14} * h_{14} - \dot{m}_{13} * h_{13}$$

$$\dot{B}_{ga} = \dot{m}_{21} * b_{21} + \dot{m}_{13} * b_{13} - \dot{m}_{17} * b_{17} - \dot{m}_{14} * b_{14} - \dot{m}_{22} * b_{22}$$

$$\dot{m}_{13} * x_{13} = \dot{m}_{14} * x_{14}$$

$$\dot{m}_{21} = \dot{m}_{22}$$

Válvula de refrigerante de alta presión:

$$h_{19} = h_{18}$$

$$\dot{B}_{vra} = \dot{m}_{18} * b_{18} - \dot{m}_{19} * b_{19}$$

$$\dot{m}_{18} = \dot{m}_{19}$$

Condensador de baja presión:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{25} * h_{25} - \dot{m}_{26} * h_{26}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_7 * h_7 + \dot{m}_{19} * h_{19} - \dot{m}_8 * h_8$$

$$\dot{B}_{cond} = \dot{m}_{25} * b_{25} + \dot{m}_{19} * b_{19} + \dot{m}_7 * b_7 - \dot{m}_{26} * b_{26} - \dot{m}_8 * b_8$$

$$\dot{m}_{25} = \dot{m}_{26}$$

$$\dot{m}_7 + \dot{m}_{19} = \dot{m}_8$$

Válvula de refrigerante de baja presión:

$$h_9 = h_8$$

$$\dot{B}_{vra} = \dot{m}_8 * b_8 - \dot{m}_9 * b_9$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9$$

Válvula de solución de alta presión:

$$h_{16} = h_{15}$$

$$\dot{B}_{vsa} = \dot{m}_{15} * b_{15} - \dot{m}_{16} * b_{16}$$

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16}$$

Válvula de solución de baja temperatura:

$$h_6 = h_5$$

$$\dot{B}_{vsb} = \dot{m}_5 * b_5 - \dot{m}_6 * b_6$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$$

Cálculo del Coeficiente de operación COP:

$$COP = \dot{Q}_{eva} / (\dot{Q}_{gen} + \dot{W}_{bombas})$$

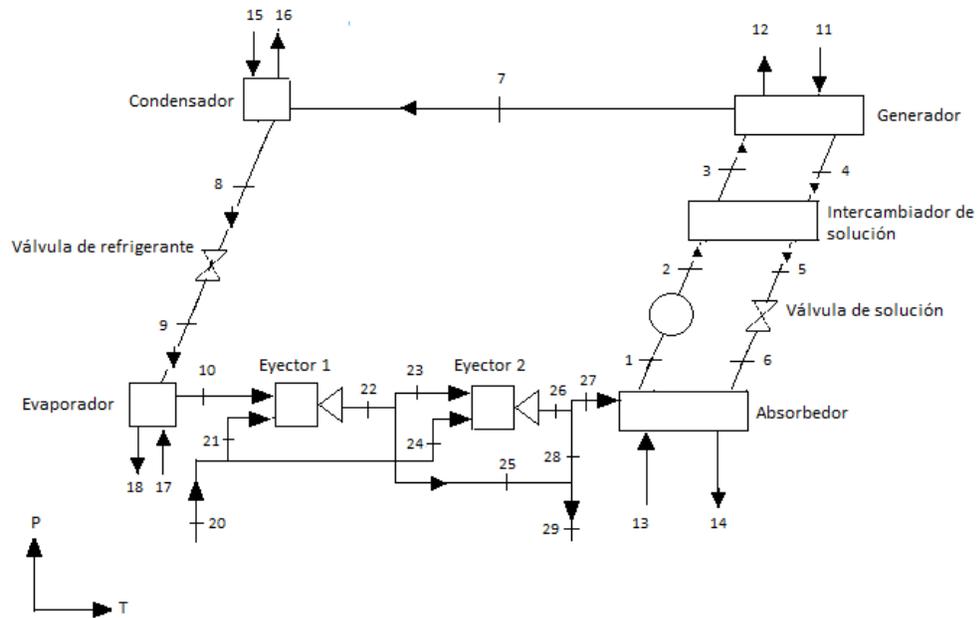
Cálculo de la eficiencia exergetica:

$$\eta_{exe} = \dot{Q}_{eva} * \theta_{enfriamiento} / (\dot{Q}_{gen})$$

B3. SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN DE SIMPLE EFECTO CON EYECTO-COMPRESIÓN

Para el sistema de la figura B3 los dispositivos se modelan de manera similar a los dispositivos mostrados en el ANEXO B1. Para el resto de los dispositivos el sistema se puede modelar de la siguiente manera:

Figura B3 Sistema de refrigeración por absorción de simple efecto con eyecto-compresión.



El balance de masa, energía y exergía para este sistema es:

Evaporador:

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_{17} * h_{17} - \dot{m}_{18} * h_{18}$$

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_{10} * h_{10} - \dot{m}_9 * h_9$$

$$\dot{B}_{eva} = \dot{m}_9 * b_9 + \dot{m}_{17} * b_{17} - \dot{m}_{10} * b_{10} - \dot{m}_{18} * b_{18}$$

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18}$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$$

Absorbedor:

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{14} * h_{14} - \dot{m}_{13} * h_{13}$$

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{27} * h_{27} + \dot{m}_6 * h_6 - \dot{m}_1 * h_1$$

$$\dot{B}_{abs} = \dot{m}_{27} * b_{27} + \dot{m}_6 * b_6 + \dot{m}_{13} * b_{13} - \dot{m}_1 * b_1 - \dot{m}_{14} * b_{14}$$

$$\dot{m}_1 * x_1 = \dot{m}_6 * x_6$$

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14}$$

Bomba de la solución:

$$\dot{W}_{bomba} = \dot{m}_1 * v_1 * (P_2 - P_1) / \eta_{bomba}$$

$$\dot{B}_{bomba} = \dot{m}_1 * b_1 - \dot{m}_2 * b_2$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

Válvula de la solución:

$$h_5 = h_6$$

$$\dot{B}_{válvula\ solución} = \dot{m}_5 * b_5 - \dot{m}_6 * b_6$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$$

Intercambiador de calor de la solución:

$$\dot{m}_2 * h_2 + \dot{m}_4 * h_4 = \dot{m}_3 * h_3 + \dot{m}_5 * h_5$$

$$\dot{B}_{shx} = \dot{m}_2 * b_2 + \dot{m}_4 * b_4 - \dot{m}_3 * b_3 - \dot{m}_5 * b_5$$

$$\eta_{shx} = (T_4 - T_5) / (T_4 - T_2)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5$$

Generador:

$$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_{11} * h_{11} - \dot{m}_{12} * h_{12}$$

$$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_3 * h_3 - \dot{m}_7 * h_7 - \dot{m}_4 * h_4$$

$$\dot{B}_{gen} = \dot{m}_3 * b_3 + \dot{m}_{11} * b_{11} - \dot{m}_7 * b_7 - \dot{m}_4 * b_4 - \dot{m}_{12} * b_{12}$$

$$\dot{m}_3 * x_3 = \dot{m}_4 * x_4$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12}$$

Condensador:

$$\dot{Q}_{Cond} = \dot{m}_{16} * h_{16} - \dot{m}_{15} * h_{15}$$

$$\dot{Q}_{Cond} = \dot{m}_7 * h_7 - \dot{m}_8 * h_8$$

$$\dot{B}_{Cond} = \dot{m}_7 * b_7 + \dot{m}_{15} * b_{15} - \dot{m}_8 * b_8 - \dot{m}_{16} * b_{16}$$

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16}$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8$$

Válvula de refrigerante:

$$h_8 = h_9$$

$$\dot{B}_{válvula\ refrigerante} = \dot{m}_8 * b_8 - \dot{m}_9 * b_9$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9$$

Eyectores

Para el balance de energía de los eyectores, se siguieron las siguientes hipótesis son consideradas:

- Flujo adiabático.
- La energía cinética en los diferentes puntos del eyector es despreciable.
- Flujo unidimensional.
- Estado estable.
- El estado termodinámico del vapor que ingresa por el punto 1 hacia el punto A, no cambia.
- La presión de vapor en la región de mezcla de vapor (punto A y punto B) es constante.

Balance de masas para los eyectores 1 y 2:

$$\dot{m}_{20} = \dot{m}_{21} + \dot{m}_{24}$$

$$\dot{m}_{26} = \dot{m}_{27} + \dot{m}_{28}$$

$$\dot{m}_{29} = \dot{m}_{25} + \dot{m}_{28}$$

$$\dot{m}_{23} = \dot{m}_{10}$$

$$\dot{m}_{27} = \dot{m}_{23}$$

$$\dot{m}_{20} = \dot{m}_{29}$$

Eyector 1:

$$\dot{m}_{10} * h_{r10} + \dot{m}_{21} * h_{r21} = \dot{m}_{22} * h_{22}$$

$$y = \dot{m}_{21} / \dot{m}_{10}$$

$$y * h_{10} + h_{21} = h_{22} * (1 + y)$$

Eyector 2:

$$\dot{m}_{23} * h_{r23} + \dot{m}_{24} * h_{r24} = \dot{m}_{26} * h_{26}$$

$$x = \dot{m}_{24} / \dot{m}_{23}$$

$$x * h_{23} + h_{24} = h_{26} * (1 + x)$$

Cálculo del Coeficiente de operación:

$$\dot{E}_{ej} = \dot{m}_{21} * (h_{21} - h_{25}) - \dot{m}_{21} * (h_{24} - h_{26})$$

$$COP = \dot{Q}_{eva} / (\dot{Q}_{gen} + \dot{E}_{ej})$$

Cálculo de la eficiencia exergetica:

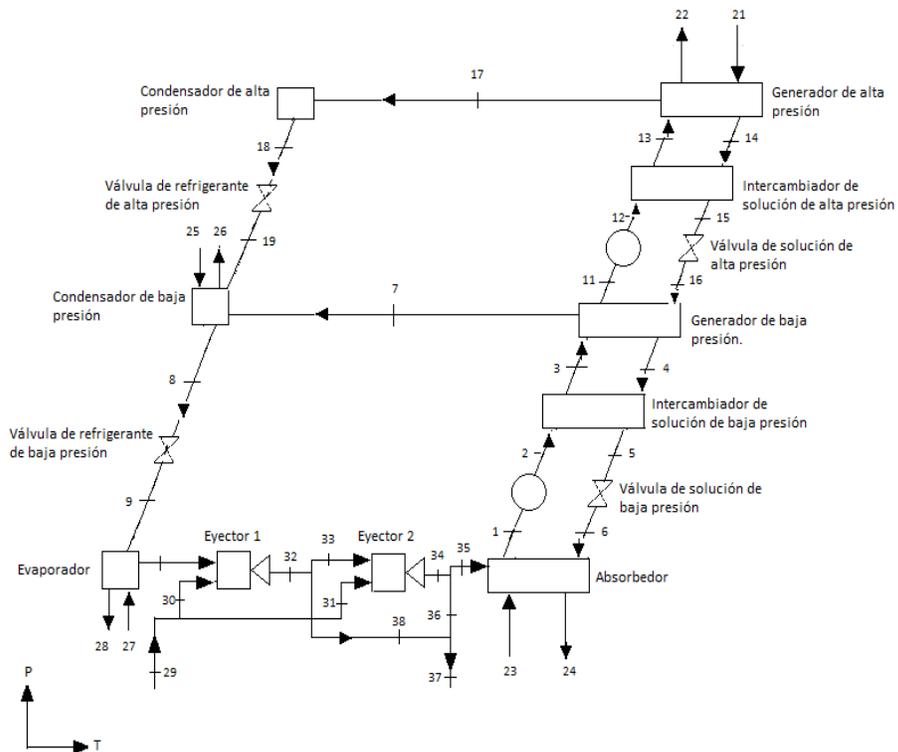
$$\dot{B}_{ej} = \dot{m}_{21} * (b_{21} - b_{25}) - \dot{m}_{21} * (b_{24} - b_{26})$$

$$\eta_{exe} = \dot{Q}_{eva} * \theta_{enfriamiento} / (\dot{\Delta}_{gen} + \dot{B}_{ej})$$

B4. SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN DE DOBLE EFECTO CON EYECTO COMPRESIÓN (EVAPORADOR-ABSORBEDOR)

Para el sistema de la figura B4 los dispositivos se modelan de manera similar a los dispositivos mostrados en el ANEXO B1. El modelamiento de los eyectores en la figura B4 se realizó a partir de las consideraciones establecidas en B3.

Figura B4. Sistema de refrigeración por absorción de doble efecto en flujo en paralelo con eyecto-compresión (evaporador-absorbedor).



EL balance de masa, energía y exergía para el sistema de la figura B4 es:

Evaporador:

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_{27} * h_{27} - \dot{m}_{28} * h_{28}$$

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_{10} * h_{10} - \dot{m}_9 * h_9$$

$$\dot{B}_{gen} = \dot{m}_{27} * b_{27} + \dot{m}_9 * b_9 - \dot{m}_{10} * b_{10} - \dot{m}_{28} * b_{28}$$

$$\dot{m}_{27} = \dot{m}_{28}$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$$

Absorbedor:

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{24} * h_{24} - \dot{m}_{23} * h_{23}$$

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{35} * h_{35} + \dot{m}_6 * h_6 - \dot{m}_1 * h_1$$

$$\dot{B}_{abs} = \dot{m}_{23} * b_{23} + \dot{m}_{35} * b_{35} + \dot{m}_6 * b_6 - \dot{m}_{24} * b_{24} - \dot{m}_1 * b_1$$

$$\dot{m}_1 * x_1 = \dot{m}_6 * x_6$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_6$$

Bomba de solución de baja presión:

$$\dot{W}_{bomba} = \dot{m}_1 * v_1 * (P_2 - P_1) / \eta_{bomba}$$

$$\dot{B}_{bomba} = \dot{m}_1 * b_1 - \dot{m}_2 * b_2$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

Intercambiador de calor de la solución de baja presión:

$$\dot{m}_2 * h_2 + \dot{m}_4 * h_4 = \dot{m}_3 * h_3 + \dot{m}_5 * h_5$$

$$\dot{B}_{shx} = \dot{m}_2 * b_2 + \dot{m}_4 * b_4 - \dot{m}_3 * b_3 - \dot{m}_5 * b_5$$

$$\eta_{shx} = (T_4 - T_5)/(T_4 - T_2)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5$$

Generador de baja presión-Condensador de alta presión:

$$\dot{Q}_{trans} = \dot{m}_{17} * h_{17} - \dot{m}_{18} * h_{18}$$

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18}$$

$$\dot{Q}_{trans} = \dot{m}_7 * h_7 + \dot{m}_4 * h_4 + \dot{m}_{11} * h_{11} - \dot{m}_3 * h_3 - \dot{m}_{16} * h_{16}$$

$$\dot{m}_3 * x_3 + \dot{m}_{16} * x_{16} = \dot{m}_{11} * x_{11} + \dot{m}_4 * x_4$$

$$\dot{B}_{trans} = \dot{m}_3 * b_3 + \dot{m}_{16} * b_{16} + \dot{m}_{17} * b_{17} - \dot{m}_7 * b_7 - \dot{m}_4 * b_4 - \dot{m}_{11} * b_{11} - \dot{m}_{18} * b_{18}$$

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_{16} = \dot{m}_{11} + \dot{m}_4 + \dot{m}_7$$

Bomba de solución de alta presión:

$$\dot{W}_{bomba} = \dot{m}_{11} * v_{11} * (P_{12} - P_{11})/\eta_{bomba}$$

$$\dot{B}_{bomba} = \dot{m}_{11} * b_{11} - \dot{m}_{12} * b_{12}$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12}$$

Intercambiador de solución de alta presión:

$$\dot{m}_{12} * h_{12} + \dot{m}_{14} * h_{14} = \dot{m}_{13} * h_{13} + \dot{m}_{15} * h_{15}$$

$$\dot{B}_{shxh} = \dot{m}_{12} * b_{12} + \dot{m}_{14} * b_{14} - \dot{m}_{13} * b_{13} - \dot{m}_{15} * b_{15}$$

$$\eta_{shx} = (T_{14} - T_{15}) / (T_{14} - T_{12})$$

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{12}$$

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{15}$$

Generador de alta temperatura:

$$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_{21} * h_{21} - \dot{m}_{22} * h_{22}$$

$$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_{17} * h_{17} + \dot{m}_{14} * h_{14} - \dot{m}_{13} * h_{13}$$

$$\dot{B}_{ga} = \dot{m}_{21} * b_{21} + \dot{m}_{13} * b_{13} - \dot{m}_{17} * b_{17} - \dot{m}_{14} * b_{14} - \dot{m}_{22} * b_{22}$$

$$\dot{m}_{13} * x_{13} = \dot{m}_{14} * x_{14}$$

$$\dot{m}_{21} = \dot{m}_{22}$$

Válvula de refrigerante de alta presión:

$$h_{19} = h_{18}$$

$$\dot{B}_{vra} = \dot{m}_{18} * b_{18} - \dot{m}_{19} * b_{19}$$

$$\dot{m}_{18} = \dot{m}_{19}$$

Condensador de baja presión:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{25} * h_{25} - \dot{m}_{26} * h_{26}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_7 * h_7 + \dot{m}_{19} * h_{19} - \dot{m}_8 * h_8$$

$$\dot{B}_{cond} = \dot{m}_{25} * b_{25} + \dot{m}_{19} * b_{19} + \dot{m}_7 * b_7 - \dot{m}_{26} * b_{26} - \dot{m}_8 * b_8$$

$$\dot{m}_{25} = \dot{m}_{26}$$

$$\dot{m}_7 + \dot{m}_{19} = \dot{m}_8$$

Válvula de refrigerante de baja presión:

$$h_9 = h_8$$

$$\dot{B}_{vra} = \dot{m}_8 * b_8 - \dot{m}_9 * b_9$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9$$

Válvula de solución de alta presión:

$$h_{16} = h_{15}$$

$$\dot{B}_{vsa} = \dot{m}_{15} * b_{15} - \dot{m}_{16} * b_{16}$$

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16}$$

Válvula de solución de baja temperatura:

$$h_6 = h_5$$

$$\dot{B}_{vsb} = \dot{m}_5 * b_5 - \dot{m}_6 * b_6$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$$

Balance de masas para los eyectores 1 y 2:

$$\dot{m}_{29} = \dot{m}_{30} + \dot{m}_{31}$$

$$\dot{m}_{37} = \dot{m}_{38} + \dot{m}_{36}$$

$$\dot{m}_{34} = \dot{m}_{35} + \dot{m}_{36}$$

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{33}$$

$$\dot{m}_{33} = \dot{m}_{35}$$

$$\dot{m}_{29} = \dot{m}_{37}$$

Eyector 1:

$$\dot{m}_{10} * h_{r10} + \dot{m}_{30} * h_{r30} = \dot{m}_{32} * h_{32}$$

$$y = \dot{m}_{30} / \dot{m}_{10}$$

$$y * h_{10} + h_{30} = h_{32} * (1 + y)$$

Eyector 2:

$$\dot{m}_{31} * h_{r31} + \dot{m}_{33} * h_{r33} = \dot{m}_{34} * h_{34}$$

$$x = \dot{m}_{31} / \dot{m}_{33}$$

$$x * h_{33} + h_{31} = h_{34} * (1 + x)$$

Cálculo del Coeficiente de operación (COP):

$$\dot{E}_{ej} = \dot{m}_{30} * (h_{30} - h_{38}) - \dot{m}_{30} * (h_{31} - h_{34})$$

$$COP = \dot{Q}_{eva} / (\dot{Q}_{gen} + \dot{E}_{ej})$$

Cálculo de la eficiencia exergética:

$$\dot{B}_{ej} = \dot{m}_{30} * (b_{30} - b_{38}) - \dot{m}_{30} * (b_{31} - b_{34})$$

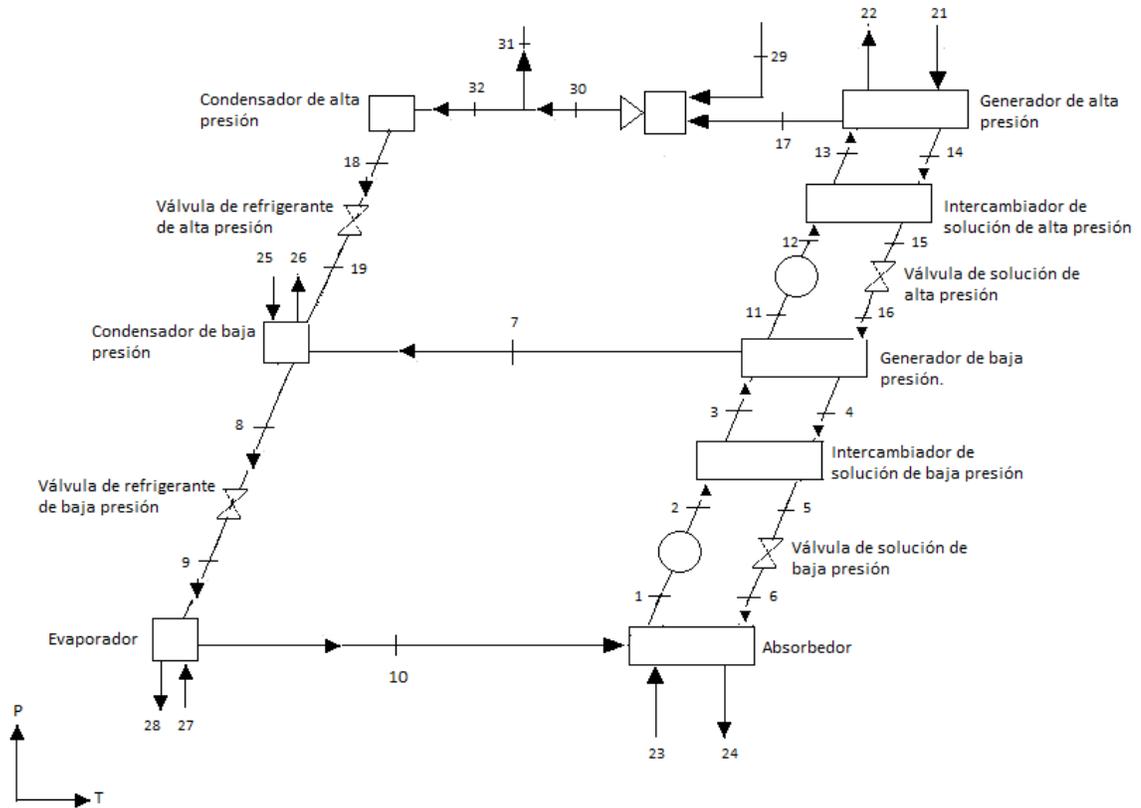
$$\eta_{exe} = \dot{Q}_{eva} * \theta_{enfriamiento} / (\dot{\Delta}_{gen} + \dot{B}_{ej})$$

Las anteriores ecuaciones que contribuyen al análisis, son aplicables al sistema de la figura 5.7, ya que solo se realizaron ciertas modificaciones al análisis del eyector.

B5. SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN DE DOBLE EFECTO CON EYECTO COMPRESIÓN (GENERADOR DE ALTA PRESIÓN-CONDENSADOR DE ALTA PRESIÓN)

Para el sistema de la figura B5 los dispositivos se modelan de manera similar a los dispositivos mostrados en el ANEXO B2. El modelamiento de los eyectores en la figura B45 se realizó a partir de las consideraciones establecidas en B3.

Figura B5. Sistema de refrigeración por absorción de doble efecto en flujo en paralelo con eyecto-compresión (generador de alta presión-condensador de alta presión).



El balance de masa, energía y exergía para la figura B5 es:

Evaporador:

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_{27} * h_{27} - \dot{m}_{28} * h_{28}$$

$$\dot{B}_{gen} = \dot{m}_{27} * b_{27} + \dot{m}_9 * b_9 - \dot{m}_{28} * b_{28} - \dot{m}_{10} * b_{10}$$

$$\dot{m}_{27} = \dot{m}_{28}$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$$

Absorbedor:

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{24} * h_{24} - \dot{m}_{23} * h_{23}$$

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{10} * h_{10} + \dot{m}_6 * h_6 - \dot{m}_1 * h_1$$

$$\dot{B}_{abs} = \dot{m}_{23} * b_{23} + \dot{m}_{10} * b_{10} + \dot{m}_6 * b_6 - \dot{m}_{24} * b_{24} - \dot{m}_1 * b_1$$

$$\dot{m}_1 * x_1 = \dot{m}_6 * x_6$$

$$\dot{m}_{23} = \dot{m}_{24}$$

Bomba de solución de baja presión:

$$\dot{W}_{bomba} = \dot{m}_1 * v_1 * (P_2 - P_1) / \eta_{bomba}$$

$$\dot{B}_{bomba} = \dot{m}_1 * b_1 - \dot{m}_2 * b_2$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

Intercambiador de calor de la solución de baja presión:

$$\dot{m}_2 * h_2 + \dot{m}_4 * h_4 = \dot{m}_3 * h_3 + \dot{m}_5 * h_5$$

$$\dot{B}_{shx} = \dot{m}_2 * b_2 + \dot{m}_4 * b_4 - \dot{m}_3 * b_3 - \dot{m}_5 * b_5$$

$$\eta_{shx} = (T_4 - T_5) / (T_4 - T_2)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5$$

Generador de baja presión-Condensador de alta presión:

$$\dot{Q}_{trans} = \dot{m}_{32} * h_{32} - \dot{m}_{18} * h_{18}$$

$$\dot{m}_{32} = \dot{m}_{18}$$

$$\dot{Q}_{trans} = \dot{m}_7 * h_7 + \dot{m}_4 * h_4 + \dot{m}_{11} * h_{11} - \dot{m}_3 * h_3 - \dot{m}_{16} * h_{16}$$

$$\dot{m}_3 * x_3 + \dot{m}_{16} * x_{16} = \dot{m}_{11} * x_{11} + \dot{m}_4 * x_4$$

$$\dot{B}_{trans} = \dot{m}_3 * b_3 + \dot{m}_{16} * b_{16} + \dot{m}_{17} * b_{17} - \dot{m}_7 * b_7 - \dot{m}_4 * b_4 - \dot{m}_{11} * b_{11} - \dot{m}_{18} * b_{18}$$

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_{16} = \dot{m}_{11} + \dot{m}_4 + \dot{m}_7$$

Bomba de solución de alta presión:

$$\dot{W}_{bomba} = \dot{m}_{11} * v_{11} * (P_{12} - P_{11}) / \eta_{bomba}$$

$$\dot{B}_{bomba} = \dot{m}_{11} * b_{11} - \dot{m}_{12} * b_{12}$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12}$$

Intercambiador de solución de alta presión:

$$\dot{m}_{12} * h_{12} + \dot{m}_{14} * h_{14} = \dot{m}_{13} * h_{13} + \dot{m}_{15} * h_{15}$$

$$\dot{B}_{shx} = \dot{m}_{12} * b_{12} + \dot{m}_{14} * b_{14} - \dot{m}_{13} * b_{13} - \dot{m}_{15} * b_{15}$$

$$\eta_{shx} = (T_{14} - T_{15}) / (T_{14} - T_{12})$$

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{12}$$

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{15}$$

Generador de alta temperatura:

$$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_{21} * h_{21} - \dot{m}_{22} * h_{22}$$

$$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_{17} * h_{17} + \dot{m}_{14} * h_{14} - \dot{m}_{13} * h_{13}$$

$$\dot{B}_{ga} = \dot{m}_{21} * b_{21} + \dot{m}_{13} * b_{13} - \dot{m}_{17} * b_{17} - \dot{m}_{14} * b_{14} - \dot{m}_{22} * b_{22}$$

$$\dot{m}_{13} * x_{13} = \dot{m}_{14} * x_{14}$$

$$\dot{m}_{21} = \dot{m}_{22}$$

Válvula de refrigerante de alta presión:

$$h_{19} = h_{18}$$

$$\dot{B}_{vra} = \dot{m}_{18} * b_{18} - \dot{m}_{19} * b_{19}$$

$$\dot{m}_{18} = \dot{m}_{19}$$

Condensador de baja presión:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{25} * h_{25} - \dot{m}_{26} * h_{26}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_7 * h_7 + \dot{m}_{19} * h_{19} - \dot{m}_8 * h_8$$

$$\dot{B}_{cond} = \dot{m}_{25} * b_{25} + \dot{m}_{19} * b_{19} + \dot{m}_7 * b_7 - \dot{m}_{26} * b_{26} - \dot{m}_8 * b_8$$

$$\dot{m}_{25} = \dot{m}_{26}$$

$$\dot{m}_7 + \dot{m}_{19} = \dot{m}_8$$

Válvula de refrigerante de baja presión:

$$h_9 = h_8$$

$$\dot{B}_{vra} = \dot{m}_8 * b_8 - \dot{m}_9 * b_9$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9$$

Válvula de solución de alta presión:

$$h_{16} = h_{15}$$

$$\dot{B}_{vsa} = \dot{m}_{15} * b_{15} - \dot{m}_{16} * b_{16}$$

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16}$$

Válvula de solución de baja temperatura:

$$h_6 = h_5$$

$$\dot{B}_{vsb} = \dot{m}_5 * b_5 - \dot{m}_6 * b_6$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$$

Balance de masas para el eyector:

$$\dot{m}_{29} = \dot{m}_{31}$$

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{32}$$

Eyector:

$$\dot{m}_{29} * h_{r29} + \dot{m}_{17} * h_{r17} = \dot{m}_{30} * h_{30}$$

$$\dot{m}_{32} * h_{32} + \dot{m}_{31} * h_{31} = \dot{m}_{30} * h_{30}$$

$$y = \dot{m}_{29} / \dot{m}_{17}$$

$$y * h_{29} + h_{17} = h_{30} * (1 + y)$$

Cálculo del Coeficiente de operación:

$$\dot{E}_{ej} = \dot{m}_{29} * (h_{29} - h_{31})$$

$$\text{COP} = \dot{Q}_{eva} / (\dot{Q}_{gen} + \dot{E}_{ej})$$

Cálculo de la eficiencia exergética:

$$\dot{B}_{ej} = \dot{m}_{29} * (b_{29} - b_{30})$$

$$\eta_{exe} = \dot{Q}_{eva} * \theta_{enfriamiento} / (\dot{Q}_{gen} + \dot{B}_{ej})$$

ANEXO C- RESULTADOS DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

En este anexo se muestran los resultados de los diferentes sistemas de refrigeración por absorción los cuales fueron analizados en el anexo B.

Tabla C1 Resultados del sistema de refrigeración por absorción de simple efecto.

Punto	T [°C]	P [kPa]	m [m ³ /s]	X [% LiBr]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg-K]	Calidad [Q]	bph [kJ/kg]	bch [kJ/kg]
1	32,9	0,7581	0,5136	55,79	81,93	0,1949		27,48	543,8
2	32,9	7,347	0,5136	55,79	81,93	0,1949		27,48	543,8
3	65,07	7,347	0,5136	55,79	147,8	0,3973		33,01	557,3
4	89,4	7,347	0,4594	62,37	221,2	0,4871		79,64	639,3
5	49,85	7,347	0,4594	62,37	147,6	0,2727		69,93	622,9
6	45,79	0,7581	0,4594	62,37	147,6	0,2727		69,93	622,9
7	74,89	7,347	0,1505		2634	8,46		116,9	49,96
8	39,9	7,347	0,1505		167,1	0,5711	0	1,511	49,96
9	3	0,7581	0,1505		167,1	0,5711	0,06196	1,511	49,96
10	3	0,7581	0,1505		2506	9,077	1	-195,1	49,96
11	120	160	0,1889		2710	7,129		589,4	49,96
12		160	0,1889		475,4	1,455		46,21	49,96
13	25		8,031		104,8	0,3672		0	49,96
14	37		8,031		155	0,5322		0,9862	49,96
15	25		8,881		104,8	0,3672		0	49,96
16	35		8,881		146,6	0,5051		0,6882	49,96
17	12		16,78		50,41	0,1806		1,221	49,96
18	7		16,78		29,43	0,1064		2,372	49,96

Tabla C2 Resultados del sistema de refrigeración por absorción de doble efecto.

Punto	T [°C]	P [kPa]	m [m ³ /s]	X [% LiBr]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg-K]	Calidad [Q]	bph [kJ/kg]	bch [kJ/kg]
1	29,85	0,7581	1,231	54,12	69,62	0,1837		18,51	525,5
2	29,85	4,988	1,231	54,12	69,62	0,1837		18,51	525,5
3	56,69	4,988	1,231	54,12	125,7	0,3589		22,41	536,7
4	76,39	4,988	1,104	60,32	187,3	0,4307		62,57	611
5	43,81	4,988	1,104	60,32	124,8	0,2442		55,63	597,1
6	41,67	0,7581	1,104	60,32	124,8	0,2314		59,43	596,1
7	57,47	4,988	0,06613		2604	8,542		62,19	49,96
8	32,83	4,988	0,1486		137,6	0,4756	0	0,3258	49,96
9	3	0,7581	0,1486		137,6	0,4984	0,05011	-6,473	49,96
10	3	0,7581	0,1486		2506	9,077	1	-195,2	49,96
11	57,47	4,988	0,5878	54,12	127,4	0,3638		22,57	537
12	57,47	70,18	0,5878	54,12	127,4	0,3638		22,57	537
13	107,7	70,18	0,5878	54,12	232,9	0,6642		38,52	554,7
14	144,8	70,18	0,5273	60,32	318,9	0,7834		89	634,1
15	83,68	70,18	0,5273	60,32	201,3	0,4706		64,67	613,8
16	76,39	4,988	0,5273	60,32	201,3	0,4307		76,57	611
17	128,3	70,18	0,08246		2718	7,679		432,9	49,96
18	90	70,18	0,08246		377	1,193		25,95	49,96
19	32,83	4,988	0,08246		377	1,258	0,09883	6,454	49,96
21	160	450	0,1172		2803	6,749		795,1	49,96
22		450	0,1172		623,1	1,82		84,93	49,96
23	25		11,74		104,8	0,3672		-0,09845	49,96
24	33,65		11,74		141	0,4868		0,4182	49,96
25	25		4,375		104,8	0,3672		-0,09845	49,96
26	35		4,375		146,6	0,5051		0,5897	49,96
27	12		16,78		50,41	0,1806		1,122	49,96
28	7		16,78		29,43	0,1064		2,273	49,96

Tabla C3 Resultados del sistema de refrigeración por absorción de simple efecto con eyecto-compresión.

Punto	T [°C]	P [kPa]	m [m ³ /s]	X [% LiBr]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg-K]	Calidad [Q]	bph [kJ/kg]	bch [kJ/kg]
1	58,87	3,032	0,9589	56,7	138,2	0,353		36,63	564,5
2	58,87	7,347	0,9589	56,7	138,2	0,353		36,63	564,5
3	76,74	7,347	0,9589	56,7	174,4	0,4593		41,11	571,5
4	89,4	7,347	0,8717	62,37	221,2	0,4871		79,64	639,3
5	68,03	7,347	0,8717	62,37	181,4	0,3736		73,68	630,9
6	45,79	3,032	0,8717	62,37	181,4	0,3736		73,68	630,9
7	76,77	7,347	0,1505		2638	8,47		117	49,96
8	39,9	7,347	0,1505		167,1	0,5711	0	1,511	49,96
9	3	0,7581	0,1505		167,1	0,5711	0,06196	1,511	49,96
10	3	0,7581	0,1505		2506	9,077	1	-195,1	49,96
11	120	160	0,1891		2710	7,129		589,4	49,96
12		160	0,1891		475,4	1,455		46,21	49,96
13	25		11,41		104,8	0,3672		0	49,96
14	37		11,41		155	0,5322		0,9862	49,96
15	25		8,892		104,8	0,3672		0	49,96
16	35		8,892		146,6	0,5051		0,6882	49,96
17	12		16,78		50,41	0,1806		1,221	49,96
18	7		16,78		29,43	0,1064		2,372	49,96
20	580	1200	0,0522 9		3653	7,894		1304	49,96
21		1200	0,0128 4		3653	7,894		1304	49,96
22	533,9	1,516	0,119		3562	10,86		328,5	49,96
23		1,516	0,1505		3562	10,86		328,5	49,96
24		1200	0,0394 5		3653	7,894		1304	49,96
25		1,516	0,0155 9		3562	10,86		328,5	
26	566,9	3,032	0,1872		3634	10,63		469,4	49,96
27		3,032	0,1505		3634	10,63		469,4	49,96
28		3,032	0,0367		3634	10,63		469,4	
29			0,0522 9						

La tabla 6.4 representa la optimización del desempeño del sistema de refrigeración por absorción de simple efecto con eyecto-compresión, variando la relación de presión de los eyectores.

Tabla C4 Variación del Coeficiente de operación (COP) y la eficiencia exergética con respecto a la relación de presión para el sistema de refrigeración por absorción de simple efecto con eyecto-compresión.

rp	COP	$\eta_{\text{exergética}}$
1,1	0,8009	0,1713
1,2	0,805	0,1721
1,3	0,8089	0,1727
1,4	0,8126	0,1731
1,5	0,8165	0,1735
1,6	0,8194	0,1738
1,7	0,8225	0,174
1,8	0,8256	0,1742
1,9	0,8285	0,1743
2	0,8313	0,1743

Siguiendo la optimización del sistema de simple efecto con eyecto-compresión, la tabla 6.5 muestra la variación de la relación presión/temperatura del vapor de insumo entregado a los eyectores.

Tabla C5 Variación del Coeficiente de operación (COP) y la eficiencia exergética con respecto a la relación de presión/temperatura del vapor de insumo entregado a los eyectores para el sistema de absorción de simple efecto.

Presión [kPa] /Temperatura [°C]	COP	$\eta_{\text{exergética}}$
420/400	0,831	0,1745
420/450	0,8309	0,1745
670/480	0,8311	0,1748
670/515	0,8311	0,1749
800/520	0,8312	0,175
1000/520	0,8312	0,175
1000/540	0,8312	0,1751
1200/580	0,8313	0,1752

Tabla C6 Resultados del sistema de refrigeración por absorción de doble efecto con eyecto-compresión (evaporador-absorbedor).

Punto	T [°C]	P [kPa]	m [m ³ /s]	X [% LiBr]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg-K]	Calidad [Q]	bph [kJ/kg]	bch [kJ/kg]
1	50,52	2,737	0,8042	52,9	110,3	0,3293		15,82	15,82
2	50,52	4,988	0,8042	52,9	110,3	0,3293		15,82	15,82
3	64,81	4,988	0,8042	52,9	140,7	0,421		18,87	18,87
4	76,39	4,988	0,7052	60,32	189	0,4307		64,29	64,29
5	58,28	4,988	0,7052	60,32	154,3	0,3287		60,01	60,01
6	64,42	2,737	0,7052	60,32	154,3	0,3637		49,56	49,56
7	57,47	4,988	0,06883		2604	8,542		62,29	62,29
8	32,83	4,988	0,1486		137,6	0,4756	0	0,4242	0,4242
9	3	0,7581	0,1486		137,6	0,4984	0,05011	-6,374	-6,374
10	3	0,7581	0,1486		2506	9,077	1	-195,1	-195,1
11	57,47	4,988	0,2446	52,9	125,1	0,3743		17,14	17,14
12	57,47	70,18	0,2446	52,9	125,1	0,3743		17,14	17,14
13	106,6	70,18	0,2446	52,9	231,5	0,6727		34,63	34,63
14	144,8	70,18	0,2145	60,32	324,5	0,7834		94,63	94,63
15	83,68	70,18	0,2145	60,32	203,1	0,4706		66,49	66,49
16	76,39	4,988	0,2145	60,32	203,1	0,4307		78,4	78,4
17	125,7	70,18	0,07976		2714	7,666		433,2	433,2
18	90	70,18	0,07976		377	1,193		26,05	26,05
19	32,83	4,988	0,07976		377	1,258	0,09883	6,552	6,552
21	160	450	0,1053		2803	6,749		795,2	795,2
22		450	0,1053		623,1	1,82		85,03	85,03
23	25		15,5		104,8	0,3672		0	0
24	33,65		15,5		141	0,4868		0,5167	0,5167
25	25		4,519		104,8	0,3672		0	0
26	35		4,519		146,6	0,5051		0,6882	0,6882
27	12		16,78		50,41	0,1806		1,221	1,221
28	7		16,78		29,43	0,1064		2,372	2,372
29	580	1200	0,04729		3653	7,894		1304	1304
30		1200	0,01161		3653	7,894		1304	1304

Tabla C6 Resultados del sistema de refrigeración por absorción de doble efecto con eyecto-compresión (evaporador-absorbedor). (Continuación)

Punto	T [°C]	P [kPa]	m [m ³ /s]	X [% LiBr]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg-K]	Calidad [Q]	b _{ph} [kJ/kg]	b _{ch} [kJ/kg]
31		1200	0,03567		3653	7,894		1304	1304
32	537,2	1,44	0,1162		3570	10,89		325,9	325,9
33		1,44	0,1486		3570	10,89		325,9	325,9
34	568,1	2,737	0,1817		3636	10,68		457	457
35		2,737	0,1486		3636	10,68		457	457
36		2,737	0,03309		3636	10,68		457	457
37			0,04729						
38		1,44	0,01419		3570			325,9	325,9

Con el fin de realizar la optimización del sistema de doble efecto, en las tablas C7 y C8 se presentan las variaciones del Coeficiente de operación y la eficiencia exergética correspondientes a los diferentes valores de la relación de presión y relación presión/temperatura de los eyectores.

Tabla C7 Variación del Coeficiente de operación (COP) y la eficiencia exergética con respecto a la relación de presión para el sistema de refrigeración por absorción de doble efecto con eyecto-compresión (evaporador-absorbedor).

rp	COP	$\eta_{\text{exergética}}$
1,1	1,48	0,2361
1,2	1,487	0,237
1,3	1,494	0,2377
1,4	1,501	0,2382
1,5	1,511	0,2393
1,6	1,512	0,2388
1,7	1,518	0,2389
1,8	1,523	0,2389
1,9	1,528	0,2388
2	1,475	0,2299

Tabla C8 Variación del Coeficiente de operación (COP) y la eficiencia exergética con respecto a la relación presión/temperatura para el sistema de refrigeración por absorción de doble efecto con eyecto-compresión (evaporador-absorbedor).

Presión [kPa] /Temperatura [°C]	COP	$\eta_{\text{exergética}}$
420/400	1,528	0,2388
420/450	1,528	0,2389
670/480	1,528	0,2394
670/515	1,528	0,2395
800/520	1,528	0,2396
1000/520	1,529	0,2397
1000/540	1,529	0,2398
1200/580	1,529	0,24

Tabla C9 Resultados del sistema de refrigeración por absorción de doble efecto con eyecto-compresión (generador de alta presión-condensador de alta presión).

Punto	T [°C]	P [kPa]	m [m ³ /s]	X [% LiBr]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg-K]	Calidad [Q]	b _{ph} [kJ/kg]	b _{ch} [kJ/kg]
1	29,85	0,7581	0,7909	54,12	70,81	0,1837		19,7	525,5
2	29,85	4,988	0,7909	54,12	70,81	0,1837		19,7	525,5
3	57,82	4,988	0,7909	54,12	128,5	0,366		23	537,1
4	76,39	4,988	0,7096	60,32	189	0,4307		64,29	611
5	43,81	4,988	0,7096	60,32	124,8	0,2442		55,63	597,1
6	41,67	0,7581	0,7096	60,32	124,8	0,2314		59,43	596,1
7	57,47	4,988	0,07722		2604	8,542		62,19	49,96
8	32,83	4,988	0,175		137,6	0,4756	0	0,3258	49,96
9	3	0,7581	0,175		137,6	0,4984	0,05011	-6,473	49,96
10	3	0,7581	0,175		2506	9,077	1	-195,2	49,96
11	57,47	4,988	0,03978	54,12	127,7	0,3638		22,93	537
12	57,47	70,18	0,03978	54,12	127,7	0,3638		22,93	537
13	109,2	70,18	0,03978	54,12	238,3	0,6727		41,39	555,2
14	144,8	70,18	0,03569	60,32	324,5	0,7834		94,63	634,1
15	83,68	70,18	0,03569	60,32	201,3	0,4706		64,67	613,8
16	76,39	4,988	0,03569	60,32	201,3	0,4307		76,57	611
17	128,3	70,18	0,09782		2718	7,679		432,9	49,96

Tabla C9 Resultados del sistema de refrigeración por absorción de doble efecto con eyecto-compresión (generador de alta presión-condensador de alta presión). (Continuación)

Punto	T [°C]	P [kPa]	m [m ³ /s]	X [% LiBr]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg-K]	Calidad [Q]	b _{ph} [kJ/kg]	b _{ch} [kJ/kg]
18	90	70,18	0,09782		377	1,193		25,95	49,96
19	32,83	4,988	0,09782		377	1,258	0,09883	6,454	49,96
21	160	450	0,1229		2803	6,749		795,1	49,96
22		450	0,1229		623,1	1,82		84,93	49,96
23	25		13,03		104,8	0,3672		-0,09845	49,96
24	33,65		13,03		141	0,4868		0,4182	49,96
25	25		5,117		104,8	0,3672		-0,09845	49,96
26	35		5,117		146,6	0,5051		0,5897	49,96
27	12		16,78		50,41	0,1806		1,122	49,96
28	7		16,78		29,43	0,1064		2,273	49,96
29	400	420	0,004881		3274	7,877		929,5	49,96
30	132,4	70,18	0,1027		2744	7,699		453,4	49,96
31		70,18	0,004881		2744			453,4	49,96
32		70,18	0,09782		2744			453,4	49,96

Para la optimización del sistema de absorción de doble efecto con eyecto-compresión (generador de alta presión-condensador de alta presión) en las tablas 6.10 y 6.11 se presentan las variaciones del Coeficiente de operación y la eficiencia exergética correspondientes a los diferentes valores de la relación de presión y relación presión/temperatura de los eyectores.

Tabla C10 Variación del Coeficiente de operación (COP) y la eficiencia exergética con respecto a la relación de presión para el sistema de refrigeración por absorción de doble efecto con eyecto-compresión (generador de alta presión-condensador de alta presión).

Presión [kPa] /Temperatura [°C]	COP	$\eta_{\text{exergética}}$
420/400	1,309	0,2054
420/450	1,327	0,2083
670/480	1,346	0,2113
670/515	1,349	0,2117
800/520	1,352	0,2122
1000/520	1,355	0,2127
1000/540	1,359	0,2133
1200/580	1,362	0,2138

Tabla C11 Variación del Coeficiente de operación (COP) y la eficiencia exergética con respecto a la relación presión/temperatura para el sistema de refrigeración por absorción de doble efecto con eyecto-compresión (generador de alta presión-condensador de alta presión).

rp	COP	$\eta_{\text{exergética}}$
1	1,309	0,2054
1,1	1,236	0,1909
1,2	1,172	0,1785
1,3	0,358	0,05601
1,4	1,064	0,158
1,5	0,976	0,1437
1,6	0,969	0,1407
1,7	0,921	0,1325
1,8	0,865	0,1232
1,9	0,791	0,1117