



Universidad
Autónoma
Metropolitana
Unidad Iztapalapa

Posgrado en Energía y Medio Ambiente

**Estudio comparativo sobre
características de pares refrigerantes-
absorbentes y su evaluación para
aplicaciones de refrigeración y
acondicionamiento de aire con fuente
de energía solar**

Tesis

Para obtener el grado de

Maestro en Ciencias

(Energía y Medio Ambiente)

Presenta:

Ing. Joaquín Fernando Ortega Silva

Director:

Dr. Hernando Romero Paredes Rubio

Ciudad de México a 9 de junio de 2023

Agradecimientos

La Maestría en Ciencias (Energía y Medio Ambiente) de la Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Iztapalapa, pertenece al Padrón Nacional de Posgrados de Calidad del CONACyT y cuenta con apoyo del mismo Consejo con el convenio con el número de solicitud 2020-000013-01NACF-06194; por lo que agradece la beca recibida, a través del convenio No. "003893 - MAESTRÍA EN ENERGÍA Y MEDIO AMBIENTE" para el desarrollo de esta tesis.

Agradecimientos Personales

Agradezco a mis padres, cuyo apoyo incondicional, cariño y educación me ha nutrido a lo largo de la vida y que hoy gracias su esfuerzo puedo concluir esta etapa de gran desarrollo personal y académico.

A mis amigos Hugo y Paulette, que me apoyaron durante mi estancia en la Ciudad de México y que sin ellos tampoco hubiera conocido este posgrado.

A los docentes de la Universidad Autónoma Metropolitana y a mi director de tesis, el Dr. Hernando Romero Paredes Romo por su paciencia, por su pasión por la ciencia, y haberme guiado a lo largo de este trayecto.

Comité Tutorial

Director:

Dr. Hernando Romero Paredes Rubio. Departamento de Ingeniería de Procesos e Hidráulica. División de Ciencias Básicas e Ingeniería. Universidad Autónoma Metropolitana.

El Jurado designado por la
Comisión Académica del Posgrado en Energía y Medio Ambiente

de la Unidad Iztapalapa, aprobó la tesis que presentó

Joaquín Fernando Ortega Silva

El día 9 de junio de 2023

Miembros del Jurado

Dr. Wilfrido Rivera Gómez Franco

Presidente

Dra. Yuridiana Rocío Galindo Luna

Secretaria

Dr. Jonathan Ibarra Bahena

Vocal

Índice general

Contenido

Agradecimientos.....	2
Agradecimientos Personales	3
Comité Tutorial.....	4
Índice general	6
Índice de Figuras	9
Índice de Tablas.....	12
Nomenclatura.....	13
Abreviaturas	16
Resumen.....	18
Abstract.....	20
PARTE 1. Introducción	22
Referencias Bibliográficas	26
PARTE 2. Antecedentes	27
Estado del arte	29
Referencias Bibliográficas	30
Marco Teórico.....	32
Definición de Absorción y Adsorción	32
Proceso de Absorción y Desorción	33
Diseño del sistema de Refrigeración por Absorción.....	33
Referencias Bibliográficas	34
Generador	35
Absorbedor	36
Condensador	36
Válvula de Expansión	37
Evaporador.....	38
Bomba	38
Subcomponentes	39
Intercambiadores de Calor	39
Tanque de Destilación Flash	40
Columna de Destilación	40
Rectificador.....	40
Eyector.....	41

Pares de fluidos de trabajo	44
Agua – Bromuro de Litio	47
Amoniaco – Agua	48
R22 – DMF	48
R32 – DMF	48
R134a – DMF.....	49
Métodos de Captación del Recurso Solar	50
Disponibilidad de Recurso Solar	50
Recurso Solar y Tecnología	55
Otras consideraciones:	55
PARTE 3. JUSTIFICACIÓN	56
Statu quo.....	56
Beneficios.....	59
PARTE 4. Pregunta de Investigación y Objetivos	60
Pregunta de Investigación.....	60
Objetivo General	60
Objetivos Específicos.....	60
PARTE 5. METODOLOGÍA.....	61
Simulaciones	61
Estados de referencia	62
Ciclo Termodinámico	63
Balance de Materia y Energía	66
Generador.....	67
Absorbedor	70
Condensador.....	71
Válvula de Expansión	72
Evaporador	72
Bomba.....	73
Intercambiador de Calor	75
Operaciones Unitarias.....	76
Obtención de los flujos de refrigerante, solución fuerte y solución débil	76
Simulación y Diagrama de Flujo	79
Condiciones Iniciales.....	79
Modelo NRTL	81
Termodinámica de Mezclas	85
Energía Libre de Gibbs de Mezcla	86

Entalpía de Mezcla para pares con DMF	88
Entalpía de Mezcla para soluciones acuosas de Bromuro de Litio	89
Entalpía de soluciones acuosas de amoníaco – agua	92
Análisis Energético del Ciclo	95
Coeficiente de Desempeño.....	95
Captación y Aprovechamiento del Recurso Solar	96
PARTE 6. RESULTADOS Y DISCUSIÓN	107
Ciclos termodinámicos de pares refrigerante - absorbente	107
Condiciones de las Simulaciones	107
Resultados	110
Comparación	123
Recurso Solar Aprovechable	126
Evaluación e intervalo de aplicaciones	128
Discusión de Resultados.....	129
Discusión del par de trabajo amoníaco – agua	133
PARTE 7. Conclusiones	136
PARTE 8. Referencias y Bibliografía	138
Anexo A – Diagramas de Flujo	144
Anexo B – Constantes Numéricas.....	147
Anexo C -Datos para estimar la radiación solar.....	153
Anexo D – Diagramas auxiliares	157

Índice de Figuras

Figura 1.- Diagrama de bloques esquemático de SRA. Elaboración propia.....	23
Figura 2.- Diagrama global de la aplicación de los SRA. Elaboración propia	25
Figura 3.- Fenómeno Absorción y Adsorción. Elaboración propia.	32
Figura 4.- Diagrama esquemático del Generador. Elaboración propia.	35
Figura 5.- Diagrama esquemático de Absorbedor. Elaboración propia.....	36
Figura 6.- Diagrama esquemático del Condensador. Elaboración propia	36
Figura 7.- Diagrama esquemático de la Válvula de Expansión. Elaboración propia	37
Figura 8.- Diagrama esquemático del Evaporador. Elaboración propia	38
Figura 9.- Diagrama esquemático de la Bomba.....	38
Figura 10.- Diagrama esquemático del Intercambiador de Calor. Elaboración propia	39
Figura 11.- Columna de destilación con rectificación; dibujo original basado en: https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/distillation-column (Consultado por última vez: 18/08/2021)	40
Figura 12.- Diagrama esquemático de un eyector basado en la ilustración de (Ma et al., 2017)(.....	41
Figura 13.- Diagrama de bloques de SRA con un eyector configuración A	41
Figura 14.- Diagrama de bloques de SRA con un eyector configuración B.....	42
Figura 15.- Componentes de SRA en efecto sencillo. Elaboración propia	43
Figura 16.- Ángulos de un haz de radiación en superficies con y sin inclinación en la superficie terrestre. Basado de (Duffie et al., 1985).....	52
Figura 17.- Ángulos de un plano inclinado con respecto al sol	52
Figura 18.- Vista plana del ángulo del azimut solar.....	52
Figura 19.- Diferencias entre las irradiancias DHI, GHI, DNI. Imagen basada de (Vashistha, 2012).....	53
Figura 20.-Tipos de captadores solares. Traducido de (Olfian et al., 2020)	53
Figura 21.- Consumo total por sector en México en 2010. Fuente: (IRENA, 2015) con información de la SENER	57
Figura 22.- Consumo de Energía térmica y eléctrica en el sector residencial. Fuente (IRENA,2015) con información de IEA y SENER	57
Figura 23.- Algunos beneficios de los sistemas de refrigeración por absorción. Elaboración propia.	59
Figura 24.- Diagrama esquemático del SRA con estados termodinámicos	63
Figura 25.- Dibujo esquemático del circuito del colector solar intercambiando calor con el generador.	68
Figura 26.- Esquema del absorbedor con números de estados termodinámicos.	70
Figura 27.- Esquema del condensador con números de estados termodinámicos.....	71
Figura 28.- Esquema de válvulas de expansión con números de estados termodinámicos.....	72
Figura 29.- Esquema de evaporador con número de estados termodinámicos. Elaboración propia	72
Figura 30.- Esquema de la bomba con números de estados termodinámicos.....	73
Figura 31.- Esquema de intercambiador de calor de solución con números de estados termodinámicos. Elaboración propia	75
Figura 32.- Diagrama esquemático de destilación flash.....	76
Figura 33.- Diagrama esquemático de una columna de destilación. Tomado de (McCabe et al., 1991)	77
Figura 34.- Diagrama de flujo de la obtención del equilibrio líquido-vapor de una mezcla binaria por medio del modelo NRTL. Elaboración propia.	84
Figura 35.-.- Ejemplo de cómo se organizó la información de las simulaciones.	95
Figura 36.- Diagrama de caja y bigotes de las temperaturas de los meses de mayo, junio y julio del 2019 (Información de NSRDB)	96

Figura 37.- Diagrama de temperaturas hora por hora en Ags., Ags. el día 29 de mayo de 2019 (Información de NSRDB) 96

Figura 38.- Diagrama de dispersión de la irradiancia para el mes de mayo (Datos de NSRDB) 97

Figura 39.- Diagrama de dispersión de la irradiancia con cielo despejado para el mes de mayo de 2019 (datos NSRDB) 97

Figura 40.- Diagrama de barras con la irradianción total por tipo para el 29 de mayo de 2019..... 98

Figura 41.- .- Velocidad del viento registrada hora por hora en Ags., Ags., 29 de mayo 2019 (información obtenida de NSRDB) 103

Figura 42.- Diagrama esquemático del concentrador utilizado por (Sumic, 2014) 104

Figura 43.- .- Fotografía del concentrador instalado por (Sumic, 2014)..... 104

Figura 44.- Diagrama de tendencia del calor de absorbedor y COP en el sistema de LiBr – Agua. La temperatura del evaporador se considera como un límite que tiende a 0°C, discretizándolo se tomó como 0.1°C 111

Figura 45.- Gráfica 3-D de los resultados de la simulación LiBr - Agua. Para temperatura de condensador de 30°C y relación de temperatura de generador, evaporador y COP 112

Figura 46.- Gráfica 3-D de los resultados de la simulación Amoniaco – Agua. Para temperatura de condensador de 30°C y relación de temperatura de generador, evaporador y COP 113

Figura 47.- Diagrama de equilibrio líquido vapor T-xy de Amoniaco – Agua en la sección de alta presión a distintas temperaturas. 114

Figura 48.- Relación de temperatura del generador contra el COP a partir del modelo de Entalpía de soluciones acuosas de amoniaco – agua..... 115

Figura 49.-Diagrama de relación de entalpía específica a diversas concentraciones de la solución amoniaco - agua..... 116

Figura 50.- Diagrama de relación de volumen específica a diversas concentraciones de la solución amoniaco – agua..... 116

Figura 51.- Gráfica 3-D de simulaciones de R22 - DMF. Para temperatura de condensador de 30°C y relaciones de temperaturas de generador, evaporador y COP. 117

Figura 52.- Diagrama de equilibrio líquido vapor T-xy de R22 - DMF en la sección de alta presión a distintas temperaturas..... 118

Figura 53.- Gráfica 3-D de simulaciones de R32 – DMF. Para temperatura de condensador de 30°C y relaciones de temperatura de generador, evaporador y COP..... 119

Figura 54.- Diagrama de equilibrio líquido vapor T-xy de R32 - DMF en la sección de alta presión a distintas temperaturas..... 120

Figura 55.- Gráfica 3-D de simulaciones de R134a – DMF. Para temperatura de condensador de 30°C y relaciones de temperatura de generador, evaporador y COP. 121

Figura 56.- Efectos del COP en un sistema experimental de R134a - DMF reportado en "Performance evaluation of R134a/DMF-based vapor absorption refrigeration system"(Mariappan & Annamalai, 2013) 121

Figura 57.- Resultados de la simulación para COP para condiciones similares a las reportadas como en la Figura 54..... 121

Figura 58.- Diagrama de equilibrio líquido vapor T-xy de R134a - DMF en la sección de alta presión a distintas temperaturas..... 122

Figura 59.- Gráfico comparativo de los COP de los pares simulados a una temperatura de condensador de 30°C 123

Figura 60.- Calores máximos de cada par refrigerante -absorbente. Escala logarítmica 123

Figura 61.- Diagrama de resumen de temperaturas de equilibrio para la fase líquida de cada refrigerante 124

Figura 62.- Diagrama de resumen de temperaturas de equilibrio para la fase gaseosa de cada refrigerante 124

Figura 63.- Comparación de COP en función de la temperatura del generador con temperatura de condensación de 40°C y temperatura de evaporador de 10°C 125

Figura 64.- Comparación de COP en función de la temperatura del generador con temperatura de condensación de 20°C y temperatura de evaporador de 10°C	125
Figura 65.-Comparación de COP en función de la temperatura del evaporador, con temperatura de condensación de 40°C y temperatura de generador de 45°C	125
Figura 66.- Comparación de COP en función de la temperatura del evaporador, con temperatura de condensación de 40°C y temperatura de generador de 100°C	125
Figura 67.- Cálculo de número promedio, mínimo y máximo de CCP de acuerdo al calor útil que se calculó para la fecha 29/05/2019 en Ags., Ags considerando las pérdidas de calor a partir de modelo de (Wattmuff, J.H., Charters, W.W.S., Proctor, 1977).	126
Figura 68.- Cálculo de número promedio, mínimo y máximo de CPC de acuerdo al calor útil que se calculó para la fecha 29/05/2019 en Ags., Ags considerando las pérdidas de calor a partir de modelo de (McAdams, 1954)	127
Figura 69.- Diagrama de flujo. Esquema general del programa creado para realizar las simulaciones.	144
Figura 70.- Diagrama de flujo de la subrutina para crear los archivos de las simulaciones.	145
Figura 71.- .- Diagrama esquemático de los cálculos realizados en cada simulación. Cada par tiene un modelo distinto en la subrutina de termodinámica de mezcla.	146
Figura 72.- Irradiación directa normal de México. Fuente: IRENA	151

Índice de Tablas

Tabla 1.- Resumen de pares de fluidos de trabajo encontrados en la literatura	44
Tabla 2.- Términos relevantes para el cálculo de captación de radiación solar. Consulte la Figura 19, para ver diferencias de irradiancia horizontal difusa, global horizontal y normal directa. La Figura 16, Figura 17 y Figura 18 proporcionan una demostración gráfica de los ángulos referidos en esta tabla.	51
Tabla 3.- Intervalo de temperaturas de cada par, en función de la temperatura mínima alcanzable por el refrigerante, sus aplicaciones y algunas sugerencias de tecnología solar con la posibilidad de suministrar el calor necesario.	55
Tabla 4.- Combinaciones de temperaturas del evaporador y condensador en cada simulación.	61
Tabla 5.- Estados de referencia de default del complemento de REFPROP para Microsoft Excel. De la carpeta ".../REFPROP/FLUIDS". Las filas en rojo, indica que no se encuentra en la base de datos.	62
Tabla 6.- Tabla de estados de SRA de efecto sencillo.	64
Tabla 7.- Valores de propiedades físicas relevantes para este estudio.	79
Tabla 8.- Condiciones iniciales de las simulaciones para los intervalos de temperatura y presión de los principales componentes del SRA	79
Tabla 9.- Condiciones iniciales para la simulación. Se considera estado estable	80
Tabla 10.- Agrupación de ecuaciones para el modelo NRTL.	82
Tabla 11.- Síntesis del modelo termodinámico aplicado para cada mezcla para obtener la entalpía de mezclas.	85
Tabla 12.- Agrupación de ecuaciones para la energía libre de Gibbs de mezclas binaria.	86
Tabla 13.- Símbolos, descripción y unidades utilizadas en el modelo de soluciones acuosa de bromuro de litio	89
Tabla 14.- Ecuaciones para el modelo de soluciones acuosas de bromuro de litio. De acuerdo al trabajo de "A Gibbs energy equation for LiBr aqueous solutions " (Kim & Ferreira, 2006).	90
Tabla 15.- Simbología del modelo de predicción de entalpía y volumen específico de soluciones acuosas de amoniaco.	92
Tabla 16.- Condiciones iniciales para el ciclo termodinámico basado en el trabajo de (Sun, 1998)	92
Tabla 17.- Relación de condiciones con número de estado en el ciclo.	93
Tabla 18.- Ecuaciones para determinar la entalpía y volumen específico de una mezcla amoniaco - agua. Fuente: (Sun, 1998).	94
Tabla 19.- Datos geográficos de Aguascalientes, Aguascalientes, México y condiciones temporales	96
Tabla 20.- Fórmulas para determinar el calor útil de los colectores de placa plana. Para ver otras definiciones básicas de términos en el cálculo de energía solar consulte la Tabla 2	99
Tabla 21.- Fórmulas para obtener el día 'n' del año	101
Tabla 22.- Términos de irradiancia, irradiancia y coeficientes ópticos relevantes para el cálculo de radiación absorbida por unidad de área.	102
Tabla 23.- Ecuaciones para obtener el calor útil del CPC asimétrico estudiado por (Sumic, 2014). Ecuaciones matemáticas obtenidas de (Kalogirou, 2014).....	105
Tabla 24.- Parámetros utilizados para la simulación del CPC partir de lo publicado por (Sumic, 2014)	106
Tabla 25.- Valores de las condiciones iniciales usadas para el análisis energético de las simulaciones.	107
Tabla 26.- Condiciones iniciales para las simulaciones del equilibrio líquido-vapor de las simulaciones.	108
Tabla 27.- Presiones de saturación líquida a distintas temperaturas de los refrigerantes estudiados en el condensador.....	108
Tabla 28.- Presiones de saturación de vapor a distintas temperaturas de los refrigerantes estudiados en el evaporador.	109
Tabla 29.- Tendencia del calor del absorbedor en el sistema de LiBr- Agua, en los límites de la temperatura del evaporador.	110
Tabla 30.- Comparación de los modelos de solución acuosa de amoniaco.	115

Tabla 31.- Relación de temperaturas de vapor, tecnología solar y aplicaciones..... 128

Tabla 32.- Observaciones importantes sobre cada componente del ciclo termodinámico del SRA de efecto sencillo..... 129

Tabla 33.- Comparación de ventajas y desventajas de los cinco pares estudiados en este trabajo. 130

Tabla 34.- Breve comparación de los resultados obtenidos en este trabajo con mayor similitud con respecto a lo reportado por diversos trabajos experimentales de otros autores 131

Tabla 35.-Comparación de resultados entre el trabajo de (Sun D.,1998) y este trabajo. 133

Tabla 36.- Comparación de simulación entre el trabajo de (Sun D., 1998) y este trabajo bajo las mismas condiciones de trabajo. La primera columna de “Estados” corresponde a la numeración que uso el autor para rotular cada estado del ciclo termodinámico..... 134

Tabla 37.- Comparación global entre el modelo original de la solución acuosa de amoniaco, la versión derivada en este trabajo y el modelo basado en el modelo de mezclas de la energía libre de Gibbs de mezcla. 135

Nomenclatura

Símbolos	
COP	Coficiente de desempeño [adimensional]
Cp	Calor específico a presión constante; [kJ /kg K]
Cv	Calor específico a volumen constante; [kJ/kg K]
E	Energía; [kW]
Ex	Exergía; [kW]
G	Energía Libre de Gibb [kW]
h	Entalpía específica; [kJ/kg]
k	Constante de equilibrio
M	Masa molecular; [g/mol]
m	Masa; [kg]
N	Número de moles [mol]
P	Presión; [kPa], [bar]
Q	Cantidad de Calor; [kW]
q	Cantidad calor específico; [kJ/kg]
R	Constante universal de los gases; 8.314 [kJ kg ⁻¹ K ⁻¹]
s	Entropía específica; [kJ / kg K]
S	Entropía; [kJ/ K]
T	Temperatura; [°C], [K]
TR	Tonelada de Refrigeración [kJ / s]
v	Volumen específico; [m ³ /kg]
V	Volumen; [m ³]
W	Trabajo [kW]
w	Trabajo específico; [kJ /kg]
x _i	Fracción molar del líquido de la especie <i>i</i>
X _i	Fracción másica de líquido de la especie <i>i</i>
y _i	Fracción molar del vapor de la especie <i>i</i>
Y _i	Fracción másica del vapor de la especie <i>i</i>
Símbolos especiales	
\dot{m}	Flujo másico; [kg/s]
\dot{Q}	Flujo calorífico; [kJ/s]
\dot{W}	Flujo de trabajo; [kJ/s]

Letras Griegas	
α	Parámetro de no aleatoriedad del modelo NRTL
γ	Coefficiente de actividad;
Δ	Diferencia
η	Eficiencia
ρ	Densidad; [kg/ m ³]
τ_{ij}	Coefficiente de interactividad del modelo NRTL
Subíndices	
1	Del estado termodinámico correspondiente de la solución fuerte a alta presión a la entrada del generador y a la salida del intercambiador de calor.
2	Del estado termodinámico correspondiente de la solución débil a la salida del generador y a la entrada del intercambiador de calor.
3	Del estado termodinámico correspondiente de la solución débil a la salida de la válvula de expansión y a la entrada del absorbedor.
4	Del estado termodinámico correspondiente de la solución fuerte en la sección de baja presión.
5	Del estado termodinámico correspondiente del vapor de refrigerante a la salida del generador y a la entrada del condensador.
6	Del estado termodinámico correspondiente del líquido de refrigerante a la salida del condensador y a la entrada de la válvula de expansión.
7	Del estado termodinámico correspondiente al vapor de gas de refrigerante a la salida del evaporador y a la entrada del absorbedor.
8	Del estado termodinámico correspondiente de la solución fuerte a alta presión antes de entrar al intercambiador de calor
9	Del estado termodinámico correspondiente a la solución débil a la salida del intercambiador de calor y a la entrada de la válvula de expansión
10	Del estado termodinámico correspondiente del refrigerante a la salida de la válvula de expansión y a la entrada del evaporador.
<i>F</i>	Feed / Alimentación del generador
<i>D</i>	Distillate / Producto destilado del generador
<i>B</i>	Bottom / Producto de cola del generador
abs	absorbedor
agua	agua
amb	ambiente
con	condensador
eva	evaporador
exp	válvula de expansión
gen	generador
hx	intercambiador de calor (heat exchanger)
<i>P</i>	pump / bomba presurizadora
obj	objetivo
ref	refrigerante
ss	solución fuerte (strong solution)
sum	suministrado (del colector solar)
th	Térmico
útil	útil
ws	solución débil (weak solution)
in	entrada (del inglés)
out	salida (del inglés)

Superíndice	
sat	saturación

Abreviaturas

A	
ACS	Agua Caliente Sanitaria
ARS	Absorption Refrigeration System / Sistemas de Refrigeración por Absorción
ANES	Asociación Nacional de Energía Solar
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers / Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Acondicionamiento de Aire.
C	
CPC	Compound Parabolic Collector / Concentrador Parabólico Compuesto
COP	Coefficient of Performance
CFC	clorofluorocarbonos
CONUEE	Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía
CPP	Colector de Placa Plana
D	
DHI	Direct Horizontal Irradiance / Irradiancia Horizontal Directa
DNI	Direct Normal Irradiance / Irradiancia Normal Directa
DMF	N,N-dimetilformamida
E	
ENCEVI	Encuesta Nacional de Consumo de Energéticos en Viviendas Particulares
G	
GEI	Gases de Efecto Invernadero
GHI	Global Horizontal Irradiance / Irradiancia Horizontal Global
GWP	Global Warming Potential / Potencial de Calentamiento Global
H	
HCFC	hidroclorofluorocarbonos
HFC	hidrofluorocarbonos
HVAC	Heat, Ventilating, Air Conditioning
I	
IER	Instituto de Energías Renovables

INEGI	Instituto Nacional de Estadística y Geografía
IRENA	International Renewable Energy Agency / Agencia Internacional de Energía Renovable
L	
LGCC	Ley General de Cambio Climático
LTE	Ley de Transición Energética
LIE	Ley de la Industria Eléctrica
M	
mmHg	milímetros de mercurio
N	
NA	No Aplica
NRTL	Non Random Two Liquids
NIST	National Institute of Standards and Technology / Instituto Nacional de Estándares y Tecnología
NREL	National Renewable Energy Laboratory / Laboratorio Nacional de Energías Renovables
R	
REFPROP	Reference Fluid Thermodynamics and Transport Properties / Referencias de Propiedades de Fluidos Termodinámico y de Transporte
S	
SAO	Sustancias que Agotan la capa de Ozono
SENER	Secretaría de Energía
SEMARNAT	Secretaría de Medio Ambiente Y Recursos Naturales
T	
TR	Tonelada de Refrigeración
U	
UAM	Universidad Autónoma Metropolitana
UNAM	Universidad Nacional Autónoma de México
V	
VBA	Visual Basic for Applications

Resumen

El objetivo principal de este trabajo es estudiar la viabilidad de cinco de los múltiples pares refrigerante-absorbente propuestos en la literatura para sistemas de refrigeración por absorción e identificar el espectro de uso de cada uno de ellos y su eficiencia energética, con el fin de abordar la problemática de la creciente demanda energética, el agotamiento de la capa de ozono y el calentamiento global derivado de estos fenómenos. Actualmente los sistemas de refrigeración más empleados hacen uso de energía eléctrica proveniente de la quema de combustibles fósiles e implica además el uso de gases refrigerantes nocivos para la atmósfera terrestre. Por esta razón, alineado con las políticas nacionales de reducción de emisiones de gases de efecto invernadero, se busca promover alternativas sobre el desarrollo de tecnologías limpias que aprovechen las fuentes de energía renovables.

La refrigeración por absorción es un proceso que a diferencia de la refrigeración convencional no requiere de un compresor. Sino que requiere de una etapa de separación de la sustancia más volátil de una mezcla usando energía térmica y otra etapa donde se recombinan. Es posible usar energía térmica proveniente de un captador solar, de una fuente geotérmica o bien de calor residual industrial y, de entre los componentes más estudiados para estos sistemas, suelen tener un potencial de calentamiento global (GWP) muy bajo o nulo.

Sin embargo, el desarrollo tecnológico y su evolución ha sido lento (Herold et al., 2016) pues se tiene tan solo a nivel comercial sistemas que usan Amoniaco - Agua o Agua - Bromuro de Litio, que han sido los más estudiados y demostrado un coeficiente de desempeño (COP) aceptable. Uno de los retos en este campo es proponer mejoras en el diseño para mejorar su COP y el empleo de energías limpias. En este proyecto se indaga sobre distintas mezclas de refrigerante-absorbente estudiadas en la actualidad y se determina su eficacia energética para ser impulsadas con energía de baja temperatura-en este caso la solar.

Se plantearon distintos escenarios con para 5 pares distintos de refrigerante-absorbente, para dar una respuesta aproximada acerca de su intervalo de aplicaciones y las condiciones energéticas que requeriría el sistema en cuestión. Estas aplicaciones se pueden clasificar en tres categorías: acondicionamiento, refrigeración y congelamiento. Se espera que este trabajo ayude a discernir cuales son las sustancias con mayor potencial para el desarrollo de esta tecnología.

Por medio de modelos matemáticos de interactividad de mezclas, del análisis del ciclo termodinámico del SRA, tablas de estados termodinámicos y por medio de

REFPROP (Lemmon, E.W., Bell, I.H., Huber, M.L., McLinden, 2018)¹ y Microsoft Excel se realizaron una serie de simulaciones para estimar la cantidad de energía que requieren teóricamente estos sistemas bajo ciertas condiciones del generador, condensador y evaporador. Los intervalos de temperatura estudiados fueron: 25°C a 100°C para el generador, 20°C, 30°C y 40°C para el condensador y de 0°C a 10°C en el evaporador. Se realizaron un total de 165 simulaciones.

De esta manera se obtuvo la relación del Coeficiente de Desempeño (COP) para cinco pares refrigerante – absorbente en función de las temperaturas del generador, condensador y evaporador. Además, para mezclas líquido – gaseosas se modeló el equilibrio líquido-vapor en función de la fracción molar para obtener la temperatura de equilibrio a baja y alta presión².

Se simuló el calor útil que podría generar un colector solar de placa plana, para el día más caluroso registrado en el estado de Aguascalientes el año 2019 a partir de la base de datos del NREL (Laboratorio Nacional de Energía Renovable de Estados Unidos, por sus siglas en inglés).

En conclusión, los resultados de las simulaciones dan a entender que los pares LiBr- H₂O, NH₃ – H₂O y R22 – DMF, podrían funcionar con energía de manera intermitente con energía solar. Pero donde debería enfocarse futuras investigaciones es en caracterizar las propiedades físicas y químicas de estos pares para mejorar el proceso de diseño de los sistemas de refrigeración por absorción y por ende ayudar a que esta tecnología mejore y reduzca sus costos

¹ software para obtener las propiedades termodinámicas de diversos compuestos refrigerantes

² Las zonas de baja y alta presión en este trabajo hacen referencia a las zonas de presión del evaporador y generador, respectivamente.

Abstract

The main objective of this work is to study the viability of the refrigerant-absorbent of five out of the multiple pairs proposed in the literature for absorption refrigeration systems and to identify the spectrum of use of each of them and their energy efficiency to address the problem of the growing energy demand, the depletion of the ozone layer and global warming. Currently, the most widely used refrigeration systems use electrical energy from burning fossil fuels this technology implies using refrigerant gases that are harmful to the earth's atmosphere. For this reason, in line with our national policies to reduce greenhouse gas emissions, the current work seeks to promote alternatives for developing clean technologies that take advantage of renewable energy sources.

Unlike conventional refrigeration systems, absorption refrigeration systems (ARS) do not require a mechanical compressor; instead, it harnesses a dynamic interaction between two stages of the thermodynamic cycle, the generation and absorption stages. At the generation stage of the process, the system is delivering the most volatile component to the condenser by boiling a certain refrigerant-absorbent mixture (typically using thermal energy) at the same time the generator outputs the leftover mixture (weak solution) composed of the absorbent component. Meanwhile at another stage of the cycle, the weak solution is recombining with the refrigerant after it left the evaporator, to once again make a strong solution and enter the separation process of the cycle and in the process an exothermic reaction occurs, this energy can be reintroduced to the system by the means of a heat exchanger.

Due to this system's capability to use thermal energy it is possible to harness low-grade sources, such as geothermal, recuperated waste heat from an industrial process, or solar energy -which we will be the focus on in this project. Another positive remark is that many working pairs have null or very low global warming potential (GWP).

However, only a few commercial systems use either Ammonia-Water or Water-Lithium Bromide working pairs due to their well-known properties, stability, and acceptable performance. There is still a lot of research in this field to be done; there have been several proposals to enhance the refrigeration cycle, such as novel working pairs or having more stages of purification, or even making a hybrid ARS with a compressor, all to increase the system's COP- one of the main challenges this technology faces. Therefore, this study aims to review and analyze several working pairs and evaluate each pair's potential to be driven by renewable energy sources, specifically by solar thermal energy.

Different cases for five different working pairs were studied to try to answer and approximate each pair's ranges of application and the necessary energy for this operation conditions. This work classifies the applications into air conditioning, refrigerating, and freezing. It is expected that this project would help to discern which working pairs have a strong potential to make further research and hopefully help in the future design stages of other projects to determine which pair has a better potential for a unique application and therefore contributing to this technology's development.

Via several mathematical models, the analysis of ARS thermodynamic cycle, REFPROP and Microsoft Excel a series of simulations were implemented to approximate the energy required to operate the ARS under several temperature conditions for the generator, condenser, and evaporator. These intervals range from 25°C for the generator; 20°C, 30°C, and 40°C for the condenser; and from 0°C to 10°C for the evaporator. Resulting in 165 simulations

In this manner, the relationship between each working pair and its COP was obtained. In the process we also modeled the vapor -liquid equilibrium for the low- and high-pressure section of the system to get an idea of how much thermal energy we would require to distillate the refrigerant in the generator.

To get an idea if the heat provided by a series of flat plate solar collectors could provide the energy necessary for the system it was necessary to settle time and place conditions, in this case the analysis was made for the city of Aguascalientes with data from National Renewable Energy Laboratory from 2019.

In conclusion, the results of the simulation confirmed the feasibility of the LiBr-H₂O and NH₃ - H₂O and gave us insight into the possibility of R22 - DMF. Additionally, these results, predict that it might be possible to use solar energy, although it might take time for this technology to mature into a more economical alternative. Future research should focus in characterize the chemical and thermodynamic properties of these working pairs in order to improve the design process of absorption refrigeration systems and therefore improve this technology and eventually reduce its cost,

PARTE 1. Introducción

La generación de bajas temperaturas ha sido una de las inquietudes de la humanidad para poder preservar los alimentos. Ancestralmente se empleaba el hielo y la nieve que se obtenía a grandes altitudes y se transportaba a grandes distancias para obtener esas preciadas bajas temperaturas. Con el paso del tiempo y ya en la época moderna y después de una serie de descubrimientos empleando diversas sustancias, diversos científicos, entre ellos Robert Boyle o Philippe Laire emplearon mezclas refrigerantes a nivel laboratorio. Esos procesos permitieron obtener bajas temperaturas. Así también podemos citar que en 1715 Fahrenheit estableció el cero de su termómetro mediante una mezcla de nieve y nitrato amónico, que a la postre daría la escala termométrica inglesa; los grados Fahrenheit. (*Air Conditioning and Refrigeration Timeline | Ashrae.Org*, n.d.)

Los esfuerzos históricos para la obtención de bajas temperaturas son muchos. Los primeros intentos que se hicieron para conseguir la moderna refrigeración por compresión de vapor fueron por evaporación de un líquido: en 1805 Oliver Evans diseñó la primera máquina de refrigeración utilizando vapor en lugar de líquido. (*Refrigeration | History, Technology, Process, Types, & Facts | Britannica*, n.d.)

Los sistemas de refrigeración por absorción son relativamente diseños modernos. El primer antecedente del que se tiene noticias fue el experimento del escocés William Cullen en el año 1755, cuando consiguió obtener una pequeña cantidad de hielo en una campana mantenida a una presión reducida por evaporación del éter. (Cengel & Boles, 2011) Aunque se establece que la tecnología por absorción nace en 1859, esto es, poco más de 100 años después, cuando Ferdinand Carré consiguió fabricar hielo con la primera máquina de absorción con el ciclo amoniaco-agua. (Chen et al., 2016)

Con los sistemas de refrigeración por absorción moderna, se busca emplear una fuente de energía económica, de entalpía media y de bajo o nulo impacto ambiental, pero que permita obtener el nivel de baja temperatura deseado. Por supuesto que se investigan los métodos para incrementar su eficiencia energética y reducir sus irreversibilidades al mínimo posible.

Una máquina de refrigeración es un dispositivo de conversión de energía que permite extraer energía de un foco a baja temperatura cediéndola a un foco de alta temperatura. En acuerdo con la segunda ley de la termodinámica este proceso no puede ocurrir de manera espontánea, es decir no se puede extraer calor de un punto de temperatura baja a uno de mayor temperatura sin que se tenga que proporcionar energía. (Cengel & Boles, 2011)

A diferencia de un sistema convencional de refrigeración por compresión de vapor, el sistema por absorción no cuenta con un compresor; depende de la capacidad de los componentes químicos de mezclarse y separarse en dos etapas distintas del proceso, por lo que sus propiedades físicas y su compatibilidad son de gran relevancia para un buen desempeño del sistema. En la Figura 1 se esquematiza el sistema de refrigeración por absorción, en el que se puede apreciar el absorbedor, que es donde se mezclan el refrigerante y el absorbente, y el generador, que es la etapa de separación de esos componentes. (Herold et al., 2016)

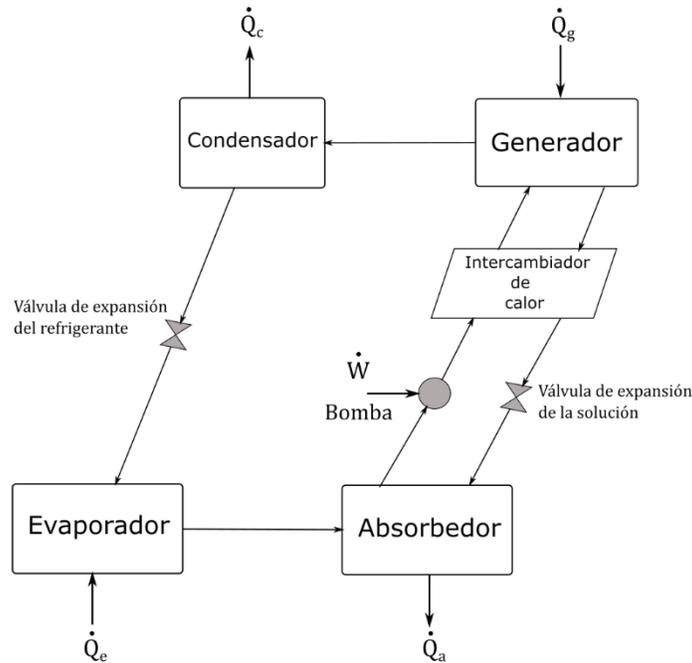


Figura 1.- Diagrama de bloques esquemático de SRA. Elaboración propia.

El efecto frigorífico de este dispositivo se da gracias a la facilidad que tiene una sustancia refrigerante para ser absorbida por otra sustancia, i.e. el absorbente. En el caso del par agua-bromuro de litio, el efecto de pérdida de calor ocurre cuando el agua en estado de líquido saturado sufre un cambio de presión, formándose una mezcla líquido vapor y, que al entrar al evaporador retira calor del medio circundante. En esta fase, tenemos vapor de agua sobrecalentado que al entrar en contacto con el bromuro de litio es absorbida, con la peculiaridad que ocurre una reacción exotérmica al recombinarse con la solución de menor concentración de refrigerante, -comúnmente llamada solución débil- proveniente del generador y cuyo producto es una solución rica en refrigerante, también llamada solución fuerte. Esta es bombeada al generador para que sea separado el refrigerante nuevamente, para posteriormente ser condensado y cerrar el ciclo.

Este trabajo de investigación propone estudiar la aplicabilidad y el intervalo de temperaturas de aplicación de diferentes pares refrigerante-absorbente para los sistemas de refrigeración por absorción. Éstos son una alternativa a los sistemas de compresión mecánica ampliamente usados en el mundo. Esta alternativa puede resultar más amigable con el medio ambiente, ya que no requiere de la quema de combustibles fósiles directa. Existen a su vez una amplia gama de propuestas de pares refrigerante - absorbente diferentes. Entre ellos se ha incluido a los CFC o HCFC que como se sabe afectan directamente la capa de ozono.

A pesar de la amplia literatura e investigación sobre los sistemas de refrigeración por absorción, existen pocos sistemas de éstos en operación el mundo, comparado con los sistemas convencionales de refrigeración y acondicionamiento de aire por medio de compresión electromecánica. Aún se requiere de investigación y experimentación tanto a nivel laboratorio como en plantas piloto para que esta tecnología alcance un nivel de madurez aceptable para su comercialización de forma masiva.

En la literatura existe una amplia variedad de estudios teóricos y experimentales acerca de dos pares en especial; Amoniaco – Agua y Agua – Bromuro de Litio, porque han demostrado un buen desempeño y estabilidad (Meunier, 2013). Sin embargo, hay una gran variedad de mezclas que han sido propuestas por investigadores a lo largo del tiempo en todo el mundo. Debido al auge las energías renovables y la necesidad

de desacoplar nuestra demanda energética de los combustibles fósiles, estos sistemas de refrigeración son una excelente opción, al poderse vincular de manera relativamente sencilla con energía térmica solar o de la biomasa.

Mediante una amplia revisión de la literatura se recopiló una variedad de pares refrigerantes-absorbentes propuestos. Además, se revisaron modelos termodinámicos para describir el equilibrio entre la fase líquido y vapor de las dos sustancias líquidas y para estimar la energía de una mezcla a determinadas concentraciones y temperaturas. Con esta información se implementó en hojas de cálculo y rutinas de programación, el cálculo de las propiedades termodinámicas en las diferentes fases del sistema. Se simula las posibles condiciones de operación y con esto se evaluó si con capaces o no de usar energía solar como principal fuente de energía para el proceso de desorción del componente refrigerante de cada mezcla.

A través de diversos modelos matemáticos para describir las propiedades termodinámicas de los componentes de interés y con el uso de bases de datos, *software* como REFPROP, ASPEN, Excel y Matlab se propuso en esta investigación la viabilidad de los pares sugeridos en la literatura para ser operados con energía solar.

La afinidad que hay entre los componentes refrigerante y absorbedor son de suma importancia, por lo tanto, el tema de estudio de este trabajo será estudiar las características termoquímicas independientes de diversos refrigerantes y absorbedores para determinar que propiedades intervienen en proceso de refrigeración y con esto armar uno o varios casos de estos pares que logren este efecto con la potencia energética que llega a suministrar una determinada tecnología térmica solar.

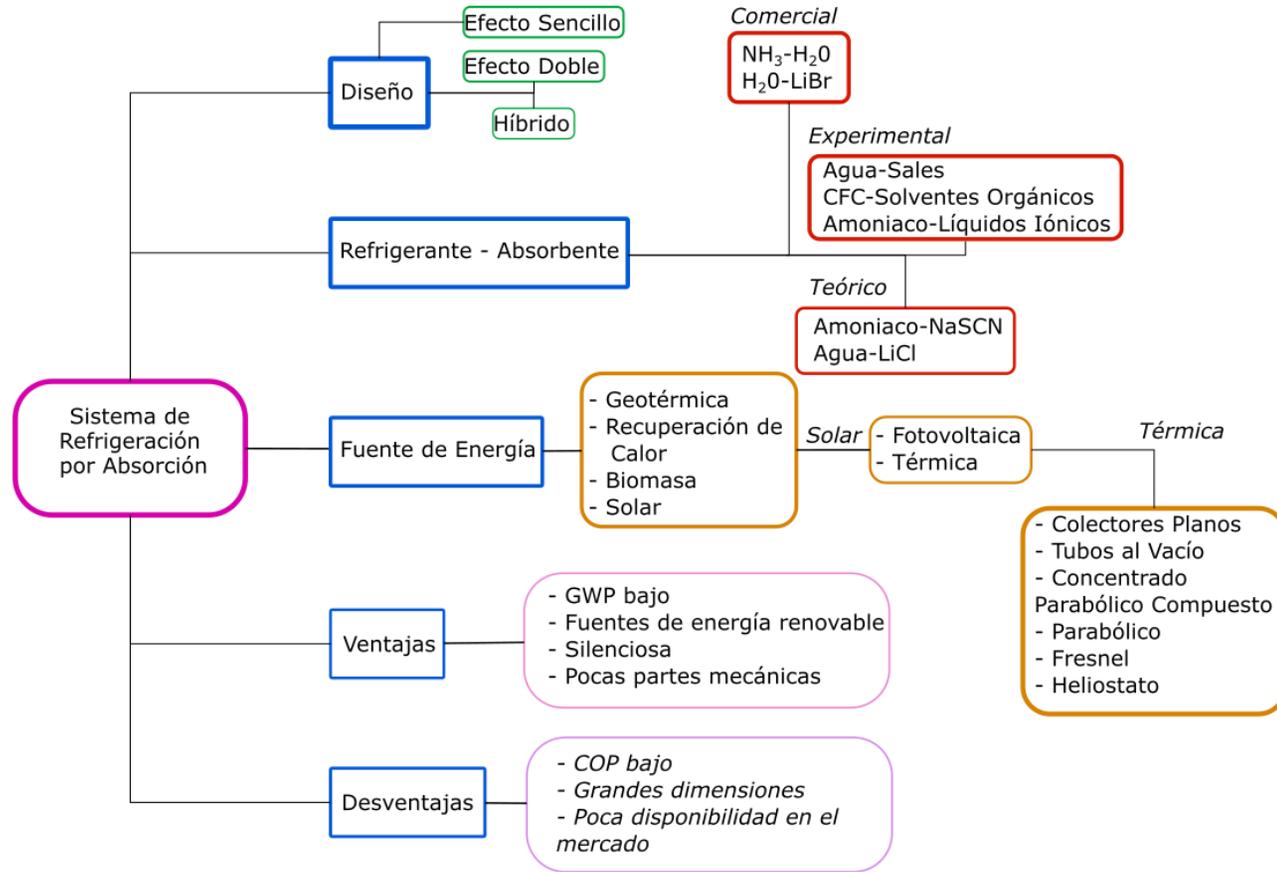


Figura 2.- Diagrama global de la aplicación de los SRA. Elaboración propia

Referencias Bibliográficas

- [1.] Air Conditioning and Refrigeration Timeline | ashrae.org. (n.d.). Retrieved January 21, 2023, from <https://www.ashrae.org/about/mission-and-vision/ashrae-industry-history/air-conditioning-and-refrigeration-timeline>
- [2.] Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2011). *Termodinámica* (7th ed.). McGraw Hill.
- [3.] Chen, Y., Han, W., & Jin, H. (2016). Thermodynamic performance optimization of the absorption-generation process in an absorption refrigeration cycle. *Energy Conversion and Management*, 126, 290–301. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.07.086>
- [4.] Herold, K. E., Rademacher, R., & Klein, S. A. (2016). Absorption Chillers and Heat Pumps. In *Journal of Chemical Information and Modeling* (2nd ed., Vol. 53, Issue 9). Taylor & Francis Group.
- [5.] Meunier, F. (2013). Adsorption heat powered heat pumps. *Applied Thermal Engineering*, 61(2), 830–836. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.04.050>
- [6.] Refrigeration | History, Technology, Process, Types, & Facts | Britannica. (n.d.). Retrieved January 21, 2023, from <https://www.britannica.com/technology/refrigeration>

PARTE 2. Antecedentes

El Sistema de Refrigeración por Absorción (SRA) fue introducido a mediados del siglo XIX por el ingeniero francés Ferdinand Carré, cuyo objetivo era para producir hielo usando calor como fuente de energía (Ibrahim Dincer, 2016). La literatura indica que el ciclo de refrigeración por absorción fue inventado en 1858 (Granyrd Eric, 2005), empleando el par amoníaco – agua, aunque también indica que el diseño original utilizaba agua y ácido sulfúrico. En 1922, Baltzar von Platen y Carl Munters, estudiantes en el Instituto Real de Tecnología de Estocolmo, Suecia, mejoraron el principio con una configuración de tres fluidos: amoníaco-agua-hidrógeno, que fue la base de los muchos refrigeradores comerciales que se promovieron en muchos rincones del mundo, inclusive México. Este diseño de "Platen-Munters" puede funcionar sin bomba, el cual es un sistema muy interesante pese a su baja eficiencia.

La producción comercial comenzó hacia el año 1923 por la empresa AB Arctic. Albert Einstein y un antiguo alumno Leó Szilárd en el año 1926 propusieron un diseño alternativo al invento sueco desarrollado por Baltzar von Platen y Carl Munters, conocido como refrigerador Einstein. El refrigerador Einstein-Szilard o Einstein es un sistema de refrigeración por absorción que no tiene partes móviles. Opera a presión constante con una fuente térmica para funcionar; fue patentado en EE. UU. el 11 de noviembre de 1930 (EE. UU. Patente nº US1781541A, 1927) Los tres fluidos de trabajo en este diseño son agua, amoníaco y butano. En la década de los años 1950's se introdujo un sistema industrial de agua y bromuro de litio (Srikhirin P., 2000). En la década de 1960, la refrigeración por absorción experimentó un renacimiento debido a la demanda de refrigeradores para caravanas (remolques de viaje) y para las rancherías³. (*Refrigerador de Absorción*, n.d.)

El desarrollo de esta tecnología se deriva de que diversos procesos industriales requieren del calor obtenido por la quema de fósiles y, en vez de rechazar este calor residual al medio ambiente, es aprovechado de varias formas, en este caso para la refrigeración y por consecuencia disminuir el gasto eléctrico, que requeriría usar algún método de refrigeración por compresión electromecánica.

Un hecho relevante es que desde la década de los 1970 hasta 1985, el entendimiento científico acerca del agotamiento de la capa de ozono mostró avances sustanciales. Por entonces, se formó la Convención de Viena (United Nations, 2021) para la Protección de la Capa de Ozono como respuesta a este problema. Más adelante, se formaría el acuerdo ambiental conocido como el Protocolo de Montreal con la meta de eliminar el uso de sustancias que agotan la capa de ozono (SAO).

México en la década de 1990 inició medidas para abordar el problema de las SAO y ha emprendido diversos proyectos de inversión para la eliminación de estas sustancias en los sectores de refrigeración, en las espumas de poliuretano, entre otras áreas de industria, así como de proyectos de fortalecimiento institucional, de capacitación y asistencia técnica (SEMARNAT, 2021).

Para el primero de enero de 2010, en México se eliminó al 100% el CFC. Contribuyeron a este resultado, por ejemplo, el hecho de que los productos en aerosol distribuidos en el país utilizan propelentes alternativos desde 1990 y, a partir de 1997, todos los refrigeradores domésticos y comerciales producidos localmente se encuentran libres de CFC. En 2011 se aprobó el Plan de eliminación de HCFC en su primera etapa, el cual consideró la eliminación de HCFC en los sectores de Espumas, Refrigeración Comercial y en servicios de limpieza de equipos. ("SEMARNAT")

El Protocolo de Montreal ha sido objeto de seis enmiendas que han ampliado sus alcances. La más reciente es la de Kigali que entró en vigor en 2019. Tiene como objetivo controlar y reducir la producción y consumo

³ Un ejemplo de un producto comercial de [refrigeradores por absorción](#) (Dometic Outdoor, 2022).

de los hidrofluorocarbonos (HFC), sustancias que han sustituido a los HCFC; los HFC no dañan la capa de ozono, sin embargo, cuentan con un alto potencial de calentamiento global (GWP). (“SEMARNAT”)

Para cumplir con los compromisos derivados de la Enmienda de Kigali, México sigue desarrollando acciones como: regular los gases refrigerantes permitidos, crear centros de capacitación de refrigeración y aire acondicionado, impulsar estrategias para estimular el uso de refrigerantes de bajo impacto en el clima y esquemas de eficiencia energética (Secretaría de Medio Ambiente y Recursos Naturales, 2021). Actualmente se ha desarrollado un mercado para los pares bromuro de litio – agua y agua - amoníaco, absorbente y refrigerante, respectivamente. El diseño de estos sistemas es variado y depende de la fuente de calor a emplear, así como de los pares y a la aplicación que se pretende hacer. Puede además incluir más de una etapa de separación del refrigerante. Generalmente para mejorar el desempeño del sistema, puede diseñarse para que tenga uno o más subsistemas de almacenamiento de calor, frío o refrigerante (Al-Ugla et al., 2015), donde mencionan diferentes diseños alternativos, pero que generalmente incrementan el costo del sistema.

(Horuz, 1998) Comparó los sistemas de amoníaco-agua y agua - bromuro de litio y concluyó que el primer par es apto para procesos industriales, pero requiere mayor purificación del amoníaco y por tanto el ciclo suele ser más complejo y requiere recuperar más calor; el segundo par es apto para aplicaciones acondicionamiento de aire, pero existe el riesgo de formación de sólidos debido a que el agua cristaliza a 0°C.

Otros pares han sido estudiados por varios autores, como Amoníaco- Nitrato de litio y Amoníaco- Tiocianato de sodio (NaSCN) (Sun, 1998), quien compara estos pares y concluye que no son muy diferentes, excepto que el segundo se desempeña un poco mejor pero corre el riesgo de cristalización en el evaporador a temperaturas de -10°C.

Autores como (Ghyadh, 2018), (Nikbakhti et al., 2020) han enfocado sus esfuerzos en recopilar y analizar una gran cantidad de literatura respecto a los pares de trabajo utilizados en este campo de estudio. Mientras que otros autores han propuesto y modelado el desempeño teórico de las máquinas de absorción de manera teórica como (Yokozeki, 2005) o (L. J. He et al., 2009a), centrándose en pares cuyos refrigerantes son de la serie R. El trabajo de investigación de este proyecto toma un enfoque parecido, donde se abordará los sistemas de refrigeración por absorción desde una perspectiva teórica y se aplicarán métodos de análisis numéricos para predecir el comportamiento de diversos pares de trabajo y evaluar su viabilidad a ser energizados con energía solar térmica.

En el Centro de Investigación de Energía de la UNAM, ubicado en Temixco, Morelos los doctores Moreno Quintanar, W. Rivera y R. Best han desarrollado un sistema de refrigeración por absorción (SRA o ARS, por sus siglas en inglés) con energía solar y en su estudio (Moreno-Quintanar et al., 2012) comparan el desempeño de dos mezclas: amoníaco-nitrato de litio- agua (NH₃/LiNO₃ /H₂O) contra la mezcla amoníaco-nitrato de litio (NH₃/LiNO₃). Está diseñado para producir 8 kg de hielo por día, y emplea un concentrador parabólico compuesto (CPC) para la fuente térmica en el generador. Se obtuvieron -8°C en el evaporador en un periodo de 8 horas. Otro estudio de (Luna et al., 2018) usa un concentrador parabólico compuesto en un SRA con un par de trabajo amoníaco y nitrato de litio obtiene temperaturas de generación entre 85°C y 95°C , temperaturas de condensación entre 20°C y 28°C alcanza un COP de hasta 0.56 a temperaturas de evaporador de 6°C.

Para estos sistemas de absorción existen otras alternativas, como las analizadas por Ibarra-Bahena (Ibarra-Bahena, Venegas-Reyes, et al., 2020). En su trabajo. estudia un sistema de LiBr-Agua con una membrana en el desorbedor, lo que permitió mejorar la separación del refrigerante a una temperatura del generador entre 94.5 °C y 105°C y una temperatura en el evaporador entre 25 y 15°C. Esta mejora ocurre por el aumento de diferencias de temperatura y presión en cada lado la membrana. Otra ventaja del uso de membrana es que ahorra el paso del condensador, como se explica en una revisión de la literatura realizada por Ibarra-Bahena et al en el 2020 (Ibarra-Bahena, Raman, et al., 2020).

Estado del arte

De acuerdo a un informe realizado por Marcriss (Srikhirin et al., 2000) en 1988 existían para la fecha alrededor de unos 40 refrigerantes y 200 absorbedores distintos. Actualmente los sistemas de refrigeración por absorción más estudiado son el sistema de amoniaco-agua y los de agua-bromuro de litio, donde el amoniaco es el refrigerante y el agua sirve como absorbedor, así como el sistema agua y bromuro de litio, refrigerante y absorbedor, respectivamente.

La revisión de la literatura demostró que el principal interés en torno a este campo de investigación se enfoca en mejorar el desempeño de estas máquinas y por ende volverlas más competitivas contra los sistemas convencionales de refrigeración. Se observó que las líneas de investigación sugieren nuevos pares o la integración de nuevos elementos a los pares. También la integración de nuevas partes o etapas al ciclo termodinámico de la máquina de refrigeración por absorción, como la integración de membranas (Wilfredo Rivera) o múltiples etapas de destilación del refrigerante.

Otra de las aplicaciones investigadas de los sistemas de absorción es la integración de este a sistemas de cogeneración (e incluso trigeneración) a ciclos de potencia y refrigeración como el ciclo orgánico Rankine, Kalina y Goswami. (Karimi et al., 2015).

Esta revisión muestra que la configuración más común y estudiada de este sistema es la de efecto sencillo y por lo tanto es la base de comparación de diversas configuraciones. En la revisión literaria realizada por (Nikbakhti et al., 2020) señala que aún deben desarrollarse investigaciones en torno a la mejora de fluidos de trabajo para prevenir la corrosión del sistema, introducir estrategias avanzadas de recuperación de calor, diseñar nuevos ciclos de absorción, así como el diseño de absorbedores y generadores con mejor desempeño. Finalmente, extender el uso de fuentes térmicas de **baja entalpia** solar y geotérmica.

A nivel comercial existen algunas marcas como *Yazaki Inc.* de Japón, *Thermax* con base en India o la marca holandesa *Colibrí*. Estos equipos son de carácter industrial por lo que son de dimensiones enormes. Mientras que equipos más pequeños suelen ser de un carácter doméstico rural, para caravanas o de forma experimental utilizado en universidades y/o centros de investigación.

Cabe mencionar que la marca Yazaki Inc. de Japón, introdujo al mercado un sistema de refrigeración de efecto sencillo basado en bromuro de litio y agua, capaz de proporcionar de 5 hasta 100 toneladas de refrigeración aprovechando la energía de calor residual, solar, microturbina u otra fuente de calor.

Un inconveniente de estos aparatos son el tamaño de estos sistemas, no solamente de la máquina en cuestión sino del espacio que van a requerir los colectores solares. lo que conlleva también en un incremento de costos.

Referencias Bibliográficas

- [1.] Al-Ugla, A. A., El-Shaarawi, M. A. I., & Said, S. A. M. (2015). Alternative designs for a 24-hours operating solar-powered LiBr - Water absorption air-conditioning technology. *International Journal of Refrigeration*, 53, 90–100. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.01.010>
- [2.] Ghyadh, N. A. (2018). Overview of Working Pair used in Absorption Refrigeration Technologies. *International Journal for Research in Applied Science and Engineering Technology*, 6(7), 662–678. <https://doi.org/10.22214/ijraset.2018.7114>
- [3.] He, L. J., Tang, L. M., & Chen, G. M. (2009). Performance prediction of refrigerant-DMF solutions in a single-stage solar-powered absorption refrigeration system at low generating temperatures. *Solar Energy*, 83(11), 2029–2038. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2009.08.001>
- [4.] Horuz, I. (1998). A comparison between ammonia-water and water-lithium bromide solutions in vapor absorption refrigeration systems. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 25(5), 711–721. [https://doi.org/10.1016/S0735-1933\(98\)00058-X](https://doi.org/10.1016/S0735-1933(98)00058-X)
- [5.] Ibarra-Bahena, J., Raman, S., Galindo-Luna, Y. R., Rodríguez-Martínez, A., & Rivera, W. (2020). Role of membrane technology in absorption heat pumps: A comprehensive review. *Membranes*, 10(9), 1–28. <https://doi.org/10.3390/membranes10090216>
- [6.] Ibarra-Bahena, J., Venegas-Reyes, E., Galindo-Luna, Y. R., Rivera, W., Romero, R. J., Rodríguez-Martínez, A., & Dehesa-Carrasco, U. (2020). Feasibility analysis of a membrane desorber powered by thermal solar energy for absorption cooling systems. *Applied Sciences (Switzerland)*, 10(3). <https://doi.org/10.3390/app10031110>
- [7.] Ibrahim Dincer, T. A. (2016). *Integrated Systems Refrigeration Absorption System*.
- [8.] Karimi, M. N., Dutta, A., Kaushik, A., Bansal, H., & Haque, S. Z. (2015). A Review of Organic Rankine, Kalina and Goswami Cycle. *International Journal of Engineering Technology Management and Applied Sciences* www.ijetmas.com, 3(October), 2349–4476.
- [9.] Moreno-Quintanar, G., Rivera, W., & Best, R. (2012). Comparison of the experimental evaluation of a solar intermittent refrigeration system for ice production operating with the mixtures NH₃/LiNO₃ and NH₃/LiNO₃/H₂O. *Renewable Energy*, 38(1), 62–68. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2011.07.009>
- [10.] Nikbakhti, R., Wang, X., Hussein, A. K., & Iranmanesh, A. (2020). Absorption cooling systems – Review of various techniques for energy performance enhancement. *Alexandria Engineering Journal*, 59(2), 707–738. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2020.01.036>
- [11.] Refrigerador de absorción. (n.d.). Retrieved January 21, 2023, from https://hmn.wiki/es/Absorption_refrigerator
- [12.] SEMARNAT, D. G. de G. de la C. del A. y R. de E. y T. de C. (2021). Logros de México en la implementación del Protocolo de Montreal. http://dgeiawf.semarnat.gob.mx:8080/ibi_apps/WFServlet?IBIF_ex=D3_R_AIRE03_02&IBIC_user=dgeia_mce&IBIC_pass=dgeia_mce
- [13.] Sriksirin, P., Aphornratana, S., & Chungpaibulpatana, S. (2000). A review of absorption refrigeration technologies. In *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (Vol. 5, Issue 4, pp. 343–372). Pergamon. [https://doi.org/10.1016/S1364-0321\(01\)00003-X](https://doi.org/10.1016/S1364-0321(01)00003-X)
- [14.] Sun, D. W. (1998). Comparison of the performances of NH₃-H₂O, NH₃-LiNO₃ and NH₃-NaSCN absorption refrigeration systems. *Energy Conversion and Management*, 39(5–6), 357–368. [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(97\)00027-7](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(97)00027-7)
- [15.] Yokozeki, A. (2005). Theoretical performances of various refrigerant-absorbent pairs in a vapor-absorption refrigeration cycle by the use of equations of state. *Applied Energy*, 80(4), 383–399. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2004.04.011>
- [16.] Domínguez-Inzunza, L. A., Sandoval-Reyes, M., Hernández-Magallanes, J. A., & Rivera, W. (2014). Comparison of the performance of single effect, half effect, double effect in series and inverse absorption cooling systems operating with the mixture H₂O-LiBr. *Energy Procedia*, 57, 2534–2543. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.10.264>

Marco Teórico

Definición de Absorción y Adsorción

El sufijo “-sorción” indica una interacción de un átomo, molécula o partícula con la superficie de una interfaz sólido-líquido o una interfaz sólido-gas. Y a pesar de sus similitudes, la absorción y la adsorción, son fenómenos distintos.

La **absorción** es el proceso que ocurre cuando una sustancia entra el volumen o bulto de otra sustancia (McCabe, 2007). Por ejemplo, la disolución de un gas en un líquido. Es un proceso endotérmico con una tasa de reacción uniforme. No presenta reacciones químicas. Este fenómeno no se ve afectado por la temperatura. La concentración es la misma a través de todo el material

Mientras que la **adsorción** es la condición donde ocurre en la superficie del sustrato. Sustancias como gases, líquidos o sólidos disueltos se adhieren a la superficie de otra sustancia que puede ser sólida o líquida (McCabe, 2007). Puede ser un fenómeno físico o químico, clasificado en fisiorción y quimisorción respectivamente. Aquí la tasa de reacción incrementa de manera estable hasta alcanzar el equilibrio y es un proceso exotérmico. Este proceso es favorable a temperaturas bajas.

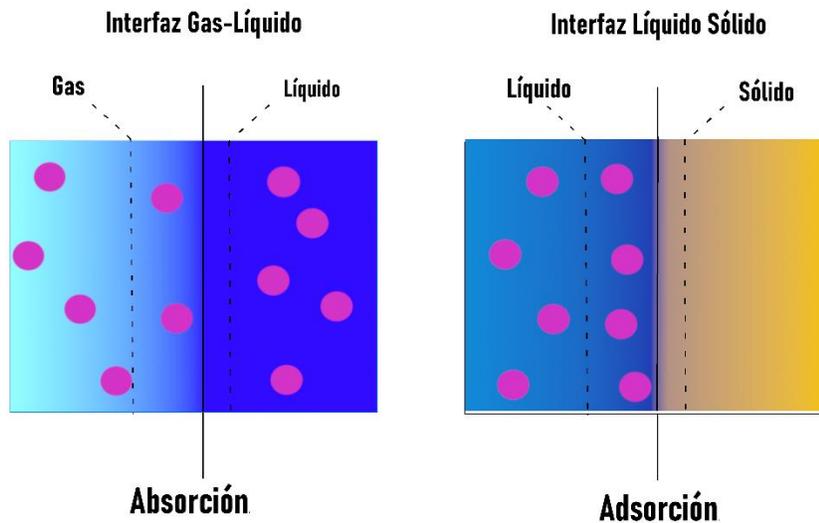


Figura 3.- Fenómeno Absorción y Adsorción. Elaboración propia.

Proceso de Absorción y Desorción

El proceso de absorción como se mencionó anteriormente consiste en un fenómeno físico en el que dos componentes se juntan en un proceso exotérmico; típicamente el gas se inserta en el componente líquido o bien un líquido **insertándose** en un sólido. Mientras que la desorción consiste en la operación opuesta de la absorción y se centra en **separar** el componente más volátil de la mezcla y es un proceso endotérmico. Es importante saber esto puesto que es el corazón del sistema en cuestión y es sensible al flujo másico que se transfiera al absorbedor, la temperatura del absorbedor y por tanto las condiciones ambientales. Más adelante veremos que al proceso de absorción se relaciona el concepto de **entalpía diferencial de solución**⁴ (Conde, 2004)- o bien la energía o cambio de estado energético que ocurre al cambiar la concentración de una solución a una presión constante. Esta energía se manifiesta en forma de calor.

Diseño del sistema de Refrigeración por Absorción

Un factor decisivo en el desempeño final de una máquina de absorción es su diseño. Generalmente puede dividirse en 6 principales equipos (Herold et al., 2016):

- Generador
- Absorbedor
- Condensador
- Válvula de Expansión
- Evaporador
- Bomba de presurización

Además de otros subcomponentes como

- Colector Solar
- Almacenadores de caliente o frío
- Calderas
- Intercambiador de calor

Cabe mencionar que han surgido investigaciones para mejorar el proceso de desorción con el uso de membranas, como el trabajo de Ibarra – Bahena et al muestran algunas de estas opciones (Ibarra-Bahena, Venegas-Reyes, et al., 2020).

Estos componentes pueden ir variando en su disposición, de acuerdo con los criterios de diseño que se tomen para construir este sistema. Dependiendo de esto, podemos clasificar los sistemas de absorción por la cantidad de etapas o efectos que tiene, como señalan diversos autores, entre ellos (Zhai et al., 2011), se puede clasificar de la siguiente manera:

- Medio Efecto
- Efecto Sencillo
- Doble Efecto
- Múltiple Efecto
- Híbridos

⁴ Traducido del término 'differential enthalpy of dilution'

Referencias Bibliográficas

- [1.] Conde, M. R. (2004). Properties of aqueous solutions of lithium and calcium chlorides: Formulations for use in air conditioning equipment design. *International Journal of Thermal Sciences*, 43(4), 367–382. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2003.09.003>
- [2.] Herold, K. E., Rademacher, R., & Klein, S. A. (2016). Absorption Chillers and Heat Pumps. In *Journal of Chemical Information and Modeling* (2nd ed., Vol. 53, Issue 9). Taylor & Francis Group.
- [3.] Ibarra-Bahena, J., Venegas-Reyes, E., Galindo-Luna, Y. R., Rivera, W., Romero, R. J., Rodríguez-Martínez, A., & Dehesa-Carrasco, U. (2020). Feasibility analysis of a membrane desorber powered by thermal solar energy for absorption cooling systems. *Applied Sciences (Switzerland)*, 10(3). <https://doi.org/10.3390/app10031110>
- [4.] McCabe, W. L. (2007). Operaciones unitarias en ingeniería química. In *The Biogas Handbook: Science, Production and Applications* (Cuarta, Vol. 7, Issue 5). <http://www.sgc.se/rappporter/resources/Evaluation.pdf><http://www.springer.com/series/8059><https://www.google.com.co/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwjhfLp9KrNAhWKGB4KHftNCfsQFggcMAA&url=https://mediathek.fnr.de/media/>
- [5.] Zhai, X. Q., Qu, M., Li, Y., & Wang, R. Z. (2011). A review for research and new design options of solar absorption cooling systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(9), 4416–4423. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.06.016>

Generador

El proceso de desorción se ha generalizado en esta sección, pues el generador es un conjunto de varios componentes como como la torre de destilación o tanque flas, rectificador y el generador de calor. El trabajo del generador consiste en separar el refrigerante de la mezcla usando calor como su fuente de energía. Este subsistema tiene una estructura similar a la de un intercambiador de calor, podemos observar en la **Figura 4** que en el fondo del cilindro tenemos una mezcla de la solución refrigerante-absorbente, que cuando su concentración es alta denominamos como **solución fuerte**. A medida que aportamos calor desde nuestra fuente de alta temperatura, esta solución desprende refrigerante en forma de vapor debido a que tiene un punto de ebullición relativamente menor al del absorbedor. Mientras tanto la concentración al fondo disminuye, la cual denominamos **solución débil** sale del generador para ser recirculada hacia el absorbedor.

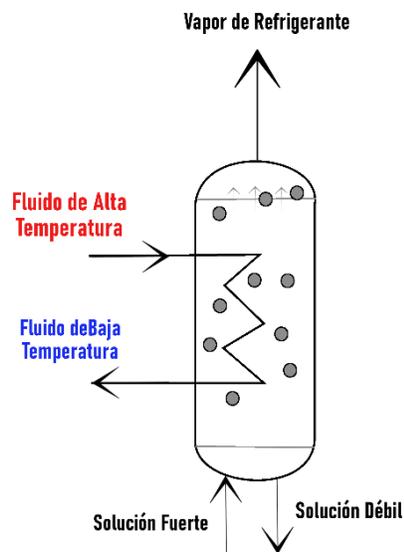


Figura 4.- Diagrama esquemático del Generador. Elaboración propia.

Absorbedor

El propósito de este subsistema consiste en recombinar el refrigerante que sale del evaporador y la solución débil proveniente del generador. Es una cámara de combinación en la que dos fluidos se combinan en uno solo. Observando la **Figura 5**, notamos que el refrigerante que sale del evaporador ha ganado calor del espacio enfriado y entra al absorbedor por la parte superior en fase vapor. La solución débil del generador primero pasa por la válvula de expansión. Donde ocurre la caída de presión para igualar a la del absorbedor y entrar a este. Tras mezclarse y haberse liberado calor en el absorbedor, la mezcla sale como solución fuerte hacia el generador.

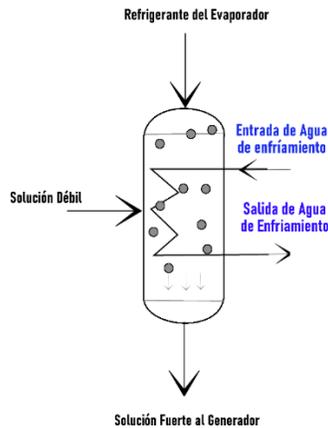


Figura 5.- Diagrama esquemático de Absorbedor. Elaboración propia

Condensador

En un sistema de refrigeración por absorción el condensador funciona como un intercambiador de calor, entre refrigerante evaporado y un medio enfriador como puede ser agua o el aire del medio circundante, por lo tanto, se dice que su trabajo es enfriar el refrigerante que proviene del generador. En el condensador, el refrigerante vaporizado transfiere calor hacia el agua de enfriamiento, y por lo tanto el refrigerante se condensa, como se muestra en la **Figura 6**. Hecho esto, se envía el refrigerante como líquido saturado a una válvula de expansión para posteriormente ir al evaporador.

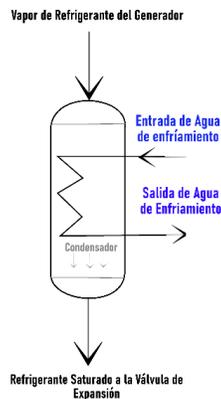


Figura 6.- Diagrama esquemático del Condensador. Elaboración propia

Adicionalmente, el condensador puede usar el aire del medio ambiente o agua (si el costo energético lo justifica) utilizada para enfriar el refrigerante sale a una temperatura ligeramente elevada que pudiera utilizarse con otros propósitos como calefacción doméstica.

Válvula de Expansión

La válvula de expansión es un dispositivo que permitirá disminuir la presión de un fluido. Para el caso típico de un SRA de efecto sencillo tenemos una etapa de baja presión y otro de alta presión. El sistema de refrigeración requiere de por lo menos de dos válvulas de expansión para su funcionamiento, una para la solución débil que sale del generador y entra al absorbedor, y otra válvula de expansión entre el condensador y el evaporador.

En la Figura 7A se puede observar la importancia de la válvula de expansión, pues permite que la solución débil proveniente del generador se expanda a la misma presión del absorbedor.

En el caso 7B, el refrigerante, comúnmente un líquido saturado, proveniente del condensador, entra a la válvula de expansión, para alcanzar la presión del refrigerante requerida en el evaporador (que es la misma que la del absorbedor). En ésta, sufre una repentina caída de presión y se obtiene una mezcla líquido vapor, cuya composición lo establece el proceso isoentálpico.

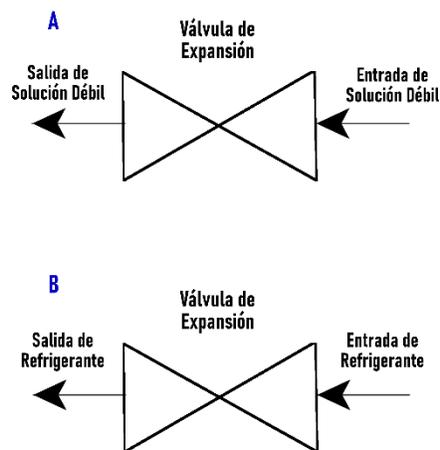


Figura 7.- Diagrama esquemático de la Válvula de Expansión. Elaboración propia

Evaporador

La función del evaporador consiste en enfriar el espacio estudiado al absorber el calor requerido para alcanzar la temperatura deseada. En la **Figura 8** se muestra el refrigerante proveniente la válvula de expansión, entra al evaporador como una mezcla líquido vapor. El refrigerante absorbe calor de su entorno y sale del evaporador como vapor saturado. Este vapor entrará al absorbedor para combinarse con la solución débil.

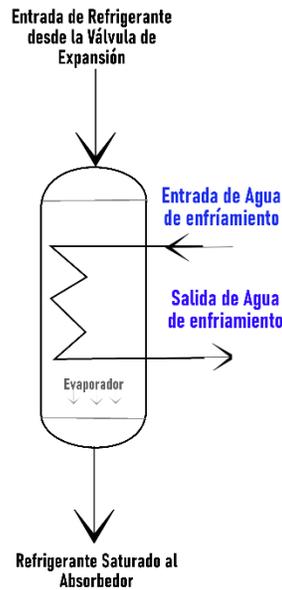


Figura 8.- Diagrama esquemático del Evaporador. Elaboración propia

Bomba

La **Figura 9** muestra el diagrama de la bomba de desplazamiento positivo usada en el sistema de refrigeración para incrementar la presión de la solución fuerte y suministrarla al generador. Generalmente la energía requerida por este componente es pequeña comparada con la que requiere otros componentes.

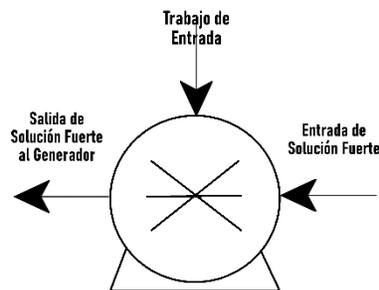


Figura 9.- Diagrama esquemático de la Bomba

Subcomponentes

Como se mencionó anteriormente, no existe un estándar sobre cómo construir una máquina de absorción, pues estas pueden ser diseñadas con varios ciclos de rectificación, con varias etapas de intercambio de calor, e integración de otros subcomponentes, como ser bombas de vacío, eyectores, tanques flash, incluso membranas. Muchas de las investigaciones presentes se han dado a la tarea de presentar novedosas alternativas para mejorar estos sistemas de refrigeración.

Intercambiadores de Calor

Dispositivos, que como su nombre lo indica, permite que dos corrientes de fluidos intercambien calor sin ser mezclados. Existe diversos tipos, pero la forma más simple de un intercambiador es de tubo doble concéntricos donde un tubo interior circula un fluido mientras que el segundo que envuelve al primero circula otro fluido y por lo tanto por toda la superficie de contacto ocurre un intercambio entre la tubería más caliente con la más fría.

Aunque no sea un dispositivo cuya ausencia impida el funcionamiento de esta máquina de absorción, si es un elemento que puede ahorrar energía y en general incrementar el desempeño de la máquina, como ha sido reportado por diversos autores. En el caso del SRA como se muestra en la **Figura 10**, se coloca un intercambiador de calor entre la salida de solución débil del generador y la salida de la solución fuerte proveniente de la mezcla del absorbedor. Y de esta manera se recupera energía de manera eficiente para calentar la solución fuerte antes de entrar al generador.

Intercambiador de Calor

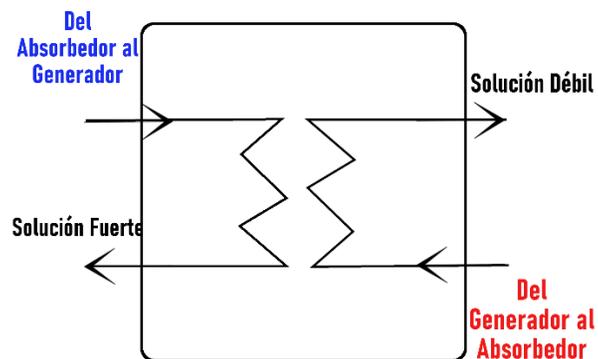


Figura 10.- Diagrama esquemático del Intercambiador de Calor. Elaboración propia

Tanque de Destilación Flash

(McCabe et al., 1991, pp. 550–560) La destilación flash consiste en la vaporización de una fracción definida del líquido, en una forma tal que el vapor que se forma está en equilibrio con el líquido residual, la separación del vapor y el líquido, y posterior condensación del vapor. La destilación flash se utiliza esencialmente para la separación de componentes que tienen temperaturas de ebullición muy diferentes. No es eficaz en la separación de componentes de volatilidad comparable.

Columna de Destilación

A pesar de que la columna de destilación cumple con la misma función que una destilación flash, este componente suele considerarse para la obtención de productos más puros. Su diseño consiste en varias fases de separación (a diferencia de la destilación flash que solo consiste en una sola etapa) dentro del componente y generalmente se le integra una operación de rectificación. Se muestra un ejemplo en la Figura 11

Rectificador

(Herold et al., 2016, p. 90) En una columna de destilación cuando el componente de destilación no ofrece un vapor con la calidad deseada o la cantidad de calor requerida es elevada, es conveniente emplear una columna de rectificación, en la cual hace un reflujo del componente deseado tras ser condensado para obtener una mayor pureza en el vapor deseado.

Una observación importante, tanto el tanque de destilación flash, la columna de destilación y el rectificador forman parte del proceso de purificación del refrigerante, sin embargo, estos componentes pueden variar dependiendo del par de trabajo que se utilice en el SRA, por ejemplo, un sistema de Agua & Bromuro de litio no requeriría de rectificación no de una columna de destilación, dada sus propiedades físicas. En cambio el sistema de Amoniaco y Agua si requiriera estas dos últimas para obtener un flujo de amoniaco tan puro como sea posible.

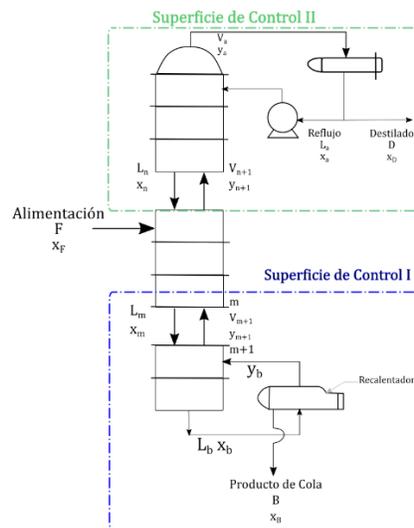


Figura 11.- Columna de destilación con rectificación; dibujo original basado en: <https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/distillation-column> (Consultado por última vez: 18/08/2021)

Eyector

La función del eyector es proveer altos niveles de vacío con flujos de volumen relativamente bajos haciendo uso del efecto *Venturi*⁵ (Ma et al., 2017). Este subcomponente incrementa la eficiencia/eficacia; hace que el absorbedor y el condensador funcione a una temperatura más alta y una temperatura menor en el generador.

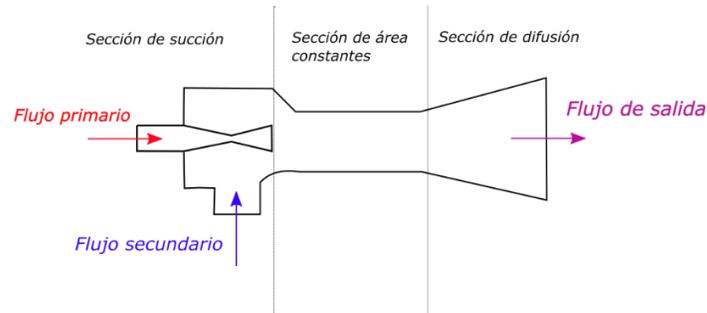


Figura 12.- Diagrama esquemático de un eyector basado en la ilustración de (Ma et al., 2017)(

La posición de este componente en el SRA es variable. (Nikbakhti et al., 2020) describe dos posibles posiciones del eyector en SRA:

- A) El eyector es situado entre la entrada del absorbedor y la válvula de expansión que se encuentra a la salida del intercambiador de calor de la solución con la finalidad de recuperar presión y mejorar la mezcla en el absorbedor.

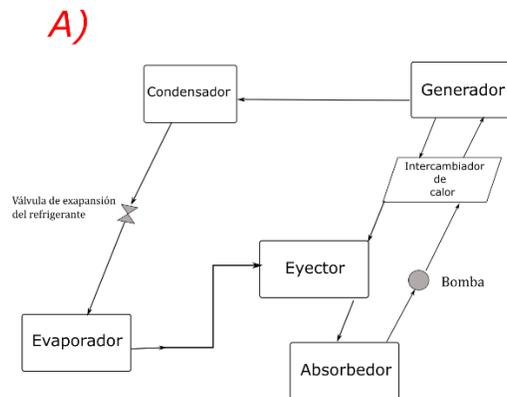


Figura 13.- Diagrama de bloques de SRA con un eyector configuración A

⁵ consiste en un fenómeno en el que un fluido en movimiento dentro de un conducto cerrado disminuye su presión cuando aumenta la velocidad al pasar por una zona de sección menor.

- B) El eyector es situado entre el condensador, generador y evaporador. En este caso el eyector es impulsado por el vapor de refrigerante a alta presión que va del generador al condensador y genera una región de vacío a la salida del evaporador lo que permite una mejora en la vaporización del refrigerante y en general mejorar el desempeño del sistema.

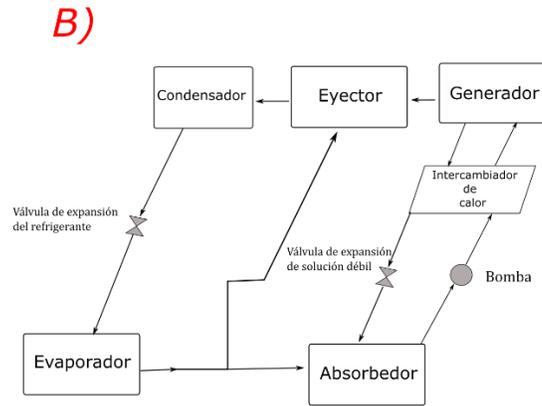


Figura 14.- Diagrama de bloques de SRA con un eyector configuración B

En resumen, podemos observar la configuración de la SRA de efecto sencillo en la Figura 15 que comúnmente se encontrará en la literatura.

Efecto Sencillo

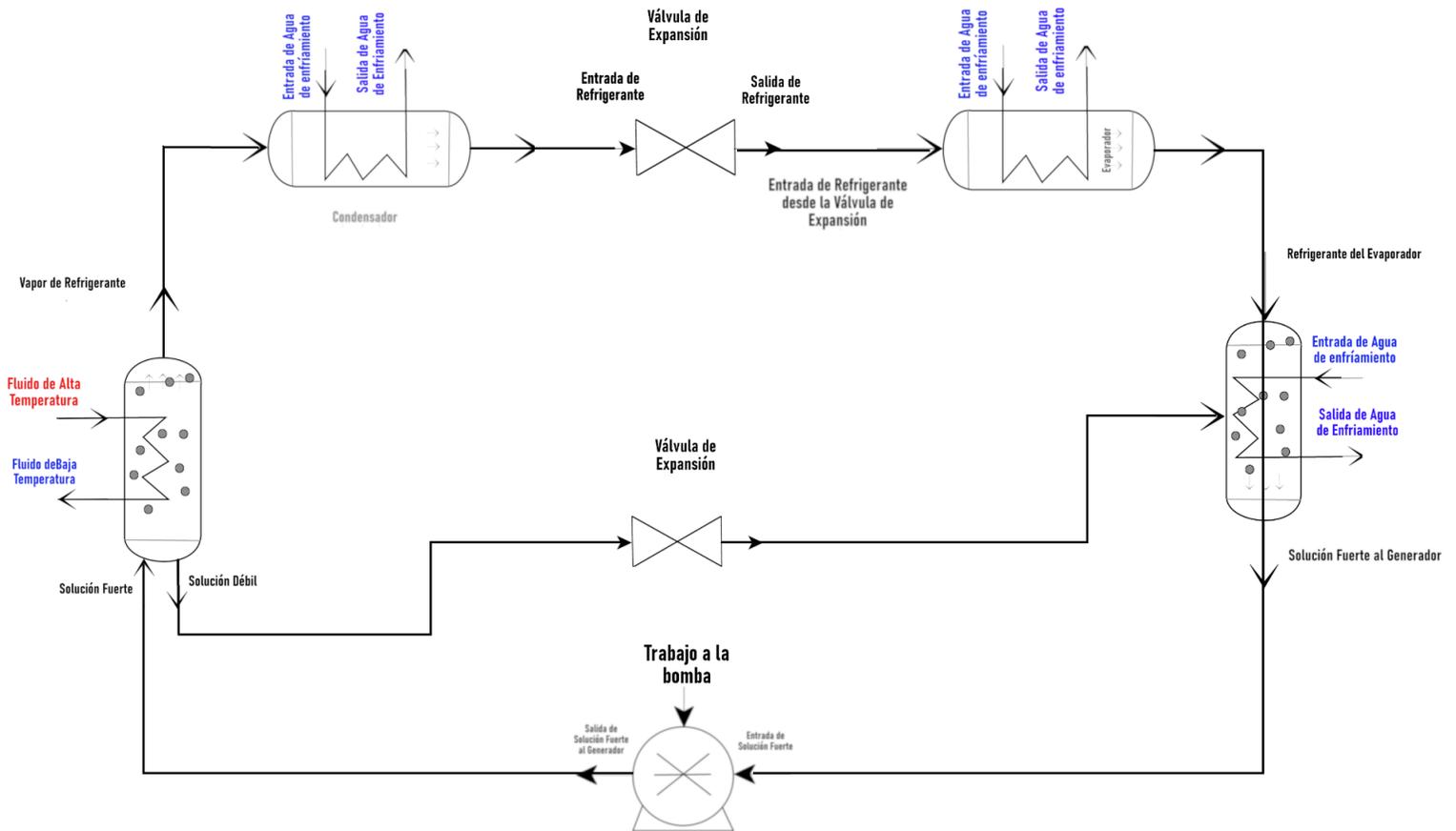


Figura 15.- Componentes de SRA en efecto sencillo. Elaboración propia

Pares de fluidos de trabajo

Una amplia revisión de la literatura demostró una gran diversidad de estudios referentes a la refrigeración por absorción a través de distintos pares de trabajo, así como de distintos ciclos de trabajo. Uno de los requisitos más importantes para seleccionar un par de trabajo es que estos puedan mezclarse bien y a la vez que tengan puntos de ebullición distintos entre sí, para evitar que se evapore el componente absorbente y así evitar gastar más energía en la rectificación del refrigerante.

Desde sus orígenes, se han hecho una amplia gama de propuestas de pares refrigerante – absorbente. En la Tabla 1 se muestra un listado de los conjuntos que más se han repetido y que existe cierta información. En algunos de esos casos la información termodinámica es muy pobre, y en otros no se presenta ésta, lo que los hace poco propensos a ser estudiados.

Tabla 1.- Resumen de pares de fluidos de trabajo encontrados en la literatura

Refrigerante	Absorbente	Fuente
Amoniaco (NH ₃)	Nitrato de Litio (LiNO ₃)	(Villar, 2015),(Ventas, 2010)
R134a	Dimetilacetamida (DMAC)	(Trujillo Vera & Lemaître Dahl, 2012)(Macriss, R A; Gutraj, J M; Zawacki, 1988)
Agua (H ₂ O)	Bromuro de Litio (LiBr)	(She et al., 2015),(Zhai et al., 2011), (Al-Ugla et al., 2015)
Amoniaco (NH ₃)	Agua (H ₂ O)	(Garibay-Cisneros et al., 2011), (Sun, 1998), (Mirl et al., 2020)
Agua (H ₂ O)	Cloruro de Litio (LiCl)	(Romero & Carbonell, 2014),(Gogoi & Konwar, 2016),(Konwar & Gogoi, 2018)
Ácido Sulfúrico (H ₂ SO ₄)	Agua (H ₂ O)	(Duffie et al., 1985),(Ghyadh, 2018),(Silva, 2016)
Amoniaco (NH ₃)	Tiocianato de Sodio (NaSCN)	(Duffie et al., 1985),(Sun, 1998),(Liang et al., 2021)
Metanol (CH ₄ O)	Bromuro de Litio + Bromuro de Cinc (LiBr + ZnBr ₂)	(Srikhirin et al., 2000),
Agua (H ₂ O)	Hidróxido de Sodio (NaOH)	(Chidambaram et al., 2011),(Mugnier & Goetz, 2001)

R21 (CHCl ₂ F)	N-dimetil formamida (DMF)	(Srikhirin et al., 2000),(Badarinarayana et al., 1982)
R21 (Freón)	Éter dimetílico del tetraetilenglicol (DMETEG) ⁶	(Srikhirin et al., 2000),(George & Murthy, 1989)
R134a (C ₂ H ₂ F ₄)	N-dimetil formamida (DMF)	(Meng et al., 2013),(Yokozeki, 2005)
Metanol (CH ₃ OH)	Carbón Activo (Adsorbente)	(Critoph & Vogel, 1986)
Agua(H ₂ O)	Zeolite (3A, 4A, 5A y 13X) (Adsorbente)	(Critoph & Vogel, 1986)
Agua(H ₂ O)	Clorato de Litio (LiClO ₃)	(Silva, 2016)
Agua(H ₂ O)	Cloruro de Calcio (CaCl ₂)	(Silva, 2016),(Mugnier & Goetz, 2001)
Agua(H ₂ O)	Cloruro de Cinc (ZnCl ₂)	(Silva, 2016)
Agua(H ₂ O)	Bromuro de Cinc (ZnBr)	(Silva, 2016)
Agua(H ₂ O)	Ácido Fosfórico (H ₃ PO ₄)	(Silva, 2016)
TFE (C ₂ F ₄)	N-metil-2-pirolidona (NMP ⁷)	(Silva, 2016)
TFE (C ₂ F ₄)	E181 ⁸ (sinónimo de DMETEG))	(Silva, 2016)
TFE (C ₂ F ₄)	N-dimetil formamida (DMF)	(Silva, 2016)
TFE (C ₂ F ₄)	Pirrolidona (C ₄ H ₇ NO)	(Silva, 2016)
Dióxido de Azufre (SO ₂)	Solventes Orgánicos	(Silva, 2016)
R22 (CHClF ₂)	Éter dimetílico del tetraetilenglicol (DMETEG)	(Srikhirin et al., 2000)
R21	N-dimetil formamida (DMF)	(George & Murthy, 1989)
R22 (CHClF ₂)	N-dimetil formamida (DMF)	(Yokozeki, 2005)
R32	N-dimetil formamida (DMF)	(Yokozeki, 2005)
Agua (H ₂ O)	Sal de potasio del ácido fórmico (KCOOH)	(Le Pierrès et al., 2017)
R134a	DMETEG/ MCL ⁹ / DMEU ¹⁰	(Borde et al., 1995)

⁶ DMETEG: del inglés 'dimethylether tetraethyleneglycol'

⁷ NMP: del inglés 'N-methyl-2-pyrrolodine'

⁸ E181: del inglés 'dimethyl ether of tetraethylene glycol'

⁹ MCL: del inglés 'N-methyl c-caprolactam'

¹⁰ DMEU: del inglés 'dimethyl-ethyleneurea'

Algunas características deseables en un par refrigerante – absorbente, sugerido por la ASHRAE son las siguientes:

Ausencia de Fase Sólida (Campo de solubilidad): El par refrigerante-absorbente no deberían formar sólidos en el intervalo de temperaturas de operación. Si un sólido se forma, este evitará el flujo y causará el bloqueo del equipo. Los controles de la máquina deben prevenir la operación más allá del intervalo de solubilidad del par.

Volatilidad Relativa: El refrigerante debe ser mucho más volátil que el absorbente para que pueda ser separado con mayor facilidad. De otra manera, los costos de calentamiento pueden ser excesivos. Muchos de los absorbentes son efectivamente no volátiles.

Afinidad: El absorbente debería tener una fuerte afinidad con el refrigerante bajo las condiciones en que ocurren la absorción. La afinidad significa una desviación negativa de la ley de Raoult y resulta en un coeficiente de actividad menor al de la unidad del refrigerante. Una fuerte afinidad permite que circule menos refrigerante para el mismo efecto de frigorífico, reduciendo pérdidas de calor sensible. Otro beneficio de una fuerte afinidad es que se requeriría un intercambiador de calor más chico para transferir el calor del absorbedor a la solución refrigerante-absorbente. Por el otro lado, a medida que incrementa la afinidad, también incrementa la cantidad de calor necesario requerida en el generador para poder separar el refrigerante del absorbente, por ende, el COP decrece.

Presión: Las presiones de operación, determinadas por las propiedades termodinámicas del refrigerante, deberán ser moderadas. Presiones altas requiere que el equipo tenga paredes gruesas y que se necesite más potencia eléctrica para que la bomba lleve los fluidos del lado de baja presión al lado de alta presión. Presiones de vacío requieren que el equipo sea de un gran volumen y de medios especiales para reducir la caída de presión de los vapores del refrigerante.

Estabilidad: Alta estabilidad química es un requisito debido a que los fluidos de trabajo son sometidos a condiciones severas con el paso de los años. La inestabilidad puede causar la indeseable formación de gases, sólidos o sustancias corrosivas. La pureza de todos los componentes pesa sobre el desempeño del sistema y la prevención de corrosión. Que no se formen compuestos colaterales ni reacciones secundarias.

Corrosión: La mayoría de los fluidos corroe los materiales usados en la construcción del equipo. Por lo tanto, deben usarse inhibidores de corrosión.

Seguridad: Debe tomarse las precauciones necesarias en caso de que las sustancias sean tóxicas o inflamables. Deben cumplir con los criterios de las normas respectivas.

Propiedades de Transporte: Viscosidad, tensión superficial, difusividad térmica y difusividad másica son características importantes de los pares refrigerante-absorbente. Por ejemplo, baja viscosidad promueve el transporte de masa y calor, disminuyendo así la potencia de bombeo.

Calor Latente: El calor latente del refrigerante deberá ser alto para que la tasa de circulación del refrigerante y absorbente sea minimizada.

Solvencia Ambiental: Los dos parámetros principales de mayor preocupación tomados en cuenta son el potencial de calentamiento global y el agotamiento de la capa de ozono.

Además (Mansoori & Patel, 1979) hace las siguientes observaciones sobre las características deseables en los pares refrigerantes – absorbentes:

1. Debe haber buena solubilidad a la temperatura y presión del absorbedor
2. La absorción deberá ser rápida
3. El refrigerante puro de la mezcla fuerte deberá ser obtenido de la manera más fácil posible
4. El absorbente no deberá ser volátil o, al menos, mucho menos volátil que el refrigerante

Con base en la revisión de la literatura y en la disponibilidad de la información de las propiedades termofísicas y termodinámicas de las mezclas de pares refrigerante – absorbente, se seleccionaron y simularon cinco pares distintos:

- Agua – Bromuro de Litio
- Amoniaco – Agua
- R22 – DMF
- R32 – DMF
- R134a – DMF

Entre los pares mencionados en la literatura, fueron seleccionados bajo los siguientes criterios:

- Disponibilidad de sustancia refrigerante en las herramientas REFPROP
- Disponibilidad de constantes numéricas en la base de datos de NIST
- Disponibilidad de literatura que soporten un modelo teórico que ayude a predecir el estado termodinámico de las mezclas.
- Que la sustancia refrigerante no pertenezca a primera generación de refrigerantes que sea altamente nocivos para la capa de ozono.

Agua – Bromuro de Litio

Este es uno de los pares más estudiados en la actualidad, con aplicaciones en acondicionamiento de aire.

Debido a que el refrigerante al ser agua puede cristalizarse en el sistema al acercarse a su punto de congelamiento y, por ende, ocasionar una mala operación del sistema o bien que este deje de funcionar. Por lo tanto, su intervalo máximo de enfriamiento sería mayor a 0°C hasta 5°C. Además, un sistema con esta clase de mezcla requeriría mantener presiones extremadamente bajas. (Agarwal & Bapat, 1985)

A pesar de estos desafíos, una de las mayores virtudes de esta combinación es que el bromuro de litio al ser una sal, este lograría con dificultad evaporarse junto con el agua, dando como resultado una buena separación en el generador entre el componente refrigerante (agua) y el absorbente (ergo, bromuro de litio). En este contexto, el agua es un refrigerante natural y por lo tanto su potencial de calentamiento global (PCG o GWP, por sus siglas en inglés) es igual a cero. Para este par, se encontró en la literatura, que las temperaturas en el generador requeridas son de entre 90°C a 95°C para una máquina de efecto sencillo. Aunque, este rango puede variar, por ejemplo, (Domínguez-Inzunza et al., 2014) compara tres configuraciones distintas: medio efecto, efecto sencillo y efecto doble. Y la primera a una temperatura de generador de 55°C obtuvo un COP de no más de 0.5, la segunda configuración a un COP de 0.89 con temperaturas de generación entre 100°C y 110°C y el COP más alto para la tercera configuración fue de hasta 1.48 pero requiere temperaturas de generación de hasta 158°C (las temperaturas de condensación y absorción hasta 40°C).

Gracias a que sistema los SRA con este par de trabajo son bastante conocidos se encuentran *chillers* de absorción a nivel comercial, tanto de efecto sencillo como de efecto doble. Valores típicos para sistemas de

efecto sencillo se reportan valores de COP entre 0.6 y 0.8, mientras que para los de doble efecto se reportan valores de COP entre 0.9 a 1.2 (Kalogirou, 2009, p. 369).

Amoniaco – Agua

Otro de los pares más comunes y estudiados es el amoniaco - agua. Este refrigerante es ampliamente usado a nivel industrial pues puede llegar a alcanzar temperaturas hasta de -70°C . Una de las principales desventajas del amoniaco como refrigerante es que es un gas nocivo para la salud humana, es explosivo y es corrosivo. Por ello, el sistema de refrigeración debe estar diseñado contra la corrosión y con los debidos sistemas de seguridad, lo que genera un incremento en la inversión. Otro contra de este par es la alta volatilidad del agua que puede alterar negativamente el desempeño del sistema al no haber una correcta rectificación del amoniaco.

Asimismo, este par de trabajo cuenta muchas ventajas, entre ellas es que el amoniaco al ser un refrigerante natural su GWP es igual a cero. De igual manera que el par de bromuro de litio – agua, este par puede aprovechar fuentes de calor de temperaturas bajas, es decir, entre 80°C y 170°C y se encuentran valores típicos de COP entre 0.6 y 0.7 (Kalogirou, 2009). Típicamente este tipo de sistemas son diseñados para SRA de efecto sencillo, pero pueden llegar a diseñar sistemas de doble efecto que recuperan calor a temperaturas mayores y llegan a mejorar su desempeño, pero por supuesto son más caros.

Además, algunos investigadores como (Infante Ferreira, 1984) han propuesto una variación de este par sustituyendo el absorbente, agua, por tiocianato de sodio y estudiando sus propiedades físicas y termo dinámicas de esta mezcla y concluye que esta combinación también es un buen candidato para aplicaciones de sistemas de refrigeración por absorción.

Un *review* hecho por (Altamirano et al., 2020) resume diversos estudios teóricos y experimentales de la tecnología de refrigeración por absorción con este par de trabajo.

R22 – DMF

El refrigerante R22(clorodifluorometano), de la categoría HCFC históricamente ha sido utilizado para aplicaciones de acondicionamiento de aire, así como obtención de temperaturas medias y bajas. Es un refrigerante versátil y ha sido sugerido en la literatura por diversos autores porque presenta una buena solubilidad en disolventes orgánicos como el DMF (n, n-dimetilformamida) que tiene un alto punto de ebullición de 153°C mientras que el punto de ebullición del refrigerante R22 es de -40.8°C , esta diferencia entre los puntos de ebullición es muy deseable en los sistemas de absorción. Como menciona (Agarwal & Bapat, 1985) ambos componentes de este par presentan una estabilidad química a lo largo de un amplio rango de temperaturas. Además, el refrigerante R22 no es tóxico, no explosivo y no inflamable. Y el trabajo de (L. J. He et al., 2008) apunta que estos dos componentes presentan una buena solubilidad.

Una desventaja de este refrigerante es que por ser HCFC y tener un GWP muy alto de 1700, en muchos lados del mundo está prohibido o se ha acordado que se ira retirando del mercado. Su temperatura de enfriamiento puede alcanzar los -50°C .

R32 – DMF

El refrigerante R32 (difluorometano) del tipo HFC tiene un GWP de 675 y ha sido utilizado en aplicaciones de aire acondicionado, bombas de calor y refrigeración, llegando incluso a alcanzar temperaturas de -50°C . Una de sus principales ventajas es que es un poco más amigable con el medio ambiente. Al igual que el R22, el refrigerante R32 (L. He et al., 2010) presenta una buena solución con el disolvente orgánico DMF. La

temperatura de ebullición del R32 es de -51°C , que en contraste con la temperatura de ebullición del DMF, hace que sea una combinación atractiva por las diferencias de sus puntos de ebullición porque como se mencionó esto favorecerá que se evapore el componente refrigerante antes que el componente absorbente.

Cabe mencionar en este punto que los refrigerantes CFCs y HCFCs son propuestos por sus excelentes propiedades termodinámicas y este refrigerante, R32, fue elegido también por sus características de no tóxicas, ni explosivas o inflamables.

R134a – DMF

El refrigerante R134a (1,1,1,2-tetrafluoruro etano) del tipo HFC es usado ampliamente en aplicaciones de acondicionamiento de aire y en aplicaciones de temperatura media y ha sido utilizado como sustituto del R12. Tiene un GWP de 1300 y alcanza temperaturas de enfriamiento de hasta -40°C . Este refrigerante también presenta una buena solubilidad en DMF, lo que lo hace atractivo para las aplicaciones en los sistemas de refrigeración por absorción.

La temperatura de ebullición del R134a es de -26.08°C y aunque represente el grado más alto de punto de ebullición de entre los últimos dos pares de trabajo sigue siendo una buena diferencia de temperatura de ebullición con el absorbente DMF y al igual que los pares R22 – DMF y R32 -DMF, este par ofrece características de no ser tóxico ni explosivo ni inflamable.

Y como menciona (L. J. He et al., 2009) en su estudio, este par de trabajo se considera un buen candidato porque de entre los pares anteriormente mencionados (R22-DMF y R32-DMF), el par R134a -DMF tiene un rango de temperatura de operación más amplio. E incluso (Mariappan & Annamalai, 2013) predicen que este par de trabajo en aplicaciones de refrigeración solar puede llegar a ser muy competitivo para aplicaciones en el rango de -10°C a 10°C con agua caliente como fuente de calor en el rango de 80°C a 90°C y con agua de enfriamiento en el absorbedor y condensador con temperaturas entre 20°C y 35°C .

Métodos de Captación del Recurso Solar

Disponibilidad de Recurso Solar

La energía solar es un recurso de los más prometedores para enfrentar los problemas asociadas al uso de energéticos y el calentamiento global. La energía solar es abundante y entre sus múltiples aplicaciones se identifica la calefacción de baja temperatura; entre 50 a 70°C. Para las aplicaciones en refrigeración se requieren temperaturas entre 80 y 150°C.

El territorio mexicano cuenta con gran cantidad de recursos diversos. Gracias a su ubicación geográfica tiene un gran potencial para el uso del recurso solar. Existen diversos estudios, como los realizados en México por J. L. Fernández Zayas (Fernandez Zayas, n.d.) que realizó mapas de radiación solar para calcular la radiación instantánea para cada estado de la república. Están también los modelos como el de (Klein, 1977) para predecir la captación solar sobre una superficie inclinada bajo condiciones determinadas. Además de esto se puede encontrar diversas fuentes de información basada en mediciones reales, tales como:

- Atmospheric Science Data Centre. <https://asdc.larc.nasa.gov/>
- Solar and Wind Energy Resource Assessment. [https://openei.org/wiki/Solar_and_Wind_Energy_Resource_Assessment_\(SWERA\)](https://openei.org/wiki/Solar_and_Wind_Energy_Resource_Assessment_(SWERA))
- Solar Radiation and Meteorological Data Center (SoDa). <http://www.soda-pro.com/>
- Global Solar Atlas. <https://energydata.info/>
- National Solar Radiation Database (NSRDB), National Renewable Energy Laboratory. <https://nsrdb.nrel.gov/>

Es sabido que México tiene una gran potencial de energías renovables desaprovechado; de acuerdo a datos del Balance Nacional de Energía 2019 publicado por la Secretaría de Energía (SENER), tan solo el 10.46% de la energía primaria en el país es producida con fuentes renovables y la energía solar representa menos del 4% total, mientras que el petróleo crudo representa un 59.83%, seguido por el gas natural 23.15% y el resto 6.56% restante está repartido entre el carbón, la energía nuclear y condensados.

Para diseñar correctamente un colector/concentrador solar se requiera conocer los datos de radiación solar de la región donde se dese instalar el sistema, en este contexto es necesario conocer algunos términos como se muestra en la Tabla 2.

Tabla 2.- Términos relevantes para el cálculo de captación de radiación solar. Consulte la Figura 19, para ver diferencias de irradiancia horizontal difusa, global horizontal y normal directa. La Figura 16, Figura 17 y Figura 18 proporcionan una demostración gráfica de los ángulos referidos en esta tabla.

Término	Símbolo / Acrónimo	Unidades	Descripción
Irradiancia	G	$\left[\frac{W}{m^2} \right]$	La proporción en la que la energía radiante incide en una superficie
	Acrónimo DNI		del inglés “ <i>Direct Normal Irradiance</i> ”, es la cantidad de radiación solar recibida por unidad de área en una superficie que se encuentra perpendicular (normal) a los rayos del sol.
	Acrónimo DHI		del inglés “ <i>Diffuse Horizontal Irradiance</i> ”, es la radiación solar recibida por unidad de área que no proviene por un rayo de sol directo si no por la radiación difundida por la atmósfera.
	Acrónimo GHI		del inglés “ <i>Global Horizontal Irradiance</i> ”, cantidad total de radiación de onda corta, incluye DNI y DHI
Clearsky			Este término está ligado a las variables de irradiancia, es la irradiancia bajo condiciones óptimas de cielo despejado.
Irradiación	I	$\left[\frac{Wh}{m^2} \right]$ ó $\left[\frac{J}{m^2} \right]$	Se obtiene al integrar la irradiancia con respecto al tiempo.
Latitud	ϕ		la localización norte o sur del Ecuador, el norte positivo; $-90^\circ \leq \phi \leq 90^\circ$
Declinación	δ		la posición angular del sol a mediodía.; cuando el sol está su meridiano local con respecto al plano del ecuador, el norte es positivo; $-23.45 \leq \delta \leq 23.45$
Inclinación	β		es el ángulo de la superficie en cuestión y la horizontal; $0^\circ \leq \beta \leq 180^\circ$. (Si $\beta > 90^\circ$ quiere decir que la superficie tiene una visión hacia abajo o sea su cara está viendo hacia la tierra u horizontal.
Ángulo de superficie azimuth	γ		es la desviación de la proyección en un plano horizontal de la superficie normal del meridiano local, con cero al sur, al este negativo y oeste positivo; $-180^\circ \leq \gamma \leq 180^\circ$.
Ángulo horario	ω		el desplazamiento del sol de este a oeste en el meridiano local debido a la rotación de la tierra sobre su propio eje a 15° por hora, en la mañana, negativo, en la tarde, positivo.
Ángulo de incidencia	θ		el ángulo entre el rayo de radiación sobre una superficie y la normal de esa superficie
Ángulo cenit	θ_z		es el ángulo entre la vertical y la línea hacia el sol, esto es, el ángulo de incidencia del rayo de radiación sobre una superficie horizontal.

Altitud Angular Solar	α_s	es el ángulo entre la horizontal y la línea del sol, esto es, el complemento del ángulo cenital.
Azimut del ángulo solar	γ_s	es el desplazamiento angular desde el sur de la proyección del rayo solar sobre el plano horizontal. Desplazamientos al este del sur negativos y los desplazamientos al oeste del sur son positivos.

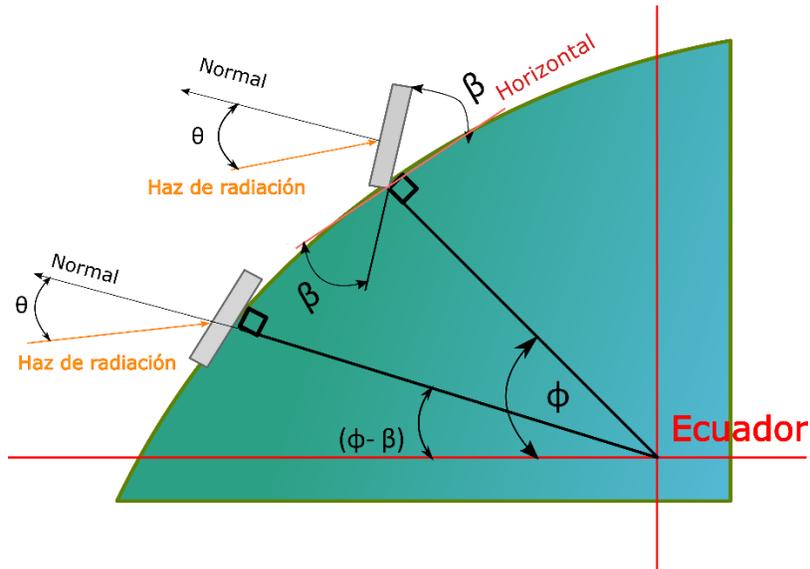


Figura 16.- Ángulos de un haz de radiación en superficies con y sin inclinación en la superficie terrestre. Basado de (Duffie et al., 1985)

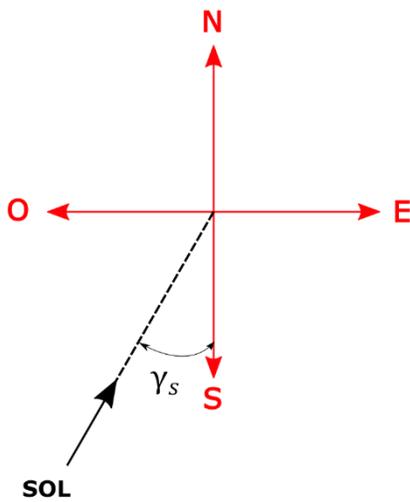


Figura 18.- Vista plana del ángulo del azimut solar.

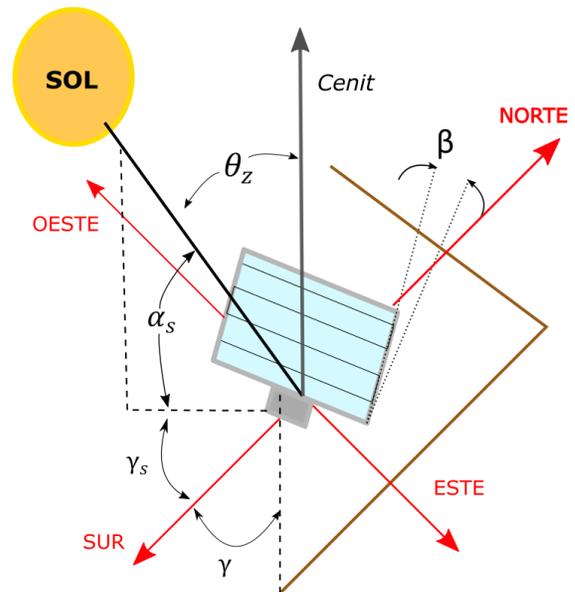


Figura 17.- Ángulos de un plano inclinado con respecto al sol

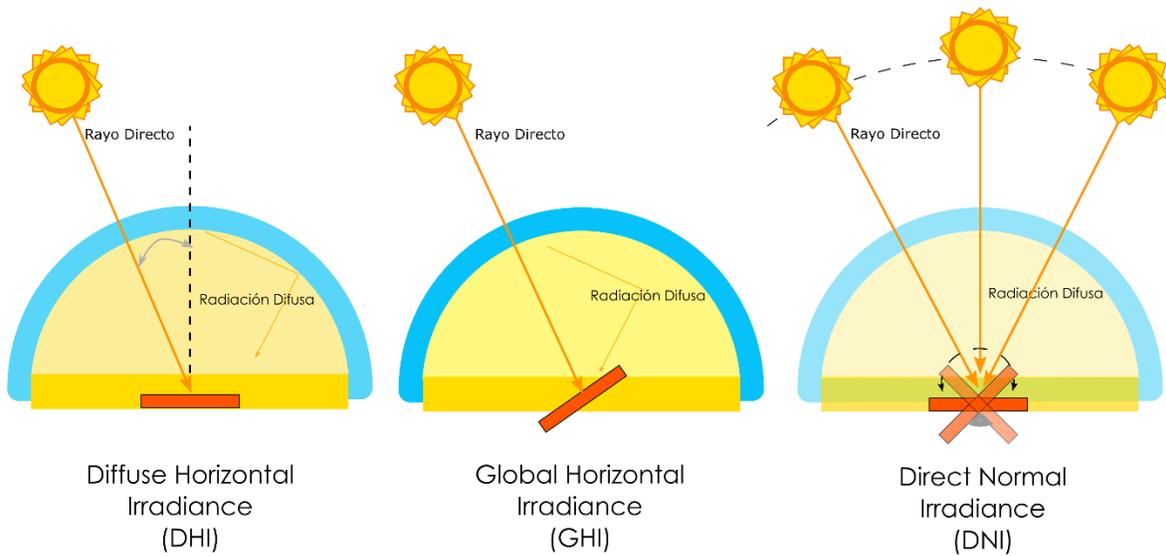


Figura 19.- Diferencias entre las irradiancias DHI, GHI, DNI. Imagen basada de (Vashistha, 2012)

Dispositivos captadores

Es indispensable seleccionar una tecnología capaz de suministrar el calor necesario para la operación de los sistemas de refrigeración por absorción. Por este motivo se hizo una revisión de la literatura, a partir de la cual podemos resumir la clasificación de las tecnologías solares como se muestra en la Figura 20.(Chidambaram et al., 2011), (Bellos & Tzivanidis, 2019) y (Menni et al., 2018).

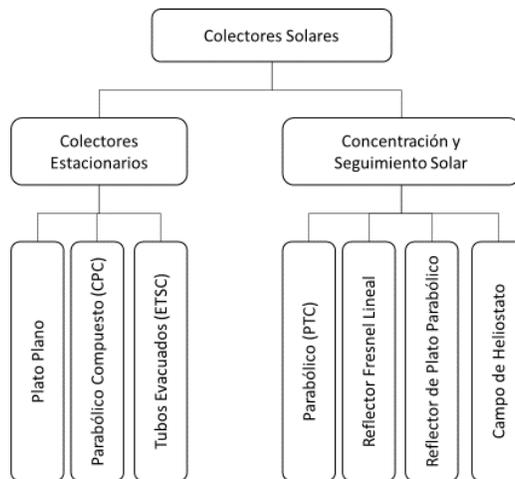


Figura 20.-Tipos de captadores solares. Traducido de (Oljian et al., 2020)

Colectores Solares de Placa Plana

Los colectores solares planos son dispositivos usados para captar la radiación solar y usarla para aplicaciones de calefacción (Pandey & Chaurasiya, 2017). Estos son los más populares y también los más primitivos. Son usados principalmente en aplicaciones de baja y media temperatura. Las investigaciones modernas en torno a este campo se han enfocado a mejorar los materiales con los que son construidos y los fluidos de trabajo que utiliza, normalmente agua o aire para aplicaciones de calentamiento de agua o secado de cultivos. Normalmente alcanzan temperaturas de entre los 30 y 80°C y en caso especiales con hasta los 100°C con aislamiento.

De acuerdo (Olfian et al., 2020), estos equipos cuentan con una eficiencia entre 0.7 a 0.75. Las investigaciones recientes en este campo se enfocan en nanofluidos para mejorar la conducción del calor en el fluido de trabajo.

Colector Parabólico Compuesto (CPC)

El CPC (*Compound Parabolic Collector, por sus siglas en inglés*), es un tipo de colector capaz de aceptar la incidencia de la radiación solar en un amplio intervalo de apertura. Tiene un intervalo de temperatura entre 60 a 240°C y un intervalo de eficiencia de entre 0.4 y 0.7 (Olfian et al., 2020)

Colectores Solares de Tubos Evacuados al Vacío (ETSC)

Los ETSC, colectores solares de tubos evacuados (ETSC, *Evacuated Tube Solar Collector, por sus siglas en inglés*) tienen sus aplicaciones principales en el calentamiento de agua o aire, son económicos, Se desempeñan mejor que los de placa plana cuando el clima es frío. Alcanzan temperaturas entre 50 a 200°C. Las investigaciones en este campo se enfocan en nanofluidos para mejorar la conducción del calor en el fluido de trabajo (Olfian et al., 2020).

Concentrador Cilindro Parabólico (PTC)

El colector solar cilíndrico parabólico (PTC, *Parabolic Trough Collector*) es un concentrador solar lineal con una amplia gama de aplicaciones. Desde aportar energía térmica a procesos industriales hasta la generación de potencia. Tienen una buena aceptación comercial y se consideran sistemas avanzados. Son de fácil acoplamiento a plantas tradicionales y para integrarlos a sistemas híbridos. El intervalo de temperaturas es de entre 400 a 500°C.

Concentrador Reflector Fresnel Lineal

Usado en aplicaciones de potencia. La ventaja de este sistema es que son capaces de generar vapor de agua (sobrecalentado) directamente, evitando así tener que instalar intercambiadores de calor. Alcanzan un intervalo de temperaturas de entre 100 a 450°C.

Concentrador de Plato Parabólico

Son sistemas que han sido ampliamente estudiados y existe una amplia variedad de diseños y su desempeño depende de los medios empleados en su construcción. Estos cuentan con sistemas de seguimiento solar en dos ejes. Sus aplicaciones a nivel comercial van desde las pequeñas cocinas solares hasta la generación de energía eléctrica mediante motores Stirling. Puede alcanzar hasta 3000°C de temperatura.

Torre Central y Campo de Heliostatos

Estos sistemas se han venido desarrollando muy rápidamente para la generación de potencia eléctrica en sitios con una elevada irradiancia solar. Pueden alcanzar temperaturas desde los 200 °C y hasta 1200 °C.

Recurso Solar y Tecnología

Con base en la revisión bibliográfica del capítulo anterior, podemos deducir que los colectores solares de placa plana y los de tubos evacuados son propicios para su aplicación en sistemas de refrigeración por absorción de los diferentes pares refrigerante – absorbente propuestos en la literatura. Para muy bajas temperaturas, que requieren temperaturas más elevadas en el evaporador, es posible pensar en el empleo de CPC o bien en concentradores de reflexión tipo fresnel lineal.

Tabla 3.- Intervalo de temperaturas de cada par, en función de la temperatura mínima alcanzable por el refrigerante, sus aplicaciones y algunas sugerencias de tecnología solar con la posibilidad de suministrar el calor necesario.

	Intervalo de Temperatura del Evaporador	Intervalo de Aplicación	Tecnología Solar Sugerida
NH3 – H2O	-70°C	Refrigeración / Congelamiento / Industrial	Reflector Fresnel Lineal / CPC
H2O – LiBr	Superior a 0°C hasta 5°C ¹¹	Acondicionamiento de Aire / Refrigeración	Plato Plano / CPC / Tubos Evacuados
R22 – DMF	-50°C	Refrigeración / Congelamiento	Reflector Fresnel Lineal Plato Plano / CPC / Tubos Evacuados
R32 – DMF	-50°C	Refrigeración / Congelamiento/ Bomba de Calor	Reflector Fresnel Lineal Plato Plano / CPC / Tubos Evacuados
R134a – DMF	-40°C	Refrigeración / Congelamiento / Acondicionamiento de Aire	Reflector Fresnel Lineal Plato Plano / CPC / Tubos Evacuados

Otras consideraciones:

- El diseño de las máquinas de absorción debe considerar la región donde se planea implementar, pues dependiendo de la región la temperatura del medio ambiente variara su desempeño y los criterios de diseño.
- Debido a lo anterior, podemos inferir que mientras mayor sea la diferencia de temperatura entre el condensador y el generador, mayor será el calor rechazado. Por lo tanto, existen dos posibilidades para que esto ocurra, la primera elevar la temperatura del generador -lo cual aumentaría el costo energético. O bien la segunda posibilidad, que la temperatura del condensador sea tan baja como sea posible.
- Dado que el condensador usa aire o agua para **rechazar el calor** del vapor proveniente del generador, habría que considerar si hay suficiente ventilación o agua en el medio circundante – como menciona (Dehghani-Sanij & Bahadori, 2021) que en Irán no son viables los SRA por la cantidad de agua de enfriamiento del condensador que requeriría.

¹¹ La configuración del SRA con este par de trabajo no puede alcanzar los 0°C debido a que esta es la temperatura de congelación del agua, lo cual causaría un mal funcionamiento del SRA debido a la cristalización del agua y por ende se impediría el flujo. Por eso la máquina tendría un rango máximo de operar a temperaturas por arriba de 0°C.

Por estos motivos la temperatura del condensador será un factor de diseño clave, dado que se desea obtener un líquido saturado, es decir en el punto donde empezará a cambiar a fase vapor para lograr este estado deberá tener una presión correspondiente. Entonces se puede decir que la sección de alta presión se fijará de acuerdo con las condiciones del fluido en cuestión y de la temperatura del condensador.

También se puede inferir que para una temperatura menor en el evaporador se requerirá mayor calor en el generador. Y mientras la demanda de calor sea mayor se requerirá mayor potencia en el captador de energía solar.

PARTE 3. JUSTIFICACIÓN

Statu quo

El desarrollo de las naciones modernas implica también un aumento en el uso y la demanda de energía, así como de los recursos naturales. En la actualidad nos enfrentamos a desafíos ambientales y por consecuencia problemas climáticos y sociales, por lo que es necesario que sigamos buscando alternativas que nos permitan aprovechar de manera sustentable nuestros recursos naturales y satisfacer la demanda energética de la población, es decir desacoplar el concepto de desarrollo y la energía.

La sociedad moderna requiere de servicios frigoríficos para diversos sectores como el doméstico, comercial e industrial. Sin embargo, este proceso tiene un alto impacto económico energético y ambiental. De acuerdo al Instituto Internacional de Refrigeración (IIR, por sus siglas en inglés) los sistemas de refrigeración por compresión de vapor consumen una quinta parte de la energía eléctrica producida en el mundo y se espera que esta cifra incremente en años venideros (Nikbakhti et al., 2020).

Como se sabe la capa de ozono se ve afectada por los gases refrigerantes clorados, cuando estos son emitidos a la atmósfera. La operación de los motores eléctricos también implica indirectamente la emisión de gases de efecto invernadero (GEI), como el dióxido de carbono producido por la quema de fósiles requerida para generar energía eléctrica. Estos son algunos de los factores que influyen fuertemente en el calentamiento global. En México, para mitigar los efectos de los gases que agotan la capa de ozono se legisló la Ley General de Cambio Climático (Congreso de la Unión, 2012) que establece políticas públicas para promover la sustitución de aquellos refrigerantes que agoten la capa de ozono.

Datos del INEGI de la Encuesta Nacional Sobre Consumo de Energéticos en Viviendas Particulares (ENCEVI) 2018 indican que el consumo de energía en el sector residencial da cuenta de una cuarta parte del consumo final total mundial de energía (como indican los últimos datos de la Agencia Internacional de Energía, IEA por sus siglas en inglés, del 2007).

Un estudio de la Agencia Internacional de Energía Renovable (IRENA, por sus siglas en inglés) del año 2015 (IRENA, 2015) nos muestra los siguientes datos acerca del consumo energético por sector en México como se muestra en las siguientes la Figura 21 y Figura 22.

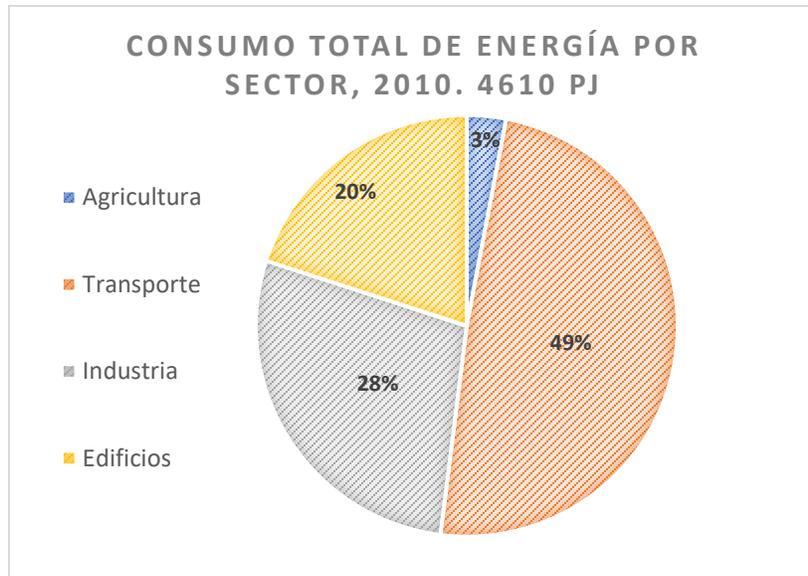


Figura 21.- Consumo total por sector en México en 2010. Fuente: (IRENA, 2015) con información de la SENER

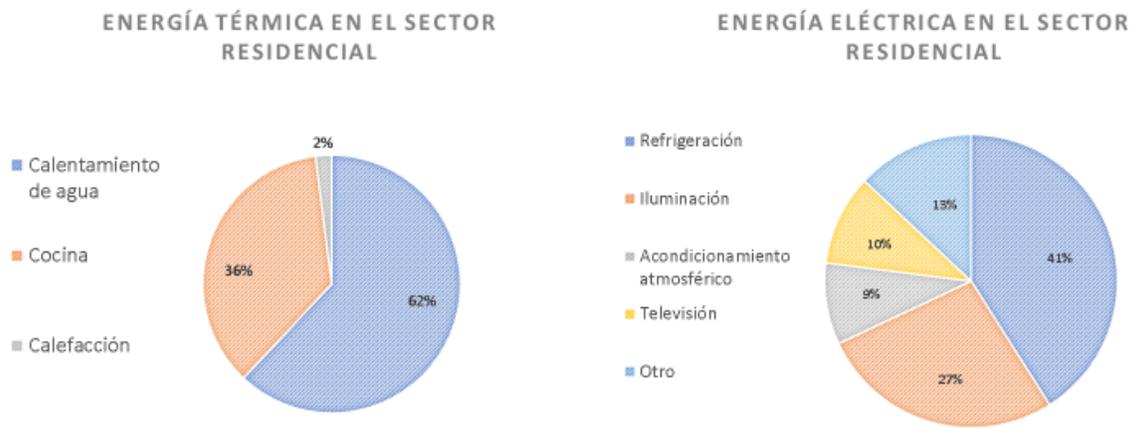


Figura 22.- Consumo de Energía térmica y eléctrica en el sector residencial. Fuente (IRENA,2015) con información de IEA y SENER

El calentamiento de agua y la refrigeración son los principales consumos energéticos y por lo tanto podría abordarse usar bombas de calor o sistemas híbridos de absorción para cubrir estas necesidades de manera más eficiente o utilizando energías renovables.

Problemática

El calentamiento global, que afecta a todas las regiones del mundo, implica un incremento en la demanda de servicios de refrigeración. De acuerdo con un estudio de la Universidad de Birmingham de 2018, se estima que existen 3.6 mil millones de aparatos de enfriamiento en uso, sin embargo, si se considerara a todas las personas que lo necesitan-, y no solo para los que pueden pagarlo- habría que existir 14 mil millones de aparatos para el 2050.

Acuerdos internacionales, como el protocolo de Montreal y el convenio de Basilea, contemplan la reducción de sustancias como los clorofluorocarbonos (CFC) e hidroclofluorocarbonos (HCFC), por lo que en los últimos 30 años ha surgido nuevos productos y tecnologías para modernizar los sistemas en de refrigeración los cuáles han tenido bastante éxito.

La mayoría de los sistemas de refrigeración consisten en la compresión de vapores como los CFC y HCFC, compuestos clorados que han revelado ser dañinos al ambiente al contribuir al agotamiento de la capa de ozono. Los sistemas convencionales además requieren de energía eléctrica que en la mayor parte de los casos es obtenida de la quema de combustibles fósiles, contribuyendo de manera importante a las emisiones de CO₂ del planeta.

Los sistemas de refrigeración por absorción son una alternativa más amigable con nuestro entorno, pues son capaces de usar calor residual de algunos procesos industriales o incluso aprovechar la energía térmica proporcionada por el sol. Uno de los principales problemas es que esos sistemas siguen teniendo un coeficiente de desempeño (COP) relativamente bajo.

A pesar de la gran cantidad de estudios sobre esta tecnología sigue encontrándose en una fase experimental y debido a su costo inicial, no resultan competitivas económicamente en comparación con tecnologías de refrigeración por medio de compresión mecánica. Aunque los sistemas por absorción puedan resultar más amigables con el medio ambiente esta tecnología puede, además, ser una propuesta para aliviar las redes eléctricas y satisfacer a su vez la demanda de frío.

Beneficios

Ante los problemas que enfrenta la sociedad para adaptarse a los nuevos retos propuestos por el cambio climático y los límites actuales del mundo de la ciencia y la tecnología, los beneficios de los sistemas de refrigeración por absorción se muestran en la Figura 23



Figura 23.- Algunos beneficios de los sistemas de refrigeración por absorción. Elaboración propia.

PARTE 4. Pregunta de Investigación y Objetivos

Pregunta de Investigación

- ¿Cuáles son los intervalos de aplicación de un sistema de refrigeración por absorción de efecto sencillo en función del fluido de trabajo y la localidad?
- ¿Cuál es la tecnología de captación más apropiada para tal caso?
- ¿Cuáles son los beneficios energéticos y ambientales que proporcionaría este tipo de sistemas?

Objetivo General

Simular un sistema de refrigeración por absorción de efecto sencillo con cinco alternativas de pares refrigerante absorbente, clasificar su intervalo de aplicación y evaluar los beneficios energéticos y ambientales, así como su potencial para usarlo con energía solar.

Objetivos Específicos

- Identificar los factores claves en el diseño de máquinas de absorción en México enfocado a ser potenciado con energía solar concentrada.
- Recopilar las características termoquímicas y termodinámicas de los principales pares refrigerante-absorbente de los sistemas de refrigeración por absorción.
- Clasificar los pares de trabajo de acuerdo con su aplicación: congelamiento, mantenimiento de fresco o climatización
- Analizar su potencial para llevar a cabo este proceso con energía solar concentrada.
- Simular su comportamiento en determinadas configuraciones en Matlab/Excel
- Determinar el valor de las variables más sensibles para la operación y diseño de esta máquina.
- Determinar la eficiencia/coeficiente de desempeño teórica del equipo.

PARTE 5. METODOLOGÍA

Simulaciones

Principalmente se utilizó Microsoft Excel 2016 y sus complementos de *Solver*, *REFPROP* y de *VBA para realizar* los cálculos necesarios de este trabajo. Un esquema general del programa se puede consultar en el Anexo A, de la Figura 69 a la Figura 71.

Dos puntos clave para realizar las simulaciones de los cinco pares son: el ciclo de la refrigeración por absorción y la energía que requiere el sistema. Los pares refrigerante-absorbente se eligen con base en la compatibilidad de sus propiedades termodinámicas y la capacidad que tengan para mezclarse. Las condiciones de temperatura para las simulaciones son las siguientes:

Tabla 4.- Combinaciones de temperaturas del evaporador y condensador en cada simulación.

Simulaciones		Temperatura de Evaporador											
		10	9	8	7	6	5	4	3	2	1	0	
°C													
Temperatura de Condensador	40	(10,40)	(9,40)	(8,40)	(7,40)	(6,40)	(5,40)	(4,40)	(3,40)	(2,40)	(1,40)	(0,40)	
	30	(10,30)	(9,30)	(8,30)	(7,30)	(6,30)	(5,30)	(4,30)	(3,30)	(2,30)	(1,30)	(0,30)	
	20	(10,20)	(9,20)	(8,20)	(7,20)	(6,20)	(5,20)	(4,20)	(3,20)	(2,20)	(1,20)	(0,20)	

El código implementado toma cada combinación con la temperatura del generador en un intervalo de 25°C a 100°C. Se escogió este rango puesto que sería un rango de temperaturas realista para un colector solar. Pero cabe notar que la simulación arrojará información que podemos despreciar en el rango de temperaturas en que la temperatura de generador sea inferior a la del condensador, pues, aunque numéricamente es posible realizar el cálculo, las leyes de la naturaleza impide que el calor de una fuente de temperatura más baja sea rechazado por una fuente de temperatura más alta espontáneamente (en este caso el condensador). Por lo tanto, aquellas simulaciones, donde la temperatura del generador es menor que la del condensador se descartó en la presentación de resultados. Entonces, para homogenizar, se tomó las simulaciones donde la temperatura del generador es mayor que la del condensador, es decir, de 45°C hasta 100°C

Se asume una temperatura del absorbedor de 30°C. Y todas estas combinaciones se repiten por cada uno de los 5 pares propuestos, por lo tanto, resultando en un total de **165 simulaciones**. En el Anexo A, se puede consultar los diagramas de flujo principales para entender la estructura básica de cómo se realizaron las simulaciones.

En la siguiente sección se presentará los detalles de los modelos matemáticos para realizar las simulaciones.

Estados de referencia

Para mejorar la precisión de los modelos es necesario revisar los estados de referencia y modificarlos de ser necesario. En la *Tabla 5* podemos observar cuales son los estados de referencia por defecto del complemento de Excel que enlaza la base de datos de REFPROP.

Tabla 5.- Estados de referencia de default del complemento de REFPROP para Microsoft Excel. De la carpeta ".../REFPROP/FLUIDS". Las filas en rojo, indica que no se encuentra en la base de datos.

Componente en la Base de REFPROP	T		P		H		S		Código ¹²	Calidad / Quality	
Bromuro de Litio	NA ¹³	-	NA	-	NA	-	NA	-	-	-	-
Agua	300	K	1	kPa	45957.19	J/mol	164.00	J/mol K	OTH	NA	-
Amoniaco	300	K	1	kPa	28989.80	J/mol	159.53	J/mol K	OTH	NA	-
R22	0	°C	NA	-	200	kJ/kg	1	kJ/(kg K)	IIR	Sat. Liquid	0
R32	0	°C	NA	-	200	kJ/kg	1	kJ/(kg K)	IIR	Sat. Liquid	0
R134a	0	°C	NA	-	200	kJ/kg	1	kJ/(kg K)	IIR	Sat. Liquid	0
DMF	NA	-	NA	-	NA	-	NA	-	-	-	-

¹² Este es un Código que indica cual es el tipo de estado de referencia en la base de datos de REFPROP; puede ser modificado en los archivos de *Add-in* para que Excel detecte que tipo o cuáles serán los estados de referencia. Sin embargo, no es muy estable hacer estas modificaciones.

¹³ No Aplica

Ciclo Termodinámico

Un punto de importante de este trabajo es el modelado del comportamiento de las mezclas en el estado líquido-vapor. Para obtener los diagramas de equilibrio se recurrió a modelos matemáticos como *Non Random Two Liquids* (NRTL), la ley de Antoine, la ley de Raoult entre otros. Para realizar la simulación del sistema de refrigeración por absorción se consideró lo siguiente:

- 1) Se asume en equilibrio termodinámico
- 2) Se considera en estado estacionario
- 3) Idealmente, para que a la entrada del condensador entre refrigerante puro se considera que el generador incluye una etapa de rectificación¹⁴. De esta manera se puede considerar el caso ideal que el generador - como muestra el diagrama de la Figura 24 - no evapora una fracción de absorbente que entre al condensador.
- 4) El fluido refrigerante se asume en estado de líquido saturado a la salida del condensador y como vapor saturado a la salida del evaporador.
- 5) Se consideran despreciables las pérdidas de presión y calor.
- 6) El flujo por las válvulas de expansión es isoentálpico

El diagrama de la Figura 24 muestra los componentes principales del SRA de efecto sencillo con sus respectivos estados termodinámicos.

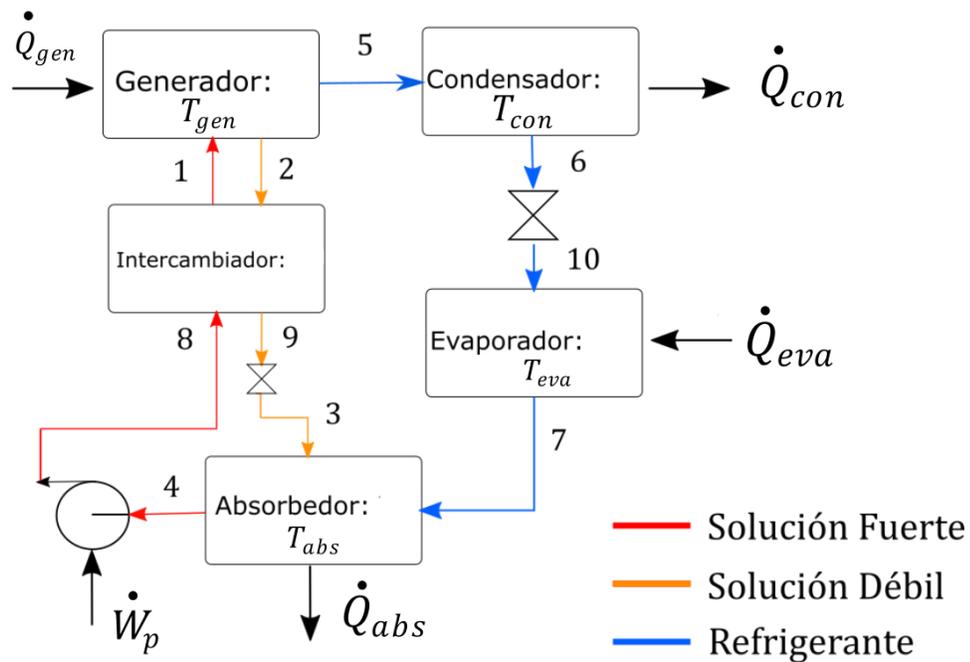


Figura 24.- Diagrama esquemático del SRA con estados termodinámicos

¹⁴ Esto es especialmente necesario para sistemas de Amoniaco – Agua.

Los flujos máscicos del sistema pueden resumirse de la siguiente manera:

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{ss} &= \dot{m}_1 = \dot{m}_4 = \dot{m}_8 \\
 \dot{m}_{ws} &= \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_9 \\
 \dot{m}_{ref} &= \dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_{10}
 \end{aligned}
 \tag{1.1}$$

Tabla 6.- Tabla de estados de SRA de efecto sencillo.

Estado	Descripción	Consideraciones
1	La solución fuerte entra al generador	Esto es la sección de alta presión.
2	La solución débil sale del generador y entra al intercambiador de calor.	La temperatura de esta equivale a la temperatura del estado 5, es decir, la misma temperatura del refrigerante que sale del generador.
3	La solución débil sale de la válvula de expansión y entra al absorbedor	El proceso de la válvula de expansión es isoentálpico y no hay calor ni trabajo intercambiado.
4	La solución fuerte del absorbedor entra a la bomba, es decir, aún en la sección de baja presión.	La bomba es adiabática
5	El vapor de refrigerante proveniente del generador entra al condensador	Se asume puro. Pues este sería el caso ideal.
6	El líquido de refrigerante a la salida del condensador entra a la válvula de expansión y luego al evaporador.	Se asume en punto de burbuja (líquido saturado)
7	El vapor de gas refrigerante sale del evaporador y entra al absorbedor con la solución débil	Es la etapa fría a la cual fijamos la temperatura de refrigeración. Para los casos estudiados hasta ahora 10°C. Procesos isoentálpico
8	La solución fuerte sale de la bomba (tras el estado 4) y entra al intercambiador de calor.	
9	La solución débil (entre el estado 2 y 3) intercambia calor con la solución fuerte que se encuentra a punto de entrar al generador.	Idealmente puede ser solamente absorbedor

10	El refrigerante sale de la válvula de expansión para entrar al evaporador.	Expansión isoentálpica
----	--	------------------------

Balance de Materia y Energía

A continuación, se mostrará una breve descripción matemática sobre los balances de materia y energía de los componentes del sistema (consulte la sección de Nomenclatura para la descripción de cada símbolo):

El sistema en cuestión es un sistema cerrado, en estado estacionario, por lo que no ocurre intercambio de materia, pero si ocurre intercambio de energía. Por lo tanto, en cada fase del sistema toda la materia que entre es igual a toda la materia que sale, en términos matemáticos:

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \quad (1.2)$$

Un balance general de energía de todos los componentes puede ser expresado de la siguiente manera

$$W_p + Q_{gen} + Q_{eva} = Q_{con} + Q_{abs} \quad (1.3)$$

Nos referimos principalmente en este trabajo como flujo de calor (o energía) con respecto al tiempo

$$\dot{W}_p + \dot{Q}_{gen} + \dot{Q}_{eva} = \dot{Q}_{con} + \dot{Q}_{abs} \quad (1.4)$$

Generador

En la figura 17 se muestra el esquema del generador, en concordancia con la Figura 4 y la numeración de los estados termodinámicos de la

Tabla 6:

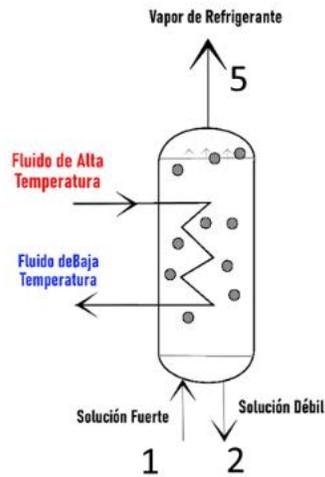


Figura 17. Balance en el generador

El balance de materia es:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_5 + \dot{m}_2 \quad (2.1)$$

Que también puede ser descrita en función de la concentración de la solución, de la manera siguiente:

$$\sum (\dot{m}x)_{in} = \sum (\dot{m}x)_{out}$$

$$x_F \dot{m}_1 = y_D \dot{m}_5 + x_B \dot{m}_2 \quad (2.2)$$

El balance de energía en el generador, expresado como flujo de calor, está dado por:

$$\sum (\dot{m}h)_{in} + \sum \dot{Q}_{gen} = \sum (\dot{m}h)_{out} \quad (2.3)$$

Expresado como energía calorífica por unidad de tiempo

$$(\dot{m}_1 h_1) + \dot{Q}_{gen} = (\dot{m}_5 h_5) + (\dot{m}_2 h_2) \quad (2.4)$$

Calor del Generador

Esta última ecuación se despeja para obtener el calor del generador, que a su vez será el calor que debería proporcionar nuestro colector/concentrador solar.

$$\dot{Q}_{gen} = (\dot{m}_5 h_5) + (\dot{m}_2 h_2) - (\dot{m}_1 h_1) \tag{2.5}$$

Expresando esto como un flujo de calor:

$$\dot{Q}_{gen} = (\dot{m}_5 h_5) + (\dot{m}_2 h_2) - (\dot{m}_1 h_1) \tag{2.6}$$

Energía mínima suministrada por el Colector Solar

Si se ha determinado el flujo de calor necesario en el generador, se puede obtener la energía térmica disponible necesaria en el colector/concentrador solar. Para ello se debe considerar las pérdidas de calor debido a la eficiencia de intercambio de calor entre el flujo de calor del colector solar y el generador, las pérdidas de calor del mismo colector hacia el entorno y las pérdidas en la tubería que lleva el fluido caliente al generador. Por lo que un sobredimensionamiento del sistema solar puede servir para ahorrar tiempo y cumplir con el requisito térmico. Esta sección se apoya de la herramienta de dimensionamiento por (Duffie et al., 1985; Venegas-Reyes et al., 2014)

Para este caso, se ha supuesto un sistema solar cuyo fluido de trabajo sea agua como líquido saturado a una presión de entre 2 y 3 bares, por lo que las temperaturas de saturación estarían entre 120°C y 133°C, respectivamente.

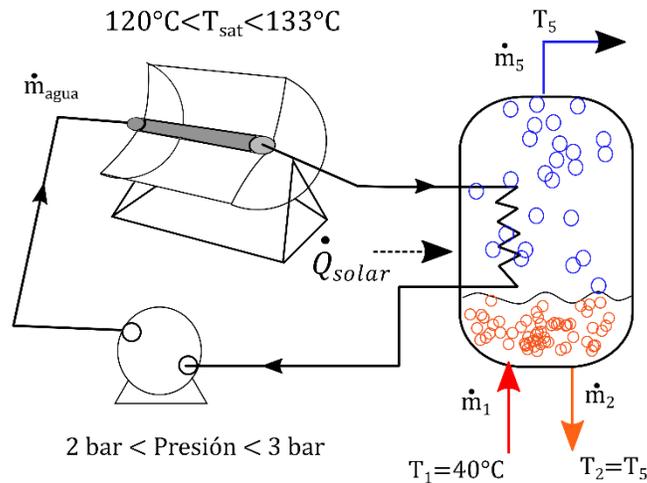


Figura 25.- Dibujo esquemático del circuito del colector solar intercambiando calor con el generador.

De manera que el flujo calor suministrado por el colector o concentrador solar será el calor aprovechado por el generador, este flujo calor a su vez será proporcional al flujo de agua que circule por el circuito hidráulico y al calor requerido para elevar la temperatura a las condiciones deseadas. Se puede describir matemáticamente en la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{\text{útil}} = q_{\text{real}} \dot{m}_{\text{agua}} = \dot{Q}_{\text{gen}} \tag{2.7}$$

Donde \dot{Q}_{util} , representa el flujo calorífico útil del colector solar, \dot{m}_{agua} es el flujo másico que circula por el colector.

Para determinar el calor específico requerido para calentar el agua desde nuestra temperatura ambiente, a 25°C, hasta una temperatura objetivo a la salida del colector/concentrador, podemos aplicar la fórmula de calor sensible, como se muestra en la siguiente ecuación

$$q_{solar} = Cp\Delta T = Cp(T_{obj} - T_{amb}) \quad (2.8)$$

Donde q_{solar} es el calor específico que se debería ser suministrado por el colector solar, Cp calor específico del fluido de trabajo, en este caso agua, T_{obj} la temperatura que se desea obtener, T_{amb} la temperatura del medio ambiente.

De aquí, podemos suponer que este calor no será suficiente si consideramos las pérdidas en el intercambiador de calor entre el circuito del sistema solar y del generador. El calor específico ajustado al factor de eficiencia del intercambiador de calor se describe en la siguiente ecuación:

$$q_{real} = \frac{q_{solar}}{\eta_{hx,gen}} \quad (2.9)$$

Donde q_{real} , calor específico con factor de corrección por pérdidas en el intercambiador, $\eta_{hx,gen}$ eficiencia del intercambiador de calor entre el colector solar y el generador. De tal manera, que para obtener el flujo calorífico requerido debemos establecer un valor del flujo másico del fluido de trabajo en el sistema solar, en este caso agua. Para realizar este modelo hipotético se tomó como referencia para este dato 2273 kg/h como lo hacen en su simulación (Venegas-reyes et al., 2014) y una eficiencia de intercambio $\eta_{hx,gen}$, de 0.8.

Absorbedor

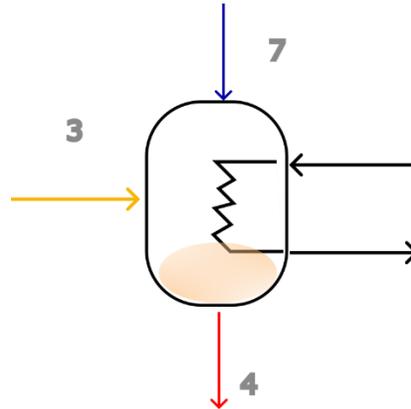


Figura 26.- Esquema del absorbedor con números de estados termodinámicos.

Observe la Figura 26 en concordancia con la **Figura 5**, el balance de materia en el absorbedor es igual al de la ecuación (2.1) mientras que el balance de energía en el absorbedor resulta como:

$$\sum (\dot{m}h)_{in} = \sum (\dot{m}h)_{out} + \sum \dot{Q}_a \tag{3.1}$$

\dot{Q}_a representa el calor rechazado por el refrigerante y la solución débil cuando se juntan en el absorbedor.

Ya que el absorbedor tiene dos flujos de entrada distintas y una salida, se toma la siguiente ecuación para calcular el calor rechazado en este dispositivo:

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_r [h_3 (f - 1) + h_7 - h_4 f] \tag{3.2}$$

Donde además el término f , es un número adimensional que representa un factor de relación entre el flujo másico de refrigerante de entrada y un flujo másico de salida de la solución débil como precisa (Yokozeki, 2005), se define de la siguiente manera:

$$f = \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_7} \tag{3.3}$$

O, dicho de otra manera, la relación del **flujo de la solución fuerte entre el flujo de la solución de refrigerante**.

Condensador

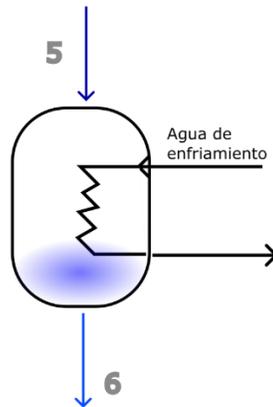


Figura 27.- Esquema del condensador con números de estados termodinámicos

Observe la Figura 27 que concuerda con la Figura 6, muestra el balance de masa del condensador se describe solo en función del flujo de refrigerante, y todo lo que entra es lo que sale y el balance de energía esta dado por:

$$\sum (\dot{m}h)_{in} = \sum (\dot{m}h)_{out} + \sum \dot{Q}_c \quad (4.1)$$

Donde \dot{Q}_c es el flujo de calor rechazado por el condensador.

Calor del Condensador

Basándonos en el ciclo descrito en la Figura 24, para obtener el calor que rechaza el condensador se implementa la siguiente ecuación:

$$\dot{q}_c = \dot{m}_5 (h_5 - h_6) \quad (4.2)$$

Válvula de Expansión

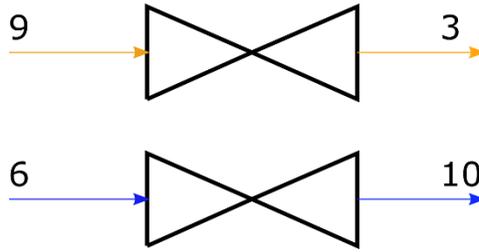


Figura 28.- Esquema de válvulas de expansión con números de estados termodinámicos

La Figura 28 muestra los estados termodinámicos de ambas válvulas de expansión del sistema y concuerda con la Figura 7. La válvula de expansión es un dispositivo que se puede considerar que tiene un proceso isoentálpico. El balance de materia en la válvula de expansión es igual al flujo de refrigerante. El balance de energía se puede expresar de la siguiente manera:

$$(\dot{m}h)_{in} = (\dot{m}h)_{out} \tag{5.1}$$

Recordando que la principal función de este componente es la de permitir que el refrigerante se expanda y por ende disminuya la presión.

Evaporador

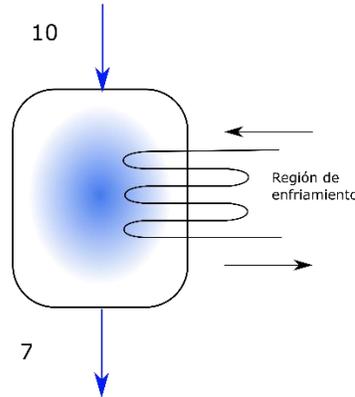


Figura 29.- Esquema de evaporador con número de estados termodinámicos. Elaboración propia

El balance de materia en el evaporador es igual a la entrada que a la salida -pues es tan solo flujo del refrigerante. Esta es la etapa donde se realiza el efecto frigorífico, es decir es la capacidad del absorber calor. Este balance de energía está dado por:

$$\sum (\dot{m}h)_{in} + \sum \dot{Q}_e = \sum (\dot{m}h)_{out} \tag{5.2}$$

Donde \dot{Q}_e representa el flujo de calor ganado por el refrigerante a través del evaporador.

Calor del Evaporador y Flujo de Refrigerante

Ya que el sistema esta dimensionado para proporcionar 1 Tonelada de Refrigeración, es decir 3.5169 kJ/s (kW), este será el calor de evaporación.

El calor latente de vaporización, L , es la diferencia entre la entalpía del estado 7 y el estado 6, es decir la diferencia entre el estado del vapor saturado y el estado de la mezcla líquido vapor o, en su caso, líquido saturado a la temperatura y presión a la salida de la válvula de expansión.

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_r L = \dot{m}_{10} L \tag{6.1}$$

$$L = \Delta h_{7-6} = h_7 - h_6 \tag{6.2}$$

Por lo tanto, podemos determinar el flujo de refrigerante requerido para la tonelada de refrigeración deseada así

$$\dot{m}_r = \dot{m}_{10} = \frac{3.5169 \left[\frac{kJ}{s} \right]}{h_7 - h_6 \left[\frac{kJ}{kg} \right]} \tag{6.3}$$

Bomba

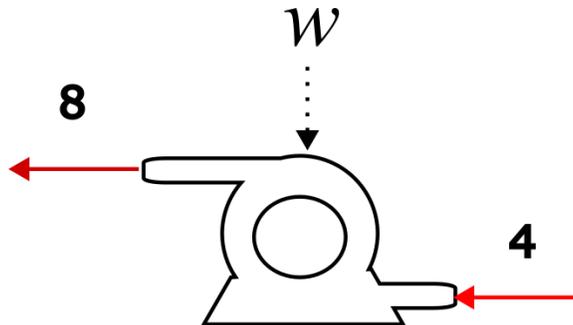


Figura 30.- Esquema de la bomba con números de estados termodinámicos

La Figura 30 que concuerda con la Figura 9 el balance de materia en la bomba puede ser descrito como el flujo de la solución fuerte:

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out}$$

Este flujo másico corresponde a l de la solución fuerte del sistema

$$\dot{m}_{ss} = \dot{m}_1 = \dot{m}_4 = \dot{m}_8 \tag{7.1}$$

El trabajo específico consumida por la bomba se calcula de la siguiente manera:

$$w_p = \frac{v(P_8 - P_4)}{\eta_p} \quad (7.2)$$

Donde w_p , v , P_8 , P_4 y η_p corresponden al trabajo específico, el volumen específico, las presiones de salida (8) y de entrada (4) y la eficiencia de la bomba, respectivamente.

Por lo tanto el flujo de energía (o trabajo por unidad de tiempo) de la bomba se define como el producto de las ecuaciones (7.1) y (7.2):

$$\dot{W}_p = \dot{m}_4 w_p \quad (7.3)$$

Por lo tanto, el balance de energía de la bomba se describe:

$$\sum (\dot{m}h)_{in} + \sum \dot{W}_p = \sum (\dot{m}h)_{out} \quad (7.4)$$

Donde h representa la entalpía específica del estado.

Trabajo de la Bomba

Determinar el trabajo mínimo de la bomba puede hacerse a través de un balance energético de la energía descritos en esta sección y en la ecuación despejamos para obtener la siguiente ecuación:

$$w_p = (q_{con} + q_{abs}) - (q_{gen} + q_{eva}) \quad (7.5)$$

Los términos del primer paréntesis corresponden a la energía que rechaza el sistema mientras que los términos del segundo paréntesis a la energía que absorbe el sistema. Podemos describir este balance de energía también como un balance de flujo de energía como se describe a continuación.

$$\dot{W}_p = (\dot{Q}_{con} + \dot{Q}_{abs}) - (\dot{Q}_{gen} + \dot{Q}_{eva}) \quad (7.6)$$

Intercambiador de Calor

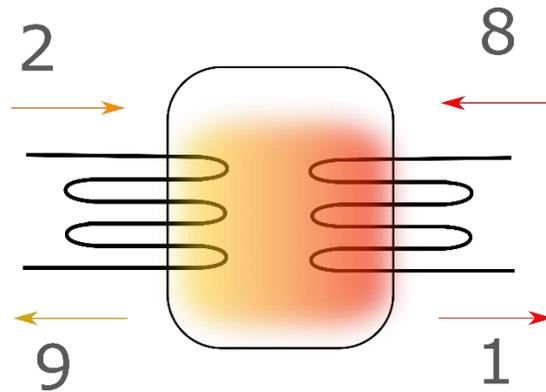


Figura 31.- Esquema de intercambiador de calor de solución con números de estados termodinámicos. Elaboración propia

Como lo indica su nombre, este dispositivo se encarga de intercambiar calor entre dos flujos que no se mezclan como se puede apreciar en la Figura 31 y que concuerda con la Figura 10. El medio por el que circulan entra en contacto con una superficie paralela donde circula el otro fluido. Comúnmente son de tubos concéntricos o de placas planas que entran en contacto entre sí. Su diseño es variado.

Energéticamente hablando no realizan ningún trabajo y los cambios de energía cinética y potencial son insignificantes. El calor que se transfiere se describe matemáticamente de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{hx} = (h_2 - h_3)(\dot{m}_1 - \dot{m}_5) = (h_1 - h_4)m_1 \tag{8.1}$$

O bien, escrito con los flujos másicos de la solución fuerte y del refrigerante:

$$\dot{Q}_{hx} = (h_2 - h_3)(\dot{m}_{ss} - \dot{m}_{ref}) = (h_1 - h_4)m_{ss} \tag{8.2}$$

Para simplificar el análisis, se considera que el intercambiador de calor estaría diseñado para que la diferencia entre los fluidos sea de 10°C.

Operaciones Unitarias

Obtención de los flujos de refrigerante, solución fuerte y solución débil

Destilación Flash

Para modelar la etapa de destilación se consultó el libro de “Operaciones Unitaria”(McCabe et al., 1991, pp. 550–566). Sea x_F la concentración de la alimentación del componente más volátil en una mezcla binaria expresada en fracción molar, f la fracción de moles de la alimentación que se vaporiza y retira continuamente como vapor, y_D la fracción molar del vapor del producto de cabeza, x_B la fracción molar del líquido del producto de cola. F , V , L son los flujos volumétricos de la alimentación, el producto de cabeza y producto de cola, respectivamente.

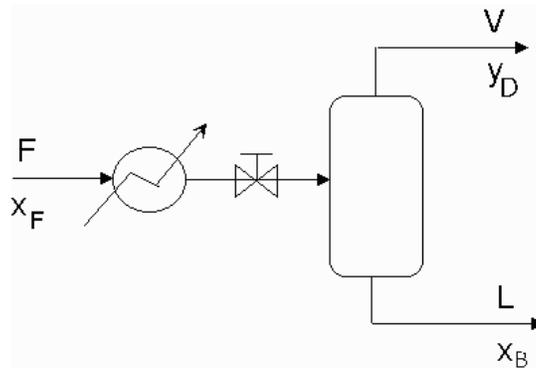


Figura 32.- Diagrama esquemático de destilación flash

Este modelo considera que no hay pérdida de calor con el ambiente (es adiabático), se considera el comportamiento del vapor como gas ideal y la mezcla es perfecta. Observando la Figura 32 podemos deducir el siguiente balance de materia:

$$F = V + L$$

Típicamente este tipo de destilación no obtendrá un producto de cabeza (vapor) puro por lo que, para los fines de este trabajo, que considera la obtención de un producto puro sería más apropiado decir que se requeriría una destilación continua con reflujo

Flujo mínimo de la solución fuerte

Como se mencionó anteriormente, el flujo de refrigerante es función directa del calor de evaporización y el calor latente de vaporización. Para calcular el flujo de solución de fuerte de entrada, se cuenta con el flujo de refrigerante y al asumir que se encuentra en estado puro, sabemos que tiene una fracción molar de 1; además de nuestras condiciones iniciales sabemos que la concentración de la solución fuerte es de 0.5 y la concentración de la solución débil de 0.1.

Para simplificar este análisis se desprecian los fenómenos internos de transferencia de masa dentro de la torre de destilación o tanque flash, por lo que solo se enfocará en los flujos de entrada y salida de la etapa separación en el generador. Entonces la Figura 33 bien podría simplificarse como la forma de la Figura 32, a sabiendas que la finalidad es obtener un producto de cabeza puro de refrigerante.

Insertamos estos datos de las condiciones iniciales de la simulación mostrados en la Tabla 8 en la ecuación (9.2) y ya conocemos la variable D

$$F(0.5) = D(1) + B(0.1)$$

Además, podemos deducir de la ecuación (9.1) el flujo de **solución débil**.

$$B = F - D$$

Si la destilación de la solución fuerte es completa el 50% de la solución fuerte se convertirá en refrigerante, lo que significa que se requeriría por que el flujo de solución fuerte sea por lo menos el doble que el flujo de refrigerante.

Para hacer más versátil este modelo y pueda resolver n-fracciones molares se utilizó la herramienta *Solver*¹⁵ de *Excel*, cuyo objetivo es hallar una solución donde se varía F hasta que cumpla el requisito de flujo de refrigerante requerido y que el balance de materia se cumpla.

¹⁵ Una herramienta iterativa que ajusta los valores de una celda hasta que se cumpla una condición definida por el usuario

Simulación y Diagrama de Flujo

Condiciones Iniciales

La Tabla 7 presenta algunos valores de las propiedades físicas de las sustancias estudiadas en este trabajo, con la finalidad de guiar las condiciones con las que se tendría que realizar las simulaciones (bajo condiciones normales).

Tabla 7.- Valores de propiedades físicas relevantes para este estudio.

Componente	Fórmula	Masa Molecular [g/mol]	Calor Específico Isobárico [kJ/kg K]	Temperatura de Ebullición [°C]	Temperatura Crítica [°C]	Presión Crítica [bar]
Bromuro de Litio	LiBr	86.85	NA	1265	NA	NA
Agua	H2O	18.01528	4.1813	100	373.946	220.64
Amoniaco	NH3	17.031	2.1750	-33.33	132.41	113.57
R22	CHClF2	86.48	0.6620	-40.8	96.145	49.9
R32	CH2F2	52.012	0.8476	-51.65	78.4	53.8
R134a	CH2FCF3	102.03	0.8512	-26.08	101.08	406.03
DMF	C3H7NO	73.09	1.9982	153	374	44.2

Para establecer la rutina de la simulación fue necesario establecer las siguientes condiciones.

Tabla 8.- Condiciones iniciales de las simulaciones para los intervalos de temperatura y presión de los principales componentes del SRA

Temperatura del Generador	Temperatura del Condensador	Temperatura del Evaporador	Temperatura del Absorbedor	Temperatura Ambiental
45°C a 100 °C, en intervalos de 5°C	40°C, 30°C, 20°C	0°C a 10 °C, en intervalos de 1°C ¹⁶	30°C	25°C
Presión del Generador	Presión del Condensador	Presión del Evaporador	Presión del Absorbedor	Presión Atmosférica
Igual a la presión del condensador.	En función de la presión de líquido saturado del refrigerante en cuestión y la temperatura del condensador	En función de la presión de saturación de vapor del refrigerante en cuestión y la temperatura del evaporador	Igual a la presión del evaporador.	1 atm

¹⁶ Cabe notar, que para las simulaciones donde el agua sirve como sustancia refrigerante, no se utilizó la temperatura de 0°C sino que se simuló para que tendiera a esa temperatura por lo que numéricamente hablando se usó 0.1 °C en vez de 0°C.

Concentración de solución fuerte (fracción molar):	0.5 ¹⁷	Concentración de solución débil (fracción molar):	0.1	Objetivo de Refrigeración: 1 TR
---	-------------------	--	-----	--

Para determinar las entalpías de cada estado termodinámico fue necesario establecer el comportamiento de las temperaturas en los diversos estados del ciclo, habiendo establecido esto se recurrió a herramientas como REFPROP y a diversos modelos (que se describirán en las siguientes secciones) para determinar la entalpía para cada mezcla y así posteriormente hacer el análisis energético del ciclo.

Tabla 9.-Condiciones iniciales para la simulación. Se considera estado estable

Estado	Temperatura [°C]	Descripción
1	$T_{st\ 1} = T_a + 10^\circ C = 40^\circ C$	La solución fuerte tras el intercambiador de calor entra al generador. En función del intercambiador de calor.
2	$T_{st\ 2} = T_g(x)$	Del generador sale un flujo de solución débil que entra al intercambiador de calor.
3	$T_{st\ 3} = T_{st\ 9}$	El flujo de solución débil que salió del intercambiador de calor pasa por una válvula de expansión para disminuir su presión e igualarse a la presión del absorbedor.
4	$T_a = 30^\circ C$	Tras la mezcla del refrigerante y la solución débil en el absorbedor sale un flujo de solución fuerte , a punto de entrar a la bomba de solución.
5	$T_{st\ 5} = T_g(x)$ $45^\circ C \leq x \leq 100^\circ C$	Este estado corresponde al flujo de refrigerante (asumiendo que ocurre una rectificación completa) tras el generador a punto de entrar al condensador.
6	$T_{st\ 6} = T_{con}$ $40^\circ C, 30^\circ C, 20^\circ C$	El refrigerante como liquido saturado sale del condensador a punto de entrar a la segunda válvula de expansión. Con esta temperatura se determina la sección de alta presión.
7	$T_{st\ 7} = T_{eva}$ $0^\circ C \leq T_{eva} \leq 10^\circ C$	El vapor de refrigerante sobrecalentado tras el evaporador se halla a punto de entrar al absorbedor.
8	$T_{st\ 8} = T_a$	El flujo de solución fuerte tras el absorbedor pasa por la bomba de solución y se encuentra antes del intercambiador de calor.
9	$T_{st\ 9} = T_g - 10^\circ C$	EL flujo de solución débil tras el intercambiador de calor y antes de entrar a la válvula de expansión.

¹⁷ Ver Anexo B 5 para las equivalencias en porcentaje peso

10	$T_{st\ 10} = T_{st\ 7}$	Flujo de refrigerante . Estado tras la segunda válvula de expansión (del estado 6). Isoentálpico. Esta también es la temperatura de refrigeración en cuestión.
-----------	--------------------------	---

Modelo NRTL

Este modelo, aunque no es indispensable para el análisis energético del ciclo de refrigeración, nos puede proporcionar información sobre la mezcla, principalmente para relacionar la fase líquido y vapor, su concentración en función de la temperatura y presión a la cual determinada mezcla se encuentra en equilibrio.

Para simular el equilibrio líquido-vapor de los distintos se recurrió a este modelo para mezclas binarias y con esta información construir los diagramas T - xy (en aquellas combinaciones donde la información para calcularlo esté disponible) de equilibrio entre el componente A y el componente B, refrigerante y absorbente, respectivamente.

Este modelo se deriva de otros modelos como el de Margulle, Van Laar y Wilson. Proviene del concepto de la energía de Gibbs de exceso y principalmente relaciona los coeficientes de actividad, la temperatura, las fracciones molares y algunos parámetros propios del modelo que se ajustan entre la misma interacción de los componentes. Para una mezcla de dos componentes el modelo consiste en las ecuaciones mostradas en la Tabla 10 como se muestra en la siguiente hoja.

Tabla 10.- Agrupación de ecuaciones para el modelo NRTL.

No.	Componente	Ecuación	Observaciones
Equation Section (Next) (10.1)	Coeficiente de Actividad	$\ln \gamma_1 = x_2^2 \left[\tau_{21} \left(\frac{G_{21}}{x_1 + x_2 G_{21}} \right)^2 + \frac{\tau_{21} G_{12}}{(x_2 + x_1 G_{12})^2} \right]$	Más detalles en: (Gebreyohannes et al., 2014)
(10.2)		$\ln \gamma_2 = x_1^2 \left[\tau_{12} \left(\frac{G_{12}}{x_2 + x_1 G_{12}} \right)^2 + \frac{\tau_{12} G_{21}}{(x_1 + x_2 G_{21})^2} \right]$	(Tochigi et al., 2009)
(10.3)	Energía de interacción	$G_{ij} = \exp(-\alpha_{ij} \tau_{ij})$	
(10.4)		$G_{ji} = \exp(-\alpha_{ij} \tau_{ji})$	
(10.5)	Parámetros ajustables del modelo	$\alpha_{ij} = c_{ij} + d_{ij} (T - 273.15)$	Constantes numéricas extraídas de la base de datos de ASPEN
(10.6)		$\tau_{ij} = a_{ij} + \frac{b_{ij}}{T} + e_{ij} \ln(T) + f_{ij} T$	
(10.7)	Ecuación de Antoine	$\log P^\circ = A - \frac{B}{T + C}$	Dependiendo del par, se usó la base de datos de NIST o Yaw's.
(10.8)		$y_i P = x_i P_i^{sat}(T)$	
(10.9)	Ley de Raoult	$P_A^\circ \gamma_A y_A = x_A P$	(Ness, 1997)
(10.10)		$y_A = \frac{x_A \gamma_A P_A^\circ}{P}$	Fracción molar del vapor

El término α_{ij} , es un parámetro de no aleatoriedad y suele tener un valor entre 0.2 y 0.47. Puede expresarse en función de la temperatura (en grados Kelvin) y los términos c_{ij} y d_{ij} se obtienen de la base de datos de ASPEN. Al igual que el término τ_{ij} de la ecuación (10.6) es función de los siguientes término a_{ij} , b_{ij} , e_{ij} y f_{ij} proporcionados por la base de datos de ASPEN. Estos valores se basan en datos experimentales, hallados en la base de datos del *software* Aspen. [Ver Anexo B 1]

Sin embargo, este modelo por sí solo no es suficiente, y una de las herramientas de programación que se utiliza para este propósito es el complemento de *Solver*.

Solver

Solver es un programa de complemento de Microsoft Excel que puede usar para llevar a cabo análisis y encontrar un valor óptimo (mínimo o máximo) para una determinada celda, i.e. la celda objetivo, la cual está sujeta a restricciones o limitaciones en los valores de otras celdas de fórmula de una hoja de cálculo. *Solver* ajusta los valores de las celdas de variables de decisión para que cumplan con los límites de las celdas de restricción y den el resultado deseado en la celda objetivo. (“Definir y resolver un problema con Solver - Soporte técnico de Microsoft”)

Esta herramienta se utiliza en varias etapas de la simulación, en el caso del modelo NRTL, se utiliza para hallar la temperatura donde se cumpla las condiciones de equilibrio líquido-vapor.

Ecuación de Antoine

La ecuación de Antoine nos ayuda a calcular la presión de vapor de un componente puro en función de su temperatura y unos coeficientes numéricos basado en observaciones experimentales. Estos coeficientes de Antoine son tomados de dos bases de datos, la de Yaw’s Handbook y de National Institute of Standards and Technology (NIST).

Las diferencias entre una base de datos y otra son las unidades a las que se ajustan los coeficientes.

En la base de datos de Yaw’s la presión está dada en milímetros de mercurio (mmHg) y la temperatura en grados Celsius. Mientras que en la base de datos de NIST la presión está dada en bares y la temperatura en grados Kelvin. En el Anexo B 2 se puede identificar estos coeficientes.

Ley de Raoult

La ecuación (10.8) es la forma general de la ley de Raoult¹⁸ modificada, con esto se termina de relacionar el coeficiente de actividad y la presión de saturación obtenida con la ecuación de Antoine, y debido a que ya contamos la presión del sistema podemos obtener la cantidad de vapor en equilibrio a la temperatura de equilibrio obtenida por medio de las iteraciones del *Solver*. Una explicación más detallada se halla en la siguiente referencia (Smith et al., 1997, pp. 504–512).

Con este conjunto de ecuaciones podemos hacer los cálculos para determinar el equilibrio líquido vapor para estos pares, siguiendo el siguiente algoritmo general mostrado en el diagrama de flujo mostrado a continuación:

18 Raoult’s Law and Ideal Solutions. (2021, June 13). Oklahoma School of Science Mathematics. <https://chem.libretexts.org/@go/page/151761>

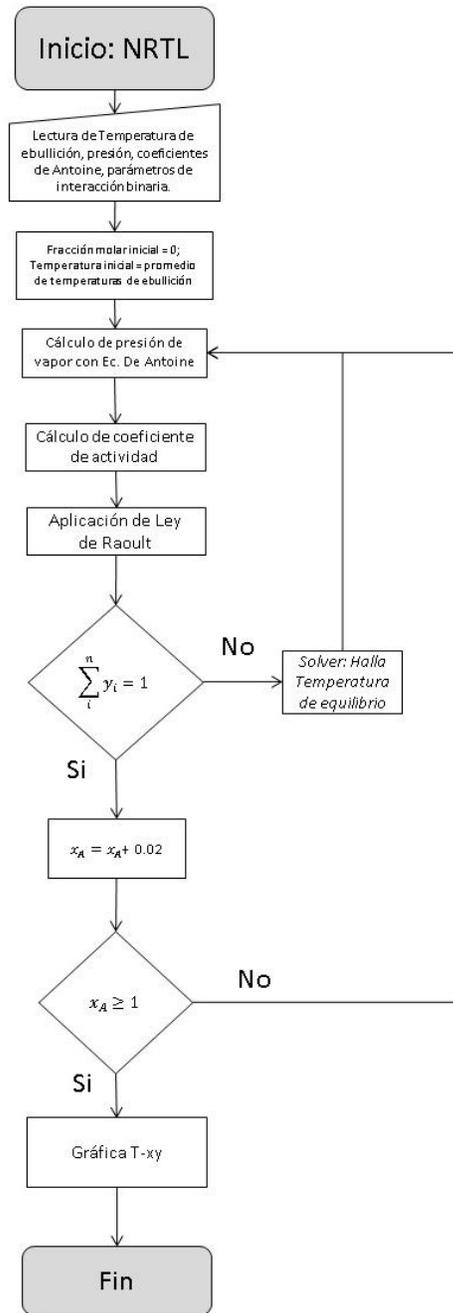


Figura 34.- Diagrama de flujo de la obtención del equilibrio líquido-vapor de una mezcla binaria por medio del modelo NRTL. Elaboración propia.

Termodinámica de Mezclas

Como se mencionó anteriormente, el ciclo de refrigeración por absorción consiste en la interacción de tres flujos en la máquina; el flujo de solución fuerte, de solución débil y el flujo del refrigerante. Determinar la entalpía del flujo de refrigerante es sencillo si tenemos dos propiedades termodinámicas, ya que al ser un componente puro podemos usar REFPROP para determinar esta entalpía u otras propiedades termodinámicas. Sin embargo, para las mezclas debemos recurrir a modelos específicos donde la concentración de la solución, la temperatura y la presión, del componente A o B en la mezcla juega un papel importante en el estado termodinámico de la solución.

Para obtener la entalpía de los estados del ciclo termodinámico que involucren la solución fuerte o la solución débil deberá calcularse la energía libre de Gibbs de la mezcla, la entropía y finalmente la entalpía, como se muestra en las siguientes páginas. (Billquist, 2020)

Tabla 11.- Síntesis del modelo termodinámico aplicado para cada mezcla para obtener la entalpía de mezclas.

Par de Trabajo	Modelo
Bromuro de Litio – Agua	Entalpía de Mezcla para soluciones acuosas de Bromuro de Litio
Agua – Amoniaco	Energía Libre de Gibbs de Mezcla
	Entalpía de soluciones acuosas de amoniaco – agua
DMF – R22	Entalpía de Mezcla para pares con DMF
DMF – R32	
DMF – R134a	

Energía Libre de Gibbs de Mezcla

A diferencia de las propiedades extensivas de un sistema de un solo componente, el cual depende de la cantidad de materia presente de un sistema, las propiedades extensivas de una solución dependen de la temperatura, presión y composición. Esto significa que una mezcla deberá ser descrita en términos de las fracciones molares de los componentes de la solución.

Para calcular la energía libre de Gibbs, se implementaron las ecuaciones en mostradas la Tabla 12. En este trabajo se hace la consideración que cuando se realiza una mezcla de gases, cada gas ejercerá una presión parcial sobre la presión total del sistema, de manera que $P_1 + P_2 = P$, por lo cual la energía libre de Gibbs final se expresará en términos de estas presiones y aplicando la Ley de Raoult podemos llegar a la ecuación (11.6)

Tabla 12.- Agrupación de ecuaciones para la energía libre de Gibbs de mezclas binaria.

No.	Componente	Ecuación	Observaciones
(11.1)	energía libre de Gibbs total del sistema	$G = n_1 \bar{G}_1 + n_2 \bar{G}_2$	
(11.2)	energía libre de Gibbs ideal	$\bar{G} = \bar{G}^\circ + RT \ln \left(\frac{P}{1bar} \right)$	\bar{G}° , es la energía libre de Gibbs estándar a 1 bar $\bar{G}_i^\circ = \mu_i$, potencial químico
(11.3)	energía libre de Gibbs de los componentes al inicio de la mezcla	$G_{inicial} = n_1 (\mu_1^\circ + RT \ln(P)) + n_2 (\mu_2^\circ + RT \ln(P))$	Antes de mezclarse se asume que ambos componentes comparten la misma temperatura y presión
(11.4)	energía libre de Gibbs al terminar la mezcla	$G_{final} = n_1 (\mu_1^\circ + RT \ln(P_1)) + n_2 (\mu_2^\circ + RT \ln(P_2))$	Tras mezclarse cada componente ejercerá una presión parcial sobre el sistema P_i , presión parcial del componente i .
(11.5)		$\Delta_{mix} G = G_{final} - G_{inicial}$	
(11.6)	energía libre de Gibbs de la mezcla	$\Delta_{mix} G = nRT (x_1 \ln(x_1) + x_2 \ln(x_2))$	Reorganizando y aplicando la ley de Raoult

Entropía de Mezcla

Los estudios termodinámicos muestran que al diferenciar la energía libre de Gibbs de la mezcla con respecto a la temperatura se obtiene una expresión para describir la entropía de la mezcla.

$$\left(\frac{dG_{mix}}{dT} \right)_P = nR(x_1 \ln(x_1) + x_2 \ln(x_2)) \quad (11.7)$$

De manera que

$$\Delta S_{mix} = -nR(x_1 \ln(x_1) + x_2 \ln(x_2)) \quad (11.8)$$

Entalpía de Mezcla

Sabemos que en un sistema ideal $\Delta G = \Delta H - T\Delta S$, si se aplica esta ecuación a la termodinámica de mezclas podemos obtener la entalpía de la mezcla:

$$\Delta H_{mix} = \Delta G_{mix} + T\Delta S_{mix} \quad (11.9)$$

Es con la ecuación (11.9) y la información proporcionada por ASPEN que se puede calcular la entalpía para las simulaciones de la mezcla de Amoniaco - Agua.

Entalpía de Mezcla para pares con DMF

Para determinar de manera aproximada la entalpía de la mezcla bajo estudio en función de su fracción molar y temperatura, se empleó el modelo desarrollado por L. He et al, para la obtención de los parámetros termodinámicos de las mezclas de R22 – DMF, R32 - DMF y R134a - DMF.

El modelo original publicado por (L. He et al., 2010) en el trabajo *“Thermodynamic Analysis of Refrigerant-DMF Solutions in Solar-Driven Absorption Refrigeration System”* y en *“Performance prediction of refrigerant-DMF solutions in a single-stage solar-powered absorption refrigeration system at low generating temperatures”* (L. J. He et al., 2009a). requiere de varias constantes numéricas basadas en información experimental [Véase Anexo B 3] y es función de la temperatura (Kelvin), de la fracción molar y másica del refrigerante . La ecuación (12.1) requiere de tres constantes numéricas para obtener la entalpía de la mezcla.

$$h_{DMF} = a_1 + a_2T + a_3T^2 \tag{12.1}$$

La ecuación (12.2) de interés para los fines de esta investigación, toma en cuenta la fracción másica líquida del refrigerante (R22 / R32 / R134a) y será la que tomemos en cuenta para la sección del análisis termodinámico del ciclo.

$$h_{Ref.+DMF} = Xh_{Ref.} + (1 - X)h_{DMF} + h_{mix} \tag{12.2}$$

Para poder obtener h_{mix} de la ecuación anterior debemos resolver la ecuación (12.3) con los valores numéricos correspondientes obtenidos de la Tabla del Anexo B 3.

$$h_{mix} = \frac{R(1-x)}{MX + 73.09(1-x)} \left\{ \begin{aligned} & \left[\left(f_o + 2 \frac{g_o}{T} - c_2 - c_3T^2 + c_4T \right) \frac{x}{1-x} \right] \\ & + \left(f_1 + 2 \frac{g_1}{T} \right) \left[\frac{x}{1-x} + \ln(1-x) \right] \\ & + \left(f_2 + 2 \frac{g_2}{T} \right) \left[\frac{1}{1-x} - (1-x) + 2 \ln(1-x) \right] \end{aligned} \right\} \tag{12.3}$$

Recordando que x , es la fracción molar y X es la fracción del líquido refrigerante.

Entalpía de Mezcla para soluciones acuosas de Bromuro de Litio

De manera análoga, para obtener las propiedades termodinámicas de la mezcla del bromuro de litio y agua se requiere de un modelo matemático que permita simular el proceso. Se utilizó el modelo propuesto por (Kim & Ferreira, 2006): “A Gibbs energy equation for LiBr aqueous solutions ” en el que se describen una serie de ecuaciones para predecir la energía libre de Gibbs ,la entalpía y entropía de soluciones acuosas de bromuro de litio en un intervalo de 0 a 70 LiBr wt % (porcentaje en peso) y temperaturas de 0 a 210°C. Este modelo está basado en la información experimental de diversos autores. Debido a que este es el modelo matemático más complejo, en la Tabla 13desglosa la nomenclatura de este modelo.

Tabla 13.- Símbolos, descripción y unidades utilizadas en el modelo de soluciones acuosa de bromuro de litio

C_p	calor específico molar, $\text{kJ K}^{-1}\text{kmol}^{-1}$	<i>Superíndice</i>	
G	energía molar de Gibbs, kJ kmol^{-1}	*	estado de saturación del solvente puro
H	entalpía molar, kJ kmol^{-1}	g	fase vapor
M	masa molar, kg kmol^{-1}	l	fase líquida
S	entropía molar, $\text{kJ K}^{-1}\text{kmol}^{-1}$	E	propiedad de exceso
R	cte. universal de los gases, $8.314 \text{ kJ K}^{-1}\text{kmol}^{-1}$	<i>Subíndice</i>	
T	temperatura, K	1	soluto (LiBr)
p	presión, kPa	2	solvente (Agua)
x	concentración (fracción molar)	o	referencia, estado estándar
<i>Griego</i>			
ϕ	coeficiente osmótico		
γ^\pm	coeficiente de actividad iónica promedio		
ν	número de disociación, 2		

Las ecuaciones empleadas para obtener las propiedades termodinámicas para la mezcla de bromuro de litio – agua, se desglosan en la Tabla 14. Este conjunto de ecuaciones tiene como objetivo final predecir la entalpía de una solución acuosa de bromuro de litio de tal manera que podamos predecir el intercambio energético entre los estados que involucran el generador y el absorbedor.

Tabla 14.- Ecuaciones para el modelo de soluciones acuosas de bromuro de litio. De acuerdo al trabajo de "A Gibbs energy equation for LiBr aqueous solutions" (Kim & Ferreira, 2006).

No.	Componente	Ecuación	Observaciones
(13.1)	Molalidad	$m = \frac{x_1}{(1-x_1)M_2}$	
(13.2)	La entalpía de esta solución en estado líquido	$H^l = x_1 H_{1(T,p)}^\infty + (1-x_1) H_{2(T,p)}^l + H_{(T,p,m)}^E$	El cálculo directo de las entalpías resulta en unidades de kJ kmol ⁻¹ , para fines prácticos se convirtieron estos valores kJ kg ⁻¹ para realizar el análisis energético.
(13.3)	entalpía ideal del bromuro de litio	$H_1^\infty = H_{1o}^\infty + \int_{T_o}^T C_{p1}^\infty dT + \left[V_1^\infty - T \left(\frac{\partial V_1^\infty}{\partial T} \right)_p \right] (p - p_o^*)$	
(13.4)	entalpía parcial del agua	$H_2^l = H_{2o}^l + \int_{T_o}^T C_{p2}^l dT + \int_{p_o^*}^p \left[V_2^l - T \left(\frac{\partial V_2^l}{\partial T} \right)_p \right] dp$	
(13.5)	Entalpía de exceso	$H^E = -x_1 \nu RT^2 \int_0^m \frac{1}{m} \left(\frac{\partial \phi}{\partial T} \right)_{p,x} dm$	
(13.6)	Calor específico ideal del bromuro de litio	$C_{p1}^\infty = RT^{-2} \sum_{j=0}^2 c_j T^{-j}$	
(13.7)	Volumen Molar ideal del bromuro de litio	$V_1^\infty = RT \sum_{j=0}^2 \frac{b_{0j}}{T^j}$	

(13.8)	Calor específico del agua	$Cp_2^l = R \sum_{j=0}^2 d_j T^j$	
(13.9)	Volumen molar del agua	$V_2^l = R \sum_{j=0}^2 e_j T^j$	
(13.10)	Coefficiente osmótico	$\phi = \frac{1}{RTvmM_2} \int_p^{p^*} (V_2^s - V_2^l) dp$	La ecuación (13.10) se desglosa en las siguientes tres ecuaciones
(13.11)		$(V_2^s - V_2^l) = \frac{RT}{p} \tanh[\alpha - \beta \ln(p)]$	
(13.12)		$\alpha = \sum_{j=0}^2 \alpha_j T^{-j}$	
(13.13)		$\beta = \sum_{j=0}^2 \beta_j T^{-j}$	

Para calcular las ecuaciones anteriores se emplearon varias constante numéricas que se halla en el trabajo original en una copia en la sección de anexos de este trabajo. Ver **Anexo B 4**

Entalpía de soluciones acuosas de amoníaco – agua

Otra alternativa para estimar el gasto energético de un SRA a base del par amoníaco – agua consiste en el uso de coeficientes basados en información experimental que ayuda a predecir la entalpía específica y el volumen específico de esta mezcla en función de la temperatura, este modelo lo describe (Sun, 1998) donde compara SRA con tres pares refrigerante – absorbente distintos, NH₃- H₂O, NH₃-LiNO₃ y NH₃-NaSCN. Se recrea este modelo para el par NH₃- H₂O.

El objetivo de implementar este modelo es comparar los resultados de este trabajo con investigaciones previas y de esta manera estimar la certeza o margen de error y así tener un modelo matemático más robusto que ayude al diseño y planeación de este tipo de sistemas.

Tabla 15.- Simbología del modelo de predicción de entalpía y volumen específico de soluciones acuosas de amoníaco.

Símbolos			
<i>E</i>	Efectividad	<i>Subíndice</i>	
<i>h</i>	Entalpía específica, kJ kg ⁻¹	a	Absorbedor
<i>ṁ</i>	Flujo másico, kg s ⁻¹	c	Condensador
<i>P</i>	Presión, kPa	e	Evaporador
<i>Q</i>	Energía térmica, kW	g	Generador
<i>X</i>	Fracción másica de amoníaco	ex	Intercambiador de calor
\bar{X}	Fracción molar de amoníaco	me	Mecánico
<i>T</i>	Temperatura, K	ref	Refrigerante
<i>W</i>	Trabajo, kW	ss	Solución fuerte
<i>w</i>	Trabajo específico, kJ kg ⁻¹	ws	Solución débil
<i>Griego</i>			
<i>v</i>	Volumen específico, m ³ kg ⁻¹		

Para comparar el modelo se debe tomar las mismas condiciones que tomó (Sun, 1998) como se muestra en la Tabla 16. Como se puede observar, el autor hace una consideración muy importante y es que la concentración del amoníaco a la salida del generador es del **100%**. Ya que es la condición ideal y así se puede considerar que no habrá problemas de cristalización en el sistema por el agua.

Tabla 16.- Condiciones iniciales para el ciclo termodinámico basado en el trabajo de (Sun, 1998)

Flujos	Concentraciones	Temperaturas	Presiones
$\dot{m}_{ref} = 1\text{ kg/min}$,	$X_{ref} = 1.0$	$T_g = 100^\circ\text{C}$	$P_g = 1166.92\text{ kPa}$
$\dot{m}_{ss} = 3.56\text{ kg/min}$,	$X_{ss} = 0.54$	$T_c = 30^\circ\text{C}$	$P_c = 1166.92\text{ kPa}$
$\dot{m}_{ws} = 2.56\text{ kg/min}$,	$X_{ws} = 0.35$	$T_e = -5^\circ\text{C}$	$P_e = 354.52\text{ kPa}$
		$T_a = 25^\circ\text{C}$	$P_a = 354.42\text{ kPa}$

Expresando estas condiciones en el estado correspondiente del ciclo termodinámico, se obtiene la siguiente tabla:

Tabla 17.- Relación de condiciones con número de estado en el ciclo.

Estado	T(°C)	P(kPa)	X(%)	m(kg/min)
5	100	1166.92	100	1
6	30	1166.92	100	1
7	-5	354.42	100	1
4	25	354.42	52.24	3.56
1	67.7	1166.92	52.24	3.56
2	100	1116.92	33.55	2.56
3	40	354.42	35.55	2.56
9	40	1166.9	35.55	2.56
8	25	1116.9	52.24	3.56

En concordancia con el ciclo termodinámico de la Figura 24, se implementaron las siguientes ecuaciones resumidas en la Tabla 18. Además, para determinar los valores de entalpía específica de amoníaco puro se utilizó la herramienta REFPROP, esto en conjunto con las ecuaciones planteadas en la sección de *Balace de Materia y Energía* de la página 66 a la página 75 proporciona los balances energéticos del ciclo con los parámetros indicados anteriormente.

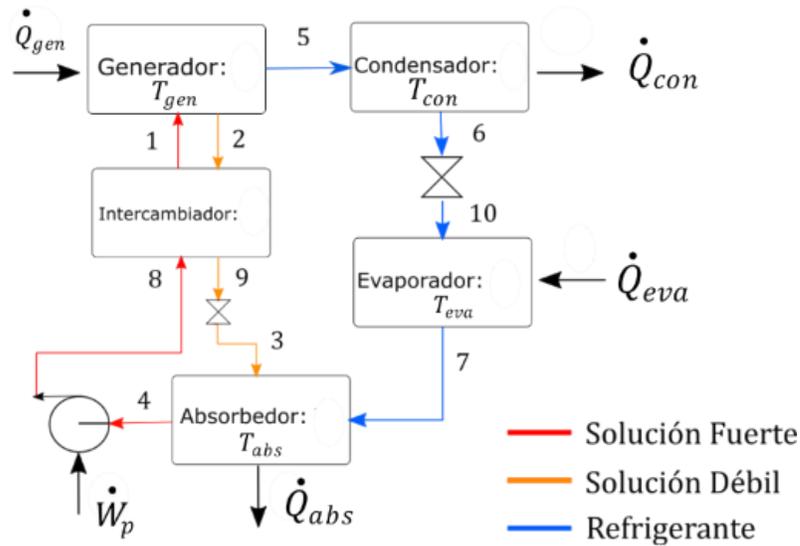


Figura 24.- Diagrama esquemático del SRA con estados termodinámicos (página 63)

w

Tabla 18.- Ecuaciones para determinar la entalpía y volumen específico de una mezcla amoniaco - agua. Fuente: (Sun, 1998).

No.	Componente	Ecuación	Observaciones
(14.1)	Entalpía de la solución acuosa de amoniaco.	$h(T, \bar{X}) = 100 \sum_{i=1}^{16} a_i \left(\frac{T}{273.16} - 1 \right)^{m_i} \bar{X}^{n_i}$	i , es el número de índice de la suma
(14.2)	Fracción molar de amoniaco.	$\bar{X} = \frac{18.015X}{18.015X + 17.03(1 - X)}$	
(14.3)	Volumen específico de la mezcla.	$v = \sum_{j=0}^3 \sum_{i=0}^3 a_{ij} (T - 273.15)^i X^j$	i, j , son los números de índice de cada sigma, respectivamente
(14.4)	Temperatura en el estado 9 del ciclo.	$T_9 = E_{ex} T_8 + (1 - E_{ex}) T_2$	
(14.5)	Entalpía específica en el estado 1 del ciclo.	$h_1 = h_8 + \frac{m_2}{m_8} (h_2 - h_9)$	
(14.6)	Entalpía específica en el estado 8.	$h_8 = h_4 + (P_8 - P_4) v_8$	
(14.7)	Trabajo mecánico específico de la bomba.	$w_{me} = (P_8 - P_4) v_8$	
(14.8)	Trabajo de la bomba con flujo de solución fuerte	$W_{me} = w_{me} \dot{m}_{ss}$	

Para determinar la entalpía de la solución acuosa de amoniaco se requiere del término a_i , el cual depende de las constante numéricas que se encuentran en el Anexo B 6. De manera análoga, para poder determinar el volumen específico de la mezcla se requiere del término a_{ij} por lo que se requiere de las constantes numéricas del Anexo B 7, obtenido este dato se puede determinar el trabajo mecánico de la bomba.

Análisis Energético del Ciclo

Habiendo establecido las condiciones iniciales, la variación de temperaturas del generador, del evaporador y del condensador. Se hace un barrido de estas variables en todas las combinaciones posibles, se extrae la entalpía de cada estado y con esta información se determina los flujos de calor en el sistema.

Se organizó la información de la siguiente manera en una hoja de Excel:

Agua_Amoniacaco	State	1.0000	Num. Simulation:	34	T[°C] Absorber: 40		T[°C] Condenser: 40		T[°C] Evaporator: 10
	Temperature of Generator		w_p	q_g	q_e	q_c	q_a	COPth	COP
	T[K]	T[°C]	[kJ /s]	[kJ /s]	[kJ /s]	[kJ /s]	[kJ /s]	[]	[]
303.1500	30.0000	-0.1094	2.5962	3.5169	-0.1585	6.1622	1.3546	1.4142	
308.1500	35.0000	1.0732	1.5604	3.5169	-0.0797	6.2302	2.2538	1.3354	
313.1500	40.0000	1.0851	1.6962	3.5169	0.0000	6.2982	2.0734	1.2645	
318.1500	45.0000	-0.1092	6.5909	3.5169	3.6324	6.3661	0.5336	0.5249	
323.1500	50.0000	-0.1092	6.7121	3.5169	3.6857	6.4341	0.5240	0.5156	
328.1500	55.0000	-0.1092	6.8313	3.5169	3.7369	6.5020	0.5148	0.5067	
333.1500	60.0000	-0.1092	6.9488	3.5169	3.7865	6.5700	0.5061	0.4983	
338.1500	65.0000	-0.1093	7.0650	3.5169	3.8346	6.6380	0.4978	0.4902	
343.1500	70.0000	-0.1093	7.1801	3.5169	3.8816	6.7060	0.4898	0.4825	
348.1500	75.0000	-0.1094	7.2942	3.5169	3.9276	6.7740	0.4821	0.4750	
353.1500	80.0000	-0.1094	7.4075	3.5169	3.9728	6.8421	0.4748	0.4679	
358.1500	85.0000	-0.1095	7.5202	3.5169	4.0173	6.9103	0.4677	0.4609	
363.1500	90.0000	-0.1096	7.6324	3.5169	4.0611	6.9785	0.4608	0.4543	
368.1500	95.0000	-0.1097	7.7441	3.5169	4.1045	7.0468	0.4541	0.4478	
373.1500	100.0000	-0.1099	7.8555	3.5169	4.1474	7.1151	0.4477	0.4415	

Figura 35.-.- Ejemplo de cómo se organizó la información de las simulaciones.

Cada simulación se guarda en un archivo de Excel activado para macros, resultando en 165 archivos y un archivo de control donde se lee y registra los resultados además de hacer varias gráficas.

Coefficiente de Desempeño

El Coeficiente de Desempeño, mejor conocido como “COP”, por sus siglas en inglés (*Coefficient Of Performance*) es un parámetro que es comúnmente utilizado en el campo de la refrigeración para relacionar la energía inyectada a un sistema y el calor removido de un espacio para realizar la refrigeración.

Cabe destacar que el COP es diferente a la eficiencia y al *Energy Eficiencia Ratio (EER)* – que también es común en el sector de acondicionamiento de aire, el cual relaciona la potencia frigorífica y la energía eléctrica entregada.

Este parámetro mide el desempeño del SRA, para obtener el COP energético se calcula de la siguiente manera:

$$COP = \frac{q_e}{q_g + w_p} \tag{15.1}$$

O en referencia a la energía por unidad de tiempo

$$COP = \frac{\dot{Q}_{eva}}{\dot{Q}_{gen} + \dot{W}_p} \tag{15.2}$$

Captación y Aprovechamiento del Recurso Solar

A continuación, se discutirá los métodos utilizados para estimar la captación del recurso solar en la ciudad de Aguascalientes, Aguascalientes, México basado en los métodos proporcionados por (Duffie et al., 1985) y la NSRDB o base nacional de datos de radiación solar (National Solar Radiation Database, de aquí en adelante NSRDB) para el día más caluroso del año 2019. La información de NSRDB es un proyecto del Laboratorio Nacional de Energía Renovable estadounidense (NREL, por sus siglas en inglés). Se puede revisar más sobre esta herramienta en el sitio oficial así como la documentación sugerida por NSRDB (Sengupta et al., 2015)

Como muestra la Figura 72, la entidad federativa de Aguascalientes es uno de los estados con mayor irradiación del país, lo cual ha traído mucha inversión en parques fotovoltaicos en los últimos años. Además de esto, una de las principales actividades económicas está relacionadas con la industria de manufactura y agroalimentaria por lo que existe una gran demanda por reducir costos energéticos. Por ejemplo, hace algunos años, tuve la experiencia de trabajar en un proyecto fotovoltaico de media tensión para una fábrica de quesos, cuyos principales costos energéticos estaban asociados a procesos de calentamiento y enfriamiento. Por su potencial de crecimiento en materia de energías renovables, se eligió este Estado para modelar la captación del recurso solar de la siguiente sección.

Captación del recurso solar

Para calcular la cantidad de energía máxima puede llegar a recibir un captador se supondrá que este cuenta con un mecanismo de seguimiento solar y por lo tanto tendrá un ángulo óptimo de incidencia de los rayos solares. Para generalizar debemos considerar un estado estable

Tabla 19.- Datos geográficos de Aguascalientes, Aguascalientes, México y condiciones temporales

Término	Valor	Unidad
Latitud	21.88	Grados
Longitud	-102.29	Grados
Elevación	1874	Metros

Para determinar la cantidad de energía solar que podemos captar se analizó los meses más calurosos del año 2019 como se muestra en Figura 36 y se tomó como referencia el día del año 2019 donde se registró la temperatura más alta, ya que podría considerarse que es cuando más podría solicitarse refrigeración o acondicionamiento de aire, este día corresponde al 29 de mayo de 2019, hubo donde se registró 34.1°C.

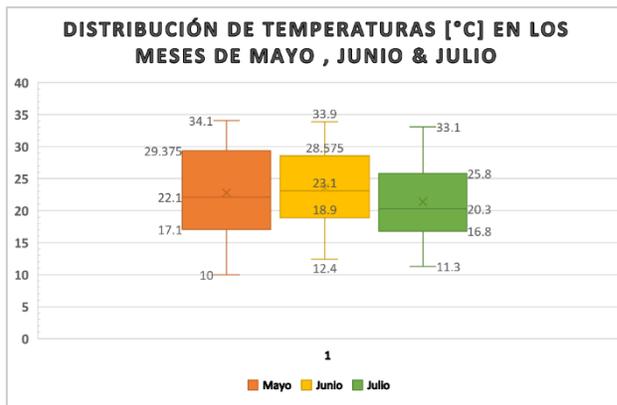


Figura 36.- Diagrama de caja y bigotes de las temperaturas de los meses de mayo, junio y julio del 2019 (Información de NSRDB)

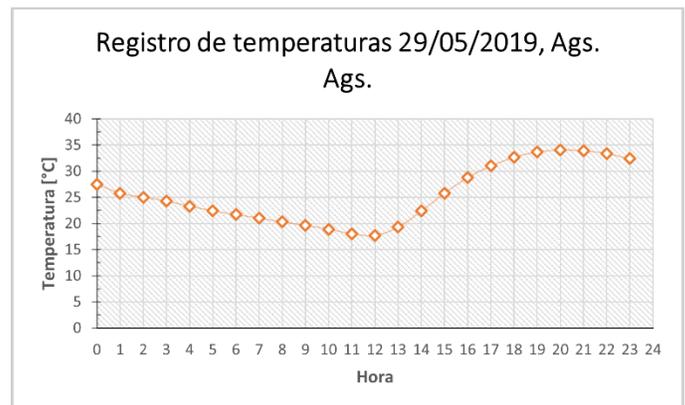


Figura 37.- Diagrama de temperaturas hora por hora en Ags., Ags. el día 29 de mayo de 2019 (Información de NSRDB)

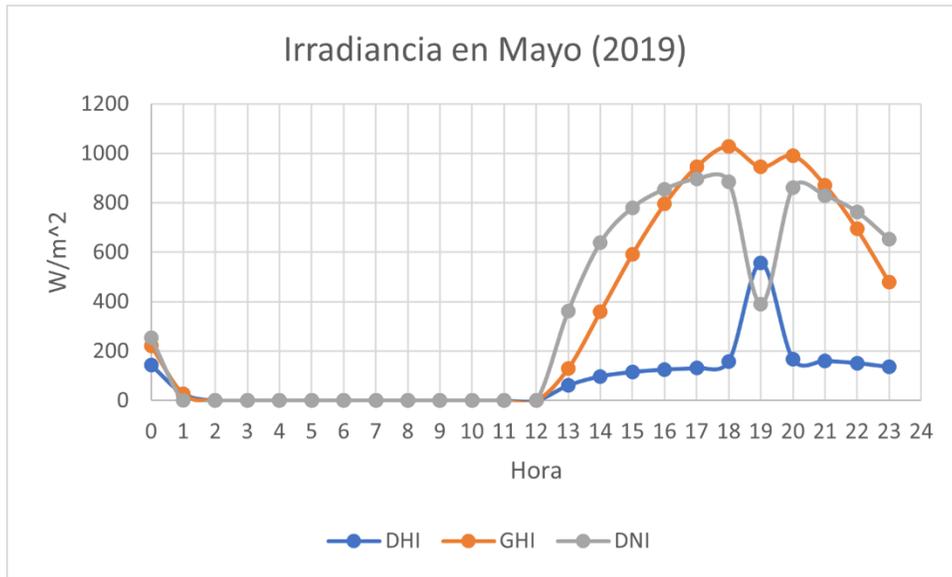


Figura 38.- Diagrama de dispersión de la irradiancia para el mes de mayo (Datos de NSRDB)

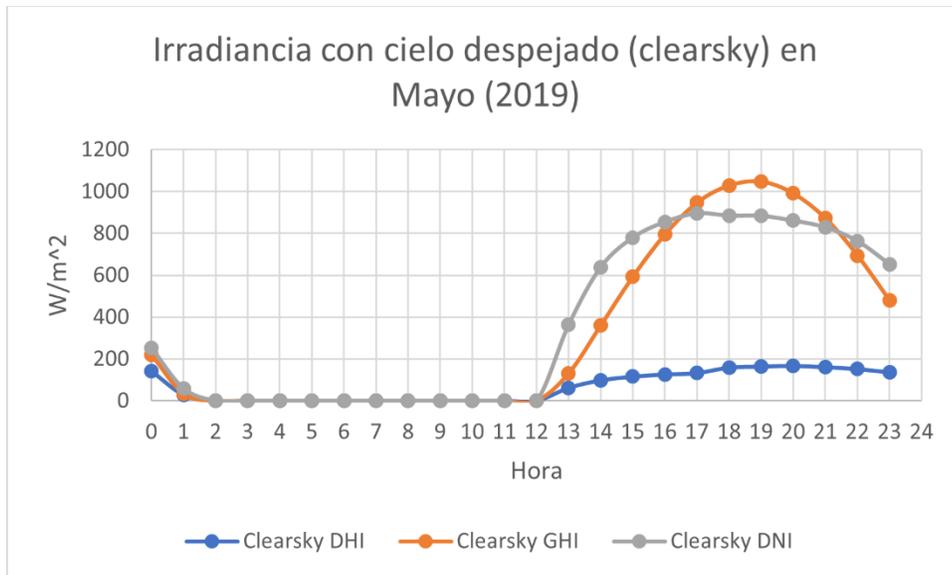


Figura 39.- Diagrama de dispersión de la irradiancia con cielo despejado para el mes de mayo de 2019 (datos NSRDB)

De manera que, para obtener la irradiación I , se usó el método de trapecios para integrar la irradiancia a partir de los de la tabla mostrada en

Fórmula general de del método numérico de la integración por trapecios(Chapra & Canale, 2015, pp. 472–477):

$$\int_a^b f(x) \cong \frac{h}{2} \left[f(x_0) + 2 \sum_{i=1}^{n-1} f(x_i) + f(x_n) \right] \tag{16.1}$$

Donde a y b corresponden al límite inferior y superior de nuestra función, en este caso a la hora 0 y 23 respectivamente.

$$h = \frac{(b-a)}{n} \tag{16.2}$$

n , es el número de trapecios y ya que contamos con los datos experimentales se deduce que tenemos 23 trapecios que corresponden a la relación de puntos de hora-irradiancia como se muestra en la Figura 38 y Figura 39

Si se integra directamente en horas la irradiación tendrá unidades de $[Wh/m^2]$ por lo que si queremos representarlo en $[J/m^2]$ habrá que multiplicar el término anterior por 3600 segundos, y finalmente si se desea expresar esta energía en $[kJ/m^2]$ dividirlo por 1000. El resultado de las integrales se presenta en la Figura 40

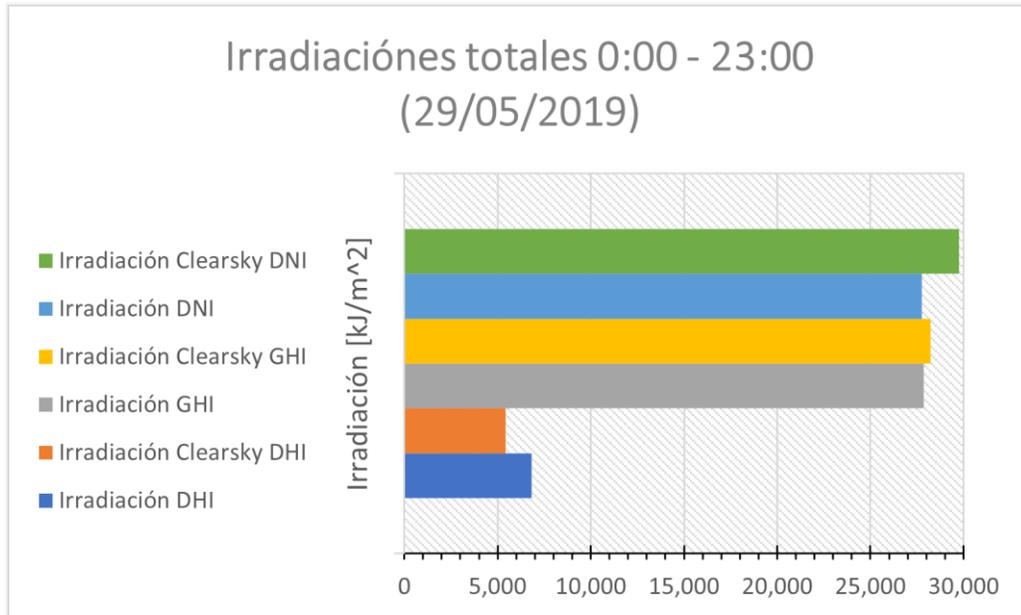


Figura 40.- Diagrama de barras con la irradiación total por tipo para el 29 de mayo de 2019

Cálculo de energía útil en colector solar plano

Se usaron métodos semi-empíricos para determinar la energía útil del colector solar de placa plana ya que contamos con parámetros de irradiancia y velocidad del viento para la localidad de Aguascalientes, pero no contamos con los parámetros experimentales de un colector solar de placa plana. Se toma en cuenta lo que menciona Duffie que la irradiancia máxima aprovechable por esta tecnología es a los sumo 1,100 W/m² (Duffie et al., 1985, p. 236)

La Tabla 20 muestran las fórmulas generales para determinar el calor útil que se puede aprovechar

Tabla 20.- Fórmulas para determinar el calor útil de los colectores de placa plana. Para ver otras definiciones básicas de términos en el cálculo de energía solar consulte la Tabla 2

Componente	Ecuación	Observaciones
Calor útil	$Q_u = A_c [S - U_L (T_{pm} - T_a)] \quad (17.1)$	Unidades [J / s], [W] (Duffie et al., 1985, p. 237)
Área del colector	A_c	Unidades [m ²]
Radiación solar absorbida por unidad de área	$S = I_b R_b (\tau\alpha)_b + I_d (\tau\alpha)_d \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + \rho_g I (\tau\alpha)_g \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (17.2)$	(Duffie et al., 1985, p. 220) Unidades [J / m ²], [kJ / m ²]
Energía perdida por conducción, convección y radiación	U_L	Unidades [W / m ² K] Se consideraron 3 opciones para modelar este parámetro
Temperatura promedio del plato absorbedor	$T_{pm} = \frac{T_{agua,in} + T_{agua,out}}{2} \quad (17.3)$	En base al trabajo de (Seco-Nicolás et al., 2020)
Temperatura del ambiente	T_a	Se supondrá condición estándar de 25°C

Cabe mencionar que en la ecuación (17.1), el término S tiene unidades de $[J / m^2]$ y representa la energía recibida en el lapso de una hora y el resultado de la multiplicación de $U_L(T_{pm} - T_a)$ tiene unidades de $[W / m^2]$ por lo que deberíamos multiplicar este último término 3600 s/h, de manera que podamos agrupar los términos y las unidades de del calor útil cuadren como $[J / s]$.

Para la ecuación (17.2), se desprecia el tercer correspondiente a la irradiación por el reflejo del suelo. Y por lo tanto solo consideramos en estos cálculos las contribuciones por la radiación directa y difusa.

Se consideraron 3 maneras de estimar U_L , la primera a través de una revisión bibliográfica donde se tomó un valor sugerido por (Alghoul et al., 2014), en el segundo y tercer método a través de lo reportada por el modelo de McAdams(1957) y de *Wattmuff et. Al(1977) como se reporta en el libro de Solar Engineering and Thermal Processes* de (Duffie et al., 1985) y que reitera (Kumar & Mullick, 2010).

El cálculo de la temperatura de la placa resulta ser muy complejo, por eso se sigue se opta por obtener un temperatura promedio de la placa como se muestra ecuación (17.3) de acuerdo al estudio de "*Experimental calculation of the mean temperature of flat plate thermal solar collectors*" de (Seco-Nicolás et al., 2020) donde $T_{agua,in} = T_a = 25^\circ C$ es la temperatura de agua a la entrada y $T_{agua,out} = 100^\circ C$ el agua a la salida del colector (100°C ya que esta es la temperatura deseada).

Lo cálculos se hacen en base a un colector solar de placa plana hipotético, para simular el modelo se hicieron las siguientes consideraciones:

- No hay pérdidas por sombreado
- No hay perdidas por polvo
- El sistema se encuentra en el hemisferio norte
- El panel está orientado hacia el sur
- No tiene inclinación
- Para la temperatura promedio del plato, consideramos que la temperatura de salida del agua es de 100°C, ya que este es nuestro objetivo.
- Para realizar estas simulaciones se tomaron las condiciones óptimas de irradiación es, decir, la DHI, GHI, DNI de cielo claro (*Clearsky*)
-

Radiación solar absorbida por unidad de área

Para calcular la energía útil es necesario revisar la geometría del colector solar (ver Tabla 2) y las relaciones del ángulo de incidencia.

Se aplico el método de (Benford and Bock, 1939), como describe Duffie en el capítulo 2 de Solar Engineering and Thermal Processes, de manera que para obtener el ángulo de incidencia se aplica la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned} \cos \theta = & \operatorname{sen} \delta \operatorname{sen} \phi \cos \beta - \operatorname{sen} \delta \cos \phi \operatorname{sen} \beta \cos \gamma \\ & + \cos \delta \cos \phi \cos \beta \cos \omega + \cos \delta \operatorname{sen} \phi \operatorname{sen} \beta \cos \gamma \cos \omega \\ & + \cos \delta \operatorname{sen} \beta \operatorname{sen} \gamma \operatorname{sen} \omega \end{aligned} \tag{17.4}$$

Donde la declinación, δ , está dada por: $\delta = 23.45 \operatorname{sen} \left(360 \frac{284+n}{365} \right)$ (17.5)

n es el número de día del año, para determinar el número correspondiente para la fecha de esta simulación se consultó la Tabla 21:

Tabla 21.- Fórmulas para obtener el día 'n' del año

Mes	n para el 'i'-ésimo día del mes	Para el día promedio del mes		
		Fecha	n	δ
Enero	i	17	17	-20.90
Febrero	31+i	16	47	-13.00
Marzo	59+i	16	75	-2.40
Abril	90+i	15	105	9.40
Mayo	120+i	15	135	18.80
Junio	151+i	11	162	23.10
Julio	181+i	17	198	21.20
Agosto	212+i	16	228	13.50
Septiembre	243+i	15	258	2.20
Octubre	273+i	15	288	-9.60
Noviembre	304+i	14	318	-18.90
Diciembre	334+i	10	344	-23.00

Para el ángulo cenital

$$\cos \theta_z = \cos \phi \cos \delta \cos \omega + \sin \phi \sin \delta \tag{17.6}$$

Para el ángulo de la altitud solar, tenemos las siguientes relaciones

$$\alpha_s + \theta_z = 90^\circ$$

$$\sin(\alpha_s) = \cos(\phi) \cos(\delta) \cos(\omega) + \sin(\phi) \sin(\delta) = \cos(\theta_z) \tag{17.7}$$

La **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** describe los símbolos de irradiancia y los coeficientes ópticos utilizados en esta sección

Tabla 22.-Términos de irradiancia, irradiación y coeficientes ópticos relevantes para el cálculo de radiación absorbida por unidad de área.

Componente	Ecuación/ Símbolo / Valor	Observaciones
Subíndices <i>b, d, g, T, n</i> corresponden: 'beam', 'diffuse', 'ground', 'tilted', 'normal'		'b' hace referencia al rayo solar; 'd' hace referencia a la radiación difusa; 'g' hace referencia a la radiación que es reflejada por el suelo.; 'T' hace referencia a superficies inclinadas 'n' hace referencia a un plano normal a la dirección de propagación
Irradiancia	G	$[W / m^2]$
Irradiación	I	$[Wh / m^2], [J / m^2], [kJ / m^2]$
Coeficiente de transmisión ¹⁹ del vidrio del colector	$\tau = 0.91$	Corresponde a Glass(5) de la tabla en Anexo C 3 obtenido a partir de (Dupeyrat et al., 2011)
Coeficiente de reflexión del vidrio	$\rho = 0.08$	
Coeficiente de absorción ²⁰ de la superficie selectiva	$\alpha = 0.97$	Corresponde a Absorber(n) de la tabla en Anexo C 4 obtenido a partir de (Dupeyrat et al., 2011)
Coeficiente de reflexión de la superficie selectiva	$r = 0.03$	

¹⁹ Típicamente mencionado en inglés como 'transmissivity'

²⁰ Típicamente mencionado en inglés como 'absorptivity'

Energía perdida por conducción, convección y radiación

Las pérdidas por convección de aire son difíciles de simular dada su naturaleza oscilante . Sin embargo, en su revisión *“Review of materials for solar thermal collectors “* (Alghoul et al., 2014) proporciona algunos factores típicos de pérdidas. Para los colectores de placa plana **2.9 a 5.3 kW/m²C**

Alternativamente, existen métodos para determinar las pérdidas por convección como indica Kumar. En su trabajo *“Wind heat transfer coefficient in solar collectors in outdoor conditions”* (Kumar & Mullick, 2010) *menciona el trabajo de McAdams(1957) que determina el factor de pérdida de calor para placas de 0.5 m²*

$$h_w = 5.7 + 3.8V_w, \quad V_w \leq 5 \text{ m/s} \tag{18.1}$$

y de *Wattmuff et. Al(1977)*, en el que considera pérdidas por radiación como:

$$h_w = 2.8 + 3.0V_w, \quad V_w \leq 5 \text{ m/s} \tag{18.2}$$

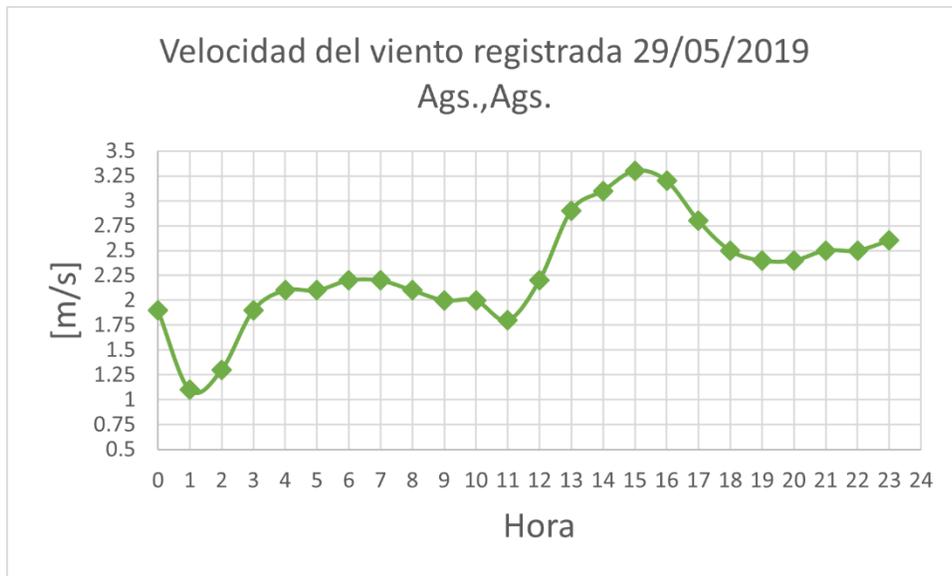


Figura 41.- - Velocidad del viento registrada hora por hora en Acs., Acs., 29 de mayo 2019 (información obtenida de NSRDB)

Cálculo de energía útil en concentrador de canal parabólico estacionario asimétrico

Para realizar los cálculos de un concentrador solar compuesto de canal parabólico (CPC²¹) se tomó como base el trabajo tesis de Sumic, Mersiha "Thermal Performance of a Solarus CPC-Thermal Collector" (Sumic, 2014) donde se evalúa experimentalmente el desempeño térmico de un CPC asimétrico, modelo CPC-T-1500 W de Solarus AB, como se muestra en la Figura 42 y Figura 43.



Figura 42.- Diagrama esquemático del concentrador utilizado por (Sumic, 2014)

Se puede observar que este colector tiene dos canales parabólicos, uno inferior y uno superior. El autor analiza ambos y hace las distinciones en el desempeño de cada uno.

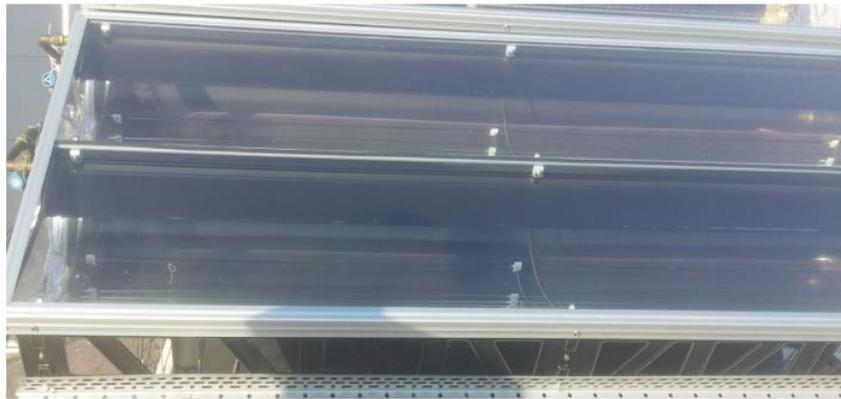


Figura 43.-.- Fotografía del concentrador instalado por (Sumic, 2014)

Las ecuaciones para obtener el calor útil de este colector se presentan en la Tabla 23

²¹ Por sus siglas en inglés, 'Compound Parabolic Concentrator'

Tabla 23.- Ecuaciones para obtener el calor útil del CPC asimétrico estudiado por (Sumic, 2014). Ecuaciones matemáticas obtenidas de (Kalogirou, 2014)

Componente	Ecuación/ Símbolo / Valor	Observaciones
	$Q_u = F_R [SA_a - A_r U_L (T_r - T_a)] \quad (19.1)$	Del capítulo 3 (Kalogirou, 2014, p. 189) ecuación 3.96
Factor de disipación de calor ²²	$F_R = \frac{\dot{m}Cp}{A_c U_L} \left[1 - \exp\left(-\frac{U_L F' A_c}{\dot{m}Cp}\right) \right] \quad (19.2)$	Del capítulo 3 (Kalogirou, 2014, p. 174)
Factor de eficiencia del colector ²³	$F' = \frac{\dot{m}Cp(T_{out} - T_{in})}{A_c [(\tau\alpha)G_T - U_L (T_m - T_a)]} \quad (19.3)$	(Sumic, 2014) Parecer ser esto para placa plana

Se realizaron las siguientes suposiciones:

- Donde T_r es la temperatura del absorbedor, ya que este componente está en contacto directo con el fluido de trabajo se esperaría que tuviera una temperatura cercana pero inferior a la del fluido de trabajo.
- Se asume que se encuentra en estado estacionario y las condiciones ambientales de radiación para el día 29 de mayo en Ags. , Ags.
- Se tomaron los datos de irradiación de DHI Clearsky para realizar estos cálculos
- Para esta simulación, se espera obtener 120°C a la temperatura de salida del fluido
- Se asume una temperatura ambiente de 25 °C

²² Corresponde a la proporción de energía suministrada por el colector solar a la energía que sería suministrada si el absorbedor estuviera a la **temperatura del fluido** de entrada.

²³ Corresponde a la proporción de energía suministrada por el colector solar a la energía que sería suministrada si el absorbedor estuviera a **la temperatura promedio del fluido** en el colector.

Para realizar los cálculos se tomaron en cuenta los siguientes parámetros mostrados en la Tabla 24

Tabla 24.- Parámetros utilizados para la simulación del CPC partir de lo publicado por (Sumic, 2014)

Componente	Ecuación/ Símbolo / Valor	Observaciones
Eficiencia óptica del colector inferior	$\eta_o = 77 \pm 5$	[%]
Eficiencia óptica del colector superior	$\eta_o = 75 \pm 6$	[%]
Área del absorbedor	$A_a = 0.68$	$[m^2]$
Área del receptor- reflector	$A_r = 1.86$	$[m^2]$
Coefficiente de pérdida de calor del colector inferior	$U_L = 4.8 \pm 0.2$	$[W / m^2 K]$
Coefficiente de pérdida de calor del colector superior	$U_L = 6.4 \pm 0.3$	$[W / m^2 K]$
Coefficiente de absorción del absorbedor	$\alpha = 0.96$	
Coefficiente de emisividad del absorbedor	$\varepsilon = 0.10$	
Coefficiente de transmisión del vidrio	$\tau = 0.90$	
Coefficiente de reflectividad del receptor-reflector	$\rho = 0.80$	
Flujo másico	$\dot{m} = 141.84 \frac{kg}{h} = 0.0394 \frac{kg}{s}$	

PARTE 6. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Ciclos termodinámicos de pares refrigerante - absorbente

En esta sección se presentarán los resultados que se obtuvieron de los 165 archivos distintos que se generaron , 33 por cada par. Los resultados se enfocaron en obtener un *análisis energético* y un *análisis del equilibrio líquido-vapor*.

Condiciones de las Simulaciones

Para los resultados del análisis energético, mostrados en gráficas 3-D tomando como base la temperatura del condensador de 30°C, el cual es un valor promedio.

Tabla 25.- Valores de las condiciones iniciales usadas para el análisis energético de las simulaciones.

Descripción	Valores	Nota
Temperatura del Condensador	40°C, 30°C, 20°C	Los valores donde la temperatura del generador es menor a la temperatura del condensador, evidentemente no son válidos, por lo tanto, no son considerados. De manera general, se puede afirmar que todos los valores donde la temperatura del generador de 45°C en adelante son válidos.
Temperatura del Evaporador	0° - 10°C	
Temperatura del Generador	30°C -100°C	
Concentración Solución Fuerte	0.5	
Concentración Solución Débil	0.1	
Calor de Evaporador Absorbido	1 TR	

Para analizar el equilibrio líquido-vapor por medio del método NRTL se tomaron los siguientes datos como base, se presentan en la Tabla 26 .

Tabla 26.- Condiciones iniciales para las simulaciones del equilibrio líquido-vapor de las simulaciones.

Descripción	Valores	Nota
Fracción Molar	0 – 1	
Presión del Condensador	Presión de saturación líquida	Se puede consultar en la Tabla 27
Presión del Evaporador	Presión de saturación de vapor	Se puede consultar en la Tabla 28

Tabla 27.- Presiones de saturación líquida a distintas temperaturas de los refrigerantes estudiados en el condensador.

Presión del Condensador [kPa] (Líquido saturado)		Refrigerante				
		Agua	Amoniaco	R22	R32	R134a
Temperatura de Condensador [°C]	40	7.3849	1554.5332	1533.5705	2478.3099	1016.5917
	30	4.2470	1166.5361	1191.8690	1927.5041	770.1953
	20	2.3393	857.0398	910.0129	1474.5638	571.7061

Tabla 28.- Presiones de saturación de vapor a distintas temperaturas de los refrigerantes estudiados en el evaporador.

Presión del Evaporador [kPa] (Vapor saturado)		Refrigerante				
		Agua	Amoniaco	R22	R32	R134a
Temperatura de Evaporador [°C]	0	0.6157	429.2478	497.9849	497.9849	292.8028
	1	0.6571	445.5350	514.3894	514.3894	303.5603
	2	0.7060	462.3004	531.1974	531.1974	314.6190
	3	0.7581	479.5532	548.4152	548.4152	325.9845
	4	0.8135	497.3033	566.0490	566.0490	337.6623
	5	0.8726	515.5601	584.1052	584.1052	349.6581
	6	0.9354	534.3335	602.5901	602.5901	361.9776
	7	1.0021	553.6333	621.5100	621.5100	374.6264
	8	1.0730	573.4693	640.8714	640.8714	387.6104
	9	1.1483	593.8516	660.6806	660.6806	400.9353
	10	1.2282	614.7902	680.9442	680.9442	414.6069

Resultados

Los resultados de las simulaciones se enfocan en presentar la relación del **COP interno del sistema** con la variación de las temperaturas del generador, evaporador y condensador.

Agua – Bromuro de Litio

En estas simulaciones el valor **mínimo** de $COP=0.9203$ se calculó en la intersección de temperaturas ($T_{gen}=100^{\circ}C$, $T_{eva}=10^{\circ}C$, $T_{con}=40^{\circ}C$), mientras que el valor **máximo** de $COP=0.9542$ se calculó en ($T_{gen}=45^{\circ}C$, $T_{eva}=0.1^{\circ}C$, $T_{con}=20^{\circ}C$). Cabe resaltar que esta simulación se realizó variando la temperatura del evaporador de $10^{\circ}C$ hacia $0^{\circ}C$, pero nunca llegando a $0^{\circ}C$ puesto que es la temperatura de congelación del agua y esto no se puede permitir dentro de la máquina. El rango de COP se aproxima a lo reportado en la literatura, sin embargo, el hecho de que el punto de mejor desempeño se encuentre a una temperatura baja del generador es poco probable que esto ocurra en la realidad y se debería a la idealización que se hace en la simulación.

Analizando los datos del calor del absorbedor y el COP, mostrado en la Figura 44, se observa que a medida que disminuye la temperatura del condensador incrementa el COP -justo como predice la teoría. Al mismo tiempo, hay una tendencia a la baja del calor del absorbedor a medida que baja la temperatura del evaporador – y aquí es donde se encuentra una contradicción pues a medida que se requiere temperaturas más frías en el evaporador se requeriría un flujo de refrigerante mayor y por lo tanto ocurre una mayor mezcla de esta con la solución débil en el absorbedor y se esperaría que por esta reacción exérgica se rechazara más calor en el absorbedor.

Tabla 29.- Tendencia del calor del absorbedor en el sistema de LiBr- Agua, en los límites de la temperatura del evaporador.

Temperaturas			Qa [kJ/s]	COP [-]
Tgen = 100°C	T con = 40°C	T eva = 10°C	3.5692	0.9203
		T eva = 0.1°	3.5005	0.9299
	T con = 30°C	T eva = 10°C	3.5501	0.9259
		T eva = 0.1°	3.4904	0.9335
	T con = 20°C	T eva = 10°C	3.5299	0.9318
		T eva = 0.1°	3.4786	0.9375

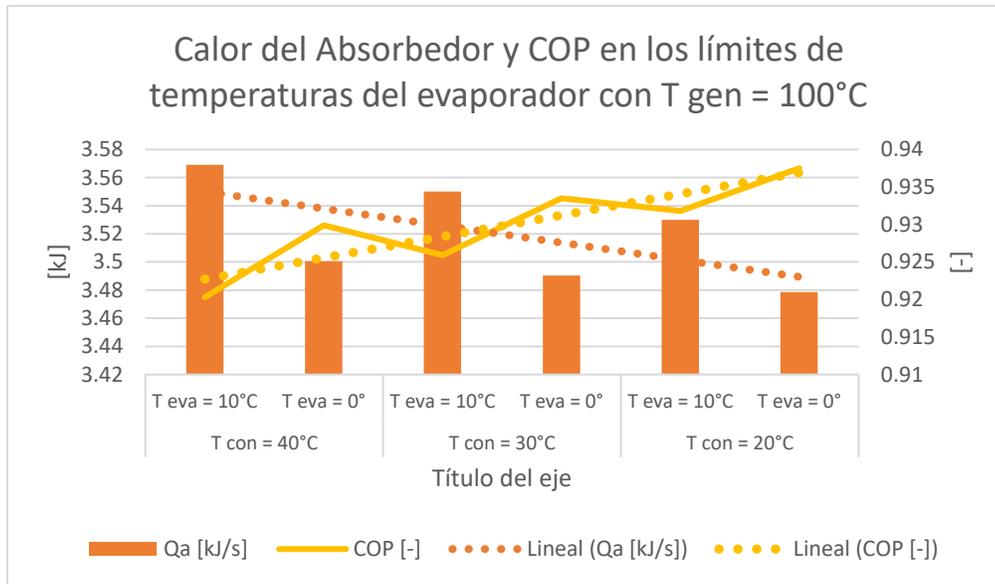


Figura 44.- Diagrama de tendencia del calor de absorbedor y COP en el sistema de LiBr – Agua. La temperatura del evaporador se considera como un límite que tiende a $0^{\circ}C$, discretizándolo se tomó como $0.1^{\circ}C$

El diagrama de la Figura 44 incluye dos líneas de tendencia conformado por puntos, naranja y amarillo, que representan el calor del absorbedor y el COP, respectivamente. La primera línea de tendencia indica que a medida que disminuye la temperatura en el condensador, el calor en el absorbedor disminuirá linealmente. Por el contrario, a medida que la temperatura en el condensador incrementa, el COP incrementará linealmente.

disminuya. Se puede observar en la Figura 45 mejor esta peculiaridad, pues se esperaría que a medida que se reduce la temperatura en el evaporador el COP disminuya -ya que se requeriría más energía para enfriar más.

Sin embargo, ocurre lo opuesto, a medida que baja la temperatura del evaporador incrementa el COP.

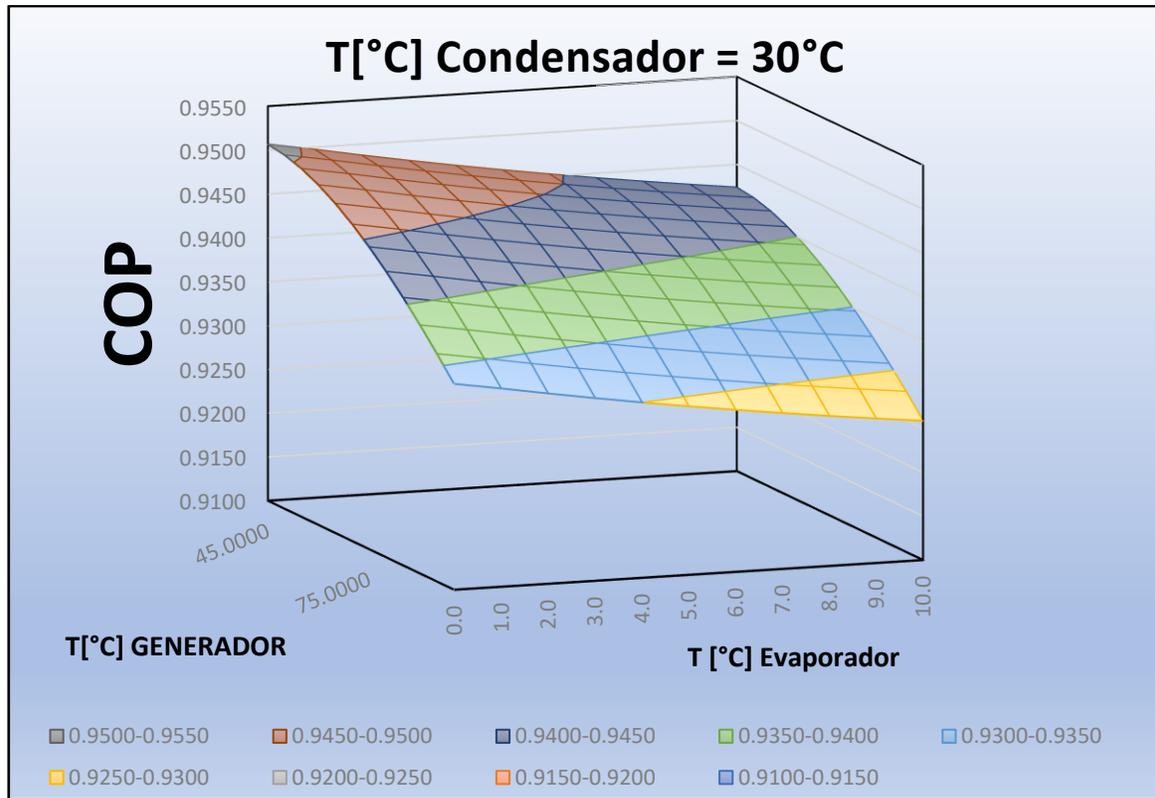


Figura 45.- Gráfica 3-D de los resultados de la simulación LiBr - Agua. Para temperatura de condensador de 30°C y relación de temperatura de generador, evaporador y COP

La razón de esta peculiaridad podría explicarse si existe un conflicto con los estados de referencia entre el modelo matemático para determinar los estados termodinámicos de las mezclas de Bromuro de litio – Agua y los estados de referencia del software REFPROP. Sin embargo, el intervalo del COP sigue siendo razonable.

Amoniaco – Agua

En estas simulaciones el valor **mínimo** de COP es igual a 0.4375 se calculó en la intersección de ($T_{gen} = 100^{\circ}C$, $T_{eva} = 0^{\circ}C$, $T_{con} = 40^{\circ}C$). Mientras que el valor **máximo** de COP igual a 0.5605 se calculó en ($T_{gen} = 45^{\circ}C$, $T_{eva} = 10^{\circ}C$, $T_{con} = 20^{\circ}C$). Estas simulaciones se apegan a lo esperado por la teoría, donde a medida que disminuye la temperatura del evaporador disminuye el COP.

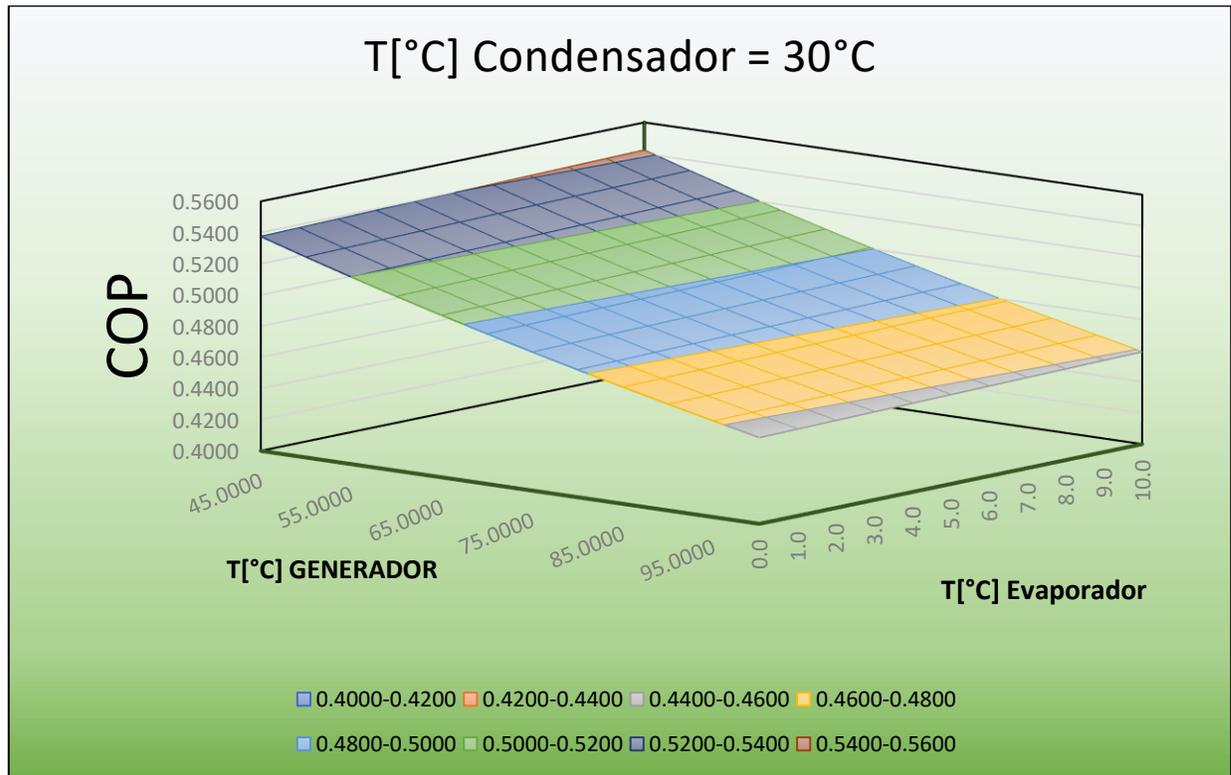


Figura 46.- Gráfica 3-D de los resultados de la simulación Amoniaco – Agua. Para temperatura de condensador de 30°C y relación de temperatura de generador, evaporador y COP.

Equilibrio Líquido Vapor

Si se observa la Figura 47, que representa el equilibrio líquido-vapor de este par, podemos distinguir las líneas del punto de burbuja y del punto de rocío. Esta información puede ser útil para predecir cual sería la fracción molar de amoniaco que existe en forma de líquido y en forma de vapor para una determinada temperatura de generador.

Este trabajo tomó como base una solución fuerte de 0.5 fracción molar. y un valor máximo de temperatura del generador de 100°C. Podemos representar este estado con las líneas punteadas en la Figura 47.

Se observa en el primer cuadrante que para temperaturas 100°C y una fracción molar líquida de amoniaco superior a 0.5 se puede llegar a obtener vapor cercano a una concentración de 0.9 de amoniaco, para las distintas temperaturas del condensador.

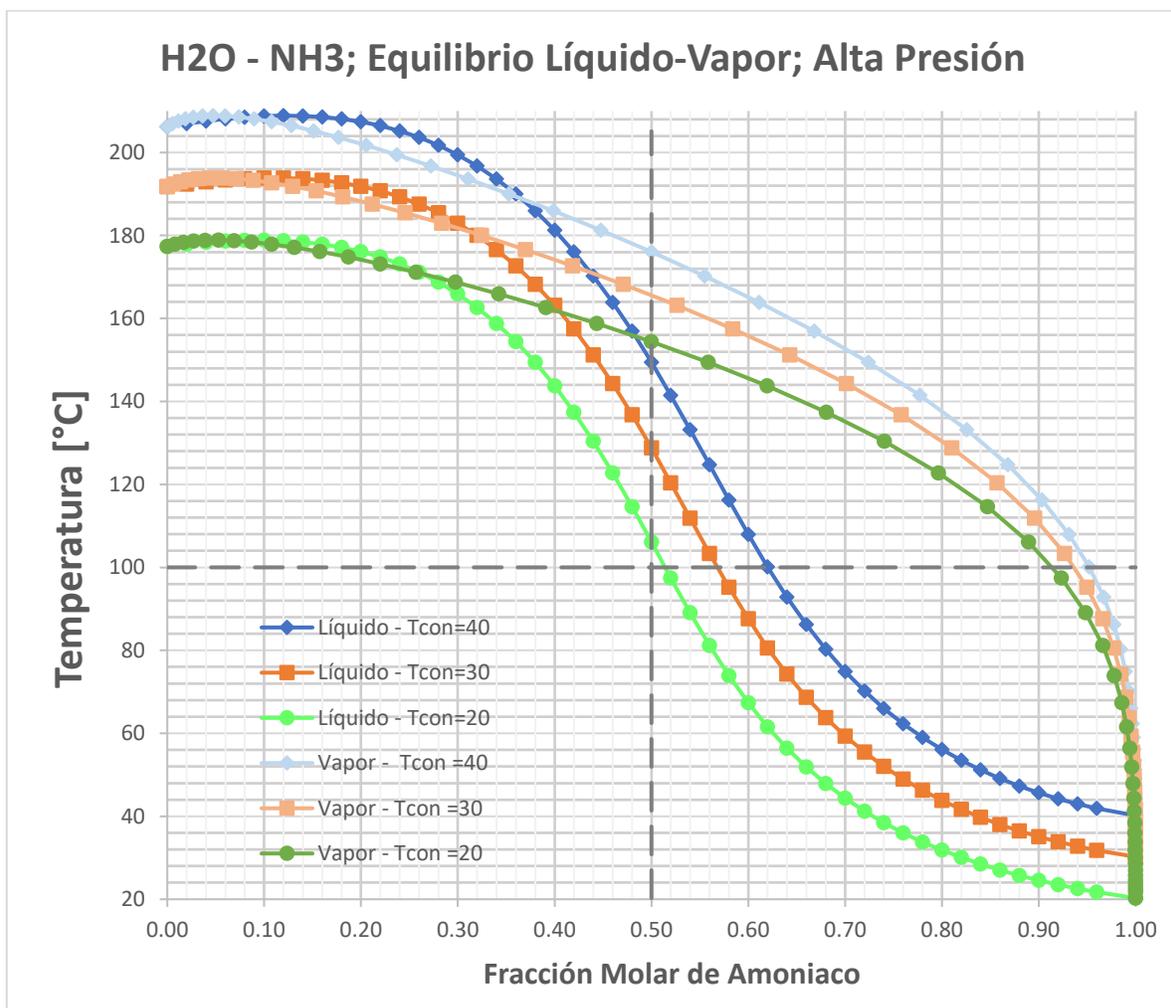


Figura 47.- Diagrama de equilibrio líquido vapor T-xy de Amoniaco – Agua en la sección de alta presión a distintas temperaturas.

Resultados de la simulación en base al modelo de entalpía de soluciones acuosas de amoniaco

Aunque el punto de interés principal se encuentra en la intersección de ($T_{gen} = 100^{\circ}C$, $T_{eva} = -5^{\circ}C$, $T_{con} = 00^{\circ}C$, $T_{abs} = 25^{\circ}C$), ilustrado como la intersección líneas discontinuas en la Figura 48 donde el valor del COP resultó en **0.5766**, se simuló este sistema variando la temperatura del generador entre 20°c y 120°c.

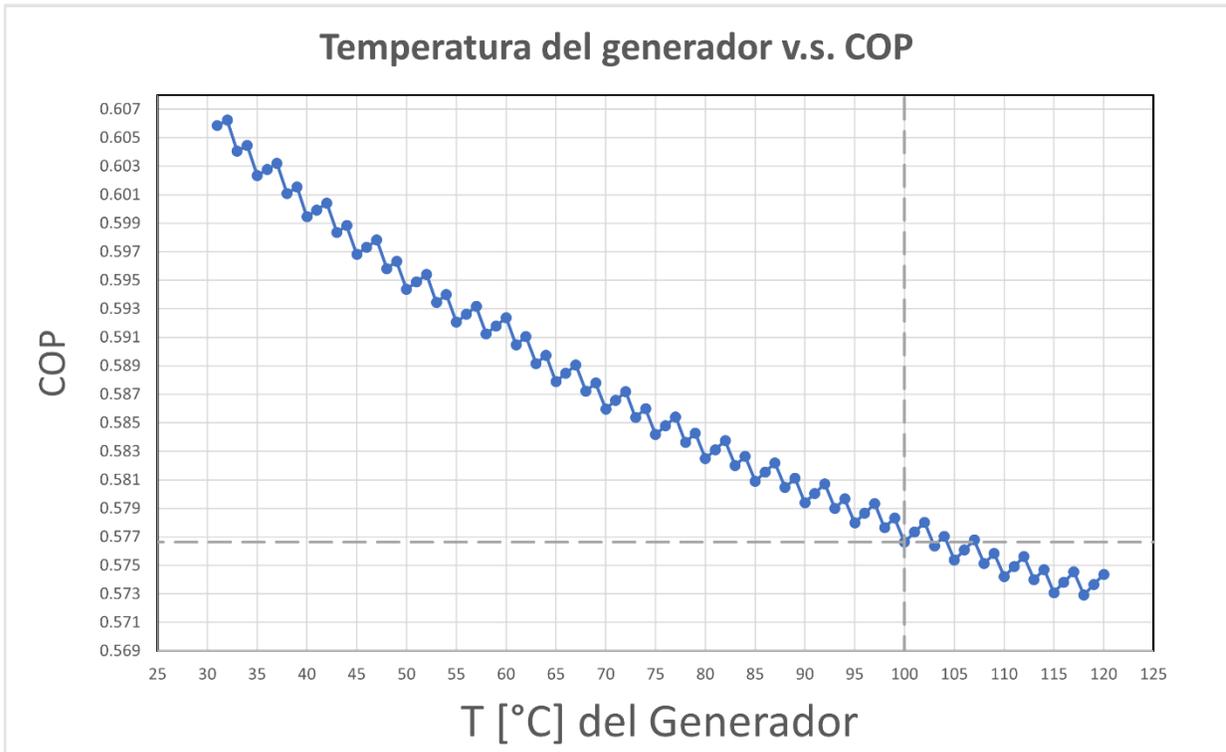


Figura 48.- Relación de temperatura del generador contra el COP a partir del modelo de Entalpía de soluciones acuosas de amoniaco – agua.

Se puede resumir la comparación de esta simulación contra la de (Sun D. ,1998) en la Tabla 30.- Comparación de los modelos de solución acuosa de amoniaco.Tabla 30

Tabla 30.- Comparación de los modelos de solución acuosa de amoniaco.

	Ciclo NH ₃ - H ₂ O (Sun, 1998)	Este modelo	Desviación (%)
Generador	30.1314	32.2157	6.92%
Condensador	18.4611	22.2793	20.68%
Evaporador	18.5974	18.5769	-0.11%
Absorbedor	30.3269	33.1186	9.21%
Bomba	0.0592	0.0589	-0.46%
Recuperación (intercambiador)	11.9392	10.9707	-8.11%
COP	0.6160	0.5766	-6.39%

De lo anterior se observa que los resultados obtenidos en este trabajo no difieran en un gran porcentaje contra los resultados de (Sun D., 1998) a excepción del calor rechazado por el condensador, del generador y absorbedor – donde juega un rol importante la entalpía específica del refrigerante puro. Estas diferencias podrían atribuirse a dos motivos:

- 1) Errores por redondeo de punto flotante
 - a. La computación moderna tiene mayor capacidad de cálculo por lo que pudo ser un factor que marque una diferencia al trabajo original realizado aproximadamente hace 25 años.
- 2) Los estados de referencia de REFPROP puede que varíen de los de (Sun D., 1998)
 - a. Sun D. et menciona que para obtener las entalpías del amoniaco puro en saturación líquida y de vapor propuso una ecuación basada en datos de la ASHRAE; en vez, este trabajo usó REFPROP como herramienta para determinar esos estados.

Adicionalmente, las siguientes dos gráficas muestran los resultados de la simulación y relacionan la concentración de amoniaco con la entalpía y el volumen específico, respectivamente.

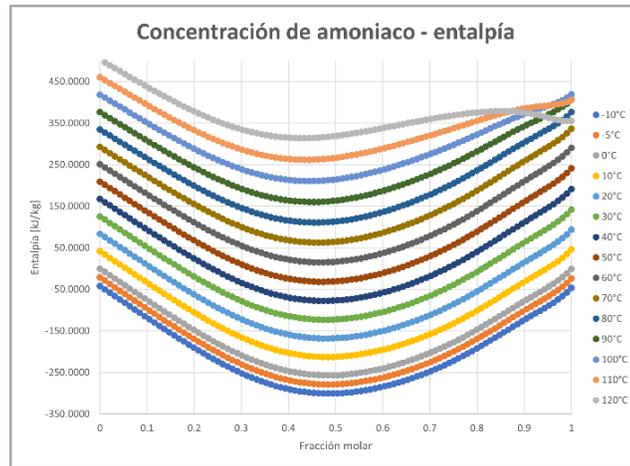


Figura 49.-Diagrama de relación de entalpía específica a diversas concentraciones de la solución amoniaco - agua.

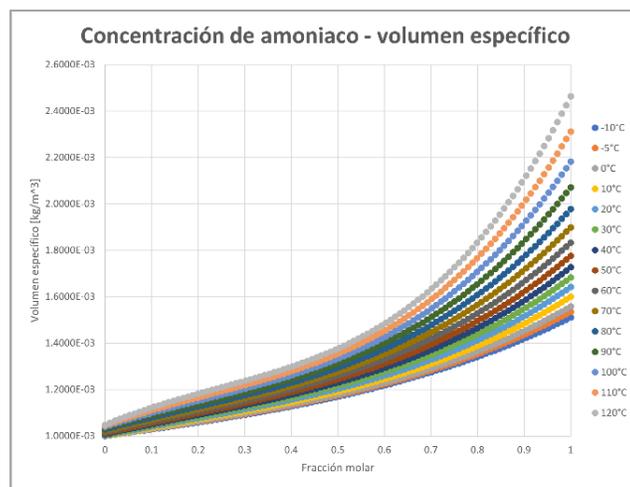


Figura 50.- Diagrama de relación de volumen específica a diversas concentraciones de la solución amoniaco – agua.

R22 – DMF

En estas simulaciones el valor **mínimo** de $COP = 0.4901$ se calculó en la intersección de ($T_{gen} = 100^{\circ}C$, $T_{eva} = 0^{\circ}C$, $T_{con} = 40^{\circ}C$), mientras que el valor **máximo** de $COP = 0.9825$ se calculó en ($T_{gen} = 45^{\circ}C$, $T_{eva} = 10^{\circ}C$, $T_{con} = 30^{\circ}C$) y se repite en ($T_{gen} = 45^{\circ}C$, $T_{eva} = 10^{\circ}C$, $T_{con} = 20^{\circ}C$), parece ser que se estanca este valor tras la temperatura de condensador de $30^{\circ}C$.

Estos resultados concuerdan con la teoría.

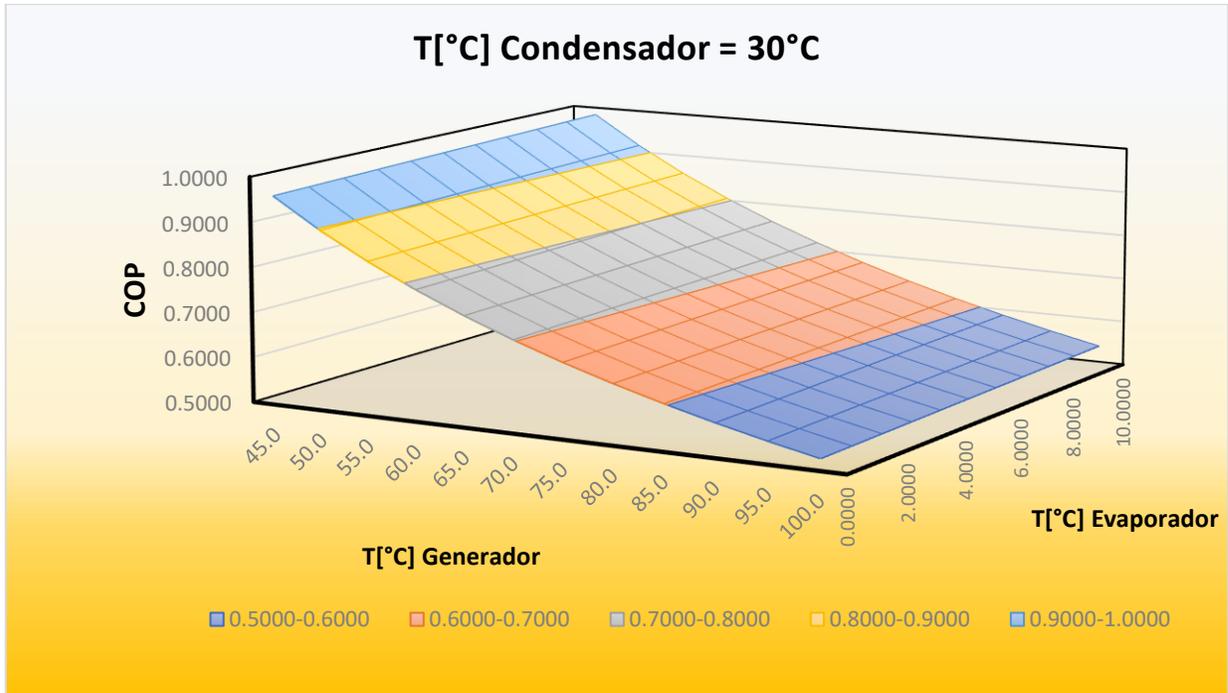


Figura 51.- Gráfica 3-D de simulaciones de R22 - DMF. Para temperatura de condensador de $30^{\circ}C$ y relaciones de temperaturas de generador, evaporador y COP.

Equilibrio Líquido Vapor

Este trabajo tomó como base una solución fuerte de 0.5 fracción molar. y un valor máximo de temperatura del generador de 100°C. Podemos representar este estado con las líneas punteadas en la Figura 52.

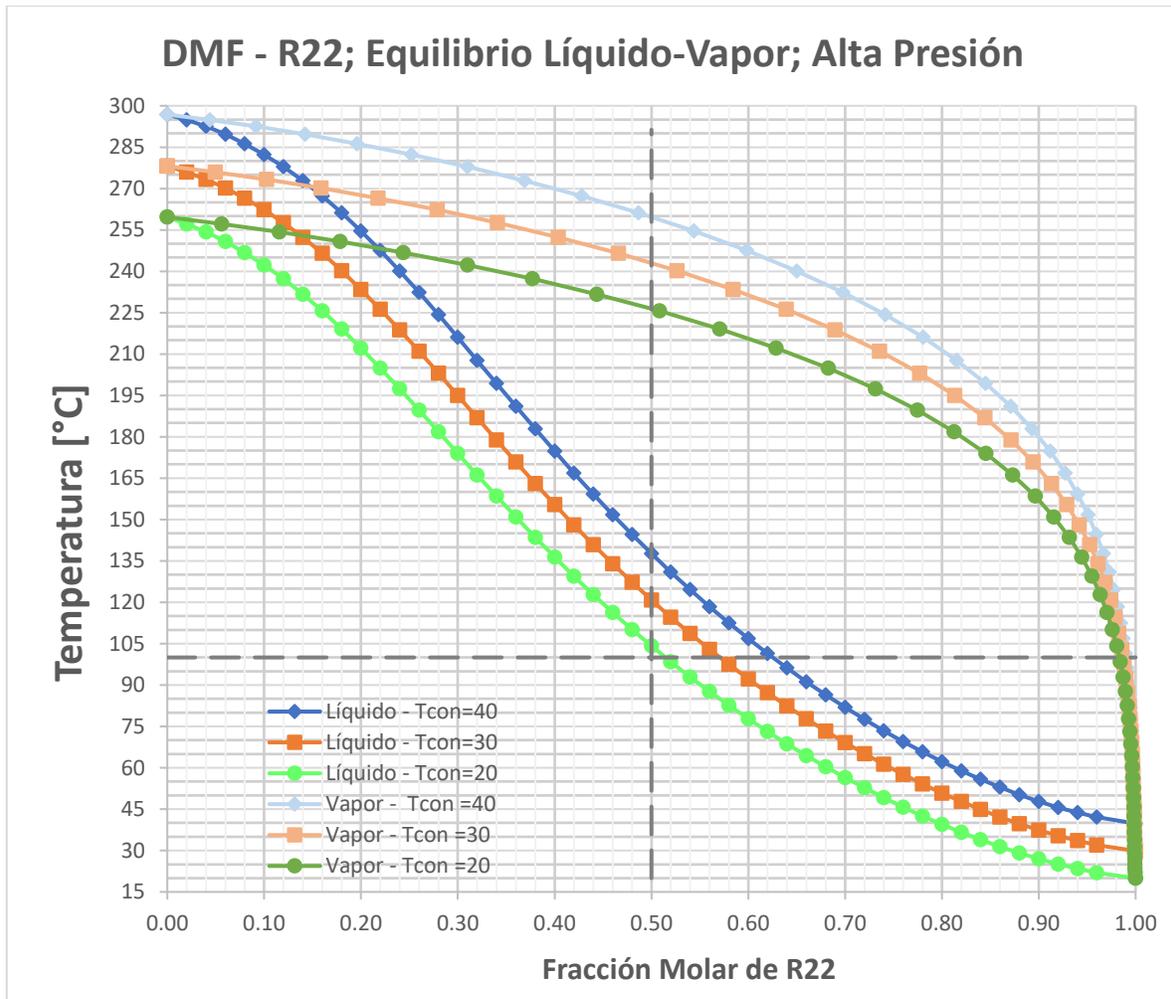


Figura 52.- Diagrama de equilibrio líquido vapor T-xy de R22 - DMF en la sección de alta presión a distintas temperaturas.

Se nota que, en el primer cuadrante de esta gráfica, donde la fracción líquida del refrigerante y la temperatura es igual o superior a 100°C se puede obtener una cantidad cercana al 100% de refrigerante en forma de vapor. Esto podría ser muy atractivo ya que aún es disponible y existen muchos equipos que usan este refrigerante, además de que el modelo predice COP similares a los de los sistemas de LiBr - Agua, pero su potencial de calentamiento global es alto y es posible que en los próximos años sea sustituido por otras alternativas.

R32 – DMF

En estas simulaciones el valor **mínimo** de $COP = 0.0877$ se calculó en $(T_{gen} = 100^{\circ}C, T_{eva} = 0^{\circ}C, T_{con} = 40^{\circ}C)$ mientras que el valor **máximo** de $COP = 0.0939$ se calculó en $(T_{gen} = 45^{\circ}C, T_{eva} = 10^{\circ}C, T_{con} = 20^{\circ}C)$.

Este modelo concuerda con la teoría, sin embargo, notamos que el coeficiente de desempeño es muy bajo.

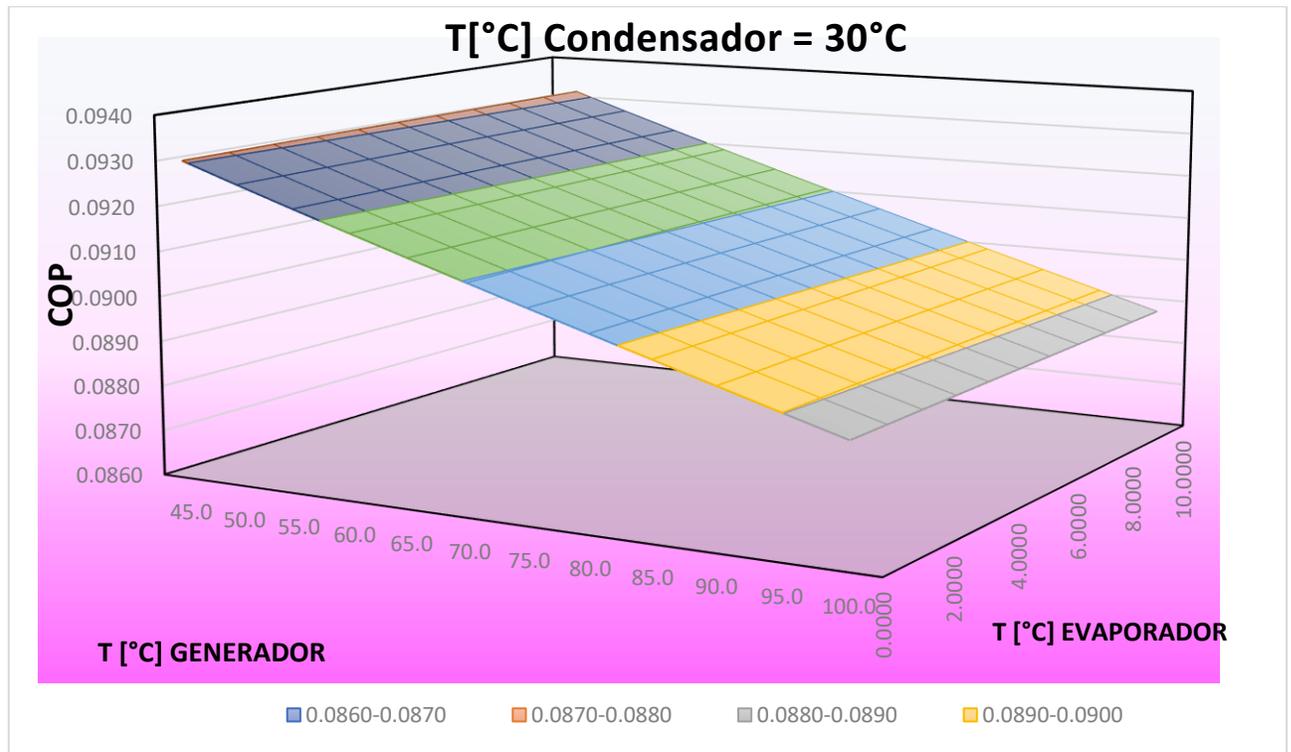


Figura 53.- Gráfica 3-D de simulaciones de R32 – DMF. Para temperatura de condensador de 30°C y relaciones de temperatura de generador, evaporador y COP

Equilibrio Líquido Vapor

Este trabajo tomó como base una solución fuerte de 0.5 fracción molar. y un valor máximo de temperatura del generador de 100°C. Podemos representar este estado con las líneas punteadas en la

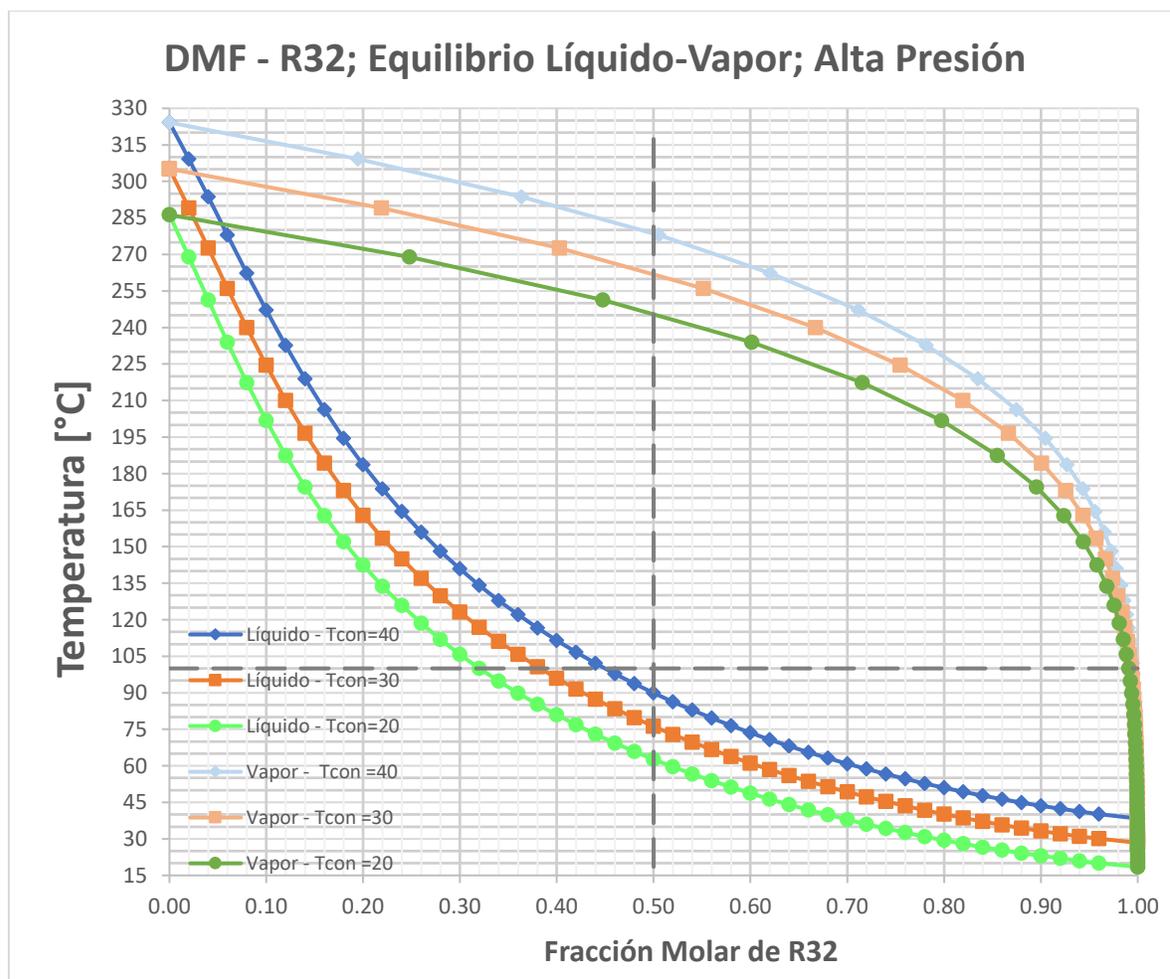


Figura 54.- Diagrama de equilibrio líquido vapor T-xy de R32 - DMF en la sección de alta presión a distintas temperaturas.

R134a – DMF

En estas simulaciones el valor **mínimo** de $COP = 0.1887$ se calculó en ($T_{gen} = 100^{\circ}C, T_{eva} = 0^{\circ}C, T_{con} = 40^{\circ}C$) mientras que el valor **máximo** de $COP = 0.2906$ se calculó en ($T_{gen} = 45^{\circ}C, T_{eva} = 10^{\circ}C, T_{con} = 20^{\circ}C$).

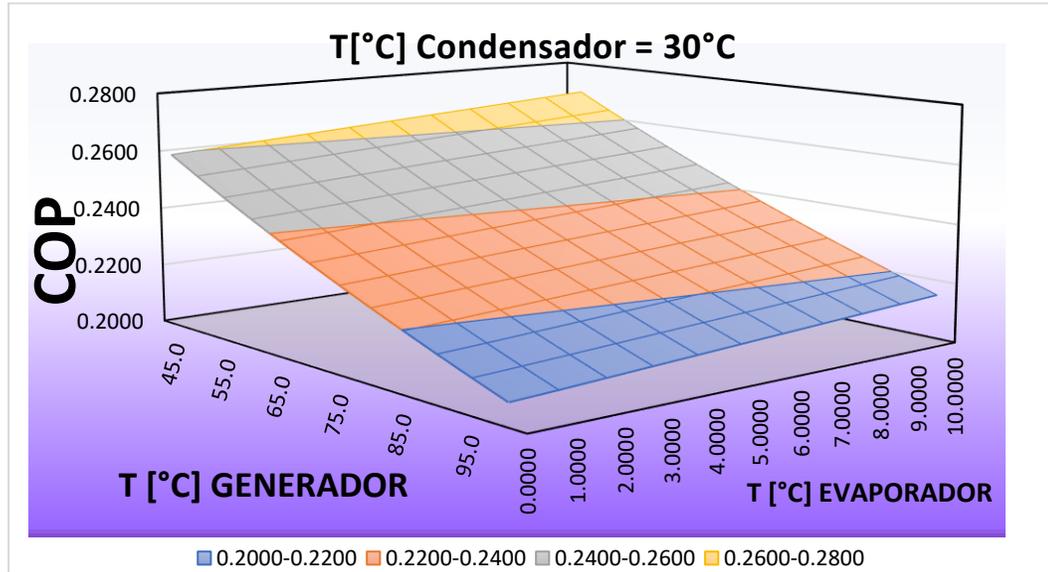


Figura 55.- Gráfica 3-D de simulaciones de R134a – DMF. Para temperatura de condensador de 30°C y relaciones de temperatura de generador, evaporador y COP.

Se notó una similitud con los datos experimentales reportados por (Mariappan & Annamalai, 2013), donde el intervalo del COP para condiciones similares de temperatura de generador, evaporador y condensador se encuentran en el intervalo de 0.2 y 0.3, con la diferencia de que la simulación de este trabajo tiende a la baja. Esto se puede apreciar en las siguientes dos figuras.

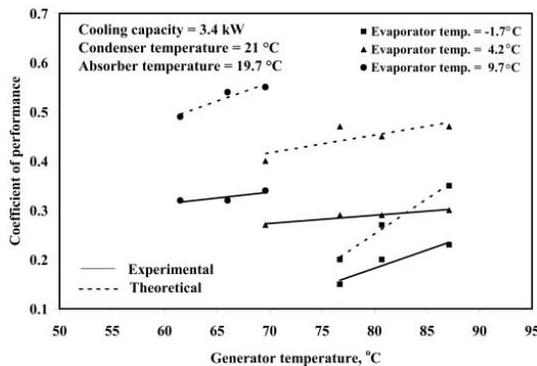


Figure 5 Effect of generator temperature on coefficient of performance.

Figura 56.- Efectos del COP en un sistema experimental de R134a - DMF reportado en "Performance evaluation of R134a/DMF-based vapor absorption refrigeration system"(Mariappan & Annamalai, 2013)

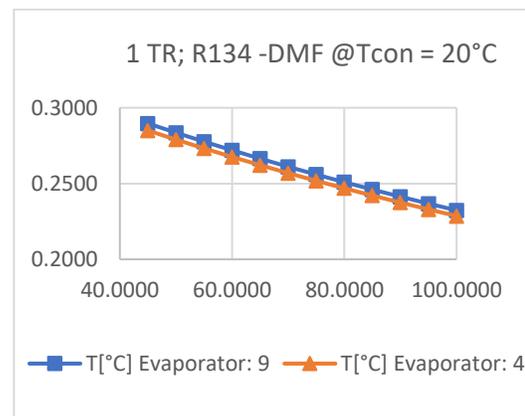


Figura 57.- Resultados de la simulación para COP para condiciones similares a las reportadas como en la Figura 56

Equilibrio Líquido Vapor

Este trabajo tomó como base una solución fuerte de 0.5 fracción molar. Y un valor máximo de temperatura del generador de 100°C.

En este caso los resultados para esta simulación **no fueron satisfactorios**, como se observa en la Figura 58 , los resultados del modelo para estimar el equilibrio entre las fases líquidas y gaseosas son muy contradictorios, por ejemplo, cómo podemos observar, las series de color azul, que corresponden a la simulación con una temperatura de condensador de 40°C se observa que solo hay vapor de refrigerante cuando la concentración del líquido es menor a 0.1, esto pudo deberse a que el modelo NRTL no es apropiado para modelar este sistema.

No se encontró en la literatura, datos experimentales sobre el equilibrio líquido-vapor para esta mezcla a presiones constantes.

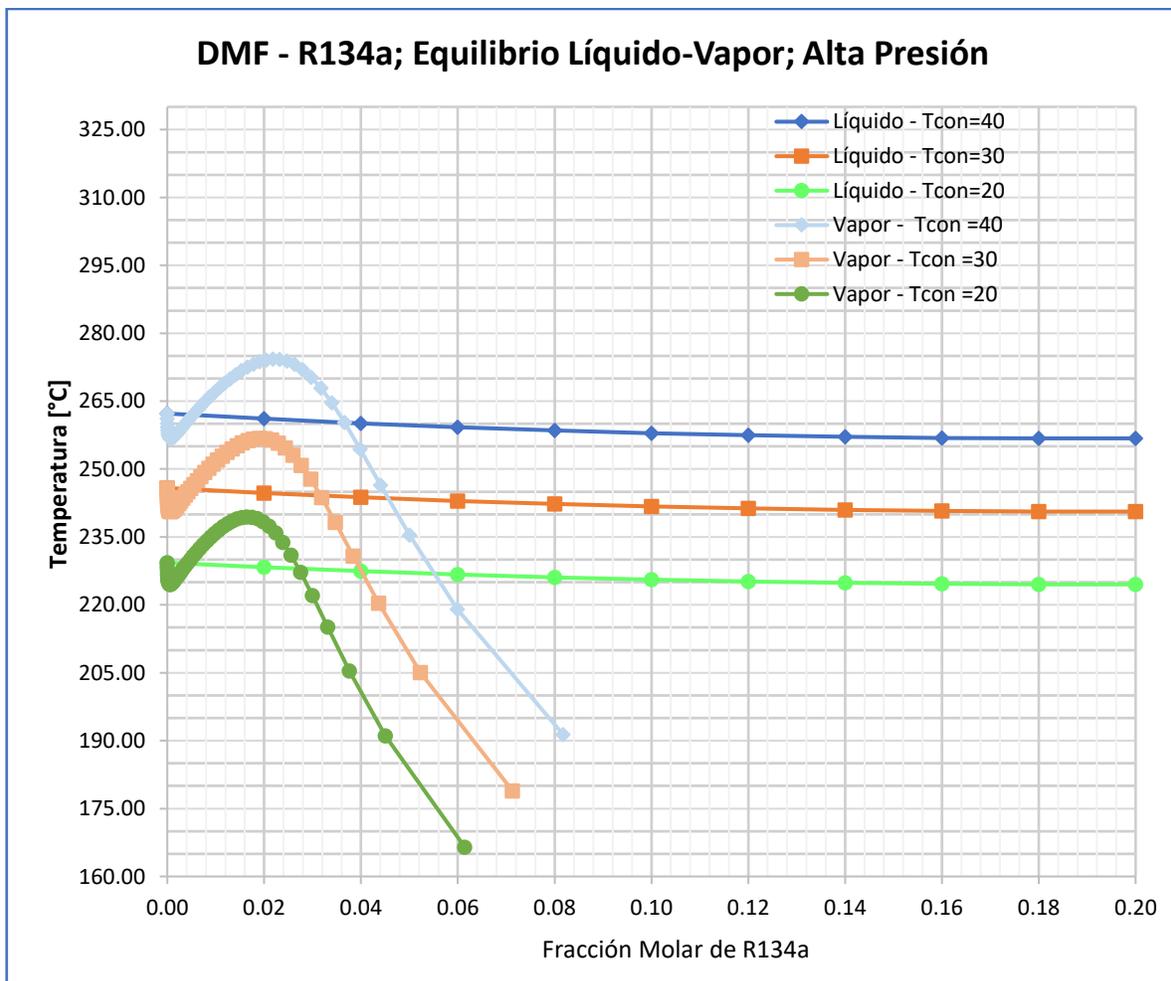


Figura 58.- Diagrama de equilibrio líquido vapor T-xy de R134a - DMF en la sección de alta presión a distintas temperaturas.

Comparación

Para resumir los valores de los COP máximos y mínimos mencionados en la sección anterior observe la Figura 59.

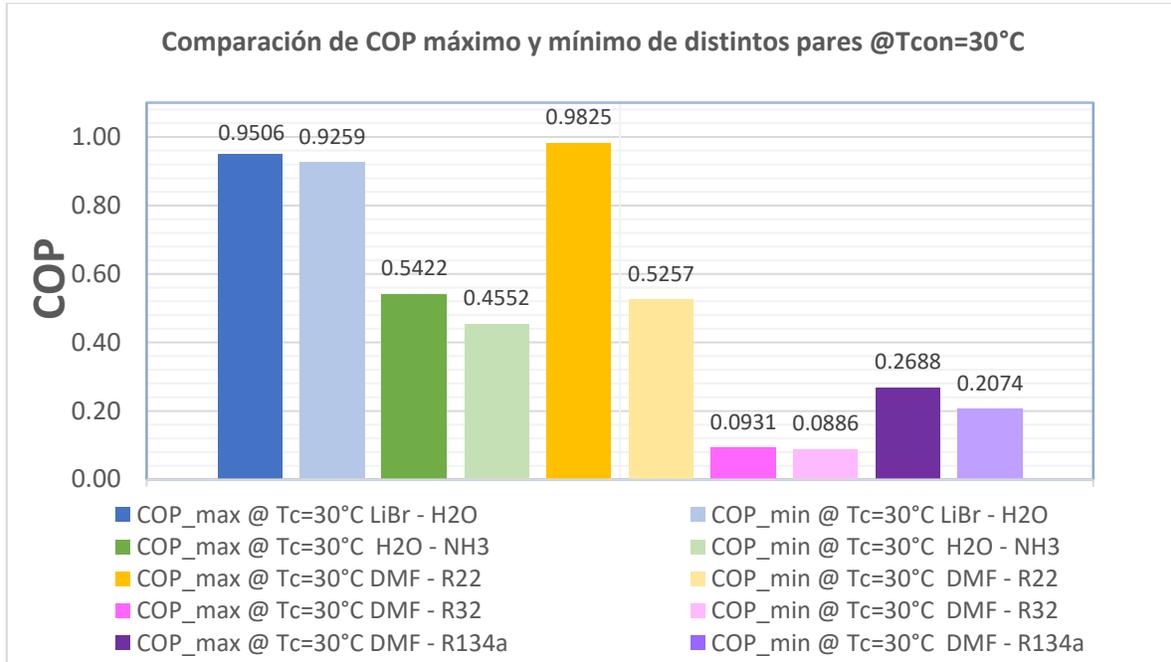


Figura 59.- Gráfico comparativo de los COP de los pares simulados a una temperatura de condensador de 30°C

Un descubrimiento interesante fue el alto coeficiente de desempeño del par R22 – DMF y la cantidad de calor moderada requerida para separar estos componentes en el generador.

Este análisis sirvió también para descartar el par R32 - DMF por su bajo COP, y la gran cantidad de calor necesaria para separar estos componentes.

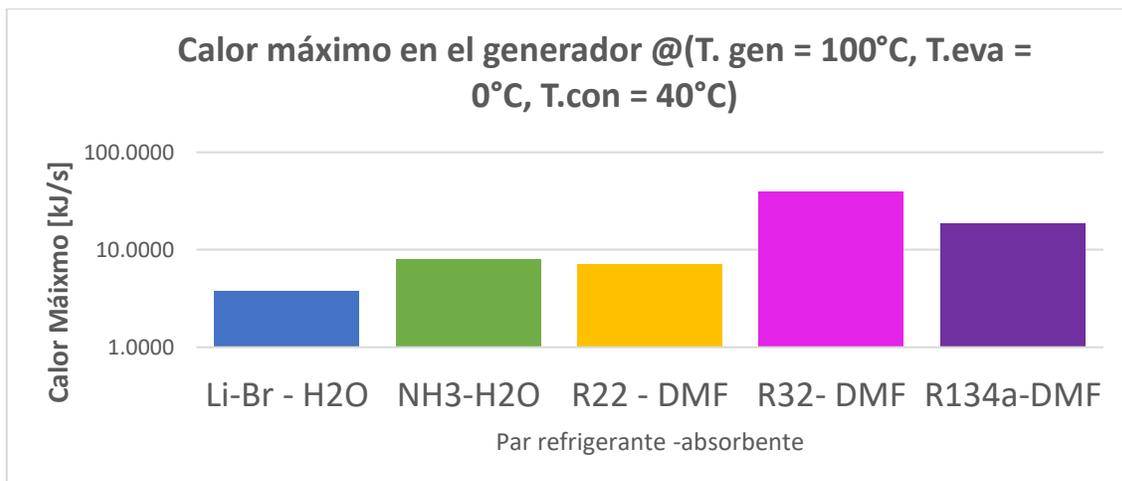


Figura 60.- Calores máximos de cada par refrigerante -absorbente. Escala logarítmica

Para resumir las temperaturas de equilibrio líquido – vapor de los pares estudiados se presentan la Figura 61 y Figura 62.

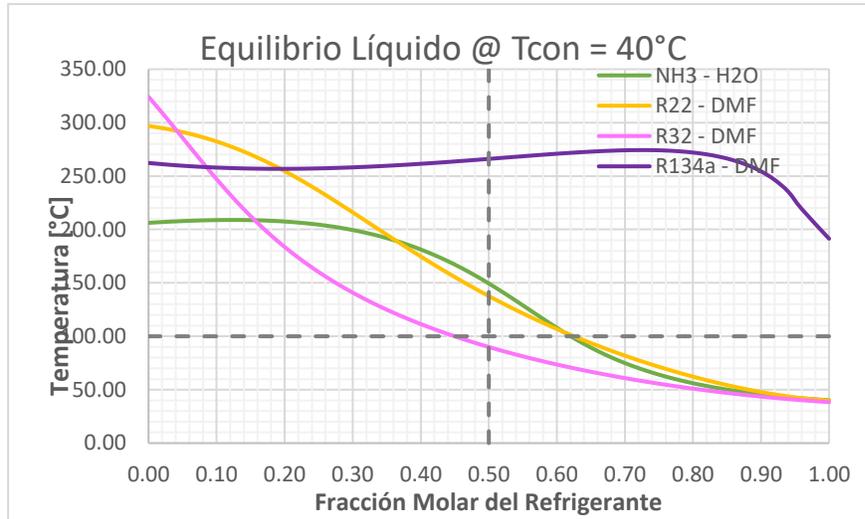


Figura 61.- Diagrama de resumen de temperaturas de equilibrio para la fase líquida de cada refrigerante

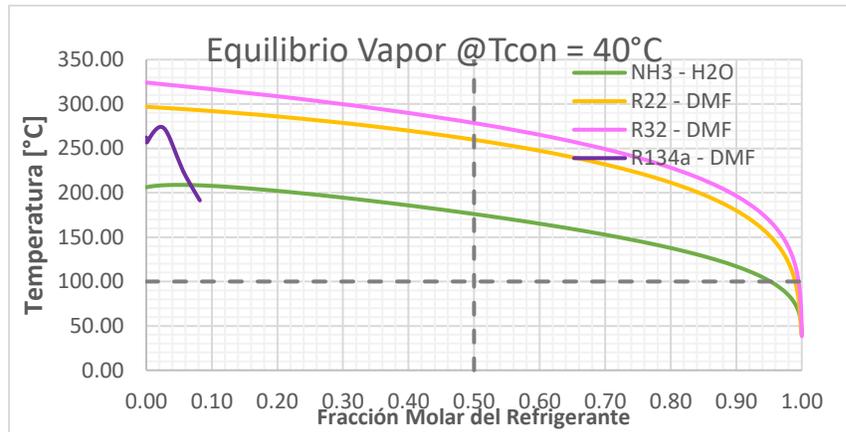


Figura 62.- Diagrama de resumen de temperaturas de equilibrio para la fase gaseosa de cada refrigerante

Para los fines de este trabajo, estas gráficas muestran que mientras las líneas de vapor estén más cerca de una fracción molar de 1.0 a menor temperatura, más fácil será separar estos componentes en el generador. Y se observa que para los pares NH3 -H2O, R22 – DMF y R32 – DMF se requerirían tecnologías solares que superen los 150°C para empezar a obtener una calidad de vapor aceptable cuando la fracción líquida sea de por lo menos 0.5. Debería determinarse de manera experimental cual sería la proporción de mezclas de refrigerante – absorbente es la óptima para obtener la mayor cantidad de vapor a la menor temperatura posible, sin embargo, el trabajo teórico puede ayudar a predecir o estimar estas variables y quizá de esta manera reducir los costos y esfuerzos en laboratorio. Considero que los parámetros a evaluar en futuros experimentos, debería ser las propiedades termodinámicas de las mezclas a distintas concentraciones, temperaturas y presiones.

Los resultados de R-134A únicamente dan a entender que el modelo NRTL no es el más adecuado para estimar las curvas de equilibrio líquido – vapor de esta mezcla.

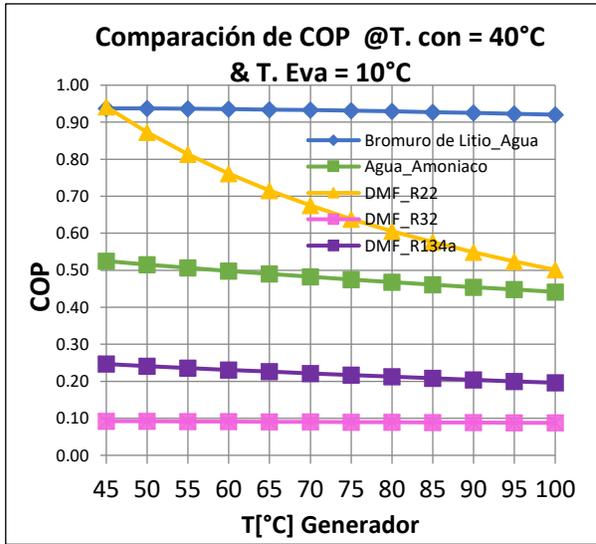


Figura 63.- Comparación de COP en función de la temperatura del generador con temperatura de condensación de 40°C y temperatura de evaporador de 10°C

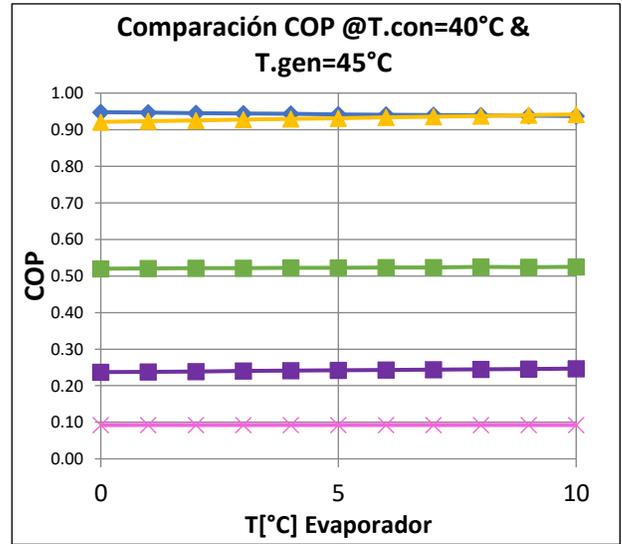


Figura 65.-Comparación de COP en función de la temperatura del evaporador, con temperatura de condensación de 40°C y temperatura de generador de 45°C

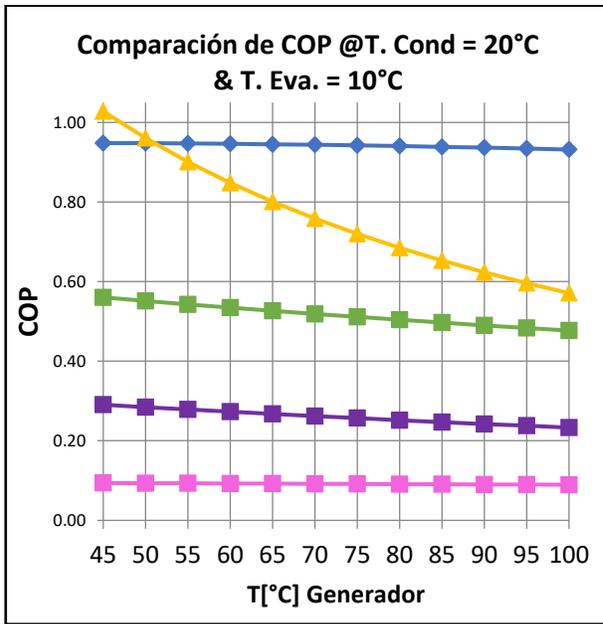


Figura 64.- Comparación de COP en función de la temperatura del generador con temperatura de condensación de 20°C y temperatura de evaporador de 10°C

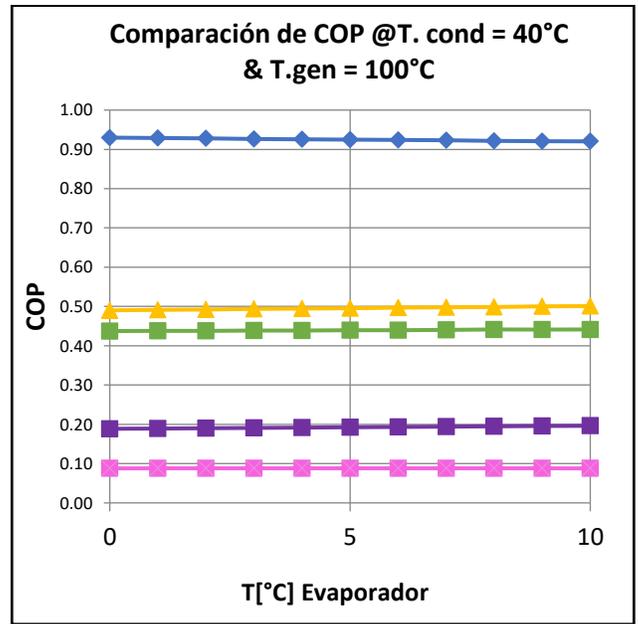


Figura 66.- Comparación de COP en función de la temperatura del evaporador, con temperatura de condensación de 40°C y temperatura de generador de 100°C

Recurso Solar Aprovechable

De acuerdo con los cálculos del calor útil para colectores de placa plana (CPP), mencionado en la sección “Captación y Aprovechamiento del Recurso Solar” y del cálculo de energía máxima requerida para el generador en cada caso de los pares refrigerantes – absorbentes. Se determinó el número de paneles dividiendo el calor máximo de generador de cada par entre el calor útil hora a hora que teóricamente estaría disponible para un CPP de 0.5 m²

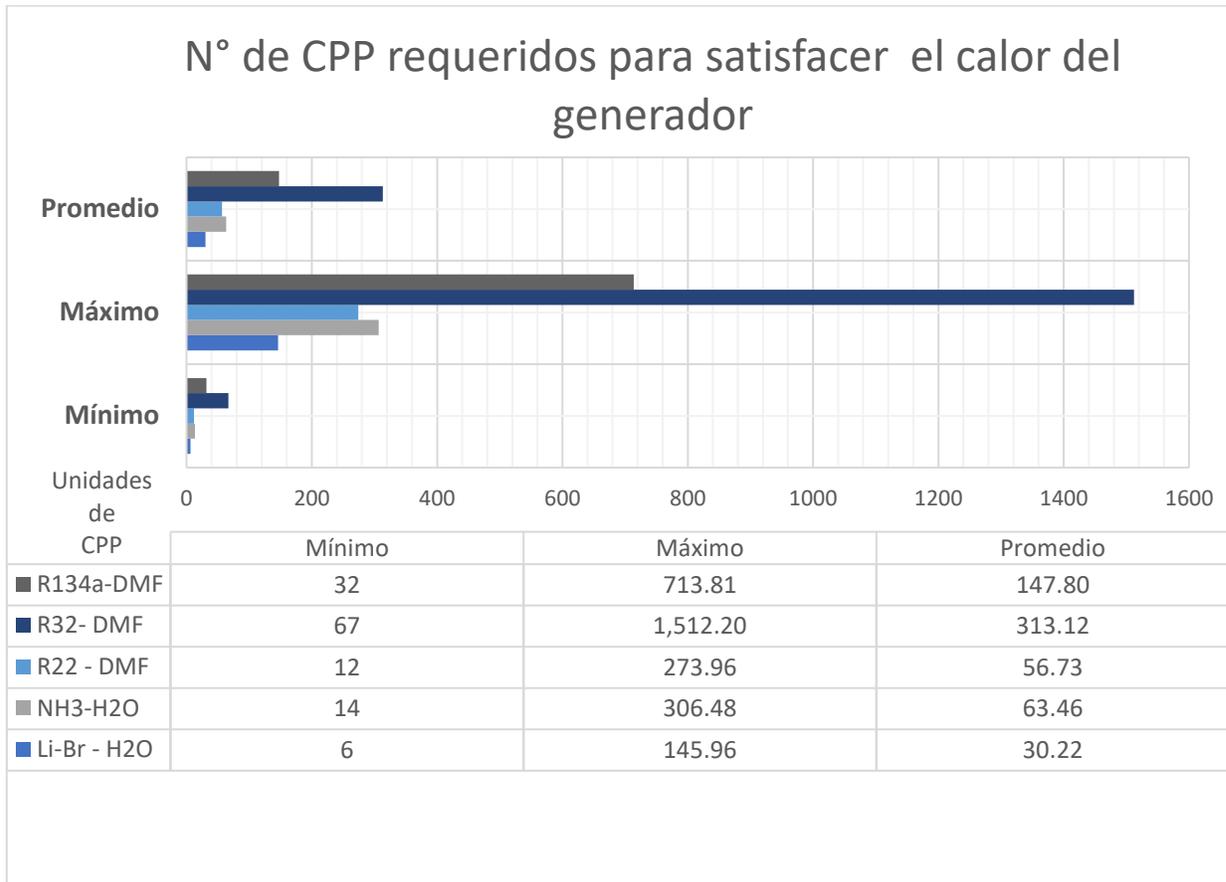


Figura 67.- Cálculo de número promedio, mínimo y máximo de CCP de acuerdo al calor útil que se calculó para la fecha 29/05/2019 en Ags., Ags considerando las pérdidas de calor a partir de modelo de (Wattmuff, J.H., Charters, W.W.S., Proctor, 1977).

El número mínimo de CCP se da cuando la irradiación solar está en su punto máximo mientras que el número máximos cuando la irradiación está en el mínimo.

A partir de esta información se puede empezar a intuir que se requeriría una cantidad enorme de CCP para satisfacer la demanda energética del SRA cuando la radiación se halla en su mínimo, sin embargo, si se utiliza el SRA para condicionamiento de aire sería en las horas de radiación máxima por lo que la cifra de CPC se acercaría más al rango de números entre el mínimo y el promedio.

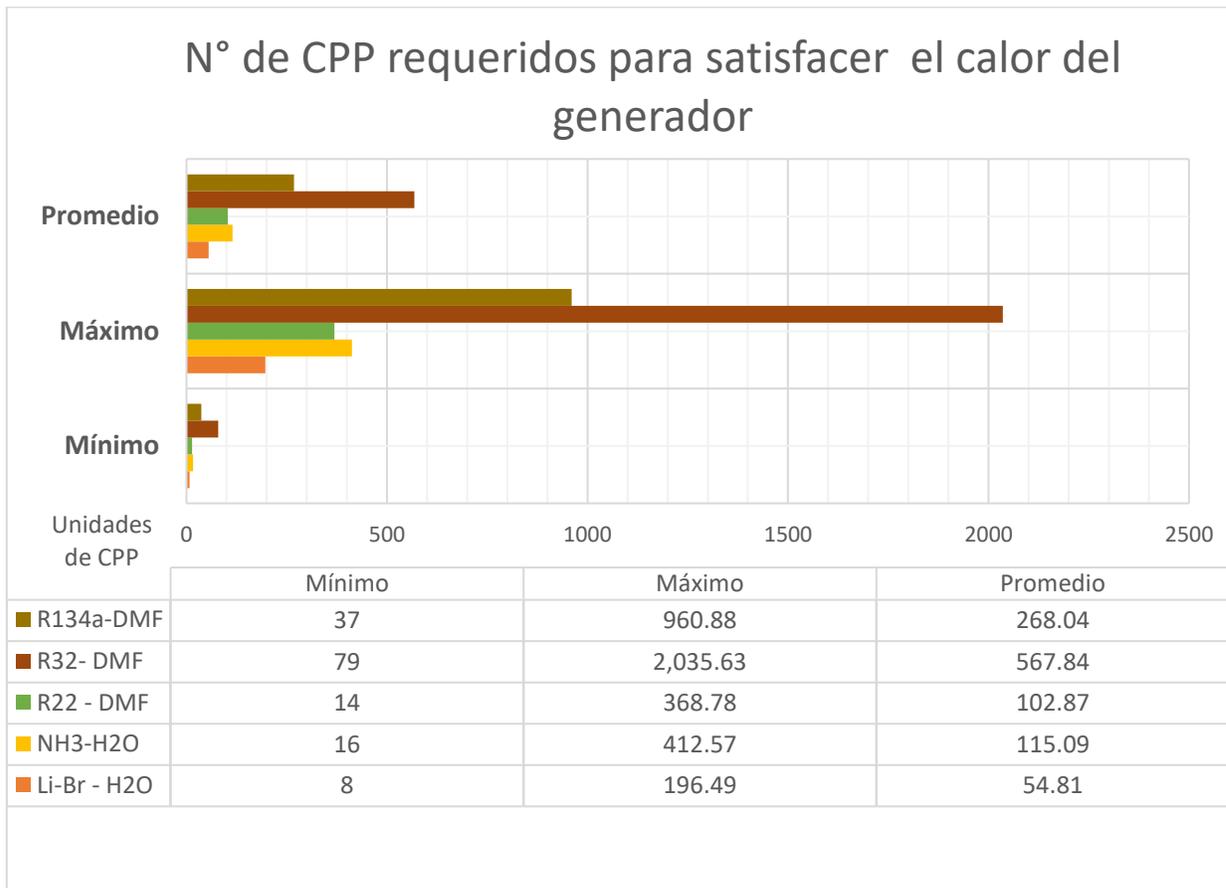


Figura 68.- Cálculo de número promedio, mínimo y máximo de CPC de acuerdo al calor útil que se calculó para la fecha 29/05/2019 en Ags., Ags considerando las pérdidas de calor a partir de modelo de (McAdams, 1954)

La Figura 68, observamos que ser requeriría mayor cantidad de placas debido a que el Modelo de McAdams tiene un número ligeramente más elevado de pérdida de calor.

Además, los CPP, al ser la tecnología de colectores más primitiva y considerar que tiene una superficie pequeña, que no cuenta con concentración solar, ni se encuentra inclinada para maximizar la incidencia de rayos solar se puede intuir que al ser mejoras en este sistema podría reducirse la cantidad de CPC's requeridos para suministrar este calor útil. Gracias a este breve estudio es posible intuir, que otras tecnologías de concentración solar sean más aptas para suministrar el calor.

Por ejemplo, este trabajo mencionó en la sección de metodología el cálculo de calor útil que sería capaz de suministrar un concentrador de canal parabólico asimétrico, desafortunadamente los resultados de esta simulación no fueron exitosos por lo que no se presentaron en esta sección para no generar confusión. A pesar de esto, no se descarta la posibilidad de usar esta tecnología pues presenta la gran ventaja de poder generar mayores temperaturas aun costo menor de otras tecnologías de concentración que requerirían de mecanismos de seguimiento solar y por ende elevaría los costos.

Evaluación e intervalo de aplicaciones

Como se mostró, las simulaciones se comprenden de tres partes generales, la sección del análisis energético, la sección de equilibrio líquido-vapor y una estimación del calor útil que puede obtenerse de colectores de placa plana.

Tabla 31.- Relación de temperaturas de vapor, tecnología solar y aplicaciones

	Gasto energético	Separación de Fases	Implicaciones	Aplicaciones	Factible Energía Solar
Agua – Bromuro de Litio	Bajo	Buena, ya que el absorbente es una sal y no se evapora	Condiciones de vacío	Únicamente acondicionamiento de aire	Si
Amoniaco – Agua	Medio	Mediana, requiere más de una etapa de rectificación	Alta presión	Congelamiento, Refrigeración	Si
R22 – DMF	Medio	Mediana, requiere de mayor calor	Alta presión	Bombas de calor, Congelamiento, Refrigeración	Si
R32 – DMF	Alto	Mala, solución líquida difícil de separar	Alta presión	Bomba de calor, Congelamiento, Refrigeración	No
R134a - DMF	Alto	NA	Presión media	Bombas de calor, Refrigeración, Acondicionamiento de aire	Probable

Las secciones de presión alta y presión baja del sistema fueron determinadas a partir de las temperaturas típicas del condensador y del evaporador, respectivamente, esto da como resultado que en las simulaciones las presiones en algunos casos sean muy altas o cercanas al vacío. En la realidad las presiones deberán estar en un rango de operación en que las bombas presurizadoras o de circulación lo permitan. Sin embargo, existen SRA's que no requieren de bombeo y son de carácter más experimental, de manera que para que puedan ser comercializadas deberán proveer el servicio de enfriamiento a demanda por lo que en la realidad estos sistemas deberán tener subsistemas auxiliares de almacenamiento de calor o frío o sistemas que auxilien en la generación de calor cuando la energía solar no sea suficiente.

Discusión de Resultados

Estas simulaciones tenían la finalidad de averiguar cuáles son los factores físicos o químicos más relevantes para el correcto funcionamiento de un SRA tomando como indicador o punto de referencia el coeficiente de desempeño, pues como se ha mencionado anteriormente, este indicador relaciona la energía de enfriamiento contra la energía gastada para lograr tal efecto. Sin embargo, el COP no es lo único en lo que se debería concentrar al diseñar estos sistemas.

A partir de lo estudiado, se pretende mencionar cuales son los factores que juegan un rol importante en el sistema por cada componente del ciclo termodinámico del SRA de efecto sencillo

Tabla 32.- Observaciones importantes sobre cada componente del ciclo termodinámico del SRA de efecto sencillo

	Factor	Justificación
Generador	Calor óptimo y mezcla	La clave para el funcionamiento óptimo de este componente es que haya una mezcla de consistente de solución fuerte de manera que para esta determinada proporción se inyecte al sistema la cantidad necesaria y no sobrecalentar para obtener vapor de refrigerante tan puro como sea posible al menor costo energético.
Condensador	Temperatura baja y buena disipación de calor	Ya que el objetivo del condensador es convertir el vapor de refrigerante en líquido saturado, es indispensable que el condensador tenga una temperatura relativamente baja en comparación de la temperatura del generador y que sea un buen conductor de calor para que lo rechace hacia el ambiente y la temperatura del condensador se mantenga constante
Evaporador	Entrada de refrigerante líquido y buena conducción calorífica	El efecto frigorífico va a ser proporcional a la tasa de calor por unidad de tiempo que sea capaz de absorber el refrigerante en el serpentín del evaporador. Si a la entrada del evaporador tenemos residuos de vapor habrá menor cantidad de calor latente disponible para absorber del medio que se desea enfriar.
Absorbedor	Temperatura y Mezcla	Un aspecto importante del absorbedor sería calibrar para que la mezcla de los flujos de refrigerante y de solución débil den la proporción requerida por el generador y que la energía generada por la reacción exérgica sea rechazada (o aprovechada en otra etapa) para que no ocurra fenómenos de separación del refrigerante dentro del absorbedor debidas al incremento de temperatura
Mezcla refrigerante - absorbente	Separación de fases	Esto ha sido ampliamente discutido en este trabajo, y en condiciones óptimas se busca que los pares tengan una buena solubilidad y que los puntos de evaporación del refrigerante y del absorbente sean tan distantes como sea posible.

Tabla 33.- Comparación de ventajas y desventajas de los cinco pares estudiados en este trabajo.

	Ventajas	Desventajas
Agua – Bromuro de Litio	<ul style="list-style-type: none"> • GWP = 0 • Aplicaciones de acondicionamiento • En promedio presenta COP máximo de esta lista • Existen diversos sistemas y mucha investigación sobre este. • Buena separación • Posibilidad de usar energía solar térmica 	<ul style="list-style-type: none"> • Intervalo corto de aplicación • Para operar a temperaturas bajas requiere operar en condiciones de presión de vacío
Amoniaco – Agua	<ul style="list-style-type: none"> • GWP=0 • Aplicaciones congelamiento • Altamente disponible • Tema ampliamente investigado • Posibilidad de usar energía solar térmica 	<ul style="list-style-type: none"> • Difícil de separar por la volatilidad de los componentes • Corrosivo y tóxico • Altas presiones
R22 – DMF	<ul style="list-style-type: none"> • Alcanza a superar ligeramente el COP de Agua – Bromuro de Litio, en algunos escenarios. • Calor en el generador bajo • Buena gama de aplicaciones • Posibilidad de usar energía solar térmica 	<ul style="list-style-type: none"> • GWP = 1700; Alto • Poca investigación al respecto
R32 – DMF	<ul style="list-style-type: none"> • GWP=675 • Aplicaciones de congelamiento • Buena gama de aplicaciones 	<ul style="list-style-type: none"> • Requiere gran cantidad de calor • Poca investigación al respecto sobre la mezcla • COP bajo • Alta presión • Poca probabilidad de usar energía solar
R134a - DMF	<ul style="list-style-type: none"> • Disponible y económico • Buena gama de aplicaciones 	<ul style="list-style-type: none"> • No se presenta una buena separación de los componentes. • GWP = 1300; Medio/Alto • Poca investigación al respecto sobre la mezcla • Gran cantidad de calor • Poca probabilidad de usar energía solar

Tabla 34.- Breve comparación de los resultados obtenidos en este trabajo con mayor similitud con respecto a lo reportado por diversos trabajos experimentales de otros autores

	Este trabajo	Otros estudios	Observación
Agua – Bromuro de Litio	El diseño teórico de este sistema con una capacidad de 1TR (3.5 kW) cuando busca una temperatura en el evaporador de 10°C, una temperatura de condensador de 40°C y una temperatura de absorbedor de 30°C, con temperatura del generador de 100°C resulta en un COP térmico de 0.9 .	El prototipo de chiller que usa colectores de placa plana de (González-Gil et al., 2011) reporta condiciones similares de operación. Una capacidad de refrigeración entre 2 kW y 3.8 kW, agua enfriada a 12.8°C, temperaturas de absorbedor y condensador menores a valores de 50°C y 46°C, con temperaturas en el generador entre 85°C y 110°C reporta un valor de COP térmico de 0.6 .	De esta pequeña comparación puede notarse que para condiciones similares el modelo teórico propuesto llega desviarse positivamente hasta 0.3 unidades adimensionales del COP sin embargo donde llega a diferenciarse mucho es en la temperatura de operación en el absorbedor y generador, donde la modelo experimental varía entre 10°C y 20°C por arriba del modelo teórico. Además, (Marashli et al., 2022) modelan este par de trabajo con un sistema de tubos evacuados al vacío y concluyen que a temperaturas de generación de 110°C se puede llegar a valores de COP de 0.74 sin cristalización.
Amoniaco – Agua	El diseño teórico de este sistema con una capacidad de 1TR (3.5 kW) cuando busca una temperatura de enfriamiento de 10°C, una temperatura del generador de 100°C, una temperatura de absorbedor y condensador de 30°C se obtuvo un COP de 0.45 .	El SRA de (Mendes et al., 2007) fue diseñado para optimizar el refinamiento del amoníaco; operando para enfriar agua a 11°C, una temperatura del generador de 110°C y la máquina es enfriada con aire a 32°C (es decir, la temperatura del condensador y absorbedor) rinde un COP de 0.54 .	De esta pequeña comparación puede notarse que para condiciones similares el modelo teórico propuesto llega desviarse negativamente hasta 0.09 unidades del COP
R22 – DMF	En este trabajo a una temperatura de evaporador de 5°C, una temperatura de generador de 90, una temperatura de condensador de 20°C y una temperatura de absorbedor de 30°C obtuvo un COP térmico de 0.62 y un COP de 0.61 .	Un estudio experimental de (Fatouh & Srinivasa Murthy, 1993) comparó diversas combinaciones de R22 – absorbente para obtener sus respectivas relaciones P-T-X. El estudio de (L. J. He et al., 2009) también de carácter teórico predice que este par permitiría usar colectores solares de tubo evacuados. Además, sus resultados muestran que, para una temperatura de evaporador de 5°C, temperatura de generador de 90°, temperatura de condensador 25°C, se obtuvo un COP térmico de aproximadamente 0.4 .	Parece que la mayoría de los trabajos con R22-DMF son de carácter teórico / predictivo mientras que la información experimental disponible trata más sobre las propiedades de esta mezcla. La diferencia de COP térmico entre las predicciones entre este trabajo y condiciones similares de trabajo de (L. J. He et al., 2009) es 0.21 . Sin embargo, este autor no señala claramente la temperatura de operación del absorbedor.
R32 – DMF	En este trabajo se encontró un COP térmico de 0.0943 a una temperatura de evaporador de 5°C, una temperatura de generador de 75°C y una temperatura de condensador de 20°C	En su estudio teórico (L. J. He et al., 2009) predice que el COP térmico es de 0.5 para este par, con una temperatura de evaporador de 5°C, una temperatura de generador de 75°C y una temperatura de condensador de 25°C	Al igual que el par anterior, no existe variedad de casos experimentales documentados con respecto a sistemas con este par. Principalmente la información en este tema abarca las propiedades termodinámicas de este par y simulaciones/predicciones. Desviación negativa en el COP térmico de 0.4057 con respecto a (L. J. He et al., 2009).

<p>R134a - DMF</p>	<p>Cuando las condiciones de la simulación son de entre 75°C y 90°C en el generador, una temperatura en el evaporador de 10°C, condensador de 20°C y absorbedor de 30°C, la simulación devuelve un COP térmico entre 0.25 y 0.24.</p>	<p>Un estudio experimental de (Mitkari & Ronge, 2020) diseña un SRA con una capacidad de enfriamiento de 0.69 a 2 kW usando tubo evacuado al vacío para obtener una temperatura de generador entre 75°C y 90°C obtiene un rango de COP térmico entre 0.48 y 0.71. Se usó agua de enfriamiento a 25°C para el condensador y el absorbedor. El agua enfriada por el evaporador fu de 25°C a 18°C. Además, experimento con diversas concentraciones de solución fuerte de 0.56, 0.63 y 0.73.</p>	<p>Se observa una desviación negativa entre 0.24 y 0.46 en el COP térmico. De las tres combinaciones de CFC/HCFC – DMF, esta ha sido la única que se ha reportado un sistema de refrigeración solar experimental.</p>
---------------------------	--	--	--

Es difícil cuantificar que tanto se desvía los resultados de este proyecto de un sistema real debido a que este modelo idealiza y considera flujos estáticos cuando en la realidad un sistema de refrigeración por absorción es dinámico y complejo. En la práctica el factor de relación entre el flujo másico de refrigerante de entrada y un flujo másico de salida de la solución débil (como se menciona en la metodología en la sección de Absorbedor) juega un rol importante en la eficiencia del sistema y la cual en los experimentos de la literatura es un parámetro cuidadosamente revisado de manera manual o automática con sistemas de control o válvulas.

Discusión del par de trabajo amoniacado – agua

Como menciona (Wu et al., 2014) en su *overview* de tecnología se SRA basados en mezclas con amoniacado, uno de los aspectos más importantes de los sistemas que usan agua como absorbente es que se debe de integrar una columna rectificadora, pues el desempeño del sistema se puede ver gravemente afectado si a la salida del generador no se obtiene vapor de refrigerante de por lo menos un 99.8% de pureza.

Y como se mencionó en la metodología en la Tabla 11 se aplicó el modelo de *Energía Libre de Gibbs de Mezcla* para determinar los estados energéticos del ciclo en las regiones de baja y alta presión a distintas concentraciones (solución fuerte y solución débil). Además de esto, se implementó otro modelo matemático basado en el trabajo de (Sun, 1998) para predecir la entalpía y volumen específico de esta mezcla en función de sus temperatura y concentración. La Tabla 35 y la Tabla 36 presentan la diferencia entre los resultados del modelo de (Sun D., 1998) y los de este trabajo bajo las mismas condiciones como se especificó en la sección *Entalpía de soluciones acuosas de amoniacado – agua (página 92 a página 94)*.

Mientras que la Tabla 37 incluye la comparación del modelo de energía libre de Gibbs de mezclas bajo condiciones similares de acuerdo con lo reportado en la Figura 46. Cabe recordar que esta simulación fue diseñada para que el calor del evaporador fuese de 1 TR a una temperatura de evaporador de 0°C. Sin embargo, los resultados del modelo de energía libre de Gibbs parecen coherentes si consideramos que la potencia de refrigeración es 5 veces menor que la del modelo basado en (Sun D., 1998).

Tabla 35.-Comparación de resultados entre el trabajo de (Sun D.,1998) y este trabajo.

Flujo Energético (kW)	Ciclo NH ₃ – H ₂ O (Sun D., 1998)	Solución acuosa de amoniacado de este modelo.	Desviación (%)
Generador	30.1314	32.2157	6.92%
Condensador	18.4611	22.2793	20.68%
Evaporador	18.5974	18.5769	-0.11%
Absorbedor	30.3269	33.1186	9.21%
Bomba	0.0592	0.0589	-0.46%
Recuperación (intercambiador)	11.9392	10.9707	-8.11%
COP	0.6160	0.5766	-6.39%

Tabla 36.- Comparación de simulación entre el trabajo de (Sun D., 1998) y este trabajo bajo las mismas condiciones de trabajo. La primera columna de "Estados" corresponde a la numeración que uso el autor para rotular cada estado del ciclo termodinámico

Ciclo NH ₃ - H ₂ O (Sun, 1998)						Este modelo					
Estado	T(°C)	P(kPa)	X(%)	m(kg/min)	h(kJ/kg)	Estado	T(°C)	P(kPa)	X(%)	m(kg/min)	h(kJ/kg)
1	100	1166.92	100	1	1448.44	5	100	1166.92	100	1	1824.004655
2	30	1166.92	100	1	340.78	6	30	1166.92	100	1	487.2476
4	-5	354.42	100	1	1456.62	7	-5	354.42	100	1	1601.860095
5	25	354.42	52.24	3.56	-141.29	4	25	354.42	52.24	3.56	- 142.9873329
7	67.7	1166.92	52.24	3.56	59.46	1	67.7	1166.92	52.24	3.56	134.3273
8	100	1116.92	33.55	2.56	223.37	2	100	1116.92	33.55	2.56	227.9712242
10	40	354.42	35.55	2.56	-54.55	3	40	354.42	35.55	2.56	- 48.35024718
9	No reportado					9	40	1166.9	35.55	2.56	-48.3502
6						8	25	1116.9	52.24	3.56	-141.9941

Ahora bien, como se mencionó en este trabajo se optó por implementar además una simulación para este par de trabajo basado en la energía libre de Gibbs de mezcla

Tabla 37.- Comparación global entre el modelo original de la solución acuosa de amoníaco, la versión derivada en este trabajo y el modelo basado en el modelo de mezclas de la energía libre de Gibbs de mezcla.

Flujo Energético (kW)	Ciclo NH ₃ - H ₂ O (Sun, 1998)	Solución acuosa de amoníaco	Energía Libre de Gibbs de mezclas ²⁴
	$T_g = 100^{\circ}C, T_c = 30^{\circ}C$ $T_e = -5^{\circ}C, T_a = 25^{\circ}$	$T_g = 100^{\circ}C, T_c = 30^{\circ}C$ $T_e = -5^{\circ}C, T_a = 25^{\circ}$	$T_g = 100^{\circ}C, T_c = 30^{\circ}C$ $T_e = 0^{\circ}C, T_a = 30^{\circ}C$
Generador	30.1314	32.2157	7.6210
Condensador	18.4611	22.2793	4.1964
Evaporador	18.5974	18.5769	3.5169
Absorbedor	30.3269	33.1186	6.8359
Bomba	0.0592	0.0589	0.1056
Recuperación (intercambiador)	11.9392	10.9707	-
COP	0.6160	0.5766	0.4552

Se observa que el modelo de energía libre de Gibbs de mezclas tiene el COP más bajo y esto se debe principalmente a que el trabajo de la bomba es proporcionalmente más alto que el de las otras simulaciones. Esto se puede deber principalmente a que este modelo calcula el trabajo de la bomba en base al balance energético entre las entradas y salidas de calor y no considera el volumen específico de la solución fuerte entre la salida de la bomba y la salida del absorbedor.

²⁴ Se busco la simulación con las condiciones más parecidas para poder comparar. Sería necesario actualizar el programa para que acepte los parámetros igual que los otros dos modelos. Además, fue diseñado para 1 TR, mientras que las otras dos simulaciones son de aproximadamente 5 TR.

PARTE 7. Conclusiones

En este trabajo se presentaron los principios del funcionamiento de un sistema de refrigeración por absorción y por medio de diversos modelos matemáticos se simuló el ciclo termodinámico de este sistema en su configuración más sencilla para 5 combinaciones distintas de fluidos de trabajo, para 33 combinaciones de temperaturas distintas de condensador y evaporador por un intervalo de temperaturas de generador de 35 a 100°C. Además, se estudió el equilibrio líquido – vapor de 4 de los pares, de los cuales 3 arrojaron información acerca de la temperatura requerida para purificar el componente refrigerante de la mezcla. Por último, se aplicó un modelo para estimar la cantidad de calor útil que se podría obtener un colector solar de placa plana para compararlo con la energía requerida para separar el componente refrigerante y evaluar la posibilidad de que el suministro de energía calorífica del sistema venga de una tecnología solar térmica.

En consecuencia, se concluyó lo siguiente para cada par refrigerante – absorbente estudiado:

- Agua – Bromuro de litio: Rango de operación limitado a estar del punto de congelamiento del agua, por lo que sus aplicaciones se limitan a acondicionamiento de aire, sin embargo, es una alternativa que ha sido ampliamente estudiada y existen modelos comerciales de este sistema con lo cual podría esperarse mejorar el desempeño de este sistema si se continúa desarrollando.
- Amoniaco – Agua: Una combinación ampliamente estudiada, sin embargo, las propiedades corrosivas y tóxicas del amoniaco requiere que sean diseñados sistemas más complejos y por ende más caros para su control. Su mayor ventaja es que es capaz de usarse en aplicaciones de congelamiento y es factible separar la mezcla con energía solar.
- R22 – DMF: No existe mucha investigación experimental al respecto, sin embargo, las predicciones teóricas de este trabajo apuntan a que podría tener un coeficiente de desempeño similar al de agua – bromuro de litio y ser un área de oportunidad en esta línea de investigación si se puede mitigar los efectos del R22 sobre la capa de ozono.
- R32 – DMF: Aunque exista gran cantidad de información sobre el refrigerante R32 poco se ha estudiado sobre esta mezcla, los resultados de esta investigación indican que sería improbable usarlo con una fuente de energía solar puesto que requeriría una gran cantidad de calor para separar esta mezcla.
- R134a – DMF: De acuerdo con los resultados de las simulaciones esta mezcla no presenta una buena separación de sus componentes por lo que requeriría mayores cantidades de calor por lo cual resultaría difícil usar energía solar. El refrigerante R134a tiene una amplia variedad de aplicaciones en sistemas de refrigeración tradicionales por lo que, si se logra mejorar la eficiencia de los SRA y desarrollar investigación en torno a esta mezcla, podría ser una opción que facilite la adaptación de tecnologías refrigeración por compresión mecánica para que funcionen con esta mezcla, aunque debería estudiarse el efecto del DMF sobre los componentes del sistema.

Este trabajo se compuso de una amplia revisión literaria y de la implementación de modelos matemáticos basados en experimentos previos por diversos autores, de manera que pudiera replicarse los resultados y observar los factores que son sensibles a los cambios del sistema.

Como se discutió en la Tabla 34, dada la naturaleza compleja de estos sistemas, debieron hacer una serie de suposiciones que pudieran facilitar la programación y cálculo de un sistema de refrigeración por absorción, el resultado de esta comparación muestra lo siguiente:

- La simulación del par amoniaco – agua no se desvía mucho de los resultados experimentales mencionadas en la tabla para condiciones similares, es decir, se desvía negativamente 16%²⁵ con respecto al valor experimental mencionado.
- La simulación de bromuro de litio – agua llega a desviarse positivamente hasta un entre 21% y 50%

²⁵ porcentaje de error = $\frac{|\text{experimental} - \text{ideal}|}{\text{experimental}} \times 100$

- Los pares R22 – DMF y R32 -DMF, no se halló reportes experimentales de SRA con estos pares de trabajo, a pesar de esto, comparado con trabajos teóricos similares se encontró desviaciones de 52% (positiva) y 81% (negativa), respectivamente.
- Por último, para el par R134a – DMF, se encontró un desvío negativo entre 50% y 66%.

Estos datos solo proporcionan *insight* sobre que tanto se puede llegar a desviar de la realidad una simulación. Y nos indica que aún pueden mejorarse o proponer nuevos modelos que ayuden a estimar el comportamiento de los SRA, los cuales representan un reto ya que estos son sistemas dinámicos con mucha interdependencia entre cada uno de los componentes.

La inspiración original de este trabajo surge de imaginar los sistemas de refrigeración desacoplados de las fuentes fósiles de energía, para ofrecer alternativas limpias en el contexto que contribuyan a la mitigación del cambio climático.

El estudio y modelado de los SRA bajo una basta serie de escenarios, ha llevado a concluir que aún hay muchos estudios por realizar en esta tecnología. En especial, es necesario enriquecer el conocimiento con los modelos de las propiedades físicas y termodinámicas de las mezclas refrigerante – absorbente. De esta forma, las evaluaciones de los sistemas, desde el punto de vista energético, serán más sencillos de realizar en futuros trabajos.

Uno de los principales problemas con el empleo de la energía solar, es su intermitencia y su comportamiento cíclico día – noche. Este es un factor limitante como fuente de energía que deberá a su vez resolverse a través del almacenamiento. Entre tanto deberían estructurarse procesos híbridos que permitan a los sistemas solares, operar como una fuente auxiliar de energía, para reducir el consumo de energía fósil y disminuir la huella ecológica de los sistemas de refrigeración.

Durante el desarrollo de este trabajo, fue evidente que la evolución tecnológica de los SRA ha sido lenta y, en ocasiones, se ha detenido su evolución. El uso de esta tecnología en los mercados internacionales ha sido muy pobre. Una de las razones de ello ha sido su costo, que no logra rentabilizar las inversiones. Se ha mantenido, entonces, dentro del campo académico y los laboratorios de investigación. Es poco frecuente encontrarlos en las industrias. Para su impulso, se requiere de investigación y desarrollo económico encaminado a reducir los costos e incrementar su eficiencia.

Dada la naturaleza teórica de este trabajo y el hecho de que se haya programado diversos escenarios es razonable decir que aún se puede mejorar el programa, de manera que sea más robusto y permita flexibilizar los parámetros de entrada. Se pretende en el futuro mejorar la gestión y análisis de datos si se profundiza más en la programación de rutinas que permitan flexibilizar la entrada de datos, así como la optimización del código para mejorar el rendimiento del programa y por último, otro punto de mejorar en la ámbito informático de este trabajo sería mejorar la interfaz de manera que sea más amigable con el usuario y permita a terceros realizar, implementar o mejorar sus propias simulaciones de los pares propuestos en este trabajo.

PARTE 8. Referencias y Bibliografía

- Agarwal, R. S., & Bapat, S. L. (1985). Solubility characteristics of R22-DMF refrigerant-absorbent combination. *International Journal of Refrigeration*, 8(2), 70–74. [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(85\)90076-3](https://doi.org/10.1016/0140-7007(85)90076-3)
- Air Conditioning and Refrigeration Timeline* | *ashrae.org*. (n.d.). Retrieved January 21, 2023, from <https://www.ashrae.org/about/mission-and-vision/ashrae-industry-history/air-conditioning-and-refrigeration-timeline>
- Al-Ugla, A. A., El-Shaarawi, M. A. I., & Said, S. A. M. (2015). Alternative designs for a 24-hours operating solar-powered LiBr - Water absorption air-conditioning technology. *International Journal of Refrigeration*, 53, 90–100. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.01.010>
- Alghoul, M. A., Sulaiman, M. Y., Azmi, B. Z., & Wahab, M. A. (2014). *Review of materials for solar thermal collectors*. *March*. <https://doi.org/10.1108/00035590510603210>
- Altamirano, A., Stutz, B., & Le Pierrès, N. (2020). Review of small-capacity single-stage continuous absorption systems operating on binary working fluids for cooling: Compact exchanger technologies. *International Journal of Refrigeration*, 114, 118–147. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.02.033>
- Badarinarayana, K., Srinivasa Murthy, S., & Krishna Murthy, M. V. (1982). Thermodynamic analysis of R 21-DMF vapour absorption refrigeration systems for solar energy applications. *International Journal of Refrigeration*, 5(2), 115–119. [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(82\)90086-X](https://doi.org/10.1016/0140-7007(82)90086-X)
- Bellos, E., & Tzivanidis, C. (2019). A review of concentrating solar thermal collectors with and without nanofluids. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 135(1), 763–786. <https://doi.org/10.1007/s10973-018-7183-1>
- Billquist, E. (2020). *Thermodynamics of Mixing*. [https://chem.libretexts.org/Bookshelves/Physical_and_Theoretical_Chemistry_Textbook_Maps/Supplemental_Modules_\(Physical_and_Theoretical_Chemistry\)/Thermodynamics/Ideal_Systems/Thermodynamics_of_Mixing](https://chem.libretexts.org/Bookshelves/Physical_and_Theoretical_Chemistry_Textbook_Maps/Supplemental_Modules_(Physical_and_Theoretical_Chemistry)/Thermodynamics/Ideal_Systems/Thermodynamics_of_Mixing)
- Borde, I., Jelinek, M., & Daltrophe, N. C. (1995). Absorption system based on the refrigerant R134a. *International Journal of Refrigeration*, 18(6), 387–394. [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(95\)98161-D](https://doi.org/10.1016/0140-7007(95)98161-D)
- Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2011). *Termodinámica* (7th ed.). McGraw Hill.
- Chapra, S. C., & Canale, R. P. (2015). Métodos numéricos para ingenieros. In 7(7th ed., Vol. 1999, Issue December). McGraw Hill.
- Chen, Y., Han, W., & Jin, H. (2016). Thermodynamic performance optimization of the absorption-generation process in an absorption refrigeration cycle. *Energy Conversion and Management*, 126, 290–301. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.07.086>
- Chidambaram, L. A., Ramana, A. S., Kamaraj, G., & Velraj, R. (2011). Review of solar cooling methods and thermal storage options. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(6), 3220–3228. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.04.018>
- Conde, M. R. (2004). Properties of aqueous solutions of lithium and calcium chlorides: Formulations for use in air conditioning equipment design. *International Journal of Thermal Sciences*, 43(4), 367–382. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2003.09.003>
- Congreso de la Union. (2012). Ley general de cambio climático. *Dof*, 1–45.

- Critoph, R. E., & Vogel, R. (1986). Possible adsorption pairs for use in solar cooling. *International Journal of Ambient Energy*, 7(4), 183–190. <https://doi.org/10.1080/01430750.1986.9675500>
- Dehghani-Saniij, A., & Bahadori, M. N. (2021). Artificial production of ice. In *Ice-Houses* (pp. 89–130). Elsevier. <https://doi.org/10.1016/b978-0-12-822275-1.00010-2>
- Domínguez-Inzunza, L. A., Sandoval-Reyes, M., Hernández-Magallanes, J. A., & Rivera, W. (2014). Comparison of the performance of single effect, half effect, double effect in series and inverse absorption cooling systems operating with the mixture H₂O-LiBr. *Energy Procedia*, 57, 2534–2543. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.10.264>
- Duffie, J. A., Beckman, W. A., & McGowan, J. (1985). Solar Engineering of Thermal Processes. In *American Journal of Physics* (Vol. 53, Issue 4). <https://doi.org/10.1119/1.14178>
- Dupeyrat, P., Hermann, M., Graf, W., Wilson, H. R., & Kuhn, T. E. (2011). Investigation of the effective transmittance-absorptance product of solar thermal collectors regarding recent improvements of glazing and absorber spectral properties. *30th ISES Biennial Solar World Congress 2011, SWC 2011*, 4, 2624–2630. <https://doi.org/10.18086/swc.2011.19.11>
- Fatouh, M., & Srinivasa Murthy, S. (1993). Comparison of R22-absorbent pairs for absorption cooling based on P-T-X data. *Renewable Energy*, 3(1), 31–37. [https://doi.org/10.1016/0960-1481\(93\)90127-3](https://doi.org/10.1016/0960-1481(93)90127-3)
- Fernandez Zayas, J. L. (n.d.). *Calculo de la radiacion solar instantanea*. UNAM.
- Garibay-Cisneros, J. M., Llamas-Zamorano, S., Peralta, J. A. M.-G. de, & Alcaraz-Iñiguez, L. E. (2011). Modelo híbrido de refrigeración solar por absorción. *Ciencias Holguín*, XVII(3), 1–10. <http://www.redalyc.org/resumen.oa?id=181522303002>
- Gebreyohannes, S., Neely, B. J., & Gasem, K. A. M. (2014). Generalized nonrandom two-liquid (NRTL) interaction model parameters for predicting liquid-liquid equilibrium behavior. *Industrial and Engineering Chemistry Research*, 53(31), 12445–12454. <https://doi.org/10.1021/ie501699a>
- George, J. M., & Murthy, S. S. (1989). Influence of absorber effectiveness on performance of vapour absorption heat transformers. *International Journal of Energy Research*, 13(6), 629–638. <https://doi.org/10.1002/er.4440130602>
- Ghyadh, N. A. (2018). Overview of Working Pair used in Absorption Refrigeration Technologies. *International Journal for Research in Applied Science and Engineering Technology*, 6(7), 662–678. <https://doi.org/10.22214/ijraset.2018.7114>
- Gogoi, T. K., & Konwar, D. (2016). Exergy analysis of a H₂O-LiCl absorption refrigeration system with operating temperatures estimated through inverse analysis. *Energy Conversion and Management*, 110, 436–447. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.12.037>
- González-Gil, A., Izquierdo, M., Marcos, J. D., & Palacios, E. (2011). Experimental evaluation of a direct air-cooled lithium bromide-water absorption prototype for solar air conditioning. *Applied Thermal Engineering*, 31(16), 3358–3368. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.06.019>
- He, L. J., Chen, G. M., & Cui, X. L. (2008). Vapor-liquid equilibria for R22 + N,N-dimethylformamide system at temperatures from 283.15 to 363.15 K. *Fluid Phase Equilibria*, 266(1–2), 84–89. <https://doi.org/10.1016/j.fluid.2008.01.028>
- He, L. J., Tang, L. M., & Chen, G. M. (2009a). Performance prediction of refrigerant-DMF solutions in a single-stage solar-powered absorption refrigeration system at low generating temperatures. *Solar Energy*, 83(11), 2029–2038. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2009.08.001>
- He, L. J., Tang, L. M., & Chen, G. M. (2009b). Performance prediction of refrigerant-DMF solutions in a single-stage solar-powered absorption refrigeration system at low generating temperatures. *Solar Energy*, 83(11), 2029–

2038. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2009.08.001>
- He, L., Zhang, Y., & Wu, W. (2010). *Thermodynamic Analysis of Refrigerant-DMF Solutions in Solar-Driven Absorption Refrigeration System*. 56–61.
- Herold, K. E., Rademacher, R., & Klein, S. A. (2016). Absorption Chillers and Heat Pumps. In *Journal of Chemical Information and Modeling* (2nd ed., Vol. 53, Issue 9). Taylor & Francis Group.
- Horuz, I. (1998). A comparison between ammonia-water and water-lithium bromide solutions in vapor absorption refrigeration systems. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 25(5), 711–721. [https://doi.org/10.1016/S0735-1933\(98\)00058-X](https://doi.org/10.1016/S0735-1933(98)00058-X)
- Ibarra-Bahena, J., Raman, S., Galindo-Luna, Y. R., Rodríguez-Martínez, A., & Rivera, W. (2020). Role of membrane technology in absorption heat pumps: A comprehensive review. *Membranes*, 10(9), 1–28. <https://doi.org/10.3390/membranes10090216>
- Ibarra-Bahena, J., Venegas-Reyes, E., Galindo-Luna, Y. R., Rivera, W., Romero, R. J., Rodríguez-Martínez, A., & Dehesa-Carrasco, U. (2020). Feasibility analysis of a membrane desorber powered by thermal solar energy for absorption cooling systems. *Applied Sciences (Switzerland)*, 10(3). <https://doi.org/10.3390/app10031110>
- Ibrahim Dincer, T. A. (2016). *Integrated Systems Refrigeration Absorption System*.
- Infante Ferreira, C. A. (1984). Thermodynamic and physical property data equations for ammonia-lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate solutions. *Solar Energy*, 32(2), 231–236. [https://doi.org/10.1016/S0038-092X\(84\)80040-7](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(84)80040-7)
- IRENA. (2015). *Renwable Energy Prospects Mexico REmap 2030 analysis*. www.irena.org/remap
- Kalogirou, S. A. (2009). Solar energy engineering: Processes and systems. In *Solar Energy Engineering: Processes and Systems*. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-374501-9.X0001-5>
- Kalogirou, S. A. (2014). *Solar Engineering Processes and Systems* (2nd ed.). Elsevier.
- Karimi, M. N., Dutta, A., Kaushik, A., Bansal, H., & Haque, S. Z. (2015). A Review of Organic Rankine, Kalina and Goswami Cycle. *International Journal of Engineering Technology Management and Applied Sciences Wwww . Ijetmas . Com*, 3(October), 2349–4476.
- Kim, D. S., & Ferreira, C. A. I. (2006). A Gibbs energy equation for LiBr aqueous solutions. *International Journal of Refrigeration*, 29(1), 36–46. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2005.05.006>
- Klein, S. A. (1977). Calculation of monthly average insolation on tilted surfaces. In *Solar Energy* (Vol. 19, Issue 4, pp. 325–329). Pergamon. [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(77\)90001-9](https://doi.org/10.1016/0038-092X(77)90001-9)
- Konwar, D., & Gogoi, T. K. (2018). Performance of double effect H₂O–LiCl absorption refrigeration systems and comparison with H₂O–LiBr systems, Part 1: Energy analysis. *Thermal Science and Engineering Progress*, 8(August), 184–203. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2018.08.008>
- Kumar, S., & Mullick, S. C. (2010). Wind heat transfer coefficient in solar collectors in outdoor conditions. *Solar Energy*, 84(6), 956–963. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2010.03.003>
- Le Pierrès, N., Huaylla, F., Stutz, B., & Perraud, J. (2017). Long-term solar heat storage process by absorption with the KCOOH/H₂O couple: Experimental investigation. *Energy*, 141, 1313–1323. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.10.111>
- Lemmon, E.W., Bell, I.H., Huber, M.L., McLinden, M. O. (2018). *NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 10.0* (10.0). National Institute of Standards and Technology.
- Liang, X., He, G., Zhou, S., Hao, Z., & Cai, D. (2021). Absorption characteristics of NH₃/NASCN working pair in an

- adiabatic absorber with structured packing. *Applied Thermal Engineering*, 185, 116325. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116325>
- Luna, Y. R. G., Franco, W. R. G., Carrasco, U. D., Domínguez, R. J. R., & García, J. C. J. (2018). Integration of the experimental results of a parabolic trough collector (PTC) solar plant to an absorption air-conditioning system. *Applied Sciences (Switzerland)*, 8(11). <https://doi.org/10.3390/app8112163>
- Macriss, R A; Gutraj, J M; Zawacki, T. S. (1988). *Absorption fluids data survey: Final report on worldwide data*.
- Mansoori, G. A., & Patel, V. (1979). Thermodynamic basis for the choice of working fluids for solar absorption cooling systems. *Solar Energy*, 22(6), 483–491. [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(79\)90020-3](https://doi.org/10.1016/0038-092X(79)90020-3)
- Marashli, A., Alfanatseh, E., Shalby, M., & Gomaa, M. R. (2022). Modelling single-effect of Lithium Bromide-Water (LiBr-H₂O) driven by an evacuated solar tube collector in Ma'an city (Jordan) case study. *Case Studies in Thermal Engineering*, 37(July), 102239. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.102239>
- Mariappan, S., & Annamalai, M. (2013). Performance evaluation of R134a/DMF-based vapor absorption refrigeration system. *Heat Transfer Engineering*, 34(11–12), 976–984. <https://doi.org/10.1080/01457632.2012.753577>
- McAdams, W. H. (1954). *Heat Transmission* (third ed). McGraw-Hil.
- McCabe, W. L. (2007). Operaciones unitarias en ingeniería química. In *The Biogas Handbook: Science, Production and Applications* (Cuarta, Vol. 7, Issue 5). <http://www.sgc.se/rapporter/resources/Evaluation.pdf>
<http://www.springer.com/series/8059>
<http://www.google.com.co/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKewjjhfLp9KrNAhWKGB4KHftNCfsQFggcMAA&url=https://mediathek.fnr.de/media/>
- McCabe, W. L., Smith, J. C., & Harriot, P. (1991). *Operaciones Unitarias en Ingeniería Química* (4th ed.). McGraw-Hill.
- Mendes, L. F., Collares-Pereira, M., & Ziegler, F. (2007). A rich solution spray as a refining method in a small capacity, single effect, solar assisted absorption machine with the pair NH₃/H₂O: Experimental results. *Energy Conversion and Management*, 48(11), 2996–3000. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2007.06.037>
- Meng, X., Zheng, D., Wang, J., & Li, X. (2013). *Energy saving mechanism analysis of the absorption-compression hybrid refrigeration cycle*. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2013.01.008>
- Menni, Y., Azzi, A., & Chamkha, A. (2018). A review of solar energy collectors: Models and applications. *Journal of Applied and Computational Mechanics*, 4(4), 375–401. <https://doi.org/10.22055/JACM.2018.25686.1286>
- Meunier, F. (2013). Adsorption heat powered heat pumps. *Applied Thermal Engineering*, 61(2), 830–836. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.04.050>
- Mirl, N., Doil, M., Spindler, K., & Stergiaropoulos, K. (2020). Comparison of ammonia/water equations of state under operating conditions of absorption systems. *Fluid Phase Equilibria*, 526. <https://doi.org/10.1016/j.fluid.2020.112748>
- Mitkari, S., & Ronge, B. P. (2020). Experimental study on R134a-DMF solar operated absorption refrigeration with plate heat exchangers. *International Journal of Scientific and Technology Research*, 9(1), 4271–4278.
- Moreno-Quintanar, G., Rivera, W., & Best, R. (2012). Comparison of the experimental evaluation of a solar intermittent refrigeration system for ice production operating with the mixtures NH₃/LiNO₃ and NH₃/LiNO₃/H₂O. *Renewable Energy*, 38(1), 62–68. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2011.07.009>
- Mugnier, D., & Goetz, V. (2001). Energy storage comparison of sorption systems for cooling and refrigeration. *Solar Energy*, 71(1), 47–55. [https://doi.org/10.1016/S0038-092X\(01\)00013-5](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(01)00013-5)
- Ness, S. Van. (1997). Introducción a la termodinámica en ingeniería química. In *Introducción a la termodinámica*

en ingeniería química (4th ed.). McGraw-Hill.

- Nikbakhti, R., Wang, X., Hussein, A. K., & Iranmanesh, A. (2020). Absorption cooling systems – Review of various techniques for energy performance enhancement. *Alexandria Engineering Journal*, *59*(2), 707–738. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2020.01.036>
- Olfian, H., Ajarostaghi, S. S. M., & Ebrahmnataj, M. (2020). Development on evacuated tube solar collectors: A review of the last decade results of using nanofluids. *Solar Energy*, *211*(September), 265–282. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2020.09.056>
- Pandey, K. M., & Chaurasiya, R. (2017). A review on analysis and development of solar flat plate collector. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *67*, 641–650. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2016.09.078>
- Refrigerador de absorción*. (n.d.). Retrieved January 21, 2023, from https://hmn.wiki/es/Absorption_refrigerator
- Refrigeration | History, Technology, Process, Types, & Facts | Britannica*. (n.d.). Retrieved January 21, 2023, from <https://www.britannica.com/technology/refrigeration>
- Romero, J., & Carbonell, T. (2014). Solar absorption refrigeration system for Kumay community in Ecuador. *Ingeniería Energética*, *XXXV*(December), 286–294.
- Seco-Nicolás, M., Alarcón García, M., & Luna-Abad, J. P. (2020). Experimental calculation of the mean temperature of flat plate thermal solar collectors. *Results in Engineering*, *5*, 100095. <https://doi.org/10.1016/j.rineng.2020.100095>
- SEMARNAT, D. G. de G. de la C. del A. y R. de E. y T. de C. (2021). *Logros de México en la implementación del Protocolo de Montreal*. http://dgeiawf.semarnat.gob.mx:8080/ibi_apps/WFServlet?IBIF_ex=D3_R_AIRE03_02&IBIC_user=dgeia_mce&IBIC_pass=dgeia_mce
- Sengupta, M., Weekley, A., Habte, A., Lopez, A., & Molling, C. (2015). *Validation of the National Solar Radiation Database (NSRDB) Preprint*. September.
- She, X., Yin, Y., Xu, M., & Zhang, X. (2015). A novel low-grade heat-driven absorption refrigeration system with LiCl-H₂O and LiBr-H₂O working pairs. *International Journal of Refrigeration*, *58*, 219–234. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.06.016>
- Silva, M. B. (2016). Percepção da população assistida sobre a inserção de estudantes de medicina na Unidade Básica de Saúde. *Trabalho de Conclusão de Curso*, *1*(9), 1–10. <https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>
- Smith, J. M., Ness, H. C. Van, & Abbott, M. M. (1997). *Introducción al a Termodinámica en Ingeniería Química* (5th ed.).
- Srikhirin, P., Aphornratana, S., & Chungpaibulpatana, S. (2000). A review of absorption refrigeration technologies. In *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (Vol. 5, Issue 4, pp. 343–372). Pergamon. [https://doi.org/10.1016/S1364-0321\(01\)00003-X](https://doi.org/10.1016/S1364-0321(01)00003-X)
- Sumic, M. (2014). *Thermal Performance of a Solarus CPC-Thermal Collector*. 186.
- Sun, D. W. (1998). Comparison of the performances of NH₃-H₂O, NH₃-LiNO₃ and NH₃-NaSCN absorption refrigeration systems. *Energy Conversion and Management*, *39*(5–6), 357–368. [https://doi.org/10.1016/s0196-8904\(97\)00027-7](https://doi.org/10.1016/s0196-8904(97)00027-7)
- Tochigi, K., Rarey, J., & Gmehling, J. (2009). Recommended NRTL model parameters by simultaneous correlation of VLE, infinite dilution activity coefficients and excess enthalpy data. *Journal of Chemical Engineering of Japan*, *42*(6), 376–380. <https://doi.org/10.1252/jcej.08we123>
- Trujillo Vera, D., & Lemaître Dahl, S. (2012). Diseño de un absorbedor para un sistema de refrigeración por

- absorción. *Investigaciones Aplicadas*, 6(2), 70–92.
<https://go.gale.com/ps/i.do?p=IFME&sw=w&issn=20110413&v=2.1&it=r&id=GALE%7CA459001023&sid=googleScholar&linkaccess=fulltext>
- Venegas-reyes, E., Jaramillo-salgado, O. A., Rodríguez-muñoz, N. A., Sosa-montemayor, F., Investigación, C. De, Durango, U., Renovables, I. De, Postal, C., Investigación, C. De, Durango, U., & Nte, V. (2014). *Herramienta para el Dimensionamiento de Sistemas Solares para Generación de Calor en Procesos Industriales*.
- Ventas, R. (2010). *Estudio de máquinas de absorción con la disolución nitrato de litio-amoniaco . Ciclos híbridos potenciados con compresión mecánica*.
- Villar, N. M. (2015). *Sistemas de refrigeración solar basados en máquinas de absorción para el sector residencial [In Spanish]*. <http://orcid.org/0000-0001-7980-5933>
- Wattmuff, J.H., Charters, W.W.S., Proctor, D. (1977). Solar and wind induced external coefficients for solar collectors. *Internationale Revue d’Heliotechnique*.
- Wu, W., Wang, B., Shi, W., & Li, X. (2014). An overview of ammonia-based absorption chillers and heat pumps. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 31, 681–707. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.12.021>
- Yaws, C. L. (2015). The Yaws Handbook of Vapor Pressure Antoine Coefficients. In *The Yaws Handbook of Vapor Pressure* (Second). <https://doi.org/10.1016/c2014-0-03590-3>
- Yokozeki, A. (2005). Theoretical performances of various refrigerant-absorbent pairs in a vapor-absorption refrigeration cycle by the use of equations of state. *Applied Energy*, 80(4), 383–399. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2004.04.011>
- Zhai, X. Q., Qu, M., Li, Y., & Wang, R. Z. (2011). A review for research and new design options of solar absorption cooling systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(9), 4416–4423. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.06.016>

Anexo A – Diagramas de Flujo

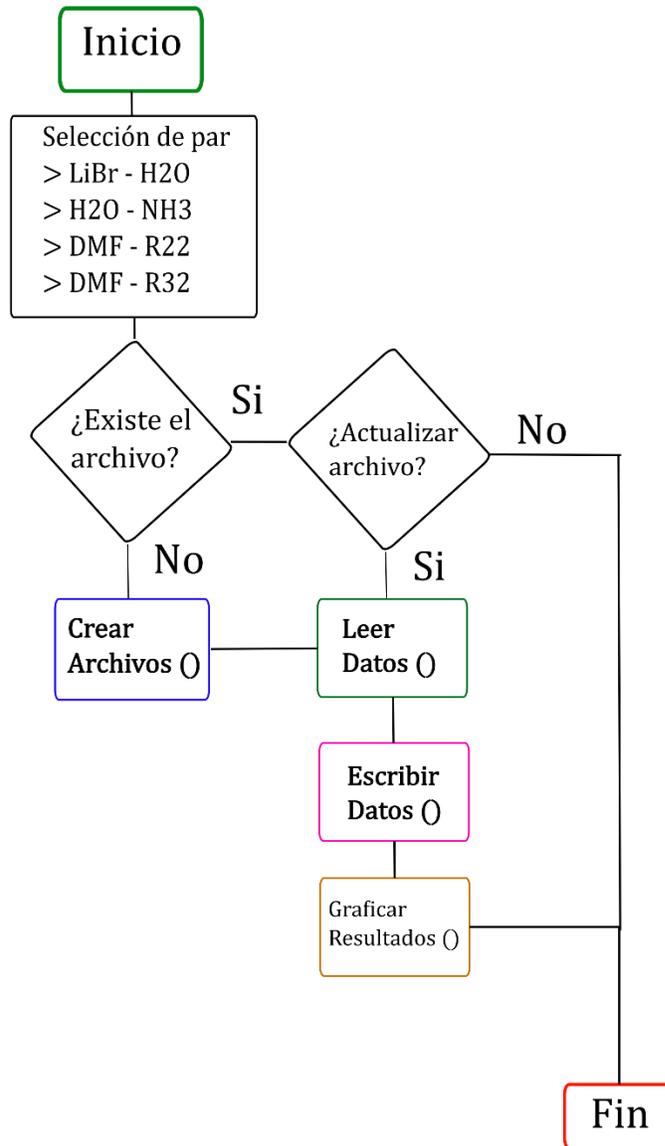


Figura 69.- Diagrama de flujo. Esquema general del programa creado para realizar las simulaciones.

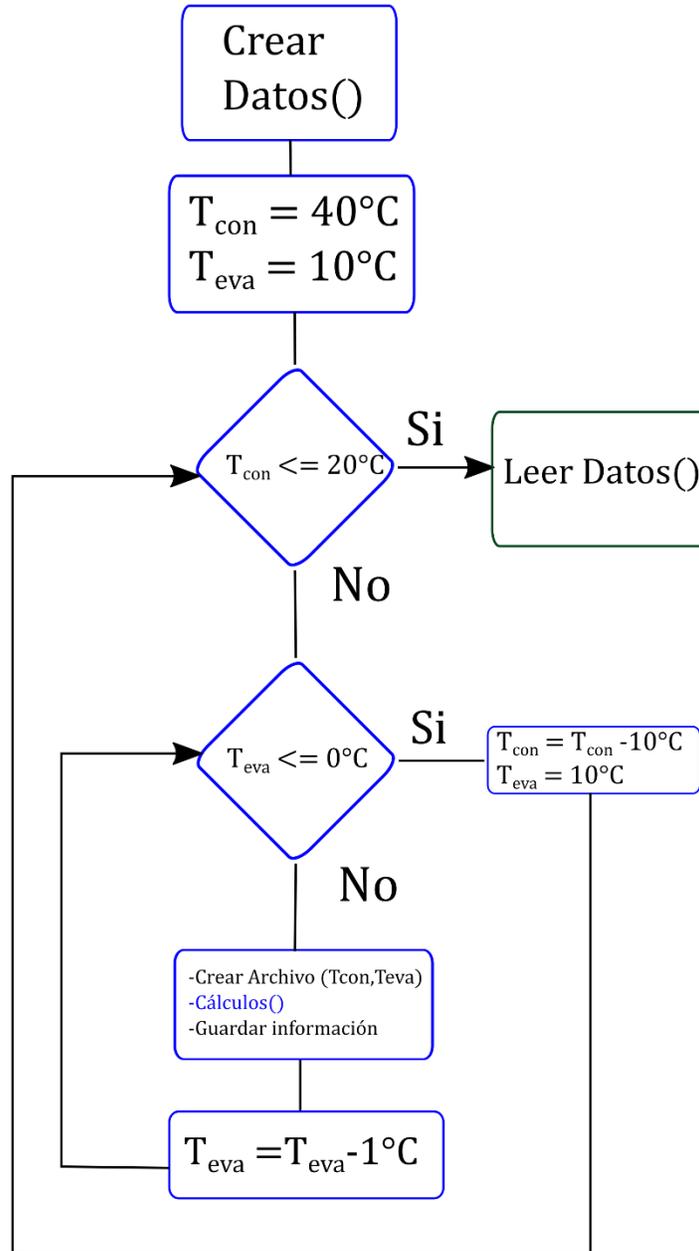


Figura 70.- Diagrama de flujo de la subrutina para crear los archivos de las simulaciones.

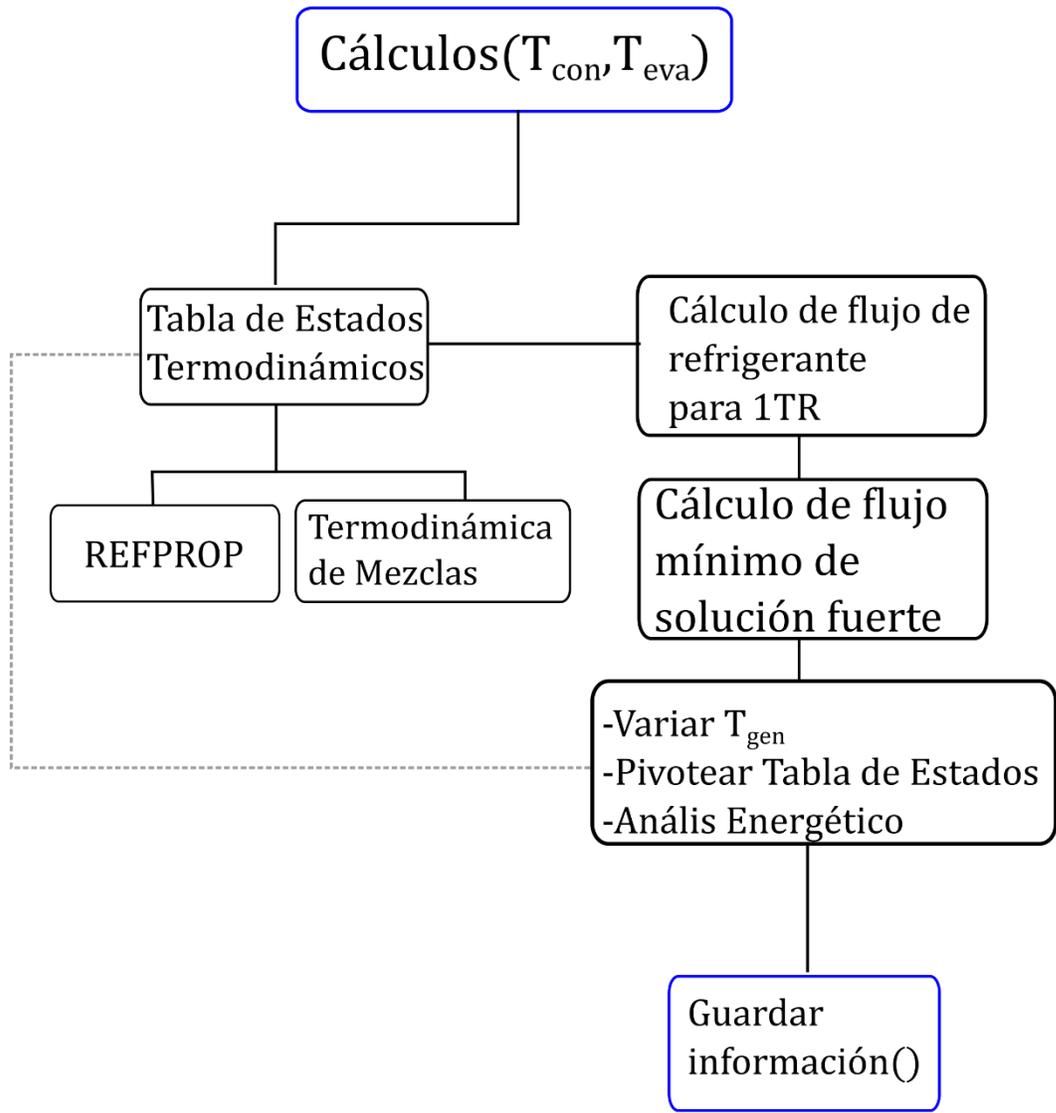


Figura 71.-.- Diagrama esquemático de los cálculos realizados en cada simulación. Cada par tiene un modelo distinto en la subrutina de termodinámica de mezcla.

Anexo B – Constantes Numéricas

Anexo B 1.- Constante numéricas para el modelo NRTL utilizadas para los pares estudiados, extraídos de ASPEN

Par de Trabajo	a_{ij}	a_{ji}	b_{ij}	b_{ji}	c_{ij}	d_{ij}	e_{ij}	e_{ji}	f_{ij}	f_{ji}	T[°C] inferior	T[°C] superior
NH3 – H2O	9.6121	-6.2684	-3232.82	1525.45	0.3	0	0	0	0	0	10	91.50
H2O – LiBr	NA	NA										
R22 – DMF	0.66059	-1.61912	136.979	2.42157	0.5	0	0	0	0	0	-24.95	92.923
R32 – DMF	0.50996	-0.64615	-0.77643	1.62951	0.5	0	0	0	0	0	10	60
R134a - DMF	-1.39713	2.15683	0.70392	-156.476	0.1	0	0	0	0	0	-10	90

Anexo B 2.- Constante numéricas para obtener la presión de saturación usando la Ley de Antoine

Componente	A	B	C	T _{MIN} [K]	T _{MAX} [K]	Fuente
NH3	4.86886	1113.928	-10.409	239.6	371.5	NIST
H2O	4.6543	1435.264	-64.848	255.9	373	NIST
LiBr	7.57994	6947.3452	168.43	748.00	1310.00	(Yaws, 2015)
R22	4.36567	947.577	-14.964	232.4	358.5	NIST
R32	7.2902	863.5921	247.503	162.94	351.26	(Yaws, 2015)
R134a	7.04073	906.7124	244.514	172	374.21	(Yaws, 2015)
DMF	7.24128	1597.9245	213.457	315.72	649.6	(Yaws, 2015)

Anexo B 3.- Constantes numéricas para el modelo de predicción de la energía de mezcla para R22/R32/R134a - DMF

Constantes Numéricas para el modelo de predicción de la energía de mezcla para refrigerantes con DMF			
	R22	R32	R134a
C2	-3,835.10000	-7,266.10000	-4,818.80000
C3	0.01200	0.05900	0.01800
C4	-8.60000	-33.90000	-12.60000
E0	19.70000	16.30000	24.50000
E1	-62.60000	-42.30000	-73.00000
E2	158.70000	52.98000	141.30000
F0	-3,504.40000	-6,215.20000	-3,459.80000
F1	32,838.10000	33,296.10000	24,329.40000
F2	-12,259.70000	-25,032.10000	-18,891.90000
G0	656,962.90000	741,910.00000	610,136.40000
G1	-1,150,373.00000	-5,627,512.70000	-1,112,593.90000
G2	-7,367,276.70000	-2,792,908.60000	-7,577,562.20000
Masa Molar [g/mol]	86.47000	52.02000	102.03000
Otros valores numéricos requeridos para el modelo			
	a_1	a_2	a_3
h_{DMF}	-297.61	0.89544	0.0020551
Valor de la entalpía de referencia			
$h_{Ref.}$	100	kJ / kg	

Anexo B 4.- Contantes numéricas del modelo de la energía libre de Gibbs para soluciones acuosas de LiBr

	0	1	2
a_{1j}	-2.196312E+01	4.937232E+03	-6.554841E+05
a_{2j}	-3.810475E+03	2.611535E+06	-3.669969E+08
a_{3j}	1.228085E+05	-7.718792E+07	1.039856E+10
a_{4j}	-1.471674E+06	9.195285E+08	-1.189450E+11
a_{5j}	7.765821E+06	-4.937567E+09	6.317555E+11
a_{6j}	-1.511892E+07	9.939974E+09	-1.273790E+12
b_{0j}	-4.41787E-05	0.031148992	-4.36E+00
b_{1j}	0.00030794	-0.18632098	27.387137
b_{2j}	-0.000408079	0.21607955	-25.2792971
c_j	-944013.36	-584232570	0
d_j	11.971933	-0.018305511	2.87094E-05
e_j	0.002662996	-3.86512E-06	7.46484E-05
α_j	11.375	-3859	513190
β_j	0.8601	-195.75	23136
H_{1o}^∞ [kJ / kmol]	-57.1521	H_{2o}^l [kJ/kmol]	0
S_{1o}^∞ [kJ / kmol K]	47.5562	S_{2o}^l [kJ / kmol K]	0
T_o [K]	273.15	p_o^* [kPa]	0.6108
m_o [kmol / kg solvent]	0.001		

Anexo B 5.- Tabla de equivalencias entre fracciones molares y porcentaje peso de cada par de trabajo.

Fracción molar	0.50			
	Componente	Masa Molecular [g/mol]	Masa[g]	Porcentaje Peso (%)
Par 1	Bromuro de litio	86.85	43.425	82.82
	Agua	18.02	9.00764	17.18
		Masa Mezcla	52.43264	
Par 2	Agua	18.01528	9.00764	51.40
	Amoniaco	17.031	8.5155	48.60
		Masa Mezcla	17.52314	
Par 3	DMF	79.09	39.545	47.77
	R22	86.48	43.24	52.23
		Masa Mezcla	82.785	
Par 4	DMF	79.09	39.545	60.33
	R32	52.012	26.006	39.67
		Masa Mezcla	65.551	
Par 5	DMF	79.09	39.545	43.67
	R134a	102.03	51.015	56.33
		Masa Mezcla	90.56	

Mapa de recurso solar

IRRADIACION DIRECTA NORMAL

México



RESUMEN
Este mapa de recurso solar muestra la irradiación directa normal (IDN) en México. La IDN es la energía solar que incide directamente sobre una superficie plana perpendicular a los rayos del sol. Este mapa se basó en datos de satélite y se utilizó el modelo de estimación de irradiación solar (H₀) desarrollado por el Centro de Estudios Científicos de Chile (CEC) para estimar la IDN en México. El mapa muestra que la IDN es más alta en el norte y oeste de México, y más baja en el sur y este. El mapa también muestra la latitud y longitud de México.

ALMACEN
Este mapa de recurso solar muestra la irradiación directa normal (IDN) en México. La IDN es la energía solar que incide directamente sobre una superficie plana perpendicular a los rayos del sol. Este mapa se basó en datos de satélite y se utilizó el modelo de estimación de irradiación solar (H₀) desarrollado por el Centro de Estudios Científicos de Chile (CEC) para estimar la IDN en México. El mapa muestra que la IDN es más alta en el norte y oeste de México, y más baja en el sur y este. El mapa también muestra la latitud y longitud de México.

DESCRIPCION
Este mapa de recurso solar muestra la irradiación directa normal (IDN) en México. La IDN es la energía solar que incide directamente sobre una superficie plana perpendicular a los rayos del sol. Este mapa se basó en datos de satélite y se utilizó el modelo de estimación de irradiación solar (H₀) desarrollado por el Centro de Estudios Científicos de Chile (CEC) para estimar la IDN en México. El mapa muestra que la IDN es más alta en el norte y oeste de México, y más baja en el sur y este. El mapa también muestra la latitud y longitud de México.

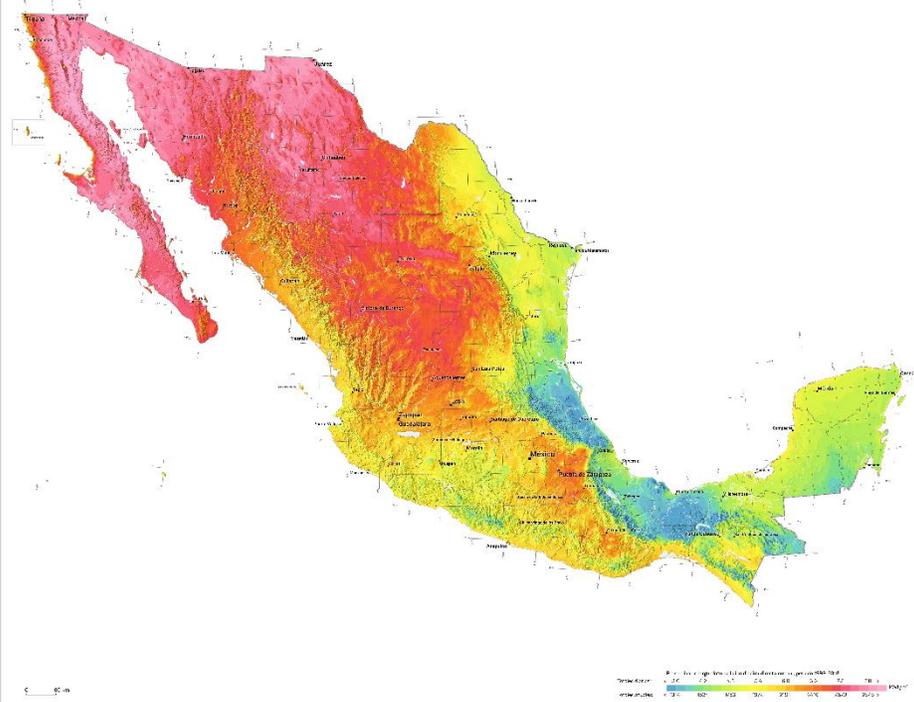


Figura 72.- Irradiación directa normal de México. Fuente: IRENA

Anexo B 6.- Constantes numéricas para determinar la entalpia de una solución acuosa de amoniaco. Fuente: (Sun, 1998)

Coeficientes para la ecuación			
i	m_i	n_i	a_i
1	0	1	-7.61080E+00
2	0	4	2.56905E+01
3	0	8	-2.47092E+02
4	0	9	3.25952E+02
5	0	12	-1.58854E+02
6	0	14	6.19084E+01
7	1	0	1.14314E+01
8	1	1	1.18157E+00
9	2	1	2.84179E+00
10	3	3	7.41609E+00
11	5	3	8.91844E+02
12	5	4	-1.61309E+03
13	5	5	6.22106E+02
14	6	2	-2.07588E+02
15	6	4	-6.87393E+00
16	8	0	3.50716E+00

Anexo B 7.- Constantes numéricas para determinar el volumen específico y el trabajo mecánico de la bomba. Fuente:

a_{ij}		j			
		0	1	2	3
i	0	9.9842E-04	3.5489E-04	-1.2006E-04	3.2426E-04
	1	-7.8161E-08	5.2261E-06	-1.0567E-05	9.8890E-06
	2	8.7601E-09	-8.4137E-08	2.4056E-07	-1.8715E-07
	3	-3.9076E-11	6.4816E-10	-1.9851E-09	1.7727E-09

Anexo C -Datos para estimar la radiación solar

Anexo C 1.- Tabla para determinar el día 'n' del año y declinación para el día promedio de cada mes(Duffie et al., 1985, p. 14)

Mes	n para el 'i'-ésimo día del mes	Para el día promedio del mes		
		Fecha	n	δ
Enero	i	17	17	-20.90
Febrero	$31+i$	16	47	-13.00
Marzo	$59+i$	16	75	-2.40
Abril	$90+i$	15	105	9.40
Mayo	$120+i$	15	135	18.80
Junio	$151+i$	11	162	23.10
Julio	$181+i$	17	198	21.20
Agosto	$212+i$	16	228	13.50
Septiembre	$243+i$	15	258	2.20
Octubre	$273+i$	15	288	-9.60
Noviembre	$304+i$	14	318	-18.90
Diciembre	$334+i$	10	344	-23.00

Anexo C 2.- Irradiancia registrada en Ags., Ags. 29 de mayo de 2019 (NRDB)

					[°C]	Irradiancia [W/m^2]					
Año	Mes	Día	Hora	Minuto	Temperatura	DHI	Clearsky DHI	GHI	Clearsky GHI	DNI	Clearsky DNI
2019	5	29	0	0	27.5	143	143	221	221	253	253
2019	5	29	1	0	25.8	27	29	27	34	0	59
2019	5	29	2	0	25	0	0	0	0	0	0
2019	5	29	3	0	24.3	0	0	0	0	0	0
2019	5	29	4	0	23.3	0	0	0	0	0	0
2019	5	29	5	0	22.4	0	0	0	0	0	0
2019	5	29	6	0	21.7	0	0	0	0	0	0
2019	5	29	7	0	21	0	0	0	0	0	0
2019	5	29	8	0	20.3	0	0	0	0	0	0
2019	5	29	9	0	19.6	0	0	0	0	0	0
2019	5	29	10	0	18.9	0	0	0	0	0	0
2019	5	29	11	0	18	0	0	0	0	0	0
2019	5	29	12	0	17.7	0	0	0	0	0	0
2019	5	29	13	0	19.3	62	62	131	131	363	363
2019	5	29	14	0	22.4	98	98	360	360	639	639
2019	5	29	15	0	25.8	116	116	593	593	780	780
2019	5	29	16	0	28.8	126	126	795	795	855	855
2019	5	29	17	0	31	133	133	947	947	896	896
2019	5	29	18	0	32.7	159	159	1029	1029	885	885
2019	5	29	19	0	33.7	557	164	946	1047	390	884
2019	5	29	20	0	34.1	167	167	991	991	861	861
2019	5	29	21	0	33.9	161	161	872	872	829	829
2019	5	29	22	0	33.4	152	152	694	694	763	763
2019	5	29	23	0	32.4	136	136	479	479	652	652

Anexo C 3.- Tabla con valores de coeficiente de transmisión de distintos vidrios, obtenido de (Dupeyrat et al., 2011)

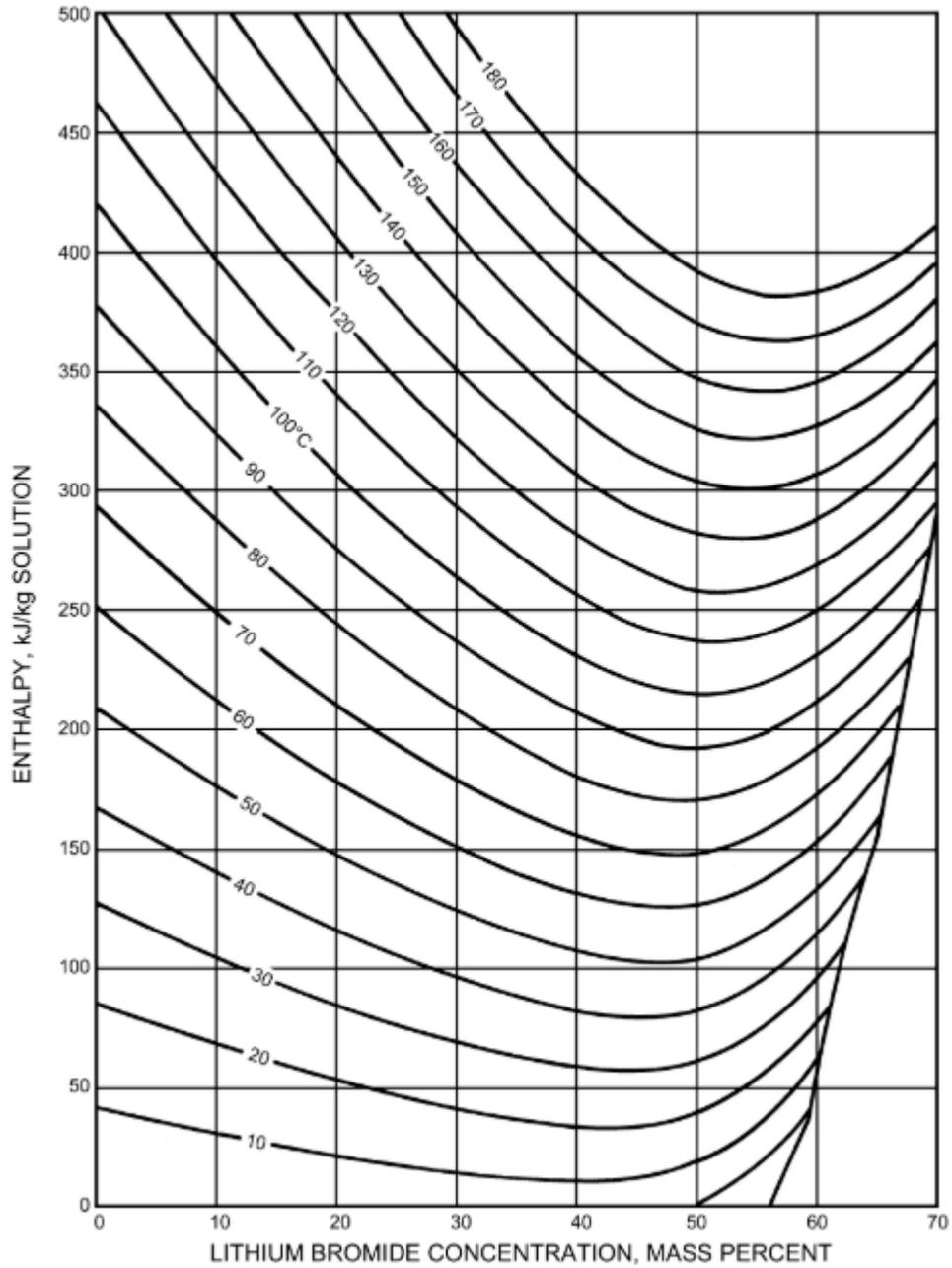
Table 1: Solar transmittance and solar reflectance of twelve different solar collector glass covers determined from spectral measurements according to EN 410			
Sample n°	Description	Transmittance (τ)	Reflectance (ρ_{cover})
Glass(1)	Standard	0.88	0.08
Glass(2)	Standard	0.89	0.09
Glass(3)	Low iron content	0.90	0.08
Glass(4)	Low iron content	0.90	0.08
Glass(5)	Low iron content	0.91	0.08
Glass(6)	Low iron content	0.91	0.08
Glass(7)	AR coating	0.92	0.06
Glass(8)	AR coating	0.93	0.05
Glass(9)	AR coating	0.94	0.05
Glass(10)	AR coating	0.94	0.04
Glass(11)	AR coating	0.94	0.04
Glass(12)	AR coating	0.96	0.03

Anexo C 4.- Tabla con valores de coeficientes de absorción para distintas superficies usadas en colectores de placa plana, obtenido de (Dupeyrat et al., 2011)

Table 2: Solar reflectance and solar absorptance of fourteen different absorber types, determined from spectral measurements in accordance with EN 410.			
Sample n°	Description	Absorptance (α)	Reflectance (r_{absorber})
Absorber(a)	PV-Thermal	0.92	0.08
Absorber(b)	Selective	0.92	0.08
Absorber(c)	Selective	0.93	0.07
Absorber(d)	Selective	0.93	0.07
Absorber(e)	PV-Thermal	0.93	0.07
Absorber(f)	Selective	0.93	0.07
Absorber(g)	Selective	0.93	0.07
Absorber(h)	Selective	0.94	0.06
Absorber(i)	Selective	0.94	0.06
Absorber(j)	Selective	0.95	0.05
Absorber(k)	Selective	0.95	0.05
Absorber(l)	Selective	0.95	0.05
Absorber(m)	Selective	0.96	0.04
Absorber(n)	Black painted	0.97	0.03

Anexo D – Diagramas auxiliares

Anexo D 1.- Diagrama de concentración de bromuro de litio agua – entalpía. Fuente: (Ashrae Standard, 2001)



Anexo D 2.- Diagrama de Dühring para el par de Bromuro de Litio - Agua de efecto sencillo. Fuente: (Herold et al., 2016)

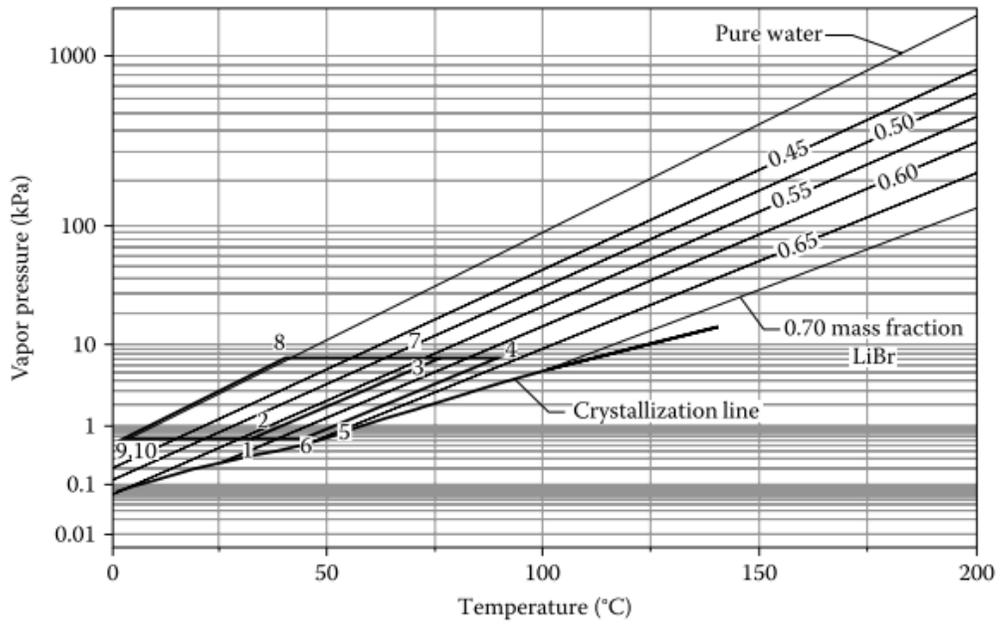


FIGURE 6.3
Dühring plot for cycle solution in Table 6.1.

Anexo D 3.- Diagrama de entalpía -presión de amoniaco. Fuente: (Silva, 2016)

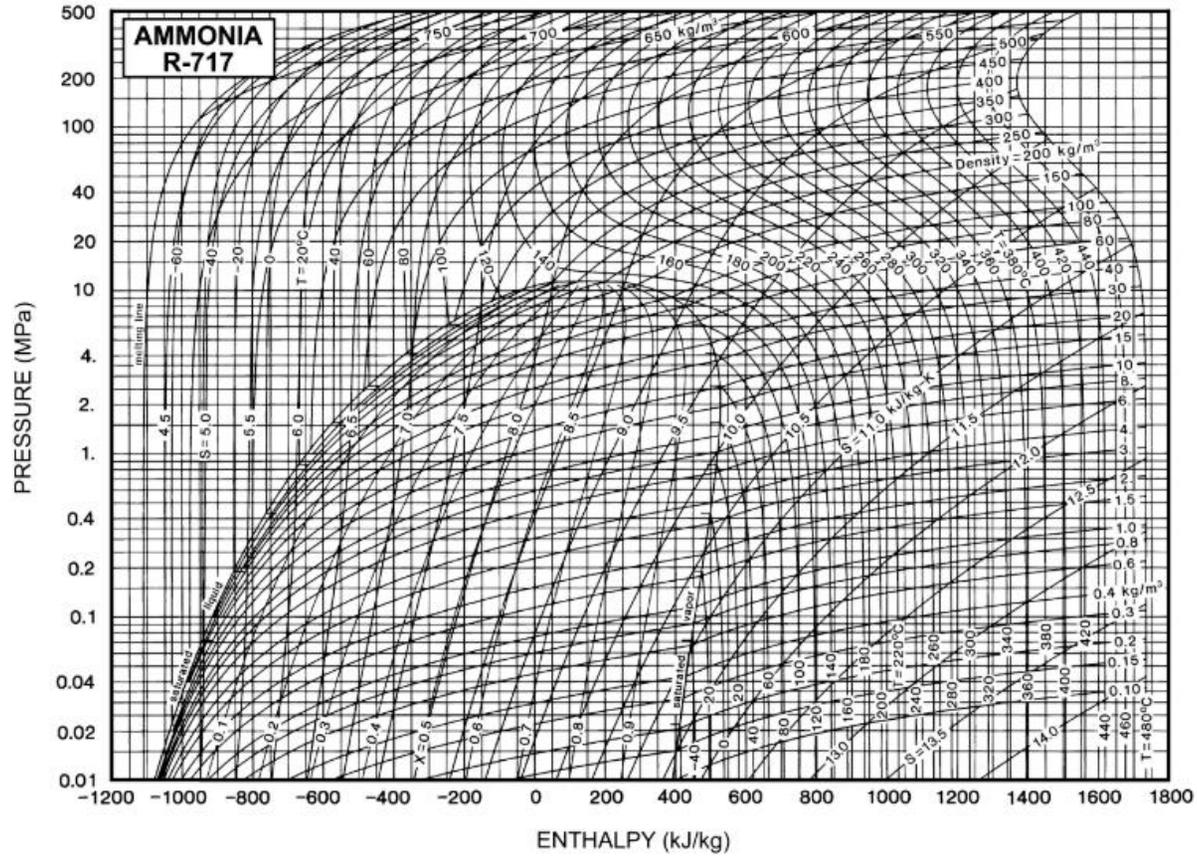


Fig. 12 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 717 (Ammonia)
 Note: The reference states for enthalpy and entropy differ from those in the table.

Anexo D 4.- Diagrama de entalpía - presión de mezcla amoniaco - agua. Fuente: (Silva, 2016)

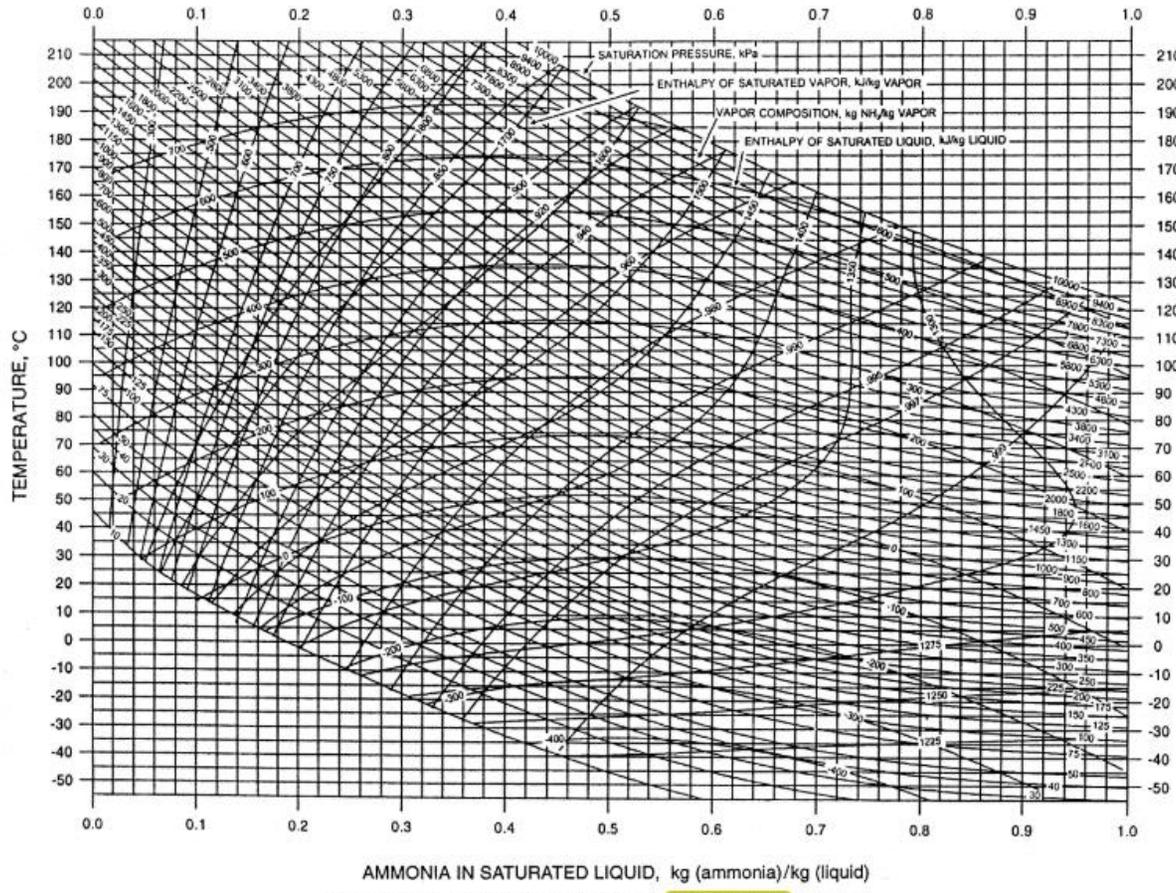


Fig. 29 Enthalpy-Concentration Diagram for Ammonia-Water Solutions
 Prepared by: Kwang Kim and Keith Herold, Center for Environmental Energy Engineering, University of Maryland at College Park

Anexo D 5.- Diagrama de entalpía - presión del refrigerante R22. Fuente: (Silva, 2016)

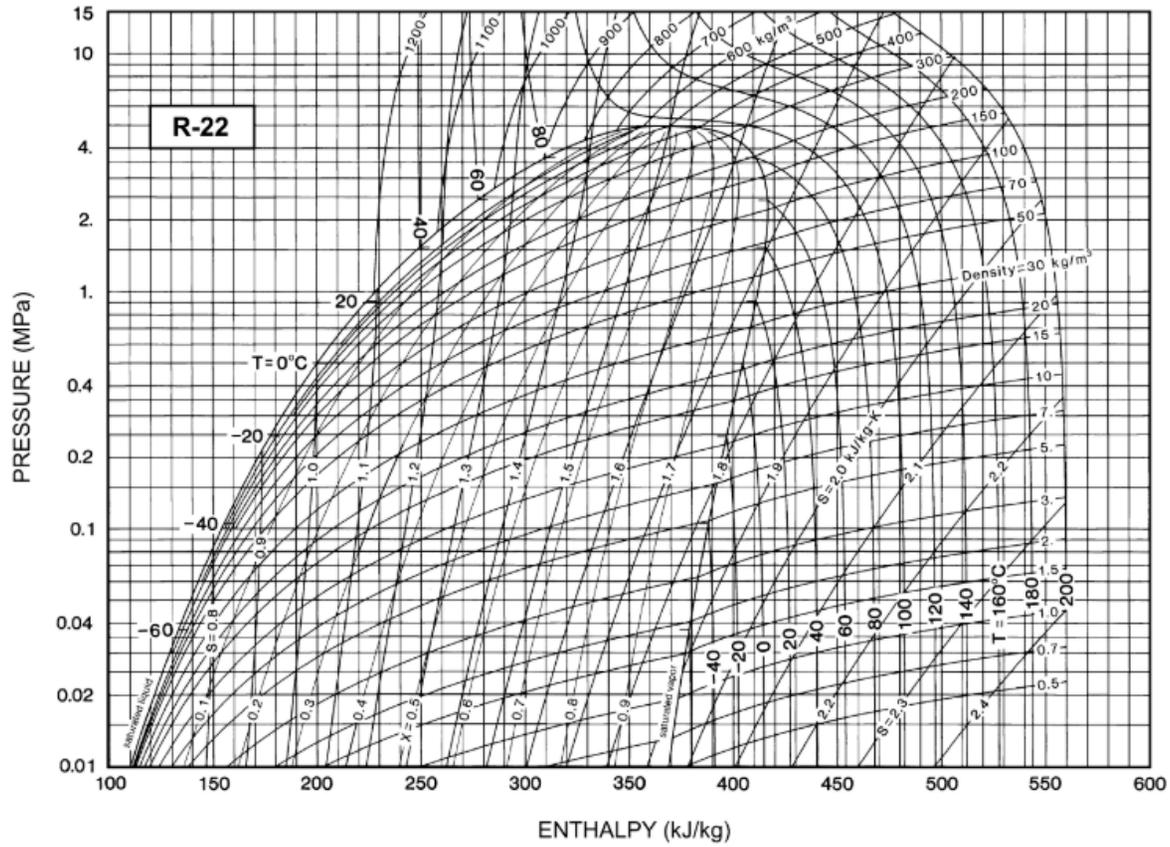


Fig. 2 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 22

Anexo D 6.- Diagrama de entalpía -presión del refrigerante R32. Fuente:(Silva, 2016)

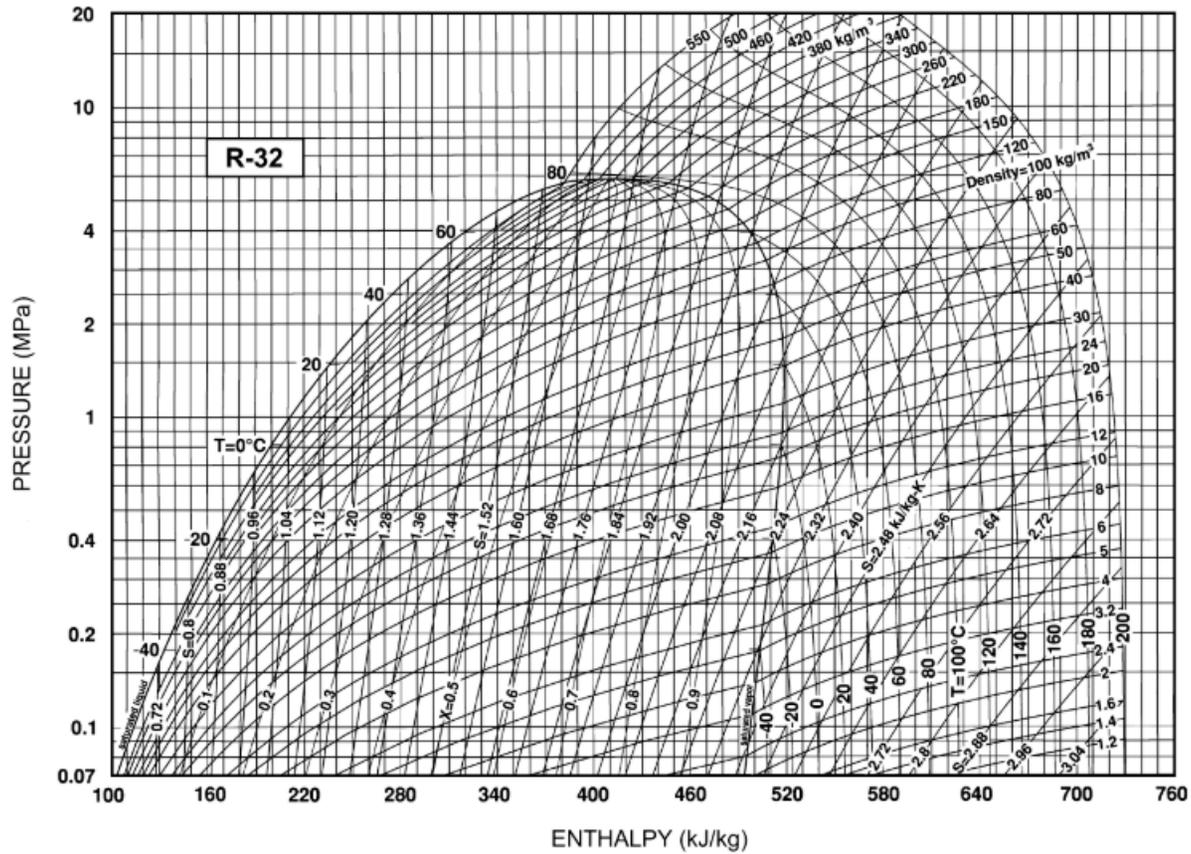


Fig. 4 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 32

Anexo D 7.- Diagrama de entalpía - presión del refrigerante R134a. Fuente:(Silva, 2016)

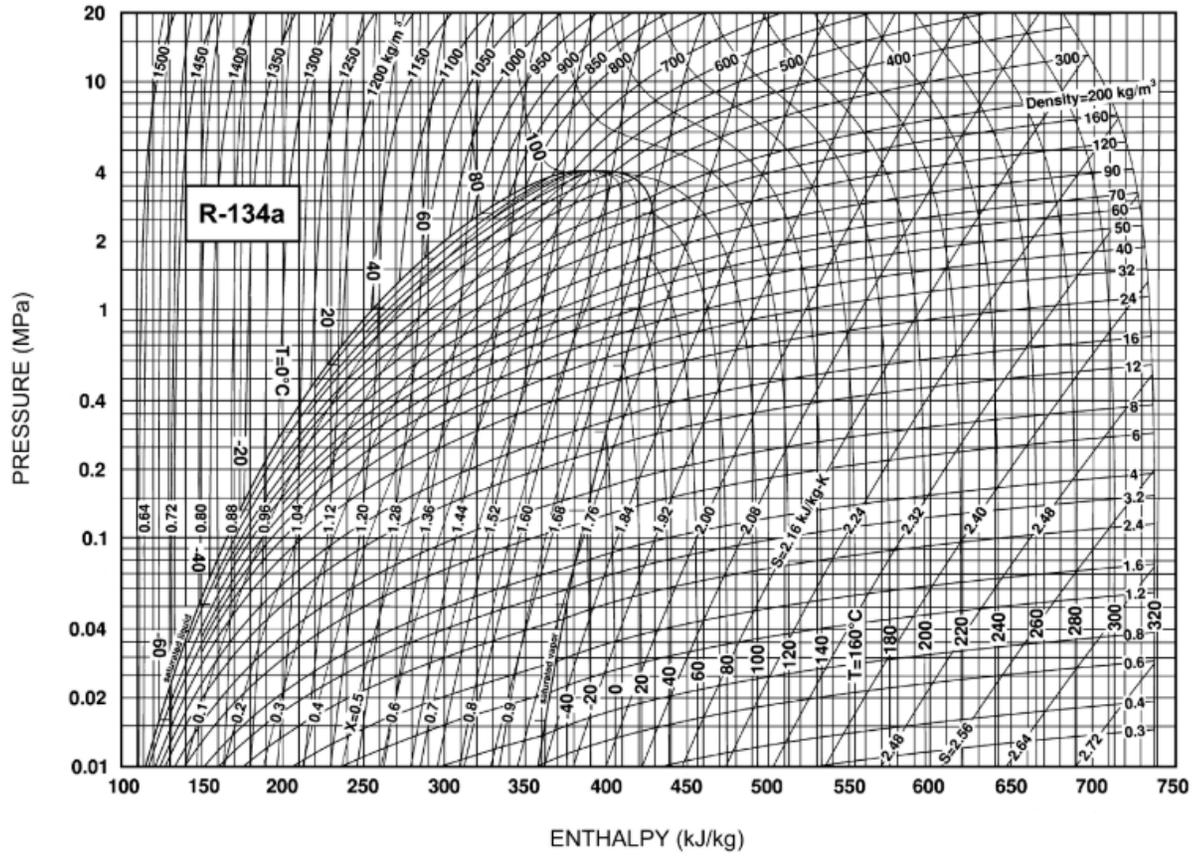


Fig. 8 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 134a



Casa abierta al tiempo

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA METROPOLITANA

ACTA DE EXAMEN DE GRADO

No. 00104

Matrícula: 2193801877

Estudio comparativo sobre características de pares refrigerantes - absorbentes y su evaluación para aplicaciones de refrigeración y acondicionamiento de aire con fuente de energía solar.

En la Ciudad de México, se presentaron a las 12:00 horas del día 9 del mes de junio del año 2023 en la Unidad Iztapalapa de la Universidad Autónoma Metropolitana, los suscritos miembros del jurado:

DR. WILFRIDO RIVERA GOMEZ FRANCO
 DR. JONATHAN IBARRA BAHENA
 DRA. YURIDIANA ROCIO GALINDO LUNA

Bajo la Presidencia del primero y con carácter de Secretaria la última, se reunieron para proceder al Examen de Grado cuya denominación aparece al margen, para la obtención del grado de:

MAESTRO EN CIENCIAS (ENERGÍA Y MEDIO AMBIENTE)

DE: JOAQUIN FERNANDO ORTEGA SILVA

y de acuerdo con el artículo 78 fracción III del Reglamento de Estudios Superiores de la Universidad Autónoma Metropolitana, los miembros del jurado resolvieron:

Aprobar

Acto continuo, el presidente del jurado comunicó al interesado el resultado de la evaluación y, en caso aprobatorio, le fue tomada la protesta.




JOAQUIN FERNANDO ORTEGA SILVA
ALUMNO

REVISÓ



MTRA. ROSALIA SERRANO DE LA PAZ
DIRECTORA DE SISTEMAS ESCOLARES

DIRECTOR DE LA DIVISIÓN DE CBI



DR. ROMAN LINARES ROMERO

PRESIDENTE



DR. WILFRIDO RIVERA GOMEZ FRANCO

VOCAL



DR. JONATHAN IBARRA BAHENA

SECRETARIA



DRA. YURIDIANA ROCIO GALINDO LUNA