



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA
ENERGÍA – SOLAR FOTOTÉRMICA

DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y EVALUACIÓN DE UN SISTEMA DE
REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN, ENFRIADO POR AGUA, UTILIZANDO
INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TECNOLOGÍA DE PLACAS

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

PRESENTA:
JOSÉ CAMILO JIMÉNEZ GARCÍA

TUTOR PRINCIPAL

Dr. WILFRIDO RIVERA GÓMEZ FRANCO, IER, UNAM

COMITÉ TUTOR

Dr. ROBERTO BEST Y BROWN, IER, UNAM
Dr. OCTAVIO GARCÍA VALLADARES, IER, UNAM
Dr. ROSENBERG JAVIER ROMERO DOMÍNGUEZ, CIICAP, UAEM
Dr. JESÚS CEREZO ROMÁN, CIICAP, UAEM

CIUDAD DE MÉXICO, SEPTIEMBRE 2018



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

JURADO ASIGNADO:

Presidente: Dr. Best y Brown Roberto
Secretario: Dr. García Valladares Octavio
Vocal: Dr. Rivera Gómez Franco Wilfrido
1 er. Suplente: Dr. Romero Domínguez Rosenberg Javier
2 d o. Suplente: Dr. Cerezo Román Jesús

Lugar donde se realizó la tesis: Temixco, Morelos, México.

TUTOR DE TESIS:



Dr. Wilfrido Rivera Gómez Franco

FIRMA

AGRADECIMIENTOS

En esta sección quiero agradecer sinceramente a todas las personas que contribuyeron de alguna forma, directa o indirectamente, a que este proyecto se llevara a cabo en la forma en que se realizó. El proyecto doctoral tuvo varias etapas y en cada una de ellas tuve la fortuna de contar con el apoyo de personas de distintas áreas del Instituto de Energías Renovables de la UNAM y del Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas de la UAEM.

En primer lugar agradezco a mi tutor, el doctor Wilfrido Rivera, quien durante cada etapa del proyecto no solamente manifestó su apoyo al mismo, sino que participó activamente en el desarrollo de muchas de las actividades llevadas a cabo. Igualmente agradezco a los miembros de mi comité tutorial: al Dr. Roberto Best, al Dr. Octavio García, al Dr. Jesús Cerezo y al Dr. Rosenberg Romero, por sus valiosos aportes y consejos, a todos les agradezco el tiempo dedicado al proyecto en las evaluaciones, en las consultas realizadas individualmente y en la revisión de esta tesis. Particularmente quiero agradecer al doctor Roberto Best, por todas las atenciones brindadas y por el interés mostrado en conocer los avances y complicaciones del proyecto, y por su apoyo para salir adelante en las etapas difíciles. Agradezco a los doctores Jorge Hernández y Víctor Hugo Gómez, por la asesoría, el apoyo, el material de laboratorio, la experiencia y el tiempo compartidos durante la experimentación en la plataforma de refrigeración, muchas gracias por todo.

Durante la etapa de compras de material recibí el apoyo de muchas de las personas de la secretaría administrativa, especialmente agradezco a Luis Díaz, Ignacio de la Guardia y Alejandra Díaz, a quienes constantemente recurrí para conocer el estado de las compras realizadas, y quienes siempre atendieron con amabilidad mis solicitudes. Igualmente agradezco a la señora Lourdes Calderón por el apoyo brindado para la realización y seguimiento de las solicitudes de compra, así como por su amable disponibilidad cada vez que requerí de su apoyo.

Durante la etapa de construcción del equipo de enfriamiento recibí el apoyo de las personas del taller del instituto, muchas gracias a Jaime Villalobos, Arturo, don Goyo y Esteban, de quienes además de brindarme su apoyo me permitieron aprender un poco más del trabajo que realizan. También agradezco a las personas de la Secretaría Técnica: al arquitecto Francisco Javier Rojas y a Marisol Lugo por las atenciones brindadas cada vez que acudí a realizar alguna solicitud, así como a Ricardo Domínguez, por su apoyo para resolver los problemas eléctricos e hidráulicos que se tuvieron en la plataforma durante la etapa de puesta a punto y experimentación.

Agradezco el apoyo de Abihail Lozano, quien me ayudó con muchas actividades durante la puesta a punto del equipo; de igual forma agradezco a Uriel Cervantes, quien me apoyó en la plataforma y con el desarrollo del modelo de un ciclo termodinámico (H_2O -LiBr) en el programa EES; a Francisco Hernández quien me apoyó en la instalación de las líneas de suministro de agua caliente al equipo así como con el sistema auxiliar de calentamiento cuando fue requerido. Durante la realización de las pruebas experimentales conté con el apoyo del doctor Wilfrido Rivera, Alejandro Hernández, Pedro Soto y Julio Malagón, muchas gracias a todos por el tiempo dedicado al proyecto.

Muchas gracias a las personas que me ayudaron a llevar a cabo muchos trámites de todo tipo sin contratiempo, particularmente en la coordinación de posgrado y en la dirección del IER, muchas gracias

a los coordinadores Dr. Mariano López, Dr. Sergio Cuevas y Dr. Oscar Jaramillo, así como a Lulú Araujo y Norma Becerril.

Agradezco a las instituciones que contribuyeron de alguna forma, en una o todas las etapas del proyecto doctoral: a la Universidad Nacional Autónoma de México por la oportunidad que me fue brindada para realizar mis estudios de posgrado, agradezco por el acceso a todos los beneficios que conlleva ser alumno de la UNAM, pero principalmente por permitirme el acceso a una educación de calidad con todo lo que esto involucra; al Instituto de Energías Renovables de la UNAM, que durante los últimos seis años prácticamente se ha convertido en mi hogar, por brindarme un espacio en su programa de posgrado y por haberme permitido desenvolverme en sus instalaciones durante todo este tiempo; al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología, por la beca que se me asignó para llevar a cabo mis estudios de Maestría y Doctorado, sin la cual, hubiera sido mucho más difícil estudiar un posgrado; al Centro Mexicano de Innovación en Energía Solar, particularmente al proyecto número 09, titulado “Desarrollo de Sistemas de Enfriamiento Operados con Energía Solar”, por el financiamiento para la construcción de la máquina de enfriamiento; también agradezco a la Coordinación de Estudios de Posgrado de la UNAM, por el apoyo económico que hizo posible mi asistencia a un par de congresos internacionales para dar a conocer los resultados de mi investigación doctoral.

Tengo que agradecer a todas las personas que me brindaron su amistad y compañía desde el momento que llegué al estado de Morelos y durante todo este tiempo. Agradezco a los compañeros de la coordinación de refrigeración: Rodrigo, Emmanuel, Roy, Iris, Lupita, Paco, Ulises, Amílcar, Marseyi, Anacaren, Yeudiel, Itzel y Jonathan; a todos los amigos con los que compartimos buenos momentos en la cancha de básquetbol, a los que ya no están y a los que siguen sudando la camiseta en los entrenamientos del IER; agradezco muy especialmente a los integrantes del *club de siesta*: Aldo, Alejandro (Ironman), Ernesto, Tomás, Juan Carlos, Isaías, Julio, Alex y Pedro, por todos los buenos momentos que compartimos; muchas gracias también a los integrantes del *taller de radio* por el tiempo que nos escuchamos mutuamente mientras compartíamos obras literarias de todo tipo, particularmente agradezco a Juan Manuel Valero y Christopher Escamilla por llevar a cabo esta actividad en la forma en que lo hacen y por la sincera amistad que me han brindado durante estos años; agradezco a todas las personas con las que coincidimos y compartimos: muchas gracias David, Fabiola, Lupita Pérez, Maritza Silva, Odín, Diana, Viry, Aiza, David Roberto e Hilda.

Finalmente, quiero agradecer a mi familia, quienes incondicionalmente me han apoyado, motivado y creído en mí para alcanzar las metas que me propongo, sin el apoyo de ustedes no habría sido capaz de culminar este proyecto, muchas gracias a todos.

CONTENIDO

AGRADECIMIENTOS	iii
CONTENIDO	v
ÍNDICE DE FIGURAS.....	viii
ÍNDICE DE TABLAS.....	xi
NOMENCLATURA	xii
Capítulo 1 INTRODUCCIÓN	1
1.1. Panorama energético mundial.....	2
1.2. Situación energética en México	3
1.3. Estado actual del enfriamiento solar	3
1.4. Revisión bibliográfica	7
1.4.1. Mezclas de trabajo en equipos de absorción	7
1.4.2. Equipos de absorción utilizando PHE como componentes principales	9
1.5. Justificación del proyecto doctoral	19
1.6. Objetivos del proyecto doctoral.....	20
1.6.1. Objetivo general	20
1.6.2. Objetivos específicos	21
Capítulo 2 MARCO TEÓRICO	22
2.1. Antecedentes de los sistemas de refrigeración	22
2.2. Operación de los sistemas de refrigeración por absorción.....	25
2.2.1. Principio de Operación.....	25
2.2.2. Clasificación de los sistemas de Absorción	27
2.3. Termodinámica asociada a la refrigeración	29
2.4. Balances en los componentes principales.....	30
2.4.1. Generador	31
2.4.2. Absorbedor	32
2.4.3. Condensador.....	32
2.4.4. Evaporador.....	32
2.4.5. Economizador	33
2.4.6. Coeficientes de operación	33
2.5. Teoría sobre los fenómenos en los componentes principales del sistema de absorción	34

2.5.1.	Generación de vapor en un intercambiador de calor de placas	34
2.5.2.	Proceso de condensación de vapor en un intercambiador de calor de placas	38
2.5.3.	Absorción de vapor en un intercambiador de calor de placas	40
Capítulo 3 DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE ABSORCIÓN		42
3.1.	Modelo termodinámico de primera ley	42
3.2.	Dimensionamiento de los componentes del sistema de absorción	45
3.2.1.	Dimensionamiento del Economizador	45
3.2.2.	Dimensionamiento del Evaporador	51
3.2.3.	Dimensionamiento del Generador	57
3.2.4.	Dimensionamiento del Condensador	66
3.2.5.	Diseño del Absorbedor	70
Capítulo 4 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN		75
4.1.	Descripción de la máquina de enfriamiento	75
4.1.1.	Intercambiadores de calor de placas (PHE)	76
4.1.2.	Recipientes de almacenamiento.....	78
4.1.3.	Intercambiador de calor de tubo aletado	79
4.1.4.	Bomba para la mezcla de trabajo	80
4.1.5.	Válvula de expansión	81
4.1.6.	Válvula de regulación.....	83
4.1.7.	Diseño de la distribución e interconexión física de los componentes principales	84
4.2.	Sistemas auxiliares de calentamiento, enfriamiento y agua a ser enfriada.....	86
4.2.1.	Sistema auxiliar de calentamiento.....	87
4.2.2.	Sistema auxiliar de enfriamiento	90
4.2.3.	Sistema auxiliar de agua a ser enfriada en el evaporador.....	91
Capítulo 5 RESULTADOS DE LA EVALUACIÓN CON LA MEZCLA AMONIACO-NITRATO DE LITIO		93
5.1.	Diseño de la experimentación.....	94
5.2.	Efecto de la apertura de la válvula de expansión.....	96
5.3.	Pruebas preliminares	100
5.4.	Efecto de la variación de las temperaturas de condensación y generación	104
5.5.	Efecto de la variación de los flujos de solución concentrada	112
5.6.	Efecto del volumen total de solución en el equipo.....	115
5.7.	Conclusiones de la operación del sistema de enfriamiento con la mezcla $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$	119
Capítulo 6 RESULTADOS DE LA EVALUACIÓN CON LA MEZCLA AMONIACO-AGUA		121

6.1.	Diseño de la experimentación.....	122
6.2.	Pruebas preliminares	123
6.3.	Estabilidad del sistema de enfriamiento.....	126
6.4.	Análisis paramétrico de las temperaturas de generación y condensación.....	129
6.5.	Análisis de la válvula de expansión	134
6.1.1.	Válvula modelo S.....	134
6.1.2.	Válvula modelo M	136
6.6.	Operación del sistema de enfriamiento con energía solar	139
6.7.	Conclusiones de la operación del sistema de enfriamiento con la mezcla de trabajo NH ₃ -H ₂ O	141
	CONCLUSIONES.....	142
	RECOMENDACIONES.....	143
	PRODUCTOS DERIVADOS DEL PROYECTO DOCTORAL.....	145
	APÉNDICE A. PUESTA A PUNTO DEL EQUIPO.....	146
A.1	Calibración de los sensores.....	146
A.1.1	Sensores de temperatura.....	146
A.1.2	Transductores de presión.....	148
A.1.3	Flujómetros	149
A.1.4	Incertidumbre de medición.....	151
A.2	Conexión de accesorios y sensores a los intercambiadores de calor y pruebas de presión.	151
A.3	Interconexión de los componentes principales y de los sistemas auxiliares.....	152
A.4	Elaboración del programa de adquisición de datos	154
A.5	Pruebas de hermeticidad al sistema.....	155
A.6	Preparación y carga de la solución al equipo de enfriamiento	156
A.7	Equipo de enfriamiento por absorción puesto a punto	158
	APÉNDICE B. PROTOCOLOS DE ARRANQUE, PARO Y PARO DE EMERGENCIA.....	160
B.1	Protocolo de arranque.....	160
B.2	Protocolo de paro	160
B.3	Protocolo de paro de emergencia	161
B.3.1	Sobrepresiones.....	161
B.3.2	Fugas.....	161
	BIBLIOGRAFÍA.....	162

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1.1 PORCENTAJE DEL CONSUMO DE ENERGÍA PRIMARIA POR REGIÓN EN EL AÑO 2017 [2]	2
FIGURA 1.2 CAPACIDAD INSTALADA Y ENERGÍA SOLAR TÉRMICA GENERADA A NIVEL MUNDIAL [3]	4
FIGURA 1.3 DESARROLLO DEL MERCADO DE LOS SISTEMAS SOLARES DE ENFRIAMIENTO Y AIRE ACONDICIONADO [3]	5
FIGURA 2.1 COMPONENTES PRINCIPALES DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN DE UN EFECTO CON RECTIFICADOR.....	27
FIGURA 2.2 COMPONENTES PRINCIPALES DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN DE UN EFECTO .	31
FIGURA 2.3 FORMA TÍPICA DE UNA CURVA DE EBULLICIÓN PARA UNA SUSTANCIA PURA [51]	35
FIGURA 2.4 FASES DE LA EBULLICIÓN EN FLUJO FORZADO.....	38
FIGURA 3.1 ESQUEMA DE LOS COMPONENTES DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN ENUMERADOS SEGÚN EL MODELO DESARROLLADO	44
FIGURA 3.2 CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS DEL CORRUGADO TIPO CHEVRON [53].....	49
FIGURA 3.3 PRINCIPALES TEMPERATURAS EN LOS CANALES DEL GENERADOR	60
FIGURA 4.1 FOTOGRAFÍA DEL PHE MODELO ALFANOVA 27® DE ALFA LAVAL™	76
FIGURA 4.2 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS	77
FIGURA 4.3 DIMENSIONES ORIGINALES PARA LOS RECIPIENTES DE ALMACENAMIENTO DE SOLUCIÓN EN EL EQUIPO DE ABSORCIÓN	78
FIGURA 4.4 DIBUJO ESQUEMÁTICO DEL TUBO ALETADO EN ACERO INOXIDABLE UTILIZADO COMO RECTIFICADOR.....	79
FIGURA 4.5 BOMBA DE DIAFRAGMA UTILIZADA DURANTE LA EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE ABSORCIÓN ..	81
FIGURA 4.6 VÁLVULA DE EXPANSIÓN UTILIZADA DURANTE LA EVALUACIÓN DEL EQUIPO DE ENFRIAMIENTO	82
FIGURA 4.7 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LAS VÁLVULAS DE EXPANSIÓN UTILIZADAS	82
FIGURA 4.8 CONSTRUCCIÓN DE LAS VÁLVULAS DE EXPANSIÓN UTILIZADAS DURANTE LA EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO	83
FIGURA 4.9 VÁLVULA DE REGULACIÓN PARA EL CONTROL DE LA SOLUCIÓN DILUIDA	84
FIGURA 4.10 PROPUESTA DE DISTRIBUCIÓN DE LOS COMPONENTES EN EL SISTEMA.....	85
FIGURA 4.11 SISTEMA DE ENFRIAMIENTO CON CONEXIÓN A SISTEMAS AUXILIARES.....	85
FIGURA 4.12 IDENTIFICACIÓN DE COMPONENTES PRINCIPALES EN SISTEMA DE ABSORCIÓN	86
FIGURA 4.13 MÓDULO DE RESISTENCIA ELÉCTRICA Y CONTROLADOR DE TEMPERATURA.....	87
FIGURA 4.14 BANCO DE COLECTORES DE TUBOS EVACUADOS	89
FIGURA 4.15 COMPONENTES DEL SCSA	90
FIGURA 4.16 DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DEL SISTEMA AUXILIAR DE ENFRIAMIENTO.....	91
FIGURA 4.17 DIBUJO ESQUEMÁTICO DEL CHILLER UTILIZADO EN EL SISTEMA AUXILIAR DE ENFRIAMIENTO	91
FIGURA 4.18 TANQUE DE ALMACENAMIENTO DEL AGUA ENFRIADA EN EL EVAPORADOR	92
FIGURA 5.1: FLUJO MÁSSICO DE REFRIGERANTE A MEDIDA QUE SE ABRE LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN	97
FIGURA 5.2: POTENCIAS INTERNAS DE ENFRIAMIENTO A MEDIDA QUE LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN ES ABIERTA.....	97
FIGURA 5.3: TEMPERATURAS DE EVAPORACIÓN EN FUNCIÓN DE LA APERTURA DE LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN.....	98
FIGURA 5.4 POTENCIA TÉRMICA INTERNA SUMINISTRADA AL GENERADOR A MEDIDA QUE SE ABRE LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN	99
FIGURA 5.5 COP INTERNO CONTRA LA APERTURA DE LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN	99

FIGURA 5.6: FLUJO MÁSCO DE REFRIGERANTE PRODUCIDO RESPECTO A LA TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN	101
FIGURA 5.7: TEMPERATURA DE EVAPORACIÓN EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN...	101
FIGURA 5.8: POTENCIAS INTERNAS DE ENFRIAMIENTO EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN	102
FIGURA 5.9 POTENCIA TÉRMICA INTERNA DE GENERACIÓN A MEDIDA QUE LA TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN AUMENTA	103
FIGURA 5.10: VARIACIÓN DEL COEFICIENTE DE OPERACIÓN INTERNO RESPECTO A LA TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN	103
FIGURA 5.11 TEMPERATURAS EN EL GENERADOR PARA UNA CORRIDA EXPERIMENTAL TÍPICA	105
FIGURA 5.12 TEMPERATURAS EN EL CONDENSADOR PARA UNA CORRIDA EXPERIMENTAL TÍPICA	106
FIGURA 5.13 TEMPERATURAS EN EL EVAPORADOR PARA UNA CORRIDA EXPERIMENTAL TÍPICA.....	106
FIGURA 5.14 TEMPERATURAS EN EL ABSORBEDOR PARA UNA CORRIDA EXPERIMENTAL TÍPICA	107
FIGURA 5.15 TEMPERATURAS EN EL ECONOMIZADOR PARA UNA CORRIDA EXPERIMENTAL TÍPICA.....	107
FIGURA 5.16: TEMPERATURA DEL REFRIGERANTE A LA ENTRADA DEL EVAPORADOR CONTRA LA TEMPERATURA DEL AGUA DE CONDENSACIÓN	108
FIGURA 5.17: POTENCIA EXTERNA DE ENFRIAMIENTO EN FUNCIÓN DE T_c, w_i	109
FIGURA 5.18: POTENCIA DE ENFRIAMIENTO INTERNA MIENTRAS AUMENTA LA TEMPERATURA DEL AGUA DE CONDENSACIÓN	110
FIGURA 5.19: FLUJO MÁSCO DE REFRIGERANTE PRODUCIDO CONTRA T_c, w_i	110
FIGURA 5.20: COP EXTERNO EN FUNCIÓN DE T_c, w_i	111
FIGURA 5.21: COP INTERNO EN FUNCIÓN DE T_c, w_i	111
FIGURA 5.22 EFECTO DEL FLUJO MÁSCO DE SOLUCIÓN SOBRE LAS POTENCIAS TÉRMICAS Y EL FLUJO DE REFRIGERANTE	113
FIGURA 5.23 INFLUENCIA DEL FLUJO MÁSCO DE SOLUCIÓN SOBRE EL COP INTERNO PARA PRUEBAS A DISTINTAS CONDICIONES	114
FIGURA 5.24 RELACIÓN DE FLUJO EN FUNCIÓN DEL FLUJO MÁSCO DE SOLUCIÓN.....	115
FIGURA 5.25 POTENCIA DE ENFRIAMIENTO EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA DE GENERACIÓN.....	117
FIGURA 5.26 PRESIÓN EN EL GENERADOR PARA CADA VOLUMEN DE SOLUCIÓN A DISTINTAS T_G, w_i	118
FIGURA 5.27 TEMPERATURA DE EVAPORACIÓN EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA DE GENERACIÓN	118
FIGURA 5.28 COP INTERNO EN FUNCIÓN DE LAS TEMPERATURAS DE GENERACIÓN	119
FIGURA 6.1 COEFICIENTES DE OPERACIÓN Y TEMPERATURA DE GENERACIÓN MIENTRAS CAMBIA T_G, w_i ..	124
FIGURA 6.2 COMPORTAMIENTO DEL FLUJO DE REFRIGERANTE AL CAMBIAR LA TEMPERATURA DE GENERACIÓN	125
FIGURA 6.3 COMPORTAMIENTO DEL FLUJO DE REFRIGERANTE AL CAMBIAR LA TEMPERATURA DE GENERACIÓN	125
FIGURA 6.4 PERFILES DE TEMPERATURA EN LOS PUERTOS DE ENTRADA Y SALIDA DEL GENERADOR PARA UNA CORRIDA EXPERIMENTAL TÍPICA	126
FIGURA 6.5 PERFILES DE TEMPERATURA EN LOS PUERTOS DE ENTRADA Y SALIDA DEL ABSORBEDOR PARA UNA CORRIDA EXPERIMENTAL TÍPICA	127
FIGURA 6.6 PERFILES DE TEMPERATURA EN LOS PUERTOS DE ENTRADA Y SALIDA DEL ECONOMIZADOR PARA UNA CORRIDA EXPERIMENTAL TÍPICA	128
FIGURA 6.7 PERFILES DE TEMPERATURA EN LOS PUERTOS DE ENTRADA Y SALIDA DEL CONDENSADOR PARA UNA CORRIDA EXPERIMENTAL TÍPICA	128
FIGURA 6.8 PERFILES DE TEMPERATURA EN LOS PUERTOS DE ENTRADA Y SALIDA DEL EVAPORADOR PARA UNA CORRIDA EXPERIMENTAL TÍPICA	129

FIGURA 6.9 POTENCIA DE ENFRIAMIENTO INTERNA EN FUNCIÓN DE LAS TEMPERATURAS DE GENERACIÓN Y CONDENSACIÓN	130
FIGURA 6.10 PRODUCCIÓN DE REFRIGERANTE EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA DEL AGUA DE GENERACIÓN.....	131
FIGURA 6.11 TEMPERATURA DE EVAPORACIÓN EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA DE GENERACIÓN	132
FIGURA 6.12 COP INTERNO EN FUNCIÓN DE LAS TEMPERATURAS DEL AGUA DE GENERACIÓN Y CONDENSACIÓN	133
FIGURA 6.13 COP INTERNO EN FUNCIÓN DE LA RELACIÓN DE FLUJO	133
FIGURA 6.14 PRODUCCIÓN DE REFRIGERANTE MIENTRAS SE ABRE LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN.....	135
FIGURA 6.15 TEMPERATURA DE EVAPORACIÓN Y COEFICIENTE DE OPERACIÓN INTERNO EN FUNCIÓN DE LA APERTURA DE LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN	136
FIGURA 6.16 PRODUCCIÓN DE REFRIGERANTE A MEDIDA QUE SE ABRE LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN PARA UNA CONCENTRACIÓN DE AMONIACO DE 42%	137
FIGURA 6.17 TEMPERATURA DE EVAPORACIÓN Y COP INTERNO ALCANZADOS PARA DIFERENTES APERTURAS DE LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN	137
FIGURA 6.18 PRODUCCIÓN DE REFRIGERANTE A MEDIDA QUE SE ABRE LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN PARA UNA CONCENTRACIÓN DE AMONIACO DE 45%	138
FIGURA 6.19 POTENCIAS DE ENFRIAMIENTO LOGRADAS DURANTE LA PRUEBA CON LOS COLECTORES SOLARES	140
FIGURA 6.20 POTENCIAS DE ENFRIAMIENTO LOGRADAS DURANTE LA PRUEBA CON LOS COLECTORES SOLARES	141

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 1.1 CONSUMO DE ENERGÍA PRIMARIA POR COMBUSTIBLE EN EL 2017 [2]	2
TABLA 1.2 CONSUMO DE ENERGÍA PRIMARIA EN MÉXICO EN EL AÑO 2017 POR COMBUSTIBLE	3
TABLA 1.3 RESERVAS PROBADAS DE PETRÓLEO PARA LOS PAÍSES DE NORTEAMÉRICA AL FINAL DE CADA AÑO[2]	3
TABLA 1.4 PLANTAS DE ENFRIAMIENTO SOLAR A GRAN ESCALA INSTALADOS ENTRE 2007 Y 2017 [3].....	6
TABLA 1.5 RANGO DE APLICABILIDAD PARA LA CORRELACIÓN 1.23 PROPUESTA POR ZACARÍAS ET AL. [44]	18
TABLA 1.6 RANGO DE APLICABILIDAD DE LA CORRELACIÓN 1.22 PROPUESTA POR VENEGAS ET AL. [48]	19
TABLA 2.1 REGÍMENES DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EBULLICIÓN	35
TABLA 3.1 CONDICIÓN DE DISEÑO SELECCIONADA	43
TABLA 3.2 RESULTADOS DEL MODELO TERMODINÁMICO PARA LA CONDICIÓN DE DISEÑO ESTABLECIDA...	44
TABLA 3.3 PROPIEDADES DE LA SOLUCIÓN DILUIDA Y CONCENTRADA EN EL ECONOMIZADOR A LAS CONDICIONES DE DISEÑO	46
TABLA 3.4 CARACTERÍSTICAS DE LAS PLACAS DE LOS PHE UTILIZADOS.....	48
TABLA 3.5 PROPIEDADES DEL AGUA A ENFRIAR (T=15°C, P=1 ATM)	54
TABLA 3.6 PROPIEDADES DEL AMONIACO SATURADO A 0 °C.....	54
TABLA 3.7 PROPIEDADES DEL AGUA EN EL GENERADOR (TPROM = 90.34 °C Y P= 5 BAR)	58
TABLA 3.8 CARACTERÍSTICAS DEL INTERCAMBIADOR DE PLACAS PROPUESTO COMO GENERADOR	58
TABLA 3.9 PROPIEDADES DE LA SOLUCIÓN NH ₃ -LiNO ₃ (P=1312.44 KPA Y T=69.7°C)	59
TABLA 3.10 CONDICIONES EN EL GENERADOR	59
TABLA 3.11 PROPIEDADES DEL VAPOR DE AMONIACO EN EL GENERADOR	62
TABLA 3.12 PROPIEDADES DE LA SOLUCIÓN EN LA ZONA 2 DEL GENERADOR	62
TABLA 3.13 VALORES DE LOS PARÁMETROS ADIMENSIONALES DONDE SON VÁLIDAS LAS RELACIONES PROPUESTAS POR ZACARÍAS ET AL. [44] Y VENEGAS ET AL. [48].....	64
TABLA 3.14 CARACTERÍSTICAS DEL INTERCAMBIADOR DE PLACAS A UTILIZAR COMO CONDENSADOR.....	66
TABLA 3.15 FLUJOS EN EL CONDENSADOR	66
TABLA 3.16 PROPIEDADES DEL AGUA EN EL CONDENSADOR A UNA ATMÓSFERA DE PRESIÓN	67
TABLA 3.17 PROPIEDADES DEL AMONIACO EN EL CONDENSADOR A UNA PRESIÓN P=1312.44 KPA.....	67
TABLA 3.18 CONDICIONES DE LOS FLUJOS PRESENTES EN EL ABSORBEDOR.....	71
TABLA 3.19 PROPIEDADES DEL AGUA EN EL ABSORBEDOR	71
TABLA 3.20 PROPIEDADES DE LA SOLUCIÓN DEL ABSORBEDOR (T=42.91°C, X=0.5164)	71
TABLA 3.21 PROPIEDADES DEL VAPOR DE AMONIACO	72
TABLA 3.22 CARACTERÍSTICAS DEL INTERCAMBIADOR DE PLACAS PROPUESTO COMO ABSORBEDOR.....	72
TABLA 3.23 FLUJOS MANEJADOS EN EL ABSORBEDOR	72
TABLA 5.1 PARÁMETROS DE ENTRADA MANTENIDOS DURANTE LA EVALUACIÓN DEL SISTEMA CON LA MEZCLA NH ₃ -LiNO ₃	95
TABLA 5.2 CONDICIONES PARA LA PRUEBA DE LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN	96
TABLA 5.3 INCERTIDUMBRES PROMEDIO A MEDIDA QUE SE ABRE LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN.....	100
TABLA 5.4: PARÁMETROS FIJADOS DURANTE LAS CORRIDAS EXPERIMENTALES	104
TABLA 5.5 CONDICIONES PARA LAS PRUEBAS DE FLUJO DE SOLUCIÓN CONCENTRADA	114
TABLA 5.6 PARÁMETROS DURANTE LAS PRUEBAS DE VOLUMEN DE SOLUCIÓN	116
TABLA 6.1 PARÁMETROS DE ENTRADA MANTENIDOS DURANTE LA EVALUACIÓN DEL SISTEMA CON LA MEZCLA NH ₃ -H ₂ O	122
TABLA 6.2 VALORES DE LOS PARÁMETROS MANTENIDOS DURANTE LA PRUEBA CON LOS COLECTORES SOLARES	139

NOMENCLATURA

La nomenclatura descrita a continuación es utilizada en las gráficas y en las ecuaciones.

A Área de transferencia de calor (m^2)

b Amplitud del corrugado chevron (mm)

Bo Número de Boiling (adimensional) $\left[Bo = \frac{\dot{Q}}{A_s G_{eq} h_{fg}} \right]$

C_p Calor específico a presión constante ($kJ/kg \text{ } ^\circ C$)

COP Coeficiente de operación (adimensional)

C_v Coeficiente de caudal [gpm/\sqrt{psi}]

D_e Diámetro equivalente [$4A_c/(2d_h + 2w)$]

d_h Diámetro hidráulico (mm)

f Factor de fricción (adimensional)

Fr Número de Froude (adimensional) $\left[Fr = \frac{(G_{eq})^2}{(\rho_l)^2 g d_h} \right]$

g Aceleración de la gravedad (9.8 m/s^2)

G Flujo másico por unidad de área ($kg/m^2 \text{ s}$)

G_{eq} Gasto equivalente para flujos bifásicos $G_{eq} = G \left[1 - X + X \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right) \right]^{0.5}$

h Entalpía específica (kJ/kg)

Ja Número de Jakob $\left[Ja = \frac{c_p(T_s - T_{sat})}{h_{fg}} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right) \right]$

K conductividad térmica [$W/m \text{ K}$]

L Altura de la placa (m)

\dot{m} Flujo másico (kg/min)

N	Número de canales en el PHE (adimensional)	
Nu	Número de Nusselt (adimensional)	
P	Presión (kPa, bar)	
Pr	Número de Prandtl (adimensional)	$\left[Pr = \frac{c_p \mu}{k}\right]$
\dot{Q}	Potencia térmica (kW)	
Re	Número de Reynolds (adimensional)	$\left[Re = \frac{D_h U}{\nu}\right]$
Re_{eq}	Número de reynolds equivalente	$\left[Re_{eq} = \frac{G_{eq} D_h}{\mu}\right]$
Sc	Número de Schmidt (adimensional)	$\left[Sc_l = \frac{k_l}{D_{c,l}}\right]$
S_g	Densidad relativa (adimensional)	$\left[S_g = \frac{\rho_{fluido}}{\rho_{agua}}\right]$
Sh	Número de Sherwood (adimensional)	$\left[Sh = \frac{M_{l,v} D^2}{\rho_l D_{c,l}}\right]$
T	Temperatura (°C)	
U	Velocidad de la solución en cada canal (m/s)	
\dot{V}	Caudal o flujo volumétrico (gpm)	
w	Espesor de la placa (mm)	
\dot{W}	Potencia Mecánica (kW)	
x	Calidad (adimensional)	
X	Concentración (%)	

Símbolos griegos:

α	Coefficiente de transferencia de calor por convección ($W/m^2 K$)
β	Ángulo del corrugado chevron respecto a la vertical (°)

- δ Espesor de película
- ε espesor de las placa metálicas en los PHE
- Δ Diferencial
- μ Viscosidad dinámica ($Pa \cdot s$)
- γ Relación de aspecto del corrugado chevron $\gamma = 2b/\lambda$ (adimensional)
- λ Longitud de onda o paso del corrugado chevron (mm)
- φ Factor de agrandamiento de la superficie de transferencia de calor (adimensional)
- ρ Densidad (kg/m^3)

Subíndices

- a absorbedor
- c Condensador
- dil Solución diluida
- e Evaporador
- ec Economizador
- eq Equivalente
- ext externa
- f Fricción
- g Generador
- grav Gravedad
- i En la entrada
- int Interna
- o En la salida

p Bomba

ref Refrigerante

S En la superficie

v vapor

w Agua

wall Evaluado a las condiciones de la pared

cold Fluido frio

hot Fluido caliente

Capítulo 1 INTRODUCCIÓN

El calentamiento global es una de las principales preocupaciones de los seres humanos en la actualidad. Al día de hoy ha sido demostrado que actividades como el consumo de combustibles fósiles (petróleo, carbón, gas natural, gas LP) como fuentes de energía primaria, contribuyen significativamente al calentamiento global [1]. Por otro lado, en las últimas décadas la tasa de crecimiento de la población mundial ha ocasionado que la seguridad energética sea uno de los temas prioritarios en la agenda de todos los países del mundo. En este contexto, el desarrollo de tecnologías para el aprovechamiento de fuentes alternas de energía, así como el consumo eficiente de energía en los sistemas actuales, cada vez cobra mayor relevancia.

En cuanto a los sistemas de enfriamiento, su intensivo empleo en los sectores residencial, industrial y comercial, por mencionar algunos, es una muestra de la gran importancia que estos sistemas tienen en la dinámica de nuestra sociedad en la actualidad. Por esta razón, y con la finalidad de ayudar a la mitigación de los problemas ambientales y de seguridad energética mencionados, en las últimas décadas la investigación y el desarrollo de nuevos sistemas de sorción se han retomado debido a las ventajas que estos sistemas ofrecen, entre las que se encuentra la posibilidad de utilizar energías renovables como la solar o la geotérmica, o utilizar calor residual proveniente de procesos industriales.

En los últimos años, el desarrollo de los sistemas de sorción y en particular de los sistemas de absorción, se ha enfocado principalmente en aspectos como: abatir la intermitencia en la operación del ciclo, proponer nuevos fluidos de trabajo, desarrollar componentes que permitan un mejor desempeño de los sistemas, desarrollar sistemas compactos, formular estrategias de automatización y control para los nuevos sistemas de enfriamiento desarrollados, proponer correlaciones para determinar coeficientes de transferencia de calor y factores de fricción, así como modificar y proponer ciclos avanzados de operación. Estas acciones tienen por objetivo obtener procesos y equipos más eficientes, lo que finalmente se traduce en ahorro energético y un menor impacto ambiental.

El objetivo de este capítulo es definir el contexto en el que ha sido desarrollada la presente investigación doctoral, así como resaltar la contribución de este proyecto al campo de los sistemas de enfriamiento por absorción, con esta finalidad el capítulo se divide en las secciones enlistadas a continuación:

- 1.1. Panorama energético mundial
- 1.2. Situación energética en México
- 1.3. Estado actual del enfriamiento solar
- 1.4. Revisión bibliográfica
- 1.5. Justificación del proyecto doctoral
- 1.6. Objetivos del proyecto doctoral

En las primeras dos secciones del capítulo se establece de forma breve un panorama general del consumo de energía primaria en la actualidad, a nivel mundial y en México. Posteriormente se establece el estado actual de los sistemas solares de enfriamiento y aire acondicionado, así como algunas de las ventajas del uso de los sistemas de refrigeración solar frente a los sistemas convencionales de enfriamiento por compresión de vapor. En la sección correspondiente a la revisión bibliográfica se mencionan algunas de las investigaciones publicadas en la literatura que tienen más relevancia para el

presente proyecto, así como una breve descripción de la aportación de éstas. Finalmente, se presenta la justificación así como el objetivo general y los objetivos específicos del proyecto doctoral.

1.1. Panorama energético mundial

De acuerdo con el *BP Statistical Review of World Energy 2018* [2], en el año 2017 el consumo de energía primaria a nivel mundial creció 2.2% en promedio, respecto al consumo correspondiente al registrado durante el 2016, para alcanzar la suma total de 13,511.2 millones de toneladas equivalentes de petróleo (Mtep). En cuanto al consumo de combustibles, el gas natural experimentó el mayor incremento, seguido por las energías renovables y el petróleo.

El consumo de energía primaria a nivel mundial, por combustible, durante el año 2017, se muestra en la Tabla 1.1.

Tabla 1.1 Consumo de energía primaria por combustible en el 2017 [2]

Combustible	Petróleo	Gas Natural	Carbón	Energía nuclear	Hidroelectricidad	Renovables
Consumo (Mtep)	4612.9	3156	3731.5	596.4	918.6	486.8

De las cantidades mostradas en la Tabla 1.1, la Figura 1.1 muestra los porcentajes de consumo por región durante el mismo año para cada tipo de combustible.

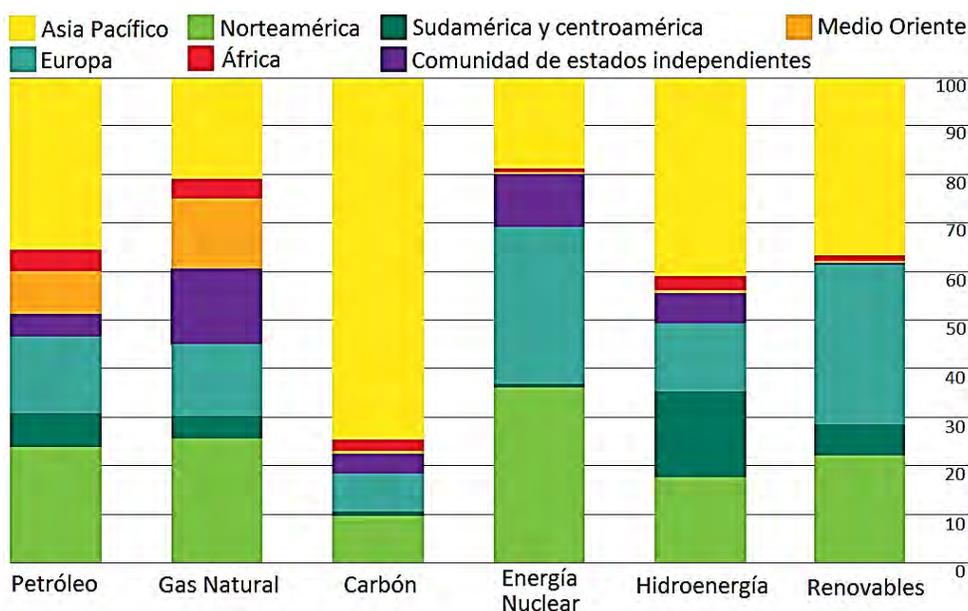


Figura 1.1 Porcentaje del consumo de energía primaria por región en el año 2017 [2]

De la Figura 1.2 se puede destacar que Asia Pacífico¹ lidera el consumo de petróleo, carbón, energías renovables e hidroelectricidad, para totalizar el 74.5 % del consumo mundial de energía primaria. Por otro lado, Norteamérica lidera el consumo de energía nuclear y gas natural.

¹ Integrada por Brunei, Camboya, China, Indonesia, Japón, Laos, Malasia, Mongolia, Corea del Norte, Filipinas, Singapur, Afganistán, Bangladesh, India, Myanmar, Nepal, Pakistán, Sri Lanka, Corea del sur, Taiwán, Tailandia, Vietnam, Australia, Nueva Zelanda, Papúa, Nueva Guinea y Oceanía

1.2. Situación energética en México

En cuanto a México, según lo reportado por el *BP Statistical Review of World Energy 2018* [2], en el año 2017 el consumo de energía primaria alcanzó un total de 189.3 Mtep, lo cual representa una reducción del 2.8 %, respecto al consumo en el año 2016 que totalizó 194.9 Mtep. El consumo de energía primaria por combustible en México durante los años 2016 y 2017 se muestra en la Tabla 1.2.

Tabla 1.2 Consumo de energía primaria en México en el año 2017 por combustible

Combustible	Petróleo	Gas Natural	Carbón	Energía nuclear	Hidroelectricidad	Renovables
Consumo 2016 (Mtep)	90.1	79	12.4	2.4	6.9	4.1
Consumo 2017 (Mtep)	86.8	75.3	13.1	2.5	7.2	4.4

A partir de la Tabla 1.2, se puede observar que en el año 2017 México redujo el consumo de petróleo en aproximadamente 3.6 % y el consumo de gas natural en 4.6 %, mientras que aumentó el consumo de los combustibles restantes como sigue: carbón: 5.6 %; energía nuclear: 4.1 %; hidroelectricidad: 4.3 % y fuentes renovables: 7.3 %.

En este punto, sabiendo que México es un país petrolero, vale la pena hacer un breve análisis en cuanto a las reservas probadas de petróleo reportadas por *BP* [2]. La Tabla 1.3 presenta una comparación de las reservas probadas de petróleo para los países de Norteamérica, en los últimos 20 años. En esta tabla se puede apreciar que, en el periodo de 1997 a 2017, México es el único país de Norteamérica que ha visto reducidas sus reservas de petróleo en el periodo mencionado, alcanzando una reducción del 84.9 % en sus reservas, respecto a las reservas probadas en 1997.

Tabla 1.3 Reservas probadas de petróleo para los países de Norteamérica al final de cada año [2]

Reservas probadas totales (miles de millones de barriles)	1997	2007	2016	2017
Estados Unidos	30.5	30.5	50	50
Canadá	48.8	178.8	170.6	168.9
México	47.8	12.2	7.2	7.2

A partir de los datos presentados se puede observar que si bien en el último año existieron ligeras tendencias a incrementar el consumo de energía primaria proveniente de fuentes renovables e hidroenergía, México se encuentra ante la necesidad urgente de desarrollar tecnologías capaces de aprovechar diversas fuentes alternas de energía.

1.3. Estado actual del enfriamiento solar

De acuerdo con lo descrito en el reporte anual “*Solar Heat Worldwide: Global Market Development and Trends in 2017*” [3] del programa de calentamiento y enfriamiento solar (SHC) de la agencia

internacional de energía (IEA), por sus siglas en inglés, en el año 2016 fue producida una cantidad de energía equivalente a 388×10^{12} Wh a través de tecnologías solares térmicas, lo que equivale a una producción de 39.7 Mtep y a evitar la emisión de 128 millones de toneladas de CO₂ a la atmósfera.

La Figura 1.2 muestra la variación en la capacidad instalada y en la energía solar térmica generada a nivel mundial, durante el periodo que comprende del año 2000 al 2017.



Figura 1.2 Capacidad instalada y energía solar térmica generada a nivel mundial [3]

En cuanto a las aplicaciones a pequeña y mediana escala, el reporte [3] sugiere que **existe un gran potencial de crecimiento para el mercado de la refrigeración y el enfriamiento solar**, particularmente en los países en desarrollo, debido a su crecimiento económico, tanto para sistemas de enfriamiento y aire acondicionado térmicos como para los fotovoltaicos.

Entre las principales ventajas de los sistemas solares de enfriamiento que hacen atractivo el mercado del enfriamiento y el aire acondicionado solar, se destaca la reducción del consumo de las energías convencionales, así como la utilización de refrigerantes naturales como el agua y el amoníaco, pero también se resalta el gran potencial para la reducción del consumo de electricidad en horario de alta demanda, esta ventaja resulta especialmente atractiva en países con demandas de enfriamiento significativas y limitaciones en la red de distribución eléctrica.

Según el reporte *Solar Heat Worldwide* [3], a finales del año 2015 (año en que fue hecha la última estimación confiable) un estimado de 1350 sistemas de enfriamiento solar en todas las escalas, fueron instalados alrededor del mundo, y aproximadamente el 70 % de los sistemas de enfriamiento solar de pequeña y mediana capacidad (<350 kW) fueron instalados en Europa.

La Figura 1.3 muestra la tendencia creciente del mercado de enfriamiento solar durante el periodo del 2004 al 2015. En el eje vertical se muestran las unidades de enfriamiento solar instaladas, incluyendo pequeña, mediana y gran escala.



Figura 1.3 Desarrollo del mercado de los sistemas solares de enfriamiento y aire acondicionado [3]

Por otro lado, se menciona el desarrollo de una nueva generación de sistemas, tanto fotovoltaicos como térmicos, a pequeña y mediana escala, que aún no ha tenido una inclusión significativa en el mercado del enfriamiento solar. El reporte [3] hace énfasis en los esfuerzos que se realizan actualmente alrededor del mundo para atacar los principales problemas que ralentizan el desarrollo del mercado del enfriamiento solar:

- El relativamente alto costo de los sistemas
- Los requerimientos de espacio y
- La complejidad inherente al enfriamiento basado en energía solar térmica, particularmente en sistemas de baja capacidad.

En cuanto a los sistemas con una capacidad superior a 350 kW (100 toneladas de refrigeración), se afirma que recientemente se ha mejorado su desempeño y sus costos, por lo que los sistemas de enfriamiento solar para grandes edificios de oficinas, hospitales, hoteles, así como para aplicaciones industriales y comerciales, se han vuelto económicamente competitivos [3].

Los sistemas térmicos solares que tienen la capacidad de satisfacer al mismo tiempo una demanda de calor de baja temperatura (agua caliente para uso doméstico) y una demanda de calor de alta temperatura (para alimentar un sistema de aire acondicionado), son aún más competitivos de acuerdo a lo reportado por SHC en *Solar Heat Worldwide* [3].

Otra de las ventajas de los sistemas de enfriamiento solar, es la coincidencia en horario de la máxima demanda de enfriamiento con el máximo potencial para producir el efecto de enfriamiento, debido a la radiación solar. Además de que como fue mencionado anteriormente, el alto costo de la electricidad en horario de alta demanda, es ahorrado con el uso de estos sistemas. Además se tiene que el requerimiento de electricidad para alimentar pequeñas bombas o torres de enfriamiento es relativamente bajo, pudiendo lograr coeficientes de operación eléctricos² en el rango de 20 a 40, en

² El coeficiente de operación eléctrico para sistemas de enfriamiento solar, se calcula como el cociente de la potencia térmica de enfriamiento lograda, entre la potencia eléctrica necesaria para accionar la bomba del sistema (kW_{ter}/kW_{elec}).

sistemas que utilizan equipos operando a velocidad variable, de esta forma, la demanda eléctrica para el suministro de aire acondicionado a edificios puede ser reducida hasta en un 80 % comparada con la requerida por los sistemas convencionales.

La instalación de enfriamiento solar más grande del mundo, se encuentra en Arizona, Estados Unidos. Utiliza un campo de colectores solares térmicos con una capacidad de 3.4 MW y tiene un área de 4865 m², el cual suministra energía térmica a un *chiller* de absorción de simple efecto que opera con bromuro de litio, el sistema tiene una capacidad de enfriamiento de 1.75 MW.

La Tabla 1.4 muestra algunas de las plantas de enfriamiento solar a gran escala que fueron instaladas entre 2007 y 2017 alrededor del mundo. La mayoría de estos sistemas son equipados con colectores de tubo evacuado o colectores planos, mientras que algunos utilizan colectores con concentración, como es el caso de los colectores tipo fresnel.

Tabla 1.4 Plantas de enfriamiento solar a gran escala instalados entre 2007 y 2017 [3]

País	Año de autorización	Capacidad Instalada de calentamiento (kW)	Área de captación solar (m ²)	Tipo de colector	Capacidad de enfriamiento (kW)
Singapur	2017	1730	2472	Plano	880
Nicaragua	2017	3115	4450	Plano	1023
India	2017	1102	1575	Tubo evacuado	528
Arizona, EUA	2014	3407	4865	Plano	1750
Emiratos Árabes Unidos	2012	794	1134	Plano	352
Jamaica	--	687	982	Plano	600
Singapur	2011	2710	3872	Plano	1500
Doha, Qatar	2010	700	1408	Fresnel	---
Estambul, Turquía	2009	840	1200	Tubo evacuado	--
Sevilla, España	2009	--	352	Fresnel	--
Lisboa, Portugal	2008	1105	1579	Plano	585
Roma, Italia	2008	2100	3000	Plano	700

El reporte *Renewables 2018 Global Status Report* (GSR) [4] publicado por la comunidad REN21, establece que Asia es el más grande mercado para los *chillers* térmicos, aunque durante el 2017 y principios del 2018 únicamente se instalaron unos cuantos sistemas de enfriamiento solar a gran escala. En este reporte se declaran terminados los proyectos mencionados en la Tabla 1.4 en Singapur e India, los cuales fueron comenzados en 2017.

En el tema de las políticas públicas que impulsan la transición hacia los sistemas de enfriamiento solar, el GSR [4] menciona que China a través de uno de sus planes a cinco años, tiene por objetivo cubrir con energía térmica solar el 2 % de la demanda de enfriamiento en edificios para el año 2020. Además, este reporte afirma que en el medio oriente incluyendo Kuwait, Arabia Saudita y el Emirato de Dubái, se ha comenzado con la eliminación gradual de los subsidios a la electricidad, lo que ha generado una demanda de soluciones de enfriamiento con fuentes renovables. Se menciona que en el año 2017 se construyeron algunas plantas demostrativas de enfriamiento solar, incluyendo una pequeña unidad de

sorción de 10 kW que recupera calor de desecho de una compañía en Dubái, además de un sistema de enfriamiento solar térmico que utiliza 234 m² de colectores de tubo evacuado en Kuwait.

1.4. Revisión bibliográfica

Como fue mencionado previamente, la investigación y el desarrollo tecnológico alrededor del mundo con respecto a los sistemas de refrigeración solar comenzó varias décadas atrás. Hasta la fecha, innumerables trabajos de investigación se han llevado a cabo para ofrecer nuevas mejoras a los sistemas existentes. En esta sección se mencionan algunos de los trabajos de investigación sobre sistemas que operan mediante el proceso de absorción de vapor, que han sido considerados relevantes para este trabajo por sus aportes concretos.

1.4.1. Mezclas de trabajo en equipos de absorción

Hasta ahora, los pares de trabajo agua-bromuro de litio y amoniaco-agua han sido las mezclas más utilizadas en sistemas de absorción debido a algunas de las características que éstas presentan, por lo que han sido estudiadas y utilizadas no sólo en sistemas de refrigeración tradicionales sino también en sistemas avanzados. A pesar de ello, ambas mezclas tienen desventajas conocidas, por lo que al día de hoy se han llevado a cabo muchos estudios utilizando mezclas alternativas. De acuerdo con las revisiones bibliográficas realizadas por Best y Rivera [5] y Rivera et al. [6], la mezcla de amoniaco-nitrato de litio presenta algunas ventajas sobre las mezclas convencionales. Por ejemplo, a diferencia de la mezcla amoniaco-agua, los sistemas de absorción que operan con una mezcla de amoniaco y nitrato de litio no requieren un rectificador y pueden operar a temperaturas más bajas de generación y mayores temperaturas de condensación, y alcanzar coeficientes de operación más altos, según lo reportado por Wu et al. [7] [8] y Boman et al. [9].

Además, los sistemas que funcionan con la mezcla de trabajo amoniaco-nitrato de litio no funcionan en condiciones de presión de vacío, como es el caso de los sistemas operados con la mezcla de agua-bromuro de litio. Otra ventaja de la mezcla amoniaco-nitrato de litio es que puede usarse para aplicaciones de aire acondicionado y refrigeración, mientras que la mezcla agua-bromuro de litio solo puede ser utilizada para aplicaciones de aire acondicionado, esto se debe a que en esta mezcla el agua actúa como refrigerante, por lo que con la finalidad de evitar el congelamiento del refrigerante dentro del sistema, el rango de temperaturas de evaporación se encuentra limitado a temperaturas superiores a 0 °C.

Por otro lado, el par amoniaco-agua presenta algunas ventajas sobre las otras mezclas de trabajo utilizadas en equipos de absorción, entre las que se encuentra la ventaja de poder ser operado en un amplio rango de concentraciones, sin el riesgo de cristalización que se tiene en el caso de la mezcla amoniaco-nitrato de litio, además de que resulta económicamente más atractivo debido a la disponibilidad del agua.

Amoniaco-nitrato de litio

Algunos de los estudios que se consideran más relevantes respecto al presente estudio y que están relacionados con el uso de la mezcla amoniaco-nitrato de litio en los sistemas de refrigeración por absorción se presentan a continuación:

Wang et al. [10] propuso un ciclo de refrigeración de absorción mejorado que funciona con la mezcla amoniaco-nitrato de litio y que utiliza una serie de absorbedores, de los cuales uno es enfriado por el medio externo, mientras que los otros son enfriados por refrigerante a presiones escalonadas entre las presiones de evaporación y condensación. Los autores informaron que el ciclo mejorado fue capaz de operar de manera constante cuando fue impulsado con una fuente térmica a temperaturas tan bajas como 65 °C y lograr temperaturas de refrigeración tan bajas como -40 °C.

Llamas et al. [11] [14] reportaron un sistema de aire acondicionado solar por absorción que funciona con la mezcla de amoniaco-nitrato de litio con una capacidad de enfriamiento de 10 kW. Los autores afirman que el sistema tiene la capacidad de producir agua helada a temperaturas cercanas a 0 °C con coeficientes de operación de aproximadamente 0.5.

Rivera et al. [12] desarrollaron un sistema de refrigeración de absorción solar intermitente que funciona con $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ utilizando un colector parabólico cilíndrico. El sistema funciona a temperaturas de generación entre 75 °C y 110 °C y alcanza temperaturas en el evaporador tan bajas como -11 °C. Los autores informaron que el sistema propuesto puede producir hasta 8 kg de hielo por día.

Moreno-Quintanar et al. [13] comparó los resultados del sistema desarrollado por Rivera et al. [12] operando con las mezclas $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ y $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3\text{-H}_2\text{O}$. Con la mezcla ternaria, los coeficientes de operación solares fueron hasta 24 % más grandes que los obtenidos con la mezcla binaria. Además, con la mezcla ternaria, las temperaturas de generación iniciales fueron 5.5 °C más bajas que las temperaturas necesarias para operar la mezcla de amoniaco-nitrato de litio.

Hernández-Magallanes et al. [15] presentaron la evaluación experimental de un sistema de enfriamiento por absorción que funciona con la mezcla de trabajo amoniaco-nitrato de litio. El generador y el absorbedor utilizados fueron intercambiadores de calor de coraza y tubo con tubo helicoidal, mientras que el condensador, el evaporador y el economizador fueron intercambiadores de calor de placas (PHE). Los coeficientes de operación variaron entre 0.45 y 0.7 y la capacidad de enfriamiento varió de 0.52 a 2.52 kW, para temperaturas del generador entre 85°C y 105°C y temperaturas del condensador de 18°C a 36°C.

Zamora et al. [16] reportaron los resultados de dos sistemas preindustriales de enfriamiento por absorción que funcionan con una mezcla de amoniaco-nitrato de litio. Uno de los sistemas es enfriado con aire mientras que el otro utilizó agua como fluido de enfriamiento. El segundo prototipo se construyó con intercambiadores de calor de placas (PHE) como los componentes principales. Los autores reportaron la variación del COP térmico en función de los flujos máxicos de agua en el evaporador, generador y condensador, para una sola temperatura de generación y condensación. El sistema produjo agua enfriada a 15°C para temperaturas de generación de 90°C. La potencia de enfriamiento máxima fue de aproximadamente 12 kW. Además, Zamora et al. [17] también reportaron los resultados de la operación a carga parcial de los sistemas presentados en [16].

Domínguez-Inzunza et al. [18] evaluaron un sistema de enfriamiento por absorción con la mezcla amoniaco-nitrato de litio. El generador y el absorbedor fueron intercambiadores de calor de coraza y tubo de película descendente, mientras que los componentes restantes eran intercambiadores de calor de placas. Las temperaturas de generación variaron entre 80°C y 100°C, mientras que las temperaturas del agua de enfriamiento variaron de 20°C a 34°C. El equipo descrito logró capacidades de enfriamiento

de hasta 4.5 kW y temperaturas de evaporación de hasta 4°C. Los coeficientes de operación internos variaron entre 0.3 y 0.62 dependiendo de las temperaturas de operación del sistema.

Amoniaco-agua

Las investigaciones encontradas en la literatura sobre sistemas de enfriamiento por absorción operando con la mezcla amoniaco-agua y utilizando intercambiadores de calor de placas como sus componentes principales se mencionan a continuación.

Boudéhenn et al. [19] desarrollaron un prototipo con una capacidad de diseño de 5 kW de enfriamiento que utiliza intercambiadores de calor de placas modificados para ser utilizados como generador, rectificador y absorbedor, además, contrario a lo reportado por la mayoría de los trabajos de investigación sobre la absorción de amoniaco en solución de amoniaco-agua (absorción de burbuja de vapor), el proceso de absorción en este caso es de película descendente. Los resultados mostraron que el equipo alcanzó una capacidad de enfriamiento de 4.2 kW y un coeficiente de operación de 0.65, cuando las temperaturas de los flujos externos a las entradas del generador, condensador/absorbedor y evaporador fueron 80 °C, 27 °C y 18 °C respectivamente.

Said et al. [20] presentaron una investigación experimental sobre un sistema de refrigeración por absorción con la mezcla amoniaco-agua operado con energía solar térmica en Arabia Saudita. El sistema presentado incluyó el diseño de algunos componentes, como lo fue el ensamble del generador, el cual es un intercambiador de coraza y tubo helicoidal que incluye el desorbedor, el intercambiador de calor de solución y el rectificador. Los autores reportaron una potencia de enfriamiento de 10.5 kW con un coeficiente de operación de 0.69 cuando las temperaturas de generación, condensación y evaporación fueron de 115 °C, 23 °C y -2 °C, respectivamente.

La evaluación experimental de un sistema de enfriamiento por absorción de baja capacidad utilizando la mezcla amoniaco-agua operado con energía térmica de desecho fue reportada por Goyal et al. [21]. El ciclo de absorción presentado es operado con energía proveniente del escape de un generador diésel, la cual es utilizada para desorber el refrigerante de la mezcla en un intercambiador de calor de coraza y tubos. El absorbedor y el condensador del sistema citado son intercambiadores de calor de tubos aletados a flujo cruzado, enfriados por aire y se encuentran acoplados directamente al aire ambiental. En cuanto a la potencia de enfriamiento del sistema, su capacidad varió entre 2.54 y 1.91 kW, cuando la temperatura ambiente estuvo en un rango desde los 29.7 hasta los 44.2 °C, con un coeficiente de operación de diseño cercano a 0.55.

1.4.2. Equipos de absorción utilizando PHE como componentes principales

PHE empleados como absorbedores

En cuanto al estudio de PHE utilizados como componentes en sistemas de absorción se tienen los siguientes: algunas investigaciones sobre el proceso de absorción de amoniaco en diferentes mezclas utilizando PHE como absorbedores fueron reportadas en las investigaciones mencionadas a continuación.

Lee et al. [22] estudiaron en forma experimental el proceso de absorción de burbujas del vapor de amoníaco en una solución de amoníaco-agua, utilizando un intercambiador de calor de placas como absorbedor. El objetivo de su investigación fue analizar los efectos del flujo másico de solución y de vapor sobre el desempeño del absorbedor, encontrando que el efecto del flujo másico de la solución recae sobre la transferencia de calor, sin afectar significativamente la transferencia de masa. Por otro lado, probaron que el hecho de incrementar el flujo másico de vapor afecta el régimen de flujo en los canales del intercambiador, modificando así la capa límite térmica. Los autores concluyeron que, aunque en el modo burbuja existe una buena absorción del vapor de amoníaco con su correspondiente generación de calor, y hay una buena transferencia de calor en el intercambiador de placas, esta transferencia es insuficiente para disipar el calor generado por la reacción exotérmica en su experimentación.

Por su parte, Cerezo et al. [23] llevaron a cabo experimentos con un intercambiador de calor de placas con la finalidad de estudiar el proceso de absorción en modo burbuja del vapor de amoníaco en la solución amoníaco-agua. La experimentación consistió en utilizar un intercambiador de calor de placas con tres canales, inyectando el vapor de amoníaco en forma de burbujas en la solución en el canal central del intercambiador. Los resultados mostraron flujos de absorción (amoníaco absorbido por unidad de área) en el rango $0.0025 - 0.0063 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$, un coeficiente de transferencia de calor entre 2.7 y $5.4 \text{ kW m}^{-2}\text{K}^{-1}$ disipando una potencia térmica desde 0.5 hasta 1.3 kW . Sus resultados mostraron que el incremento en la presión, y en los flujos másicos de solución y de enfriamiento beneficia el desempeño del absorbedor, mientras que aumentar la concentración de la solución diluida y las temperaturas de la solución y del fluido de enfriamiento afecta en forma negativa la absorción del vapor.

En otra investigación Cerezo et al. [24] desarrollaron un modelo matemático para intercambiadores de calor de placas utilizados como absorbedores con la mezcla amoníaco-agua, los autores compararon el modelo con datos experimentales encontrando una comparación aceptable. A partir de los datos experimentales, los autores propusieron correlaciones para la transferencia de calor considerando dos situaciones: en la primera, el flujo másico de solución a la entrada se encuentra en estado de subenfriamiento y el flujo másico a la salida del absorbedor tiene una cantidad de vapor; en la segunda, los flujos a la entrada y salida del absorbedor tienen una cantidad de vapor presente.

Ambas correlaciones se encuentran en función de los números de Reynolds de la solución (Re_s) del agua de enfriamiento ($Re_{a,w}$), del vapor (Re_v), del número de Prandtl de la solución (Pr_{sol}) y de la caída de presión (ΔP) medida en kPa, para la primera condición se tiene la correlación siguiente:

$$Nu = 0.01 Re_{sol}^{0.37} Re_{a,w}^{0.56} Re_v^{-1.09} Pr_{sol}^{7.11} \Delta P^{1.04} \quad 1.1$$

Para la segunda condición, la correlación propuesta por los autores es:

$$Nu = 691.6 Re_{sol}^{0.036} Re_{a,w}^{-0.8} Re_v^{0.1} Pr_{sol}^{-0.41} \Delta P^{-0.19} \quad 1.2$$

Además, proponen utilizar la siguiente correlación para determinar el factor de fricción de Darcy, para calcular la caída de presión.

$$f = 492.75 Re_{sol}^{-1.47} Re_v^{0.22} Pr_{sol}^{-1.4} \quad 1.3$$

Las correlaciones propuestas fueron validadas en los rangos siguientes $213 < Re_{sol} < 572$, $280 < Re_{a,w} < 590$, $759 < Re_v < 1994$.

Oronel et al. [25] presentaron una investigación experimental de un intercambiador de placas utilizado como absorbedor de burbujas utilizando las mezclas amoniaco-nitrato de litio y amoniaco-nitrato de litio-agua. La experimentación fue realizada en un intercambiador de placas con tres canales, siendo el canal central en el que se llevó a cabo el proceso de absorción. Los autores evaluaron el impacto que tienen sobre la eficiencia del absorbedor las condiciones de operación, como son la concentración y el flujo másico de la solución débil y la temperatura y flujo másico del fluido de enfriamiento a la entrada del absorbedor. Los parámetros de eficiencia del absorbedor son el flujo másico del refrigerante absorbido, el coeficiente de transferencia de calor, el sub-enfriamiento y el coeficiente de transferencia de masa, los autores determinaron que dichos parámetros incrementan a medida que incrementa el flujo másico de la solución. Además descubrieron que el flujo másico del refrigerante absorbido se incrementa a medida que la temperatura del agua de enfriamiento desciende. Los autores también propusieron correlaciones empíricas para determinar los números de Nusselt y Sherwood en el lado de la solución para la absorción de amoniaco en la mezcla amoniaco-nitrato de litio en un intercambiador de calor de placas. Las correlaciones se presentan enseguida:

$$Nu = 0.24 Re^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{T_{eq,in}}{T_{a,i}} \right)^{6.6} \left(\frac{T_{a,i}}{T_{a,wi}} \right)^{-0.9} \quad 1.4$$

$$Sh = 800 Re^{0.9} Sc^{0.17} \left(\frac{T_{eq,in}}{T_{a,i}} \right)^{-5.11} \left(\frac{T_{a,i}}{T_{a,wi}} \right)^{-1} \quad 1.5$$

En las correlaciones anteriores, $T_{eq,in}$ representa la temperatura de equilibrio de la solución a la presión y concentración a la salida del absorbedor, $T_{a,i}$ es la temperatura de la solución, y $T_{a,wi}$ representa la temperatura del agua de enfriamiento, las tres temperaturas calculadas a la entrada del absorbedor.

Por otro lado, los autores proponen las correlaciones presentadas enseguida para calcular el coeficiente de transferencia de calor en el lado del agua.

Para régimen en transición (Re=170-400):

$$Nu = 0.844 Re^{0.5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_{pared}} \right)^{0.14} \quad 1.6$$

Para régimen turbulento (Re=400-1710):

$$Nu = 0.461 Re^{0.613} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_{pared}} \right)^{0.14} \quad 1.7$$

Por otro lado, Suresh y Mani [26] estudiaron experimentalmente los procesos de transferencia de masa y calor en un absorbedor de burbujas compacto, el cual forma parte de un sistema de refrigeración por absorción con la mezcla R134a-Dimetilformamida (DMF), el sistema utiliza intercambiadores de calor de placas como los componentes principales. En su investigación, los autores estudian el efecto que el flujo manejado y las temperaturas del generador y del absorbedor tienen sobre la efectividad de la transferencia de calor y masa, y descubren que la efectividad de la transferencia de calor y de masa es mejor a bajas tasas de circulación (flujo) y altas temperaturas del generador.

Los autores con base en los estudios experimentales realizados, propusieron la correlación 1.9 para calcular el coeficiente de transferencia de masa:

$$Sh = 9.4 \times 10^{-5} (Re_{l+g})^{1.206} (Sc_l)^{2.237} (\theta_A)^{1.885} (\theta_G)^{0.016} \quad 1.8$$

Donde Sh es el número adimensional de Sherwood y representa la razón de la transferencia de masa por convección a la transferencia por difusión.

$$Sh = \frac{M_{l,v} D^2}{\rho_l D_{c,l}} \quad 1.9$$

Re_{l+g} Es el número de Reynolds bifásico y se define como:

$$Re_{l+g} = \frac{\rho_l (V_l + V_g) D}{A \mu_l} \quad 1.10$$

Sc_l Representa el número adimensional de Schmidt:

$$Sc_l = \frac{k_l}{D_{c,l}} \quad 1.11$$

θ_A Y θ_G son las diferencias de temperatura adimensionales y son definidas como:

$$\theta_A = \frac{T_a - T_{ice}}{T_{steam} - T_{ice}} \quad 1.12$$

$$\theta_G = \frac{T_v - T_{ice}}{T_{steam} - T_{ice}} \quad 1.13$$

T_{steam} Es la temperatura de evaporación y T_{ice} la temperatura de congelamiento. La correlación es válida en los siguientes rangos: $3000 < Re_{l+g} < 4000$, $65 < Sc_l < 90$, $0.15 < \theta_A < 0.3$, $0.7 < \theta_G < 0.9$, T_a es la temperatura de absorción y T_v es la temperatura del vapor.

Jung et al. [27] estudiaron el desempeño térmico de absorbedores de burbuja para su aplicación en bombas de calor híbridas (compresión/absorción) utilizando la mezcla amoniaco-agua. En su estudio probaron tres intercambiadores de placas diferentes y determinaron que a medida de que la presión interna del absorbedor crece, la capacidad del absorbedor (kW) es mayor, por otro lado, descubrieron que para los tres casos la capacidad del absorbedor incrementa a medida que la concentración de amoniaco en la solución débil se reduce, sin embargo, los autores determinaron que la presión interna tiene un efecto más significativo sobre la capacidad del absorbedor que la concentración de amoniaco en la solución débil, además, notaron que al aumentar la presión interna del absorbedor, la capacidad del mismo incrementa en mayor medida que el requerimiento de potencia del compresor y de la bomba, por lo que la tendencia del COP es aumentar cuando aumenta la presión interna del absorbedor. En cuanto a la transferencia de calor, descubrieron que el coeficiente de transferencia de calor de la solución con baja concentración de amoniaco incrementa a medida que incrementa la presión interna del absorbedor, mientras que la concentración de la solución no afecta la transferencia de calor. Derivado de los estudios experimentales llevados a cabo, los autores proponen la siguiente correlación para calcular el número de Nusselt para el proceso de absorción de la mezcla amoniaco-agua en un intercambiador de calor de placas utilizado como absorbedor de burbuja.

$$Nu = 0.0011Re_{sol}^{0.054} Re_{a,w}^{-0.938} Re_v^{0.46} Pr_{sol}^{-0.817} \left(\frac{L}{D_e}\right)^{2.21} \quad 1.14$$

Donde Re_{sol} es el número de Reynolds de la solución de amoníaco, $Re_{a,w}$ es el número de Reynolds del agua de enfriamiento, Re_v es el número de Reynolds del vapor de amoníaco y Pr_{sol} es el número de Prandtl de la solución débil. La correlación propuesta por los autores es válida para los rangos siguientes $264 < Re_{sol} < 1553$, $1460 < Re_{vap} < 4635$, $101 < Re_{a,w} < 212$, $1.87 < Pr_{sol} < 3.21$, la correlación propuesta tiene una banda de error de $\pm 20\%$.

Por otro lado, contrario a la mayoría de los estudios encontrados en la literatura sobre la absorción de amoníaco en intercambiadores de placas, Triché et al. [28] analizaron la absorción de vapor de amoníaco en un intercambiador de calor de placas bajo el proceso de película descendente, en lugar del proceso de absorción de burbuja de vapor. Los autores desarrollaron un modelo numérico y una validación con los datos experimentales obtenidos, encontrando un error relativo máximo de 15%. Los resultados del estudio sugieren que durante el proceso de absorción la transferencia de masa es influenciada en mayor medida por las condiciones de la película descendente mientras que la resistencia de la transferencia térmica con el fluido de enfriamiento es despreciable.

PHE empleados como condensadores y evaporadores

En relación a la condensación y evaporación de distintas sustancias puras utilizadas como refrigerantes en PHE se han reportado investigaciones siguientes:

Finalmente, Yan et al. [29] realizaron una investigación que consistió en medir el coeficiente de transferencia de calor en condensación del refrigerante R-134a en un intercambiador de calor de placas vertical con corrugado chevron a 60° y tres placas, en el canal central el refrigerante fluye hacia abajo, mientras que en los canales contiguos el medio de condensación (agua) fluye hacia arriba. Los autores analizaron los efectos del flujo másico, la calidad del vapor, el flujo de calor promedio y la presión del sistema (la temperatura de saturación); y determinaron que el coeficiente de transferencia de calor incrementó significativamente al incrementar la calidad del vapor, mientras que en la mayoría de los casos analizados solo incrementó ligeramente al aumentar el flujo másico. Los autores afirman que a una presión mayor, el coeficiente de transferencia de calor es ligeramente menor. Derivado de su investigación, los autores proponen las siguientes relaciones para calcular el número de Nusselt y el factor de fricción para las condiciones relacionadas.

$$Nu = 4.118Re_{eq}^{0.4} Pr_l^{1/3} \quad 1.15$$

$$f_{tp} = \frac{94.75Bo^{0.5}}{Re^{0.4} Re_{eq}^{0.0467}} \left(\frac{P_{promedio,bifásico}}{P_{critica}}\right)^{0.8} \quad 1.16$$

Hsieh y Lin [30] realizaron una investigación experimental sobre la transferencia de calor y la caída de presión por fricción durante la ebullición del refrigerante R-410a, en un intercambiador de calor de placas en configuración vertical: Los principales parámetros en el análisis fueron el flujo másico, que varió entre 50 y 125 kg/m²; el flujo de calor que varió entre 5 y 35 kW/m²; y la presión, que se mantuvo en 1.08, 1.25 y 1.44 MPa. Los resultados mostraron que ambos coeficientes incrementaron con el flujo de calor, y que a presiones mayores se obtuvieron menores pérdidas de presión por fricción.

Ayub [31] presenta nuevas correlaciones para la determinación del coeficiente de transferencia de calor y el factor de fricción durante el proceso de evaporación en intercambiadores de calor de placas. Las correlaciones propuestas son útiles para distintos rangos de presión y ángulos de corrugado chevron.

Longo et al. [32] también realizaron una investigación experimental sobre la evaporación y condensación en placas con un patrón de corrugado tipo chevron, analizando el efecto de aumentar la rugosidad de la superficie de la placa y de implementar un patrón de ranurado en el lado del refrigerante. Las superficies mejoradas fueron evaluadas experimentalmente durante pruebas de condensación y evaporación con el refrigerante R-22, así como comparadas con placas con una superficie con una rugosidad menor. Los resultados mostraron que el efecto del incremento en la rugosidad resulta de utilidad particularmente para incrementar el coeficiente de transferencia de calor en evaporación, mientras que el ranurado de las placas favorece el incremento de ambos coeficientes de transferencia de calor, al incrementarlos entre 30% y 40% en el caso de evaporación y cerca de 60% en el caso de condensación, respecto a una placa con un superficie estándar. Los resultados mostraron que el incremento en la transferencia de calor obtenido fue mayor que el incremento esperado por el aumento del área de transferencia de calor.

Würfel and Ostrowski [33] realizaron investigaciones experimentales para caracterizar el proceso de condensación en las placas corrugadas de un intercambiador de calor de placas, utilizando los vapores de agua y n-heptano. Los resultados para el coeficiente de transferencia de calor y el coeficiente de caída de presión por fricción son considerados para la condición de condensación completa. Se encontró que la transferencia de calor para flujo bifásico aumenta de 3 a 4 veces, en comparación con la obtenida para una película laminar.

Kuo et al. [34] investigaron la transferencia de calor y la caída de presión del R-410A, durante el proceso de condensación en un intercambiador de calor de placas tipo vertical. Los autores analizaron los efectos que tiene el flujo másico de refrigerante, el flujo de calor, la presión del sistema y la calidad promedio del vapor, sobre el coeficiente de transferencia de calor en condensación, encontrando que tanto este coeficiente como la caída de presión incrementan con la calidad promedio del vapor, el flujo másico y el flujo de calor, sin verse significativamente afectados por la presión. Los autores demostraron que el coeficiente de transferencia de calor se ve más afectado por la influencia del flujo de calor que por el flujo másico, especialmente cuando se tienen valores bajos de la calidad del vapor. Por otro lado, notaron que el factor de fricción es fuertemente influenciado por el flujo másico y por la calidad del vapor, y es casi independiente del flujo de calor. Las correlaciones empíricas propuestas por los autores para determinar el coeficiente de transferencia de calor y el factor de fricción para la condensación del refrigerante R-410A en intercambiadores de calor de placas con corrugado chevron a un ángulo de 60° se presentan enseguida.

$$\alpha_{cond} = h_{cond,l} [0.25Co^{-0.45} Fr_l^{0.25} + 75 \cdot Bo^{0.75}] \quad 1.17$$

$$\alpha_{cond,l} = 0.2092 \left(\frac{k_l}{d_h} \right) Re_l^{0.78} Pr_l^{1/3} \left(\frac{\rho_{prom}}{\rho_{pared}} \right)^{0.14} \quad 1.18$$

$$f_{tp} = 21500 Re_{eq}^{-1.14} Bo^{-0.085} \quad 1.19$$

$$Fr_l = \frac{G^2}{\rho_l^2 G d_h} \quad 1.20$$

$$Co = \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right) \left[\frac{1 - x_{prom}}{x_{prom}} \right]^{0.8} \quad 1.21$$

Sterner and Sunden [35] publicaron los resultados de una investigación experimental sobre la evaporación de amoníaco en distintos intercambiadores de calor de placas con configuración vertical, obteniendo tres distintos números de Nusselt para diferentes intercambiadores.

Por su parte García-Cascales et al. [36] realizaron una evaluación experimental de correlaciones de transferencia de calor para procesos de evaporación y condensación en intercambiadores de calor de placas con los refrigerantes R-22 y R290, para lo cual evaluaron el efecto de algunas variables representativas como lo son las temperaturas de evaporación y condensación, según sea la aplicación del PHE. Los coeficientes experimentales fueron comparados con los calculados a partir de correlaciones empíricas de la literatura.

Djordjevic and Kabelac [37] presentaron los resultados experimentales de la transferencia de calor en evaporación para amoníaco y R134a, en un intercambiador de calor de placas con patrón de corrugado tipo chevron. Las condiciones de la evaluación fueron llevadas a cabo para una temperatura de saturación entre 265 K y 283 K. Los autores concluyeron que el coeficiente de transferencia de calor depende de la calidad de vapor, el flujo másico, el flujo de calor y el tipo de refrigerante. En su investigación, utilizaron una mezcla de agua y etilenglicol como fluido secundario y determinaron que con la configuración a flujo paralelo, en promedio se obtuvo un mejor desempeño que el obtenido con la configuración a contraflujo, además de que un mayor coeficiente de transferencia de calor en evaporación se obtuvo para intercambiadores de placas con un ángulo menor del corrugado chevron.

Arima et al. [38], realizó un estudio en el que midió los coeficientes de transferencia de calor en ebullición en un intercambiador de calor de placas con configuración vertical utilizando amoníaco puro. Sus resultados muestran que los coeficientes locales de transferencia de calor en ebullición aumentan al aumentar la calidad del vapor. En su investigación, los efectos de la presión de saturación, el flujo másico y el flujo de calor promedio sobre el coeficiente de transferencia de calor en ebullición, son descritos. Finalmente, se deriva una correlación empírica para este coeficiente usando el parámetro de Lockhart-Martinelli.

Huang et al. [39] presentaron los resultados de experimentos sobre la transferencia de calor y la caída de presión en condiciones de flujo bifásico de los refrigerantes 134a y 507a en tres diferentes configuraciones de intercambiadores de calor de placas, para distintas condiciones de flujo másico, flujo de calor y calidad del vapor a la salida del intercambiador, obteniendo un par de correlaciones empíricas para determinar el coeficiente de transferencia de calor en ebullición y el coeficiente de fricción bifásico en intercambiadores de calor de placas.

Khan et al. [40] [41] llevaron a cabo una investigación experimental sobre la transferencia de calor de evaporación y la caída de presión del amoníaco en PHE con un patrón de corrugado tipo chevron a 30° y 60°. Los experimentos se realizaron para temperaturas de saturación que van desde 25°C a 2°C, mientras que el flujo de calor varió entre 21 k /m² y 44 kW m². Los resultados experimentales mostraron que la temperatura de saturación, el flujo de calor y la calidad del vapor de salida del intercambiador tienen

efectos significativos sobre el coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión. Los autores propusieron correlaciones para el número de Nusselt y el factor de fricción.

Además, Khan et al. [42], realizaron una investigación experimental sobre la transferencia de calor y la caída de presión durante la evaporación del amoníaco en un intercambiador de calor de placas comercial con una configuración mixta. Los resultados que obtuvieron mostraron que parámetros como la temperatura de saturación, el flujo de calor y la calidad del vapor a la salida, tienen un efecto significativo sobre el coeficiente de transferencia de calor y el factor de fricción. En su estudio comparan los datos encontrados con otros obtenidos de estudios previos que utilizaron el mismo intercambiador pero con configuraciones simétricas a 30° y 60°. Como resultado de este análisis propusieron correlaciones para el número de Nusselt y el factor de fricción para las configuraciones utilizadas. Sus resultados muestran que aunque el efecto sobre el flujo de calor y la calidad del vapor no es sustancial, el coeficiente de transferencia de calor aumenta con la temperatura de saturación, lo cual sugieren que posiblemente se deba a un cambio en las propiedades de transporte, sin embargo, descubrieron que la principal razón de este efecto es que a temperaturas mayores se tienen tamaños de burbujas más pequeños que escapan a una frecuencia mayor, de tal forma que el coeficiente de transferencia de calor incrementa con un incremento en la temperatura de saturación. Además, determinaron que para una calidad en el rango de 0.1 hasta 0.4 el coeficiente de transferencia de calor incrementó con el incremento del flujo de calor, así que el fenómeno de ebullición nucleada resultó dominante en la región de baja calidad. Por otro lado, no hubo un cambio significativo en el coeficiente de transferencia de calor con el incremento del flujo de calor en el rango de calidad de 0.5 a 0.8, por lo que se deduce que el fenómeno gobernante en este rango no es la ebullición nucleada, por lo que aunque son necesarias más medidas para confirmarlo, sugieren que la ebullición convectiva domina en este rango.

PHE empleados como generadores

Desde las primeras investigaciones sobre flujo en ebullición, el coeficiente de transferencia de calor en ebullición ha sido reconocido como el resultado de la contribución de dos fenómenos: la ebullición nucleada y la ebullición convectiva. En general, el coeficiente de transferencia de calor en ebullición nucleada es dependiente del flujo de calor, mientras que en la ebullición convectiva la transferencia de calor es dependiente principalmente del flujo másico y de la calidad del vapor. Al día de hoy, aún no está claro si el coeficiente de transferencia de calor para flujos saturados en ebullición en intercambiadores de calor de placas, es gobernado por el mecanismo de convección nucleada o convectiva, debido a que se ha reportado en la literatura que ambos dependen de las condiciones de operación.

En cuanto a la caída de presión, los estudios experimentales concuerdan que la caída de presión debida a la fricción en ebullición, incrementa proporcionalmente con el incremento de la calidad del vapor y la velocidad del flujo, pero se reduce incrementando la presión del sistema.

Entre los estudios experimentales más relevantes que han sido publicados sobre la transferencia de calor en intercambiadores de calor de placas que han sido utilizados como generadores con diferentes mezclas se encuentran los siguientes:

Marcos et al. [43] determinaron los coeficientes de transferencia de calor en ebullición en el generador de alta temperatura de un prototipo de absorción de doble efecto que opera con la mezcla agua-bromuro de litio y es enfriado con aire. Con los datos que obtuvieron calcularon el coeficiente de transferencia de calor para ebullición convectiva en flujo forzado, así como la caída de presión por la ebullición del refrigerante. La concentración de la solución a la entrada al intercambiador manejada fue de 56% de bromuro de litio en peso, con un flujo de solución de 0.11 kg/s a 0.31 kg/s y un flujo de calor entre 23.4 kW y 26.5 kW. El procedimiento utilizado por los autores consistió en precalentar el aceite

térmico en un circuito cerrado, y una vez alcanzada la temperatura deseada, circular este aceite a través del intercambiador de calor, al mismo tiempo que circulaban la solución en flujo paralelo.

El análisis llevado a cabo por los autores se basa en que la ebullición ocurre únicamente en una pequeña parte del intercambiador, por lo que la mayor parte de la transferencia se da como intercambio de calor entre dos líquidos (zona 1), y solamente en una parte del intercambiador se tiene transferencia de calor entre un líquido y una mezcla líquido-vapor (zona 2), de esta forma consideran que *no es preciso utilizar las correlaciones para la transferencia de calor en dos fases encontradas en la literatura*. La metodología utilizada por los autores para calcular el coeficiente experimental de transferencia de calor en ebullición (α_{solII}) es la siguiente:

1. Seleccionar de la literatura las correlaciones más apropiadas para flujo forzado en una fase en un intercambiador de placas, con la finalidad de predecir el coeficiente de transferencia de calor en la zona 1 (α_1)
2. Calcular el calor transferido a la solución en la zona 1 (\dot{Q}_1)
3. Calcular la temperatura de ebullición inicial (T_{iboil}) así como la temperatura correspondiente al fluido caliente ($T_{oil,1}$), para calcular la diferencia de temperaturas media logarítmica en la zona 1 ($\Delta T_{ml,1}$)
4. Determinar el coeficiente global de transferencia de calor en la zona 1 (U_1), a partir de las correlaciones para una sola fase seleccionadas
5. Calcular el área correspondiente a la zona 1 (A_1), por medio de \dot{Q}_1 , U_1 y $\Delta T_{ml,1}$
6. Determinar el coeficiente global de transferencia de calor en la zona 2 (U_2), a partir de \dot{Q}_2 , A_2 y $\Delta T_{ml,2}$
7. Calcular el coeficiente de transferencia de calor experimental en ebullición en la zona 2 (α_2).

En la relación propuesta por Zacarías et al. [44], la influencia de las propiedades de transporte del líquido son incluidas en los números adimensionales de Prandtl (Pr) y Froude (Fr), mientras que el cambio de fase y las propiedades del vapor están representadas por los números de Boiling (Bo) y Jacob (Ja). Al comparar los resultados experimentales con los predichos por la correlación, los autores encontraron desviaciones entre ellos menores al 9%.

Los autores Zacarías et al. [44] consideraron una región donde es prudente utilizar relaciones para flujo en una sola fase, asimismo consideran que la ebullición comienza en aquel punto donde la temperatura promedio de la solución es la misma que la temperatura de saturación de la mezcla, en este punto cabe mencionar lo siguiente: en realidad la ebullición comienza antes de que la temperatura promedio de la solución sea igual a su temperatura de saturación, ya que, si se grafica la temperatura de la superficie contra la distancia desde el puerto de entrada al intercambiador, se nota que hay un punto donde la temperatura de la superficie alcanza la temperatura de saturación de la mezcla, por lo tanto, a partir de esta condición existe la posibilidad de formar puntos de nucleación activos, aunque la temperatura promedio de la solución a esa altura del intercambiador se encuentre por debajo de la temperatura de saturación de la mezcla a este fenómeno se le conoce como *ebullición subenfriada*.

En su estudio los autores realizaron la experimentación cambiando el flujo de calor, que controlaron modificando la temperatura de la solución a la salida del generador desde 78 hasta 95°C, así como el flujo másico de la solución desde 0.041 hasta 0.083 kg/s (2.46-4.98 kg/min). Los datos experimentales obtenidos reflejan un efecto positivo del flujo de calor sobre el coeficiente de transferencia de calor en la región de ebullición, por otro lado, para un flujo de calor constante, notaron un aumento del coeficiente de transferencia de calor a medida que disminuye el flujo másico, por lo que altos flujos

másicos en el generador, requieren de altos flujos de calor para mantener valores del coeficiente de transferencia de calor altos.

La correlación presentada por los autores es la siguiente:

$$Nu_B = 117,000 Fr^{0.21} Pr^{1.19} Bo^{1.21} Ja^{-0.75} \quad 1.22$$

Para los rangos especificados en la Tabla 1.5:

Tabla 1.5 Rango de aplicabilidad para la correlación 1.23 propuesta por Zacarías et al. [44]

Parámetro adimensional	Mínimo	Máximo
Número de Prandtl Pr	8.99	11.97
Número de Froude Fr	2.4×10^{-2}	9.9×10^{-2}
Número de Boiling Bo	1.3×10^{-4}	2.8×10^{-4}
Número de Jakob Ja	2.52	6.03

Los datos experimentales para un flujo amoníaco-agua en ebullición obtenidos por Táboas et al. [45], son comparados por los mismos autores [46] con los valores calculados a partir de las correlaciones disponibles en la literatura para el coeficiente de transferencia de calor en ebullición y su correspondiente caída de presión. Además, en el artículo se propone una nueva correlación basada en un modelo independiente, por medio de la que es posible determinar el coeficiente en ebullición.

Balamurugan y Mani [47] presentaron la evaluación experimental de un intercambiador de calor de placas utilizado como generador en un sistema de refrigeración por absorción con una capacidad de enfriamiento de 1kW que es operado con la mezcla R-134a-DMF. Se analizan los efectos de parámetros como la temperatura de generación, la presión, la concentración del refrigerante en la mezcla y el número de Reynolds bifásico sobre la tasa de desorción de refrigerante y el número de Sherwood, encontrando que ambos parámetros incrementan con la concentración inicial de la mezcla, el número de Reynolds y la temperatura de la solución. Se presenta el desempeño del generador a distintas condiciones de operación.

Por su parte, Venegas et al. [48] presentaron la evaluación experimental de la transferencia de calor en condiciones de ebullición subenfriada y saturada para la solución amoníaco-nitrato de litio en un intercambiador de calor de placas, el cual actúa como generador en un ciclo de absorción de simple efecto. Los autores estimaron la región donde se comienzan a originar las burbujas de vapor y los resultados mostraron que el fenómeno de la ebullición subenfriada ocurre en el generador. Se determinó que la temperatura inicial de ebullición se encuentra 3.1°C por debajo de la temperatura de saturación. En el artículo se analiza la influencia del flujo másico y el flujo de calor en el coeficiente de transferencia de calor, además de que se presenta una correlación para el cálculo del número de Nusselt que incluye las regiones de ebullición subenfriada y saturada. El flujo másico manejado varió entre 2.5 y 5 kg/min, a una temperatura entre los 78°C y los 97°C . Los autores proponen la correlación 1.22 para determinar el número de Nusselt en las regiones de subenfriamiento y saturación.

$$Nu_B = 3.326 \times 10^4 Fr^{0.244} Pr^{1.028} Bo^{1.055} Ja^{-0.758} \quad 1.23$$

Tabla 1.6 Rango de aplicabilidad de la correlación 1.22 propuesta por Venegas et al. [48]

Parámetro adimensional	Mínimo	Máximo
Número de Prandtl (Pr)	15.39	20.56
Número de Froude (Fr)	2.4×10^{-3}	9.6×10^{-3}
Número de Boiling (Bo)	1.6×10^{-4}	3×10^{-4}
Número de Jakob (Ja)	3.9	7.84

Por último, en 2015 Longo et al. [49] presentaron un modelo a partir de datos experimentales para predecir la ebullición de varios refrigerantes HFC y HC dentro de intercambiadores de calor de placas soldadas (*Brazed Plate Heat Exchangers*), el modelo incluye ecuaciones específicas para la ebullición nucleada y convectiva; y fue comparado con datos obtenidos por diferentes laboratorios para los refrigerantes HFC-134a, HFC-410A, HFC-507A and HCFC-22 con la finalidad de evaluar la generalidad de la relación propuesta, obteniendo un porcentaje de desviación promedio de 20%.

1.5. Justificación del proyecto doctoral

Como fue mencionado al inicio de este capítulo, un reto a vencer en el desarrollo de nuevos sistemas de absorción es el espacio utilizado por los mismos, el cual cada vez tiende a ser menor, pero al mismo tiempo el costo y la eficiencia global del sistema de enfriamiento. En cuanto al desarrollo de sistemas compactos, la mayoría de los equipos de absorción que buscan una relación cada vez mayor entre la potencia de enfriamiento y el volumen global que ocupa el sistema, tienden a utilizar intercambiadores de calor de placas (PHE) en algunos de sus componentes.

Al revisar el estado actual de los sistemas de enfriamiento, expuesto en la sección 1.3, es posible afirmar que en la actualidad existe un gran potencial para la comercialización de los sistemas de enfriamiento solar de baja capacidad, como es el caso del sistema de enfriamiento propuesto en esta investigación doctoral.

Por otro lado, de la literatura consultada es posible observar que solamente han sido reportados tres prototipos de sistemas de absorción construidos con intercambiadores de calor de placas y que operan con la mezcla amoníaco-agua, de los cuales únicamente uno (Boudéhenn et al. [19]) utiliza este tipo de intercambiadores en todos sus componentes, sin embargo, el proceso de absorción en este sistema se lleva a cabo en forma de película descendente y no de burbuja como se propone en el presente trabajo, además de que la operación del equipo no es reportada como función de parámetros relevantes como temperaturas de generación o condensación, sino que se reporta un coeficiente de operación correspondiente a un punto de operación, por lo que se considera oportuno tener una referencia de la operación de estos sistemas en función de dichos parámetros. Además, sólo un prototipo (Zamora et al. [17]) utiliza intercambiadores de calor de placas en todos los componentes principales con la mezcla de trabajo amoníaco-nitrato de litio, sin embargo, se encuentran algunas diferencias entre los componentes del sistema propuesto en este trabajo y el sistema presentado (principalmente en la configuración del absorbedor), además de que el COP térmico solo fue reportado como función de los flujo másico de agua en el evaporador, generador y condensador para una sola temperatura de generación y condensación. En la investigación presentada por Zamora et al. [17] no se realizó un estudio paramétrico del efecto de las temperaturas de generación y condensación, ni en función de otros parámetros, sobre el rendimiento del sistema.

Por otro lado, en los estudios realizados por Hernández-Magallanes et al. [15] y Domínguez-Inzunza et al. [18] desarrollados por el mismo grupo de investigación que el estudio actual, los intercambiadores de calor de placas solo se utilizaron en el condensador, evaporador y economizador, pero no en el generador y el absorbedor siendo esta una diferencia significativa, ya que el sistema actual es considerablemente más compacto: el volumen total es un 57% más pequeño que el sistema desarrollado por Hernández-Magallanes et al. [15], y 71% más pequeño que el sistema desarrollado por Domínguez-Inzunza et al. [18]. Además, el costo del sistema propuesto es 29% y 42% más barato que el costo de los sistemas anteriores, respectivamente. Es importante mencionar que aunque en los estudios previos se reportó un análisis paramétrico del COP y la potencia de enfriamiento en función de las temperaturas de generación y condensación, el presente estudio es relevante ya que está relacionado con el desarrollo de un nuevo sistema que utiliza exclusivamente intercambiadores de calor de placas.

En resumen, se puede afirmar que el sistema de enfriamiento por absorción desarrollado cumple con los siguientes puntos:

- ✓ Es un sistema que tiene la capacidad de utilizar energías alternativas
- ✓ Es un sistema compacto en relación a los sistemas de capacidades de enfriamiento y configuraciones similares
 - ✓ Es posible operarlo con las mezclas de trabajo amoniaco-nitrato de litio y amoniaco-agua, por lo que es posible abarcar un mayor número de aplicaciones y condiciones de operación con el mismo equipo
 - ✓ Al utilizar un refrigerante natural (amoniaco), no contribuye al deterioro de la capa de ozono ni al calentamiento global
 - ✓ Al utilizar componentes comerciales resulta económicamente atractivo, en relación a otros sistemas de enfriamiento por absorción
 - ✓ De acuerdo con lo establecido en la sección correspondiente al estado actual de los sistemas de enfriamiento solar, las características de este sistema pueden ayudar a satisfacer la demanda de enfriamiento solar que se pronostica para el futuro, ya sea para aplicaciones de refrigeración o aire acondicionado
 - ✓ Se considera que esta investigación aporta con un nuevo sistema de enfriamiento que se ha caracterizado en un rango adecuado de condiciones de operación
 - ✓ Se considera que con las curvas y análisis paramétricos llevados a cabo y presentados en los capítulos de resultados, se aporta al campo de conocimiento de los sistemas experimentales de enfriamiento por absorción

Por las razones anteriormente expuestas, se justifica la realización del estudio presente como tema de investigación doctoral.

1.6. Objetivos del proyecto doctoral

1.6.1. Objetivo general

Diseñar, construir y evaluar un sistema de refrigeración por absorción compacto, enfriado por agua utilizando intercambiadores de calor de tecnología de placas, de tal forma que se reduzca el costo del sistema y a la vez ofrezca un coeficiente de operación competitivo.

1.6.2. Objetivos específicos

1. Realizar una revisión bibliográfica sobre componentes y mezclas utilizadas en sistemas de enfriamiento por absorción.
2. Llevar a cabo una elección cualitativa acerca de los componentes a utilizar en el sistema de absorción.
3. Dimensionar los componentes que conforman el sistema de enfriamiento tomando en consideración los coeficientes individuales de transferencia de calor en función de diversos parámetros adimensionales.
4. Construcción y puesta a punto de la máquina de enfriamiento utilizando los componentes diseñados.
5. Operación y evaluación del sistema de enfriamiento bajo condiciones controladas.
6. Evaluación del sistema de enfriamiento con una segunda mezcla.
7. Operación del sistema de enfriamiento acoplado a un campo de colectores solares.

Capítulo 2 MARCO TEÓRICO

El presente capítulo tiene la finalidad de describir el funcionamiento de los sistemas de refrigeración por absorción desde un punto de vista termodinámico. Con el objetivo de entender el desarrollo histórico de estos sistemas, en la primera sección se presentan brevemente los antecedentes de los sistemas de refrigeración; en la segunda sección se explica el principio de operación de los sistemas de refrigeración por absorción; posteriormente se describen algunos de los parámetros que están relacionados con el desempeño de estos sistemas de enfriamiento, como lo son el coeficiente de operación y la relación de flujo; finalmente, se detallan los balances de masa, materia y energía en cada uno de los componentes principales que conforman el sistema de enfriamiento por absorción, estos balances fueron utilizados para determinar las potencias térmicas y coeficientes de operación de los datos experimentales, que son reportados en los capítulos de resultados, además de ser útiles para realizar el modelo termodinámico de primera ley presentado en el capítulo 3. Finalmente, se incluye una breve descripción teórica de los fenómenos que ocurren en los componentes principales de un sistema de refrigeración por absorción.

Las secciones que conforman este capítulo se enlistan a continuación.

- 2.1. Antecedentes de los sistemas de refrigeración
- 2.2. Operación de los sistemas de refrigeración por absorción
- 2.3. Termodinámica asociada a la refrigeración
- 2.4. Balances en los componentes principales
- 2.5. Teoría sobre los fenómenos en los componentes principales del sistema de absorción

2.1. Antecedentes de los sistemas de refrigeración

Durante muchos siglos ha sido del conocimiento de las personas que la evaporación del agua produce un efecto refrigerante, al principio no se reconoció ni entendió el fenómeno, pero se sabía que cualquier parte del cuerpo que se mojara se sentía fría mientras se secaba en el aire. Los primeros intentos para producir refrigeración por medios mecánicos estuvieron relacionados con el efecto refrigerante de la evaporación del agua.

En 1755 William Cullen, un físico escocés, obtuvo temperaturas que le permitieron producir hielo. Esto fue llevado a cabo reduciendo la presión del agua en un contenedor cerrado con una bomba de aire. A partir de su experimento observó que, a una baja presión, el líquido se evaporaba a baja temperatura, y que el calor requerido para que una porción del agua cambiara de fase de líquido a vapor, era tomado del resto del agua, Cullen vio que al menos parte del agua que quedaba en el contenedor cambiaba de fase a hielo. A partir de Cullen, una gran cantidad de ingenieros y científicos crearon un gran número de dispositivos a partir de los principios básicos de la refrigeración mecánica.

En 1834 Jacob Perkins, un residente americano en Inglaterra, construyó y patentó una máquina de refrigeración por compresión de vapor, utilizando un compresor, un condensador, un evaporador y una llave de paso entre el condensador y el evaporador. La demanda creciente durante el periodo de 1850 a 1880 trajo consigo grandes logros y progreso. Se observó la utilización de sustancias nuevas, entre ellas el amoníaco y el dióxido de carbono, las cuales eran más adecuadas que el agua para ser utilizadas como refrigerantes. Personajes como Faraday, Thilorier y otros, demostraron que esas sustancias podrían ser licuadas, sin embargo, las bases teóricas requeridas para fundamentar el proceso de refrigeración mecánica fueron establecidas por Rumford y Davy, quienes explicaron la naturaleza del calor, y por Kelvin, Joule y Rankine, quienes continuaron el trabajo comenzado por Sadi Carnot formulando la ciencia de la termodinámica.

Las primeras máquinas de refrigeración aparecieron entre 1850 y 1880 y eran clasificadas de acuerdo con el refrigerante que utilizaban. Las máquinas de refrigeración que utilizaban aire eran conocidas como máquinas de aire comprimido o de aire frío y jugaron un rol significativo en la historia de la refrigeración. El Dr. Americano John Gorrie, desarrolló una máquina de aire frío comercial y la patentó en Inglaterra en 1850 y en América en 1851.

Las máquinas de refrigeración que usaban aire como refrigerante fueron divididas en dos tipos: de ciclo cerrado y de ciclo abierto. En las máquinas de ciclo cerrado, el aire era confinado a una presión más alta que la atmosférica, posteriormente era utilizado durante los ciclos de operación de la máquina. En las máquinas de ciclo abierto, el aire era llevado a la máquina a presión atmosférica y, cuando era enfriado, era descargado directamente en el espacio a ser refrigerado. En Europa, en 1862, el Dr. Alexander C. Kirk desarrolló comercialmente una máquina de refrigeración de ciclo cerrado, mientras que Franz Windhausen inventó una máquina de ciclo cerrado y la patentó en América en 1870. Las máquinas de refrigeración de ciclo abierto, ideadas en teoría por Kelvin y Rankine a principios de la década de 1850, fueron inventadas por el francés Paul Giffard, en 1873 y por Joseph J. Coleman y James Bell en Gran Bretaña en 1877.

En 1860 el ingeniero francés Ferdinand P. Edmond Carre, inventó un aparato de absorción de amoníaco, que operaba en forma intermitente y basaba su operación en la afinidad química del amoníaco por el agua. Esta máquina producía hielo en una escala limitada, sin embargo, a pesar de sus limitaciones ésta representó un progreso significativo. Su aparato tenía una bomba manual y podía congelar una pequeña cantidad de agua en aproximadamente 5 minutos. Esta fue utilizada en París por un tiempo, pero tenía la desventaja de que cierta cantidad de ácido sulfúrico se diluía en el agua, y ésta perdía su afinidad con el amoníaco. El inventor real de una pequeña máquina de absorción operada manualmente fue H.A. Fleuss, quien diseñó una bomba efectiva para esta máquina. Una unidad de absorción productora de hielo comparativamente de gran escala, fue construida en 1878 por F. Windhausen. Esta operaba continuamente y utilizaba una cantidad de calor adicional para separar el agua del ácido sulfúrico e incrementar la afinidad de ésta con el amoníaco.

Una de las primeras máquinas de refrigeración por compresión de vapor fue inventada y patentada por el profesor americano Alexander C. Twining en 1853. Él estableció una planta de producción de hielo usando este sistema en Cleveland, Ohio, con capacidad para producir cerca de una tonelada por día. Después de eso, un gran número de inventores experimentaron con máquinas de compresión de vapor las cuales usaron éter o sus componentes como refrigerantes. En Francia, F.P.E. Carre desarrolló e instaló una máquina de compresión de éter, y Charles Tellier (quien fue un pionero versátil de la refrigeración mecánica) construyó una planta usando metil-éter como refrigerante. En Alemania, Carl Linde,

financiado por cerveceros, estableció una unidad de metil-éter en 1874. Justo antes de esto, Linde había preparado el camino para grandes mejoras en maquinaria de refrigeración, demostrando cómo su eficiencia termodinámica podía ser calculada e incrementada. Los inventores de máquinas de compresión también experimentaron con amoníaco, el cual se convirtió en el refrigerante más popular y fue utilizado en gran medida.

En la década de 1860 Tellier desarrolló una máquina de compresión de amoníaco. Para 1872, David Boile fabricó un equipo que resultó satisfactorio para la producción de hielo y lo patentó en 1872 en América; sin embargo, la figura más importante en el desarrollo de las máquinas de compresión de amoníaco fue Linde, quién obtuvo una patente en 1876 para una máquina que fue instalada en la cervecería *Trieste* el año siguiente. Más tarde el modelo de Linde se hizo popular y fue considerado excelente en sus detalles mecánicos. El uso de amoníaco en las máquinas de refrigeración por compresión representó un paso significativo en la evolución de la refrigeración, ya que además de sus ventajas desde el punto de vista de la termodinámica, las presiones que requería eran bajas, por lo que las máquinas que lo utilizaban podían tener un tamaño pequeño.

A finales de la década de 1860, P.H. van der Weyde, de Filadelfia, obtuvo una patente para una unidad de compresión que era caracterizada por un refrigerante compuesto de productos del petróleo. En 1875 R.P. Pictet, en la universidad de Geneva, introdujo una máquina de compresión que utilizaba ácido sulfúrico. En 1866, el americano T.S.C. Lowe, desarrolló un equipo de refrigeración que utilizaba dióxido de carbono. Las máquinas de compresión de dióxido de carbono fueron importantes debido a la inocuidad del gas en instalaciones donde la seguridad era lo más importante, aunque no fueron usadas extensamente sino hasta la década de 1890.

Entre 1880 y 1890 se popularizó el uso del amoníaco. Para 1890 la refrigeración mecánica había probado ser práctica y económica para la industria de la refrigeración de los alimentos. Los europeos fueron quienes aportaron la mayor parte de las bases para el desarrollo de la refrigeración mecánica, sin embargo, los americanos participaron vigorosamente en la actividad inventiva de expansión entre 1850 y 1880.

El progreso técnico permanente en el campo de la refrigeración mecánica marcó los años posteriores a 1890. Los cambios revolucionarios no fueron la regla, pero fueron propuestas mejoras en el diseño y la construcción de unidades de refrigeración en varios países, así como en sus componentes básicos: compresores, condensadores y evaporadores.

Las primeras cinco unidades de refrigeración por absorción desarrolladas por Carre fueron utilizadas para la producción de hielo, y alcanzaron tasas de producción de hasta 100 kg/hora. En la última década del siglo XIX muchas unidades de absorción a gran escala fueron producidas para su uso en las industrias petrolera y química, sin embargo, el desarrollo de estos sistemas se vio reducido hasta su desenlace en el año 1911, cuando los sistemas de compresión de vapor fueron los sistemas de refrigeración más importantes debido a su amplio uso. Fue hasta a mediados del siglo XX cuando los sistemas de refrigeración por absorción comenzaron a ganar popularidad nuevamente, sin embargo, en la década de 1970 el mercado de estos sistemas se vino abajo rápidamente debido a la crisis del petróleo y a las regulaciones del gobierno. En las últimas dos décadas, la preocupación por los incrementos al precio de la energía y el impacto ambiental, han provocado un gran interés en el desarrollo de estos sistemas, por lo que muchas compañías se enfocan en el desarrollo de estos sistemas.

2.2. Operación de los sistemas de refrigeración por absorción

2.2.1. Principio de Operación

El principio de operación de este método de refrigeración se basa en la afinidad química de un par de sustancias: una que actúa como un medio refrigerante y otra que es el medio absorbente. En términos generales, este tipo de refrigeración es similar al método de refrigeración por compresión de vapor, con la excepción de que en estos sistemas el *compresor mecánico*, presente en los equipos de refrigeración por compresión de vapor, se sustituye por un conjunto de elementos que puede ser considerado un *compresor térmico*. Este compresor térmico consta principalmente de dos intercambiadores de calor: uno actuando como *absorbedor* y otro actuando como *desorbedor* o *generador*; además de una *válvula de regulación* y una *bomba* que permite la circulación de la mezcla de trabajo entre el generador y el absorbedor.

A través del intercambiador de calor que funciona como generador circulan dos flujos independientes: por un lado se tiene un flujo de solución que proviene del absorbedor y que cuenta con una alta concentración de refrigerante, mientras que por el otro lado circula un fluido secundario (generalmente agua o aceite térmico) a una temperatura alta respecto a la temperatura de la solución que entra al generador. La diferencia de temperaturas entre ambos flujos induce un flujo de calor que se transmite al flujo de solución, elevando su presión y temperatura significativamente. Como resultado de este incremento de temperatura, el cual supera la temperatura de ebullición del refrigerante presente en la mezcla, cierta cantidad de refrigerante se desprende de la solución cambiando de fase líquida a vapor, de tal forma que después del proceso de desorción se tienen dos fases a la salida del generador: vapor de refrigerante y solución líquida con una baja concentración de refrigerante.

En estas condiciones, el vapor de refrigerante producido se separa de la solución líquida y se hace pasar a través de un *condensador*, donde cede parte de su energía hacia un fluido de enfriamiento que abandona el condensador a una temperatura mayor que la temperatura a la cual ingresó, este proceso resulta en la condensación del refrigerante. Una vez que se obtiene el refrigerante en estado líquido, este se estrangula hasta la presión del evaporador, el proceso de estrangulamiento ocurre cuando el refrigerante fluye a través un dispositivo de expansión, que generalmente se trata de una válvula donde es posible obtener una alta caída de presión, o bien, un tubo capilar.

Al circular a través del dispositivo de expansión, el refrigerante pasa su estado termodinámico de líquido saturado o ligeramente subenfriado, a una mezcla saturada líquido-vapor, que se encuentra a la temperatura más baja del ciclo. Después de pasar a través del dispositivo de expansión, el refrigerante circula por otro intercambiador de calor conocido como *evaporador*, donde circula también, por el lado opuesto y a una temperatura superior a la del refrigerante, el medio a ser enfriado. La diferencia de temperaturas existente entre esta mezcla y el medio a ser enfriado provoca un flujo de calor hacia el refrigerante, evaporando por completo la mezcla saturada líquido-vapor y disminuyendo la temperatura del fluido externo, por lo que el evaporador es el componente donde se da el efecto de enfriamiento.

Después de ser evaporado, el refrigerante se mezcla con el flujo de solución que proviene del generador, el cual cuenta con una baja concentración de refrigerante. Este proceso de mezclado puede llevarse a cabo dentro de un intercambiador de calor conocido como *absorbedor*, o fuera de él. El proceso de mezclado del refrigerante con la solución diluida da lugar a la absorción del vapor de refrigerante por la solución líquida, lo que resulta en una solución líquida con una alta concentración de refrigerante.

La absorción del vapor de refrigerante se da mediante una reacción exotérmica, por lo que cierta cantidad de calor es liberada durante este proceso, sin embargo, la cantidad de refrigerante que se disuelve en la solución es inversamente proporcional a la temperatura, por lo que es conveniente retirar el calor generado durante el proceso de absorción para tener una temperatura baja y una mayor cantidad de refrigerante disuelto. Por estas razones, el calor liberado por la absorción del refrigerante es disipado mediante el fluido secundario que circula en uno de los lados del absorbedor. Además, es prudente mencionar que una temperatura baja de la solución en el absorbedor involucra una baja presión en este componente, que al estar comunicado con el evaporador, influye directamente en la presión de evaporación. Una vez que termina el proceso de absorción, la solución líquida con alta concentración de refrigerante es bombeada al generador para dar lugar al proceso de desorción, cerrando de esta forma el ciclo de enfriamiento por absorción.

Una vez que se comprende el funcionamiento del ciclo de refrigeración por absorción, es posible notar que cuando la solución diluida abandona el generador para regresar al absorbedor, se encuentra a una temperatura alta, sin embargo, en el absorbedor es deseable mantener una temperatura y presión bajas. También se observa que la solución concentrada en refrigerante que se bombea del absorbedor al generador se encuentra a una baja temperatura, mientras que en el generador se requiere incrementar su temperatura para llevar a cabo la desorción. Por estas razones, es recomendable utilizar un intercambiador de calor adicional, llamado *economizador* o *intercambiador de calor de solución*, en el que circulan por un lado la solución concentrada a baja temperatura, y por otro lado la solución diluida a alta temperatura, de tal forma que la solución diluida cede parte de su energía a la solución concentrada. La inclusión de este componente en el ciclo tiene dos ventajas directas: por un lado, la solución diluida llega al absorbedor a menor temperatura, por lo que la cantidad de energía térmica rechazada por el medio de enfriamiento en el absorbedor se reduce; por otro lado, la solución concentrada que llega al generador tiene una temperatura más alta, por lo que se requiere suministrar una menor cantidad de energía al generador para lograr la desorción del refrigerante. De esta forma, el hecho de incluir un intercambiador de calor que actúe como economizador, mejora significativamente la eficiencia del ciclo.

En el caso de los sistemas de refrigeración por absorción que utilizan como fluido de trabajo la mezcla amoníaco-agua, el proceso de desorción en el generador presenta algunas diferencias importantes: debido a la gran afinidad química de ambas sustancias, al suministrar calor al flujo de solución concentrada en el generador, el vapor de refrigerante que se separa de la solución lleva consigo un bajo porcentaje de partículas de agua, que es la sustancia absorbente y cuya presencia en la línea del condensador y evaporador es indeseable. Por esta razón, en el caso de la operación de equipos de absorción con esta mezcla de trabajo, es necesario incluir un componente adicional denominado rectificador, el cual, es un intercambiador de calor que tiene por objetivo separar la mayor cantidad posible de partículas de agua presentes en el vapor producido en el generador, lo cual generalmente se logra mediante la condensación de estas. En el caso de los equipos de refrigeración por absorción que operan con esta mezcla, el rectificador se localiza entre el generador y el condensador.

La Figura 2.1 muestra un diagrama esquemático con los componentes de un ciclo de refrigeración por absorción que incluye el uso de un rectificador. Se observa que, excluyendo las interacciones de energía térmica, la única interacción de energía que tiene el sistema de absorción con sus alrededores es la energía eléctrica necesaria para accionar la bomba de la solución. Por lo que es prudente establecer que, comparados con los sistemas de compresión de vapor, los sistemas de refrigeración por absorción tienen una ventaja importante en cuanto al requerimiento de energía eléctrica. Esto se debe a que los sistemas de absorción requieren comprimir un líquido en lugar de un vapor y ya que el trabajo de flujo permanente es proporcional al volumen específico de la sustancia, la energía eléctrica consumida por la bomba de la solución es mucho menor que la energía eléctrica consumida por el compresor de un sistema de

compresión de vapor; de hecho, se estima que el trabajo requerido por los sistemas de refrigeración por absorción se encuentra en la escala del 1% del calor suministrado al generador y generalmente es ignorado en el análisis del ciclo [50].

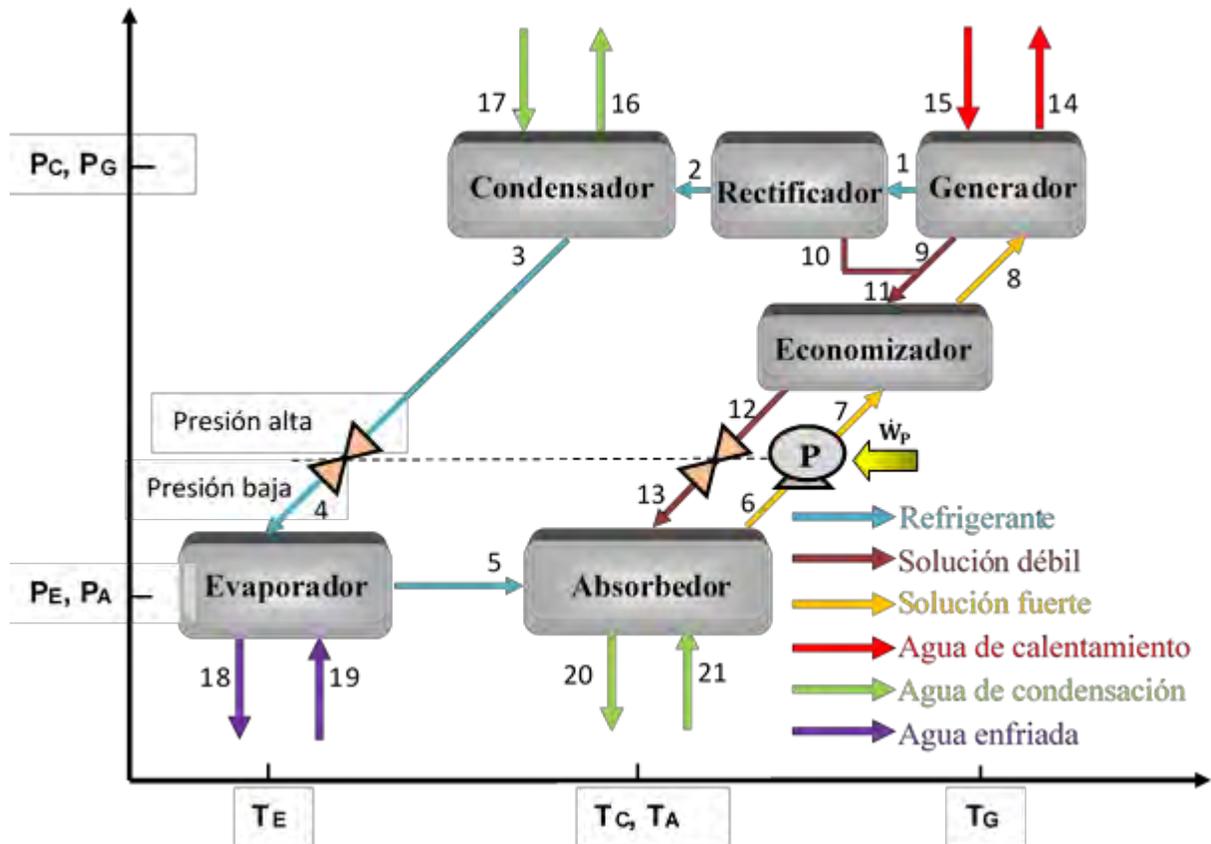


Figura 2.1 Componentes principales del ciclo de refrigeración por absorción de un efecto con rectificador

2.2.2. Clasificación de los sistemas de Absorción

Los ciclos de refrigeración por absorción pueden ser caracterizados por el número de efectos, el número de etapas, así como por la mezcla de trabajo utilizada por el sistema.

En el modo de operación de enfriamiento, el número de efectos es igual al número de generadores pudiendo ser:

- De simple efecto (1 generador)
- De doble efecto (2 generadores)
- De triple efecto (3 generadores)

El número de etapas es igual al número de absorbedores en el sistema, con lo que pueden ser clasificados como:

- De simple etapa (1 absorbedor)
- De doble etapa (2 absorbedores)
- De triple etapa (3 absorbedores)

Los sistemas por absorción también pueden clasificarse de acuerdo al par de trabajo refrigerante-absorbente utilizado, el cual depende principalmente de las necesidades de la aplicación para la que es diseñado el sistema. Como fue mencionado en el capítulo de introducción, los pares de trabajo más comúnmente utilizados en los sistemas de refrigeración por absorción son el amoníaco-agua ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$) y el agua-bromuro de litio ($\text{H}_2\text{O-LiBr}$).

Cabe mencionar que en la actualidad, existe una extensa cantidad de pares de trabajo en investigación, algunas de las que se dispone de más resultados en la literatura son amoníaco-nitrato de litio ($\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$), amoníaco-tiocianato de sodio ($\text{NH}_3\text{-NaSCN}$) y amoníaco junto con diferentes sales orgánicas.

A continuación se presentan algunas de las características más importantes de los pares de trabajo más comunes utilizados en ciclos de refrigeración por absorción, junto con una descripción de las características principales de la mezcla $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$, la cual es de gran interés para el presente estudio ya que es una de las mezclas utilizadas por el sistema de enfriamiento desarrollado.

$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$

Esta mezcla aprovecha la gran capacidad del agua para absorber el vapor de amoníaco, la cantidad de vapor de amoníaco que puede ser absorbida y mantenida en una solución acuosa es directamente proporcional a la presión e inversamente proporcional a la temperatura, de tal forma que, como fue descrito en la sección anterior, es conveniente enfriar el absorbedor. Debido a limitaciones físicas algunas ocasiones no es posible alcanzar un completo estado de saturación en el absorbedor, y la solución que sale de este podría no estar completamente saturada con agua.

$\text{H}_2\text{O-LiBr}$

En los sistemas que utilizan la mezcla $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ el agua se comporta como el refrigerante y tienen una amplia gama de aplicaciones en operaciones de enfriamiento y aire acondicionado. Estos sistemas son producidos en capacidades desde 10 hasta 1000 toneladas de refrigeración, y ofrecen temperaturas de evaporación tan bajas como 4°C (a una presión de 0.8 kPa). A pesar de que el COP que presentan estos sistemas se encuentra por debajo de la unidad, un suministro de energía a bajo costo puede hacer que estos sistemas sean económicamente competitivos. En estos sistemas de refrigeración, la cristalización (solidificación) del bromuro de litio es un problema importante, lo cual causa que las partículas sólidas se asienten bloqueando el flujo en las tuberías, lo que interrumpe la operación del sistema. La región de cristalización puede ser vista en los diagramas de presión-temperatura y entalpía-concentración. Con la finalidad de evitar este problema los sistemas son diseñados con unidades de control que mantienen una temperatura de condensación alta.

$\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$

La mezcla amoníaco-nitrato de litio es una mezcla adecuada para sistemas de refrigeración que utilizan energía solar. Los sistemas de enfriamiento que operan con esta mezcla no precisan de un elemento rectificador y el ciclo de refrigeración puede operar a temperaturas de generación menores a las que requiere el ciclo que utiliza la mezcla amoníaco-agua. Sin embargo, la transferencia de calor y masa en el absorbedor son limitadas por la viscosidad característica de las soluciones salinas, como lo es

la solución $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$.

2.3. Termodinámica asociada a la refrigeración

Existe un enunciado clásico de la segunda ley de la termodinámica que se relaciona con refrigeradores o bombas de calor, y es conocido como el enunciado de Clausius:

“Es imposible construir un dispositivo que opere en un ciclo sin que produzca ningún otro efecto que la transferencia de calor de un cuerpo de menor temperatura a otro de mayor temperatura”

En otras palabras este enunciado quiere decir que el efecto neto sobre los alrededores de dicho dispositivo, tiene que ver con el consumo de energía en forma de trabajo, además de la transferencia de calor de un cuerpo a otro más caliente. Este enunciado afirma que la operación de un dispositivo de enfriamiento necesariamente deja un rastro en los alrededores del mismo.

En términos generales, un sistema de refrigeración es un dispositivo cíclico necesario para transferir calor desde un medio a baja temperatura hacia otro medio a temperatura mayor. La eficiencia de un equipo de refrigeración se expresa en términos del coeficiente de operación o coeficiente de desempeño *COP*. A grandes rasgos, el objetivo de un refrigerador es remover de un espacio refrigerado, una determinada cantidad de energía térmica, lo cual se logra mediante el suministro de trabajo al sistema. Entonces el *COP* de un equipo de enfriamiento se puede expresar como una relación entre el efecto de enfriamiento y el trabajo neto suministrado al sistema, como se muestra en la ecuación 2.1.

$$COP_{ref} = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{neto\ suministrado}} \quad 2.1$$

El *COP* de un sistema de refrigeración por absorción se define como se muestra en la ecuación 2.2.

$$COP_{absorción} = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g + \dot{W}_{bomba}} \quad 2.2$$

El valor máximo posible para el coeficiente de operación se determina suponiendo que el ciclo completo es totalmente reversible, es decir, que no existe ningún tipo de irreversibilidad, incluida la transferencia de calor por una diferencia de temperaturas, por esta razón, para que un sistema de refrigeración por absorción sea reversible es necesario que el calor suministrado al generador, se transfiera a una máquina térmica de Carnot y la salida de trabajo de ésta, se suministre a un refrigerador de Carnot para que éste extraiga calor de un espacio refrigerado. El *COP* para este sistema de enfriamiento reversible se calcula como se muestra en la ecuación 2.3, donde T_c y T_g son las temperaturas del medio de enfriamiento y de la fuente de calor, respectivamente.

$$COP_{abs,rev} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g + \dot{W}_{bomba}} = \eta_{ter,rev} COP_{ref,rev} = \left(1 - \frac{T_c}{T_g}\right) \left(\frac{T_e}{T_c - T_e}\right) \quad 2.3$$

Cualquier sistema de refrigeración por absorción que reciba una fuente de calor a una temperatura T_g , extraiga una cantidad de calor a una temperatura T_e , a una temperatura ambiente de T_c , tendrá un COP menor al determinado a partir de la ecuación 2.3. Como puede inferirse de la ecuación, los sistemas refrigeración o de acondicionamiento de aire que basan su funcionamiento en el principio de absorción, son denominados enfriadores por absorción y su capacidad de enfriamiento disminuye con la disminución de la temperatura de la fuente de energía.

Además del coeficiente de operación, un indicador del desempeño de los sistemas de enfriamiento por absorción es el parámetro conocido como *relación de flujo* (FR), el cual relaciona el flujo de solución enviada al generador con el flujo de refrigerante desorbido, la relación de flujo puede ser calculada como se muestra en la ecuación 2.4, en donde los subíndices corresponden a los indicados en la Figura 2.2.

$$FR = \frac{\dot{m}_5}{\dot{m}_1} \quad 2.4$$

2.4. Balances en los componentes principales

Los balances de masa, materia y energía utilizados para el desarrollo del modelo termodinámico de primera ley descrito en el capítulo 3, son presentados a continuación para cada componente. Los números que se presentan en las ecuaciones tienen relación con los números indicados en la Figura 2.2. En el caso de los balances de energía, se presentan aquellos relacionados con las corrientes internas de solución y refrigerante en el equipo, así como los obtenidos a través de las mediciones de las corrientes externas de agua. En el caso de los balances de materia, estos se llevan a cabo en función de la variable concentración, denominada como X , la cual indica el porcentaje en masa de refrigerante presente en una solución líquida refrigerante-absorbente.

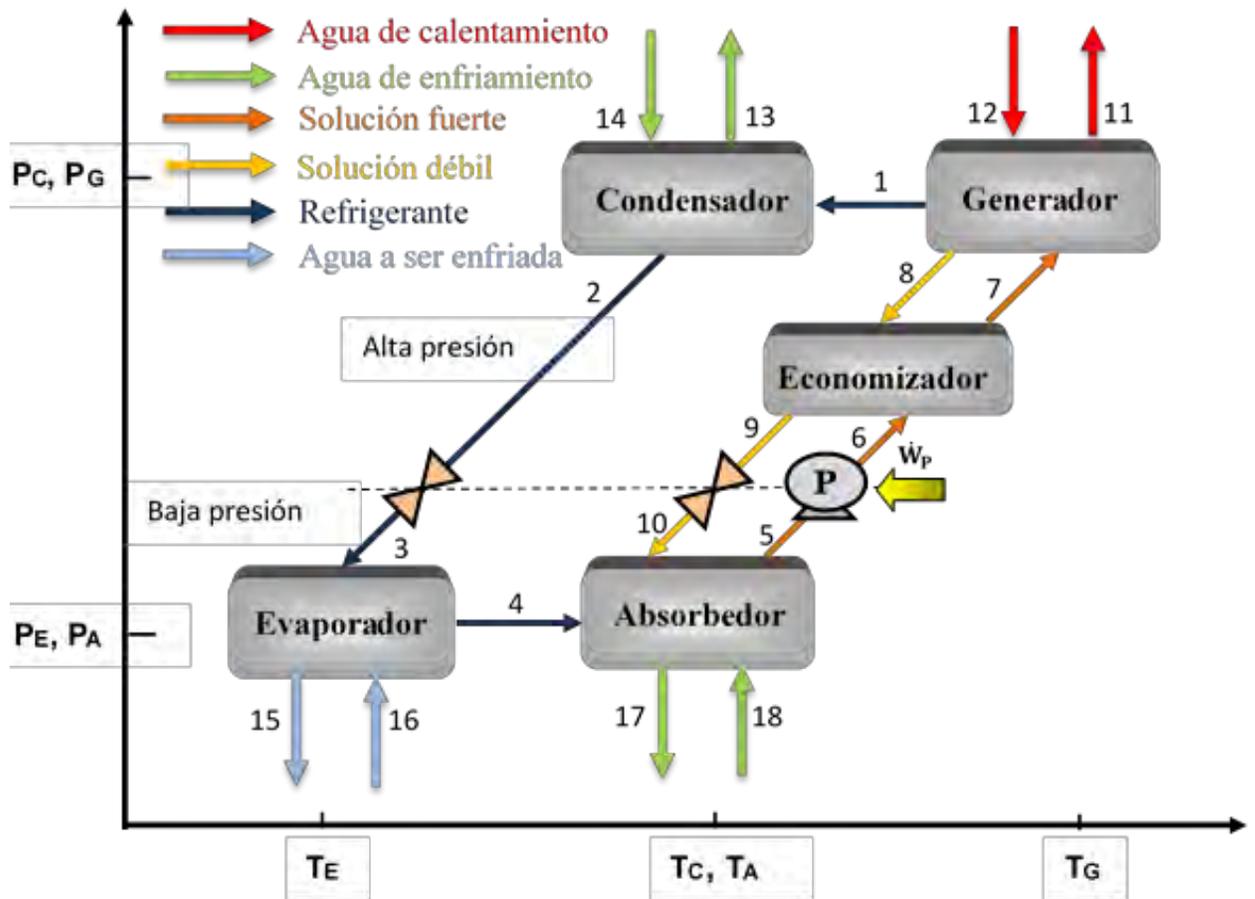


Figura 2.2 Componentes principales del ciclo de refrigeración por absorción de un efecto

2.4.1. Generador

Balance de energía

$$\dot{Q}_{g,int} = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_5 h_7 \quad 2.5$$

$$\dot{Q}_{g,ext} = \dot{m}_{g,w} C_p (T_{12} - T_{11}) \quad 2.6$$

Balance de masa

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_8 = \dot{m}_5 \quad 2.7$$

Balance de materia

$$\dot{m}_1 X_1 + \dot{m}_8 X_8 = \dot{m}_5 X_5 \quad 2.8$$

2.4.2. Absorbedor

Balance de energía

$$\dot{Q}_{a,int} = \dot{m}_1 h_4 + \dot{m}_8 h_{10} - \dot{m}_5 h_5 \quad 2.9$$

$$\dot{Q}_{a,ext} = \dot{m}_{a,w} C_p (T_{17} - T_{18}) \quad 2.10$$

Balance de masa

$$\dot{m}_4 + \dot{m}_8 = \dot{m}_5 \quad 2.11$$

Balance de materia

$$\dot{m}_4 X_4 + \dot{m}_8 X_8 = \dot{m}_5 X_5 \quad 2.12$$

2.4.3. Condensador

Balance de energía

$$\dot{Q}_{c,int} = \dot{m}_1 (h_1 - h_2) \quad 2.13$$

$$\dot{Q}_{c,ext} = \dot{m}_{c,w} C_p (T_{13} - T_{14}) \quad 2.14$$

Balance de masa

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad 2.15$$

Balance de materia

$$\dot{m}_1 X_1 = \dot{m}_2 X_2 \quad 2.16$$

2.4.4. Evaporador

Balance de energía

$$\dot{Q}_{e,int} = \dot{m}_1 (h_4 - h_3) \quad 2.17$$

$$\dot{Q}_{e,ext} = \dot{m}_{a,w} C_p (T_{16} - T_{15}) \quad 2.18$$

Balance de masa

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad 2.19$$

Balance de materia

$$\dot{m}_3 X_3 = \dot{m}_4 X_4 \quad 2.20$$

2.4.5. Economizador

Balance de energía

$$\dot{Q}_{ec} = \dot{m}_5 (h_7 - h_6) \quad 2.21$$

Balance de masa

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 \quad 2.22$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad 2.23$$

Balance de materia

$$\dot{m}_6 X_6 = \dot{m}_7 X_7 \quad 2.24$$

$$\dot{m}_8 X_8 = \dot{m}_9 X_9 \quad 2.25$$

Efectividad del economizador

$$Efectividad = \frac{h_7 - h_6}{h_8 - h_6} \quad 2.26$$

2.4.6. Coeficientes de operación

$$COP_{int} = \frac{\dot{Q}_{e,int}}{\dot{Q}_{g,int} + \dot{W}_{p,int}} \quad 2.27$$

$$\dot{W}_{p,int} = \dot{m}_5 (h_6 - h_5) \quad 2.28$$

$$COP_{ext} = \frac{\dot{Q}_{e,ext}}{\dot{Q}_{g,ext} + \dot{W}_{p,ext}} \quad 2.29$$

$$\dot{W}_{p,ext} = \Delta P_f + \Delta P_{grav} + \Delta P_{Ni} \quad 2.30$$

$$\Delta P_f = 2f \left(\frac{L}{d_h} \right) \left(\frac{G^2}{\rho} \right) \quad 2.31$$

$$\Delta P_{grav} = \rho g L \quad 2.32$$

$$\Delta P_N = 1.5 \left(\frac{\rho U^2}{2} \right) N \quad 2.33$$

2.5. Teoría sobre los fenómenos en los componentes principales del sistema de absorción

2.5.1. Generación de vapor en un intercambiador de calor de placas

El proceso de generación de vapor en un intercambiador de calor de placas, se da gracias al flujo de calor entre dos fluidos a través de las placas del intercambiador. Una vez que se alcanzan condiciones de saturación, el fenómeno de la ebullición sucede en la interface entre la superficie y el fluido. En general, la ebullición puede ocurrir en dos condiciones, lo cual depende de si el fluido se encuentra estancado o en movimiento, en el primero de los casos, la ebullición se conoce como “ebullición de un fluido estancado” o “pool boiling”, mientras que en el segundo caso se tiene el fenómeno de “ebullición de flujo forzado” conocido también como “flow boiling” o “forced convective boiling”.

En general se tiene que si se calienta una superficie en contacto con un depósito de líquido, y se grafica el flujo de calor contra el sobrecalentamiento de la superficie ΔT_s (la diferencia de temperaturas entre la superficie y la temperatura de saturación del líquido), se obtiene una curva llamada curva de ebullición o curva de *Nukiyama* en honor a la primera persona en realizarla en 1934 [51], en general, es posible distinguir cuatro regímenes de transferencia de calor en ebullición:

1. Convección natural: proceso caracterizado por la convección natural en una sola fase desde la superficie caliente al líquido sin la formación de burbujas.
2. Ebullición nucleada: el cual es un proceso de convección natural bifásico en el cual las burbujas se generan, crecen y salen de la superficie caliente
3. Ebullición en transición: el cual es un régimen intermedio entre los regímenes de ebullición nucleada y ebullición de película
4. Ebullición de película: régimen caracterizado por una capa estable de vapor que se forma entre la superficie caliente y el líquido, de tal forma que las burbujas se forman en una interface libre.

En la Figura 2.3 es posible distinguir los regímenes descritos entre los puntos mostrados en la Tabla 2.1.

Tabla 2.1 Regímenes de transferencia de calor en ebullición

Régimen de transferencia	Puntos en el diagrama
Convección natural	A-B
Ebullición nucleada	B'-C
Inicio de la ebullición nucleada	ONB
Flujo de calor crítico	CHF </td
Ebullición en transición	CHF-E
Ebullición de película	E-F

Entre cada régimen de transferencia de calor existe un punto de transición, el primero es conocido como comienzo de la ebullición nucleada, (ONB por sus siglas en inglés) en el cual aparecen las primeras burbujas en la superficie caliente; el segundo es el pico de la curva en la parte superior de la porción correspondiente a la ebullición nucleada, y es conocido como salida de la ebullición nucleada (DNB); por otro lado, las siglas CHF denotan el flujo de calor crítico o flujo de calor pico; el tercer punto de transición se localiza en el extremo inferior del régimen de ebullición de película (letra E) y es conocido como el punto mínimo de la ebullición de película (MFB).

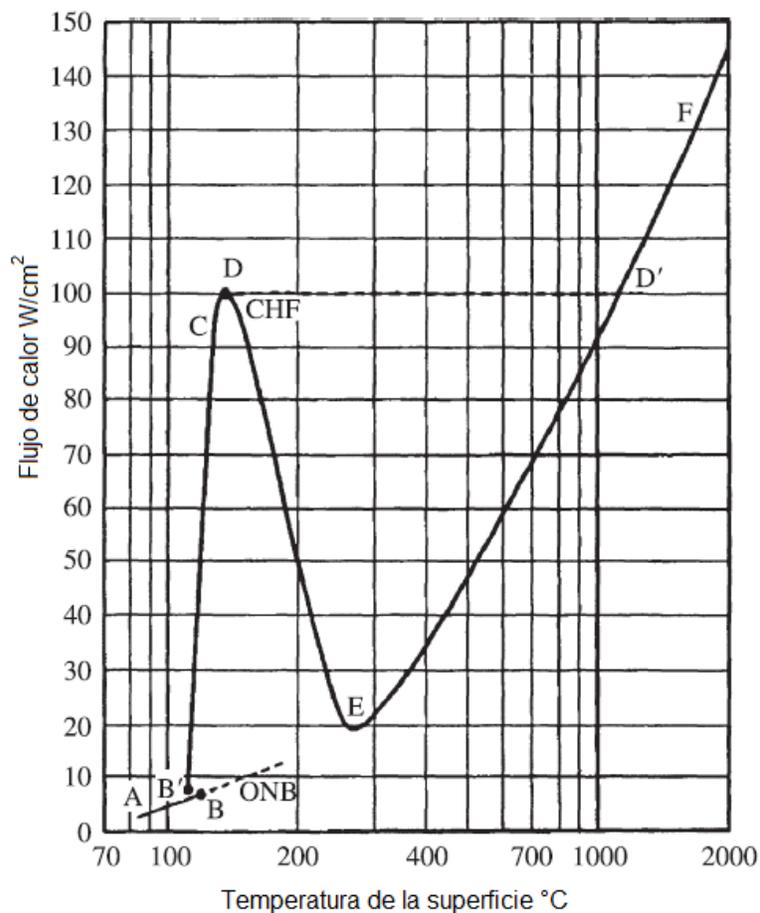


Figura 2.3 Forma típica de una curva de ebullición para una sustancia pura [51]

En la parte de la curva correspondiente convección natural (A-B), la temperatura de la pared incrementa a medida que incrementa el flujo de calor, hasta que aparecen las primeras burbujas indicando el comienzo de la ebullición. Las burbujas se forman (se nuclean) en pequeñas cavidades en la superficie caliente, las cuales son llamadas sitios de nucleación. Los sitios de nucleación activos se encuentran localizados en hendiduras y marcas en la superficie. Incrementar el flujo de calor tiene como consecuencia la activación de más y más sitios de nucleación hasta que la superficie es cubierta por burbujas que crecen y dejan la superficie sucesivamente [51].

El flujo de calor incrementa en forma sustancial con ligeros incrementos de ΔT_s (diferencia entre T_w y T_{sat}), el hecho de incrementar el flujo de calor aún más, provoca que las burbujas que abandonan la superficie, colapsen en chorros de vapor, cambiando la pendiente de la curva en la parte correspondiente a la ebullición nucleada. Al incrementar aún más el flujo de calor, se evitará que la fase líquida alcance la superficie caliente, lo cual se distingue en la curva mediante el punto CHF.

Transferencia de calor en condición de fluido estancado

Como se indicó previamente, los regímenes de transferencia de calor en dos fases son tres:

- Ebullición nucleada
- Ebullición en transición, y
- Ebullición de película

Ebullición nucleada

En un volumen de líquido, un “núcleo de vapor” puede formarse ya sea en una superficie caliente, o dentro del mismo líquido si es suficientemente sobrecalentado, este proceso es conocido como nucleación. Si hay un espacio de vapor preexistente sobre el volumen de líquido, el vapor se forma en la interface libre sin nucleación, lo cual se conoce como *Evaporación*. Si la nucleación se obtiene reduciendo la presión del fluido rápidamente o bien localmente, el fenómeno es conocido como *cavitación*.

La nucleación homogénea ocurre cuando la energía libre de formación de un conjunto de moléculas en fase líquida es suficiente para formar una interface de vapor lejos de las paredes del recipiente. Por otro lado, la nucleación heterogénea inicia en una superficie sólida cuando la energía libre de formación ahí, o en una cavidad, forma un núcleo de vapor, o cuando un núcleo de vapor preexistente en tal cavidad, alcanza un sobrecalentamiento suficiente para iniciar el crecimiento de la burbuja. Para que la nucleación homogénea o heterogénea ocurra, la temperatura debe ser incrementada sobre la temperatura de saturación del líquido, con la finalidad de formar o activar un núcleo de vapor. De esta manera, *la ebullición no comienza cuando se alcanza la temperatura de saturación, sino en su lugar, cuando se alcanza cierto sobrecalentamiento*. Comúnmente, la nucleación ocurre desde un núcleo de vapor preexistente que reside dentro de una cavidad o desde un núcleo de vapor que sobrepasa la capa límite térmica formada en la pared.

Los mecanismos de transferencia de calor que juegan un rol importante en la transferencia de calor de un fluido estancado son los siguientes:

- Agitación de burbuja
- Intercambio vapor-líquido
- Evaporación

La complejidad del proceso de ebullición nucleada de un líquido estancado es tal, que las precisas teorías analíticas de diseño aún están por demostrar su confiabilidad. Los problemas por resolver al respecto están relacionados a la predicción del sobrecalentamiento adecuado para la nucleación, la densidad de los sitios de nucleación en una superficie, y la interacción térmica entre sitios de nucleación vecinos. Como consecuencia, se utilizan métodos empíricos para predecir los coeficientes de transferencia de calor en ebullición nucleada para líquido estancado.

En la literatura hay cientos de correlaciones reportadas para predecir el fenómeno de ebullición nucleada de un fluido estancado, sin embargo, el método de Rohsenow es uno de los más recomendados, en 1962 Rohsenow asumió que el proceso de ebullición es dominado por el mecanismo de agitación de la burbuja, y propuso una correlación general de la forma $Nu = C_1 Re^m Pr^n$ [51].

Ebullición de película

Comparada a la ebullición nucleada, donde el vapor se genera en puntos individuales en la superficie caliente, en la ebullición de película hay una película continua de vapor entre la superficie caliente y el líquido en ebullición, además, la ebullición de película se caracteriza por valores bajos del coeficiente de transferencia de calor y valores altos de la temperatura de la superficie caliente, respecto a aquellos presentes en la ebullición nucleada. La ebullición de película en convección natural, es una forma de ebullición de película en la cual el movimiento del líquido más allá de la superficie caliente es causado por fuerzas de arrastre viscosas del vapor que asciende y que actúan sobre el líquido.

La ebullición de película tiene una fuerte similitud con la condensación de película descendente [51], ya que la película de vapor ascendente es análoga a la película de líquido descendente. A partir de este hecho, Bromley [52] utilizó una correlación para determinar el número de Nusselt en condensación de película en cilindros horizontales, para predecir la ebullición de película en la misma geometría, únicamente cambiando las propiedades del líquido al vapor.

Ebullición en transición

El proceso de transferencia de calor en transición puede ser entendido como una combinación de la ebullición nucleada y la ebullición de película. Los puntos finales de este régimen están dados por los valores correspondientes a q_{CHF} y q_E en la Figura 2.4. De esta forma es posible obtener mediante interpolación lineal entre estos puntos, valores muy aproximados al coeficiente de transferencia de calor en ebullición en transición.

Transferencia de calor en flujo forzado

Cuando se tiene evaporación en condiciones de flujo forzado, hay dos fenómenos que contribuyen a la transferencia de calor: una parte convectiva y una parte de ebullición nucleada, cuya importancia depende de las condiciones específicas de cada caso. El proceso de ebullición en flujo forzado se tiene

comúnmente en tubos verticales, horizontales, anulares y sobre el lado externo de arreglos de tubos horizontales. El coeficiente de transferencia de calor local en flujo forzado es principalmente una función de la calidad del vapor, la velocidad del fluido, el flujo de calor, la geometría y orientación del canal de flujo, el patrón de flujo bifásico y las propiedades del fluido. Debido a la dependencia que se tiene de la calidad del vapor, en los métodos de diseño térmicos comúnmente estos cálculos son hechos localmente.

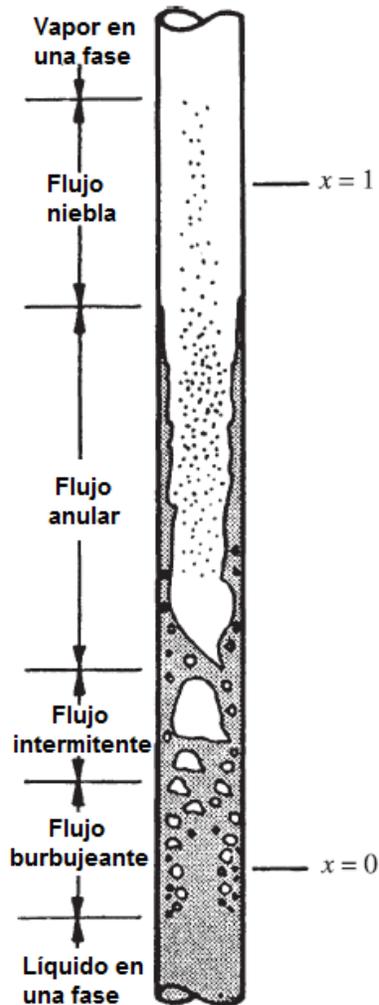


Figura 2.4 Fases de la ebullición en flujo forzado

2.5.2. Proceso de condensación de vapor en un intercambiador de calor de placas

Aunque en un principio los intercambiadores de calor de placas fueron desarrollados para aplicaciones en una fase, su presencia en aplicaciones de flujos bifásicos se ha expandido en las últimas dos décadas [53]. En general, la condensación puede ser clasificada en dos tipos: en uno de ellos el medio

de enfriamiento y el vapor a condensar están separados por una pared sólida, esto se conoce como condensación de superficie, por otro lado, en la condensación de contacto directo, el medio de enfriamiento y el vapor no tienen una superficie sólida entre ellos por lo que hacen contacto.

En el caso de los intercambiadores de placas se tiene condensación de superficie, y esta puede ser clasificada a su vez en condensación de película o condensación gota a gota, si el condensado no moja la superficie sólida se formarán gotas, de lo contrario, se forma una película sobre la superficie sólida. Aunque la condensación gota a gota puede generar un coeficiente de transferencia de calor mucho mayor que la condensación de película (en el orden de magnitud), es extremadamente difícil mantenerla en forma permanente, por lo que la condensación de película es el proceso que domina en las aplicaciones de condensado en intercambiadores de placas [53].

Se sabe que la condensación en intercambiadores de placas depende de varios factores como las propiedades del fluido, la geometría de la placa, la presión en el sistema, el flujo másico, etcétera; debido a esto y a que la investigación sobre condensación en intercambiadores de placas se ha llevado a cabo desde hace relativamente poco tiempo, la predicción teórica del desempeño térmico e hidrodinámico de este fenómeno es difícil de llevar a cabo, por lo anterior, los esfuerzos en este sentido han sido dirigidos hacia la investigación experimental.

Mecanismo de condensación

Cuando se tiene un flujo de vapor sobre una superficie que está a una temperatura por debajo de la temperatura de saturación del vapor, el vapor cede calor a través de la superficie sólida y comienza a condensar, consecuentemente el condensado forma una película delgada sobre la superficie, a partir de este momento, el calor retirado al vapor se tiene que transferir por conducción a través del espesor de la película formada y de la superficie sólida. Así, una película delgada ofrecerá menor resistencia y en consecuencia un mayor coeficiente de transferencia de calor que una película gruesa. Para películas del mismo espesor, un movimiento laminar (lento) presentará más resistencia para la transferencia de calor que uno turbulento (rápido). Debido a esto, es deseable utilizar superficies verticales cortas o cilindros horizontales en situaciones que implican condensación de película [54].

La condensación es controlada entre otros factores por: la gravedad, el esfuerzo cortante en la interfaz líquido-vapor, la tensión superficial, etc. Desde este punto de vista, la condensación puede tratarse como controlada por la gravedad o controlada por el esfuerzo cortante. La transferencia de calor en condensación en intercambiadores de calor de placas es influenciada por el flujo másico, la calidad, la presión del vapor, las propiedades del medio y el patrón de la placa. Con el incremento del flujo másico, incrementa la velocidad del vapor, lo cual aumenta la turbulencia. Por otro lado, cuando la calidad del vapor es alta, la velocidad del vapor así como el esfuerzo cortante en la interfaz son altos, lo cual resulta en un aumento en la transferencia de calor, sin embargo, la transferencia de calor se ve reducida con un aumento de la presión del sistema, ya que para un flujo másico dado, el flujo volumétrico es más grande a presiones bajas, lo que incrementa la velocidad del vapor.

En condensación de película la película se origina en la parte superior de la placa y fluye hacia abajo por influencia de la gravedad. El espesor de la película δ y el flujo másico del condensado aumentan al aumentar la distancia desde el comienzo de la película debido a la condensación continua en la interfaz

que se encuentra a T_{sat} , por lo que hay transferencia de calor desde esa interfaz a través de la película y hasta la superficie, que se encuentra a T_s , en todo caso $T_s > T_{sat}$.

Para reducir la complejidad inherente a los análisis de condensación, es necesario hacer algunas suposiciones, entre las más comunes se encuentran las siguientes:

- Suponer flujo laminar y propiedades constantes para la película líquida.
- Suponer que el gas es un vapor puro y a una temperatura uniforme igual a T_{sat} . Ya que sin un gradiente de temperatura en el vapor la transferencia de calor hacia la interfaz líquido-vapor, ocurre por condensación en la interfaz y no por conducción en el vapor. (No hay capa límite térmica)
- Suponer despreciable el esfuerzo cortante en la interfaz líquido-vapor (no hay capa límite hidrodinámica).
- Suponer que la transferencia de calor en la película se da únicamente por conducción, por lo que la distribución de temperaturas en el líquido es lineal.

Como fue mencionado anteriormente, para la predicción de la transferencia de calor en condensación casi todas las investigaciones se han enfocado en pruebas experimentales. Las investigaciones al respecto comúnmente involucran: vapor de agua, refrigerantes e hidrocarburos, en la literatura se encuentran correlaciones desarrolladas específicamente para cada caso, sin embargo, al día de hoy no se ha encontrado una correlación para predecir el coeficiente de transferencia de calor para la condensación de amoníaco en intercambiadores de calor de placas.

2.5.3. Absorción de vapor en un intercambiador de calor de placas

En los sistemas de refrigeración por absorción el desempeño del absorbedor tiene un efecto clave sobre la operación del sistema; una de las tareas principales del absorbedor es disipar el calor producto de la reacción exotérmica que se lleva a cabo al mezclar el refrigerante y el absorbente.

Existen distintos tipos de absorbedores, los cuales se pueden clasificar en función de la forma en que se lleva a cabo la absorción, de esta forma se encuentran principalmente:

- *Absorbedores de película descendente*, los cuales generalmente utilizan intercambiadores de calor de coraza y tubo y pueden presentar distintas configuraciones, en este tipo de absorbedores la distribución del vapor al interior de la coraza juega un papel clave en el desempeño del absorbedor.
- *Absorbedores adiabáticos*, en este tipo de absorbedores en primer lugar se lleva a cabo la absorción y posteriormente la disipación del calor producido. Para mejorar la absorción en estos sistemas, la mezcla con baja concentración de refrigerante generalmente es atomizada por medio de aspersores, sin embargo, al no retirar inmediatamente el calor producido, la presión de saturación de la mezcla más la presión de capilaridad de la gota³, alcanzan la presión de la cámara de absorción, deteniendo el proceso. Por lo que para conseguir que la fase de vapor de refrigerante sea absorbida, es necesario que el vapor penetre en la gota de solución

³ La presión de capilaridad es producida por la tensión superficial, es decir, existe un diámetro de la gota para el cual la presión de capilaridad es mínima

incrementando la presión de la cámara por arriba de la suma de la presión de capilaridad de la gota más la presión de saturación de la solución [55].

- *Absorbedores de burbuja*, en este tipo de absorbedores generalmente se tiene un canal vertical lleno de solución con baja concentración de refrigerante, mientras que el vapor es inyectado generalmente en la parte inferior del canal, debido a la diferencia de densidades el vapor asciende en forma de burbujas a medida que se absorbe en la solución, al mismo tiempo que se retira el calor producido durante el proceso de absorción, a través de un fluido de enfriamiento que circula al exterior del canal.

Capítulo 3 DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE ABSORCIÓN

El presente capítulo tiene la finalidad de presentar la *metodología sugerida* para realizar el dimensionamiento de los intercambiadores de calor de placas que forman parte de un sistema de enfriamiento por absorción. El primer paso de esta metodología consiste en definir las potencias térmicas así como las condiciones de operación teóricas a las que operaría cada uno de los componentes del equipo de enfriamiento, lo cual es hecho a través del desarrollo de un modelo matemático del ciclo de refrigeración por absorción de un efecto operando con la mezcla de trabajo amoníaco-nitrato de litio, el modelo matemático se basa en la primera ley de la termodinámica. El siguiente paso consiste en determinar los parámetros que describen los fenómenos de relevancia en cada intercambiador, por ejemplo, los coeficientes de transferencia de calor, o bien, el coeficiente de caída de presión por fricción. Para llevar a cabo este paso, la metodología considera utilizar las correlaciones publicadas en la literatura que representan en mejor medida las condiciones que se tienen en cada componente, lo que involucra aspectos geométricos del intercambiador, sustancias utilizadas y condiciones térmicas e hidrodinámicas del flujo.

Una vez obtenidos estos parámetros, y conociendo las potencias y condiciones de operación teóricas de cada componente, se propone determinar el área requerida para cada intercambiador de calor, de tal forma que ésta satisfaga los requerimientos de transferencia de calor y la caída de presión máxima permisible en cada componente.

El capítulo se divide en dos secciones:

3.1. Modelo termodinámico de primera ley

3.2. Dimensionamiento de los componentes del sistema de absorción

En la primera sección se establecen los argumentos considerados para la realización del modelo matemático, y se selecciona una condición de diseño apropiada para la determinación de las condiciones de operación de cada componente. La segunda sección se divide en varias subsecciones donde se determinan los coeficientes de transferencia de calor por convección así como las caídas de presión para cada componente, se muestran los cálculos realizados para tal efecto. En cada caso se especifican las correlaciones utilizadas que fueron previamente presentadas en la sección de *Revisión bibliográfica* en el capítulo anterior.

3.1. Modelo termodinámico de primera ley

Para comenzar con el dimensionamiento de cada intercambiador de calor, es necesario determinar en primer lugar la potencia térmica que tiene que ser transferida por el mismo. Para esto, es indispensable realizar un modelo matemático del ciclo termodinámico de absorción en el que se utilizarán los intercambiadores a ser diseñados.

El modelo elaborado considera las siguientes simplificaciones:

- El sistema opera en equilibrio termodinámico.
- El sistema opera en estado estacionario.
- En la salida del condensador, evaporador, absorbedor, y de la solución diluida del generador hay condiciones de saturación.
 - El modelo desprecia las caídas de presión en cada intercambiador y en la tubería, por lo que únicamente se generan dos regiones cuyos componentes se encuentran a la misma presión; en la región de alta presión se encuentran el generador, el condensador y el recuperador, mientras que la región de baja presión cuenta con el evaporador y el absorbedor.
 - Se desprecia la transferencia de calor entre los alrededores y las tuberías e intercambiadores.
 - Se considera un proceso isoentálpico en la válvula de expansión.

Las propiedades de la mezcla amoníaco-nitrato de litio fueron calculadas a partir de las relaciones publicadas por Libotean et al. 2007 [56] para la presión de equilibrio, Libotean et al. 2008 [57] para determinar densidad, viscosidad y calor específico, Cuenca et al. [58] para calcular la conductividad térmica y Farshi et al. [59] para definir las entalpías de la solución. Para determinar las propiedades del amoníaco se utilizó el software *REFPROP* [60], en el cual se estableció el mismo estado de referencia que el utilizado por las ecuaciones para la mezcla, en este caso el estado de referencia del instituto internacional de refrigeración (*IIR*).

A partir del software *REFPROP* se obtuvieron los valores de distintas propiedades para el amoníaco (entre ellos la entalpía) en un rango de presiones y temperaturas de interés para el ciclo descrito, a partir de los valores encontrados se ajustaron funciones para determinar los valores de las propiedades deseadas.

Una vez obtenido el modelo termodinámico del ciclo, el paso siguiente fue definir una condición de diseño, para lo cual se obtuvo una tabla con los datos que arrojó el modelo a distintas condiciones de operación. Uno de los criterios principales para elegir la condición de diseño apropiada fue el flujo de solución concentrada, ya que se tiene como restricción el flujo máximo que maneja la bomba a utilizar en el sistema. Un segundo criterio para la elección de la condición de diseño es la temperatura de la fuente de calor; ya que es deseable que el equipo pueda ser operado con energía solar, por esta razón se debe observar que la temperatura requerida de suministro de agua caliente se encuentre dentro del rango de operación del banco de colectores solares a emplear, además de considerar las pérdidas al ambiente en el trayecto del banco de colectores al equipo. Finalmente, la última limitación en la selección de la condición de diseño es la determinada por la aplicación del equipo de absorción, en este caso el objetivo es que el equipo de absorción opere como un sistema de aire acondicionado solar. Con base en estos criterios, se seleccionó como condición de diseño la mostrada en la Tabla 3.1:

Tabla 3.1 Condición de diseño seleccionada

$T_{g,wi}$	$T_{c,wi}/T_{a,wi}$	$T_{e,wi}$	\dot{Q}_e	Efectividad del economizador
95 °C	24 °C	10 °C	8 kW	70%

Con la condición de diseño descrita en la Tabla 3.1, se obtuvieron los valores mostrados en la Tabla 3.2, los cuales corresponden a los puntos indicados en la Figura 3.1.

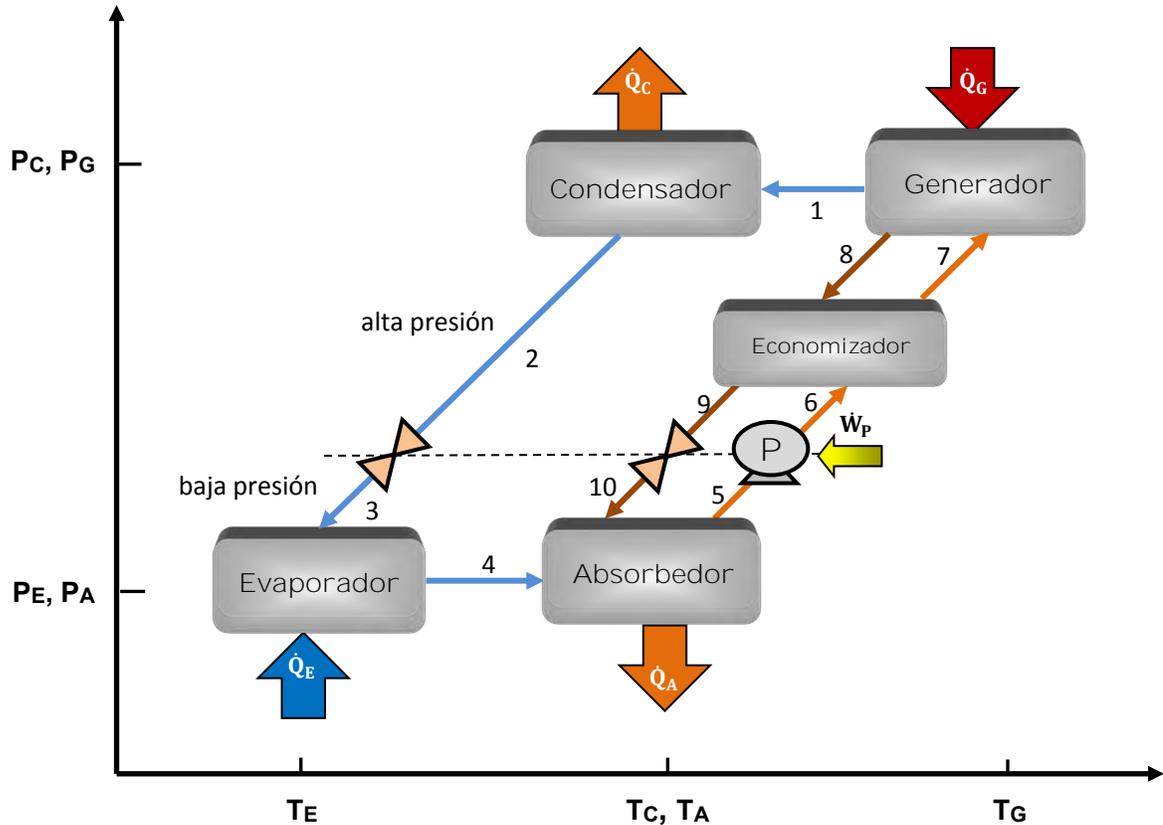


Figura 3.1 Esquema de los componentes del ciclo de refrigeración por absorción enumerados según el modelo desarrollado

Los resultados encontrados a partir del modelo termodinámico de primera ley, particularmente las potencias térmicas y los flujos másicos, serán utilizados como valores de referencia para el dimensionamiento de los componentes principales del sistema de absorción. Estos valores de muestran en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2 Resultados del modelo termodinámico para la condición de diseño establecida

Parámetro	Valor	Parámetro	Valor
T1 (°C):	85	m1 (g/s):	7.2
T2 = T5 (°C):	34	m10 (g/s):	54.9
P2 (kPa):	1312.4	m5 (g/s):	62.2
T4 (°C):	0	Qg (kW):	13.07
P4 (kPa):	428.7	Qa (kW):	13.34
T5 (°C):	34	Qc (kW):	7.78
X5:	0.516	Qec(kW)	7.09

W_b (kJ/kg):	0.9	FR:	8.5
X8:	0.452	COP	0.57

Los cálculos correspondientes al dimensionamiento de cada componente, así como las consideraciones realizadas son descritos a detalle en la sección 3.2.

3.2. Dimensionamiento de los componentes del sistema de absorción

El diseño de un intercambiador de calor de placas sigue en esencia la metodología general empleada para el diseño de cualquier otro tipo de intercambiador de calor. Las principales consideraciones en el diseño de un intercambiador de calor son:

- Las especificaciones del proceso
- El diseño térmico e hidráulico
- El diseño mecánico y estructural, así como las restricciones para la operación y el mantenimiento
- Consideraciones de manufactura y costo
- Factores de compensación y optimización del sistema

A partir de las consideraciones descritas previamente cabe aclarar que la metodología de dimensionamiento presentada en esta sección no busca proponer nuevos diseños (patrones de corrugado, dimensiones, etc.) de intercambiadores de calor de placas, por lo que no son considerados los aspectos de diseño mecánico y estructural ni tampoco las consideraciones de manufactura y costo del intercambiador. En otras palabras, la metodología presentada enseguida únicamente se enfoca en el diseño térmico e hidráulico de cada intercambiador, considerando las especificaciones particulares del proceso y algunos factores de optimización del sistema.

A partir de este punto en adelante en primer lugar se describe la metodología seguida para llevar a cabo el diseño térmico e hidráulico de cada uno de los componentes principales del sistema descrito, para cada componente se presenta una breve revisión bibliográfica así como los cálculos realizados.

3.2.1. Dimensionamiento del Economizador

En el economizador se tienen dos soluciones en estado líquido que intercambian calor entre ellos: la solución diluida en refrigerante que regresa del generador al absorbedor y la solución concentrada que se dirige al generador a una temperatura inferior a la primera. Debido a que a su paso por un intercambiador de calor utilizado como economizador cada corriente varía su temperatura, en flujos sin cambio de fase, Muley A. y Manglik R.M. (1999) [61] proponen calcular las **propiedades** de cada corriente de fluido a una temperatura promedio del volumen, dada por:

$$T_{fluido,frio} = (T_7 + T_6)/2 \quad 3.1$$

$$T_{fluido,caliente} = (T_{fluido,frio} + \Delta T_{ml}) \quad 3.2$$

Los autores [61] consideran que la ecuación 3.2 contempla las variaciones no lineales de la temperatura del fluido caliente a lo largo del intercambiador.

En el caso del economizador, la corriente de fluido frío es la solución concentrada, de tal forma que a partir de la definición de la efectividad del economizador (definida como la transferencia real entre la máxima transferencia posible) y de acuerdo con la numeración establecida en la Figura 3.1 se obtiene:

$$T_7 = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}C_p} + T_6 \quad 3.3$$

$$T_6 = 34^\circ C ; \quad T_7 = 70.4^\circ C ; \quad T_{fluido,frio} = 52.2^\circ C$$

$$T_8 = 85^\circ C ; \quad T_9 = 47.8^\circ C$$

$$\Delta T_{ml} = ((T_8 - T_7) - (T_9 - T_6)) / \ln \left(\frac{(T_8 - T_7)}{(T_9 - T_6)} \right) \quad 3.4$$

$$\Delta T_{ml} = 14.0^\circ C \quad T_{fluido,caliente} = 66.2^\circ C$$

Para la solución diluida a la temperatura $T_{fluido,caliente} = 66.2^\circ C$ y concentración $X = 0.45$, suponiendo condiciones de saturación se calculan las propiedades mostradas en la Tabla 3.3, en donde también se muestran las propiedades para la solución concentrada, a una temperatura de volumen $T_{fluido,frio} = 52.2^\circ C$ y una concentración $X = 0.51$.

Tabla 3.3 Propiedades de la solución diluida y concentrada en el economizador a las condiciones de diseño

Propiedades	Solución diluida	Solución concentrada
Densidad (kg/m ³)	991.5	952.2
Viscosidad Dinámica (Pa·s)	4.6 E-04	3.09 E-04
Conductividad Térmica (W/m·K)	1.3	1.2
Calor específico (kJ/kg·K)	3.2	3.3
Prandtl	1.1	0.8

De los datos obtenidos por medio del modelo desarrollado se conoce que la potencia a ser transferida por el economizador (\dot{Q}_{ec}) debe ser de 7.09 kW, por lo que de la ecuación 3.5 resta únicamente calcular el valor de U para poder calcular el área de transferencia necesaria.

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{ml} \quad 3.5$$

U Puede calcularse a partir de la relación 3.6:

$$U = 1 / \left[1/\alpha_h + 1/\alpha_c + \delta_p/k_p + R_{f,h} + R_{f,c} \right] \quad 3.6$$

Los términos R_f para los fluidos frío y caliente, denotan la resistencia térmica existente debido al ensuciamiento de la superficie, en ambos lados del intercambiador. En la literatura se reportan varias relaciones útiles para determinar el número de Nusselt " Nu " así como el factor de fricción " f ", para flujos en una sola fase en placas con corrugado chevron con ondas sinusoidales, las relaciones generalmente dependen de números adimensionales como Reynolds y Prandtl, así como de factores geométricos.

Para flujos laminares en una sola fase, Muley et al. [62], propusieron las siguientes relaciones, obtenidas a partir de la utilización de aceite vegetal ($130 < Pr < 290$).

$$Nu = 1.6774 \left(\frac{d_h}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\beta}{30^\circ} \right)^{0.38} Re^{0.5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_{pared}} \right)^{0.14} \quad 3.7$$

Para $30^\circ \leq \beta \leq 60^\circ$ $\gamma = 0.56$ $30 \leq Re \leq 400$

$$f = \left[\left(\frac{30.2}{Re} \right)^5 + \left(\frac{6.28}{Re^{0.5}} \right)^5 \right]^{0.2} \left(\frac{\beta}{30^\circ} \right)^{0.83} \quad 3.8$$

Para $30^\circ \leq \beta \leq 60^\circ$ $\gamma = 0.56$ $2 \leq Re \leq 300$

Para flujos turbulentos en una sola fase, Muley, A., & Manglik, R. M. (1999) [61] reportaron las relaciones 3.9 y 3.10, para el número de Nusselt y el factor de fricción, respectivamente, las cuales obtuvieron utilizando agua ($2 < Pr < 6$).

$$Nu = i * j * k \quad 3.9$$

Donde:

$$i = [0.2668 - 0.006967\beta + 7.244 \times 10^{-5} \beta^2] \quad 3.9a$$

$$j = [20.78 - 50.94\varphi + 41.16\varphi^2 - 10.51\varphi^3] \quad 3.9b$$

$$k = \left[Re^{\{0.728 + 0.0543 \sin[(\pi\beta/45) + 3.7]\}} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \right] \quad 3.9c$$

$$f = l * m * n \quad 3.10$$

Donde:

$$l = [2.917 - 0.1277\beta + 2.016 \times 10^{-3}\beta^2] \quad 3.10a$$

$$m = [5.474 - 19.02\varphi + 18.93\varphi^2 - 5.341\varphi^3] \quad 3.10b$$

$$n = \left[Re^{-\{0.2+0.05775 \sin[(\pi\beta/45)+2.1]\}} \right] \quad 3.10c$$

Ambas relaciones para: $30^\circ \leq \beta \leq 60^\circ$ $1 \leq \varphi \leq 1.5$ $Re \geq 10^3$

Las características de las placas metálicas consideradas para todos los intercambiadores de calor a utilizar se muestran en la Tabla 3.4. Estos parámetros geométricos pueden ser identificados en la Figura 3.2.

Tabla 3.4 Características de las placas de los PHE utilizados

Símbolo	Descripción	Valor
b	Amplitud del corrugado (mm)	2.5
ε	Espesor de la placa (mm)	0.4
λ	Paso del corrugado (mm)	8.7
φ	Factor de agrandamiento de la superficie ⁴	1.3
β	Ángulo de corrugado chevron	60°
k	Conductividad térmica (W/m K)	16.3
γ	Relación de aspecto del corrugado	2b/ λ

Con estos datos se calcula el diámetro hidráulico como: $d_h = 2b = 5.11 \times 10^{-3}m$. El intercambiador de placas considerado maneja un volumen por canal igual a $v_{canal} = 0.05l$, y una altura $L = 0.25m$, por lo que es posible calcular el área de la sección transversal del intercambiador como: $A_c = V_{canal}/L = 2 \times 10^{-4}m^2$.

Posteriormente es necesario determinar el régimen de flujo a través del número de Reynolds, el cual se obtiene a partir de la ecuación 3.11:

$$Re = \frac{Gd_h}{\mu} \quad 3.11$$

Donde:

$$G_{conc} = 31.1 \frac{kg}{m^2s}; G_{dil} = 30.5 \frac{kg}{m^2s}$$

$$\mu_{conc} = 3 \times 10^{-4} Pa \cdot s$$

$$\mu_{dil} = 4.6 \times 10^{-4} Pa \cdot s$$

Por lo que para las soluciones concentrada y diluida, se calculan los números de Reynolds:

$$Re_{conc} = 514.6$$

⁴ El factor de agrandamiento de la superficie se refiere a la relación entre el área real de la superficie corrugada y el área proyectada de la misma. Este factor es mayor que la unidad.

$$Re_{dil} = 338.2$$

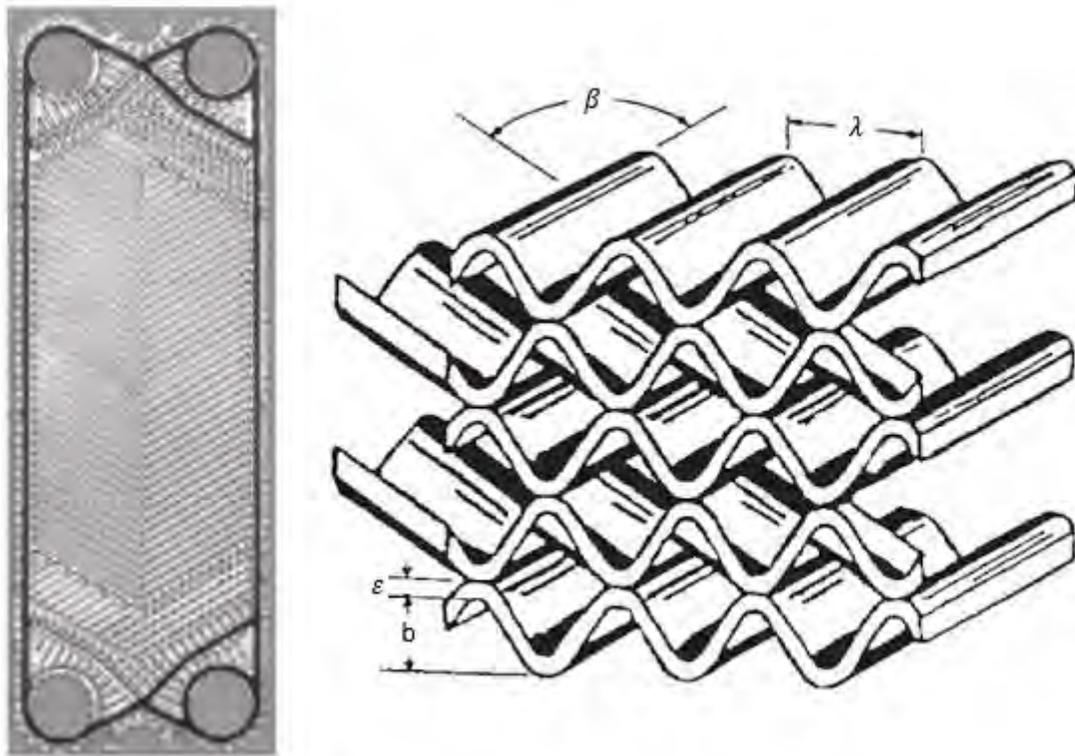


Figura 3.2 Características geométricas del corrugado tipo chevron [53]

En la literatura sobre flujos en placas chevron, los autores difieren en cuanto al punto de transición de un régimen laminar a uno turbulento, sin embargo, coinciden en que la transición cae dentro del rango: $400 \leq Re \leq 800$ [61] por lo que las relaciones a utilizar para calcular los números de Nusselt y el factor de fricción en el economizador son las relaciones 3.9 y 3.10, para la corriente de solución concentrada y 3.7 y 3.8 para la corriente de solución diluida.

$$Nu_{conc} = [0.109][1.02] \left[(514.66)^{0.7822} (0.81)^{1/3} \right] = 13.91$$

$$Nu_{dil} = (1.67)(.273)(1.3)(18.39)(1.03) = 11.10$$

Una vez obtenido el número de Nusselt para ambas corrientes, se puede calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección a través de la relación 3.12.

$$Nu = \alpha L / k \tag{3.12}$$

En la relación 3.12, k representa la conductividad térmica del fluido y L es la longitud característica de la geometría, en este caso, es el diámetro hidráulico calculado ($d_h = 2b = 5.1 \text{ mm}$).

$$\alpha_{conc} = 3403.13 \frac{W}{m^2 k}$$

$$\alpha_{dil} = 2906.68 \frac{W}{m^2k}$$

A continuación es posible calcular U de la relación 3.6, para realizar esto es posible considerar que debido a que todos los componentes utilizados son de acero inoxidable y a que las sustancias a utilizar no contienen residuos ni reaccionan con este material, el factor de ensuciamiento puede considerarse despreciable, por lo que se tiene:

$$U = 1 / [1/(3403.13 \text{ W/m}^2\text{k}) + 1/(2906.68 \text{ W/m}^2\text{k}) + 0.000445\text{m}/(16.3 \text{ W/mk})]$$

$$U = 1503.34 \frac{W}{m^2k}$$

Finalmente se calcula el área a partir de la relación 3.5:

$$A = \frac{Q}{U\Delta T} = \frac{7092.9 \text{ W}}{\left(1503.3 \frac{W}{m^2\text{°C}}\right) (14 \text{ °C})} = 0.336 \text{ m}^2$$

Esta es el área efectiva de transferencia que debe tener el recuperador de calor para operar como se requiere. El área efectiva de transferencia de calor en cada placa se puede calcular a partir de la definición del factor de agrandamiento de la superficie de transferencia de calor (φ):

$$\varphi = \frac{\text{área efectiva}(A_\epsilon)}{\text{área proyectada}(A_p)} = 1.3$$

El área proyectada de cada placa es $A_p = L \cdot W = (0.25\text{m})(0.111) = .02775\text{m}^2$, mientras que el área efectiva de cada placa es: $A_\epsilon = 0.036075\text{m}^2$ entonces se puede calcular el número de placas a utilizar por el recuperador como:

$$N_p = \frac{\text{área efectiva requerida}}{\text{área efectiva de cada placa}} = 9.33 \sim 10 \text{ placas}$$

Ahora se calcula el factor de fricción de Fanning para ambas corrientes de solución, para la solución diluida, se utiliza la relación 3.8, mientras que para la solución concentrada se debe utilizar la relación 3.10.

$$f_{dil} = \left[\left(\frac{30.2}{338.29} \right)^5 + \left(\frac{6.28}{(338.29)^{0.5}} \right)^5 \right]^{0.2} \left(\frac{60^\circ}{30^\circ} \right)^{0.83} = 0.607$$

$$f_{conc} = [2.51][1.005][0.286] = 0.723$$

Para la solución diluida, las contribuciones a la caída de presión total son la caída de presión por fricción (ΔP_f) y la caída de presión en los puertos ($\sum \Delta P_{N_i}$). La caída de presión por gravedad (ΔP_g) no es relevante ya que la solución diluida no se ve afectada en forma negativa por la gravedad a su paso por el recuperador, mientras que para flujos sin cambio de fase la caída de presión por aceleración del flujo ΔP_a puede ser despreciada. La correlación 3.13 [51] es de utilidad para determinar la caída de presión total en un intercambiador de calor de placas.

$$\Delta P_t = \Delta P_f + \Delta P_g + \Delta P_a + \sum \Delta P_{N_i} \quad 3.13$$

$$\Delta P_f = 2f \left(\frac{L}{d_e} \right) \left(\frac{G^2}{\rho} \right) = 2(0.723) \left(\frac{0.25m}{5.11 \times 10^{-3}m} \right) \left(\frac{\left(30.52 \frac{kg}{m^2s} \right)^2}{991.58 \frac{kg}{m^3}} \right) = 66.4 Pa$$

$$\sum \Delta P_{N_i} = 1.5 \left(\frac{\rho U^2}{2} \right) N_{canales} = 1.5 \frac{\left(991.58 \frac{kg}{m^3} \right) \left(30.7 \times 10^{-3} m/s \right)^2}{2} (9) = 6.3 Pa$$

$$\Delta P_{t,dil} = 72.7 Pa$$

En el caso de la solución concentrada, además de considerar las contribuciones a la caída de presión por fricción y en los puertos, también se debe considerar la caída de presión por gravedad, las cuales se muestran enseguida.

$$\Delta P_f = 2f \left(\frac{L}{d_e} \right) \left(\frac{G^2}{\rho} \right) = 2(0.607) \left(\frac{0.25m}{5.11 \times 10^{-3}m} \right) \left(\frac{\left(31.104 \frac{kg}{m^2s} \right)^2}{952.22 \frac{kg}{m^3}} \right) = 60.28 Pa$$

$$\Delta P_g = \rho g L = \left(952.22 \frac{kg}{m^3} \right) \left(9.81 \frac{m}{s^2} \right) (0.25m) = 2335.3 Pa$$

$$\sum \Delta P_{N_i} = 1.5 \left(\frac{\rho U^2}{2} \right) N_{canales} = 1.5 \frac{\left(952.22 \frac{kg}{m^3} \right) \left(32.66 \times 10^{-3} m/s \right)^2}{2} (10) = 7.6 Pa$$

$$\Delta P_{t,conc} = 2403.2 Pa$$

3.2.2. Dimensionamiento del Evaporador

Al día de hoy, hay en la literatura una considerable cantidad de reportes sobre el estudio de distintos fenómenos físicos que ocurren en componentes de equipos de refrigeración, dichos estudios principalmente han analizado el comportamiento de diversos refrigerantes en distintos tipos de intercambiadores de calor. Durante los últimos 20 años, una parte considerable de estos estudios se ha enfocado en la comprensión y descripción de dichos fenómenos en intercambiadores de calor de placas y se han propuesto relaciones que describen el comportamiento de estas sustancias, estas relaciones están principalmente enfocadas en determinar el número de Nusselt y el factor de fricción de Fanning, sin embargo, en cuanto a la evaporación de amoníaco en intercambiadores de calor de placas verticales hay muy pocos datos disponibles en la literatura.

Khan et al. [42], propusieron una correlación para calcular el número de Nusselt como función de los números equivalentes de Reynolds y Boiling, así como de la presión reducida. Los números equivalentes de Reynolds y Boiling (Re_{eq} , Bo_{eq}) son calculados a partir de las relaciones 3.14 y 3.15.

$$Re_{eq} = \frac{G_{eq} D_h}{\mu} \quad 3.14$$

$$Bo_{eq} = \frac{Q}{A_s G_{eq} h_{fg}} \quad 3.15$$

De donde:

$$G_{eq} = G \left[1 - x + x \left(\frac{\rho_f}{\rho_g} \right) \right]^{1/2}$$

Donde h representa el calor latente de vaporización, x la calidad a la salida del intercambiador y los subíndices f y g , las propiedades de la fase líquida y gaseosa, respectivamente. La relación propuesta por ellos es la siguiente:

$$Nu_{tp} = 129.26 (Re_{eq} Bo_{eq})^{-0.079} (P^*)^{0.33} \quad 3.16$$

La cual presenta una desviación máxima de los datos experimentales de 10%.

Por otro lado, la correlación para el factor de fricción en flujos bifásicos de amoniaco en intercambiadores de placas verticales propuesta a partir de sus datos experimentales, es la siguiente:

$$f_{tp} = 305590 (Re_{eq})^{-1.26} (P^*)^{0.9} \quad 3.17$$

Previamente, en el año 2012, Khan et al. [40], habían reportado resultados que obtuvieron al utilizar el mismo intercambiador de calor pero con una configuración simétrica de placas con un corrugado chevron a 60°. Los experimentos los realizaron con las siguientes condiciones: un flujo másico que varió de 8.5 a 27 kg/m²s, temperaturas de saturación de -25°C a -2°C, y un flujo de calor que osciló entre los 21 kW/m² y los 44 kW/m². Propusieron la relación 3.18 para determinar el número de Nusselt, la cual presenta una desviación máxima de los datos experimentales de 9%.

$$Nu_{tp} = 82.5 (Re_{eq} Bo_{eq})^{-0.085} (P^*)^{0.21} \quad 3.18$$

En cuanto al factor de fricción, los datos experimentales se ajustaron en buena forma a la correlación 3.19.

$$f_{tp} = 212 (Re_{eq})^{-0.51} (P^*)^{0.53} \quad 3.19$$

Para las mismas condiciones pero con placas chevron con un ángulo de 30°, Khan et al. (2012) [41] propusieron dos correlaciones para calcular el número de Nusselt y el factor de fricción.

$$Nu_{tp} = 169 (Re_{eq} Bo_{eq})^{-0.04} (P^*)^{0.52} \quad 3.20$$

$$f_{tp} = 673336 (Re_{eq})^{-1.3} (P^*)^{0.9} \quad 3.21$$

⁵ El asterisco (*) indica que la presión utilizada en el cálculo es la presión reducida, definida como el cociente de la presión de trabajo entre la presión crítica de la sustancia.

Para el cálculo de los coeficientes esperados en el intercambiador de calor de placas a ser utilizado como evaporador, se utilizarán las relaciones 3.18 y 3.19, ya que la configuración de las placas utilizada por Khan et al. (2012) [41], es la que más se asemeja a la que se tiene en el intercambiador adquirido.

En el evaporador el fluido caliente es la corriente de agua que se pretende enfriar, cuyas temperaturas y flujos, al igual que las propiedades de las otras corrientes externas, no son determinados directamente por el modelo numérico desarrollado. Para determinar las propiedades de esta corriente que serán utilizadas en los cálculos del área del evaporador es prudente tener en consideración lo siguiente:

- El coeficiente de transferencia de calor por convección y el factor de fricción de la corriente del agua de enfriamiento, dependen de las propiedades del agua, las cuales son función de la temperatura.
 - La corriente de agua a enfriar inicialmente se encuentra a temperatura ambiente, la cual es variable.
 - El coeficiente de operación externo del equipo de absorción, se ve afectado con la variación de la temperatura del agua a enfriar; generalmente, a temperaturas menores del agua se tienen coeficientes de operación externos más bajos.
 - El máximo diferencial de temperatura esperado está cerca de los 5°C. Por lo que se propone calcular el flujo másico de la corriente de agua a ser enfriada, utilizando un diferencial de temperatura de 5°C.
 - Se propone calcular las propiedades del agua considerando que entra al intercambiador a 15°C, esto con la finalidad de contemplar en el dimensionamiento del evaporador un caso desfavorable.

Con lo anteriormente expuesto es posible calcular las propiedades de la corriente de fluido caliente en el evaporador, para lo cual se hace uso del software *REFPROP*. En cuanto a la corriente de fluido frío, se calculan sus propiedades con la temperatura de entrada al intercambiador y la presión baja calculada por el modelo.

Para calcular el flujo de agua en el evaporador se utiliza la relación 3.22, recordando que el calor que se requiere que se transfiera equivale a 8 kW, mientras que la diferencia de temperatura son 5°C, el calor específico del agua así como el resto de sus propiedades se obtienen a una temperatura promedio entre la entrada y la salida del intercambiador ($T_{prom} = 12.5^{\circ}C$).

$$\dot{Q} = \dot{m}C_p\Delta T \quad 3.22$$

Se obtiene así un flujo másico total de agua a través del evaporador equivalente a $\dot{m} = 0.3817 \text{ kg/s}$, el cual bajo la suposición de una distribución uniforme entre los 10 canales del intercambiador, y dividido entre el área de sección transversal del canal, equivale a un gasto de $G = 190.8 \text{ kg/m}^2\text{s}$.

Las propiedades del agua obtenidas a partir del software *REFPROP*, y que corresponden a una temperatura promedio de la corriente de agua a su paso por el intercambiador, se muestran en la Tabla 3.5.

Al calcular el número de Reynolds para la corriente de agua, se obtiene un valor equivalente a $Re = 802.21$, lo cual indica que se tiene un flujo turbulento del lado del agua a ser enfriada; además, se conoce

que en este lado del intercambiador no se tiene cambio de fase, por lo que es posible calcular el número de Nusselt y el factor de fricción por medio de las relaciones 3.9 y 3.10, respectivamente.

Tabla 3.5 Propiedades del agua a enfriar (T=15°C, P=1 atm)

Propiedad	Valor
Densidad (kg/m ³)	999.44
Viscosidad Dinámica (Pa·s)	1.21 E-03
Conductividad Térmica (W/m·K)	0.58
Calor específico (kJ/kg·K)	4.19
Prandtl	8.7

Las propiedades del amoníaco también se determinan a través del software *REFPROP*, con la temperatura obtenida del modelo desarrollado, en este caso 0 °C en condiciones de saturación. Las propiedades así obtenidas se muestran en la Tabla 3.6.

Tabla 3.6 Propiedades del amoníaco saturado a 0 °C

Propiedad	Valor
Densidad líquido saturado (kg/m ³)	638.57
Densidad vapor saturado (kg/m ³)	3.45
Viscosidad Dinámica líquido (Pa·s)	0.17 E-03
Viscosidad Dinámica vapor (Pa·s)	0.009 E-03
Conductividad Térmica líquido (W/m·K)	0.55
Conductividad Térmica vapor (W/m·K)	0.02
Calor específico líquido (kJ/kg·K)	4.61
Calor específico vapor (kJ/kg·K)	2.67
Prandtl líquido	1.4
Prandtl vapor	1.03

En cuanto al refrigerante, del modelo descrito se obtiene un valor para el flujo másico total a través del intercambiador de $\dot{m} = 725.7 \times 10^{-5} \text{ kg/s}$, con lo que se obtiene un gasto para cada uno de los 9 canales del intercambiador equivalente a $G = 4.03 \text{ kg/m}^2\text{s}$. Con este valor se calcula el gasto equivalente G_{eq} , definido previamente como:

$$G_{eq} = G \left[1 - x + x \left(\frac{\rho_f}{\rho_g} \right) \right]^{1/2}$$

Según lo reportado por Khan et al. [41], en su modelo suponen que a la entrada de refrigerante al evaporador se tiene amoníaco líquido saturado, mientras que a la salida calculan un valor de la calidad del amoníaco. En el modelo considerado para el presente análisis se considera que el amoníaco entra al evaporador como una mezcla saturada líquido vapor y no como líquido saturado, mientras que no sale del evaporador como mezcla sino se supone una condición de vapor saturado. En su artículo, para calcular el gasto equivalente (G_{eq}) de una corriente de fluido a lo largo del intercambiador, los autores

utilizan el valor de la calidad del refrigerante a la salida, sin embargo, si se hace esto con las consideraciones del modelo utilizado, la calidad a la salida sería $x = 1$, y el flujo equivalente del refrigerante en el evaporador solamente dependería de la relación de densidades entre el líquido y el vapor. Por lo tanto, debido a que no se considera correcto realizar el cálculo del flujo equivalente con un valor de calidad que se tiene únicamente a la salida del evaporador, se propone calcular la calidad utilizando un valor promedio entre los valores a la entrada ($x = 0.28$) y la salida ($x = 1$), por lo que la calidad promedio a utilizar para calcular el flujo equivalente del refrigerante a su paso por el evaporador es $x = 0.64$. Cabe mencionar que debido al bajo flujo de refrigerante, en este componente se tiene una rápida evaporación del mismo, por lo tanto, se espera un valor alto para la calidad del refrigerante en gran porción de este componente ($x > 0.5$ en la mayor parte del evaporador), sin embargo, debido a que no se tiene una función que defina con exactitud el valor de la calidad del refrigerante a lo largo del evaporador, se propone utilizar el valor promediado como una primera aproximación de esta.

$$G_{eq} = 4.03 \frac{kg}{m^2s} \sqrt{1 - 0.64 + 0.64 \left(\frac{638.57}{3.45} \right)} = 43.9 \frac{kg}{m^2s}$$

Y con este parámetro se calculan los números adimensionales de Reynolds y Boiling equivalentes como lo indican las relaciones 3.14 y 3.15.

$$Re_{eq} = \frac{G_{eq} d_h}{\mu} = \frac{\left(43.9 \frac{kg}{m^2s} \right) (5.11 \times 10^{-3} m)}{0.17 \times 10^{-3} Pa \cdot s} = 1320.6$$

Para calcular el número adimensional de Boiling equivalente, es necesario calcular el flujo de calor en el intercambiador, es decir, la cantidad de calor transferido por unidad de área perpendicular al flujo, lo cual se obtiene con el área efectiva de intercambio, obtenida previamente y multiplicada por el número de placas:

$$q'' = \frac{Q_{Evaporador}}{A_E} = \frac{8 kW}{0.68 m^2} = 11.67 kW/m^2$$

$$Bo_{eq} = \frac{q''}{G_{eq} i_{fg}} = \frac{11.67 kW/m^2}{\left(43.9 \frac{kg}{m^2s} \right) (1262.2 kJ/kg)} = 2.1 \times 10^{-4}$$

El número de Nusselt y el factor de fricción para el agua a ser enfriada se calculan a partir de las relaciones 3.9 y 3.10 como:

$$Nu = [0.109][1.02] \left[(802.21)^{0.782267} (8.72)^{1/3} \right] = 43.36$$

$$f = [2.51][1.1] \left[(802.2)^{-0.2+0.05 \sin\left[\left(\frac{\pi\beta}{45}\right)+2.1\right]}\right] = 0.66$$

El número de Nusselt y el factor de fricción del lado del refrigerante se pueden calcular a partir de las relaciones 3.18 y 3.19, considerando que la presión reducida (P^*) se puede calcular como $P^* = P/P_{cr}$.

$$P^* = \frac{0.42 MPa}{11.28 MPa} = 38. \times 10^{-3}$$

$$Nu_{tp} = 82.5 (Re_{eq} Bo_{eq})^{-0.085} (P^*)^{0.21} = 46.28$$

$$f_{tp} = 212 (Re_{eq})^{-0.51} (P^*)^{0.53} = 0.96$$

A partir del número de Nusselt se obtiene el coeficiente de transferencia de calor por convección para cada corriente en el intercambiador a partir de la relación 3.12

$$\alpha_{agua} = \frac{Nu(k)}{L} = \frac{(43.36)(0.58 \text{ W/mk})}{(5.11 \times 10^{-3} \text{ m})} = 4956.62 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

$$\alpha_{amoniaco} = \frac{Nu(k)}{L} = \frac{(46.287)(0.55 \text{ W/mk})}{(5.11 \times 10^{-3} \text{ m})} = 5062.32 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

A continuación se calcula U:

$$U = 1 / [1/(4956.62 \text{ W/m}^2 \text{K}) + 1/(5062.32 \text{ W/m}^2 \text{K}) + 0.000445 \text{ m}/(16.3 \text{ W/mk})]$$

$$U = 2344.17 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

Finalmente se calcula el área a partir de la relación 3.5:

$$A = \frac{Q}{U \Delta T} = \frac{8000 \text{ W}}{(2344.17 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{C}})(12.33 \text{ C})} = 0.2767 \text{ m}^2$$

El área efectiva de cada placa es: $A_e = 0.036075 \text{ m}^2$ entonces se puede calcular el número de placas a utilizar por el recuperador como:

$$N_p = \frac{\text{área efectiva requerida}}{\text{área efectiva de cada placa}} = 7.67 \approx 8 \text{ placas}$$

En cuanto al factor de fricción de Fanning, ya que el flujo de agua según el número de Reynolds calculado es turbulento, se utilizará la relación 3.10, en cuanto a las contribuciones a la caída de presión total, para el flujo de agua son la caída de presión por fricción (ΔP_f) y la caída de presión en los puertos ($\sum \Delta P_{N_i}$). La caída de presión por gravedad (ΔP_g) no es relevante ya que el flujo de agua no se ve afectado en forma negativa por la gravedad a su paso por el recuperador, mientras que para flujos sin cambio de fase la caída de presión por aceleración del flujo ΔP_a puede ser despreciada.

El factor de fricción para el flujo de agua en el evaporador es:

$$f = [2.51][1][0.26] = 0.66$$

$$\Delta P_f = 2f \left(\frac{L}{d_e} \right) \left(\frac{G^2}{\rho} \right) = 2(0.66) \left(\frac{0.25 \text{ m}}{5.11 \times 10^{-3} \text{ m}} \right) \left(\frac{(190.86 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}})^2}{999.44 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} \right) = 2357.44 \text{ Pa}$$

$$\sum \Delta P_{N_i} = 1.5 \left(\frac{\rho U^2}{2} \right) N_{canales} = 1.5 \frac{(999.44 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3})(1.9 \text{ m/s})^2}{2} (7) = 18941.88 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_{total, agua} = 21299.32 \text{ Pa}$$

Para calcular la caída de presión en el lado del amoniaco, se deben considerar las caídas de presión por fricción (ΔP_f), la caída de presión por gravedad (ΔP_g), la caída de presión en los puertos ($\sum \Delta P_{N_i}$) así como la caída de presión por aceleración del flujo ΔP_a .

Se tiene para la mezcla:

$$v_m = v_f + xv_{fg} = 1.56 \frac{m^3}{kg} + 0.64 \left(.287 \frac{m^3}{kg} \right) = 0.18 \frac{m^3}{kg}$$

Donde v_m es el volumen específico de la mezcla, v_f es el volumen específico del líquido saturado, x es la calidad y v_{fg} es la diferencia entre el volumen específico entre líquido y vapor saturados:

Para el cálculo de la caída de presión por fricción tenemos:

$$\Delta P_{f,tp} = 2f_{tp} \left(\frac{L}{d_e} \right) (G^2 v_m) = 2(0.96) \left(\frac{0.25m}{5.11 \times 10^{-3}m} \right) \left(4.03 \frac{kg}{m^2s} \right)^2 0.18 \frac{m^3}{kg} = 283.1 Pa$$

El cálculo de la caída de presión por gravedad o elevación del flujo es:

$$\Delta P_g = \frac{gL}{v_m} = \frac{\left(9.81 \frac{m}{s^2} \right) (0.25m)}{0.18 \frac{m^3}{kg}} = 13.2 Pa$$

La contribución debida a la caída de presión en los puertos es:

$$\sum \Delta P_{N_i} = \frac{1.5G^2 v_m}{2} = \frac{1.5 \left(4.03 \frac{kg}{m^2s} \right)^2 \left(0.18 \frac{m^3}{kg} \right)}{2} = 2.2 Pa$$

Por último la caída de presión por aceleración del flujo es:

$$\Delta P_a = G^2 v_{fg} x = \left(4.03 \frac{kg}{m^2s} \right)^2 \left(.287 \frac{m^3}{kg} \right) (0.64) = 2.9 Pa$$

Por lo tanto la caída de presión total esperada en el lado del amoniaco es:

$$\Delta P_{total,amoniaco} = 301.5 Pa$$

3.2.3. Dimensionamiento del Generador

A la fecha hay relativamente pocos trabajos de investigación donde son reportados modelos para predecir la ebullición de refrigerante en intercambiadores de calor de placas, y aún son menos los que reportan correlaciones para calcular el número de Nusselt y el factor de fricción para la ebullición de amoniaco en este tipo de intercambiadores. Como fue mencionado en la sección correspondiente a la revisión bibliográfica, Zacarías et al. [44] propuso la correlación 3.23 para determinar el número de Nusselt para flujos en ebullición en intercambiadores de calor de placas con la mezcla amoniaco-nitrato de litio.

$$Nu_B = 117,000 Fr^{0.21} Pr^{1.19} Bo^{1.21} Ja^{-0.75} \quad 3.23$$

Por otro lado, Venegas et al. [48] propusieron la correlación 3.24 para calcular el número de Nusselt durante la ebullición subenfriada y saturada, para el flujo de la misma mezcla (NH_3-LiNO_3) en un PHE.

$$Nu_B = 3.326 \times 10^4 Fr^{0.244} Pr^{1.028} Bo^{1.055} Ja^{-0.758} \quad 3.24$$

En el equipo de absorción propuesto, la energía térmica requerida para separar el refrigerante de la solución concentrada que llega al desorbedor, es suministrada por un flujo de agua caliente, de tal forma que la solución concentrada es el fluido frío.

El agua es enviada al intercambiador por medio de un sistema de bombeo en un circuito cerrado, debido a esto, el agua se encuentra a una presión por arriba de la atmosférica y es posible calentarla a temperaturas superiores a los 100°C sin cambiar su estado de agregación. La presión de trabajo del sistema de bombeo considerado es cercana a los 5 bar, la temperatura de entrada del agua al intercambiador es una variable independiente del modelo termodinámico, y la potencia térmica suministrada a la solución es un dato de salida del modelo, por lo tanto es posible conocer la temperatura de salida del agua del generador a partir de los datos que arroja el modelo:

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_{g,w} c_{p,w} (T_{g,wi} - T_{g,wo})$$

$$T_{g,wo} = \left(T_{g,wi} - \frac{\dot{Q}_g}{\dot{m}_{g,w} c_{p,w}} \right) = 95 - \frac{13.07 \text{ kW}}{\left(0.33 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) \left(4.2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{C}} \right)} = 85.6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Las propiedades del agua a una temperatura promedio entre la entrada y la salida ($T_{prom} = 90.34 \text{ } ^\circ\text{C}$) se muestran en la Tabla 3.7.

Tabla 3.7 Propiedades del agua en el generador ($T_{prom} = 90.34 \text{ } ^\circ\text{C}$ y $P = 5 \text{ bar}$)

Propiedad	Valor
Densidad (kg/m^3)	965.26
Viscosidad Dinámica ($\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$)	313.29
Conductividad Térmica ($\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$)	0.675
Calor específico ($\text{kJ}/\text{kg}\cdot\text{K}$)	4.2
Prandtl	1.9

El intercambiador de placas propuesto para ser utilizado como generador, corresponde al modelo *AlfaNova 52-40H*, y tiene las características presentadas en la Tabla 3.8:

Tabla 3.8 Características del intercambiador de placas propuesto como generador

Característica	Valor
Número de placas	40
Número de canales	39
Volumen por canal (l)	0.095
Volumen lado del agua (l)	1.9
Volumen lado solución (l)	1.8
Área de sección transversal por canal A_c (m^2)	2.03×10^{-4}
Área de transferencia de calor de cada placa A_s (m^2)	$5.17 \times 10^{-2} \text{ m}^2$

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor en ebullición de flujo forzado se seguirá la metodología propuesta por Marcos et al. [43], cabe mencionar, que el procedimiento siguiente tiene

como finalidad dimensionar un tipo de intercambiador de calor determinado (*AlfaNova 52*), con el objetivo de que se transfiera la potencia térmica requerida para lograr la desorción del refrigerante en la mezcla $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$. El procedimiento de dimensionamiento a seguir tiene una naturaleza iterativa y es necesario comenzar los cálculos de los parámetros relevantes para la transferencia de calor con un número de placas establecido (es decir, un área definida), este número de placas considerado inicialmente es el que se muestra en la tabla anterior. Los cálculos realizados a continuación representan los fenómenos que suceden en cada uno de los canales del intercambiador descrito.

Según la metodología a seguir, en primer lugar se debe seleccionar la correlación adecuada para flujo forzado en una fase a través de intercambiadores de calor de placas con patrón de corrugado tipo *chevron*; para calcular el coeficiente de transferencia de calor en la zona 1 (líquido-líquido) los autores utilizan la siguiente correlación:

$$\alpha_1 = 0.29 \frac{k_f}{d_h} Re^{0.7} Pr^{1/3} \quad 3.25$$

Las propiedades de la solución concentrada en la entrada al generador (zona 1), son las presentadas en la Tabla 3.9:

Tabla 3.9 Propiedades de la solución $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ (P=1312.44 kPa y T=69.7°C)

Propiedad	Valor
Densidad (kg/m^3)	974.86
Viscosidad Dinámica (Pa·s)	18.7 E-04
Conductividad Térmica ($\text{W/m}\cdot\text{K}$)	0.32
Calor específico ($\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$)	3.2
Prandtl	19.07

La potencia térmica transferida a la solución en la zona 1 (\dot{Q}_1) es:

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_{conc} C_{p,conc} (T_{boil} - T_{g,i}) = \dot{m}_{g,w} C_{p,w} (T_{i,w1} - T_{o,w})$$

El flujo de solución concentrada enviada al generador equivale a $\dot{m}_{gen} = 0.062 \text{ kg/s}$, en el generador hay 19 canales en el lado de la solución, por lo que bajo la suposición de flujo uniformemente distribuido, el flujo en cada canal es aproximadamente $\dot{m}_{canal} = 0.003 \text{ kg/s}$, y el gasto (flujo másico dividido entre la sección transversal que cruza) equivale a $G_{canal} = 16.06 \text{ kg/m}^2\text{s}$, esto se resume en la Tabla 3.10.

Tabla 3.10 Condiciones en el generador

Parámetro	Agua	Solución
$\dot{m}_{total} \text{ (kg/s)}$	0.333	0.062
Número de canales	20	19
$\dot{m}_{canal} \text{ (kg/s)}$	0.016	0.003
$G \text{ (kg/m}^2\text{s)}$	81.75	16.06

La temperatura T_{boil} se puede definir a partir del diagrama de Düring para la mezcla $NH_3 - LiNO_3$, en este caso para una concentración a la entrada del generador igual a 0.51 y una presión de 1.3 MPa, $T_{boil} = 70^\circ C$.

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_{sol} c_{p,sol} (T_{boil} - T_{i,sol}) = \left(0.003 \frac{kg}{s}\right) \left(3.2 \frac{kJ}{kg^\circ C}\right) (70^\circ C - 69.7^\circ C)$$

$$\dot{Q}_1 = 3.2 W$$

A partir de la potencia térmica transferida en la zona 1, se puede determinar la temperatura de entrada del agua a la zona 1 $T_{i,agua1}$:

$$T_{i,agua1} = \frac{\dot{Q}_1}{\dot{m}_{agua} c_{p,agua}} + T_{o,agua} = \frac{0.003 kW}{\left(0.333 \frac{kg}{s}\right) \left(4.2 \frac{kJ}{kg^\circ C}\right)} + 85.6^\circ C = 85.6^\circ C$$

La Figura 3.3 ilustra las temperaturas en los canales de agua y de solución que son utilizadas para definir la diferencia de temperaturas media logarítmica en cada zona.

La diferencia de temperaturas media logarítmica en la zona 1, para un intercambiador con un arreglo a contraflujo, se obtiene a partir de la relación 3.4:

$$\Delta T_{ml1} = \left((T_{i,w1} - T_{boil}) - (T_{o,w} - T_{g,i}) \right) / \ln \left(\frac{(T_{i,w1} - T_{i,boil})}{(T_{o,w} - T_{g,i})} \right)$$

$$\Delta T_{ml1} = \left((85.6 - 70) - (85.6 - 69.7) \right) / \ln \left(\frac{(85.6 - 70)}{(85.6 - 69.7)} \right)$$

$$\Delta T_{ml1} = 15.8^\circ C$$

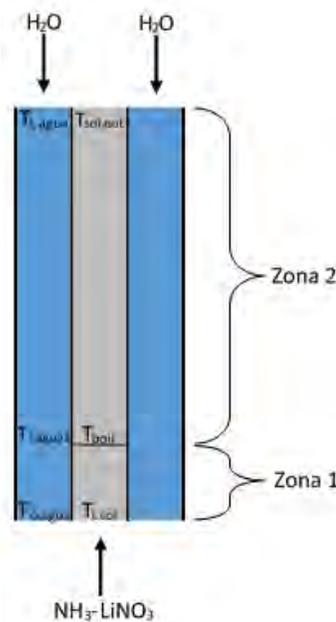


Figura 3.3 Principales temperaturas en los canales del generador

El siguiente paso es calcular el coeficiente global de transferencia de calor en la zona 1 (U_1), para lo cual es necesario calcular los coeficientes de transferencia de calor por convección, utilizando la correlación seleccionada de la literatura para flujos en una fase.

Para el agua en ambas zonas se tiene:

$$Re = \frac{Gd_h}{\mu} = \frac{81.75 \frac{kg}{m^2s} (5.11 \times 10^{-3} m)}{313.2 \times 10^{-6} Pa \cdot s} = 1335.01$$

$$\alpha_{agua} = 0.29 \frac{k_f}{d_h} Re^{0.7} Pr^{1/3} = 0.29 \frac{0.67 W}{5.11 \times 10^{-3} m} (1335.01)^{0.7} (1.94978)^{0.333}$$

$$\alpha_{agua} = 7490.22 \frac{W}{m^2 k}$$

Para la solución en la zona 1:

$$Re = \frac{Gd_h}{\mu} = \frac{16.06 \frac{kg}{m^2s} (5.11 \times 10^{-3} m)}{18.7 \times 10^{-4} Pa \cdot s} = 43.78$$

$$\alpha_{1,sol} = 0.2946 \frac{k_f}{d_h} Re^{0.7} Pr^{1/3} = 0.2946 \frac{3.21 \times 10^{-4} kW}{5.11 \times 10^{-3} m} (43.7)^{0.7} (19.07)^{0.333}$$

$$\alpha_{1,sol} = 697.86 \frac{W}{m^2 k}$$

Si se considera que el factor de ensuciamiento puede ser despreciado ya que los componentes involucrados son fabricados de acero inoxidable y la solución inicialmente no tiene impurezas, el coeficiente global de transferencia de calor en la zona 1 se calcula como:

$$U_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{agua}} + \frac{\varepsilon}{k_{placa}} + \frac{1}{\alpha_{1,sol}}} = \frac{1}{\frac{1}{7490.22 \frac{W}{m^2 k}} + \frac{0.000445 m}{16.3 \frac{W}{m k}} + \frac{1}{697.86 \frac{W}{m^2 k}}}$$

$$U_1 = 627.44 \frac{W}{m^2 k}$$

El área de transferencia de calor correspondiente a la zona 1, se obtiene de la relación:

$$\dot{Q}_1 = U_1 A_1 \Delta T_{m1}$$

$$A_1 = \frac{\dot{Q}_1}{U_1 \Delta T_{m1}} = \frac{0.003 kW}{\left(627.44 \frac{W}{m^2 k}\right) (15.8^\circ C)} = 3.4 \times 10^{-4} m^2$$

Del modelo termodinámico se tiene que la presión en el generador es cercana a 1312.4 kPa, a esta presión la solución tiene una temperatura de saturación de 70°C, es decir, a esta condición (presión y temperatura) comienza la separación del amoniaco de la mezcla. Por otro lado, la presión de saturación del amoniaco a 70°C es 3313.5 kPa, por lo que debido a que al vapor de amoniaco se encuentra a una presión muy por debajo de la presión de saturación, en todo momento se tendrá vapor sobrecalentado. Por lo tanto es posible calcular las propiedades del vapor de amoniaco a una temperatura promedio

entre el comienzo de la ebullición y la salida del generador a una presión de 1312.4 kPa. Las propiedades calculadas se muestran en la Tabla 3.11.

Tabla 3.11 Propiedades del vapor de amoníaco en el generador

Propiedades del vapor P=1312.4 kPa	Comienzo de la ebullición (70°C)	Salida del generador (85°C)	Promedio
Calidad (x)	0	0.11	0.05
Densidad ρ (kg/m ³)	8.55	8.07	8.31
Entalpía h (kJ/kg)	1394.6	1434.6	1414.6
Calor específico C_p ($\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$)	2.71	2.61	2.66
Viscosidad dinámica Pa. s	11.6 x10 ⁻⁶	12.2 x10 ⁻⁶	11.9 x10 ⁻⁶

De la misma forma, para la solución en la zona 2 se promedian las propiedades y se muestran en la Tabla 3.12.

Tabla 3.12 Propiedades de la solución en la zona 2 del generador

Propiedades de la solución	Comienzo de la ebullición (T=70°C, x=0.516)	Salida del generador (T= 85°C, x=0.452)	Promedio
Densidad ρ (kg/m ³)	975.01	1029.89	1002.45
Entalpía ⁶ h (kJ/kg)	110.7	137.7	124.2
Viscosidad dinámica Pa. s	18.7 x10 ⁻⁴	22.7 x10 ⁻⁴	20.7 x10 ⁻⁴
Calor específico C_p ($\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$)	3.27	3.06	3.16
Conductividad térmica k_s ($\frac{\text{kW}}{\text{m K}}$)	3.2 x10 ⁻⁴	2.9 x10 ⁻⁴	3.05 x10 ⁻⁴
Prandtl Pr	19.05	24.01	21.53

⁶ El estado de referencia utilizado para el cálculo de entalpías en el modelo termodinámico es 0 kJ/kg a 0°C para líquido saturado.

El calor cedido a la solución en un canal (\dot{Q}_{canal}) es el calor total cedido en el intercambiador (obtenido del modelo termodinámico) entre el número de canales para la solución, este hecho considera que la transferencia de calor se da en forma uniforme en todos los canales.

$$\dot{Q}_{canal} = 13.07 \text{ kW}/19 = 0.68 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{Q}_{canal} - \dot{Q}_1 = 0.68 \text{ kW} - 0.003 \text{ kW} = 0.677 \text{ kW}$$

El coeficiente de transferencia de calor en la zona 2 puede ser encontrado a partir de las relaciones propuestas por los autores Zacarías et al. [44] y Venegas et al. [48] para ebullición en flujo forzado en intercambiadores de calor de placas con la mezcla $NH_3 - LiNO_3$:

Zacarías et al. [44]

$$Nu_B = 117,000 Fr^{0.21} Pr^{1.19} Bo^{1.21} Ja^{-0.75} \quad 3.26$$

Venegas et al. [48]

$$Nu_B = 3.326 \times 10^4 Fr^{0.244} Pr^{1.028} Bo^{1.055} Ja^{-0.758} \quad 3.27$$

Para calcular los parámetros adimensionales para la solución en la zona 2 es necesario utilizar un gasto equivalente G_{eq} debido al hecho de que se tienen dos fases.

$$G_{eq} = 16.06 \frac{kg}{m^2s} \left[1 - 0.05 + (0.05) \sqrt{\frac{1002.45 \frac{kg}{m^3}}{8.31 \frac{kg}{m^3}}} \right] = 25.32 \frac{kg}{m^2s}$$

Los parámetros adimensionales necesarios para calcular el número de Nusselt son determinados enseguida.

Número de Froude:

$$Fr = \frac{(G_{eq})^2}{(\rho_l)^2 g d_h} = \frac{(25.32 \frac{kg}{m^2s})^2}{\left(1002.45 \frac{kg}{m^3}\right)^2 (9.81 \frac{m}{s^2})(5.11 \times 10^{-3} m)} = 1.27 \times 10^{-2}$$

Para calcular el número de Boiling es necesario utilizar la potencia térmica disipada en la zona 2 del canal ($\dot{Q}_2 = 0.6847 \text{ kW}$), dividida entre el área de transferencia de calor de la placa ($A_s = 5.17 \times 10^{-2} \text{ m}^2$); y el calor latente de vaporización del amoniaco.

Número de Boiling:

$$Bo = \frac{\dot{Q}_2''}{G_{eq} h_{fg}} = \frac{13.23 \text{ kW}/m^2}{25.32 \frac{kg}{m^2s} (1126.81 \frac{kJ}{kg})} = 4.63 \times 10^{-4}$$

Número de Jakob:

$$Ja^7 = \frac{C_p(T_s - T_{sat})}{h_{fg}} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right) = \frac{3.1695 \frac{kJ}{kg^\circ C} (90.36^\circ C - 70^\circ C) \left(\frac{1002.45 \frac{kg}{m^3}}{8.31 \frac{kg}{m^3}} \right)}{\left(1126.81 \frac{kJ}{kg} \right)} = 6.9$$

Sin embargo, las relaciones propuestas por Zacarías et al. [44] y Venegas et al. [48] son válidas para los rangos mostrados en la Tabla 3.13, donde también se muestran los valores obtenidos para los parámetros adimensionales.

Tabla 3.13 Valores de los parámetros adimensionales donde son válidas las relaciones propuestas por Zacarías et al. [44] y Venegas et al. [48]

Parámetro adimensional	Zacarías	Venegas	Obtenido
Número de Prandtl (Pr)	8.99 – 11.97	15.39 – 20.56	21.53
Número de Froude (Fr)	$2.4 \times 10^{-2} - 9.9 \times 10^{-2}$	$2.4 \times 10^{-3} - 9.6 \times 10^{-3}$	1.2×10^{-2}
Número de Boiling (Bo)	$1.3 \times 10^{-4} - 2.8 \times 10^{-4}$	$1.6 \times 10^{-4} - 3 \times 10^{-4}$	4.6×10^{-4}
Número de Jakob (Ja)	2.52 – 6.03	3.9 – 7.84	6.9

Como es posible advertir a partir de los números adimensionales calculados, el rango de aplicabilidad de la correlaciones propuestas por Zacarías et al. [44] y Venegas et al. [46], no corresponde con los parámetros obtenidos para el intercambiador en cuestión, sin embargo, se considera que las correlaciones de Zacarías et al. [44] y Venegas et al. [46], pueden ser utilizadas con reserva, por tal motivo, se utilizarán ambas para predecir el coeficiente de transferencia de calor en ebullición y finalmente se compararán los resultados así obtenidos. De esta forma se tiene:

Zacarías et al. [44]

$$Nu_{B,[44]} = 117,000 (1.27 \times 10^{-2})^{0.21} (21.53)^{1.19} (4.6 \times 10^{-4})^{1.21} (6.9)^{-0.75}$$

$$Nu_{B,[17]} = 39.2$$

Venegas et al. [48]

$$Nu_{B,[48]} = 3.326 \times 10^4 (1.27 \times 10^{-2})^{0.244} (21.53)^{1.028} (5.59 \times 10^{-4})^{1.055} (6.9)^{-0.758}$$

$$Nu_{B,[18]} = 18.9$$

A continuación se obtienen los coeficientes de transferencia de calor en ebullición utilizando ambas relaciones, los resultados obtenidos con la relación de Zacarías et al., se denotarán con el subíndice [44], mientras que aquellos obtenidos con la relación propuesta por Venegas et al., se denotarán mediante el subíndice [48].

$$\alpha_{2,sol[44]} = \frac{k_f Nu_{B,[3.6]}}{d_h} = \frac{0.305 \frac{W}{m \cdot K} (39.2)}{5.11 \times 10^{-3} m} = 2345.36 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

⁷ El número adimensional de Jakob encontrado usualmente en la literatura no depende de la relación de densidades (ρ_l/ρ_g) , sin embargo, los autores utilizaron esta definición del número de Jakob en las correlaciones propuestas, por lo que se incluyó la relación de densidades como se propone por los autores.

$$\alpha_{2,sol[48]} = \frac{k_f Nu_{B,[3.7]}}{d_h} = \frac{0.305 \frac{W}{m \cdot K} (18.9)}{5.11 \times 10^{-3} m} = 1131.12 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$U_{2,[44]} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{agua}} + \frac{\varepsilon}{k_{placa}} + \frac{1}{\alpha_{2,sol[6]}}} = \frac{1}{\frac{1}{7490.22 \frac{W}{m^2 \cdot K}} + \frac{0.000445 m}{16.3 \frac{W}{m \cdot K}} + \frac{1}{2345.36 \frac{W}{m^2 \cdot K}}}$$

$$U_{2,[44]} = 1703.01 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$U_{2,[48]} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{agua}} + \frac{\varepsilon}{k_{placa}} + \frac{1}{\alpha_{2,sol[7]}}} = \frac{1}{\frac{1}{7490.22 \frac{W}{m^2 \cdot K}} + \frac{0.000445 m}{16.3 \frac{W}{m \cdot K}} + \frac{1}{1131.12 \frac{W}{m^2 \cdot K}}}$$

$$U_{2,[48]} = 957.02 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$\Delta T_{ml,2} = \left((T_{g,wi} - T_{i,boil}) - (T_{g,wo} - T_{g,i}) \right) / \ln \left(\frac{(T_{g,wi} - T_{i,boil})}{(T_{g,wo} - T_{g,i})} \right)$$

$$\Delta T_{ml,2} = ((95^\circ C - 70^\circ C) - (85.682^\circ C - 70^\circ C)) / \ln \left(\frac{(95^\circ C - 70^\circ C)}{(85.6^\circ C - 70^\circ C)} \right) = 19.98^\circ C$$

$$A_{2[44]} = \frac{\dot{Q}_2}{U_{2[47]} \Delta T_{ml,2}} = \frac{0.6847 kW}{\left(1703.01 \frac{W}{m^2 \cdot K} \right) (19.9^\circ C)} = 0.020 m^2$$

$$A_{2[48]} = \frac{\dot{Q}_2}{U_{2[46]} \Delta T_{ml,2}} = \frac{0.6847 kW}{\left(957.02 \frac{W}{m^2 \cdot K} \right) (19.9^\circ C)} = 0.035 m^2$$

En este punto es conveniente interpretar lo que significan los resultados obtenidos según las correlaciones utilizadas y las simplificaciones en el análisis y en el modelo termodinámico desarrollado.

- En la zona 1 (zona de transferencia de calor líquido-líquido) la potencia térmica transferida es baja en relación a la transferida en la zona 2, debido a que la solución sale del economizador a una temperatura muy cercana a la temperatura de saturación correspondiente a la presión en el generador.
- Como consecuencia de esto, el área de transferencia así como la altura del intercambiador a la cual comienza la ebullición (zona 2) son pequeñas.
- El área A_1 corresponde al área de la zona 1 de un solo canal del generador, si se considera que hay 19 canales en el generador, el área total de transferencia en esta zona será $A_{1,total} = 6.48 \times 10^{-3} m^2$.
- El área total de transferencia de calor necesaria en la zona 2 obtenida con la correlación de Zacarías es $A_{2[44],total} = 0.38 m^2$, mientras que utilizando la correlación de Venegas se obtiene $A_{2[46],total} = 0.68 m^2$. Para cuestiones de diseño es conveniente tomar el escenario menos favorable, por lo que la sugerencia es utilizar la correlación propuesta por Venegas et al. [48].

- El área superficial de cada placa considerada es aproximadamente 0.05 m^2 , el área de transferencia de calor requerida en cada canal es la suma del área requerida en la zona 1 más aquella requerida en la zona 2 $A_{canal} = 0.03 \text{ m}^2$.
- Del punto anterior es posible advertir que el área necesaria calculada representa aproximadamente el 70% del área que se tiene en el intercambiador propuesto, en otras palabras, esta configuración (modelo del intercambiador, número de placas, etc.) ofrece para la condición de operación considerada, un factor de seguridad cercano a 1.43, lo cual es prudente, debido a las simplificaciones del modelo termodinámico. Un proceso iterativo es necesario para definir un número óptimo de placas para un factor de seguridad distinto.

3.2.4. Dimensionamiento del Condensador

De las investigaciones experimentales realizadas para aplicaciones de refrigeración en intercambiadores de placas, la mayor parte se ha concentrado en el desempeño cualitativo en lugar de proponer una correlación para predecir el número de Nusselt. Debido a que en la literatura no se encuentran correlaciones para el coeficiente de transferencia de calor ni para la caída de presión para la condensación de amoníaco en intercambiadores de calor de placas, se tomarán las correlaciones propuestas por Yan et al. [29] y por Kuo et al. [34] para realizar la predicción de dichos parámetros y finalmente se compararán estos resultados.

El intercambiador de calor a utilizar como condensador tiene las características especificadas en la Tabla 3.14:

Tabla 3.14 Características del intercambiador de placas a utilizar como condensador

Característica	Valor
Número de placas	20
Número de canales	19
Volumen por canal (l)	0.05
Volumen lado del agua (l)	0.5
Volumen lado solución (l)	0.45
Área de sección transversal por canal A_c (m^2)	2×10^{-4}
Área de transferencia de calor de cada placa A_s (m^2)	27.75×10^{-3}

Del modelo termodinámico tenemos que en el condensador se deben tener los flujos mostrados en la Tabla 3.15:

Tabla 3.15 Flujos en el condensador

Flujos en el condensador	Agua	Refrigerante
$\dot{m}_{total}(\text{kg/s})$	0.25	72.5×10^{-4}
$\dot{m}_{canal}(\text{kg/s})$	0.025	8.06×10^{-4}
$G(\text{kg/m}^2\text{s})$	125	4.032

Del modelo termodinámico se sabe que en la entrada del condensador el refrigerante tiene una temperatura $T_{c,i} = 85^{\circ}\text{C}$ y sale del mismo a una temperatura $T_{c,o} = 34^{\circ}\text{C}$, transfiriendo una potencia térmica a través de todo el intercambiador igual a $\dot{Q}_{cond} = 7.78 \text{ kW}$, el flujo de calor a ser transferido en cada canal (bajo la suposición de transferencia de calor uniforme en todos los canales) es $\dot{Q}_{canal} = 0.8644 \text{ kW}$. Por otro lado, se conoce el flujo másico del agua de condensación en cada canal $\dot{m}_{c,w} = 0.025 \text{ kg/s}$ y la temperatura del agua en la entrada a cada canal $T_{c,wi} = 24^{\circ}\text{C}$ por lo que es posible calcular la temperatura del agua a la salida del condensador.

$$T_{c,wo} = \frac{\dot{Q}_{canal}}{\dot{m}_{c,w} C_p} + T_{c,wi} = \frac{0.8644 \text{ kW}}{\left(0.025 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) \left(4.16 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C}}\right)} + 24^{\circ}\text{C} = 32.31^{\circ}\text{C}$$

Las propiedades para el agua y el refrigerante se presentan en la Tabla 3.16 y en la Tabla 3.17, respectivamente.

Tabla 3.16 Propiedades del agua en el condensador a una atmósfera de presión

Propiedad	Entrada (24°C)	Salida (32.31°C)	Promedio
Densidad (kg/m ³)	997.3	994.9	996.1
Viscosidad Dinámica (Pa·s)	901.7×10^{-6}	759.7×10^{-6}	830.7×10^{-6}
Conductividad Térmica (W/m·K)	0.605	0.619	0.612
Calor específico (kJ/kg·K)	4.18	4.179	4.18
Prandtl	6.2	5.1	5.7

Tabla 3.17 Propiedades del amoniaco en el condensador a una presión P=1312.44 kPa

Propiedad	Entrada (Vapor sobrecalentado a 85°C)	Salida (líquido saturado a 34°C)
Densidad (kg/m ³)	8.08	588.97
Viscosidad Dinámica (Pa·s)	12.2×10^{-6}	12.07×10^{-5}
Conductividad Térmica (W/m·K)	0.032	0.46
Calor específico (kJ/kg·K)	2.61	4.86
Prandtl	0.9	1.2

Una vez conocidas las propiedades de ambas sustancias es posible calcular los números adimensionales correspondientes a cada sustancia, Para el agua, se utilizará la relación para flujo forzado en una fase en intercambiadores de calor de placas propuesta por Marcos et al. [43].

$$Re_{agua} = \frac{G d_h}{\mu} = \frac{125 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{s}} (5.11 \times 10^{-3} \text{ m})}{830.7 \times 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 769.8$$

$$\alpha_{agua} = 0.2946 \frac{k_f}{d_h} Re^{0.7} Pr^{1/3} = 0.2946 \frac{\left(0.61 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}\right)}{(5.11 \times 10^{-3} \text{ m})} (769.8)^{0.7} (5.7)^{0.33}$$

$$\alpha_{agua} = 6606.02 \frac{W}{m^2 k}$$

Como es posible ver de la

Tabla 3.17, el refrigerante entra al condensador como vapor sobrecalentado y sale como líquido saturado, de modo que la potencia térmica a ser disipada en cada canal, es la suma del calor latente más el calor sensible retirado al flujo de refrigerante. En este caso particular la calidad promedio en el condensador es $x = 0.5$. Utilizando la correlación propuesta por Yan et al. [29].

$$G_{eq} = G \left[1 - x + x \sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_g}} \right] = 4.032 \frac{kg}{m^2 s} \left[1 - 0.5 + 0.5 \sqrt{\frac{588.9 \frac{kg}{m^3}}{10.1 \frac{kg}{m^3}}} \right] = 17.3 \frac{kg}{m^2 s}$$

$$Re_{eq} = \frac{G_{eq} d_h}{\mu_l} = \frac{\left(17.363 \frac{kg}{m^2 s} \right) (5.116 \times 10^{-3} m)}{12.073 \times 10^{-5} Pa \cdot s} = 735.77$$

$$Nu_{ref} = 4.118 Re_{eq}^{0.4} Pr_l^{1/3} = 62.62$$

$$\alpha_{ref} = \frac{k_l Nu_{ref}}{d_h} = \frac{\left(0.46 \frac{W}{m k} \right) (62.6)}{(5.11 \times 10^{-3} m)} = 5632.97 \frac{W}{m^2 k}$$

A continuación se calcula el coeficiente de transferencia de calor en condensación utilizando la correlación propuesta por Kuo et al. [34], debido a que la distancia entre las paredes del canal es pequeña es posible suponer que $\rho_{prom} = \rho_{pared}$, por lo que tenemos:

$$Re_l = \frac{G d_h}{\mu_l} = \frac{\left(4.032 \frac{kg}{m^2 s} \right) (5.116 \times 10^{-3} m)}{12.073 \times 10^{-5} Pa \cdot s} = 170.85$$

$$Co = \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right) \left[\frac{1 - x_{prom}}{x_{prom}} \right]^{0.8} = \left(\frac{10.163 \frac{kg}{m^3}}{588.97 \frac{kg}{m^3}} \right) \left[\frac{1 - 0.5}{0.5} \right]^{0.8} = 0.017$$

$$Fr_l = \frac{G^2}{\rho_l^2 g d_h} = \frac{\left(4.032 \frac{kg}{m^2 s} \right)^2}{\left(588.9 \frac{kg}{m^3} \right)^2 (9.81 \frac{m}{s^2}) (5.11 \times 10^{-3} m)} = 9.33 \times 10^{-4}$$

$$Bo = \frac{Q''}{Gi_{fg}} = \frac{31.149 kW/m^2}{4.032 \frac{kg}{m^2 s} (1126.81 \frac{kJ}{kg})} = 6.85 \times 10^{-3}$$

$$\alpha_{cond,l} = 0.2092 \left(\frac{k_l}{d_h} \right) Re_l^{0.78} Pr_l^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\rho_{prom}}{\rho_{pared}} \right)^{0.14}$$

$$\alpha_{cond,l} = 0.2092 \left(\frac{0.46 \frac{W}{m k}}{5.11 \times 10^{-3} m} \right) (170.85)^{0.78} (1.27)^{1/3} = 1125.56 \frac{W}{m^2 k}$$

$$\alpha_{cond} = \alpha_{cond,l} [0.25 Co^{-0.45} Fr_l^{0.25} + 75 \cdot Bo^{0.75}]$$

$$\alpha_{cond} = 1125.56 \frac{W}{m^2 k} [0.25(0.017)^{-0.45} (9.3 \times 10^{-4})^{0.25} + 75(6.85 \times 10^{-3})^{0.75}]$$

$$\alpha_{cond} = 2317.03 \frac{W}{m^2 k}$$

De los resultados obtenidos es posible ver que la correlación propuesta por Kuo et al. [34] es la que sugiere un coeficiente de transferencia de calor menos favorable, por lo que con la finalidad de considerar el peor de los escenarios será la utilizada para calcular el área de transferencia de calor en el condensador.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{agua}} + \frac{\varepsilon}{k_{placa}} + \frac{1}{\alpha_{ref}}} = \frac{1}{\frac{1}{6606.02 \frac{W}{m^2 k}} + \frac{0.000445m}{16.3 \frac{W}{m k}} + \frac{1}{2317.03 \frac{W}{m^2 k}}}$$

$$U = 1638.63 \frac{W}{m^2 k}$$

La diferencia de temperaturas media logarítmica a contraflujo en el condensador es:

$$\Delta T_{ml} = \left((T_{c,i} - T_{c,wo}) - (T_{c,o} - T_{c,wi}) \right) / \ln \left(\frac{(T_{c,i} - T_{c,wo})}{(T_{c,o} - T_{c,wi})} \right)$$

$$\Delta T_{ml} = ((85^\circ C - 32.31^\circ C) - (34^\circ C - 24^\circ C)) / \ln \left(\frac{(85^\circ C - 32.31^\circ C)}{(34^\circ C - 24^\circ C)} \right) = 25.68^\circ C$$

$$A = \frac{\dot{Q}}{U \Delta T_{ml}} = \frac{0.8644 kW}{\left(1638.63 \frac{W}{m^2 k} \right) (25.68^\circ C)} = 0.02053 m^2$$

El área de transferencia de calor en cada una de las placas consideradas es aproximadamente:

$$A_s = 0.02775 m^2$$

Por lo que aunque un proceso iterativo es necesario para optimizar el número de placas, es posible observar que la configuración considerada (modelo del intercambiador, número de placas, etc.) ofrece para la condición de operación considerada un factor de seguridad aproximado a 1.35.

En el caso de la caída de presión en condensación, ésta puede ser obtenida a partir del parámetro Lockhart-Martinelli como se muestra a continuación.

El número de Reynolds, el factor de fricción y la caída de presión por fricción si se tratara únicamente de una fase líquida serían:

$$Re_l = \frac{G d_h}{\mu_l} = \frac{\left(4.03 \frac{kg}{m^2 s} \right) (5.11 \times 10^{-3} m)}{12.07 \times 10^{-5} Pa \cdot s} = 170.858$$

$$f = 0.581 Re^{0.1} = 0.58(170.85)^{0.1} = 0.97$$

$$\Delta P_l = 2f \frac{LG^2}{d_h \rho} = 2(0.9714) \frac{(0.25 m) \left(4.032 \frac{kg}{m^2 s} \right)^2}{(5.11 \times 10^{-3} m) (588.97 \frac{kg}{m^3})} = 2.6 Pa$$

El factor de fricción y la caída de presión por fricción que se tendrían si se tuviera únicamente vapor de refrigerante, se calculan enseguida.

$$Re_{vap} = \frac{Gd_h}{\mu} = \frac{4.032 \frac{kg}{m^2s} (5.11 \times 10^{-3} m)}{12.2 \times 10^{-6} Pa \cdot s} = 1687.06$$

$$f = 0.581 Re^{0.1} = 0.581(1687.06)^{0.1} = 1.22$$

$$\Delta P_g = 2f \frac{LG^2}{d_h \rho} = 2(1.22) \frac{(0.462 m) \left(4.032 \frac{kg}{m^2s}\right)^2}{(5.11 \times 10^{-3} m) \left(8.08 \frac{kg}{m^3}\right)} = 444.1 Pa$$

El parámetro Lockhart-Martinelli, el factor φ_l^2 y la caída de presión para flujo bifásico se calculan enseguida.

$$X = \frac{2.6207 Pa}{444.19 Pa} = 0.0058$$

$$C = \frac{2400}{Re_{liquido}^{0.997}} = \frac{2400}{(170.858)^{0.997}} = 14.26$$

$$\varphi_l^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} = 1 + \frac{14.26}{0.0058} + \frac{1}{(0.0058)^2} = 31145.8$$

$$\Delta P_{f,bf} = \varphi_l^2(\Delta P_l) = (2.6207 Pa)(31145.8) = 81623.814 Pa (0.81 bar)$$

3.2.5. Diseño del Absorbedor

Al día de hoy, hay en la literatura pocas investigaciones que reportan el desempeño térmico de intercambiadores de placas utilizados como absorbedores de burbuja en sistemas de absorción, la mayoría de ellas no analizan el proceso de absorción con la mezcla amoníaco nitrato de litio, de hecho, a la fecha solamente se encontró un estudio que considera esta mezcla. Debido a que esa es la única referencia al respecto, se propone utilizar las correlaciones propuestas por Oronel [25] para determinar los coeficientes de transferencia de calor del lado de la solución y del agua.

Debido a que el modelo termodinámico desarrollado únicamente brinda información sobre las condiciones internas del equipo, no se tiene información sobre el fluido frío (flujo másico, y temperatura a la salida del absorbedor), por lo que es necesario definir estos parámetros para determinar las propiedades y el régimen de flujo del lado del agua. En base a la experiencia en la operación de los equipos similares, se encuentra que para el fluido de enfriamiento, un flujo másico de 15 kg/min es un valor razonable, por lo que se considerará este valor como valor de diseño para los cálculos siguientes.

Para determinar el calor de absorción disipado, en la literatura se recomienda hacerlo en función del diferencial de temperatura obtenido en el agua, utilizando la ecuación para la determinación del calor sensible ($\dot{Q}_a = \dot{m}_{a,w} C_p \Delta T_{agua}$), como en este caso del modelo termodinámico se tiene el calor de absorción y la temperatura del agua a la entrada del absorbedor, la temperatura de salida se calcula como:

$$T_{a,wo} = T_{a,wi} + \frac{\dot{Q}_a}{\dot{m}_{a,w}c_p} = 24^{\circ}\text{C} + \frac{13.34 \text{ kW}}{(0.25 \text{ kg/s})(4.18 \text{ kJ/kg}^{\circ}\text{C})} = 36.76^{\circ}\text{C}$$

Las condiciones de los fluidos en el absorbedor se resumen en la Tabla 3.18:

Tabla 3.18 Condiciones de los flujos presentes en el absorbedor

Parámetro	Entrada	Salida	Promedio
Temperatura del agua (°C)	24	36.76	30.38
Temperatura del vapor de amoníaco (°C)	0	No hay vapor	0
Temperatura de la solución (°C)	42.91	34	38.45
Flujo másico de solución (kg/s)	0.054	0.062	0.058
Flujo másico de refrigerante (kg/s)	0.0072	0	No aplica
Concentración de la solución	0.452	0.516	0.484
Presión en el absorbedor (kPa)	428.7	428.7	428.7
Potencia térmica disipada (kW)	No aplica	No aplica	13.3

Las propiedades del agua a la temperatura promedio indicada y a la presión de 1 atm, se expresan en la Tabla 3.19:

Tabla 3.19 Propiedades del agua en el absorbedor

Propiedad	Valor
Densidad (kg/m ³)	995.5
Viscosidad Dinámica (μPa·s)	791.01
Conductividad Térmica (W/m·K)	0.61
Calor específico (kJ/kg·K)	4.17
Prandtl	5.3

Ya que en la entrada del absorbedor el flujo real equivale al flujo del vapor más el flujo de la solución diluida, se considera una mejor aproximación si se calcula el régimen de flujo tomando en cuenta un flujo bifásico, de acuerdo con esto, la concentración a la salida del absorbedor define en mejor medida las propiedades de la mezcla a su paso por el absorbedor, por lo que tomando en cuenta esta se calculan las propiedades de la mezcla presentadas en la Tabla 3.20.

Tabla 3.20 Propiedades de la solución del absorbedor (T=42.91°C, x=0.5164)

Propiedad	Valor
Densidad (kg/m ³)	999.26
Viscosidad Dinámica (Pa·s)	0.003
Conductividad Térmica (W/m·K)	0.34
Calor específico (kJ/kg·K)	3.19
Prandtl	29.7

Las propiedades del vapor de amoníaco a la entrada del absorbedor se describen en la Tabla 3.21:

Tabla 3.21 Propiedades del vapor de amoníaco

Propiedad	Valor
Densidad (kg/m ³)	3.4508
Viscosidad Dinámica (Pa·s)	9.05x10 ⁻⁶
Conductividad Térmica (W/m·K)	0.023
Calor específico (kJ/kg·K)	2.67
Prandtl	1.03

El intercambiador de placas propuesto para ser utilizado como absorbedor, corresponde al modelo *AlfaNova 52-40H*, y tiene las siguientes características:

Tabla 3.22 Características del intercambiador de placas propuesto como absorbedor

Característica	Valor
Número de placas	40
Número de canales	39
Volumen por canal	0.095 litros
Volumen lado solución	1.9 litros
Volumen lado del agua	1.805 litros
Área de sección transversal por canal (A_c)	2.03 x 10 ⁻⁴ m ²
Área de transferencia de calor de cada placa (A_s)	5.17 x 10 ⁻² m ²

Para la determinación del coeficiente de transferencia de calor por convección de la solución y del agua, y del coeficiente de transferencia de masa en el lado de la solución, se utilizarán las correlaciones propuestas por Oronel et al. [25]. En primer lugar se determinará el coeficiente de transferencia de calor, y posteriormente se calculará el coeficiente para la transferencia de masa. De las consideraciones anteriores es posible obtener los valores siguientes:

Tabla 3.23 Flujos manejados en el absorbedor

Parámetro	Agua	Solución
\dot{m}_{total} (kg/s)	0.25	0.062
Número de canales	19	20
\dot{m}_{canal} (kg/s)	0.013	3.1 x 10 ⁻³
G (kg/m ² s)	64.54	15.25

Si consideramos que la viscosidad en el seno del flujo del agua es muy parecida a la viscosidad en la pared ($\frac{\mu}{\mu_w} \approx 1$), para el agua se tiene:

$$Re_{agua} = \frac{Gd_h}{\mu} = \frac{64.54 \frac{kg}{m^2s} (5.11 \times 10^{-3} m)}{791.01 \times 10^{-6} Pa \cdot s} = 417.4$$

$$Nu_{agua} = 0.461Re^{0.613}Pr^{1/3} = 0.461(417.4)^{0.613}(5.3)^{0.333}$$

$$Nu_{agua} = 32.61$$

$$\alpha_{agua} = \frac{Nu k_f}{d_h} = \frac{(32.61) \left(0.61 \frac{W}{m \cdot K}\right)}{5.11 \times 10^{-3} m} = 3927.13 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Transferencia de calor del lado de la solución:

$$G_{eq} = 15.25 \frac{kg}{m^2 s} \left[1 - 0.1166 + (0.1166) \sqrt{\frac{999.26 \frac{kg}{m^3}}{3.45 \frac{kg}{m^3}}} \right] = 43.76 \frac{kg}{m^2 s}$$

$$Re_{sol} = \frac{G_{eq} d_h}{\mu} = \frac{43.76 \frac{kg}{m^2 s} (5.11 \times 10^{-3} m)}{0.003 Pa \cdot s} = 68.85$$

$$Nu_{sol} = 0.24Re^{0.8}Pr^{1/3} \left(\frac{T_{eq,in}}{T_{s,in}} \right)^{6.6} \left(\frac{T_{s,in}}{T_{cw,in}} \right)^{-0.9}$$

$$Nu_{sol} = 0.24(68.85)^{0.8}(29.76)^{1/3} \left(\frac{32.32}{42.91} \right)^{6.6} \left(\frac{42.91}{24} \right)^{-0.9} = 72.6$$

$$\alpha_{sol} = \frac{Nu k_f}{d_h} = \frac{(72.63) \left(0.34 \frac{W}{m \cdot K}\right)}{5.11 \times 10^{-3} m} = 4950.78 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

A continuación es calculado el coeficiente global de transferencia de calor.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{agua}} + \frac{\varepsilon}{k_{placa}} + \frac{1}{\alpha_{sol}}} = \frac{1}{\frac{1}{3927.13 \frac{W}{m^2 \cdot K}} + \frac{0.000445 m}{16.3 \frac{W}{m \cdot K}} + \frac{1}{4950.78 \frac{W}{m^2 \cdot K}}}$$

$$U = 1109.1 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Un valor bajo en el coeficiente global de transferencia de calor redundará en un área de transferencia de calor grande, el calor transferido en el absorbedor es obtenido del modelo desarrollado, mientras que la diferencia de temperaturas media logarítmica es calculada como se muestra enseguida:

$$\Delta T_{ml} = \left((T_{a,i} - T_{a,wo}) - (T_{a,o} - T_{a,wi}) \right) / \ln \left(\frac{(T_{a,i} - T_{a,wo})}{(T_{a,o} - T_{a,wi})} \right)$$

$$\Delta T_{ml} = \left((42.91 - 36.76) - (34 - 24) \right) / \ln \left(\frac{(42.91 - 36.76)}{(34 - 24)} \right)$$

$$\Delta T_{ml} = 7.91^\circ C$$

$$A_1 = \frac{\dot{Q}}{U \Delta T_{ml}} = \frac{13.34 kW}{\left(1109.1 \frac{W}{m^2 \cdot K} \right) (7.91^\circ C)} = 1.52 m^2$$

Para definir el número de placas que debe tener el intercambiador a ser utilizado como absorbedor, es necesario dividir el área total calculada entre el área de transferencia de calor de cada placa, (de la

tabla 5: $A_s = 5.17 \times 10^{-2} m^2$) lo que resulta en 29.3 placas del modelo propuesto actualmente. A partir de estos cálculos, y considerando un factor de seguridad de 30%, se adquirió un intercambiador de calor para ser utilizado como absorbedor con un total de 40 placas.

Capítulo 4 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

Una vez que se realizó la elección cualitativa de los intercambiadores de calor y el dimensionamiento de los mismos (capítulo 3), se estuvo en condiciones de proponer un arreglo de los componentes del equipo de absorción y comenzar con la construcción del mismo. En el presente capítulo se describe cada uno de los componentes utilizados en la construcción del sistema de refrigeración por absorción, enfatizando las características principales de cada elemento así como las ventajas de utilizar dichos componentes en el sistema de enfriamiento. También se especifican los sistemas auxiliares utilizados para llevar a cabo la evaluación experimental del sistema de enfriamiento por absorción.

El presente capítulo se divide en las secciones enlistadas a continuación:

- 4.1. Descripción de la máquina de enfriamiento
- 4.2. Sistemas auxiliares de calentamiento, enfriamiento y agua a ser enfriada

4.1. Descripción de la máquina de enfriamiento

El sistema de enfriamiento por absorción desarrollado consta de los siguientes componentes principales: un generador, un absorbedor, un condensador, un evaporador, un economizador, una bomba de solución, una válvula de expansión, un par de válvulas de regulación, un par de recipientes de almacenamiento de baja capacidad y, para el caso de las pruebas con la mezcla amoniaco-agua, un rectificador. Los componentes mencionados integran el sistema de enfriamiento, sin embargo, para la evaluación experimental de éste se hizo uso de sistemas externos al sistema de enfriamiento, como lo son: un sistema de adquisición de datos y de varios sistemas auxiliares como lo son: el sistema auxiliar de calentamiento, el sistema auxiliar de enfriamiento, y el sistema auxiliar de agua a ser enfriada. En esta sección se describen exclusivamente los componentes del equipo de enfriamiento por absorción.

Las medidas de la estructura que soporta el sistema de enfriamiento son aproximadamente: 1 metro de frente, 1 metro de altura y 0.8 metros de profundidad. Cabe mencionar que estas dimensiones incluyen los componentes principales del sistema de enfriamiento así como la instrumentación utilizada para la evaluación experimental del equipo, por lo que una vez que el equipo se haya caracterizado, existe la posibilidad de operar el sistema sin la mayor parte de la instrumentación, lo que ofrecería la posibilidad de reducir el volumen ocupado por del sistema de enfriamiento. Todos los componentes utilizados en el sistema, incluyendo tuberías, válvulas y accesorios, están hechos de acero inoxidable, para evitar los problemas de corrosión que pueden ser causados por el amoniaco y el nitrato de litio. A continuación se describen las principales características de cada uno de los componentes principales del sistema de enfriamiento.

4.1.1. Intercambiadores de calor de placas (PHE)

Los intercambiadores de calor de placas surgen a partir de la necesidad de llevar a cabo procesos de transferencia de calor de alta eficiencia en aplicaciones industriales. Estos intercambiadores de calor poseen ciertas ventajas respecto a los tradicionales intercambiadores de coraza y tubos, los cuales tienden a presentar diámetros hidráulicos y relaciones área-volumen relativamente grandes. Un intercambiador de calor compacto se define como aquel que ofrece una densidad de área de transferencia de calor mayor a $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ para al menos uno de los fluidos, cabe mencionar que los intercambiadores de calor de placas no solamente ofrecen un tamaño compacto, sino que las características de su construcción propician un alto desempeño termo-hidráulico y mayores eficiencias de transferencia de calor [53].

El sistema se construyó utilizando cinco intercambiadores de calor de placas que fueron utilizados como generador, absorbedor, condensador, evaporador y economizador, estos componentes fueron orientados verticalmente. Los *PHE* utilizados en el sistema de enfriamiento fueron fabricados por Alfa Laval™. Se consideró el modelo *Alfanova 52*® para el generador, el economizador y el absorbedor. El número de placas para esos intercambiadores fue de 40. El modelo *Alfanova 27*® se eligió para el condensador y el evaporador con 20 placas en cada intercambiador, este modelo se puede observar en la Figura 4.1.



Figura 4.1 Fotografía del PHE modelo Alfanova 27® de Alfa Laval™

Una característica de los intercambiadores de calor modelo *Alfanova* es que estos no utilizan empaques entre una placa y otra para limitar el espacio ocupado por cada fluido en cada canal, sino que las placas metálicas son termofusionadas obteniendo una sola pieza, es decir, una vez que se construyó el intercambiador, su tamaño y por lo tanto su capacidad nominal de transferencia de calor no pueden ser modificados agregando o retirando placas del arreglo, como sucede en el caso de los intercambiadores de placas que utilizan empaques. Sin embargo, una de las mayores ventajas que este tipo de intercambiadores ofrecen es una mayor seguridad durante su operación, al reducir significativamente la posibilidad de mezcla entre los fluidos de trabajo así como de fugas e infiltraciones hacia o desde el exterior del intercambiador.

Existen muchos tipos y configuraciones para los intercambiadores de calor de placas, dependiendo de cada tipo de intercambiador estos pueden consistir en los siguientes elementos: un conjunto de placas metálicas delgadas con una superficie corrugada, empaques, soportes y marcos, boquillas de entrada y salida de los fluidos, barras guía, así como una columna y pernos de soporte; sin embargo, independientemente del tipo de intercambiador de placas, el núcleo principal de transferencia de calor consiste en un arreglo en serie de las placas metálicas, tal como el mostrado en la Figura 4.2, en la cual se observa que el arreglo en serie de las placas forma espacios entre ellas, estos espacios son llamados canales, y a través de ellos circulan los fluidos frío y caliente; de esta forma, el fluido caliente circula por los canales contiguos al canal donde circula el fluido frío, y viceversa, permitiendo de esta forma que exista un diferencial de temperatura y de esta forma un flujo de calor en dirección normal a la superficie de la placa corrugada.

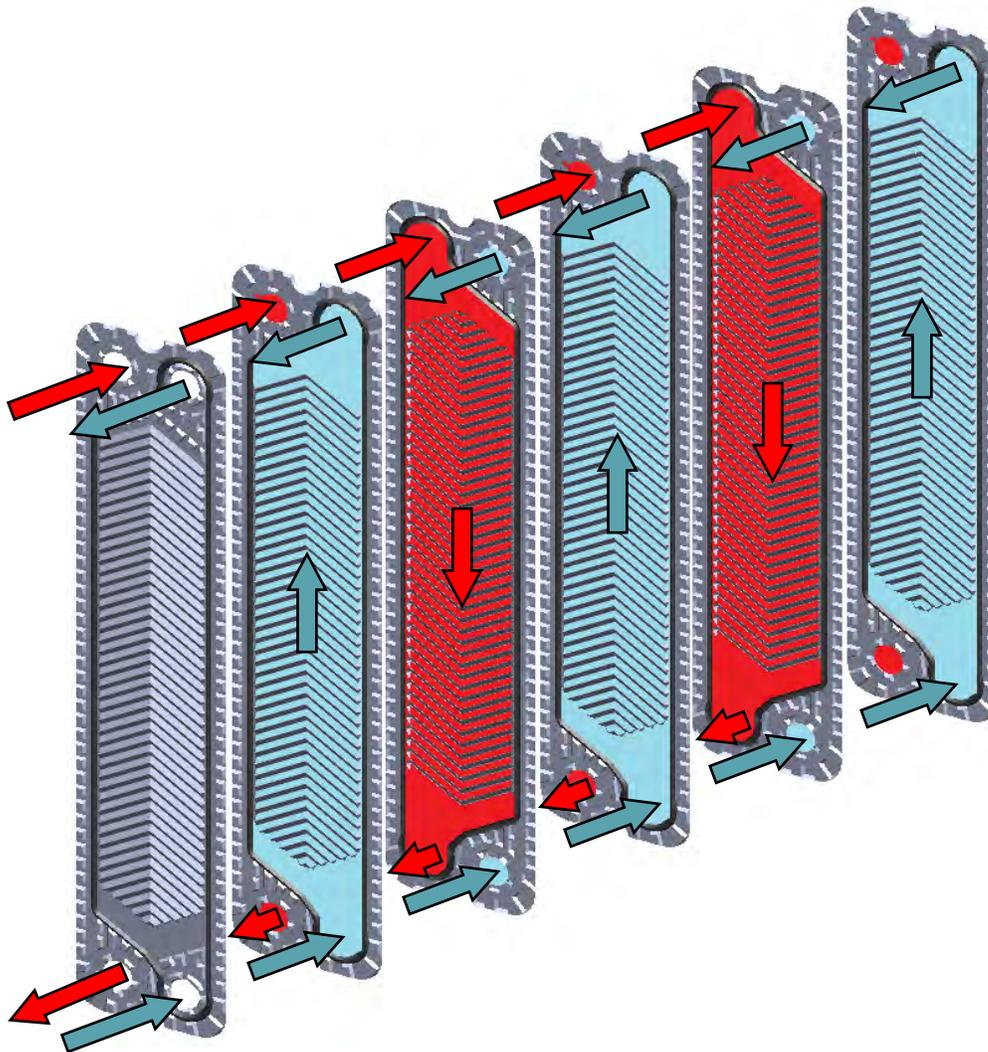


Figura 4.2 Principio de funcionamiento de los intercambiadores de calor de placas

En la Figura 4.2 se muestra el núcleo principal de intercambio de calor en un PHE. La configuración mostrada corresponde a un intercambiador a contraflujo de un solo paso, con seis placas y cinco canales,

de los cuales, tres son utilizados por el fluido frío (representado con color azul) y dos por el fluido caliente (representado con color rojo). Las proporciones de las dimensiones de cada placa corresponden a aquellas del modelo *Alfanova 52*[®] de *Alfa Laval*. Las líneas indicadas en la superficie de cada placa representan un patrón de corrugado conocido como “chevron” con un ángulo de corrugado de 60°. Estas características, a excepción del número de placas que fue indicado previamente para cada componente, son las correspondientes a los intercambiadores de calor utilizados en el sistema de enfriamiento por absorción desarrollado.

4.1.2. Recipientes de almacenamiento

Con la finalidad de contar con la posibilidad de modificar la cantidad de solución dentro del sistema de enfriamiento, se incluyeron dos recipientes de almacenamiento con una capacidad volumétrica cercana a 1 litro cada uno. Uno de ellos se ubicó a la salida del generador, y su función fue permitir la separación de fases, permitiendo así que la fase de vapor fluya hacia el condensador y la solución líquida fluya al absorbedor. El segundo recipiente actúa como cámara de mezclado porque la solución con baja concentración de refrigerante (solución débil) que proviene del generador y la solución que se recircula en el absorbedor se mezclan dentro de este.

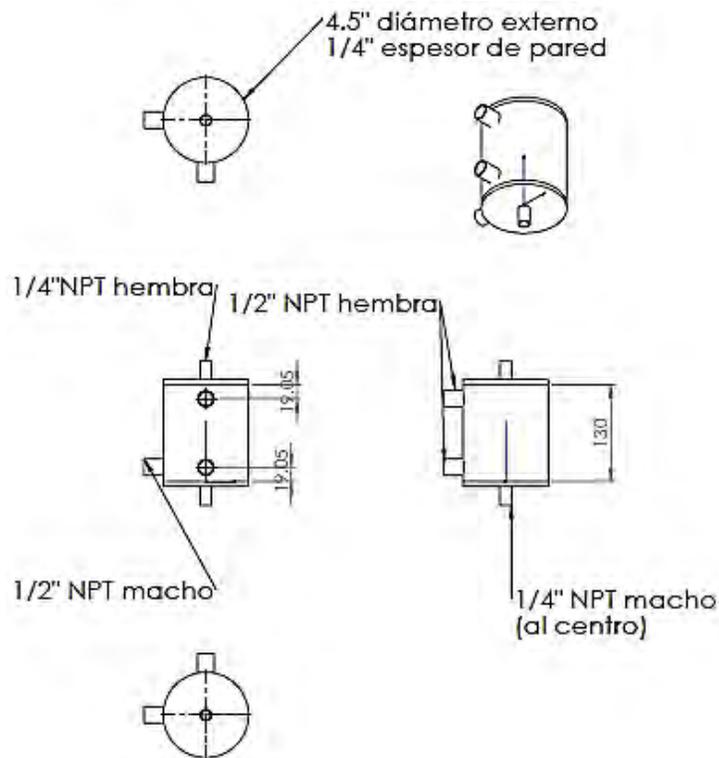


Figura 4.3 Dimensiones originales para los recipientes de almacenamiento de solución en el equipo de absorción

Ambos componentes se fabricaron en acero inoxidable y contaron con un tubo de nivel que permitió monitorear la cantidad de solución en cada uno de ellos. Se consideró fabricar ambos recipientes con forma cilíndrica y con las dimensiones que se indican en la Figura 4.3, las unidades para los valores 19.05 y 130 indicados en la figura son milímetros.

Posteriormente, con la finalidad de que este contara con más volumen de almacenamiento, se fabricó un nuevo recipiente separador de fases, aumentando hasta 250 mm la dimensión originalmente especificada como 130 mm, lo que dio como resultado un volumen de almacenamiento de 2 litros para el nuevo tanque de separación de fases.

4.1.3. Intercambiador de calor de tubo aletado

Para el caso en que el equipo desarrollado fue operado con la mezcla de trabajo amoniaco-agua, el rectificador utilizado fue un tubo de acero inoxidable, aletado, con una longitud cercana a 40 cm y un diámetro nominal de 1/2 pulgada. Las aletas anulares se distribuyeron a lo largo de la superficie del tubo a razón de 10 aletas/pulgada. La Figura 4.4 muestra un dibujo esquemático del tubo aletado que fue utilizado como rectificador cuando se evaluó el sistema de enfriamiento con la mezcla de trabajo amoniaco-agua.

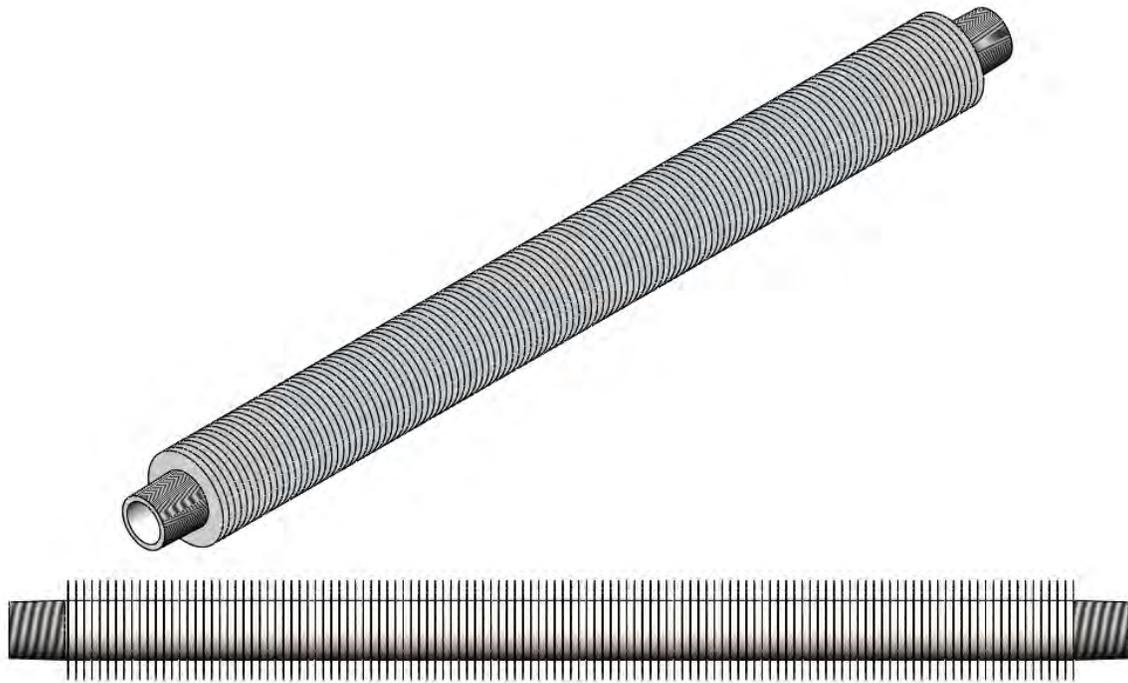


Figura 4.4 Dibujo esquemático del tubo aletado en acero inoxidable utilizado como rectificador

Un extremo del rectificador utilizado fue conectado la salida superior del tanque de separación de fases, que se encuentra en la salida del generador. El rectificador se instaló con una inclinación de 30° respecto a la horizontal. El extremo opuesto fue acoplado a una de las entradas superiores del PHE utilizado como

condensador. Una vez que la fase gaseosa es separada de la fase líquida dentro del tanque separador, la mezcla gaseosa de amoníaco con un bajo porcentaje de vapor de agua (2-3 %) circula a través del rectificador, donde es reducida la cantidad de vapor de agua en la mezcla al condensar una parte de esta.

El proceso de condensación ocurre gracias a la transferencia de calor hacia el aire ambiental que se encuentra en contacto con las aletas anulares, lo cual es logrado por convección natural, de tal forma que al salir del rectificador se tiene una mezcla gaseosa con un porcentaje de vapor de agua cercano a 1%. Por otro lado, la inclinación del tubo permite que el agua condensada regrese al tanque de separación y se mezcle con la solución diluida que retorna al absorbedor.

4.1.4. Bomba para la mezcla de trabajo

La bomba para manejar el flujo de solución concentrada que se envía del absorbedor al generador juega un papel crítico en el desempeño del sistema de enfriamiento. Entre las características de la bomba que se consideran necesarias para su empleo en un sistema de refrigeración por absorción se encuentran las siguientes:

- [1] Compatibilidad de los materiales de la bomba con sustancias corrosivas como el amoníaco y el nitrato de litio;
- [2] Capacidad para vencer diferenciales de presión mínimos del orden de 10 bar, que son producto de las distintas condiciones de operación del sistema, más las distintas caídas de presión correspondientes al flujo de solución a través de tubería, accesorios y componentes del sistema.
- [3] Capacidad para regular y mantener el flujo másico en el rango entre 0.5 y 10 kg/min (para equipos de absorción de baja capacidad), ya sea adaptando la bomba a un motor de velocidad variable o bien, a través de un control de la propia bomba con un motor de velocidad constante.

Con las mezclas de trabajo amoníaco-nitrato de litio y amoníaco-agua se utilizó una bomba de diafragma marca *Milton Roy*[®], similar a la mostrada en la Figura 4.5, para enviar el fluido de trabajo del absorbedor al generador. Una característica de este tipo de bombas es que manejan un flujo intermitente o de pulsos, por lo que fue necesaria la adaptación de un amortiguador de pulsos, el cual consiste en una pequeña cámara esférica y una membrana semi-esférica construida en material *EPDM* (caucho compuesto de Etileno, Propileno y Dieno de alta calidad). La membrana por un lado se encuentra en contacto con la solución proveniente de la bomba, mientras que por el lado seco se encuentra confinado gas nitrógeno a la presión de descarga de la bomba, de esta forma, el chorro intermitente de solución impulsado por la bomba es amortiguado por la membrana y es redirigido por medio de una conexión "T" hacia el economizador. Durante la operación del equipo de enfriamiento se comprobó que este método redujo el comportamiento pulsante del líquido y su efecto sobre el desempeño del sistema.



Figura 4.5 Bomba de diafragma utilizada durante la evaluación del sistema de absorción

Entre las consideraciones que se tuvieron para la instalación de la bomba estuvieron las siguientes:

- Colocar válvulas antes y después de la bomba para facilitar la carga y descarga de la solución, así como el mantenimiento o cambio de la bomba.
- Utilizar en la succión y en la descarga mangueras de teflón recubiertas con trenzado de acero inoxidable, para evitar la tensión de la bomba y la transmisión de vibraciones a través de las conexiones rígidas en la succión y descarga.
- Colocar un empaque de neopreno entre la bomba y el piso, de forma que amortigüe las vibraciones propias de la operación del motor de la bomba.

4.1.5. Válvula de expansión

El dispositivo de expansión utilizado durante la evaluación del equipo con ambas mezclas de trabajo fue un par de válvulas reguladoras de baja presión que ofrecen coeficientes de flujo máximos de 0.004 y 0.16. El efecto de la válvula de expansión sobre del fluido que circula a través de ella, se puede cuantificar a través de la relación:

$$\dot{V} = C_v \sqrt{\frac{\Delta P}{S_g}} \quad 4.1$$

Que expresa el caudal o flujo volumétrico \dot{V} [gpm], en función de: el coeficiente de caudal [gpm/ $\sqrt{\text{psi}}$] que es característico de cada válvula, la caída de presión [psi], y la densidad relativa del fluido [adimensional]. De la relación anterior se puede inferir que el coeficiente de caudal es inversamente proporcional a la caída de presión obtenida a través de la válvula, en otras palabras, a medida que el

coeficiente de caudal de una válvula decrece, la caída de presión será mucho más grande a causa del término cuadrático en la relación.



Figura 4.6 Válvula de expansión utilizada durante la evaluación del equipo de enfriamiento

La válvula de expansión utilizada fue fabricada por Swagelok™ y corresponde al modelo SS-SS4-NE-VH, la cual es una válvula de micro-regulación de bajo caudal, fabricada en acero inoxidable, con conexiones a tubing de 1/4", juntas de neopreno y mando micrométrico tipo vernier, esta válvula se muestra en la Figura 4.6.

Serie	Presión-temperatura de servicio		Orificio, mm (pulg)	Servicio de cierre	Conicidad del vástago (incl. ángulo)
	Temperatura °C (°F)	Presión de servicio bar (psig)			
S	-23 a 204 (-10 a 400) juntas tóricas de FKM	137 (2000)	0,81 (0,032)	No	1°
M	fluorocarbono; -23 a 148 (-10 a 300)	68,9 (1000) ^①	1,42 (0,056)	No	3°
L	Juntas tóricas de Buna N		3,25 (0,128)	Sí ^②	6°

① Debido a las limitaciones de resistencia de las roscas de paso fino y al alto par de actuación, la presión máxima aguas abajo cuando la válvula deba ser ajustada a presión, es de 34,4 bar (500 psig).

② Las válvulas serie L de acero inoxidable no se recomiendan para cierre en servicio de gas o de vacío, ni para cierre repetitivo en servicio de líquido.

Figura 4.7 Especificaciones técnicas de las válvulas de expansión utilizadas

Es importante mencionar que ninguna de las válvulas de expansión utilizadas presenta servicio de cierre, es decir, no ofrecen la posibilidad de tener un aislamiento hermético entre la entrada y la salida de la válvula, por lo que fue necesario utilizar una válvula de bola antes de la válvula de expansión, lo cual facilitó las tareas de limpieza del evaporador y el reemplazo de la válvula de expansión cuando fue requerido, así como el aislamiento del evaporador cuando el equipo no se encontró en operación. Por otro lado, el mando micrométrico acoplado a la válvula permitió controlar de manera precisa la apertura de la misma durante la operación del equipo, manteniendo las mismas condiciones de la válvula de expansión para todas las pruebas experimentales. La construcción de las válvulas utilizadas se muestra en la

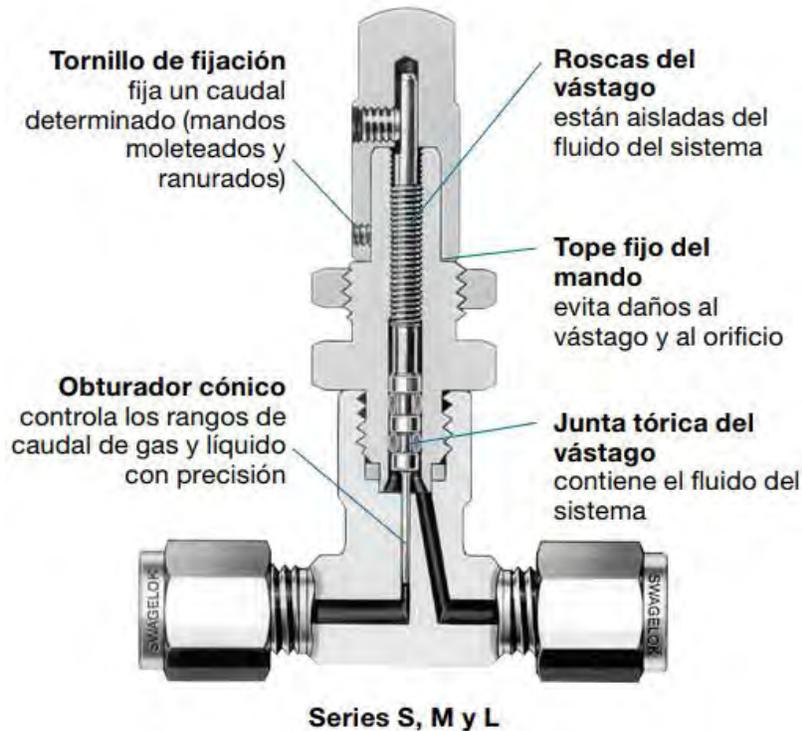


Figura 4.8 Construcción de las válvulas de expansión utilizadas durante la evaluación del sistema de enfriamiento

4.1.6. Válvula de regulación

Además de la válvula de expansión, en el equipo de enfriamiento se utilizó una válvula de regulación que tiene una gran influencia sobre el desempeño del equipo de absorción. Esta se colocó entre el economizador y el tanque de mezclado, es decir, en la línea de retorno de la solución diluida. La función de esta válvula fue controlar el flujo de solución hacia el absorbedor, y al mismo tiempo los niveles en los tanques de separación y mezclado.

La válvula de regulación utilizada fue fabricada por *Swagelok*[™] y corresponde al modelo *L* de las válvulas de baja presión. Esta válvula es una válvula de micro-regulación de bajo caudal, fabricada en acero

inoxidable, con conexiones NPT de 1/4", con juntas de neopreno, esta válvula se muestra en la Figura 4.9.



Figura 4.9 Válvula de regulación para el control de la solución diluida

4.1.7. Diseño de la distribución e interconexión física de los componentes principales

El diseño conceptual del equipo de enfriamiento, fue logrado a partir del uso del software de diseño asistido por computadora *SolidWorks*®. La finalidad de esta actividad fue realizar distintas distribuciones de los componentes del equipo de enfriamiento y evaluar el impacto de cada una de ellas en las dimensiones globales del equipo, así como las ventajas de cada distribución desde el punto de vista de la operación del sistema de absorción. La distribución de los componentes en el equipo que se consideró más conveniente se puede observar en la Figura 4.10.

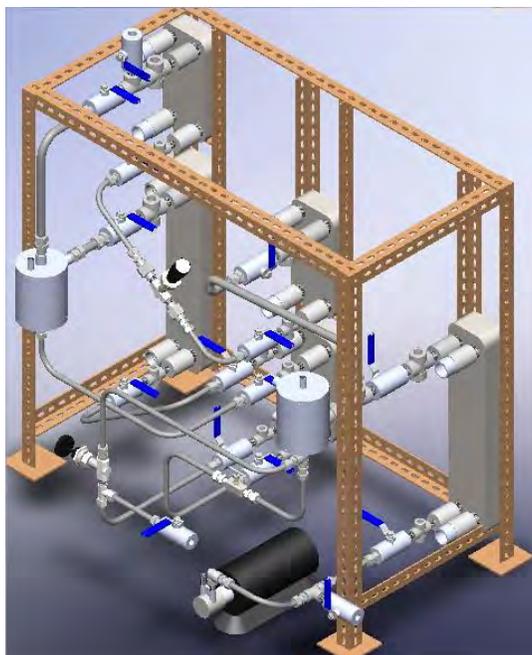


Figura 4.10 Propuesta de distribución de los componentes en el sistema

En la Figura 4.11 además de los intercambiadores de placas, se observan los accesorios que se consideraron para la interconexión de los componentes, los cuales incluyen: válvulas, *tubing* de acero inoxidable, conectores roscados NPT, reductores, conectores NPT-tubing, nipples, así como la tubería para el suministro del agua proveniente de los sistemas auxiliares de enfriamiento y calentamiento.

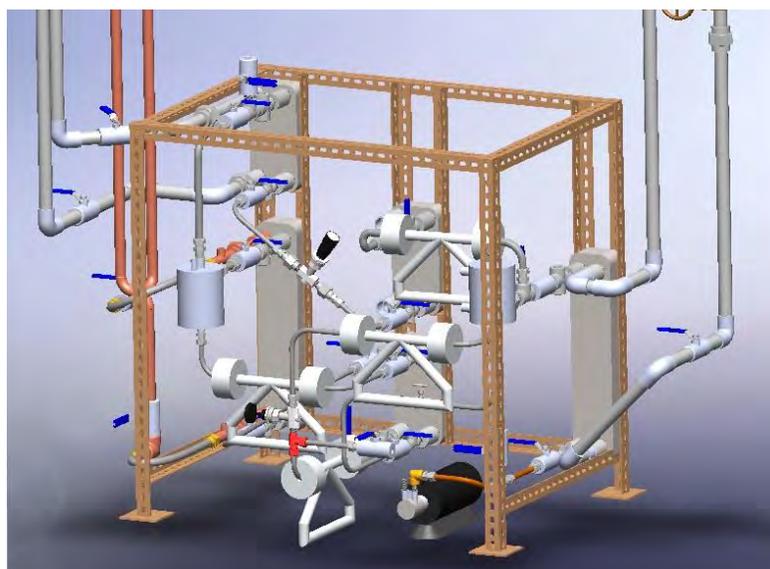


Figura 4.11 Sistema de enfriamiento con conexión a sistemas auxiliares

En la Figura 4.12 es posible identificar los componentes principales en el arreglo propuesto.

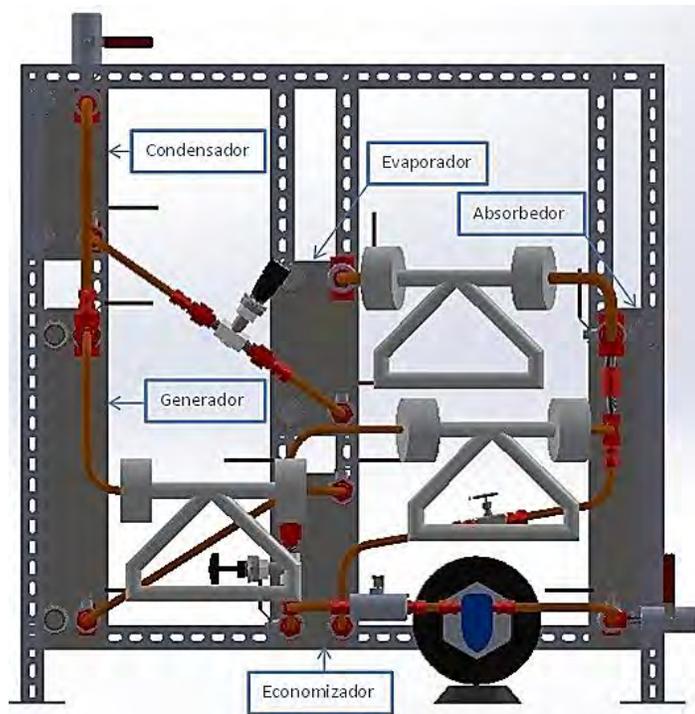


Figura 4.12 Identificación de componentes principales en sistema de absorción

4.2. Sistemas auxiliares de calentamiento, enfriamiento y agua a ser enfriada

Con la finalidad de realizar la evaluación experimental bajo condiciones controladas, se hizo uso de tres sistemas auxiliares: el sistema auxiliar de calentamiento que suministra un flujo de agua caliente al generador, el sistema auxiliar de enfriamiento que regula y mantiene las temperaturas de condensación y el sistema auxiliar que maneja el agua a ser enfriada en el evaporador.

La finalidad de utilizar un sistema auxiliar de calentamiento para evaluar el equipo de refrigeración es determinar el desempeño que este tendría al modificar las condiciones de la principal fuente de energía del sistema, en un rango definido de temperaturas y flujos. La ventaja de utilizar el sistema auxiliar de calentamiento descrito en esta sección, radica en tener la capacidad de controlar (en forma precisa y durante periodos prolongados) algunos parámetros importantes como lo son la temperatura de la fuente de generación del sistema y el flujo másico de agua caliente enviado al generador.

Por otro lado, el agua que se utiliza generalmente para retirar calor del condensador y del absorbedor en sistemas de absorción es agua común que se hace pasar a través de una torre de enfriamiento, y por lo tanto, se encuentra a una temperatura cercana a la temperatura ambiente del sitio donde se opera el sistema. El hecho de utilizar un sistema auxiliar de enfriamiento para controlar la temperatura del agua que circula en el condensador y en el evaporador, permite evaluar el desempeño que tendría el equipo de enfriamiento si se operara a distintas latitudes, pero con la ventaja de no tener el equipo en un mismo sitio.

Finalmente, el objetivo del sistema auxiliar de agua a ser enfriada es suministrar al evaporador un flujo de agua a una temperatura constante. La temperatura del agua suministrada al evaporador tiene un efecto importante sobre la potencia de enfriamiento externa, ya que si la diferencia de temperaturas entre el agua y el refrigerante que entran el evaporador es pequeña, habrá un bajo potencial para la transferencia de calor, y la potencia de enfriamiento externa se verá particularmente afectada. Cabe mencionar que la potencia de enfriamiento interna, que depende de las condiciones del refrigerante y no del agua en el evaporador, no resulta directamente afectada por la reducción del diferencial de temperaturas citado, esto se debe a que el flujo de refrigerante es de un orden de magnitud significativamente más bajo que el flujo de agua que circula en el evaporador, por esta razón, aunque exista un bajo diferencial de temperaturas, el refrigerante se evapora por completo en el interior del intercambiador, sin afectar la magnitud de la potencia interna de enfriamiento.

4.2.1. Sistema auxiliar de calentamiento

La energía térmica necesaria para separar el refrigerante de la mezcla de trabajo en el generador se suministra por medio del sistema de calentamiento auxiliar. Este sistema ofrece la posibilidad de utilizar energía solar o energía eléctrica como fuente de energía principal. Para utilizar energía eléctrica el sistema hace uso de una resistencia eléctrica acoplada a un controlador de temperatura marca *Chromalox*[®] modelo 6040. Este módulo también puede ser utilizado cuando el sistema de calentamiento solar no satisface la necesidad térmica de los equipos a utilizar. Éste opera a una temperatura máxima de 150°C. La temperatura del fluido es mantenida por una resistencia controlada electrónicamente que cuenta con 2 controladores, los cuales se encargan de mantener el fluido de trabajo (agua destilada) a la temperatura adecuada.



Figura 4.13 Módulo de resistencia eléctrica y controlador de temperatura

Los requerimientos eléctricos del calentador mencionado son 240 o 480 volts, 3 fases y 60 Hz, y los requerimientos hidráulicos son; contar con líneas de entrada y salida del fluido y contar con una purga y

válvula de seguridad. Este módulo cuenta con una bomba centrífuga de 1 HP, un tanque de almacenamiento, tuberías para la entrada y salida del fluido a calentar, válvulas de seguridad, una resistencia de 20kW y dos termopares tipo "J" para el control de la temperatura. Los componentes descritos se encuentran en el módulo mostrado en la Figura 4.13. El sistema de calentamiento se encuentra presurizado y suministra el agua caliente al generador a una presión cercana a 2 bar, con lo que se evita su ebullición a las temperaturas requeridas para la desorción del refrigerante.

Por otro lado, la parte solar del sistema de calentamiento consta de los elementos enlistados a continuación:

1. Banco de colectores de tubos evacuados (BCTE)
2. Tanque de expansión
3. Bomba de engranes
4. Bomba centrífuga
5. Tanque de almacenamiento
6. Válvulas de tres vías
7. Calentador Auxiliar
8. Disipador de Calor

El banco de colectores de tubos evacuados está conformado por módulos horizontales de tubos evacuados de la marca "*Solar Prufung Forschung*" (SPF) modelo DF120-6. Cada módulo está conformado por 6 tubos evacuados y cada tubo evacuado es del tipo de flujo directo. El BCTE se muestra en la Figura 4.14.

El tanque de expansión con el que cuenta el sistema de calentamiento solar de agua (SCSA) es de tipo cerrado, marca *VAREM*, y está formado por dos zonas delimitadas por una membrana: una zona se encuentra en contacto con el fluido que se somete a expansión térmica, mientras que la segunda zona contiene aire o gas a presión. El objetivo del tanque es evitar la sobrepresión del SCSA a causa de la dilatación térmica del fluido de trabajo (agua).

La bomba de engranes está acoplada a un motor marca *Weg* de velocidad variable de 1/2 hp de potencia el cual es controlado por un inversor marca *Yaskawa*. Esta bomba tiene como función mantener un flujo de agua definido entre los colectores solares y el tanque de almacenamiento del agua caliente. Por otro lado, la bomba centrífuga utilizada suministra el fluido caliente del tanque de almacenamiento al equipo de refrigeración por absorción.



Figura 4.14 Banco de colectores de tubos evacuados

Para el SCSA se utiliza un tanque de vertical que permite almacenar un volumen de 700 litros. Cuenta con cuatro conexiones, una en la parte inferior de donde se extrae el fluido para el suministro a los colectores solares; una conexión ubicada a 35 cm por debajo de la parte superior del tanque, que es el puerto por donde se suministra el agua calentada por los colectores solares, una tercera conexión en la parte superior del tanque, de donde se extrae el agua para proceso, y finalmente, una cuarta conexión que está ubicada a 35 cm por arriba de la parte inferior del tanque, a donde regresa el agua que se envió a los equipos de refrigeración.

En el SCSA se cuenta con dos diferentes tipos de válvulas de tres vías, las cuales son clave para el control de los flujos de agua en el sistema; una de las cuales es del tipo selector o también conocido como tipo “L”, mientras que la otra es del tipo mezcladora.

En la Figura 4.15 se muestra la ubicación de algunos de los componentes del sistema de calentamiento solar de agua, entre los que destacan: los tanques de almacenamiento: el sistema auxiliar de calentamiento, la bomba centrífuga, la bomba de engranes y el tanque de expansión.

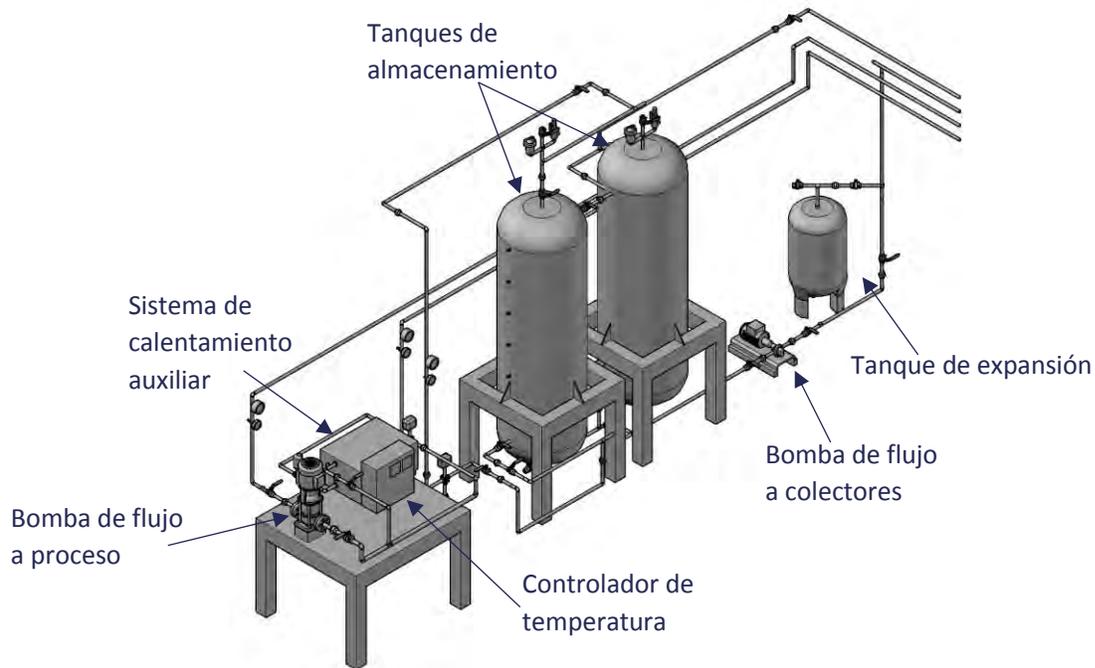


Figura 4.15 Componentes del SCSA

4.2.2. Sistema auxiliar de enfriamiento

El sistema auxiliar de enfriamiento se utiliza para eliminar la carga térmica transferida en el absorbedor y en el condensador. Este consiste en un tanque de almacenamiento, una bomba de recirculación de agua, un radiador y un *chiller* comercial. La bomba envía un flujo másico de agua a través del condensador y el absorbedor, controlando simultáneamente las temperaturas e implícitamente las presiones de condensación y absorción. Una vez que en el absorbedor y en el condensador el agua de enfriamiento retira calor, el flujo de agua pasa a través de un radiador donde se puede disminuir su temperatura por medio del aire ambiental, posteriormente se envía al *chiller* para reducir su temperatura hasta la condición deseada, después es enviado al tanque de almacenamiento que se encuentra aislado para mantener las condiciones requeridas durante un periodo mayor. De aquí, el agua enfriada se envía al equipo, de manera que la inercia térmica del volumen de agua en el tanque de almacenamiento permite mantener el agua a la temperatura deseada durante el tiempo de operación del equipo.

El diagrama esquemático del sistema auxiliar de enfriamiento se muestra en la Figura 4.16.

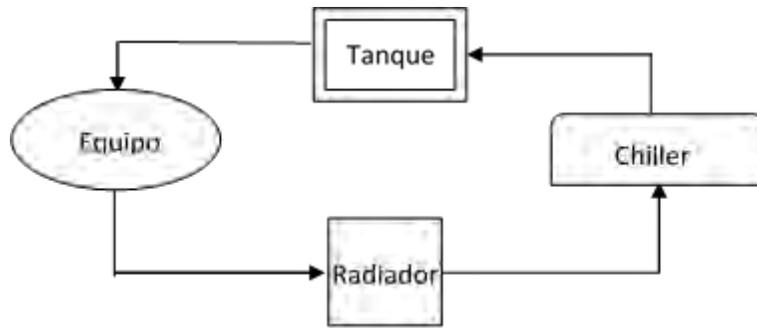


Figura 4.16 Diagrama esquemático del sistema auxiliar de enfriamiento

El chiller de enfriamiento es un equipo de compresión de la marca *Transfer Maker*, modelo *MCHA-3*, el cual es un equipo enfriado por aire con una potencia nominal de 3 toneladas de refrigeración. El flujo de agua que maneja se encuentra entre 1800 y 4538 litros por hora, por lo que no presenta ningún problema para cubrir los requerimientos de enfriamiento del condensador y del absorbedor. En la Figura 4.17 se muestra un dibujo esquemático del chiller utilizado en el sistema auxiliar de enfriamiento.

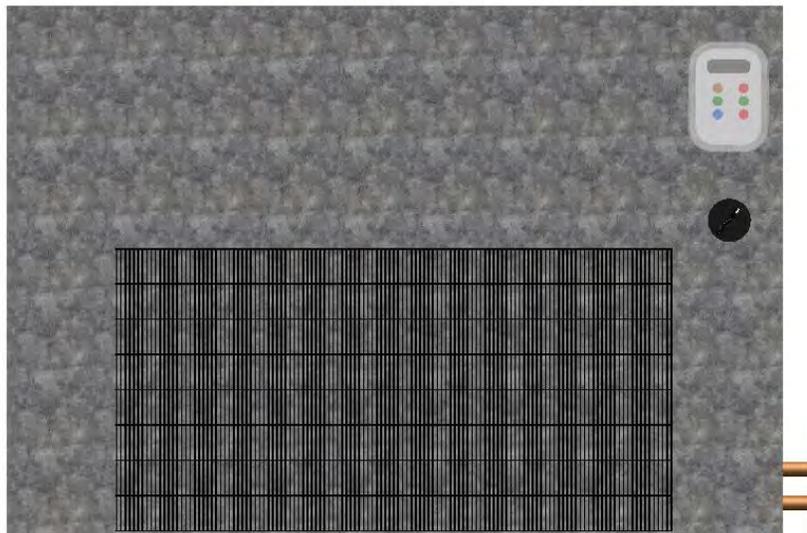


Figura 4.17 Dibujo esquemático del chiller utilizado en el sistema auxiliar de enfriamiento

4.2.3. Sistema auxiliar de agua a ser enfriada en el evaporador

El tercer sistema auxiliar está destinado a suministrar un flujo másico de agua al evaporador, para ser refrigerado por el sistema de absorción. Este sistema también cuenta con un tanque de almacenamiento, una bomba y una resistencia eléctrica acoplada a un controlador de temperatura. El sistema está diseñado para proporcionar el calor necesario para contrarrestar el calor transferido desde el agua al amoníaco en el evaporador, manteniendo constante la temperatura del agua suministrada al evaporador durante las pruebas experimentales.

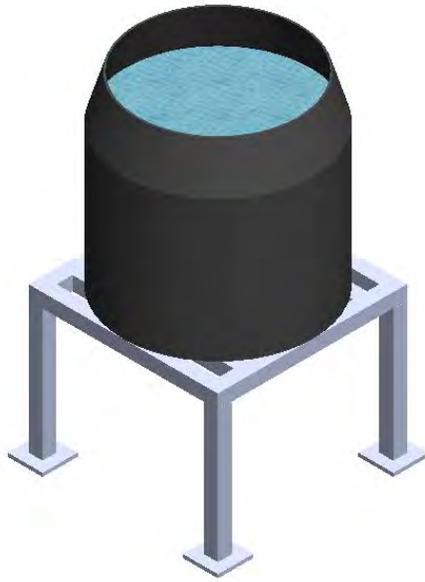


Figura 4.18 Tanque de almacenamiento del agua enfriada en el evaporador

Capítulo 5 RESULTADOS DE LA EVALUACIÓN CON LA MEZCLA AMONIACO-NITRATO DE LITIO

En este capítulo se presentan los resultados de la evaluación experimental del sistema de enfriamiento por absorción con la mezcla de trabajo amoniaco-nitrato de litio. En primer lugar se describe el diseño de la experimentación incluyendo los argumentos considerados para definir la mayoría de las condiciones de operación durante la evaluación del equipo de enfriamiento, a excepción de la apertura de la válvula de expansión, la cual fue determinada mediante una prueba experimental cuyos resultados se muestran en la sección 5.2; la sección 5.3 describe las pruebas preliminares cuyos resultados ayudaron a determinar la sensibilidad del sistema de absorción respecto a algunos parámetros específicos; posteriormente, en las secciones 5.4, 5.5 y 5.6, se presentan los resultados de la evaluación ordenados de acuerdo al objetivo de cada serie de pruebas, entre los que se encuentran la determinación del efecto que tiene sobre el desempeño del sistema la variación de: las temperaturas de generación y condensación, el flujo de solución concentrada y el volumen de solución en el equipo.

Ya que una forma conveniente de expresar el funcionamiento de los equipos de absorción es a través de curvas de desempeño, las cuales relacionan al menos un parámetro en función de otro, los resultados de la evaluación del sistema con la mezcla amoniaco-nitrato de litio se muestran en función de dicha curvas, las cuales se presentan a partir de la sección 5.2. Para presentar las curvas de desempeño se decidió mostrar los *puntos representativos* del valor promedio correspondiente a cada parámetro de interés, así como las líneas suavizadas que muestran la tendencia de los puntos presentados al modificar otra variable cualquiera.

A lo largo del presente capítulo las incertidumbres asociadas a los valores medidos se incluyeron en la mayoría de las gráficas, a excepción de aquellas en las que no se consideró práctico hacerlo, en estos casos el valor de la incertidumbre fue indicado en el análisis de cada gráfica.

Las principales secciones del presente capítulo se enlistan a continuación:

- 5.1. Diseño de la experimentación
- 5.2. Efecto de la apertura de la válvula de expansión
- 5.3. Pruebas preliminares
- 5.4. Efecto de la variación de las temperaturas de condensación y generación
- 5.5. Efecto de la variación de los flujos de solución concentrada
- 5.6. Efecto del volumen total de solución en el equipo

5.1. Diseño de la experimentación

La evaluación o caracterización experimental de un sistema de enfriamiento por absorción tiene la finalidad de analizar la respuesta del sistema de enfriamiento mientras funciona en un rango definido de condiciones de operación, de tal forma que una vez que el equipo de enfriamiento es caracterizado, será posible predecir su desempeño y evaluar la factibilidad de su utilización en cualquier aplicación que se encuentre dentro del rango de las condiciones de operación evaluadas.

Para describir el diseño de la experimentación para la evaluación del sistema de absorción propuesto, es necesario identificar los principales parámetros del sistema en dos grupos principales: parámetros de entrada y parámetros de salida; los parámetros de entrada son aquellos que dependen directamente de las condiciones externas del equipo de absorción y son independientes de otros parámetros del sistema, por el contrario, los valores de cada parámetro de salida se derivan de la elección de los parámetros de entrada y no pueden ser fijados directamente.

Los parámetros de entrada son la temperatura del agua de enfriamiento del condensador y absorbedor ($T_{c,wi}$, $T_{a,wi}$), la temperatura del agua que será enfriada ($T_{e,wi}$), la temperatura del agua de generación ($T_{g,wi}$), la apertura de la válvula de expansión, los flujos externos de agua ($\dot{m}_{g,w}$, $\dot{m}_{c,w}$, $\dot{m}_{a,w}$, $\dot{m}_{e,w}$), el flujo de solución concentrada que maneja la bomba interna (\dot{m}_{conc}) y la concentración inicial de la mezcla (X). Por otro lado, algunos de los parámetros de salida son: las presiones del sistema (P_g, P_c, P_a, P_e), el flujo de refrigerante producido (\dot{m}_{ref}), las potencias en los componentes ($\dot{Q}_g, \dot{Q}_c, \dot{Q}_a, \dot{Q}_e$), el coeficiente de operación (COP) y la relación de flujo (RF).

La evaluación del sistema de enfriamiento se llevó a cabo a partir de la ejecución de varias *series de corridas experimentales*. Una corrida experimental consistió en mantener constantes los parámetros de entrada del sistema mientras se monitorean los parámetros de salida durante un periodo determinado. Mientras se ejecutaron algunas pruebas preliminares se comprobó que una vez logrado un estado estacionario en la operación del equipo, se obtienen los mismos resultados si el tiempo dedicado a una corrida experimental dura 20 o 60 minutos, por lo que por conveniencia se decidió realizar corridas experimentales con una duración de 30 minutos cada una. Una vez culminado este periodo, se cambió el parámetro de entrada de interés y se repitió el procedimiento, de tal forma que se obtuvo una serie de corridas experimentales, a partir de las cuales fue posible evaluar cualitativa y cuantitativamente el efecto del cambio de un solo parámetro sobre el desempeño del sistema.

La importancia de variar la temperatura del agua de condensación ($T_{c,wi}$) radica en que gracias a esto es posible observar el desempeño que el equipo de enfriamiento tendría si estuviera operando a distintas condiciones de operación. Ya que comúnmente el flujo de agua utilizado para disipar la carga térmica en el condensador también es utilizado para retirar calor en el absorbedor, su temperatura determina en forma directa la presión del absorbedor y evaporador, por lo que también afecta la temperatura de evaporación del refrigerante. Por estas razones, la temperatura $T_{c,wi}$ junto con la temperatura de la fuente de suministro de energía ($T_{g,wi}$) son de los principales parámetros a considerar en la evaluación de un sistema de enfriamiento por absorción.

La evaluación del sistema de enfriamiento con la mezcla $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ se realizó manteniendo la temperatura de generación aproximadamente constante ($\pm 0.5^\circ\text{C}$) mientras se varió en forma controlada la temperatura de condensación/absorción entre 20°C y 32°C con incrementos de 2°C ; una vez que la

temperatura de condensación se varió en este rango, se procedió a incrementar la temperatura de generación cada 5°C, desde 80°C hasta 100°C.

Los parámetros de entrada correspondientes a los flujos máscicos de agua de generación, de condensación, de absorción y agua a ser enfriada, fueron determinados a partir de los resultados del modelo termodinámico desarrollado, así como en función del rango de operación de los flujómetros utilizados para registrar los flujos máscicos.

En cuanto a la concentración de la mezcla, se tiene que una concentración relativamente alta de amoníaco facilita la desorción, lo cual beneficia la producción de refrigerante y por consiguiente la potencia de enfriamiento del equipo, sin embargo, como consecuencia de una mayor cantidad de amoníaco en fase gaseosa, las presiones del sistema se incrementan, lo cual no es deseable desde el punto de vista de seguridad y de operación del sistema de absorción. Además, es necesario prever la cristalización de la solución cuando se opera el equipo con bajas concentraciones. Con base en estas consideraciones se determinó realizar las pruebas del equipo con una concentración de 54% en masa de amoníaco.

Los valores de los parámetros de entrada que se mantuvieron constantes al llevar a cabo la evaluación del efecto de $T_{c,wi}$ y $T_{g,wi}$ sobre el desempeño del sistema, se muestran en la Tabla 5.1.

Tabla 5.1 Parámetros de entrada mantenidos durante la evaluación del sistema con la mezcla $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$

Parámetro de entrada	Valor	Precisión
Temperatura de suministro del agua de condensación/absorción	20°C - 32°C	±0.5°C
Temperatura de suministro del agua de generación	80°C - 100°C	±0.5°C
Temperatura de suministro del agua enfriada	20°C	±0.5°C
Flujo máscico de suministro del agua de condensación/absorción	12 kg/min	± 1 kg/min
Flujo máscico de suministro del agua de generación	16 kg/min	± 0.3 kg/min
Flujo máscico de suministro del agua enfriada	10 kg/min	± 1 kg/min
Apertura de la válvula de expansión	10 vueltas	± 1/8 vuelta
Flujo de solución concentrada	1 kg/min	± 0.1 kg/min
Concentración inicial de la mezcla (porcentaje en masa de refrigerante)	54%	± 1%

Por otro lado, los parámetros de salida que se consideran más relevantes son mostrados en las secciones siguientes (secciones 5.2 a 5.6), donde además de analizar el efecto de las temperaturas de generación y condensación, se presentan algunos análisis paramétricos adicionales que son considerados de interés, entre los que se encuentran el efecto de la apertura de la válvula de expansión, el efecto de los flujos de solución concentrada y el efecto del volumen total de solución en el equipo. En el presente capítulo se muestran los resultados de 137 corridas experimentales llevadas a cabo con la mezcla amoníaco-nitrato de litio.

5.2. Efecto de la apertura de la válvula de expansión

La elección de la válvula de expansión y su apertura afectan directamente la potencia de enfriamiento del equipo de absorción. Un factor determinante para la elección de la válvula de expansión es el llamado coeficiente de caudal, el cual depende de las características de cada válvula y de la apertura de la misma. Una válvula con un coeficiente de caudal relativamente grande permitirá un flujo de refrigerante razonable con una baja caída de presión. Este hecho propicia que la diferencia de presiones entre el condensador y el evaporador se reduzca, obteniendo temperaturas de evaporación poco atractivas.

Una vez que se ha determinado la válvula de expansión a utilizar, es necesario definir la apertura a la cual se harán las pruebas de variación de temperaturas. Para esto es necesario realizar al menos una prueba analizando el efecto de la misma sobre la temperatura y flujo de refrigerante en el evaporador. La válvula de expansión considerada para la evaluación del sistema de enfriamiento es una válvula de aguja, presenta un coeficiente de caudal máximo igual a 0.004 y tiene una apertura máxima aproximada a 13.6 vueltas del mando.

La prueba de la válvula de expansión se realizó abriéndola desde 1 hasta 11.5 vueltas, variando su apertura cada tercio de vuelta, de tal forma que de acuerdo a las temperaturas y flujos registrados, se identificó un rango crítico de apertura (7-11 vueltas), en el cual es conveniente que la válvula de expansión opere. Las condiciones a las que se llevó a cabo la prueba de la válvula de expansión se muestran en la Tabla 5.2, los resultados de esta prueba se muestran enseguida.

Tabla 5.2 Condiciones para la prueba de la válvula de expansión

Parámetro	Valor
$T_{g,wi}$	90°C
$T_{c,wi}/T_{a,wi}$	20°C
$T_{e,wi}$	25°C
$\dot{m}_{c,w}/\dot{m}_{a,w}$	0.2 kg/s
$\dot{m}_{g,w}$	0.25 kg/s
$\dot{m}_{e,w}$	0.35 kg/s
\dot{m}_{conc}	0.1 kg/s
X	52.6% (masa de refrigerante)

En la Figura 5.1 se muestra la producción de refrigerante mientras la válvula de expansión se abre. En esta figura, cada escalón de la curva representa un estado estacionario obtenido para una apertura específica de la válvula de expansión.

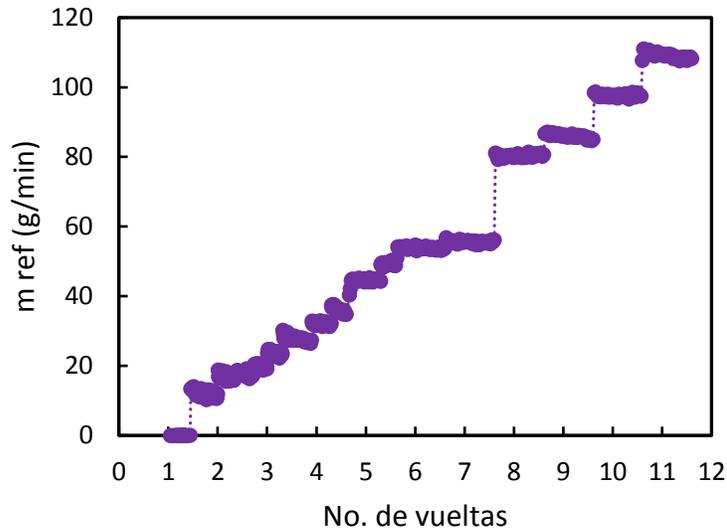


Figura 5.1: Flujo másico de refrigerante a medida que se abre la válvula de expansión

Por otro lado, la Figura 5.2 muestra la variación de la potencia térmica transferida al refrigerante en el evaporador, para aperturas de la válvula de expansión desde 1 hasta 11.5 vueltas. Al comparar la Figura 5.1 y la Figura 5.2 se observa la influencia de la apertura de la válvula de expansión sobre la producción de refrigerante y la potencia de enfriamiento del equipo, las cuales están directamente relacionadas.

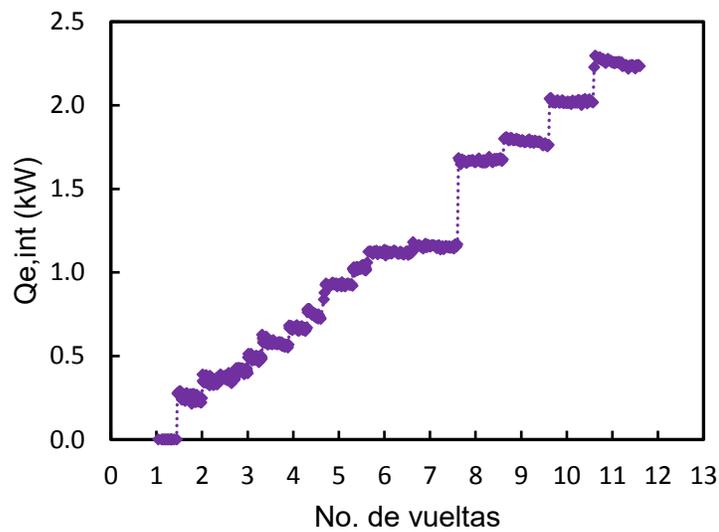


Figura 5.2: Potencias internas de enfriamiento a medida que la válvula de expansión es abierta

La Figura 5.3 muestra la influencia de la apertura de la válvula de expansión sobre las temperaturas de evaporación. La figura hace evidentes dos tendencias para la temperatura: para el rango de apertura que va desde 1 hasta 8 vueltas, se muestra que a medida que se abre la válvula de expansión la temperatura disminuye, mientras que a partir de 8 vueltas la temperatura comienza a ser mayor con la apertura de la válvula.

A partir de la Figura 5.1, es posible apreciar que la producción de refrigerante es relativamente baja para las primeras aperturas de la válvula, lo cual ocasiona que la temperatura medida no sea constante y su medición se vea influenciada significativamente por la temperatura inicial del sistema en este punto, la cual depende de la temperatura ambiente. A medida que se abre la válvula, la producción de refrigerante mejora y la curva en la Figura 5.3 representa en mejor medida las temperaturas de evaporación del sistema. A partir de 8 vueltas en la apertura de la válvula, se obtiene el comportamiento esperado, es decir, la temperatura de evaporación del amoniaco incrementa a medida que se abre la válvula.

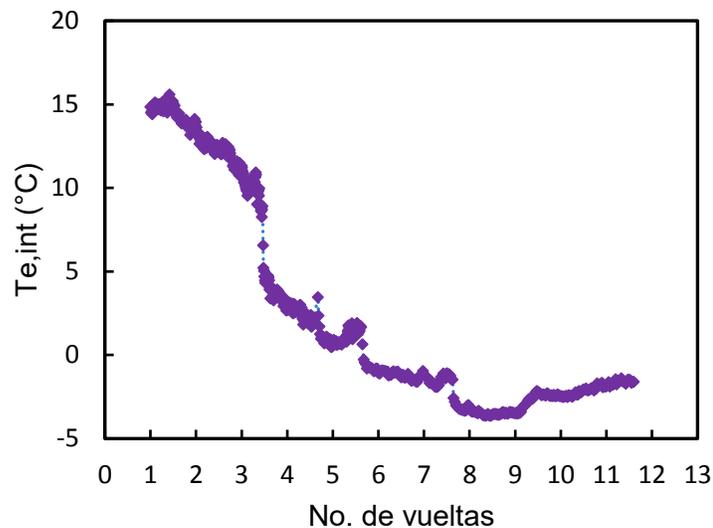


Figura 5.3: Temperaturas de evaporación en función de la apertura de la válvula de expansión

Para las condiciones de operación correspondientes a la prueba experimental reportada ($T_{g,wi} = 90^{\circ}\text{C}$ y $T_{c,wi} = 20^{\circ}\text{C}$), con una apertura de 10 vueltas de la válvula de expansión, se obtuvo una temperatura promedio del refrigerante a la salida de la válvula cercana a -2.4°C y un flujo másico promedio de 100 gramos por minuto.

En la Figura 5.4, se presenta la variación de la potencia térmica que es suministrada a la solución en el generador mientras se modifica la apertura de la válvula de expansión. Como es posible ver a través de esta figura, los requerimientos de energía térmica son mayores para mayores aperturas de la válvula. Esto puede explicarse ya que al abrir la válvula de expansión, el diferencial de presión a través de la misma se reduce; reduciendo la presión en el generador y condensador, y aumentándola en el evaporador y absorbedor. El hecho de reducir la presión en el generador manteniendo constante la temperatura, propicia que haya un incremento en la producción de refrigerante, por lo que se requiere

mayor energía para la evaporación del amoniaco, la cual es tomada del agua de calentamiento y se refleja en un aumento de la potencia interna de enfriamiento, mostrada en la Figura 5.4.

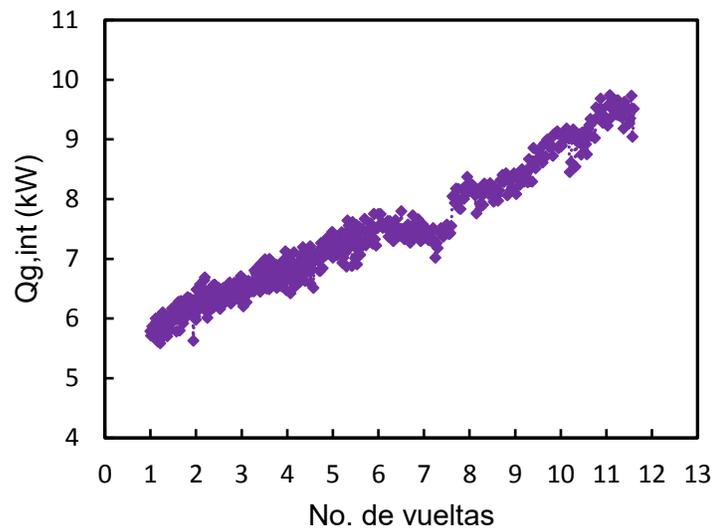


Figura 5.4 Potencia térmica interna suministrada al generador a medida que se abre la válvula de expansión

A partir del análisis de las Figuras Figura 5.2 y Figura 5.4, particularmente de las potencias de enfriamiento y generación obtenidas durante la prueba de la válvula de expansión, es posible advertir que, como lo muestra la Figura 5.5, el coeficiente de operación obtenido es bajo.

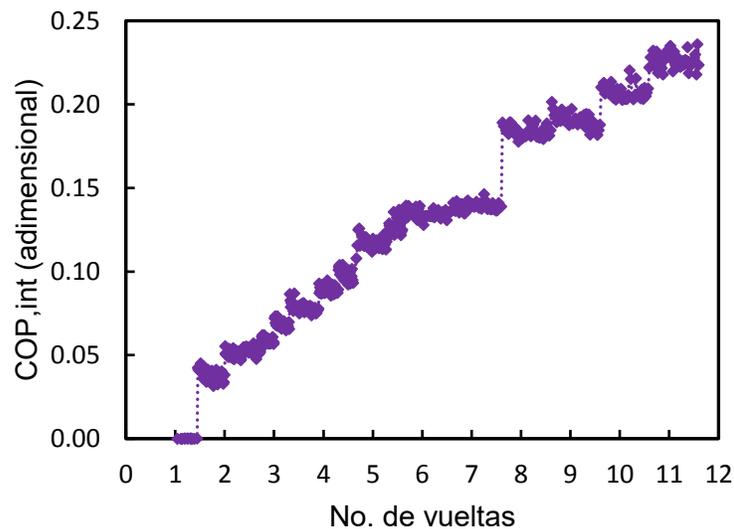


Figura 5.5 COP interno contra la apertura de la válvula de expansión

La potencia de enfriamiento y la temperatura de evaporación obtenidas con una apertura de la válvula de expansión de 10 vueltas, son atractivas para el empleo del equipo en aplicaciones de aire acondicionado, por lo que se determinó realizar las corridas experimentales de variación de temperaturas de condensación y generación con esta apertura de la válvula.

En el caso de las figuras presentadas en esta sección, se omitieron las incertidumbres de medición asociadas a los datos reportados, esto fue debido a que en estas gráficas se presentó el conjunto de datos directamente obtenidos por el sistema de adquisición, por lo que, por razones de visualización se optó por presentar las incertidumbres promedio en la Tabla 5.3.

Tabla 5.3 Incertidumbres promedio a medida que se abre la válvula de expansión

Número de vueltas	m ref (g/min)	Te,i (°C)	Qe,int (kW)	Qg,int (kW)	COP,int (adimensional)
1	± 0.010	± 0.3	± 0.010	± 0.133	± 0.001
2	± 0.012	± 0.3	± 0.015	± 0.133	± 0.003
3	± 0.019	± 0.3	± 0.025	± 0.140	± 0.004
4	± 0.034	± 0.3	± 0.045	± 0.153	± 0.006
5	± 0.048	± 0.3	± 0.064	± 0.161	± 0.009
6	± 0.053	± 0.3	± 0.070	± 0.170	± 0.009
7	± 0.056	± 0.3	± 0.073	± 0.176	± 0.009
8	± 0.080	± 0.3	± 0.105	± 0.206	± 0.013
9	± 0.085	± 0.3	± 0.111	± 0.217	± 0.013
10	± 0.107	± 0.3	± 0.140	± 0.250	± 0.015

5.3. Pruebas preliminares

Una vez determinada la apertura de la válvula de expansión, se llevaron a cabo 35 corridas experimentales, cada una con una duración aproximada de 30 minutos. Para realizar las corridas experimentales se fijó la temperatura de generación externa, así como la apertura de la válvula de expansión, mientras se varió la temperatura de condensación/absorción desde 20°C hasta 32°C, repitiendo el procedimiento para varias temperaturas de generación, las cuales vararon entre 80°C y 100°C en incrementos de 5°C. Los resultados obtenidos se muestran enseguida.

La Figura 5.6, muestra el comportamiento del flujo másico de refrigerante producido para cada corrida experimental, así como su variación a medida que la temperatura de condensación aumenta. De esta gráfica se destaca que el flujo de refrigerante producido es directamente proporcional a la temperatura de generación, e inversamente proporcional a la temperatura de condensación, como es esperado. Las incertidumbres de medición asociadas al flujo de refrigerante mostrado en la Figura 5.6 son del orden de 0.1 % del valor mostrado, por esta razón, no es posible observarlas en esta figura.

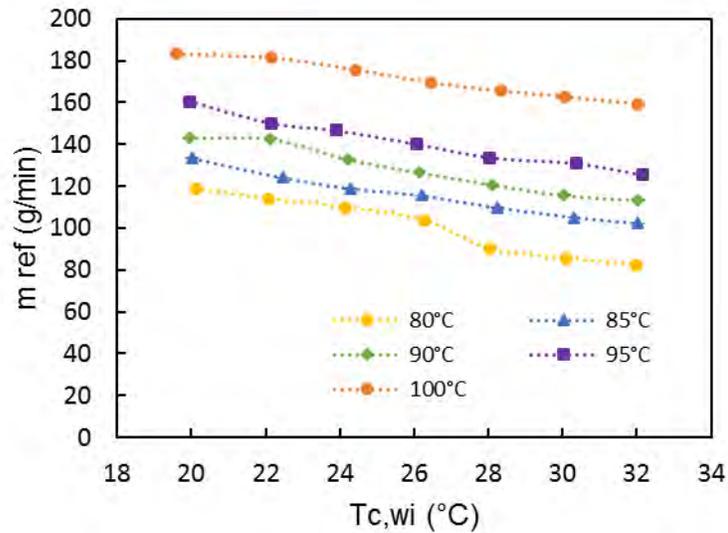


Figura 5.6: Flujo másico de refrigerante producido respecto a la temperatura de condensación

Por otro lado, en la Figura 5.7 es posible observar la variación de la temperatura de evaporación en función de la temperatura de condensación. La tendencia esperada para este parámetro es como la que presenta la prueba a 80 °C, es decir, se espera que la temperatura de evaporación ascienda a medida que se tienen mayores temperaturas de condensación y generación. Este comportamiento se observa para las demás pruebas a partir de temperaturas de condensación de 26 °C, rango en el que se tiene un crecimiento aproximadamente lineal.

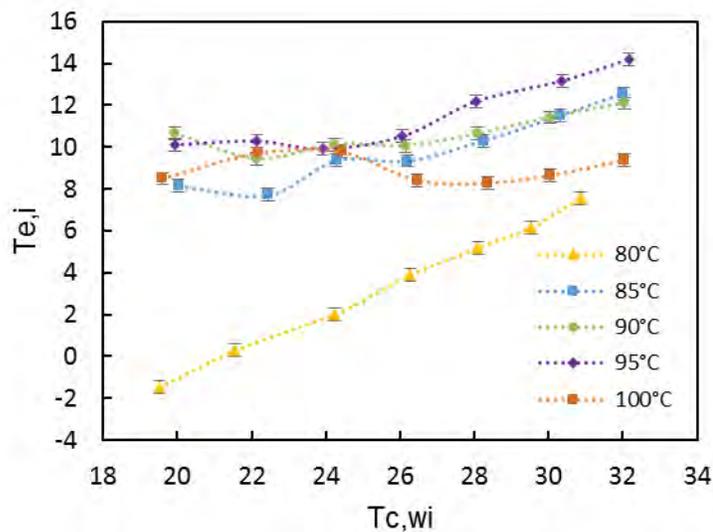


Figura 5.7: Temperatura de evaporación en función de la temperatura de condensación

Se observa en la figura anterior que a partir de una temperatura del agua de generación de 85°C se observan irregularidades en las tendencias de las curvas, especialmente a bajas temperaturas de

condensación. Estas irregularidades se deben a variaciones en el flujo de solución manejado por la bomba, el cual no se mantuvo en un valor constante a lo largo de las pruebas, este hecho indujo cambios en la presión de absorción, que a su vez determina la presión y temperatura de evaporación. Cabe mencionar que la presión de absorción afecta en distinta medida los parámetros de salida del sistema, por esta razón, las irregularidades en las tendencias son más evidentes en algunos parámetros que en otros, como es el caso de la temperatura de evaporación. Finalmente, vale la pena recordar que los resultados mostrados en esta sección son parte de las pruebas preliminares llevadas a cabo, durante las cuales se adquirió experiencia en el control de los distintos parámetros de entrada, como es el caso del flujo interno de solución.

La Figura 5.8 muestra la potencia de enfriamiento alcanzada por el sistema de absorción a distintas temperaturas de condensación y generación. En general, se observan tendencias descendentes a medida que la temperatura de condensación aumenta. También se observa que las potencias de enfriamiento crecen para las temperaturas de generación más altas, debido al aumento en la producción de refrigerante mostrado en la Figura 5.6. Además, en la Figura 5.8 se aprecia que la potencia de enfriamiento máxima se obtuvo para las mejores condiciones para la operación del sistema de enfriamiento, las cuales corresponden a una temperatura de generación igual a 100°C y una temperatura de condensación de 20°C, esta potencia alcanzó 3.6 kW; mientras que la potencia mínima fue obtenida en las condiciones menos favorables para la operación del equipo, es decir, a la temperatura de generación menor y a la temperatura de condensación más alta, 80°C y aproximadamente 31 °C, respectivamente, y fue cercana a 1.57 kW.

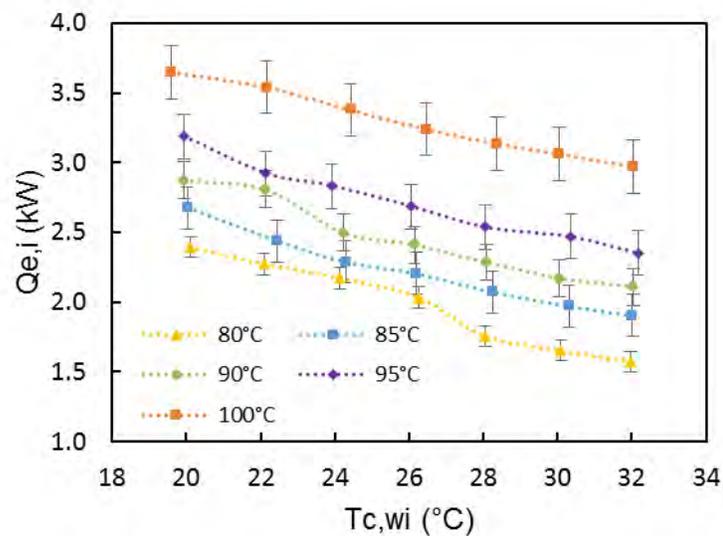


Figura 5.8: Potencias internas de enfriamiento en función de la temperatura de condensación

Por otro lado, la Figura 5.9 muestra que a medida que aumenta la temperatura de generación, la potencia térmica transferida a la solución en el generador aumenta también, esto va de acuerdo con lo observado para la producción de refrigerante y la potencia de enfriamiento, las que aumentan a medida que aumenta la temperatura de generación, como se muestra en las figuras Figura 5.6 y Figura 5.8

respectivamente; para temperaturas de condensación más altas, la potencia de generación tiende a descender ligeramente, lo cual puede ser causado por que en este caso, la solución que llega al generador proveniente del absorbedor, presenta una temperatura mayor a medida que aumenta la temperatura de condensación.

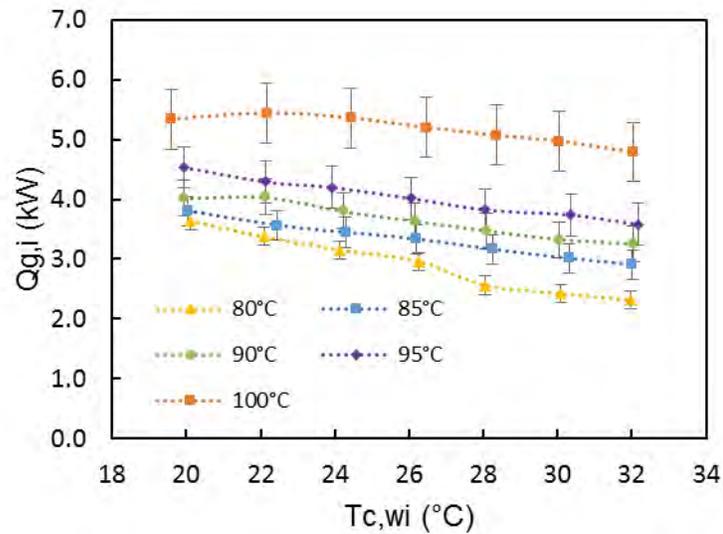


Figura 5.9 Potencia térmica interna de generación a medida que la temperatura de condensación aumenta

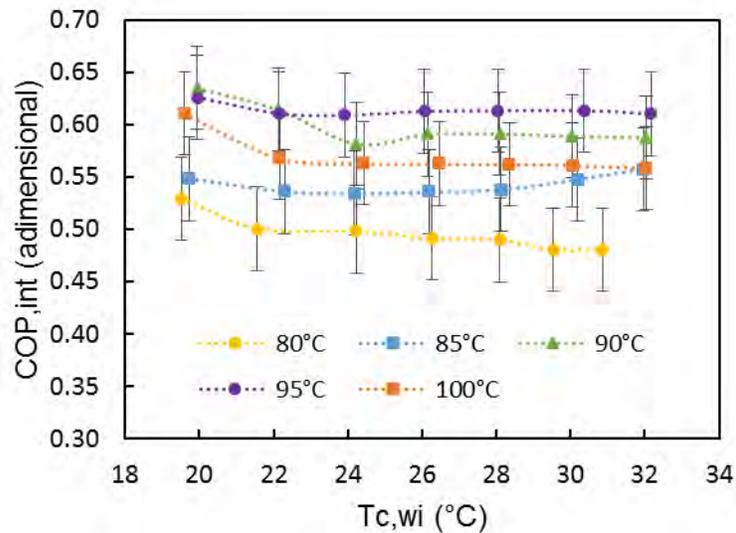


Figura 5.10: Variación del coeficiente de operación interno respecto a la temperatura de condensación

Finalmente, la Figura 5.10 muestra la variación del coeficiente de operación interno para cada temperatura de generación a medida que la temperatura de condensación cambia. De esta gráfica es posible observar que a excepción de las temperaturas de condensación a 30°C y 32°C para la curva correspondiente a 85°C de generación, en cada tendencia se observa que el coeficiente de operación se

mantiene o decrece ligeramente a medida que aumenta la temperatura de condensación. Sin embargo, para la curva de generación a 100°C, se observa que los valores promedio para el COP se encuentran entre los valores correspondientes a las curvas de 85 y 90°C. Este comportamiento se debe a que la potencia de generación requerida a estas condiciones crece en mayor proporción que la potencia de evaporación, por lo que el coeficiente de operación se ve afectado.

Es importante mencionar que durante la realización de las pruebas experimentales cuyos resultados fueron presentados en esta sección, no se tuvo control sobre el flujo de solución concentrada, ni se mantuvo constante la temperatura del agua a ser enfriada en el evaporador, por lo que no se tiene la certeza de que las tendencias obtenidas se deban exclusivamente al cambio en la temperatura de condensación. Por esta razón se decidió realizar una segunda serie de pruebas controlando ambos parámetros. La segunda serie de pruebas se presenta en la sección 5.4.

5.4. Efecto de la variación de las temperaturas de condensación y generación

La segunda serie de pruebas al igual que la primera, consistió de 35 corridas experimentales, el objetivo de esta serie de corridas fue repetir las pruebas de la serie anterior, pero en esta ocasión manteniendo constantes la temperatura del agua a ser enfriada y el flujo interno de solución, de tal forma que sea posible tener la certeza de que la respuesta del equipo obedece exclusivamente a los cambios en los parámetros controlados, en este caso, las temperaturas de condensación y generación.

El procedimiento adoptado para realizar la experimentación de la segunda serie de pruebas fue variar la temperatura de condensación desde 20 °C hasta 32 °C mientras se mantuvieron constantes: la temperatura del agua de generación, la apertura de la válvula de expansión, la temperatura del agua a ser enfriada en el evaporador y el flujo de solución concentrada. El tiempo aproximado para cada corrida experimental fue de 30 minutos. Una vez que se cumplió con la variación de la temperatura de condensación, se repitió el procedimiento, cambiando la temperatura de generación desde 80 °C hasta 100 °C con incrementos de 5 °C. Los valores de los parámetros que se mantuvieron constantes durante cada corrida experimental se muestran en la Tabla 5.4:

Tabla 5.4: Parámetros fijados durante las corridas experimentales

Parámetro	Valor
Temperatura del agua al evaporador	20 °C
Flujo de solución al generador	1 kg/min
Temperatura ambiente	25-30 °C
Temperatura del agua caliente	80-100 °C

Con la finalidad de demostrar el grado de estabilidad logrado durante las pruebas experimentales, a continuación se presentan las temperaturas registradas en los puertos de entrada y salida de los componentes principales del sistema de absorción, durante una corrida experimental típica, en este caso, correspondiente a $T_{g,wi} = 80^{\circ}C$ y $T_{c,wi} = 28^{\circ}C$. Cabe mencionar que de la Figura 5.11 a la Figura 5.14, se omitió la incertidumbre asociada a los datos presentados debido a que la escala elegida para el

eje vertical en estas figuras no permite observar con claridad las barras de incertidumbre, cuyo valor absoluto es $0.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ para los datos en las figuras mencionadas.

La Figura 5.11, muestra las temperaturas de la solución y del agua de calentamiento en su entrada y salida del generador. Es posible observar que la curva correspondiente a la corriente de agua de calentamiento a la entrada del intercambiador, presenta una ondulación que es conservada por este flujo mientras pasa a través del generador y es inducida en el flujo de solución, lo cual se observa en la curva correspondiente a $T_{g,o}$. Esta ligera ondulación se debe al comportamiento intermitente del sistema auxiliar de calentamiento, sin embargo, dadas la amplitud y frecuencia de esta ondulación, se considera que su efecto en la operación continua del sistema de enfriamiento es despreciable.

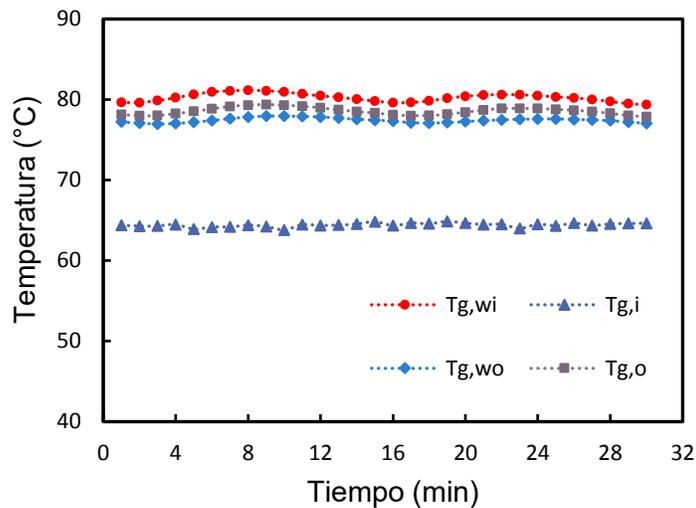


Figura 5.11 Temperaturas en el generador para una corrida experimental típica

La Figura 5.12 muestra las temperaturas correspondientes a las corrientes de agua y refrigerante en el condensador. Se observa que las ondulaciones inducidas en la mezcla solución-refrigerante a la salida del generador, no son transmitidas hacia el flujo de refrigerante que entra al condensador, por lo que se obtienen temperaturas prácticamente constantes en este componente.

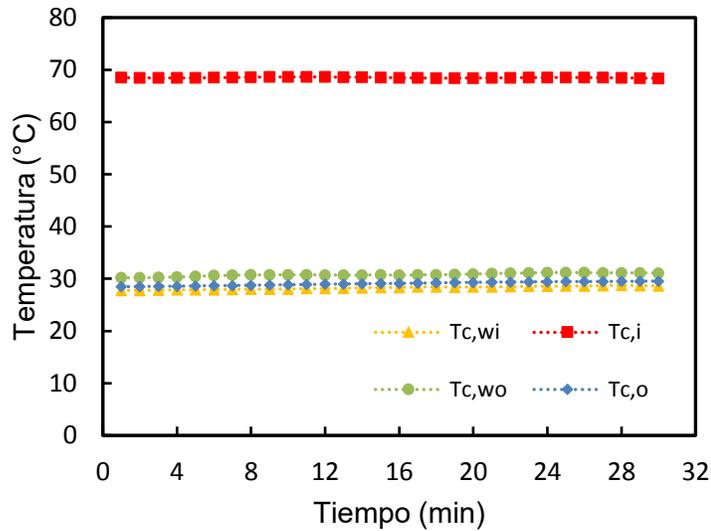


Figura 5.12 Temperaturas en el condensador para una corrida experimental típica

La Figura 5.13 muestra las temperaturas en el evaporador durante la corrida experimental. Se observa que cada curva presenta una ligera tendencia creciente, la cual se debe a un aumento en la temperatura del agua a ser enfriada. Por otro lado, se observa que las temperaturas del amoniaco presentan perturbaciones que nos son inducidas por el agua en el evaporador, por lo que es posible que dichas perturbaciones sean causadas por pequeños cambios en la presión de saturación.

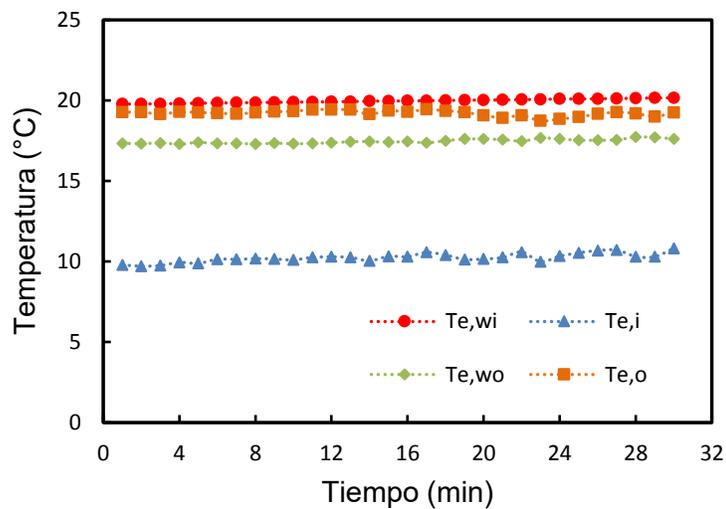


Figura 5.13 Temperaturas en el evaporador para una corrida experimental típica

Las temperaturas logradas en el absorbedor para la corrida experimental presentada se muestran en la Figura 5.14; aquí se observa que la temperatura del agua de condensación tiene una ligera tendencia ascendente que se ve reflejada en la temperatura de la solución a la salida del intercambiador. También se aprecia que el efecto de la intermitencia en la operación del chiller, no es apreciado en las temperaturas de absorción y condensación para la condición presentada, lo cual se debe a que la

temperatura ambiente (30°C en este caso) a la cual se almacena el agua auxiliar de enfriamiento, es muy cercana a la temperatura de condensación de la corrida, por lo que la intervención del *chiller*, en este caso es esporádica.

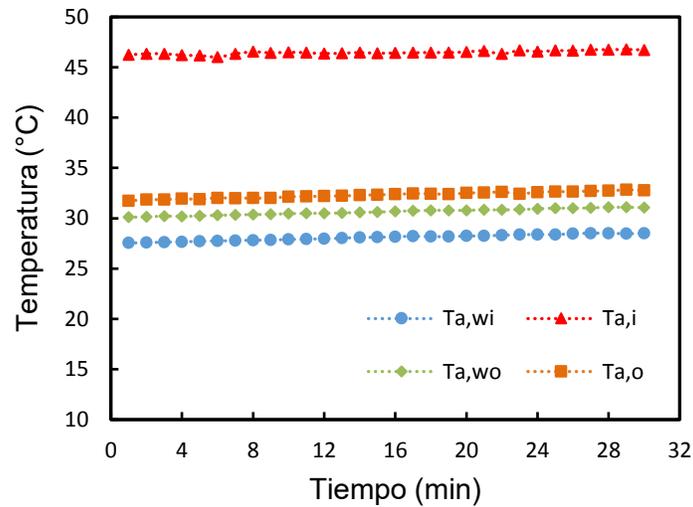


Figura 5.14 Temperaturas en el absorbedor para una corrida experimental típica

Finalmente, la Figura 5.15 muestra las temperaturas registradas en los puertos del economizador. De esta figura se aprecia que la máxima temperatura registrada corresponde a la solución diluida que proviene del generador, la cual, a su paso por el economizador reduce su temperatura de aproximadamente 77°C hasta 48°C; mientras que la solución concentrada aumenta su temperatura de 39 °C hasta 64°C, aproximadamente. Con base en estas temperaturas, se deduce que el intercambiador elegido como economizador opera con una efectividad cercana al 65%, la cual puede mejorar a medida que se tienen temperaturas de condensación-absorción menores.

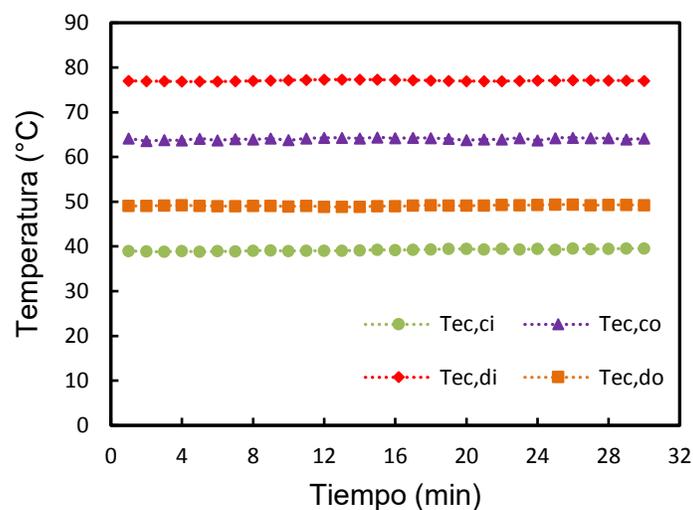


Figura 5.15 Temperaturas en el economizador para una corrida experimental típica

A continuación se analizan los efectos que tiene el cambio en las temperaturas de condensación y generación sobre los parámetros más importantes en la operación de un sistema de absorción. Cabe mencionar que durante la experimentación realizada para estas pruebas, el volumen de solución elegido se vio significativamente afectado por los cambios en la temperatura de la solución (dilatación de la solución), de tal forma que si se realizaba la prueba a la máxima temperatura de generación (100°C), se corría el riesgo de contaminación del condensador y evaporador con solución líquida, por lo que se decidió retirar solución del equipo para realizar la prueba a la máxima temperatura de generación. Sin embargo, una vez que se realizó la prueba se comprobó que el volumen total de solución en el equipo afecta significativamente el desempeño del sistema de absorción, lo cual dio origen a un estudio adicional de este efecto, que se presenta en la sección 5.6. Para las gráficas mostradas a continuación, se omitió la prueba a una $T_{g,wi} = 100^{\circ}\text{C}$, debido a la diferencia en las condiciones de operación descritas.

En la Figura 5.16 se muestra la variación de la temperatura de evaporación del refrigerante a medida que cambia $T_{c,wi}$.

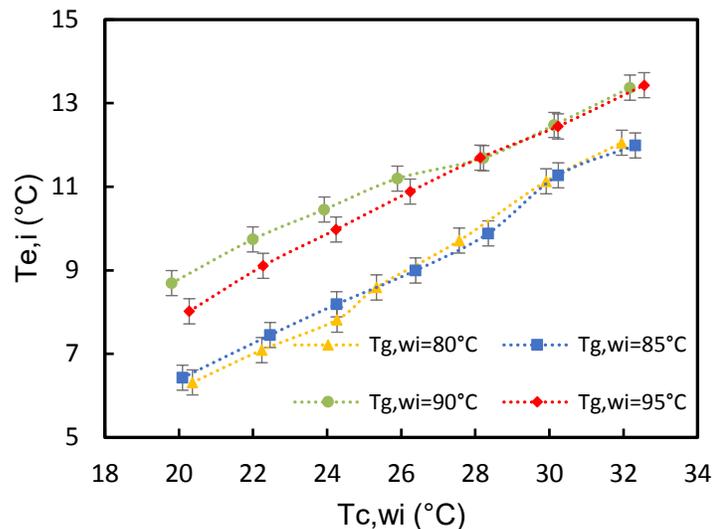


Figura 5.16: Temperatura del refrigerante a la entrada del evaporador contra la temperatura del agua de condensación

La Figura 5.16 muestra tendencias ascendentes que concuerdan con el comportamiento esperado, ya que al incrementar $T_{c,wi}$ aumenta la presión en el evaporador (ya que $T_{c,wi} = T_{a,wi}$), lo que conlleva temperaturas de evaporación mayores. Además, se muestra que para las pruebas correspondientes a 80°C y 85°C se obtienen temperaturas similares, especialmente para las primeras temperaturas de condensación; de igual forma, para las pruebas correspondientes a 90°C y 95°C se obtienen temperaturas cercanas entre sí, lo que nos lleva a deducir que las presiones de evaporación alcanzadas en estos casos fueron muy cercanas, este hecho se comprobó con los datos experimentales registrados para la presión de evaporación.

La potencia de enfriamiento efectiva, es decir, la extraída del agua en el evaporador, se grafica en la Figura 5.17 en función de la temperatura de condensación. En esta figura se observa que las potencias obtenidas a las temperaturas de generación de 85°C , 90°C y 95°C , son cercanas entre sí. La máxima

potencia externa de enfriamiento fue cercana a 2.6 kW y se obtuvo para $T_{g,wi} = 90^{\circ}\text{C}$ y $T_{c,wi} = 20^{\circ}\text{C}$. La menor potencia externa de enfriamiento estuvo alrededor de 1.6 kW y se obtuvo para $T_{g,wi} = 80^{\circ}\text{C}$ y $T_{c,wi} = 32^{\circ}\text{C}$.

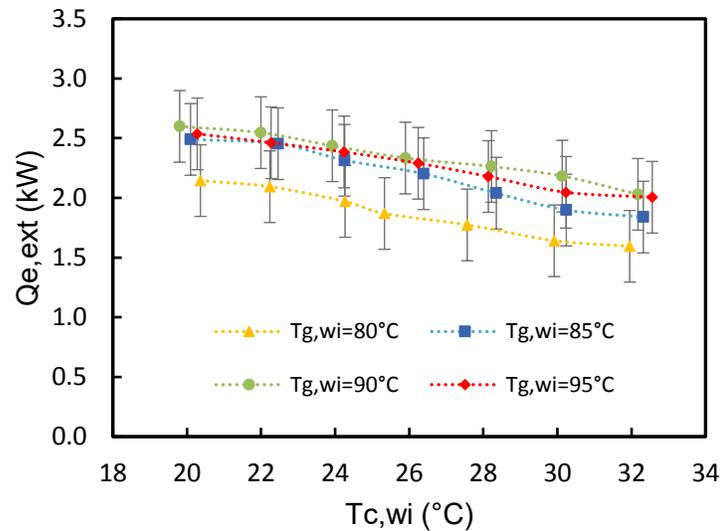


Figura 5.17: Potencia externa de enfriamiento en función de $T_{c,wi}$

La potencia térmica transferida al amoníaco en el evaporador $\dot{Q}_{e,int}$, se ve reducida a medida que aumenta $T_{c,wi}$, como es mostrado en la Figura 5.18. En esta gráfica vemos que la diferencia de la potencia térmica obtenida entre las curvas correspondientes a 90°C y 95°C es prácticamente nula, por lo que se puede concluir que resulta más conveniente operar el equipo a una temperatura del agua de generación de 90°C en lugar de 95°C . La mayor potencia interna de enfriamiento fue cercana a 3.12 kW y se obtuvo para $T_{g,wi} = 90^{\circ}\text{C}$ y $T_{c,wi} = 19.8^{\circ}\text{C}$. La menor potencia interna de enfriamiento estuvo alrededor de 1.93 kW y se obtuvo para $T_{g,wi} = 80^{\circ}\text{C}$ y $T_{c,wi} = 32.2^{\circ}\text{C}$.

Al comparar las potencias externa e interna para las condiciones más favorables ($T_{g,wi} = 90^{\circ}\text{C}$ y $T_{c,wi} = 20^{\circ}\text{C}$), se observa que hay una diferencia cercana a 0.5 kW, la cual representa alrededor del 16% de la potencia interna que no se aprovecha para reducir la temperatura del flujo de agua. En el caso menos favorable ($T_{g,wi} = 80^{\circ}\text{C}$ y $T_{c,wi} = 32^{\circ}\text{C}$) esta diferencia es aproximadamente 0.33 kW, que representa el 17% de la potencia interna. En el evaporador el calor fluye del agua al refrigerante, el hecho de que el calor recibido por el refrigerante sea mayor que el cedido por el agua, significa que parte de la energía que se transmite al refrigerante no proviene del agua, en otras palabras, es probable que haya un flujo de calor del ambiente hacia el flujo de refrigerante, por lo que es recomendable que el evaporador se aisle térmicamente para reducir esta pérdida.

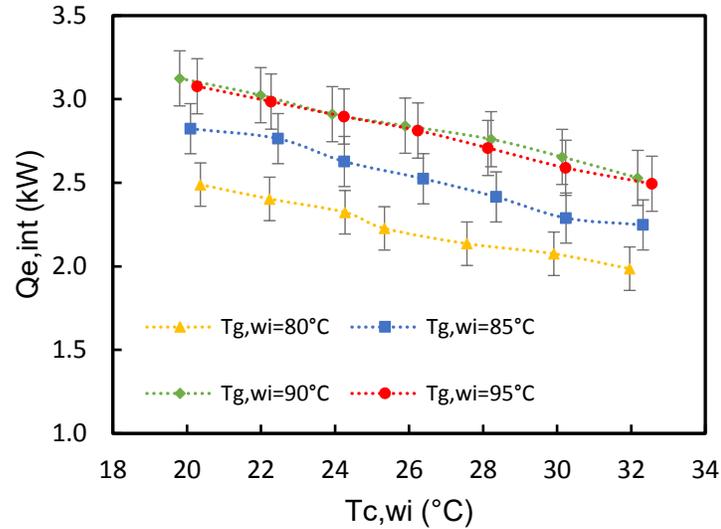


Figura 5.18: Potencia de enfriamiento interna mientras aumenta la temperatura del agua de condensación.

Al observar la Figura 5.19, se puede identificar que las curvas que describen la producción de refrigerante (\dot{m}_{ref}) tienen un comportamiento análogo al de aquellas que describen la potencia térmica de enfriamiento. En la Figura 5.19 es posible corroborar que la producción de refrigerante no crece al aumentar la temperatura de generación de 90 a 95 °C. Esto se debe a que en este punto se alcanza la máxima capacidad para producir refrigerante, es decir, para las condiciones de esta prueba, aumentar la temperatura de generación por arriba de 90°C no se verá reflejado en la producción de refrigerante. Es importante mencionar que la temperatura del refrigerante a la salida del evaporador ($T_{e,o}$) es muy cercana a la del agua a su entrada al evaporador ($T_{e,wi}$), lo que significa que el refrigerante está siendo sobrecalentado, lo que en parte es debido a que el flujo másico de refrigerante es bajo.

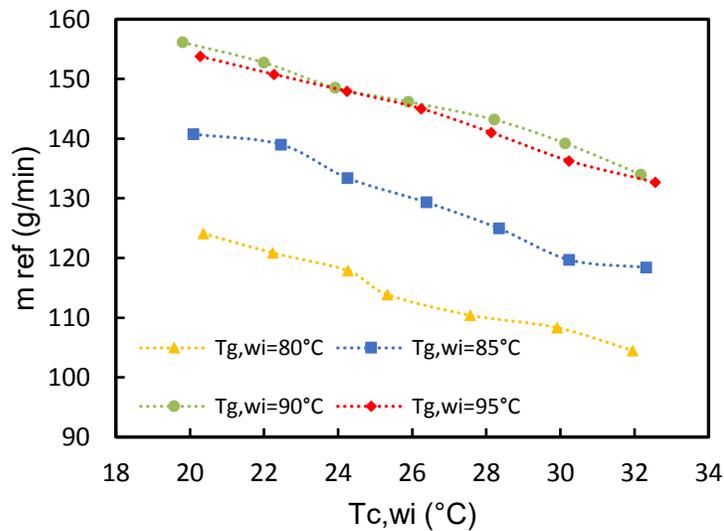


Figura 5.19: Flujo másico de refrigerante producido contra $T_{c,wi}$

En la Figura 5.20 se observa que el COP externo presenta tendencias que no siguen un orden en cuanto a la temperatura de generación. De acuerdo con la Figura 5.17, para $T_{g,wi} = 80^{\circ}\text{C}$ se obtuvo la menor potencia externa de enfriamiento, por lo que para esta condición se espera que se obtenga el COP externo más bajo. Sin embargo, el hecho de que a $T_{g,wi} = 85^{\circ}\text{C}$ se obtenga el mejor COP externo, significa que a partir de este punto, aumentar la temperatura de generación no conlleva un aumento en la producción de refrigerante en misma proporción que el aumento en la energía extraída del agua de calentamiento, por lo que el COP externo se ve reducido para estas condiciones.

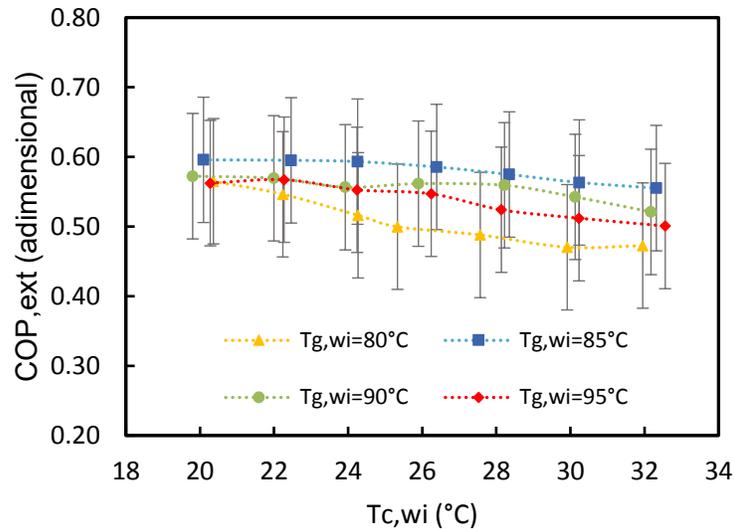


Figura 5.20: COP externo en función de $T_{c,wi}$

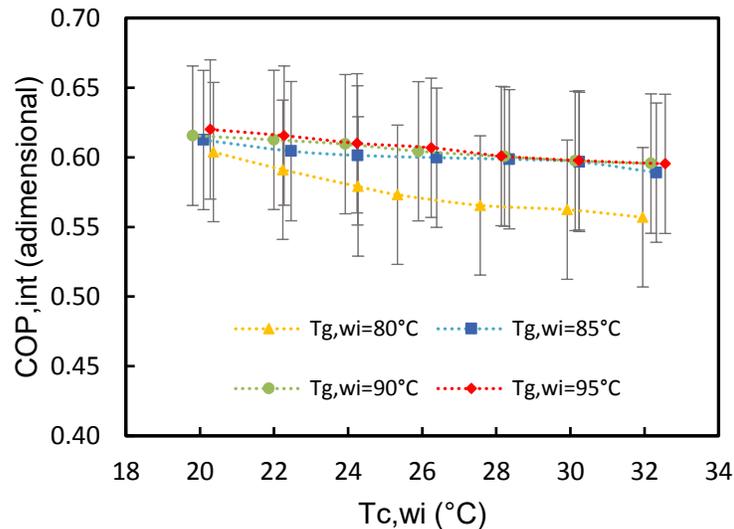


Figura 5.21: COP interno en función de $T_{c,wi}$

La Figura 5.21 muestra un comportamiento similar al observado en la Figura 5.18 y en la Figura 5.19, en el sentido en que para el coeficiente de operación interno, los valores obtenidos para las temperaturas de generación de 85°C, 90°C y 95°C son muy cercanos entre sí, y no se identifica una

diferencia significativa, salvo para la curva correspondiente a la temperatura de generación de 80°C, la cual presenta un coeficiente de operación considerablemente más bajo que las anteriores.

A partir de las figuras presentadas para los coeficientes de operación interno y externo, se puede apreciar que existen algunas diferencias en cuanto a los valores obtenidos para uno y otro, estas diferencias se deben principalmente a dos razones: la primera es de carácter experimental y se debe a las pérdidas y/o ganancias de calor entre las corrientes internas en los intercambiadores y los alrededores; la segunda razón tiene que ver con desviaciones de la realidad en el cálculo de los datos utilizados para la determinación de los coeficientes de operación, por ejemplo, para calcular algunos parámetros internos se realizaron suposiciones que implican un error, como la consideración de estados de equilibrio termodinámico implicada en el uso de las correlaciones para el cálculo de las propiedades de la solución de trabajo, o en el caso de los flujos de agua, la consideración de un calor específico constante. Sin embargo, se puede apreciar que ambos factores no afectan significativamente el cálculo de los coeficientes de operación interno y externo, ya que los valores obtenidos para ambos parámetros se aproximan en buena medida uno del otro.

5.5. Efecto de la variación de los flujos de solución concentrada

El efecto del flujo de solución manejado en un sistema de absorción sobre el desempeño del mismo depende en gran medida del diseño del equipo: particularmente de la geometría de los intercambiadores de calor y del área de transferencia considerada, ya que ambos parámetros determinan la eficiencia con la que se llevan a cabo los procesos de transferencia de calor y masa dentro del sistema de absorción. Sin embargo, determinar el flujo de solución óptimo de forma experimental conlleva un grado de dificultad considerable, ya que se presentan limitaciones importantes como lo es el control del flujo que maneja la bomba de solución. Las pruebas presentadas a continuación tuvieron el objetivo de determinar cuál es el efecto del flujo de solución concentrada enviado al generador, sobre el desempeño del sistema.

En la Figura 5.22 se presenta el efecto del flujo másico de solución concentrada sobre las potencias internas de generación y evaporación, así como sobre la producción de refrigerante. Los resultados indican que existe un efecto considerable del flujo de solución concentrada sobre el rendimiento del sistema de enfriamiento. A partir del análisis de la Figura 5.22, se observa que el flujo másico de refrigerante producido en el generador se beneficia aumentando el flujo de solución, mejorando así la potencia de enfriamiento.

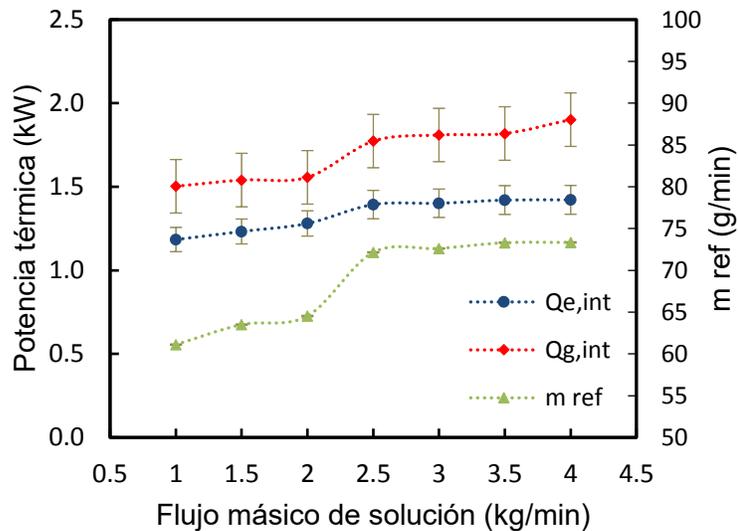


Figura 5.22 Efecto del flujo másico de solución sobre las potencias térmicas y el flujo de refrigerante

La Figura 5.22 también muestra que a medida que aumenta el flujo de la solución concentrada, la potencia de generación aumenta a una tasa ligeramente mayor que la potencia de enfriamiento, por lo que el coeficiente de operación mostrado en la Figura 5.23, se ve afectado adversamente.

Una vez que se notó este efecto, el análisis se amplió mediante la realización de una nueva serie de pruebas. Esta serie se ejecutó a diferentes condiciones de operación, que incluyeron la variación de la temperatura de generación, la concentración de solución y el volumen de solución en el sistema. Los valores de los parámetros que cambiaron en esta serie de pruebas se muestran en la Tabla 5.5. Durante cada prueba los parámetros que se mantuvieron constantes, a excepción del flujo másico de la solución concentrada, que varió en el rango de 1 kg/min a 5 kg/min.

A lo largo de este capítulo se puede observar que las magnitudes de las barras de incertidumbre asociadas a los datos presentados en las gráficas son considerablemente significativas, esto se debe a las incertidumbres asociadas a los instrumentos de medición, particularmente a los sensores de temperatura, las cuales son especialmente grandes en los casos en que se tienen pequeñas diferencias de temperatura en las corrientes de fluido a la entrada y salida de los componentes, como es el caso del flujo de agua a través del evaporador. Estos valores de incertidumbre son propagados a través de los cálculos realizados, y a pesar de tener una magnitud significativa, se considera necesaria la presentación de esta en las gráficas de tendencias.

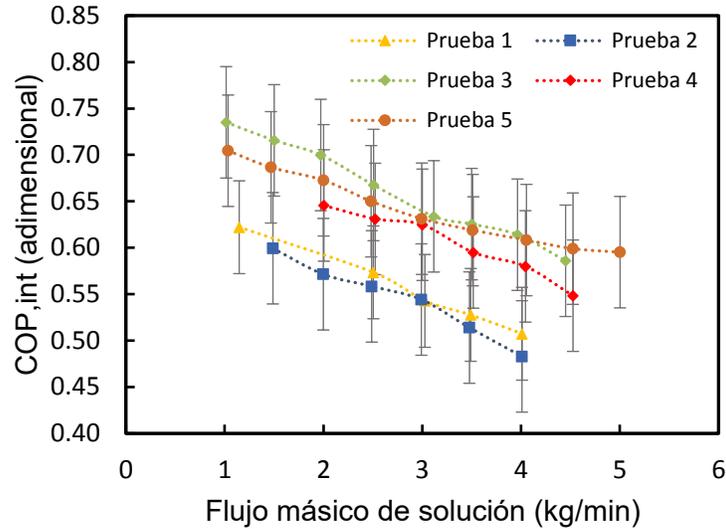


Figura 5.23 Influencia del flujo másico de solución sobre el COP interno para pruebas a distintas condiciones

Es importante resaltar que para las pruebas mostradas en la Figura 5.23, el hecho de incrementar el flujo de solución concentrada resulta en detrimento del COP interno, sin importar las diferencias mostradas en la Tabla 5.5, que principalmente radican en la temperatura de generación, así como en la concentración y el volumen total de la solución en el equipo.

Tabla 5.5 Condiciones para las pruebas de flujo de solución concentrada

Prueba	Concentración (%)	Volumen de solución (litros)	Tg,wi (°C)
1	51.7	9.3	80
2	51.8	9	85
3	52.4	9	80
4	53.5	9	85
5	53.1	9	80

Los resultados mostrados en la Figura 5.23 presentan tendencias lógicas, ya que los bajos flujos de solución están ligados con mayores tiempos de residencia de la solución en los intercambiadores, lo que permite que los procesos de absorción y desorción sean ejecutados con mayor eficiencia. Sin embargo, aunque el COP interno es mejor para los flujos de solución más bajos, la potencia de enfriamiento es disminuida con el flujo de solución, de tal forma que operar el equipo de absorción con flujos de solución menores a 1 kg/min no es atractivo desde el punto de vista de la potencia de enfriamiento.

La Figura 5.24 muestra el efecto del flujo de solución sobre la relación de flujo para las pruebas presentadas en la Figura 5.23. Cabe recordar que menores relaciones de flujo significan mejores tasas de producción de refrigerante, y por lo tanto, representan un mayor potencial de enfriamiento.

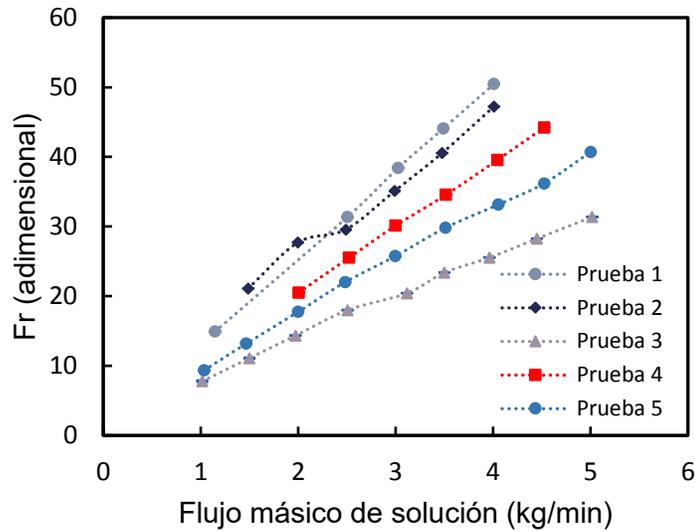


Figura 5.24 Relación de flujo en función del flujo másico de solución

El hecho de que la relación de flujo incremente con el incremento del flujo de solución, significa que la cantidad de refrigerante producido no aumenta en la misma proporción que el flujo de solución, lo cual es normal debido a que cuando se produce refrigerante, la concentración de la solución se reduce, y a medida que la concentración disminuye, las condiciones para desorber el refrigerante de la solución no son las mismas. Por otro lado, en la Figura 5.24 se observa que la pendiente de las curvas presentadas es distinta para cada condición, lo que hace evidente que hay al menos un factor independiente del flujo de solución que afecta la pendiente de estas curvas.

Al analizar los resultados de las pruebas del flujo de solución concentrada, se concluye que si bien se espera que la relación de flujo incremente mientras aumenta el flujo de solución, la medida en la que la relación de flujo incrementa depende de factores independientes del flujo de solución, entre los que pueden encontrarse el volumen y la concentración de la solución en el sistema de absorción, así como la temperatura de generación. Para la elección del flujo de solución adecuado, es necesario ponderar la potencia de enfriamiento deseada, así como el coeficiente de operación que el sistema puede ofrecer.

5.6. Efecto del volumen total de solución en el equipo

Para realizar las pruebas experimentales reportadas en la sección 5.4, se determinó un volumen crítico de solución basado en el volumen conocido de los intercambiadores de calor, las tuberías relevantes y los tanques de separación y mezclado. El volumen crítico calculado fue de 9 litros. Este volumen crítico consideró que independientemente de las condiciones de operación del equipo de enfriamiento, el generador, el absorbedor y el intercambiador de calor de solución siempre se mantuvieran con niveles de solución mínimos que garantizaran que los procesos de desorción y absorción se llevaran a cabo según lo considerado en la fase de diseño del equipo de enfriamiento. Sin

embargo, durante el barrido de las condiciones de operación, se observó que el efecto de la expansión térmica en el volumen de la solución en el sistema y en el rendimiento del equipo de enfriamiento era significativo, por esta razón se llevó a cabo una nueva serie de pruebas experimentales para determinar el volumen adecuado de solución para operar el sistema de absorción.

La nueva serie de pruebas consistió en utilizar tres volúmenes de solución diferentes, en cada caso se varió la temperatura del agua de generación mientras los demás parámetros se mantuvieron constantes. Los valores de dichos parámetros se presentan en la Tabla 5.6.

Tabla 5.6 Parámetros durante las pruebas de volumen de solución

Parámetro	Valor
$T_{c,wi}/T_{a,wi}$	20°C
$T_{e,wi}$	20°C
$\dot{m}_{c,w}/\dot{m}_{a,w}$	0.2 kg/s
$\dot{m}_{g,w}$	0.25 kg/s
$\dot{m}_{e,w}$	0.183 kg/s
Apertura de la Válvula de expansión	10 vueltas
\dot{m}_{conc}	0.04 kg/s
X	56%

En la Figura 5.25, se demuestra que la potencia de enfriamiento interna en el evaporador está fuertemente influenciada por el volumen de solución en el sistema de enfriamiento. Como se indicó anteriormente, el volumen mínimo es el volumen crítico determinado por el volumen conocido de los componentes utilizados en el sistema. El volumen crítico (9 litros) fue el volumen de solución utilizado para realizar las pruebas presentadas en la sección 5.4. La diferencia entre cada volumen de solución presentada en esta sección fue de 300 mL. La Figura 5.25 muestra que un aumento de 300 mililitros en el volumen crítico tiene un beneficio en términos de potencia de enfriamiento, pero un aumento de 600 ml resulta en detrimento de la misma.

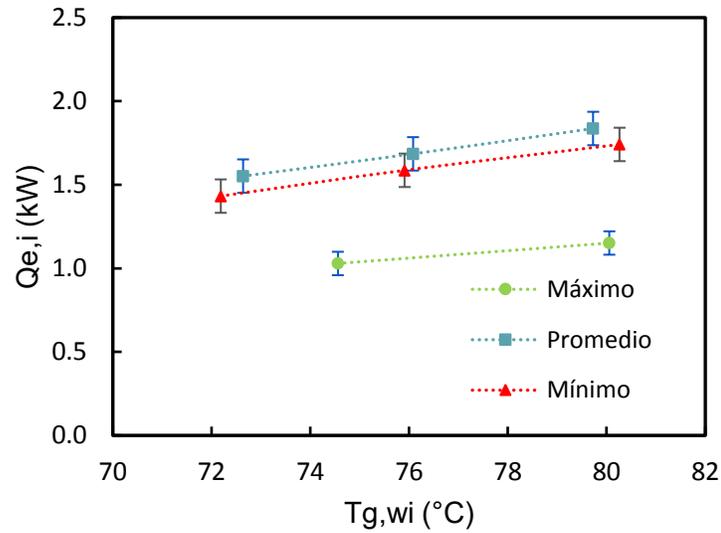


Figura 5.25 Potencia de enfriamiento en función de la temperatura de generación

Este efecto podría explicarse mediante el concepto de un “volumen óptimo” que, en este caso, y para las condiciones especificadas en la Tabla 5.6, es cercano al volumen promedio. Cuando el volumen de la fase líquida de solución supera el volumen óptimo, el espacio destinado a la fase de vapor en el sistema disminuye, lo que resulta en un aumento de la presión del sistema, presentado en la Figura 5.26. Como consecuencia, la temperatura de saturación del refrigerante aumenta, como se muestra en la Figura 5.27, disminuyendo la producción de refrigerante y la potencia de enfriamiento.

La Figura 5.26 muestra que los incrementos de 300 mililitros y 600 mililitros en el volumen de la solución con respecto al volumen crítico calculado (9 litros) producen ligeros aumentos en la presión del generador, los cuales son proporcionales al volumen de solución considerado.

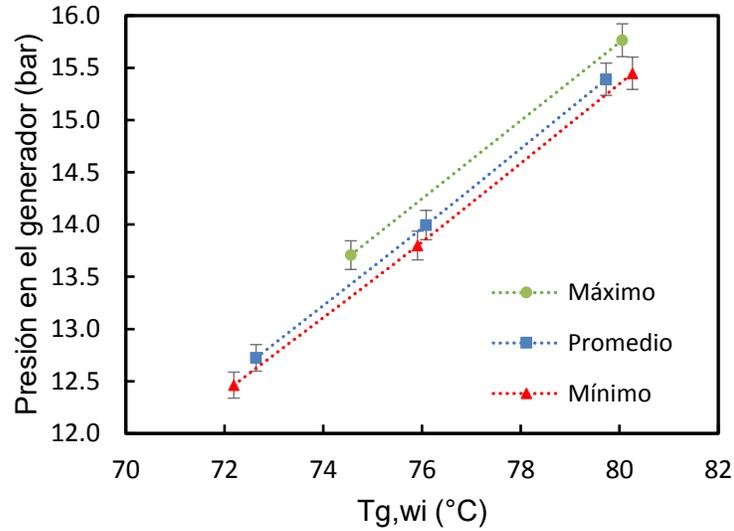


Figura 5.26 Presión en el generador para cada volumen de solución a distintas Tg,wi

La Figura 5.27 también muestra el efecto del volumen de la solución sobre la temperatura de evaporación. Como se muestra, cuando el volumen aumenta del valor mínimo al valor promedio, solo hay un ligero aumento en la temperatura de evaporación, pero un aumento del volumen promedio al volumen máximo da como resultado una pérdida significativa en el potencial de transferencia de calor. Esto podría indicar que el volumen óptimo se encuentra entre el volumen promedio y el volumen máximo.

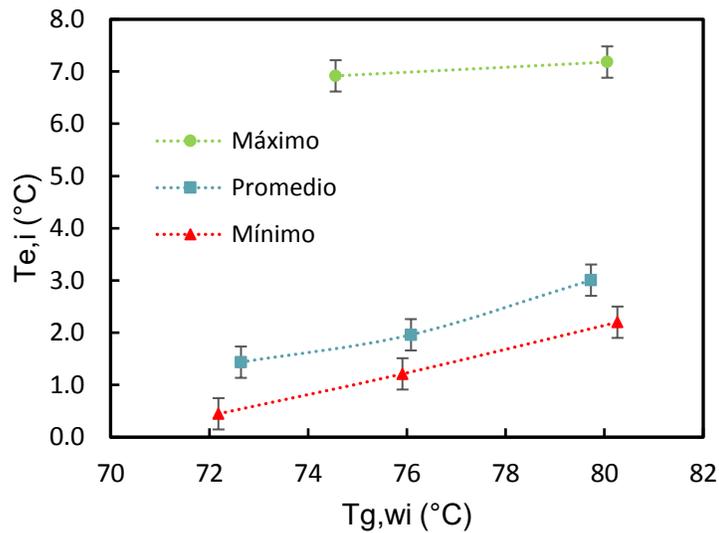


Figura 5.27 Temperatura de evaporación en función de la temperatura de generación

En cuanto a la potencia térmica en el generador, se encontraron tendencias similares a las presentadas en el evaporador. Es decir, el volumen de solución máximo requiere la potencia térmica más baja y, a pesar del efecto del volumen de la solución en la potencia de enfriamiento, el coeficiente de operación interno mantiene una relación directa con el volumen de solución en el sistema, como se muestra en la Figura 5.28, donde el volumen máximo de solución da como resultado el valor más grande para el coeficiente de operación interno.

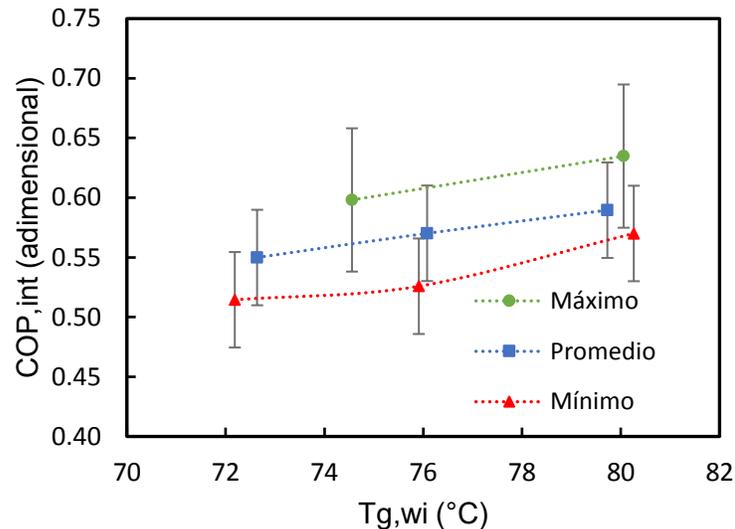


Figura 5.28 COP interno en función de las temperaturas de generación

5.7. Conclusiones de la operación del sistema de enfriamiento con la mezcla $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$

Del análisis realizado con esta mezcla sobre el efecto de las temperaturas de generación y condensación, se encontró que la potencia de enfriamiento y el COP disminuyeron con el aumento de la temperatura de condensación y aumentaron con el incremento de la temperatura de generación, como era esperado. El sistema alcanzó una potencia de enfriamiento aproximadamente de 3.1 kW, temperaturas de enfriamiento de 6°C y un coeficiente de operación interno de aproximadamente 0.62.

A partir del estudio paramétrico del volumen de la solución en el sistema, se encontró que la potencia de enfriamiento y el COP variaron considerablemente con el volumen de la solución. Se estableció el concepto de volumen de solución óptimo, que se basa en la potencia de enfriamiento lograda por el sistema de absorción. Además, se propuso una metodología experimental para aproximar el volumen de la solución dentro de un sistema de enfriamiento de absorción experimental al volumen de solución óptimo.

Por otro lado, se demostró que la tasa de flujo másico de la solución afecta significativamente la potencia de enfriamiento, ya que ésta podría incrementarse hasta un 20.3% con el incremento

del flujo másico de 1 a 4 k/min. Sin embargo, se demostró que el COP disminuye con el incremento del flujo de solución.

En cuanto a la apertura de la válvula de expansión, se demostró que la potencia de enfriamiento y el COP aumentan con la apertura de la válvula. La potencia de enfriamiento varió de 0.28 kW a 2.29 kW, mientras que el COP varió de 0.032 a 0.23 para las condiciones de prueba correspondientes.

Capítulo 6 RESULTADOS DE LA EVALUACIÓN CON LA MEZCLA AMONIACO-AGUA

En el presente capítulo se resumen los resultados de la evaluación experimental del sistema de absorción propuesto operando con el par de trabajo amoniaco-agua. Aunque en la literatura han sido establecidas algunas de las principales diferencias que existen entre las mezclas $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ y $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, resulta de conveniencia poder conocer el desempeño experimental de un equipo cuando funciona en condiciones de operación similares pero con mezclas de trabajo distintas.

En primer lugar se describe el diseño de la experimentación que se siguió al llevar a cabo las pruebas en el laboratorio, así como las principales diferencias entre la experimentación con la mezcla $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ y la experimentación con la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$; posteriormente se describe un par de descubrimientos importantes sobre el desempeño del sistema de absorción con la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, los cuales fueron encontrados durante algunas pruebas preliminares; enseguida se presentan algunas gráficas que demuestran la estabilidad lograda durante la operación del sistema de enfriamiento y la duración del estado estacionario; finalmente se presentan los resultados de los análisis paramétricos que describen los efectos que la variación de las temperaturas de generación y condensación, así como la apertura de la válvula de expansión tienen sobre el desempeño del sistema de enfriamiento.

Al igual que se realizó para presentar los resultados de la evaluación con la mezcla $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$, en este capítulo se utilizan curvas de desempeño para mostrar el efecto del cambio en un parámetro de entrada sobre un parámetro de salida. En este capítulo también se incluyeron las incertidumbres asociadas a los datos presentados en la mayoría de las gráficas, salvo en aquellas en las que la escala seleccionada para presentar los datos no permite la percepción clara de las barras de incertidumbre o en el caso de las gráficas en las que no se presentan valores promedio sino una serie de datos directamente reportados por el sistema de adquisición; en ambos casos, al igual que en el capítulo 5, los valores de incertidumbres son indicados en la descripción de cada gráfica.

Los datos presentados a continuación son el resultado de 60 corridas experimentales obtenidas en distintas series, durante las cuales, el sistema de enfriamiento mostró buena estabilidad de operación; para cada corrida experimental reportada se obtuvieron condiciones de estado estacionario, cada uno de los cuales se mantuvo durante un periodo mínimo de 20 minutos.

Las secciones en las que se divide el presente capítulo se enlistan enseguida:

- 6.1. Diseño de la experimentación
- 6.2. Pruebas Preliminares
- 6.3. Estabilidad Del Sistema De Enfriamiento
- 6.4. Análisis Paramétrico De Las Temperaturas De Generación Y Condensación
- 6.5. Análisis De La Válvula De Expansión
- 6.6. Operación del sistema de enfriamiento con energía solar

6.1. Diseño de la experimentación

Debido a que una de las principales desventajas del ciclo de enfriamiento con la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ es que requiere de una temperatura de activación más alta que la requerida por el ciclo operado con la mezcla $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$, para la evaluación del equipo con la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ en cada serie de corridas el parámetro variado fue la temperatura del agua de calentamiento, la cual se cambió en un rango entre los 85°C y los 105°C en intervalos de aproximadamente 1.2°C ; de tal forma que la diferencia entre cada serie de corridas experimentales fue la temperatura del agua de condensación, la cual se cambió entre los 20°C y los 32°C con incrementos de 2°C . La ventaja de mantener una temperatura de condensación constante mientras se cambia la temperatura de generación, radica en que de esta forma se encuentran experimentalmente las temperaturas mínimas del agua de generación a las cuales comienza a operar el sistema de enfriamiento para cada temperatura de condensación.

Con el objetivo de realizar la evaluación del equipo con la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ en condiciones lo más parecidas a las consideradas durante la evaluación del equipo con la mezcla $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$, los flujos máscicos para el agua de generación, condensación, enfriamiento del absorbedor y agua a ser enfriada en el evaporador, se mantuvieron en los valores considerados para la mezcla $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$. Sin embargo, debido a las diferencias en las temperaturas de activación de los ciclos, el rango de temperaturas del agua de generación se desplazó 5°C , siendo la temperatura mínima igual a 85°C mientras que la temperatura del agua de generación máxima fue 105°C .

Con base en la experiencia obtenida de la evaluación previa del equipo, el protocolo de arranque de las pruebas experimentales consistió a grandes rasgos en comunicar los componentes del sistema, circular la solución para absorber el vapor excedente almacenado en condensador y evaporador, para posteriormente continuar con el calentamiento gradual del flujo de agua y la solución circulando en el generador. En cuanto a la concentración de la mezcla, se determinó que con la finalidad de evitar altas presiones en el generador y condensador, la concentración de amoníaco en masa fuera 38% para la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$. Los parámetros de entrada que se mantuvieron constantes durante la evaluación del equipo de absorción con la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, se muestran en la Tabla 6.1.

Tabla 6.1 Parámetros de entrada mantenidos durante la evaluación del sistema con la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$

Parámetro de entrada	Valor
Temperatura de suministro del agua de condensación/absorción	$20^\circ\text{C} - 32^\circ\text{C}$
Temperatura de suministro del agua de generación	$85^\circ\text{C} - 105^\circ\text{C}$
Temperatura de suministro del agua enfriada	20°C
Flujo máscico de suministro del agua de condensación/absorción	12 kg/min
Flujo máscico de suministro del agua de generación	16 kg/min
Flujo máscico de suministro del agua enfriada	10 kg/min
Apertura de la válvula de expansión	10 vueltas
Flujo de solución concentrada	1 kg/min
Concentración inicial de la mezcla (porcentaje en masa de refrigerante)	38%

6.2. Pruebas preliminares

Con la finalidad de conocer la respuesta y el desempeño del sistema de absorción con la mezcla de trabajo amoniaco-agua se llevó a cabo un par de pruebas preliminares. Las principales observaciones hechas a partir de estas pruebas se muestran a continuación.

Como se mencionó previamente, el equipo auxiliar del agua que es enfriada consta de un tanque de almacenamiento, desde el cual se circula agua hasta el evaporador, el agua fría retorna al tanque y se mezcla con el agua almacenada reduciendo su temperatura, si se desea mantener la temperatura del agua constante es necesario activar una resistencia eléctrica, que compense la energía térmica extraída en el evaporador. Durante una de las pruebas preliminares se permitió que el sistema enfriara el agua contenida en el tanque de almacenamiento sin operar la resistencia eléctrica del sistema auxiliar, es decir, sin mantener la temperatura del agua en un valor específico, al mismo tiempo que se incrementó la temperatura del agua de generación.

Analizar la operación del equipo en las condiciones descritas tiene relevancia ya que el hecho de que el agua que se desea enfriar se encuentre a una baja temperatura afecta el desempeño del equipo de absorción, debido a que se reduce el potencial para la transferencia de calor en el evaporador ($T_{e,wi} - T_{e,i}$). En la Figura 6.1 se grafican los coeficientes de operación y la temperatura del agua de calentamiento a medida que cambia la temperatura del agua que es enfriada por el equipo.

Al analizar la Figura 6.1 se deben establecer los siguientes puntos:

- El orden de los datos en el eje horizontal sigue el orden descendente que tuvo la temperatura del agua que se enfría durante la prueba.
- Los cambios en la temperatura del agua que se enfría y la temperatura del agua de generación son independientes uno del otro.
- El coeficiente de operación interno es mayor que el externo, de acuerdo con el comportamiento esperado.
- Entre el inicio y el final de la prueba citada, $T_{g,wi}$ tuvo un incremento cercano a 10.5°C, mientras que $T_{e,wi}$ sufrió un descenso de aproximadamente 12°C.
- $T_{e,wi}$ tuvo un valor de 23°C cuando el equipo de absorción comenzó a operar en forma estacionaria, y finalizó en 7.5°C al finalizar la prueba, que tuvo una duración de 5 horas.
- Durante la prueba, la potencia externa de enfriamiento promedio fue cercana a 1.4 kW.

En la Figura 6.1 se observa que durante la prueba experimental el COP interno presentó una ligera tendencia creciente, lo cual indica que el efecto de incrementar $T_{g,wi}$ tiene mayor influencia sobre el COP interno que el hecho de reducir $T_{e,wi}$. Por otro lado, la curva correspondiente al COP externo sufre un descenso, lo cual indica que este parámetro es más sensible a $T_{e,wi}$ que a $T_{g,wi}$.

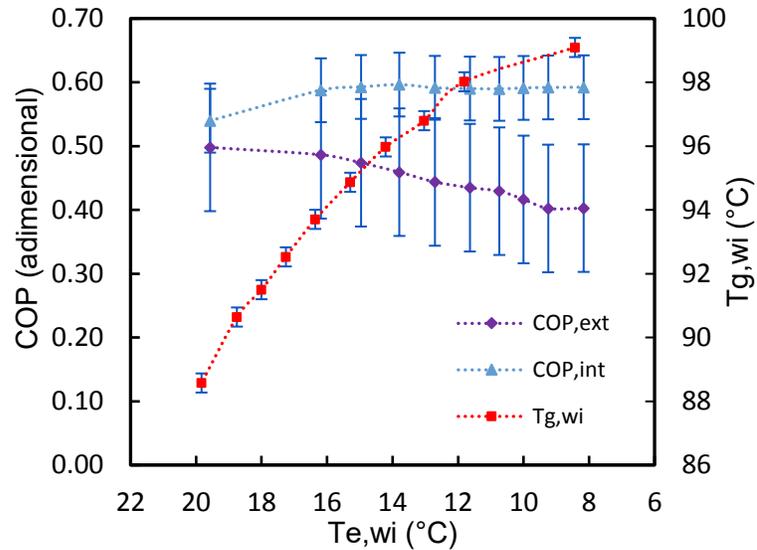


Figura 6.1 Coeficientes de operación y temperatura de generación mientras cambia $T_{e,wi}$

Además del efecto de las temperaturas de las corrientes de agua de generación y agua a ser enfriada sobre el desempeño del sistema de enfriamiento, en la Figura 6.2 se muestra que $T_{g,wi}$ afecta significativamente la estabilidad en la producción de refrigerante del equipo de absorción. La Figura 6.2 presenta la producción de refrigerante durante la prueba preliminar en función de las temperaturas de generación consideradas. Se observa que durante la primera parte de la prueba ($T_{g,wi} = 85^{\circ}\text{C} - 91.5^{\circ}\text{C}$) la producción de refrigerante presenta una tendencia creciente con $T_{g,wi}$ pero no hay un flujo continuo de refrigerante, sin embargo, para la segunda parte de la prueba ($T_{g,wi} = 92.5^{\circ}\text{C} - 99^{\circ}\text{C}$) la producción de refrigerante se mantiene constante y se logra su estabilización mediante el aumento de la temperatura de generación. Este hecho hace evidente la existencia de una $T_{g,wi}$ mínima requerida para la estabilización de la producción de refrigerante, la cual puede ser denominada como $T_{g,est}$ y puede ser determinada graficando el flujo de refrigerante como en la Figura 6.2

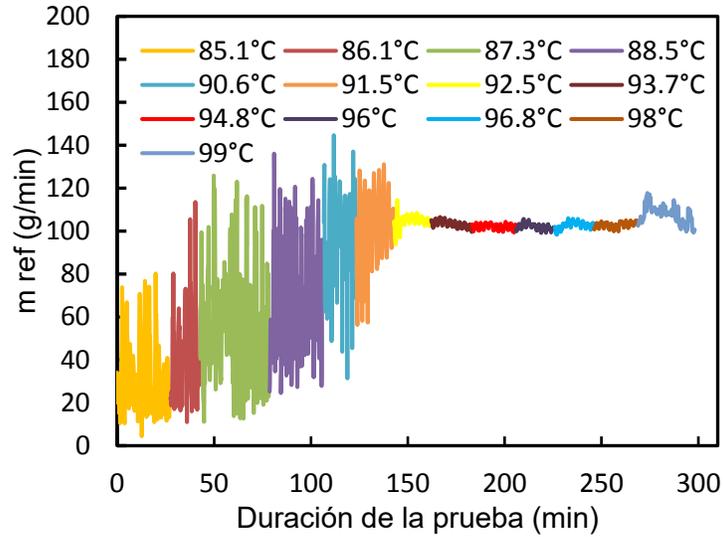


Figura 6.2 Comportamiento del flujo de refrigerante al cambiar la temperatura de generación

El valor del parámetro definido como $T_{g,est}$ puede depender de uno o más parámetros del sistema, para conocer los factores que definen esta temperatura se tendría que evaluar el sistema modificando un parámetro a la vez y analizar los resultados. Aunque la determinación de esta temperatura no es el objetivo de la evaluación del equipo de absorción, con base en las pruebas realizadas se encontró que la temperatura del agua de enfriamiento puede afectar el valor en el que se estabiliza la producción de refrigerante. La Figura 6.3, muestra los datos obtenidos durante una segunda prueba preliminar realizada a las mismas condiciones que la anterior, a excepción de la temperatura del agua a ser enfriada, la cual se mantuvo en 20°C.

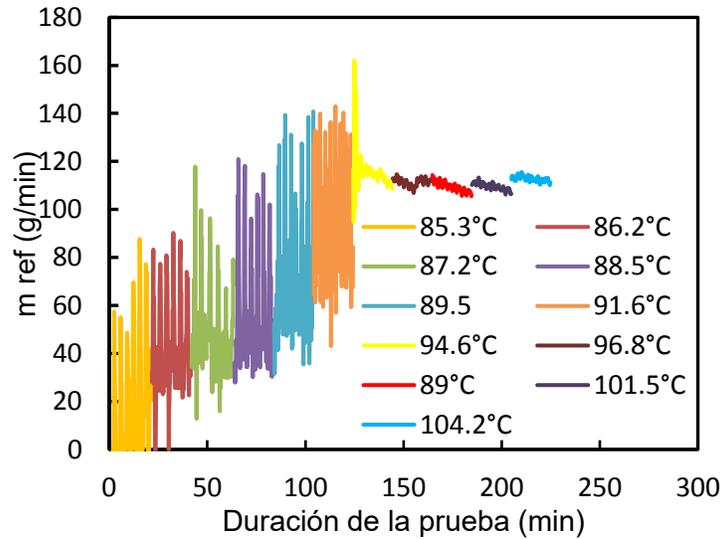


Figura 6.3 Comportamiento del flujo de refrigerante al cambiar la temperatura de generación

A partir del análisis de la Figura 6.2 y de la Figura 6.3, se puede concluir que para los mismos parámetros de entrada del sistema de enfriamiento a excepción de la temperatura del agua a ser enfriada, la cual en una prueba varió de 23°C a 7.5°C mientras que en otra se mantuvo alrededor de 20°C, la temperatura a la cual se logró la estabilización en la producción del refrigerante, pasó de 92.5°C a 94.5°C.

6.3. Estabilidad del sistema de enfriamiento

Los datos mostrados de la Figura 6.4 a la Figura 6.8 corresponden a la corrida experimental llevada a cabo a una temperatura del agua de generación de 95°C y una temperatura del agua de condensación de 24°C. En las figuras citadas se muestran las temperaturas observadas en las entradas y salidas de los principales componentes del sistema. Los datos presentados en estas figuras son medidos directamente por el sistema de adquisición utilizado y son presentados en función del tiempo que duró la corrida experimental, debido a esto y para presentar la información deseada en forma clara, para los casos de estabilidad en los componentes se omitieron las barras de incertidumbre en estas figuras, las cuales tienen una magnitud de $\pm 0.3^\circ\text{C}$.

La Figura 6.4 muestra las temperaturas medidas en cada uno de los puertos del generador durante la corrida experimental.

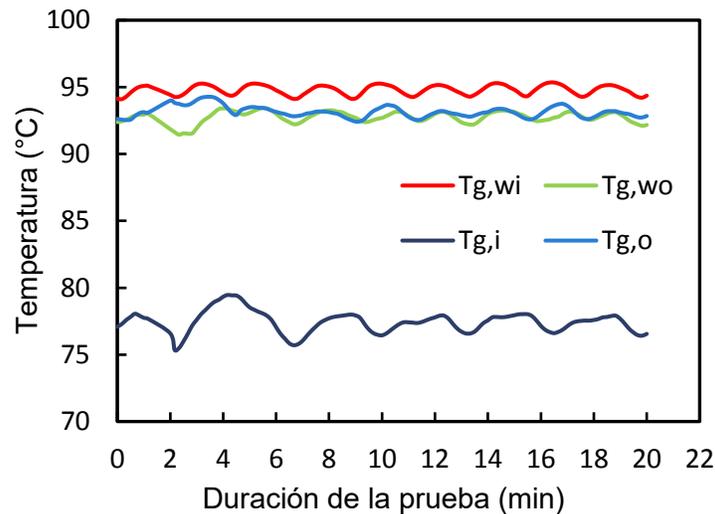


Figura 6.4 Perfiles de temperatura en los puertos de entrada y salida del generador para una corrida experimental típica

De la Figura 6.4, se puede observar que existen ligeras perturbaciones en los perfiles de temperaturas, las cuales son ocasionadas por la intermitencia del sistema auxiliar de calentamiento. También, se puede percibir que la diferencia entre las temperaturas entre la entrada y la salida del agua es mínima, lo cual sugiere que el flujo de agua caliente utilizado es adecuado para mantener constante la temperatura de suministro de calor; además, se observa que la diferencia entre las temperaturas a la

entrada del agua de calentamiento ($T_{g,wi}$) y la salida de la mezcla bifásica ($T_{g,o}$) es muy cercana, por lo que se concluye que el PHE utilizado como generador opera con una eficiencia adecuada para las condiciones típicas de un generador en un sistema de absorción.

En la Figura 6.5 se grafican los perfiles de temperatura medidos en los puertos del PHE utilizado como absorbedor. Es posible observar que tres de las cuatro curvas presentadas muestran perturbaciones similares. Estas perturbaciones son inducidas por la temperatura del agua de enfriamiento ($T_{a,wi}$), la cual presenta las perturbaciones más acentuadas debido a que estas son producidas por la operación discontinua del chiller en el sistema auxiliar de enfriamiento. Las perturbaciones son disminuidas a medida que el agua circula en el absorbedor, sin embargo, estas oscilaciones alcanzan a afectar la temperatura de la solución, lo cual es registrado al medir la temperatura de la solución a la salida del absorbedor ($T_{a,o}$).

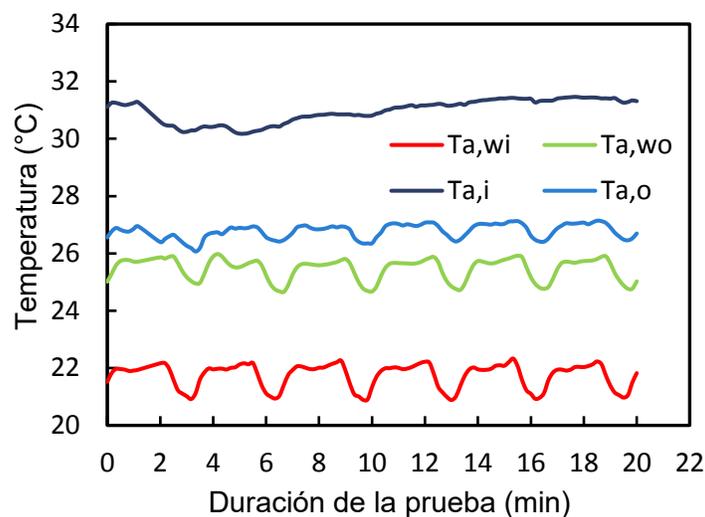


Figura 6.5 Perfiles de temperatura en los puertos de entrada y salida del absorbedor para una corrida experimental típica

Por otro lado, en la Figura 6.6 se muestran las temperaturas de las soluciones concentrada y diluida en el economizador. Se observa que la temperatura mayor corresponde a la de la solución diluida proveniente del generador ($T_{ec,di}$), mientras que la más baja es aquella que llega directamente del absorbedor ($T_{ec,ci}$).

En la Figura 6.6, también se observa que la solución diluida a la salida del economizador ($T_{ec,do}$) prácticamente alcanza la temperatura de la solución proveniente del absorbedor ($T_{ec,ci}$), y que la solución concentrada tiene una ganancia importante de temperatura, lo cual se debe a la efectividad del economizador, la cual para esta corrida obtuvo un promedio de 83.4%.

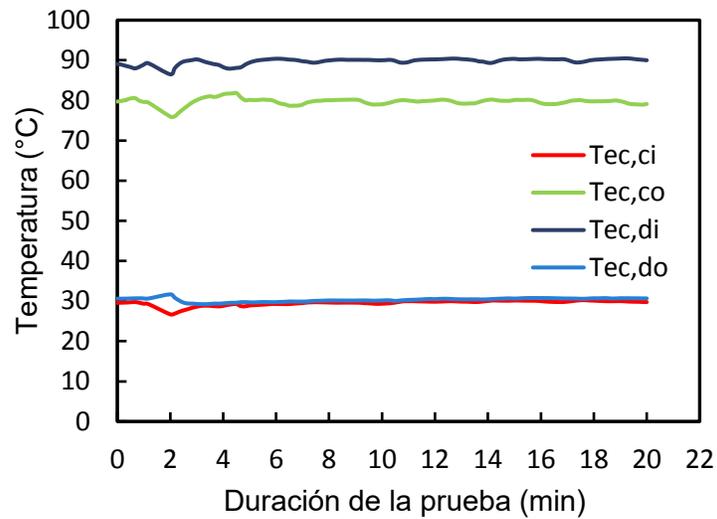


Figura 6.6 Perfiles de temperatura en los puertos de entrada y salida del economizador para una corrida experimental típica

La Figura 6.7 muestra las temperaturas registradas en el condensador y demuestra que a pesar de que hay una gran diferencia de temperaturas entre el refrigerante a la entrada del condensador ($T_{c,i}$) y la entrada del agua de enfriamiento ($T_{c,wi}$), la temperatura del refrigerante a la salida de este componente ($T_{c,o}$) prácticamente alcanza la temperatura de salida del agua ($T_{c,wo}$), esto se debe a que el flujo producido de refrigerante es bajo en relación al flujo del agua de enfriamiento y a la capacidad del intercambiador utilizado.

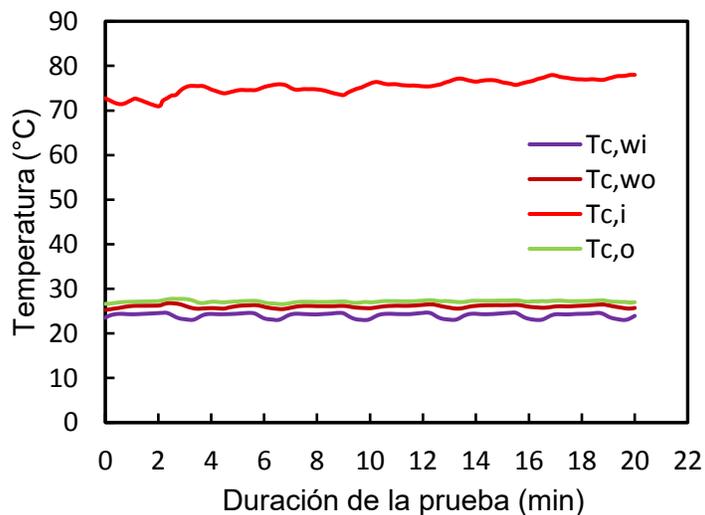


Figura 6.7 Perfiles de temperatura en los puertos de entrada y salida del condensador para una corrida experimental típica

Finalmente, la Figura 6.8 muestra las temperaturas obtenidas en el evaporador. Se observa que el agua que circula en el evaporador reduce su temperatura aproximadamente 2°C para el flujo de agua manejado (alrededor de 10 kg/min). Es importante mencionar que la ligera tendencia descendente observada en las curvas correspondientes a $T_{e,wi}$, $T_{e,wo}$, $T_{e,o}$ se debe al enfriamiento del agua causado por la operación del sistema de absorción. Se observa que la temperatura de evaporación ($T_{e,i}$) para esta corrida experimental oscila alrededor de -12°C. Este comportamiento obedece al cambio en la presión del absorbedor, la cual se ve afectada como resultado del cambio en la temperatura del agua de enfriamiento (ocasionado por el comportamiento discontinuo del chiller). Al estar comunicados ambos componentes, la presión en el absorbedor define la presión en el evaporador y la temperatura de evaporación.

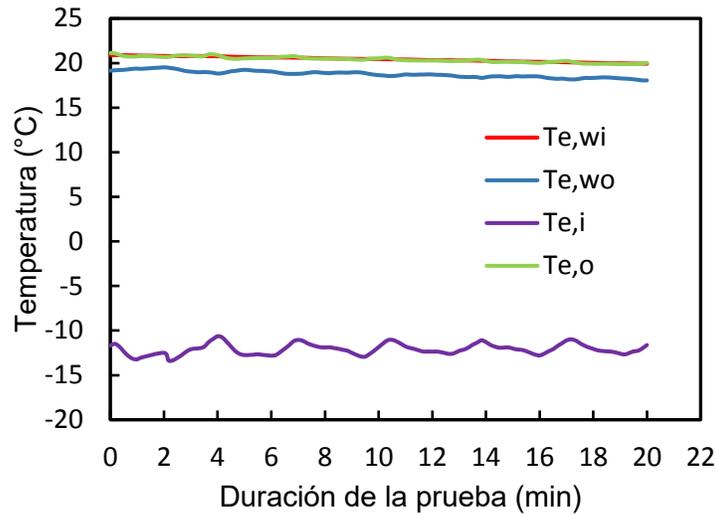


Figura 6.8 Perfiles de temperatura en los puertos de entrada y salida del evaporador para una corrida experimental típica

6.4. Análisis paramétrico de las temperaturas de generación y condensación

La potencia interna de enfriamiento en función de la temperatura del agua de generación se presenta en la Figura 6.9 para temperaturas de condensación que van desde los 20°C hasta los 32°C. En esta figura se puede verificar que, como tendencia general, las mayores potencias térmicas son obtenidas a las temperaturas del agua de condensación ($T_{c,wi}$) menores, y se incrementa a temperaturas de generación ($T_{g,wi}$) mayores, este comportamiento es el esperado para sistemas de enfriamiento por absorción.

En la Figura 6.9 se observa que para las temperaturas de condensación de 20°C a 26°C, las curvas presentan una tendencia creciente a medida que incrementa la temperatura del agua de calentamiento, y tienen un punto en el cual la pendiente de esta curva cambia, de tal forma que a partir de este punto, la potencia térmica no se ve afectada significativamente con los incrementos en la temperatura de generación, esto se debe a que, como se mencionó en el capítulo anterior, para cada condición de

presión y concentración de la mezcla, existe una temperatura de generación en la que se alcanza un límite en la producción de refrigerante, en las figuras siguientes se puede interpretar esta temperatura como el punto en el que la pendiente de la curva cambia. En el caso de las curvas correspondientes a $T_{c,wi} = 28^{\circ}\text{C}$, 30°C y 32°C , únicamente se observa la parte de la curva donde se tiene una pendiente pronunciada, lo cual se debe a que para el rango de temperaturas de generación en el que se operó el sistema, no es posible observar el punto en el que cambia la pendiente.

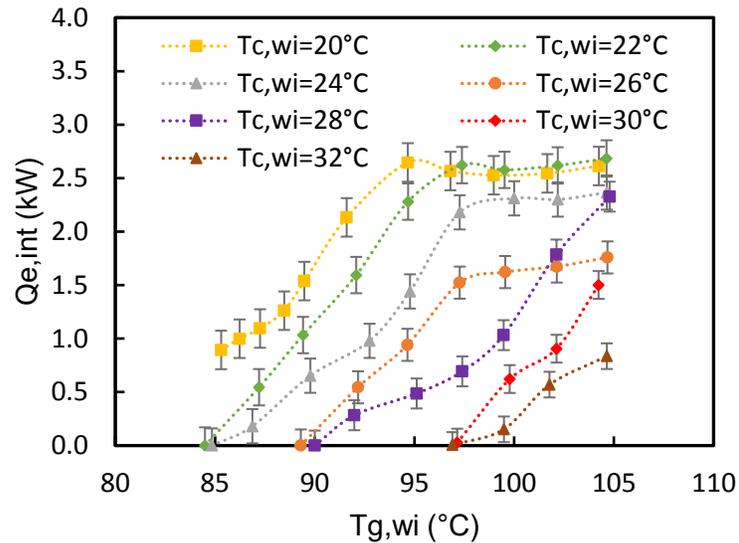


Figura 6.9 Potencia de enfriamiento interna en función de las temperaturas de generación y condensación

La producción de refrigerante a medida que se incrementa la temperatura del agua de generación es mostrada en la Figura 6.10. En esta figura se observa que las tendencias obtenidas para cada temperatura de condensación presentan una gran similitud con las observadas en la Figura 6.9, ya que la potencia interna de enfriamiento es directamente proporcional a la producción de refrigerante.

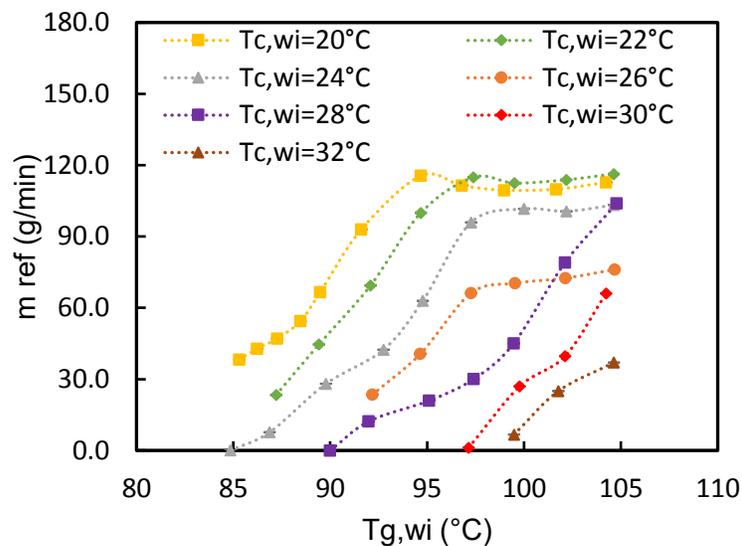


Figura 6.10 Producción de refrigerante en función de la temperatura del agua de generación

A partir de la Figura 6.10 se observa que los flujos mayores son obtenidos para las temperaturas de condensación más bajas. Además, a partir del análisis de la Figura 6.10, se puede inferir que para obtener una producción de refrigerante determinada mientras se opera el equipo a mayores temperaturas del agua de condensación, es necesario suministrar el agua de calentamiento a temperaturas más altas. La Figura 6.10 también muestra que la temperatura del agua de calentamiento mínima para operar el sistema de enfriamiento, crece a medida que crece la temperatura del agua de condensación. Es importante mencionar que en el caso del flujo másico de refrigerante, la incertidumbre de medida del instrumento utilizado (Coriolis) se encuentra alrededor del 0.1% del valor medido, por lo que debido a la escala utilizada en la Figura 6.10, las barras de incertidumbre en cada punto no sobresalen.

La Figura 6.11 muestra la temperatura de evaporación promedio obtenida para cada temperatura de generación, la cual varió entre -19.2°C y -10.6°C . En esta curva, cada punto representa un promedio de las temperaturas de evaporación obtenidas al variar la temperatura de condensación en un rango entre los 20°C y los 32°C . Cabe recordar que esta temperatura es medida justo después de la válvula de expansión, por lo que representa la temperatura más baja del ciclo.

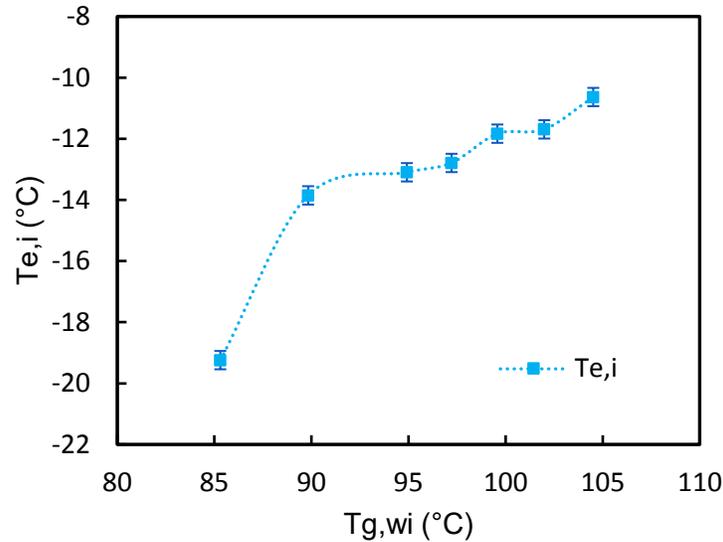


Figura 6.11 Temperatura de evaporación en función de la temperatura de generación

Como es mostrado en la Figura 6.11, la temperatura de evaporación crece a medida que crece la temperatura de generación, este hecho se debe a que al aumentar la temperatura de generación, aumenta la temperatura de la solución y las presiones en todos los componentes del sistema, incrementando así la temperatura de saturación del refrigerante al pasar por la válvula de expansión y entrar al evaporador.

El coeficiente de operación interno en función de la temperatura de generación, para varias temperaturas de condensación, se muestra en la Figura 6.12. En las curvas presentadas es posible identificar tres secciones: una sección inicial, en la cual se tiene una línea recta con una pendiente pronunciada; una segunda sección, donde el coeficiente de operación crece a una tasa menor que en la zona inicial; y una tercer sección, en la cual se tiene un ligero decaimiento del COP al aumentar la temperatura de generación.

Las temperaturas de generación que se tienen en la zona inicial de cada curva, representan las temperaturas del agua de calentamiento a las cuales el equipo de absorción puede comenzar a operar, sin embargo, debido a los coeficientes de operación obtenidos, no es recomendable la operación del equipo en esta zona. Por otro lado, el hecho de operar el equipo de absorción en el rango de temperaturas de generación que se encuentra dentro de la segunda zona, garantiza que el equipo ofrecerá un buen desempeño. Finalmente, en la última zona de operación del equipo de absorción, se observa que al aumentar la temperatura del agua de generación no se tiene un incremento en el coeficiente de operación. Esto se debe a que no se tiene un aumento en la producción de refrigerante en la misma medida que aumenta potencia térmica suministrada en el generador. En otras palabras, aunque se puede obtener una potencia de enfriamiento razonable, el coeficiente de operación no será conveniente, por lo que no se recomienda su operación en esta zona. Como se puede observar en la Figura 6.12, la curva correspondiente a 20°C no presenta la zona inicial, ya que para estas condiciones esta zona se encuentra antes de los 85°C.

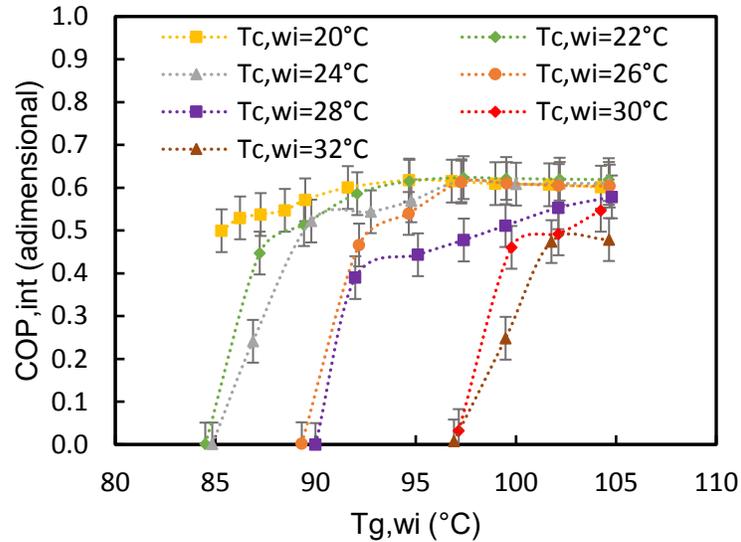


Figura 6.12 COP interno en función de las temperaturas del agua de generación y condensación

La Figura 6.13 describe el comportamiento del COP interno a medida que la relación de flujo crece. La relación de flujo para sistemas de enfriamiento por absorción de un efecto, es definida como la razón entre el flujo de solución concentrada enviado al generador y el flujo de refrigerante producido. De esta forma, un valor alto para la relación de flujo, indica que el flujo de refrigerante producido es muy bajo, y por lo tanto que se obtienen potencias térmicas y coeficientes de operación bajos. En este sentido, la tendencia decreciente del coeficiente de operación cuando la relación de flujo aumenta, es la esperada para los sistemas de enfriamiento por absorción. Como se observa en la Figura 6.13, las mejores relaciones de flujo obtenidas para las pruebas presentadas tuvieron un valor próximo a 6.

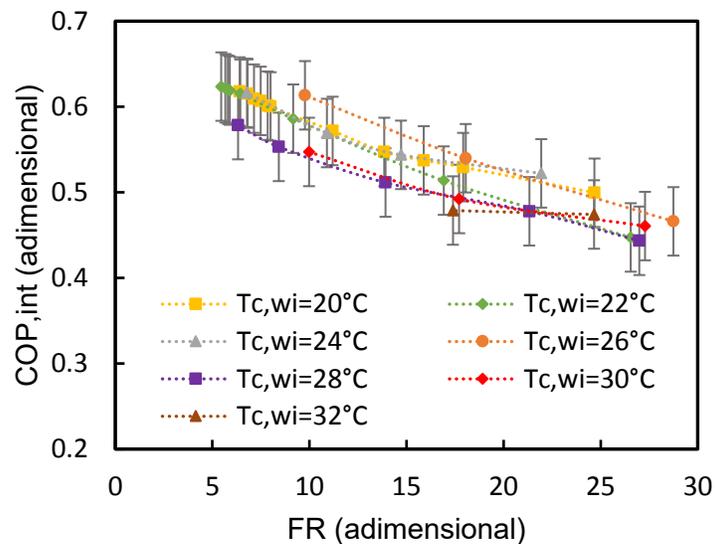


Figura 6.13 COP interno en función de la relación de flujo

6.5. Análisis de la válvula de expansión

Además del análisis paramétrico presentado en función de las temperaturas de generación y condensación, se analizó el efecto de la apertura de la válvula de expansión utilizada sobre la producción de refrigerante. Se conoce que la apertura de la válvula de expansión tiene un papel importante en la evaluación de los sistemas de absorción porque la temperatura de evaporación y la producción de refrigerante están correlacionadas. Para determinar la apertura de la válvula de expansión que ofrezca una buena producción de refrigerante con temperaturas suficientemente bajas, se llevaron a cabo pruebas con válvula de expansión, las cuales consistieron en abrir la válvula mientras se mantuvieron constantes los demás parámetros de entrada.

Para analizar el efecto de la válvula de expansión sobre el desempeño del sistema, se utilizaron dos modelos de válvulas de regulación, ambas fabricadas por *Swagelok*: la válvula modelo "S" y la válvula modelo "M", las cuales se encuentran disponibles comercialmente. De estos modelos, el que ofrece el menor coeficiente de caudal (C_v) es el modelo "S", cuyo C_v máximo es 0.004. Mientras que la válvula modelo "M" ofrece un C_v máximo igual a 0.03. Los resultados obtenidos del análisis se muestran enseguida.

6.1.1. Válvula modelo S

La válvula modelo S utilizada fue una válvula de micro-regulación de bajo caudal, construida en acero inoxidable, con juntas de neopreno y mando micrométrico vernier. Cabe mencionar que la apertura máxima de la válvula para este modelo es aproximadamente 13 ½ vueltas del mando.

La prueba de la válvula, se llevó a cabo a $T_{g,wi} = 90^\circ\text{C}$ y $T_{c,wi} = 20^\circ\text{C}$. Durante pruebas preliminares se identificó un rango de interés para la apertura de la válvula, ya que en este rango se obtuvieron las mejores condiciones para la operación del sistema de absorción, las cuales estuvieron entre 7 y 13 vueltas del mando.

La Figura 6.14 muestra los datos registrados para la producción de refrigerante a medida que se abre la válvula de expansión en el rango de interés, para varias aperturas de la válvula de expansión. Se observa que no hay una tendencia clara que indique que el flujo de refrigerante resulta afectado con la apertura de la válvula, sin embargo, se puede apreciar que la amplitud de las variaciones en la producción del flujo presenta una ligera tendencia a reducirse a medida que se abre la válvula, este hecho sugiere que la restricción que la válvula induce en el flujo de refrigerante producido puede afectar en cierta medida la estabilidad en la producción de refrigerante, la cual no se logra mantener constante con la máxima apertura de la válvula, por esta razón se recomienda repetir esta misma prueba con una válvula de expansión que ofrezca un coeficiente de caudal mayor.

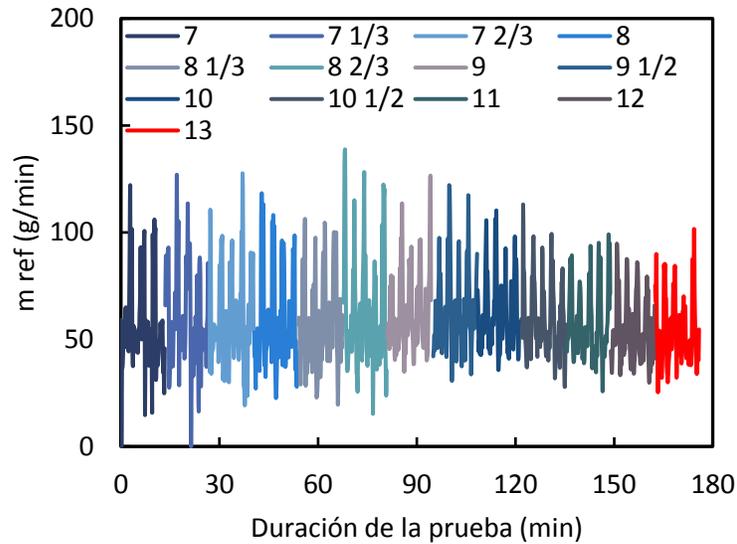


Figura 6.14 Producción de refrigerante mientras se abre la válvula de expansión

En la Figura 6.15 en el eje vertical izquierdo se muestra la temperatura de evaporación del sistema en función del número de vueltas de la válvula de expansión. Se puede observar que para el rango de aperturas reportado, la apertura de la válvula no tiene una gran influencia sobre la temperatura del amoníaco en la entrada del evaporador, ya que para una apertura de 7 vueltas se obtuvo una temperatura aproximadamente de -15.8°C , mientras que para una apertura de 13 vueltas, la temperatura registrada aumentó a -14.9°C . En el eje vertical derecho de la Figura 6.15 se muestra la variación del coeficiente de operación interno en función de la apertura de la válvula de expansión. Se observa una ligera tendencia descendente para el COP, sin embargo, las variaciones registradas son mínimas.

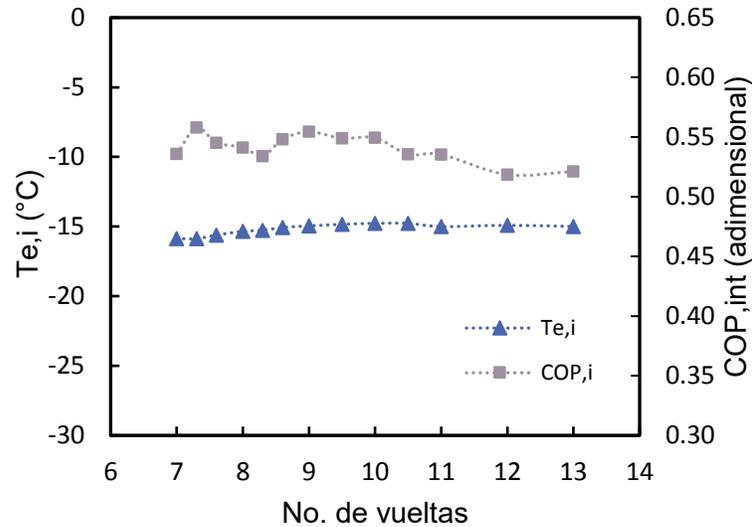


Figura 6.15 Temperatura de evaporación y coeficiente de operación interno en función de la apertura de la válvula de expansión

A partir del análisis de la Figura 6.14 y de la Figura 6.15 se concluye que para las condiciones a las cuales se llevó a cabo esta prueba, la apertura de la válvula de expansión no tiene una influencia significativa sobre el desempeño del equipo de absorción. Una hipótesis sobre las causas de este comportamiento es que para las condiciones del sistema, el orificio de la válvula restringe mucho el paso de refrigerante incluso para la apertura máxima de la válvula, razón por la que el flujo de refrigerante graficado en la Figura 6.14 no presenta una tendencia a crecer a medida que se abre la válvula; al mantener las condiciones constantes (entre ellas las presiones y las potencias de enfriamiento y generación) el coeficiente de operación interno y la temperatura de evaporación no presentan ningún cambio.

6.1.2. Válvula modelo M

La válvula modelo *M* utilizada también fue una válvula de micro-regulación de bajo caudal, construida en acero inoxidable, con conexiones NPTM de 1/4", juntas de neopreno y mando micrométrico vernier. Cabe mencionar que la apertura máxima de la válvula para este modelo es aproximadamente 9 vueltas del mando.

La apertura de la válvula se varió en forma controlada desde 2.5 hasta 8 vueltas, variando la apertura cada media vuelta. Se verificó que fuera de este rango, el cambio en la producción de refrigerante no era significativo. A excepción de la apertura de la válvula, las condiciones de esta prueba fueron las mismas que las consideradas para la prueba de la válvula modelo *S*.

La Figura 6.16 muestra la producción de refrigerante para varias aperturas de la válvula de expansión. Se encontró que de acuerdo a lo esperado, la producción de refrigerante crece a medida que la válvula

es abierta. Se observa también que la estabilidad de la producción de refrigerante es mejor a medida que la válvula se abre.

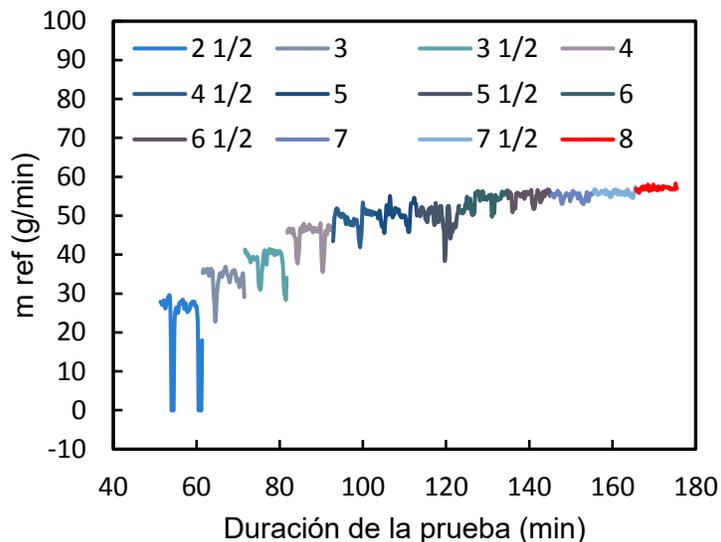


Figura 6.16 Producción de refrigerante a medida que se abre la válvula de expansión para una concentración de amoníaco de 42%

Los efectos sobre la temperatura de evaporación y el coeficiente de operación interno causado por una variación en la apertura de la válvula de expansión se presentan en la Figura 6.17. Esta figura muestra una tendencia creciente de la temperatura de evaporación cuando se abre la válvula, lo que está relacionado con el aumento de la presión del evaporador.

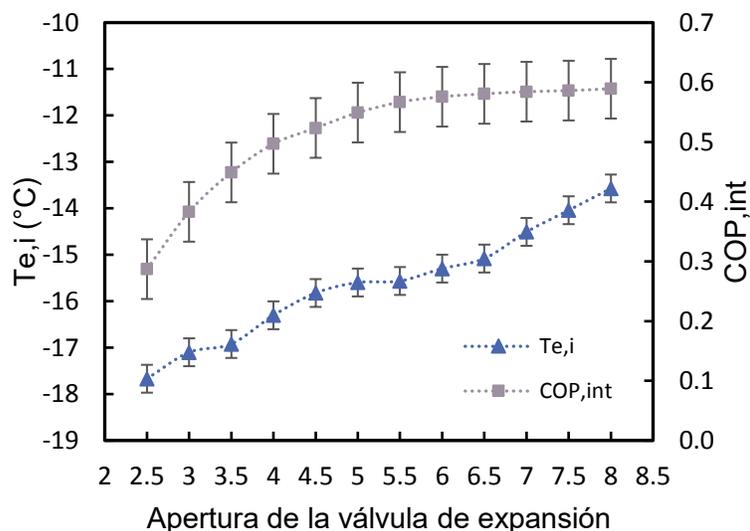


Figura 6.17 Temperatura de evaporación y COP interno alcanzados para diferentes aperturas de la válvula de expansión

A partir de la Figura 6.16 y de la Figura 6.17 se demuestra que el flujo másico de refrigerante que circula en el evaporador y la temperatura de evaporación están correlacionados. Ambos parámetros influyen directamente en la potencia de enfriamiento, lo que afecta el COP interno. Sin embargo, a pesar de que hay una pérdida en el potencial de transferencia de calor debido al aumento en la temperatura de evaporación, la ganancia de potencial de transferencia de calor debido al aumento en el flujo másico producido tiene un efecto más alto que el anterior, por lo tanto, el COP interno resulta beneficiado por los incrementos en la apertura de la válvula de expansión, como se puede observar en la Figura 6.17.

Posteriormente, se realizó una segunda prueba a las mismas condiciones que la primera, con excepción de que la concentración de amoniaco en la solución se aumentó en 3%. Los resultados de esta prueba se presentan en la Figura 6.18, donde es posible constatar que la producción de refrigerante no aumentó significativamente con el aumento en la concentración. Sin embargo, se observa que contrario a lo mostrado en la Figura 6.16, cuando el equipo opera con una concentración mayor, no se logra estabilizar la producción de refrigerante al abrir la válvula de expansión, las inestabilidades en la producción de refrigerante se muestran en la Figura 6.18.

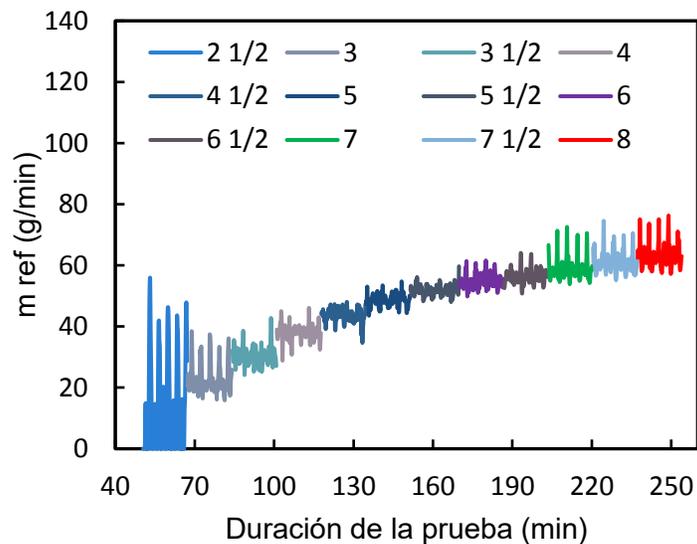


Figura 6.18 Producción de refrigerante a medida que se abre la válvula de expansión para una concentración de amoniaco de 45%

A partir de la figura anterior se puede establecer la hipótesis de que el flujo de refrigerante producido se encuentra influenciado significativamente por la comunicación del condensador con el evaporador a través de las tuberías entre estos componentes, en la cual se encuentra la válvula de expansión. Se observa que a medida que comienza a aumentar el flujo de refrigerante producido (uno de los efectos del aumento en la concentración), hay inestabilidades en la producción del mismo, de tal forma que para disminuir dichas inestabilidades una válvula con un orificio mayor sería requerida.

6.6. Operación del sistema de enfriamiento con energía solar

El sistema de refrigeración por absorción descrito fue acoplado al sistema de calentamiento solar de agua. Durante esta prueba, no se tuvo control de la temperatura de generación, ya que ésta dependió directamente de la radiación solar y de la temperatura del agua que está contenida en el tanque de almacenamiento. Esta prueba tuvo una duración de dos horas 10 minutos, periodo durante el cual la temperatura del agua de generación entrando al equipo de enfriamiento estuvo entre los 108°C y 101.5°C, por lo que se logró obtener estados estacionarios en la operación del equipo a distintas temperaturas del agua de generación.

Durante la prueba descrita se variaron también las temperaturas del agua de condensación/absorción en el rango de 22°C a 29°C. La temperatura de evaporación promedio durante esta prueba fue cercana a -11.5°C. Algunos de los parámetros que se mantuvieron constantes durante esta prueba se muestran en la Tabla 6.2.

Tabla 6.2 Valores de los parámetros mantenidos durante la prueba con los colectores solares

Parámetro	Valor
Temperatura del agua de evaporación	22 °C
Flujo de agua de condensación/absorción	12 kg/min
Flujo de agua de generación	16 kg/min
Flujo de agua de evaporación	10 kg/min
Apertura de la válvula de expansión	10 vueltas
Flujo de solución al generador	0.8 kg/min
Concentración de la mezcla (en refrigerante)	38%

Las potencias de enfriamiento (interna y externa) obtenidas durante esta prueba se muestran en la Figura 6.19, en la cual se observa que ambas potencias de enfriamiento disminuyen conforme aumenta la temperatura de condensación, lo cual es el comportamiento esperado. Se observa también que existe una diferencia entre ambas potencias de enfriamiento, la cual puede ser explicada debido a las infiltraciones de calor de los alrededores hacia el refrigerante, lo que ocasiona que parte del potencial de enfriamiento del refrigerante no se aproveche para enfriar el agua, y se obtenga esta diferencia.

En la Figura 6.19 también se observa que después de la temperatura de condensación de 28°C, ambas curvas decaen, sin embargo, la curva correspondiente a la potencia interna presenta un descenso más rápido que la otra curva; esto se debe a que en estas condiciones hubo una reducción en la producción de refrigerante, lo cual afecta directamente a la potencia interna de enfriamiento, la razón por la que la potencia externa disminuye en menor medida es por la inercia térmica del

equipo, en otras palabras: aunque el flujo de refrigerante en el evaporador se ve disminuido, la temperatura de evaporación prácticamente se mantuvo constante, por lo que, aunque en menor medida, aún se tiene potencial para enfriar el agua circulando en el evaporador.

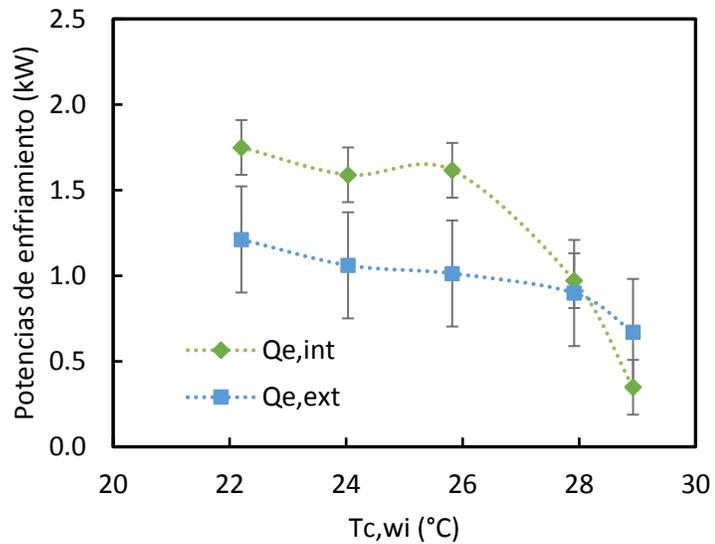


Figura 6.19 Potencias de enfriamiento logradas durante la prueba con los colectores solares

Finalmente, los coeficientes de operación interno y externo son presentados en la Figura 6.20, en la cual se observan tendencias similares a las obtenidas para las potencias de enfriamiento presentadas en la Figura 6.19. Estas tendencias muestran una disminución del coeficiente de operación a medida que aumenta la temperatura de condensación, se observa que el descenso súbito al final de la curva del coeficiente de operación interno, es ocasionado por la disminución de la potencia de enfriamiento explicada previamente.

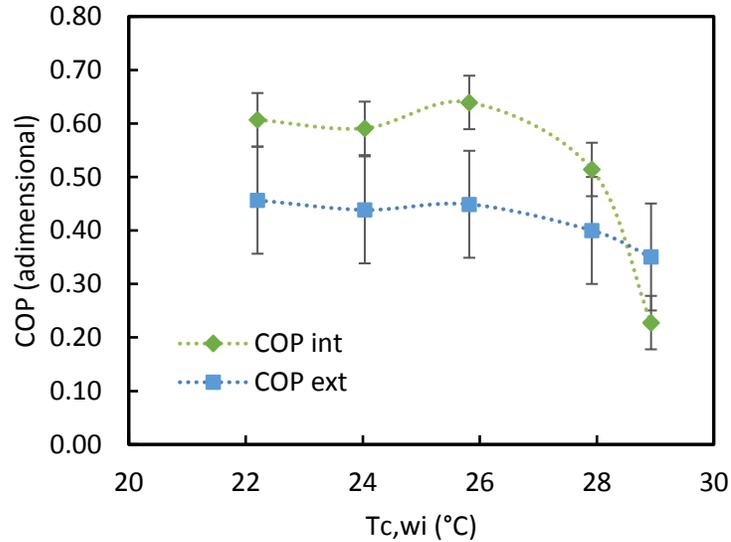


Figura 6.20 Potencias de enfriamiento logradas durante la prueba con los colectores solares

6.7. Conclusiones de la operación del sistema de enfriamiento con la mezcla de trabajo NH₃-H₂O

Como resultado de la operación del equipo desarrollado con la mezcla de trabajo amoníaco-agua, se demostró que el sistema tiene la capacidad de alcanzar y mantener estados estacionarios durante su operación. En el capítulo 6 de esta tesis se presentaron algunas curvas que describen el desempeño experimental del sistema de enfriamiento basado en parámetros de relevancia, como son la potencia de enfriamiento, la temperatura de evaporación y el coeficiente de operación, en función de las temperaturas principales del sistema.

Se realizó un análisis de la apertura de la válvula de expansión, a partir del cual se demostró que para las condiciones analizadas, el coeficiente de operación mejora a medida que se abre la válvula de expansión, a pesar del aumento en la temperatura de evaporación.

En las mejores condiciones, los valores alcanzados para la potencia interna de enfriamiento, la temperatura de evaporación y el coeficiente de operación interno fueron cercanos a 2,6 kW, -19°C y 0,61, respectivamente.

Con la mezcla de trabajo amoníaco-agua se realizaron pruebas experimentales utilizando energía solar para suministrar energía al generador, como resultado de estas pruebas se comprobó que el equipo tiene la capacidad de ofrecer un buen desempeño mientras se utiliza una fuente de energía solar.

CONCLUSIONES

En esta tesis se presentó el diseño, la construcción y la evaluación de un sistema experimental de enfriamiento por absorción que tiene la capacidad de operar con las mezclas de trabajo amoniac-nitrato de litio y amoniac-agua. El sistema de refrigeración desarrollado presenta un diseño muy compacto ya que el volumen ocupado por el equipo principal es cercano a 0.8 m^3 (1 metro de frente, 1 metro de altura y 0.8 metros de profundidad), estas dimensiones incluyen la instrumentación utilizada para medir parámetros internos como flujos, temperaturas y presiones. El sistema utiliza intercambiadores de calor de placas como los componentes principales, estos intercambiadores se encuentran disponibles comercialmente, lo que lo hace este sistema económicamente atractivo respecto a otros sistemas de absorción de capacidades similares. Se demostró que el equipo de enfriamiento desarrollado tiene la capacidad de ofrecer un buen desempeño cuando se opera con energía solar térmica.

En la literatura se encontró un par de sistemas de enfriamiento similares al sistema propuesto, uno de ellos utilizó la mezcla de trabajo amoniac-nitrato de litio [16], mientras que el otro utilizó la mezcla de trabajo amoniac-agua [19].

Con el sistema operado con la mezcla $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ se reporta una potencia de enfriamiento del orden de 3.5 veces la obtenida con el sistema propuesto en esta tesis, sin embargo, existen algunas diferencias en cuanto a las condiciones de operación reportadas para ambos sistemas, las cuales incluyen temperaturas del agua enfriada y temperatura del agua de condensación, además de que no se hace referencia a si los parámetros corresponden a valores internos o externos. Por otro lado, tampoco hay una referencia de las dimensiones del sistema reportado [16] por lo que no se considera que existan elementos suficientes para hacer una comparación objetiva de ambos sistemas.

En el caso del sistema reportado con la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ [19], al igual que el sistema propuesto, también fue construido utilizando componentes comerciales y alcanzó una potencia de enfriamiento de 4.2 kW, sin embargo, tampoco se especifica si esta potencia se refiere a la lograda con los flujos internos o externos. Es importante notar que hay entre los dos sistemas algunas diferencias importantes en la forma en que se lleva a cabo el proceso de absorción, ya que en este equipo se tiene una “absorción de película” dentro del intercambiador de placas. Por otro lado, las dimensiones de este sistema tampoco son reportadas, en cambio, se presenta una comparación de resultados experimentales y numéricos. Por lo que, con la información disponible no es posible comparar el desempeño del equipo reportado [19] y el propuesto en esta tesis.

Se concluye que debido a las temperaturas de enfriamiento logradas, cuando es operado con la mezcla de trabajo amoniac-agua, el sistema de enfriamiento de absorción propuesto puede utilizarse para aplicaciones de conservación de alimentos o de aire acondicionado. Se espera que la evaluación y el análisis paramétrico que fueron presentados para varias variables de relevancia puedan servir de guía para el desarrollo de nuevos sistemas de absorción basados en intercambiadores de calor de placas con las mezclas de trabajo amoniac-nitrato de litio y amoniac-agua.

RECOMENDACIONES

1. Se sabe que el sistema auxiliar de enfriamiento controla simultáneamente las temperaturas de condensación y absorción afectando la estabilidad de dos componentes del sistema de absorción: condensador y absorbedor, mientras que el sistema auxiliar de calentamiento solamente afecta la temperatura de un componente del sistema. Por esta razón, se recomienda evaluar el equipo manteniendo la temperatura de condensación/absorción constante mientras se cambia la temperatura de generación. De esta forma se logra *modificar solamente un parámetro de operación* (en lugar de dos) desestabilizando la operación del equipo en menor medida, lo cual se refleja en una transición más rápida entre un estado estacionario y el siguiente.

2. Se recomienda evaluar la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ con una *concentración superior al 38%* en masa de amoníaco, ya que a partir de los datos experimentales obtenidos se comprobó que las presiones obtenidas a esta concentración se encontraron en un rango seguro para su operación con el equipo de placas. El hecho de tener una concentración mayor beneficiará la producción de amoníaco y como consecuencia la potencia térmica del equipo.

3. Además de la recomendación anterior, se sugiere evaluar la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ con una *válvula de expansión más grande*. Dadas las bajas temperaturas que se obtuvieron con esta mezcla, se cree factible incrementar el flujo de refrigerante y de esta forma la potencia de enfriamiento, sacrificando un poco la temperatura de evaporación al utilizar una válvula de expansión con un mayor coeficiente de flujo.

4. Es aconsejable que exista una *columna de solución mayor* a la existente durante las pruebas presentadas, entre el puerto de succión de la bomba y el puerto de salida de la solución del absorbedor, de tal forma que la bomba siempre cuente con una columna de solución independiente del nivel de solución en el absorbedor. Esto puede ser logrado reubicando el absorbedor a una altura mayor, o bien modificando la estructura de soporte de tal forma que todos los componentes del equipo (a excepción de la bomba de solución) se encuentren a una altura mayor en relación a la bomba de solución, esto también permitiría un mejor acceso a los componentes del equipo, lo que agilizaría las tareas de mantenimiento.

5. Comenzar las pruebas siguiendo el *protocolo de arranque* propuesto, incluyendo un calentamiento gradual de la solución, es decir, que el sistema auxiliar de calentamiento eleve la temperatura del agua mientras que ésta circula por el generador, incrementando a su vez la temperatura de la solución. De esta forma se evita la generación repentina e inestable de vapor cuando el flujo de agua caliente se suministra súbitamente al generador.

6. Se sugiere utilizar instrumentos de medición de temperatura con una *menor incertidumbre de medida*. Actualmente la incertidumbre de estos instrumentos es de $0.3\text{ }^\circ\text{C}$, lo cual ocasiona que en el caso en que se tienen diferenciales de temperatura pequeños, la propagación de incertidumbres sea muy grande para los cálculos de las potencias térmicas y coeficientes de operación.

7. Se sugiere realizar tareas de mantenimiento de la bomba de la solución, particularmente del *control de flujo* de la bomba, ya que durante las pruebas experimentales se notó que el regulador del flujo no se mantiene fijo, lo que ocasiona un flujo de solución que no es constante.

8. Como parte de una siguiente etapa del desarrollo de estos sistemas, se recomienda llevar a cabo un proceso de automatización del sistema que permita controlar flujos y niveles de solución, así como la temperatura de enfriamiento del sistema. Esto como un paso anterior a la comercialización del sistema de enfriamiento.

9. Finalmente, una recomendación de carácter no-técnico es que una vez que se cumplan los puntos anteriores, se lleve a cabo la implementación de este sistema, de tal forma que además de ser útil para fines de investigación, el efecto de enfriamiento producido por este equipo pueda ser aprovechado para el acondicionamiento de algún espacio o la refrigeración de algún producto.

PRODUCTOS DERIVADOS DEL PROYECTO DOCTORAL

Artículos publicados:

1. Jiménez-García, J.C., & Rivera, W. (2018). Parametric analysis on the performance of an experimental ammonia/lithium nitrate absorption cooling system. *International Journal of Energy Research*.
2. Jimenez Garcia, J.C., Rivera, W. Preliminary Assessment of a Solar Absorption System for Air Conditioning Applications. **Proceedings of the SWC 2017/SHC 2017**. doi:10.18086/swc.2017.28.11.
3. Domínguez-Inzunza, L. A., Hernández-Magallanes, J. A., Soto, P., Jiménez, C., Gutiérrez-Urueta, G., & Rivera, W. (2016). Experimental assessment of an absorption cooling system utilizing a falling film absorber and generator. *Applied Thermal Engineering*, 103, 1105-1111.
4. Hernández-Magallanes, J. A., Domínguez-Inzunza, L. A., Gutiérrez-Urueta, G., Soto, P., Jiménez, C., & Rivera, W. (2014). Experimental assessment of an absorption cooling system operating with the ammonia/lithium nitrate mixture. *Energy*, 78, 685-692.

Artículos enviados:

1. Jiménez-García, J. C., & Rivera, W. (2018). Parametric analysis on the experimental performance of an ammonia/water absorption cooling system built with plate heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*
2. Yuridiana Rocio Galindo Luna, Wilfrido Rivera Gómez-Franco, Ulises Dehesa Carrasco, Rosenberg Javier Romero Domínguez and José Camilo Jiménez García. (2018) Integration of the Experimental Results of a PTC Solar Plant to an Absorption Air conditioning System. **Applied Sciences**.

Congresos:

1. **Grand Renewable Energy 2018**. International Conference and Exhibition. Cartel: "Experimental assessment of a solar absorption system for air conditioning or cooling applications". Junio 17-22, 2018. Yokohama, Japón.
2. **Solar World Congress 2017** & International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry. Cartel: "Preliminary assessment of a solar absorption system for air conditioning applications". Octubre 30-Noviembre 2, 2017. Abu Dabi, Abu Dabi, Emiratos Árabes Unidos.
3. **Third International Symposium on Renewable Energy and Sustainability**. Cartel: "Preliminary assessment of a solar adsorption chiller operated in Jiutepec, Mor., México". Septiembre 9-11, 2015. Temixco, Morelos, México
4. **VII Congreso Anual Conjunto de Asociaciones del Sector Energético** y XVII Congreso Anual de la AMEE. Participación en las sesiones técnicas paralelas. Acapulco, Guerrero 2015.

APÉNDICE A. PUESTA A PUNTO DEL EQUIPO

La puesta a punto del equipo de enfriamiento consiste en una serie de actividades que tiene por finalidad pasar del conjunto de componentes individuales descrito en las secciones previas, al equipo de enfriamiento en condiciones de operación. Entre las actividades que se realizaron para habilitar la operación del equipo se encuentran: la calibración de los sensores de flujo, presión y temperatura, así como la conexión de los mismos a los intercambiadores; el montaje de los distintos accesorios necesarios para la interconexión de los componentes principales; el acoplamiento de los sistemas auxiliares al sistema de enfriamiento; la elaboración de un programa de adquisición de datos y la conexión de los sensores a las tarjetas de lectura en el adquirente; las pruebas de hermeticidad del sistema; y finalmente, la preparación y carga de la solución al equipo de enfriamiento. Estas actividades se describen a detalle a continuación.

A.1 Calibración de los sensores.

A.1.1 Sensores de temperatura

Los sensores de temperatura fueron instalados en los puertos de entrada y salida de cada intercambiador incluyendo el rectificador, de tal forma que esto permitió realizar los balances de energía en cada uno de los componentes principales, tanto del lado de la solución y el amoníaco, como de las corrientes de agua externas.

Los sensores de temperatura utilizados en el equipo basan su funcionamiento en la variación de la resistencia eléctrica de un material conductor, con la temperatura, son del tipo PT1000, lo que significa que ofrecen una resistencia al paso de una corriente eléctrica de 1000 ohm cuando se someten a una temperatura de 0°C. En la Ilustración 1 se muestra una fotografía de un sensor como los utilizados para registrar la temperatura en el equipo de palcas.



Ilustración 1 Fotografía de un RTD modelo PT1000

El procedimiento de calibración consistió en utilizar un instrumento calibrador de temperatura *Ametek Jofra™*, mediante el cual fueron establecidos distintos valores de temperatura durante periodos de 3 minutos. Dentro del instrumento patrón se mantuvieron los sensores a calibrar, los cuales se conectaron a un adquisidor de datos que realizó las mediciones y el registro de los datos en una computadora.

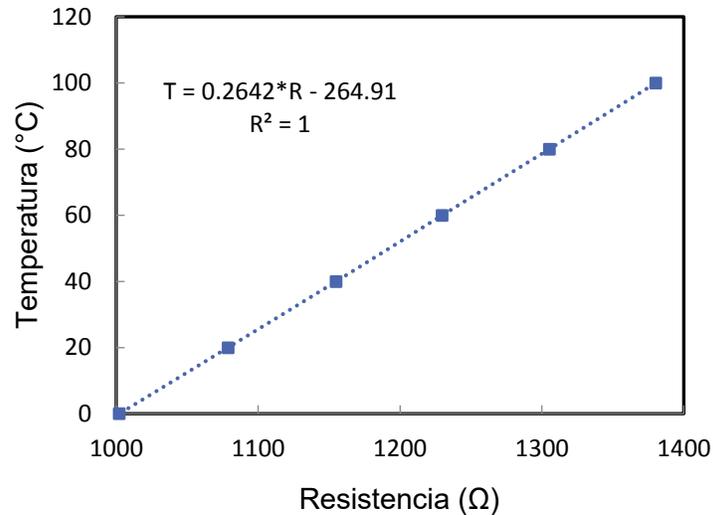


Ilustración 2 Curva de calibración típica para un RTD del tipo PT1000

Una vez que se obtuvieron los datos en la computadora, se promediaron los valores de resistencia para cada punto y se realizaron ajustes a curvas que relacionan la temperatura con la resistencia eléctrica medida. Este procedimiento se realizó para cada uno de los sensores utilizados obteniendo gráficas como la mostrada en la Ilustración 2, donde es posible observar que el rango de temperaturas de calibración varió de los 0 a los 100°C. La Ilustración 3 muestra algunos de los instrumentos utilizados durante la calibración de los sensores de temperatura.



Ilustración 3 Calibrador, adquisidor de datos y computadora durante calibración de los RTD's

A.1.2 Transductores de presión

Para el registro de la presión en los diferentes componentes del sistema se hizo uso de transductores de presión piezoeléctricos. En total se utilizaron cinco transductores de presión, estos fueron instalados en el generador, rectificador, condensador, evaporador y absorbedor. Esto permitió medir la presión en cada componente y comprobar que, como se esperaba, las presiones en el generador, el rectificador y el condensador, son muy similares, y que las presiones registradas en el evaporador y en el absorbedor también mostraron valores muy cercanos entre sí, por lo que se concluye que es válida la suposición de considerar dos regiones de presión en el equipo de enfriamiento, las cuales se encuentran separadas por dos componentes clave: la válvula de expansión en la entrada del evaporador, y la válvula de regulación ubicada en la línea de la solución diluida entre el economizador y el tanque de mezclado. La Ilustración 4 muestra el transductor utilizado para la medición de la presión en los componentes del equipo de enfriamiento.



Ilustración 4 Fotografía del modelo de transductor de presión utilizado

Para derivar la ecuación que relaciona la presión medida con la señal de salida del transductor, se utilizó un banco de calibración, el cual consta de una tubería ramificada donde se encuentra un sensor patrón, en los extremos de las distintas ramificaciones de la tubería se conectan los transductores de presión, mientras que por dentro de la tubería se tiene un gas (en este caso nitrógeno) el cual se somete a distintas presiones en el rango de interés. En la Ilustración 5 se observa un ejemplo de una curva de calibración obtenida para un transductor de presión.

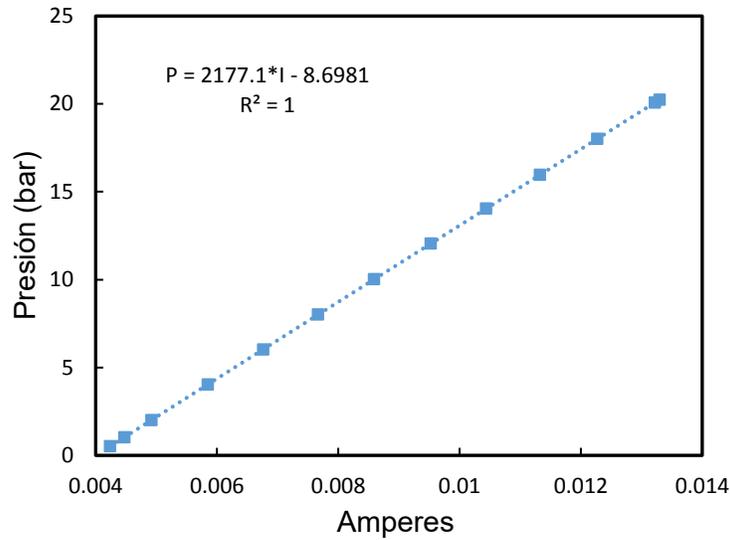


Ilustración 5 Curva de calibración típica para un transductor de presión

A.1.3 Flujómetros

Los sensores de flujo utilizados para registrar los flujos máxicos de las corrientes externas son sensores de impulsor de bajo rango de flujo y se emplearon cuatro unidades en total, tres fabricados de polipropileno para medir los flujos de agua en el condensador, absorbedor y evaporador, y otro construido en acero inoxidable para medir el flujo de agua enviado al generador. Los flujos que pueden manejar se encuentran en el rango de 2 hasta 40 gal/min (7.5 - 151.4 litros/min). En el caso de los sensores de acero inoxidable la temperatura de operación máxima permisible es de 93°C mientras que en el caso de los sensores de polipropileno se recomienda operarlos hasta 70°C. En la Ilustración 6 se muestra un flujómetro de impulsor construido en acero inoxidable.



Ilustración 6 Flujómetro de impulsor construido en acero inoxidable

Por otro lado, para la medición de las corrientes internas se utilizaron cuatro flujómetros tipo élite Coriolis, marca *Micro Motion*[®], con los cuales se registraron los flujos de solución diluida y concentrada,

refrigerante, y en caso de que fuera requerido, el flujo de solución recirculando en el absorbedor. La Ilustración 7 muestra una fotografía de este tipo de flujómetros, los cuales fueron tomados como flujómetros patrón para la calibración de los flujómetros de impulsor, previamente descritos.



Ilustración 7 Medidor de densidad y flujo tipo Coriolis

La calibración de los sensores de flujo tipo impulsor se realizó en el rango de 11 a 20 kg/min, para lo cual se construyó un pequeño circuito utilizando tramos de tubería de PVC que interconectan en serie los sensores a calibrar, de tal forma que a través de ellos circula el mismo flujo; además de un sensor patrón de tipo *CORIOLIS*, una bomba y un variador de frecuencia, además, al igual que en los otros procedimientos de calibración se utilizó un sistema de adquisición de datos que almacenó los datos producto de la calibración. La Ilustración 8 muestra la curva y la ecuación obtenidas en la calibración para uno de los medidores de flujo.

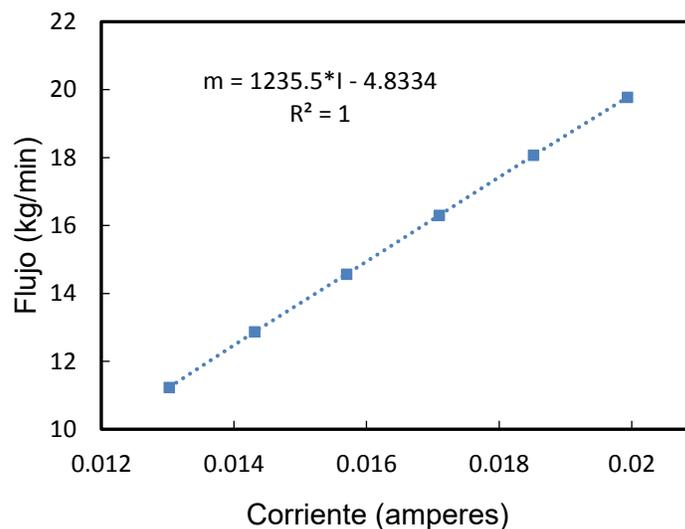


Ilustración 8 Curva de calibración típica para un flujómetro de impulsor

A.1.4 Incertidumbre de medición

Las incertidumbres de medición asociadas a cada instrumento utilizado son reportadas por cada proveedor y son mostradas en la Tabla A.1. Estos valores son importantes ya que fueron utilizados para realizar el cálculo de la propagación de incertidumbres correspondiente a los cálculos con los datos obtenidos en la evaluación experimental del equipo de enfriamiento, los cuales se presentan los respectivos capítulos de resultados para cada mezcla.

Tabla A.1 Incertidumbres de los instrumentos de medición

Instrumento de medida	Incertidumbre
Flujómetro élite Coriolis	$\pm 0.10 \%$
Flujómetro Omega	$\pm 1 \%$
Flujómetro de impulsor	$\pm 1 \%$
Transductor de presión	$\pm 1 \%$
Sensor RTD	$\pm 0.3 \text{ }^\circ\text{C}$

A.2 Conexión de accesorios y sensores a los intercambiadores de calor y pruebas de presión.

Con la finalidad de instalar la instrumentación descrita y operar el equipo en forma segura, fue necesario contar con las conexiones adecuadas para cada sensor, así como con válvulas de control y seguridad que permitan aislar cada componente en caso requerido y operar el equipo en un rango de condiciones seguras. De esta forma, se utilizaron diversos accesorios como conexiones en “T” y “cruz”, nipples, coples, válvulas, reducciones, además de conectores para acoplar la tubería de acero inoxidable a las uniones roscadas *NPT*. Algunas de las conexiones utilizadas se muestran en la Ilustración 9.



Ilustración 9 Accesorios utilizados en los intercambiadores para las pruebas de presión.

Después de realizar el montaje de los sensores de temperatura y presión, así como de las válvulas de seguridad y cierre en cada intercambiador de calor, se realizaron pruebas de presión individuales a cada intercambiador, esto con la finalidad de detectar fugas en las conexiones roscadas utilizadas en cada componente. La presión a la que fue sometido cada componente dependió de la presión de operación a la que el componente es sometido durante la operación del equipo de enfriamiento. Para esta prueba, se consideró que los intercambiadores utilizados como condensador, economizador y generador, se probaran a una presión manométrica de 17 bar, mientras que el evaporador y el absorbedor se sometieron a una presión de 12 bar. En la Ilustración 10 se muestra un par de componentes sometidos a la prueba de presión individual.

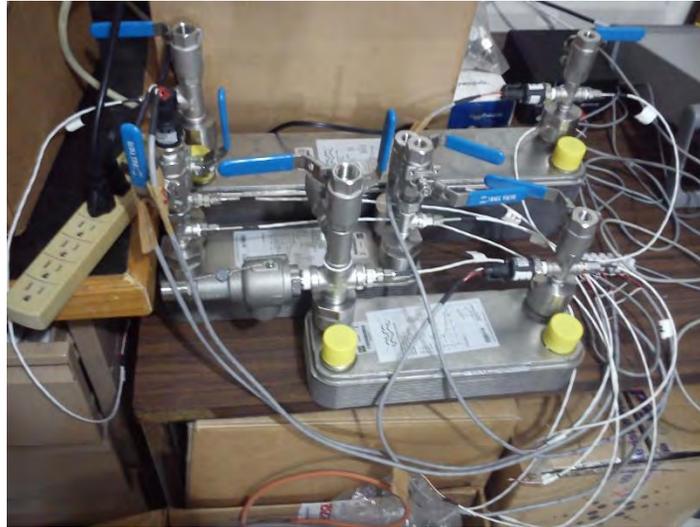


Ilustración 10 Prueba de presión individual de los componentes

A.3 Interconexión de los componentes principales y de los sistemas auxiliares

Una vez que los intercambiadores pasaron la prueba de presión individual, se procedió a montarlos en la estructura armada previamente y a comenzar con la interconexión de los intercambiadores de placas con tubo de acero inoxidable bajo las siguientes consideraciones:

- En la tubería donde se tiene flujo en fase líquida, se utilizó “tubing” de acero inoxidable de 1/2” y accesorios NPT de 1/4”.
- En la tubería donde se tiene flujo en fase gaseosa, se utilizó “tubing” de acero inoxidable de 3/4” y accesorios NPT de 1/2”.
- Se redujo en la medida de lo posible la longitud de cada tubería, hecho que estuvo limitado por la instrumentación utilizada, así como por los radios de curvatura mínimos de la tubería.
- Para reducir la transferencia de calor desde y hacia el exterior del equipo, se consideró aislar térmicamente el generador, economizador y evaporador, así como el tanque de separación de fases y algunas líneas de tubería.

En avance en la interconexión en el lado de los flujos internos y el aislamiento térmico de los componentes se muestra en la Ilustración 11.



Ilustración 11 Montaje e interconexión de componentes del equipo de enfriamiento

Una vez interconectados los intercambiadores de placas del lado de los flujos internos, se procedió con la conexión de los sistemas auxiliares de:

- Agua caliente suministrada al generador
- Agua de enfriamiento suministrada al condensador
- Agua de enfriamiento suministrada al absorbedor
- Agua a ser enfriada en el evaporador

Para el suministro de agua caliente, se utilizó tubería de cobre de 3/4", un flujómetro para alta temperatura y un sensor de temperatura (RTD). En el caso del suministro de agua de enfriamiento en el condensador y en el absorbedor se utilizó tubería de PVC de una 1" de diámetro nominal. Para la sujeción de las líneas de tubería, se utilizó unicanal perforado y tramos de espárrago para soportar la tubería a la pared, lo cual puede ser observado en la Ilustración 12.



Ilustración 12 Líneas de suministro de corrientes externas

A.4 Elaboración del programa de adquisición de datos

El sistema de adquisición de datos incluye una computadora, un adquirente de datos, tres tarjetas, cuatro fuentes de poder, un *no-break* y un gabinete que contiene los componentes descritos. Para la adquisición de los datos experimentales se diseñó un programa utilizando el Software *Hp VEE®*, el cual entre otras cosas, nos permite ver los datos obtenidos en tiempo real, y calcular algunos parámetros relevantes del equipo, de tal forma que es posible controlar algunas variables a conveniencia durante la operación del equipo; el programa almacena en la computadora los datos obtenidos para su posterior análisis. La Ilustración 13 nos muestra la interfaz del programa desarrollado.

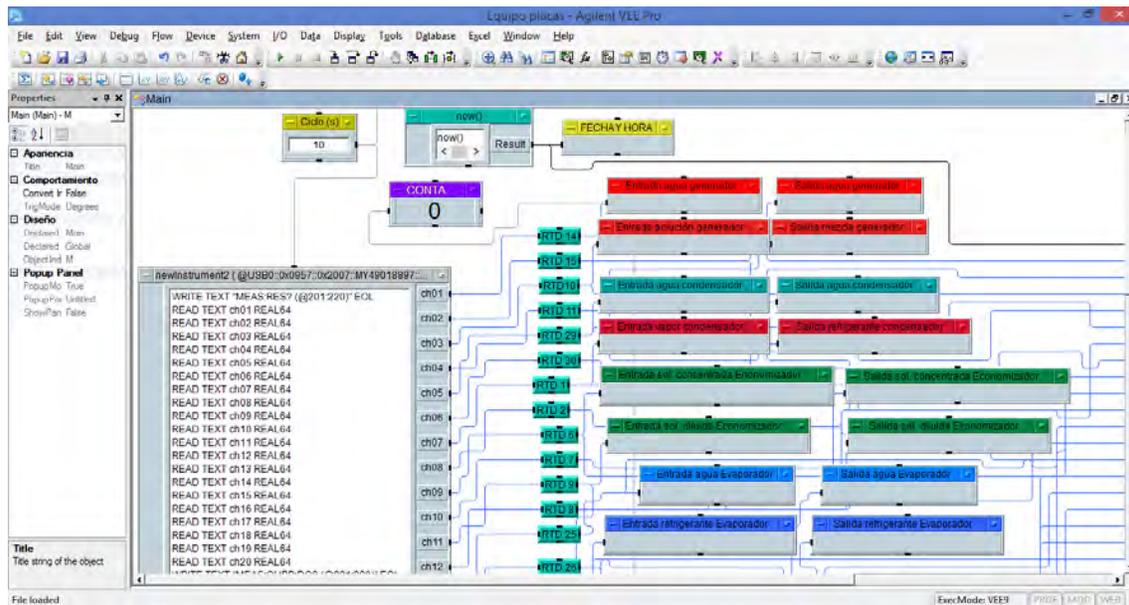


Ilustración 13 Interfaz del programa de adquisición de datos utilizado

La Ilustración 14 muestra el gabinete utilizado para almacenar el sistema de adquisición de datos descrito.



Ilustración 14 Gabinete para la colocación del sistema de adquisición de datos

A.5 Pruebas de hermeticidad al sistema

Una vez que se interconectaron los intercambiadores de calor, se colocó la instrumentación descrita y se cablearon los sensores al adquisidor de datos. Se realizó una última prueba de hermetismo al sistema como un todo, cuya finalidad fue detectar fugas en las conexiones. Se tomó un plazo de tres días consecutivos, si no se observaba ninguna caída en la presión durante este tiempo, se daba por hecho que no había fugas.

Una vez que se comprobó la hermeticidad del sistema se procedió a terminar con el aislamiento térmico de las líneas y tanque de separación de fases. La Ilustración 15 muestra el equipo en este estado.

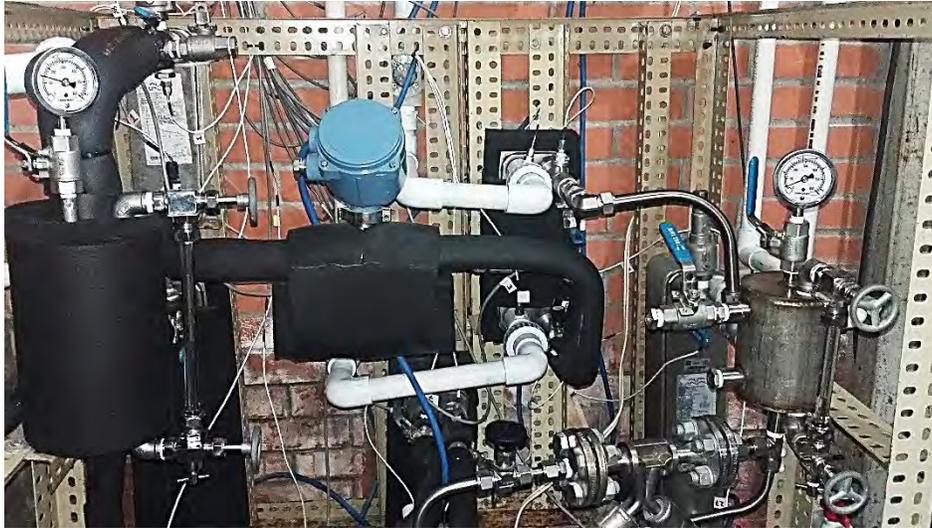


Ilustración 15 Equipo de absorción interconectado y aislado térmicamente

A.6 Preparación y carga de la solución al equipo de enfriamiento

Después de comprobar la hermeticidad del sistema de enfriamiento es posible cargar la solución de trabajo al equipo y comenzar con la evaluación experimental. En esta sección se describe el procedimiento de preparación y carga de la mezcla de trabajo al sistema de enfriamiento.

La mezcla de trabajo con la que se inició la evaluación del sistema de enfriamiento fue amoníaco-nitrato de litio, los pasos seguidos para preparar la solución se describen enseguida:

1. Definir el volumen de solución requerido y la concentración deseada de la mezcla
2. Determinar la densidad de la solución a temperatura ambiente utilizando las relaciones propuestas por Libotean et al. 2008 [57]
3. Determinar la cantidad de masa de solución a preparar
4. Basándose en la concentración, determinar las cantidades requeridas de sal y amoníaco.
5. Triturar la sal, ya que durante el almacenamiento de esta por tiempos prolongados la sal tiende a formar rocas.
6. Deshidratar la sal en un horno, la temperatura promedio de calentamiento fue de 150°C durante un tiempo aproximado a 1 hora 20 minutos.
7. Pesar el recipiente donde se preparará la solución
8. Pesar la sal después de la eliminación de la humedad en el horno
9. Vaciar la sal en el recipiente
10. Conectar las mangueras al recipiente para la carga de amoníaco
11. Realizar la tara del recipiente con la sal y cargar el amoníaco
12. Esperar a que la solución en el recipiente llegue al equilibrio (al menos 24 horas, dependiendo del grado de triturado logrado)

Algunas de las fotografías que describen gráficamente el procedimiento de preparación y carga de la solución al sistema de enfriamiento se presentan a continuación. La Ilustración 16 presenta la extracción

del nitrato de litio del recipiente de almacenamiento, de donde se obtienen las rocas de sal que posteriormente se trituran manualmente haciendo uso de un mortero y pistilo.



Ilustración 16 Proceso de triturado del nitrato de litio, previo a su deshidratación

La Ilustración 17 muestra la sal triturada mientras es pesada directamente después de haber sido deshidratada en el horno. La charola se pesa nuevamente una vez que la sal se introduce al recipiente, la diferencia entre los pesos obtenidos indica la masa que es realmente introducida en el recipiente de preparación de la solución.

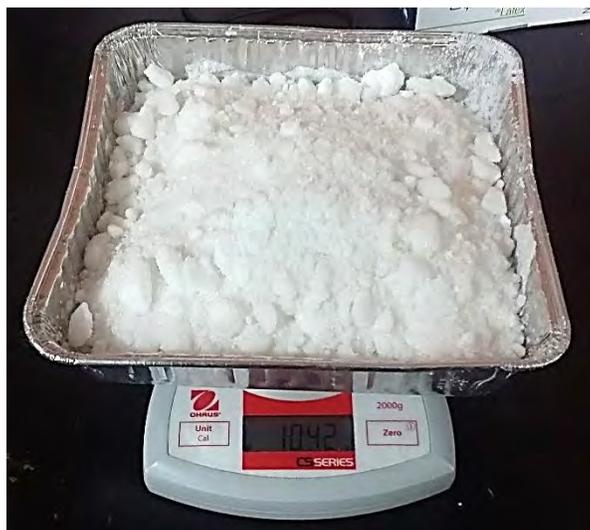


Ilustración 17 Sal triturada y deshidratada

La Ilustración 18 muestra el recipiente utilizado para la preparación de la solución. Después de introducir la sal, se cerró el recipiente, se conectó la bomba de vacío a través de mangueras y se hizo vacío al

recipiente, esto con la finalidad de retirar la mayor cantidad posible de aire. Posteriormente se suministró la cantidad calculada de amoniaco, lo cual dio lugar al comienzo del proceso de absorción del amoniaco por la sal.



Ilustración 18 Recipiente para la preparación de la solución

La carga de la solución al equipo se dio mediante el uso de mangueras a través de los puertos destinados para la carga y descarga de solución al equipo. La masa de solución que se suministrada inicialmente fue 7.2 kg con una concentración al 50% en masa, posteriormente el volumen y la concentración de la mezcla se incrementaron, ya que se determinó que no eran adecuados, los valores finales de ambos parámetros se reportan en los capítulos de resultados.

A.7 Equipo de enfriamiento por absorción puesto a punto

Una vez que se concluyeron las actividades mencionadas previamente, se obtuvo el resultado mostrado en la Ilustración 19 y en la Ilustración 20, donde se presenta el equipo de absorción puesto a punto y en condiciones para operarse. A partir de este momento es posible comenzar con la evaluación experimental del sistema de enfriamiento, cuyos resultados son mostrados en los capítulos 5 y 6.



Ilustración 19 El equipo de enfriamiento en condiciones de operación

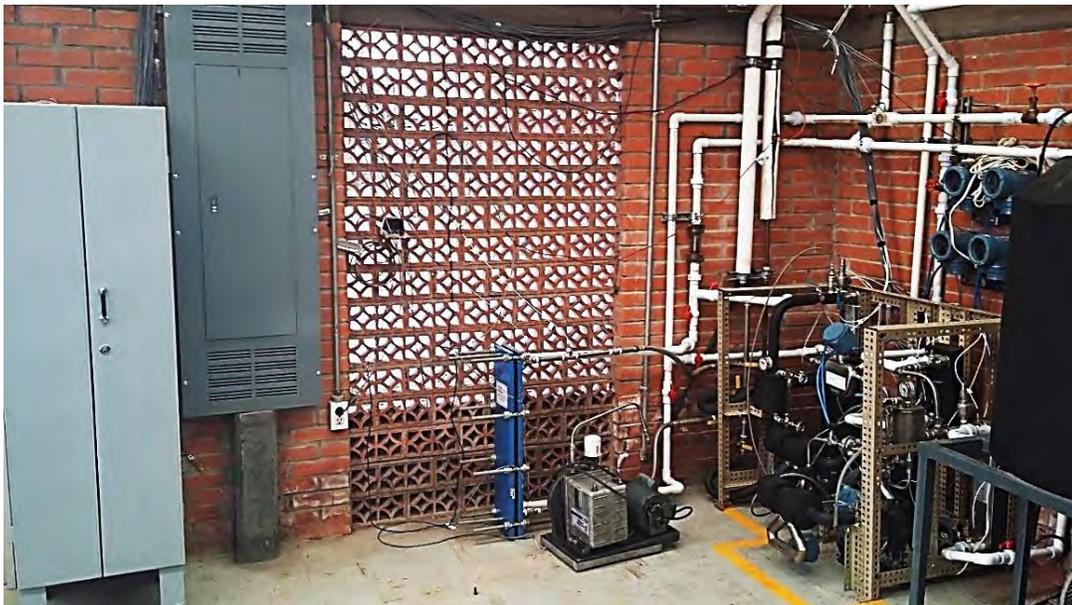


Ilustración 20 Equipo de absorción, bomba de vacío y gabinete de adquisición de datos

APÉNDICE B. PROTOCOLOS DE ARRANQUE, PARO Y PARO DE EMERGENCIA

B.1 Protocolo de arranque

El protocolo seguido para iniciar las pruebas experimentales se describe a continuación en el orden en que se realiza cada acción, se considera que inicialmente las válvulas en el condensador y el evaporador se encuentran cerradas.

- 1) Iniciar el sistema de adquisición de datos (No-break, computadora, adquisidor, fuentes de poder)
- 2) Conectar los medidores de flujo tipo Coriolis
- 3) Enviar los flujos de agua al condensador, evaporador y absorbedor (establecer los flujos máscicos y las temperaturas que se desean)
- 4) Recircular la solución en el absorbedor
- 5) Abrir la válvula a la salida del evaporador (esto permite absorber el vapor de amoniaco en la solución que se recircula)
- 6) Abrir la válvula de expansión hasta la apertura de prueba
- 7) Abrir las válvulas a la salida y entrada del condensador (lo que permite el flujo de amoniaco al evaporador y su absorción por la solución que se recircula en el absorbedor)
- 8) Circular el flujo de agua de calentamiento al generador (establecer el flujo máscico y la temperatura del agua que se requiere)
- 9) Circular la solución entre el generador y el absorbedor
- 10) En este punto el sistema está en condiciones de operar. Se deben revisar presiones, temperaturas y flujos continuamente

En general, este es el protocolo seguido para la realización de las pruebas experimentales, lo que se ha buscado al ejecutarlo es tener condiciones similares en las pruebas realizadas. Una vez culminado el protocolo de arranque, se procede a controlar los niveles de solución en los recipientes y a modificar las temperaturas de operación requeridas.

B.2 Protocolo de paro

Una vez que se realizaron las pruebas experimentales deseadas, se procede con el procedimiento descrito a continuación.

- 1) Detener el sistema de adquisición de datos (realizar este paso en primer lugar asegura que no se almacenan datos que no representan la operación normal del equipo)
- 2) Apagar el sistema de calentamiento y cerrar las válvulas (en el equipo de absorción) que lo comunican con el generador del sistema de absorción
- 3) Recircular la solución en el absorbedor (para bajar su temperatura con el agua de enfriamiento)

- 4) Cerrar la válvula de regulación entre el absorbedor y el generador
- 5) Deshabilitar el sistema auxiliar del agua hacia el evaporador
- 6) Equilibrar los niveles de solución en el tanque separador y de mezclado, de tal forma que ambos se encuentren aproximadamente a la misma altura desde el fondo de cada nivel
- 7) Aislar el condensador y el evaporador del lado del amoniaco (cerrando válvulas de entrada y salida)
- 8) Apagar el sistema auxiliar de enfriamiento y la bomba de la solución
- 9) Cerrar la válvulas de regulación que permite la recirculación en el absorbedor
- 10) Apagar el sistema de adquisición de datos (computadora, adquisidor, fuentes de voltaje, y *no-break*) así como los medidores de flujo tipo Coriolis.

B.3 Protocolo de paro de emergencia

B.3.1 Sobrepresiones

- 1) Apagar de forma inmediata el sistema auxiliar de calentamiento y cerrar las válvulas que lo comunican con el equipo de enfriamiento
- 2) Reducir la temperatura del sistema auxiliar de enfriamiento (lo cual deberá reducir la presión en el condensador y a su vez en el generador)
- 3) Recircular la solución en el absorbedor para reducir su presión y temperatura (al no enviar solución al generador se evitará que la desorción siga ocurriendo y se comenzará la absorción del vapor de refrigerante que proviene del generador)
- 4) Dejar encendido el sistema de enfriamiento para que ayude a reducir la presión mediante la disipación de calor.

B.3.2 Fugas

- 1) En caso de fuga de vapor de amoniaco se recomienda utilizar mascarilla y gafas de seguridad en todo momento
- 2) Detener la operación del sistema de enfriamiento según se describió en el protocolo de paro descrito anteriormente
- 3) Detectar el lugar de la fuga, para hacerlo se puede recurrir al uso de mechas de azufre
- 4) Si en la fuga se tiene vapor de amoniaco, se recomienda utilizar agua para absorber el vapor mientras se aísla la parte en conflicto, si la magnitud de la fuga es pequeña, se recomienda envolver la parte en conflicto con una tela de algodón mojada para absorber el vapor de amoniaco
- 5) Aislar el lugar de fuga cerrando las válvulas más cercanas
- 6) Si la fuga se encuentra en la unión de dos conectores roscados, es posible que se pueda reparar ajustando la unión con la herramienta adecuada, esto depende en gran medida de la magnitud de la fuga
- 7) Si la parte que fuga es una válvula, es probable que el vástago se encuentre flojo, por lo que una posible solución es ajustar el vástago
- 8) Si al seguir las recomendaciones de los dos últimos puntos la fuga continúa, se debe desmontar y reemplazar la parte afectada

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Dincer, I., Midilli, A., Hepbasli, A., & Karakoc, T. H. (Eds.). (2009). *Global warming: engineering solutions*. Springer Science & Business Media.
- [2] BP. (2018). Statistical Review of World Energy. Recuperado de: <https://www.bp.com/content/dam/bp/en/corporate/pdf/energy-economics/statistical-review/bp-stats-review-2018-full-report.pdf>.
- [3] Werner Weiss, Monika Spörk-Dür. IEA-SHC. (2018). *Solar Heat Worldwide: Global Market Development and Trends in 2017 Detailed Market Figures 2016*. Edition 2018.
- [4] REN21. (2018). *Renewables 2018 Global Status Report*.
- [5] R. Best and W. Rivera. A review of thermal cooling systems. *Appl. Therm. Eng.* 75 (2015) 1162-1175.
- [6] W. Rivera, R. Best, M. J. Cardoso, R. J. Romero. A review of absorption heat transformers. *Applied Thermal Engineering* 91 (2015) 654-670.
- [7] Wu W, Zhang XL, Li XT, Shi WX, Wang BL. Comparisons of different working pairs and cycles on the performance of absorption heat pump for heating and domestic hot water in cold regions. *Applied Thermal Engineering* 48 (2012) 349-58.
- [8] Wu, W., Wang, B., Shi, W., & Li, X. (2013). Crystallization analysis and control of ammonia-based air source absorption heat pump in cold regions. *Advances in Mechanical Engineering*, 5, 140341.
- [9] D. B. Boman, D. C. Hoysall, M. A. Staedter, A. Goyal, M. J. Ponkala, S. Garimella. A method for comparison of absorption heat pump working pairs. *Int. J. of Refrigeration* 77 (2017) 149-175.
- [10] J. F. Wang, G. C. Gao and G. M. Chen. An improved absorption refrigeration cycle driven by unsteady thermal sources below 100°C. *Int. J. of Energy Research* (2000), 24, 633-640.
- [11] S. U. Llamas, J. V. Herrera, R. Cuevas, V. H. Gómez, O. García-Valladares. J. Cerezo and R. Best. Development of a small capacity ammonia-lithium nitrate absorption refrigeration system. 2nd Int. Conference on Solar Air-Conditioning, Tarragona, Spain, pp. 470-475, (2007).
- [12] W. Rivera, G. Moreno-Quintanar, C. O. Rivera, R. Best and F. Martínez. Evaluation of a solar intermittent refrigeration system for ice production operating with ammonia/lithium nitrate, *Solar Energy* 85 (2011) 38-45.
- [13] G. Moreno-Quintanar, W. Rivera, and R. Best. Comparison of the experimental evaluation of a solar intermittent refrigeration system for ice production operating with the mixtures $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ and $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3\text{-H}_2\text{O}$. *Renewable Energy* 38 (2012) 62-68.

- [14] S. U. Llamas, R. Cuevas, R. Best, and V. H. Gómez. Experimental results of a direct air-cooled ammonia-lithium nitrate absorption refrigeration system, *Applied Thermal Engineering* 67 (2014) 362-369.
- [15] J. A. Hernández-Magallanes, L.A. Domínguez-Inzunza, G. Gutiérrez-Urueta, P. Soto. C. Jiménez and W. Rivera. Experimental assessment of an absorption cooling system operating with the ammonia/lithium nitrate mixture. *Energy* 78 (2014) 685-692.
- [16] M. Zamora, M. Bourouis, A. Coronas and M. Vallès. Pre-industrial development and experimental characterization of new air-cooled and water-cooled ammonia/lithium nitrate absorption chillers. *Int. J. of Refrigeration* 45 (2014) 189-197.
- [17] M. Zamora, M. Bourouis, A. Coronas and M. Vallès. Part-load characteristics of a new ammonia/lithium nitrate absorption chiller. *Int. J. of Refrigeration* 56 (2015) 46-51.
- [18] Domínguez-Inzunza, L. A., Hernández-Magallanes, J. A., Soto, P., Jiménez, C., Gutiérrez-Urueta, G., & Rivera, W. (2016). Experimental assessment of an absorption cooling system utilizing a falling film absorber and generator. *Applied Thermal Engineering*, 103, 1105-1111.
- [19] Boudéhen, F., Demasles, H., Wyttenbach, J., Jobard, X., Chèze, D., & Papillon, P. (2012). Development of a 5 kW cooling capacity ammonia-water absorption chiller for solar cooling applications. *Energy Procedia*, 30, 35-43.
- [20] Said, S. A. M., Spindler, K., El-Shaarawi, M. A., Siddiqui, M. U., Schmid, F., Bierling, B., & Khan, M. M. A. (2016). Design, construction and operation of a solar powered ammonia–water absorption refrigeration system in Saudi Arabia. *International Journal of Refrigeration*, 62, 222-231.
- [21] Goyal, A., Staedter, M. A., Hoysall, D. C., Ponkala, M. J., & Garimella, S. (2017). Experimental evaluation of a small-capacity, waste-heat driven ammonia-water absorption chiller. *International Journal of Refrigeration*, 79, 89-100.
- [22] Lee, K. B., Chun, B. H., Lee, J. C., Lee, C. H., & Kim, S. H. (2002). Experimental analysis of bubble mode in a plate-type absorber. *Chemical Engineering Science*, 57(11), 1923-1929.
- [23] Cerezo, J., Bourouis, M., Vallès, M., Coronas, A., & Best, R. (2009). Experimental study of an ammonia–water bubble absorber using a plate heat exchanger for absorption refrigeration machines. *Applied Thermal Engineering*, 29(5-6), 1005-1011.
- [24] Cerezo, J., Best, R., Bourouis, M., & Coronas, A. (2010). Comparison of numerical and experimental performance criteria of an ammonia–water bubble absorber using plate heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53(17), 3379-3386.
- [25] Ornel, C., Amaris, C., Bourouis, M., & Vallès, M. (2013). Heat and mass transfer in a bubble plate absorber with NH₃ / LiNO₃ and NH₃ / (LiNO₃+ H₂O) mixtures. *International Journal of Thermal Sciences*, 63, 105-114.
- [26] Suresh, M., & Mani, A. (2013). Heat and mass transfer studies on a compact bubble absorber in R134a-DMF solution based vapour absorption refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 36(3), 1004-1014.

- [27] Jung, C. W., An, S. S., & Kang, Y. T. (2014). Thermal performance estimation of ammonia-water plate bubble absorbers for compression/absorption hybrid heat pump application. *Energy*, 75, 371-378.
- [28] Triché, D., Bonnot, S., Perier-Muzet, M., Boudéhenn, F., Demasles, H., & Caney, N. (2017). Experimental and numerical study of a falling film absorber in an ammonia-water absorption chiller. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 111, 374-385.
- [29] Yan, Y. Y., Lio, H. C., & Lin, T. F. (1999). Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42(6), 993-1006.
- [30] Hsieh, Y. Y., & Lin, T. F. (2002). Saturated flow boiling heat transfer and pressure drop of refrigerant R-410A in a vertical plate heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45(5), 1033-1044.
- [31] Ayub, Z. H. (2003). Plate heat exchanger literature survey and new heat transfer and pressure drop correlations for refrigerant evaporators. *Heat transfer engineering*, 24(5), 3-16.
- [32] Longo, G. A., Gasparella, A., & Sartori, R. (2004). Experimental heat transfer coefficients during refrigerant vaporization and condensation inside herringbone-type plate heat exchangers with enhanced surfaces. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47(19-20), 4125-4136.
- [33] Würfel, R., & Ostrowski, N. (2004). Experimental investigations of heat transfer and pressure drop during the condensation process within plate heat exchangers of the herringbone-type. *International Journal of thermal sciences*, 43(1), 59-68.
- [34] Kuo, W. S., Lie, Y. M., Hsieh, Y. Y., & Lin, T. F. (2005). Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-410A flow in a vertical plate heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48(25-26), 5205-5220.
- [35] Sterner, D., & Sunden, B. (2006). Performance of plate heat exchangers for evaporation of ammonia. *Heat Transfer Engineering*, 27(5), 45-55.
- [36] García-Cascales, J. R., Vera-García, F., Corberán-Salvador, J. M., & González-Maciá, J. (2007). Assessment of boiling and condensation heat transfer correlations in the modelling of plate heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, 30(6), 1029-1041.
- [37] Djordjevic, E., & Kabelac, S. (2008). Flow boiling of R134a and ammonia in a plate heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51(25-26), 6235-6242.
- [38] Arima, H., Kim, J. H., Okamoto, A., & Ikegami, Y. (2010). Local boiling heat transfer characteristics of ammonia in a vertical plate evaporator. *International Journal of Refrigeration*, 33(2), 359-370.
- [39] Huang, J., Sheer, T. J., & Bailey-McEwan, M. (2012). Heat transfer and pressure drop in plate heat exchanger refrigerant evaporators. *International journal of refrigeration*, 35(2), 325-335.

- [40] Khan, T. S., Khan, M. S., Chyu, M. C., & Ayub, Z. H. (2012). Experimental investigation of evaporation heat transfer and pressure drop of ammonia in a 60 chevron plate heat exchanger. *International journal of refrigeration*, 35(2), 336-348.
- [41] Khan, M. S., Khan, T. S., Chyu, M. C., & Ayub, Z. H. (2012). Experimental investigation of evaporation heat transfer and pressure drop of ammonia in a 30 chevron plate heat exchanger. *International journal of refrigeration*, 35(6), 1757-1765.
- [42] Mohammad S. Khan, Tariq S. Khan, Ming-C. Chyu, Zahid H. Ayub. Evaporation heat transfer and pressure drop of ammonia in a mixed configuration chevron plate heat exchanger. *International Journal of Refrigeration* 41 (2014) 92-102.
- [43] Marcos, J. D., Izquierdo, M., Lizarte, R., Palacios, E., & Ferreira, C. I. (2009). Experimental boiling heat transfer coefficients in the high temperature generator of a double effect absorption machine for the lithium bromide/water mixture. *International Journal of Refrigeration*, 32(4), 627-637.
- [44] Zacarías, A., Ventas, R., Venegas, M., & Lecuona, A. (2010). Boiling heat transfer and pressure drop of ammonia-lithium nitrate solution in a plate generator. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53(21-22), 4768-4779.
- [45] Táboas, F., Vallès, M., Bourouis, M., & Coronas, A. (2010). Flow boiling heat transfer of ammonia/water mixture in a plate heat exchanger. *International Journal of Refrigeration*, 33(4), 695-705.
- [46] Taboas, F., Valles, M., Bourouis, M., & Coronas, A. (2012). Assessment of boiling heat transfer and pressure drop correlations of ammonia/water mixture in a plate heat exchanger. *International journal of refrigeration*, 35(3), 633-644.
- [47] Balamurugan, P., & Mani, A. (2012). Heat and mass transfer studies on compact generator of R134a/DMF vapour absorption refrigeration system. *International journal of refrigeration*, 35(3), 506-517.
- [48] Venegas, M., Zacarías, A., Vereda, C., Lecuona, A., & Ventas, R. (2012). Subcooled and saturated boiling of ammonia–lithium nitrate solution in a plate-type generator for absorption machines. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55(17-18), 4914-4922.
- [49] Longo, G. A., Mancin, S., Righetti, G., & Zilio, C. (2015). A new model for refrigerant boiling inside Brazed Plate Heat Exchangers (BPHEs). *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 91, 144-149.
- [50] Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2007). *Termodinámica*, 5ta. Edición, Editorial Mc Graw Hill, México.
- [51] Bejan, Adrian, and Allan D. Kraus. *Heat transfer handbook*. Vol. 1. John Wiley & Sons, 2003.
- [52] Bromley, L. A., LeRoy, N. R., & Robbers, J. A. (1953). Heat transfer in forced convection film boiling. *Industrial & Engineering Chemistry*, 45(12), 2639-2646.
- [53] Sundén, B., & Manglik, R. M. (2007). *Plate heat exchangers: design, applications and performance* (Vol. 11). Wit Press.

- [54] Incropera, F. P., & DeWitt, D. P. (1999). *Fundamentos de transferencia de calor*. Pearson Educación. Cuarta edición.
- [55] Cerezo, J. (2006). Estudio del proceso de absorción con amoniac-agua en intercambiadores de placas para equipos de refrigeración por absorción. Tesis de doctorado. *Universidad Rovira i Virgili, España*.
- [56] Libotean, S., Salavera, D., Valles, M., Esteve, X., & Coronas, A. (2007). Vapor-liquid equilibrium of ammonia+ lithium nitrate+ water and ammonia+ lithium nitrate solutions from (293.15 to 353.15) K. *Journal of Chemical & Engineering Data*, 52(3), 1050-1055.
- [57] Libotean, S., Martín, A., Salavera, D., Valles, M., Esteve, X., & Coronas, A. (2008). Densities, viscosities, and heat capacities of ammonia+ lithium nitrate and ammonia+ lithium nitrate+ water solutions between (293.15 and 353.15) K. *Journal of Chemical & Engineering Data*, 53(10), 2383-2388.
- [58] Cuenca, Y., Salavera, D., Vernet, A., Teja, A. S., & Vallès, M. (2014). Thermal conductivity of ammonia+ lithium nitrate and ammonia+ lithium nitrate+ water solutions over a wide range of concentrations and temperatures. *International Journal of Refrigeration*, 38, 333-340.
- [59] Farshi, L. G., Ferreira, C. I., Mahmoudi, S. S., & Rosen, M. A. (2014). First and second law analysis of ammonia/salt absorption refrigeration systems. *International journal of refrigeration*, 40, 111-121
- [60] REFPROP Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties. NIST Standard reference database 23, version 8.0
- [61] Muley, A., & Manglik, R. M. (1999). Experimental study of turbulent flow heat transfer and pressure drop in a plate heat exchanger with chevron plates. *Journal of heat transfer*, 121(1), 110-117.
- [62] Muley, A., Manglik, R. M., & Metwally, H. M. (1999). Enhanced heat transfer characteristics of viscous liquid flows in a chevron plate heat exchanger. *Journal of Heat Transfer*, 121(4), 1011-1.