



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

**“ESTUDIO DE UN DESORBEDOR-CONDENSADOR DE MEMBRANA POROSA
HIDRÓFOBA PARA SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO POR ABSORCIÓN”**

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

PRESENTA:
IVÁN LEONARDO MEDINA CABALLERO

TUTORES PRINCIPALES
WILFRIDO RIVERA GÓMEZ-FRANCO, INSTITUTO DE
ENERGÍAS RENOVABLES
JONATHAN IBARRA BAHENA, INSTITUTO DE ENERGÍAS RENOVABLES
COMITÉ TUTOR
JEAN FULBERT ITUNA YUDONAGO, UNIVERSIDAD POLITÉCNICA
METROPOLITANA DE HIDALGO
VÍCTOR HUGO GÓMEZ ESPINOZA, INSTITUTO DE ENERGÍAS RENOVABLES
JAVIER ALEJANDRO HERNÁNDEZ MAGALLANES, UNIVERSIDAD AUTÓNOMA
DE NUEVO LEÓN

MÉXICO, D. F. ABRIL 2024



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. JEAN FULBERT ITUNA YUDONAGO
Secretario: Dr. VÍCTOR HUGO GÓMEZ ESPINOZA
1^{er}. Vocal: Dr. WILFRIDO RIVERA GÓMEZ-FRANCO
2^{do}. Vocal: Dr. JONATHAN IBARRA BAHENA
3^{er}. Vocal: Dr. JAVIER ALEJANDRO HERNÁNDEZ MAGALLANES

Temixco, Morelos, México: INSTITUTO DE ENERGÍAS RENOVABLES-UNAM

TUTORES DE TESIS:

Dr. WILFRIDO RIVERA GÓMEZ-FRANCO



Dr. JONATHAN IBARRA BAHENA



Agradecimientos

A todos los seres que durante el transcurso del posgrado no fueron ajenos en mi vida.

Tabla de contenido

Capítulo 1. INTRODUCCIÓN	7
1.1 Escenario energético mundial	7
1.1.1. Consumo energético mundial en refrigeración	10
1.1.2. Calor de desecho	11
1.2 Escenario energético en México	11
1.2.1. Energía solar	14
1.3 Ciclo inverso de Carnot	15
1.3.1. Descripción del ciclo refrigeración por compresión de vapor	16
1.3.2. Descripción del ciclo de absorción	18
1.3.3. Tipos de Desorbedores para sistemas de absorción	20
1.3.4. Desorbedor de membrana	24
1.4 Justificación	30
1.5 Objetivos	31
1.5.1. Objetivos específicos	31
Capítulo 2. CONFIGURACIÓN EXPERIMENTAL DEL DESORBEDOR-CONDENSADOR DE MEMBRANA	32
2.1 Prototipo experimental	32
2.2 Módulo de Desorbedor-Condensador de membrana porosa hidrófoba	33
2.3 Procedimiento para el uso del banco desorbedor-condensador de membrana	35
2.3.1. Procedimiento a seguir durante el arranque del banco	35
2.3.2. Toma de datos	37
2.3.3. Paro de la unidad experimental	38
2.4 Calibración de los equipos usados en las pruebas experimentales	38
2.5 Figura típica del comportamiento térmico del desorbedor-condensador	40
Capítulo 3. MODELADO COMPUTACIONAL DEL DESORBEDOR-CONDENSADOR DE MEMBRANA	42
3.1 Modelado de la geometría	43
3.2 Modelado matemático	44
3.2.1. Procesos de transferencia de calor y masa en el canal de solución	44

3.2.2. Transferencia de calor y masa en la membrana	46
3.2.3. Transferencia de calor y masa en el espacio de aire	47
3.2.4. Transferencia de calor y masa en el canal de enfriamiento	47
3.2.5. Ecuaciones gobernantes	48
3.3 Análisis de independencia de malla	57
3.3.1. Condiciones de frontera	59
3.3.2. Resultados del análisis de independencia de malla	61
Capítulo 4. RESULTADOS EXPERIMENTALES	64
4.1 Usando la solución de H ₂ O-LiBr	64
4.2 Usando la solución H ₂ O-LiCl y H ₂ O-LiBr-LiCl	65
4.3 Comparación entre H ₂ O-LiBr, H ₂ O-LiCl y H ₂ O-LiBr-LiCl respecto a la máxima desorción en el dispositivo	67
Capítulo 5. RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN	70
Capítulo 6. CONCLUSIONES	78
6.1 Conclusiones	78
6.2 Trabajos a Futuro	79
Referencias	81
Apéndice	87

Lista de figuras

Figura 1.1 Consumo energético mundial [1]	8
Figura 1.2 Consumo mundial de energía por energético	9
Figura 1.3 Consumo mundial de energía por sectores	10
Figura 1.4 Producción nacional de energía primaria	13
Figura 1.5 Mapa de radiación solar en los Estados Unidos Mexicanos en kWh/m ²	14
Figura 1.6 Diagrama T-s de un ciclo inverso de Carnot	16
Figura 1.7 Esquema general de un ciclo de enfriamiento por compresión de vapor.	18
Figura 1.8 Compresor mecánico-Compresor térmico	19
Figura 1.9 Esquema general del ciclo de enfriamiento por absorción	20
Figura 1.10 Esquema del desorbedor de película descendente de tubos horizontales.	21
Figura 1.11 Desorbedor de intercambio de calor de placas (PHE).	22
Figura 1.12 Geometría y parámetros de un desorbedor de bomba de burbujas.	23
Figura 1.13 Diagramas de Desorbedor-Condensador en configuración AGMD	26
Figura 2.1 Banco experimental de desorbedor-condensador de membrana, (1) Baño de circulación para calentamiento, (2) Bomba del fluido de calentamiento, (3) flujómetro del fluido de calentamiento, (4) Intercambiador de calor de placas, (5) Bomba de recirculación (6) Medidor de flujo de Coriolis, (7) Modulo de Desorbedor-Condensador de membrana, (8) flujómetro del agua de enfriamiento, (9) Enfriador (Chiller), (10) Tarjeta de adquisición de datos.	33
Figura 2.2 Configuración experimental del desorbedor-condensador: 1A-1B Tapas de soporte de Nylamid, 2A-2C Sellos de silicón, 3 Membrana porosa hidrófoba, 4 Malla de acero inoxidable de soporte, 5 Sello de neopreno, 6 placa de condensación, 7 Pernos de sujeción de acero inoxidable [19].	34
Figura 2.3 Modulo experimental de desorbedor-condensador de membrana poroso hidrófoba	35
Figura 2.4 Arranque del banco desorbedor-condensador	37
Figura 2.5 Sistema de calibración de los sensores de temperatura	39
Figura 2.6 Ubicación de los sensores de temperatura en el módulo de membrana	40
Figura 2.7 Temperaturas en el módulo desorbedor-condensador vs Tiempo del experimento	41

Figura 3.1 Esquema de proyecto en ANSYS WORKBENCH	42
Figura 3.2 Geometría del modelo Desorbedor-Condensado	43
Figura 3.3 Variación de temperatura vs número de iteraciones	59
Figura 3.4 Temperatura de referencia en la simulación respecto el número de elementos de la malla	62
Figura 3.5 Calidades de malla adecuadas para simulaciones en CFD [62].	62
Figura 3.6 Malla del Desorbedor-Condensador	63
Figura 4.1 Tasa de desorción para la solución H ₂ O-LiBr en función de las temperaturas de entrada de la solución y agua de enfriamiento.	65
Figura 4.2 Tasa de desorción de la solución H ₂ O-LiCl en función de las temperaturas de la solución y de enfriamiento.	66
Figura 4.3 Tasa de desorción para la solución H ₂ O-LiBr-LiCl (2:1) en función de las temperaturas de entrada de la solución y agua de enfriamiento.	67
Figura 4.4 Tasa de desorción para el agua destilada en función de las temperaturas de entrada al canal de solución y agua de enfriamiento.	68
Figura 4.5 Comparativo: eficiencia de los fluidos de trabajo vs agua destilada	69
Figura 5.1 Vista isométrica del lado del canal de solución	71
Figura 5.2 Contorno de temperatura en la interfaz canal de solución-membrana	72
Figura 5.3 Contorno de temperatura en la interfaz placa de condensación-canal de agua de enfriamiento	73
Figura 5.4 Contornos de concentración de agua en el canal de solución	74
Figura 5.5 Contornos de concentración del agua en el plano medio del canal de solución	75
Figura 5.6 Contornos de los vectores de velocidad en el canal de solución	76

Lista de Tablas

Tabla 1. Escenarios del análisis de independencia de malla	58
Tabla 2 Condiciones de frontera del Desorbedor-Condensador	61
Tabla 3 Condiciones de operación experimental del desorbedor-condensador	64



Capítulo 1. INTRODUCCIÓN

A lo largo de este capítulo se da un panorama de la situación energética mundial y particularmente en México. Además, se discute como el sector de la climatización contribuye nocivamente a la crisis climática actual. Posteriormente se presenta el marco teórico de los sistemas de absorción y como se inserta el uso de membranas en estos. Por último, se indican los objetivos y justificación del trabajo.

1.1 Escenario energético mundial

En la Figura 1.1 se registra el consumo mundial de energía durante el periodo que comprende de 1971 hasta el 2021. A lo largo de este periodo se puede observar un crecimiento del consumo de más del 2.38. Esta tendencia se espera que permanezca durante los próximos años.

El consumo de energía mundial se incrementó en el 2021 con respecto al año inmediatamente anterior en 4.8%, pasando de 401857.0883 (PJ) a 422117.519 (PJ), esto derivado de la crisis provocada por el virus SARS-CoV-2. Esta caída del consumo energético mundial en el 2020 está fuertemente influenciada por la emergencia sanitaria, económica y social derivada de la pandemia que inicio a principios de este mismo año.

En cuanto a la producción mundial de energía primaria, para el 2021 la energía nuclear tuvo el mayor aumento con 4.92% respecto al 2020, seguida del carbón y sus derivados con un incremento del 4.65%, gas natural con un aumento del 4.26%, las energías renovables con 3.47% y por último el crudo con 1.22%. Además, el crudo fue el que mayor producción de energía aportó con el 29.21%, seguido del carbón y sus derivados con el 27.30% y el gas natural con 23.82%. La energía nuclear aportó el 4.99% y las energías renovables contribuyeron a una producción del 14.68% de la energía mundial. Se observa que aún se sigue dependiendo en más del 80% de los combustibles fósiles para la producción mundial de energía.

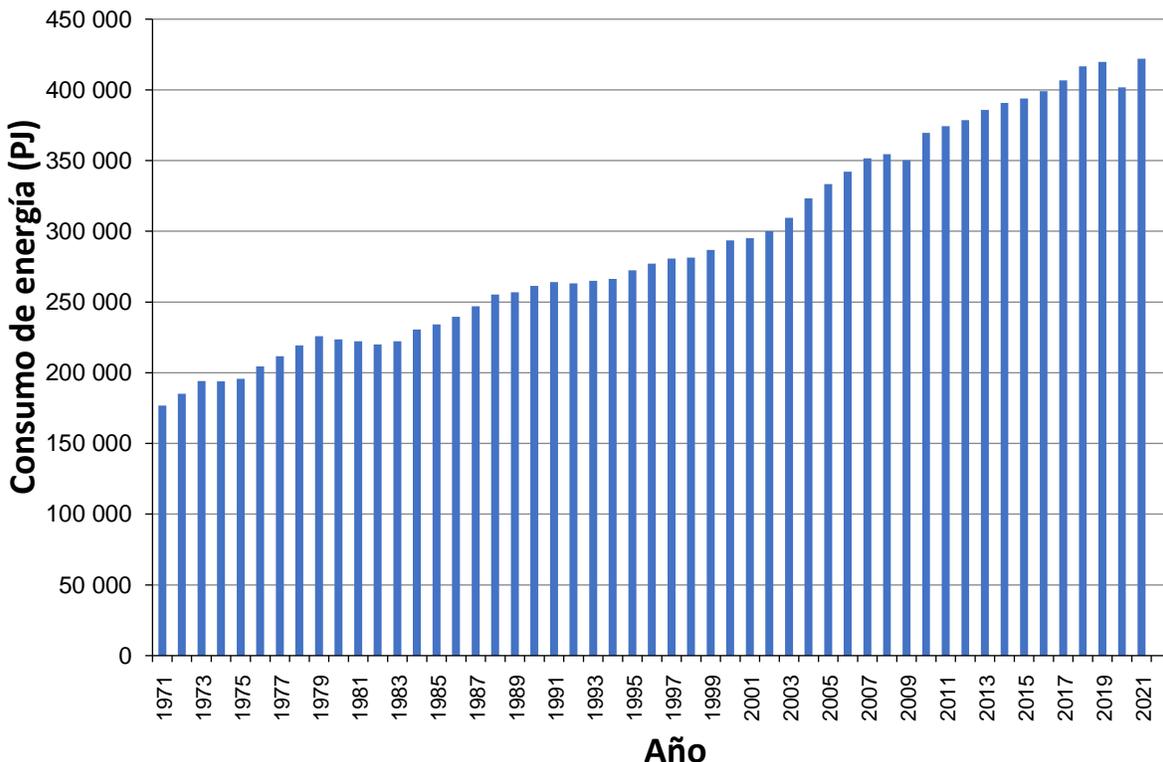


Figura 1.1 Consumo energético mundial [1]

En la Figura 1.2 se registran los consumos porcentuales mundiales de energía por sector energético para el 2021. El único sector que presentó una disminución con respecto al año 2020 fue el carbón, el cual disminuyó 0.54% en un esfuerzo mundial por reducir la huella de carbón, pero el consumo de petróleo crudo aumento un 14.18%, seguido del gas natural con un incremento del 6.09%, el consumo de la energía eléctrica y los petrolíferos aumentaron 5.79% y 5.85%, respectivamente. Lamentablemente, las energías renovables presentaron el menor de los aumentos con un 4.20% respecto al año anterior.

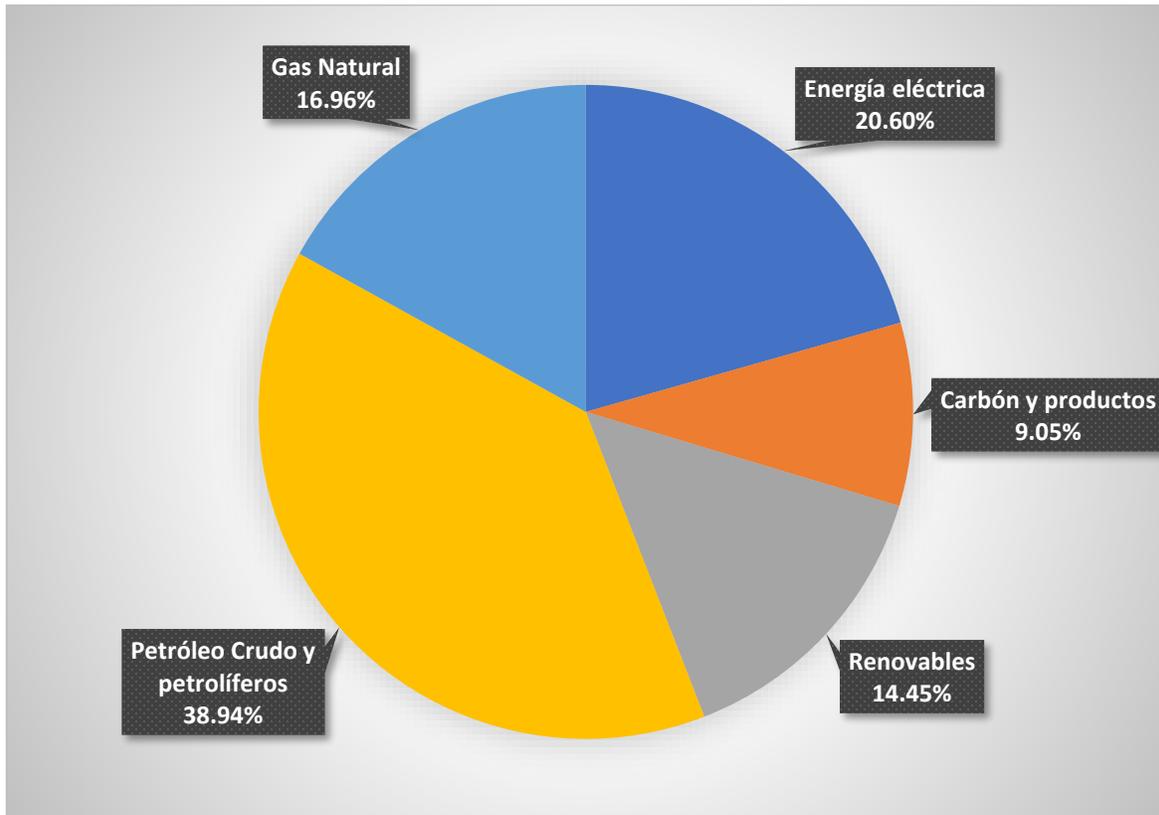


Figura 1.2 Consumo mundial de energía por energético

En la Figura 1.3 se ilustra el consumo mundial de energía por sectores del 2021. Como se esperaba posterior a la pandemia el sector del transporte fue el que tuvo un mayor crecimiento con un 7.71% respecto al año 2020. Seguido del sector comercial y servicios públicos que aumentaron 5.45%, el sector industrial aumento 5.10% y el consumo no energético creció un 4.58%. el sector agropecuario registro un crecimiento del 2.88%, mientras que los sectores que registraron menores aumentos de consumo energético fueron otras ramas y el residencial con 2.47% y 2.29%, respectivamente. En la mayor parte de estos sectores hay áreas de oportunidad para los sistemas de enfriamiento por absorción, los cuales utilizan una mucho menor cantidad de energía eléctrica y cuyas fuentes de calor pueden proveer de energías renovables o calor de desecho.

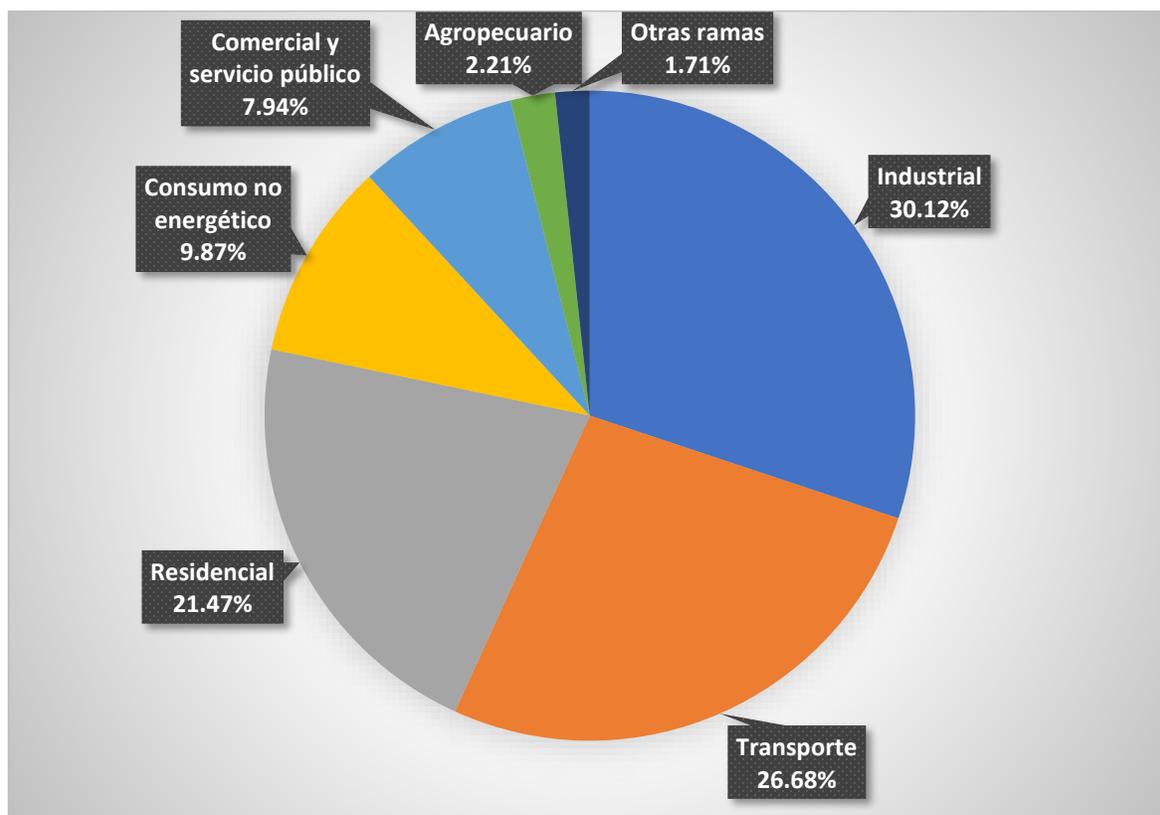


Figura 1.3 Consumo mundial de energía por sectores

1.1.1. Consumo energético mundial en refrigeración

Los procesos de refrigeración tienen un constante aumento en el consumo de energía debido a los efectos del cambio climático. Según la agencia internacional de energía el 16% de la energía consumida en edificaciones tiene que ver con proceso de refrigeración, el cual equivale a unos 2000 TWh.

El sector de la refrigeración, incluidos el aire acondicionado, las bombas de calor y la criogenia, consume el 20% de la electricidad mundial [2], es responsable del 7,8% de las emisiones globales de Gases de efecto Invernadero (GEI) y se espera que el consumo de energía del sector se duplique con creces para 2050 [3]. Estas emisiones de este sector se dividen en dos términos, directas e indirectas, y para reducir el efecto del sector se deben reducir ambas. Las emisiones directas están relacionadas con las fugas de refrigerante



hidrofluorocarbonos (HFC), las cuales corresponden al 37%, mientras que las emisiones indirectas correspondientes a la obtención de la energía eléctrica para operar los sistemas son responsables de los restantes 63% [2]. En este sentido los sistemas de absorción son una alternativa muy viable para disminuir o incluso eliminar las emisiones de GEI a la atmosfera, ya que pueden trabajar con energías renovables o con calor de desecho y el refrigerante puede ser agua. Si bien el vapor de agua es un potente gas de efecto invernadero, los humanos no contribuyen directamente a sus concentraciones [4]. Por lo tanto, no es uno de los principales impulsores del cambio climático, sino más bien una de sus consecuencias [5].

1.1.2. Calor de desecho

Una alternativa viable a fuentes de calor de origen renovable es el calor de desecho. A calor de desecho se le llama al calor residual o excedente que se produce durante el funcionamiento de un sistema mecánico, térmico o como consecuencia de procesos que utilizan energía. Esta energía en forma de calor escapa del sistema y no es propio de este. Los rangos de temperaturas de calor de desecho comúnmente utilizados son: baja, media y alta temperatura, los cuales tienen valores de menores de 100 °C, entre 100 °C y 299 °C y de 300 °C o más, respectivamente. Se ha demostrado que el calor de desecho puede llegar a tener una pequeña influencia en el clima a nivel local [6], de ahí la importancia de aprovechar esta fuente de calor que de otra manera se cargaría al ambiente en lugar de ayudar a mejorar múltiples procesos, incluido los sistemas de absorción.

EL 72% del consumo global de energía primaria se pierde como calor residual después de la conversión, principalmente a temperaturas inferiores a 100 °C. Se encuentra que en el mundo el 63% del calor de desecho es de baja temperatura, el 16% es de media y el restante 21% es de alta temperatura. El sector que más aporta al calor de desecho global es el de la generación eléctrica con un 61%, seguido de otros sectores como el transporte, industria, residencial y comercio [7].

1.2 Escenario energético en México

El aumento de la demanda de energía mundial y las repercusiones en el ambiente que causan el uso de combustible fósil ha producido un aumento en la búsqueda de nuevas



tecnologías que usen energías limpias. En cuanto a México es un país de importancia en el contexto de las acciones de mitigación internacional, siendo el 13° mayor emisor de GEI. Además, El incremento y la tasa de aumento en la temperatura del aire anual promedio en México son mayores que el promedio global. Mientras que el aumento en la temperatura media del aire en México desde inicios del siglo XX fue de 1.69 °C (1.59 °C-1.81 °C), el incremento en la temperatura promedio global fue de 1.23 °C y se espera que durante las próximas décadas esta tendencia en la cual la temperatura media aumente más rápido en México que en el promedio mundial [8]. Para disminuir las emisiones de GEI y sus efectos que podrían ser mayores en México que en el promedio mundial. Por otro lado, la crisis climática que se intensifica año con año, así como los conflictos geopolíticos internacionales, han incrementado la volatilidad de costos de la energía.

Para el 2021 la producción de energía primaria se plasma en la Figura 1.4. La producción de carbón y sus derivados en México fue de apenas 1.94% comparado con el 27.3% que se tuvo a nivel mundial durante el mismo periodo. Pero, mientras que para el crudo la producción fue de 55.15% en México, a nivel mundial la producción fue de 29.21%. La producción de energías renovables fue muy pareja respecto al mundo, la participación de las energías renovables en México ha aumentado significativamente en los últimos años, pasando de tener una participación en la producción nacional del 7% en 2011 a tener 14.73% en 2021. Además, el porcentaje de participación de los hidrocarburos en la matriz de producción de energía primaria ha bajado significativamente en los últimos años, de tener una participación de cerca del 89% en 2011, paso a tener una participación del 79.35% en el 2021, debido en parte al aumento de la producción de las energías renovables.

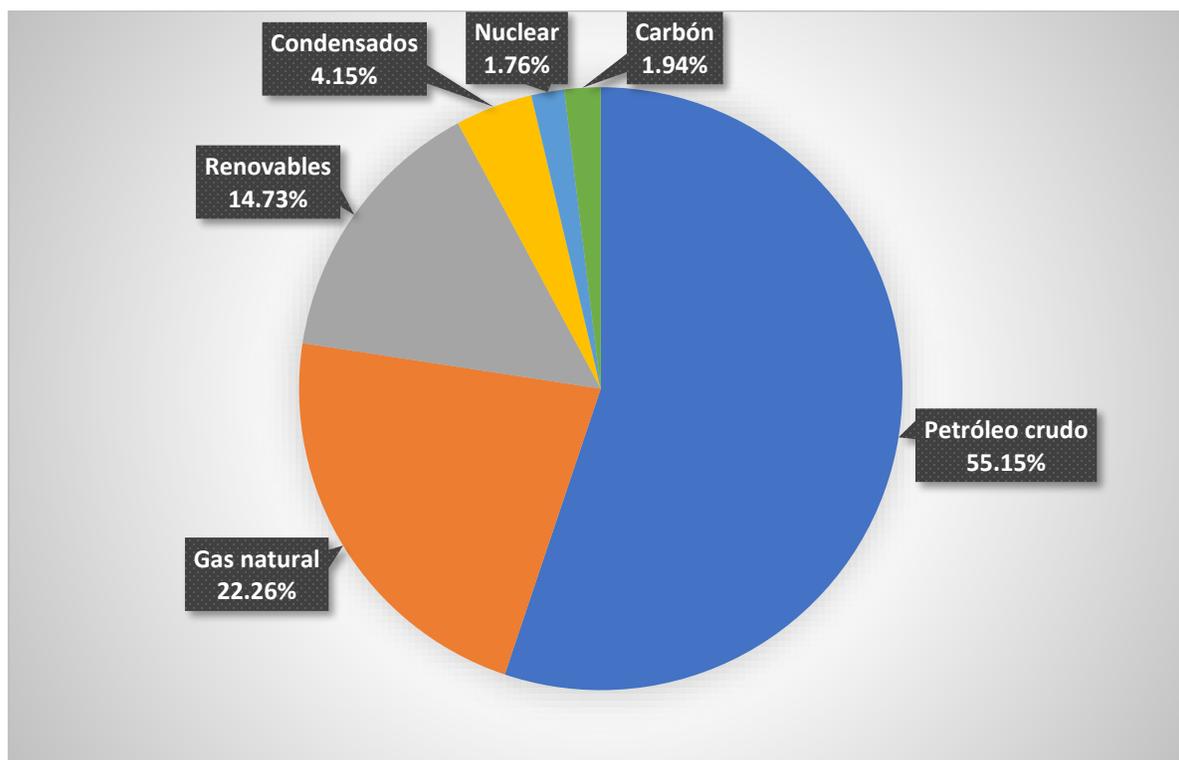


Figura 1.4 Producción nacional de energía primaria

Uno de los índices más importantes en materia energética de un país es el de independencia energética, cuyo valor es utilizado a nivel internacional para medir, de forma general, el grado en que un país puede cubrir su consumo de energía derivado de su producción; si el índice es mayor a uno, significa que el país es considerado autosuficiente energéticamente. Este índice se obtiene al dividir la producción de energía primaria entre el consumo total energético en determinado periodo. Durante el 2022, el índice de independencia energética para México fue de 0.71, lo cual representa un déficit cercano al 29% de energía demandada dentro del territorio nacional que fue cubierta con importaciones.

Para cubrir este déficit energético, una alternativa es optar por la instalación de más sistemas de generación de energía renovables, y dentro de estos, la energía solar ofrece ventajas para México debido a la elevada radiación solar que recibe anualmente como consecuencia de una privilegiada ubicación geográfica. Además, la energía solar ofrece un potencial de calor que puede ser aprovechable por los sistemas de absorción.

1.2.1. Energía solar

La manera de medir el potencial de energía solar de un país es por medio de la radiación solar. Según la *International Renewable Energy Agency* (IRENA), México está en el espacio de latitud (15° a 35°) donde el recurso solar es mayor en el planeta, en promedio diariamente se reciben 5.5 kWh/m^2 de radiación solar. En la Figura 1.5 se observa que la zona con mayor potencial de aprovechamiento es la noroeste.

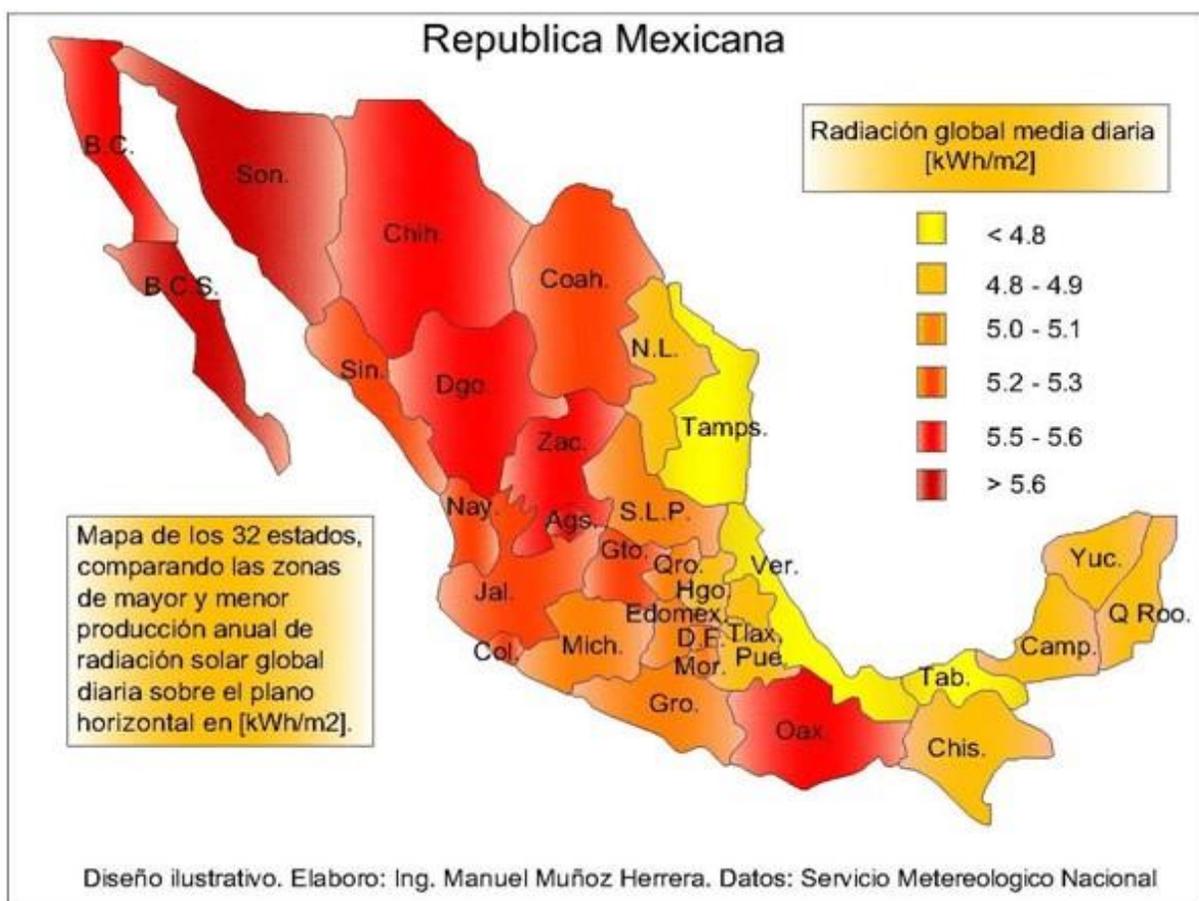


Figura 1.5 Mapa de radiación solar en los Estados Unidos Mexicanos en kWh/m^2

El aprovechamiento de la radiación solar se puede encontrar mediante dos tecnologías diferentes: fotovoltaica y fototérmica.



La tecnología fotovoltaica consiste en la transformación directa de la radiación solar en energía eléctrica. Esta transformación se produce mediante unos dispositivos denominados paneles fotovoltaicos. La energía eléctrica obtenida puede ser utilizada para accionar la bomba que impulsa la mezcla en un sistema de enfriamiento por absorción.

La tecnología fototérmica realiza la transformación de la energía solar en energía térmica mediante el calentamiento un fluido caloportador que circula por los colectores solares. Este tipo de tecnología se utiliza en gran variedad de aplicaciones como: calefacción doméstica, Calentamiento de agua, destilación, hornos solares, secado, etc. Además, esta tecnología podría ser utilizada para el calentamiento de la mezcla en un sistema de enfriamiento por absorción.

1.3 Ciclo inverso de Carnot

EL objetivo de un sistema de refrigeración es mantener una zona fría a una temperatura por debajo de la temperatura en los alrededores. El principio de funcionamiento de estos sistemas se denomina ciclo de Carnot de refrigeración de vapor o ciclo inverso de Carnot y su coeficiente de rendimiento (COP, por las siglas en inglés de *Coefficient Of Performance*), es el máximo que teórico de cualquier ciclo de refrigeración.

En la Figura 1.1 se muestra el diagrama Temperatura vs Entropía (T-s), el cual opera entre las temperaturas del foco caliente (T_C) y del foco frío (T_F). El ciclo consta una compresión adiabática reversible (proceso isoentrópico) del estado 1 al 2, durante este proceso el refrigerante en estado de mezcla aumenta su presión y temperatura hasta el estado 2 donde sale en vapor saturado. Del estado 2 al 3 tiene lugar un proceso de compresión isotérmica reversible, al finalizar este proceso el refrigerante pasa a liquido comprimido. Del estado 3 al 4 el refrigerante se expande disminuyendo su presión y temperatura, pasando por un proceso adiabático reversible (isoentrópico), con lo cual el refrigerante termina en un estado de mezcla. Del estado 4 al 1 el refrigerante se expande isotérmicamente reversible aumentando el volumen del refrigerante como cambio de fase, para posteriormente repetir el ciclo.

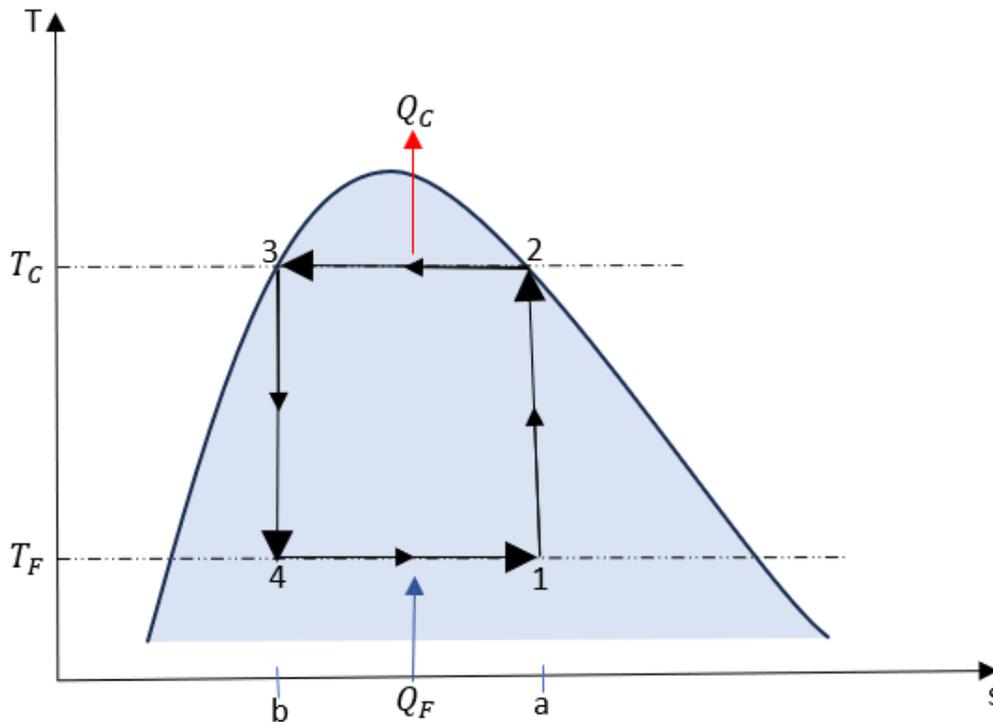


Figura 1.6 Diagrama T-s de un ciclo inverso de Carnot

El área 1-a-b-4-1 es el calor aportado al refrigerante desde el foco frío por unidad de masa de refrigerante a través de un intercambiador (Evaporador) y el área que comprende 2-a-b-3-2 es el calor que sale del refrigerante hacia el foco caliente por unidad de masa de refrigerante mediante un intercambiador de calor (Condensador). El área 1-2-3-4-1 es el calor neto transferido desde el refrigerante, el cual es igual al trabajo neto realizado sobre el mismo. El trabajo neto es la diferencia del trabajo que entra al ciclo a través del proceso 1 a 2 (Compresor) y el trabajo que sale del ciclo de 3 a 4 (Turbina).

1.3.1. Descripción del ciclo refrigeración por compresión de vapor

En la realidad los ciclos de refrigeración son distantes del ciclo inverso de Carnot y presentan COP menores. Esto sucede debido a que la transferencia de calor en los intercambiadores no se realiza reversiblemente, no se logra la transferencia de calor necesaria



para mantener la temperatura del condensador a la temperatura del foco caliente, sino que la temperatura T_C es más alta que la del foco caliente. En el evaporador sucede algo muy parecido y la temperatura T_F se debe mantener a una temperatura menor a la del foco frío. Además, a la entrada del compresor el refrigerante no debe estar en mezcla como se ve en el estado 1 de la Figura 1.1, ya que la presencia de líquido en puede dañarlo, por ello en los sistemas reales el compresor solo trabaja con vapor. Por otra parte, la expansión de 3 a 4 mediante la turbina es inviable debido al poco trabajo obtenido de ello, debido a la poca eficiencia de estos equipos trabajando en estas condiciones, por ello se reemplazan por una válvulas de expansión el cual tiene ventajas en cuanto a costo y mantenimiento.

En un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor el cual se ilustra en Figura 1.2, el refrigerante entra al compresor en el estado 1 como vapor saturado y eleva su presión y temperatura mediante un compresor mecánico en un proceso isentrópico, hasta alcanzar la presión de condensación y una temperatura superior al de la temperatura del medio circundante. En estas condiciones el refrigerante entra en el condensador como vapor sobrecalentado en el estado 2 y atraviesa el condensador cediendo su calor latente de vaporización al medio exterior, como consecuencia el fluido refrigerante se condensa y abandona el condensador como líquido saturado en el estado 3.

El refrigerante en estado de líquido saturado en el estado 3 entra en el dispositivo de expansión (en este caso representado por un tubo capilar), donde se estrangula provocando una caída repentina de presión y temperatura sin intercambio de calor. El refrigerante sale de la válvula de expansión (estado 4) a la presión del evaporador y su temperatura desciende por debajo de la temperatura del espacio refrigerado durante el proceso.

El refrigerante entra al evaporador (estado 4) como un vapor húmedo de muy baja calidad, donde intercambia calor con el medio que se pretende enfriar, del cual absorbe la energía térmica correspondiente al calor latente de vaporización. El refrigerante sale del evaporador como vapor saturado (estado 1) y vuelve a entrar al compresor, completando el ciclo.

La sección comprendida de 2 a 3 es conocida como zona de alta presión y la sección que comprende de 4 a 1 se conoce como zona de baja presión.

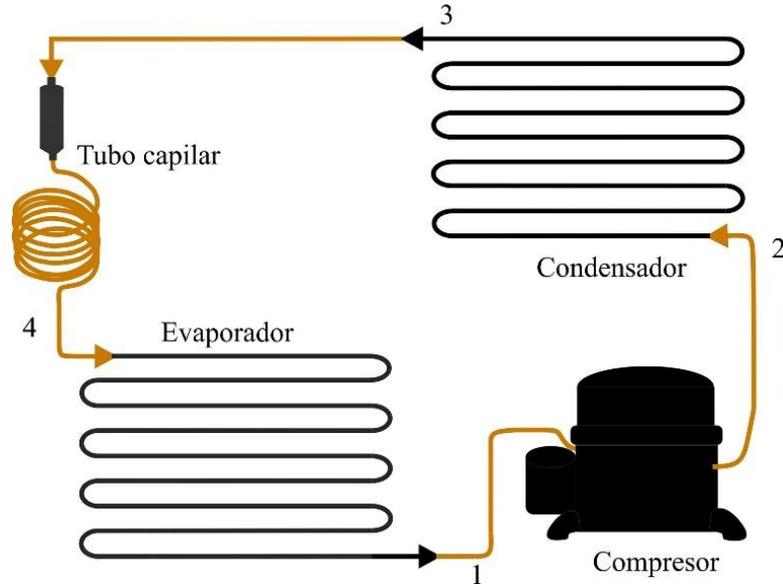


Figura 1.7 Esquema general de un ciclo de enfriamiento por compresión de vapor.

1.3.2. Descripción del ciclo de absorción

Los sistemas de enfriamiento por absorción son una alternativa ecológica a los dispositivos de enfriamiento por compresión de vapor convencionales, ya que pueden utilizar energía térmica renovable o fuentes térmicas de baja calidad. Los sistemas de refrigeración por absorción a diferencia de los convencionales sistemas de refrigeración por compresión de vapor utilizan un compresor térmico en reemplazo de un compresor mecánico, el compresor térmico (Figura 1.3).

La ventaja que se deriva del ciclo de absorción es que el líquido, y no una sustancia gaseosa, es bombeada desde la región de baja presión hasta la de presión alta, con la consecuencia de un trabajo considerablemente menor.

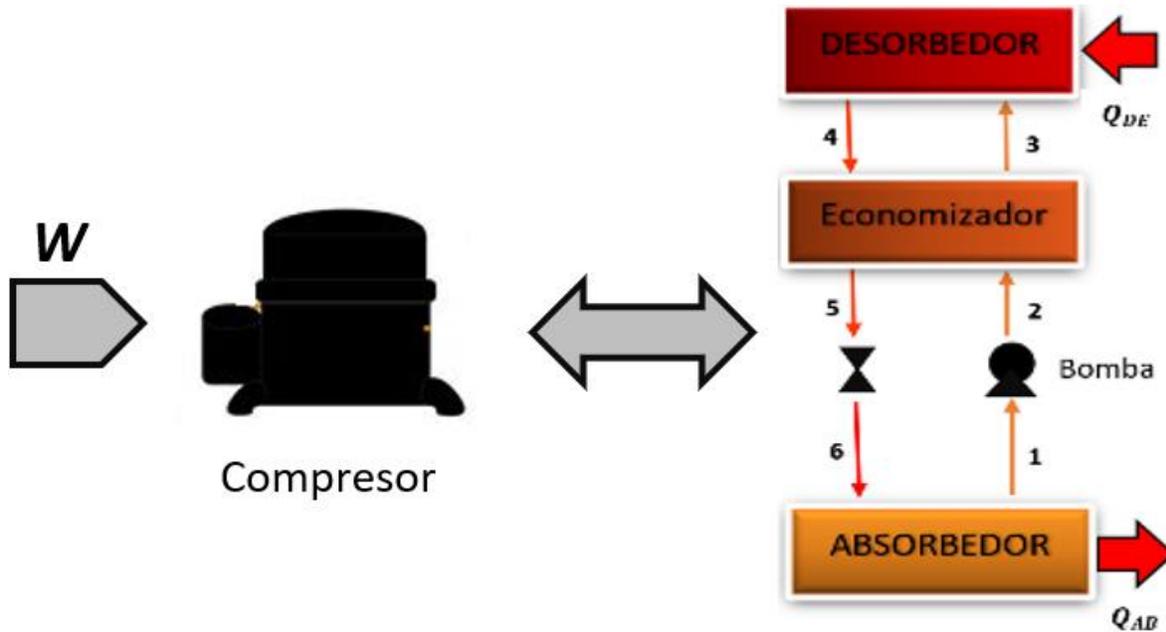


Figura 1.8 Compresor mecánico-Compresor térmico

Regularmente se utiliza en los ciclos de absorción la mezcla agua-bromuro de litio, siendo el agua el refrigerante y el bromuro de litio el absorbente, debido a su alta capacidad para absorber el agua y la propiedad de deshidratarse al aumentar su temperatura.

En la Figura 1.4 se ilustra un ciclo de absorción en el cual el agua como refrigerante y en fase de vapor (estado 0) pasa al absorbedor para ser absorbido por una solución de bromuro de litio, produciendo una solución con alta concentración de agua en bromuro de litio y generando una reacción exotérmica que libera calor (Q_{AB}), esta solución en fase líquida es bombeada del absorbedor (estado 1) incrementando su presión (estado 2). Posteriormente, la solución pasa a través del economizador donde es precalentada por la solución que abandona el desorbedor (estado 3). Enseguida la solución entra al desorbedor donde se separan disolvente y soluto mediante calor procedente de una fuente externa (Q_{DE}). El agua (refrigerante) se dirige al condensador en fase de vapor y alta presión y continúa el ciclo descrito en la sección anterior (estado 7).

La solución en fase líquida sale del desorbedor con una baja concentración de agua en bromuro de litio (estado 4) pasa a través del economizador en el cual cede calor sensible a la solución con alta concentración (estado 5), a continuación, pasa a través de la válvula de

expansión donde reduce su presión a la presión del absorbedor (estado 6) y continuar el ciclo del compresor térmico.

Los cambios termodinámicos que se generan en el agua como refrigerante al pasar por cada uno de los equipos del estado 7 al estado 0 ya fueron descritos en la sección anterior.

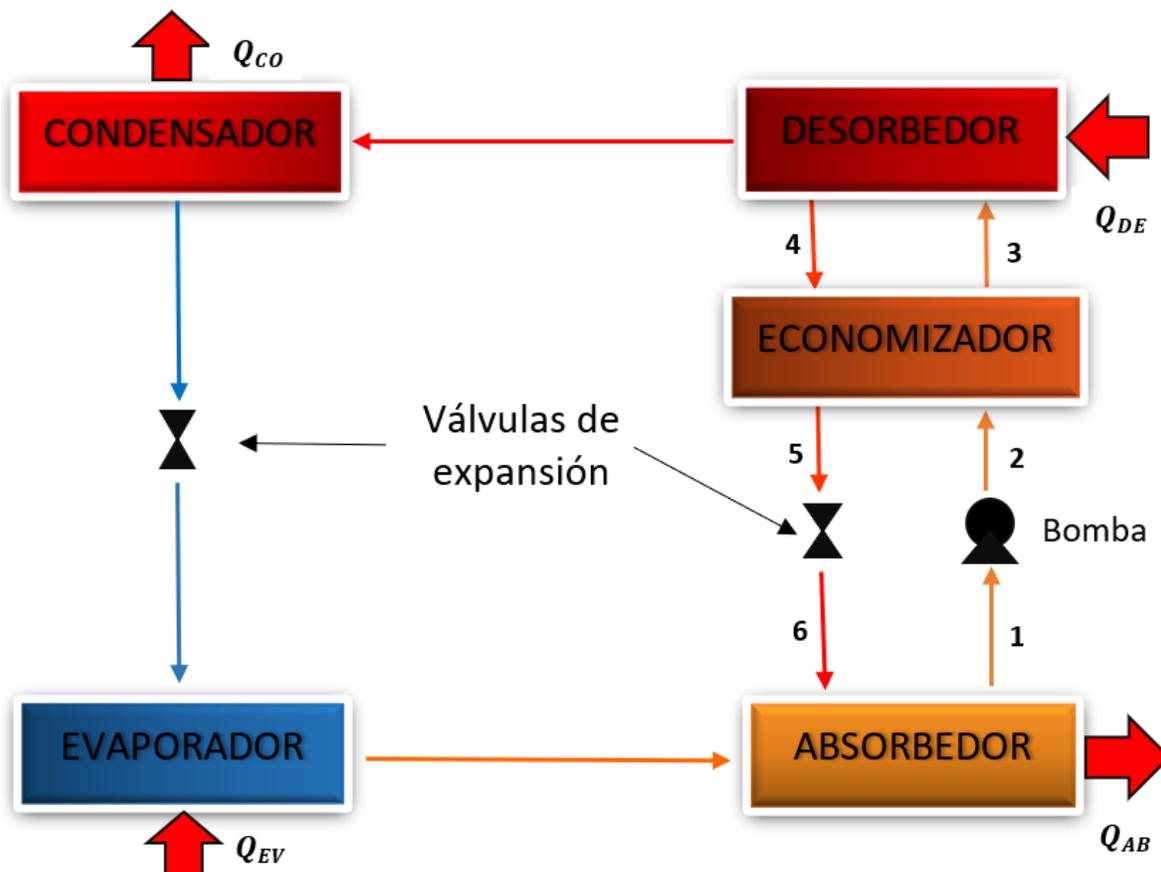


Figura 1.9 Esquema general del ciclo de enfriamiento por absorción

1.3.3. Tipos de Desorbedores para sistemas de absorción

En los desorbedores convencionales, la mezcla de trabajo se calienta hasta alcanzar el punto de ebullición para evaporar una parte del fluido refrigerante, cuando se utiliza agua como fluido refrigerante (como en las mezclas $H_2O-LiBr$, $H_2O-LiCl$, etc.) esta separación se produce bajo condiciones de presión de vacío para reducir la carga térmica del desorbedor. Dado que el rendimiento del desorbedor afecta el COP el costo económico, el tamaño y el

peso de un sistema de enfriamiento por absorción, se han propuesto y analizado varias configuraciones de desorbedor.

En la Figura 1.5 se muestra la configuración más común para el desorbedor en sistemas de refrigeración por absorción es el de película descendente [9], en esta configuración la solución acuosa de LiBr se rocía sobre un haz de tubos, dentro de los cuales fluye un líquido de calentamiento. Cuando la temperatura de la pared de los tubos excede lo suficiente a la temperatura de ebullición de la solución acuosa de LiBr, la desorción comienza a tener lugar en núcleos de burbujas formados en la interfase sólido/líquido [10].

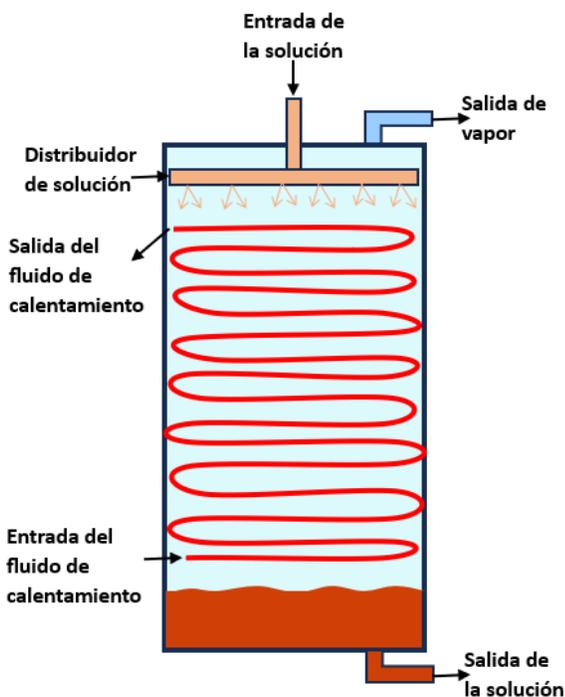


Figura 1.10 Esquema del desorbedor de película descendente de tubos horizontales.

En la Figura 1.6 se muestra la operación del desorbedor de intercambio de calor de placas (PHE, por las siglas en inglés de *Plate Heat Exchanger*). La solución se calienta hasta el punto de ebullición por medio de un fluido de calentamiento del cual obtiene el calor suficiente para que parte del agua en solución cambie de fase. En este tipo de desorbedor el fluido que atraviesa el canal de solución se encuentra en dos fases, uno es el vapor de agua y el otro es la solución en estado líquido más concentrada [11]. Por lo tanto, es necesario

agregar un equipo separador de fases gas-líquido para conseguir la separación del vapor de refrigerante de la solución líquida.

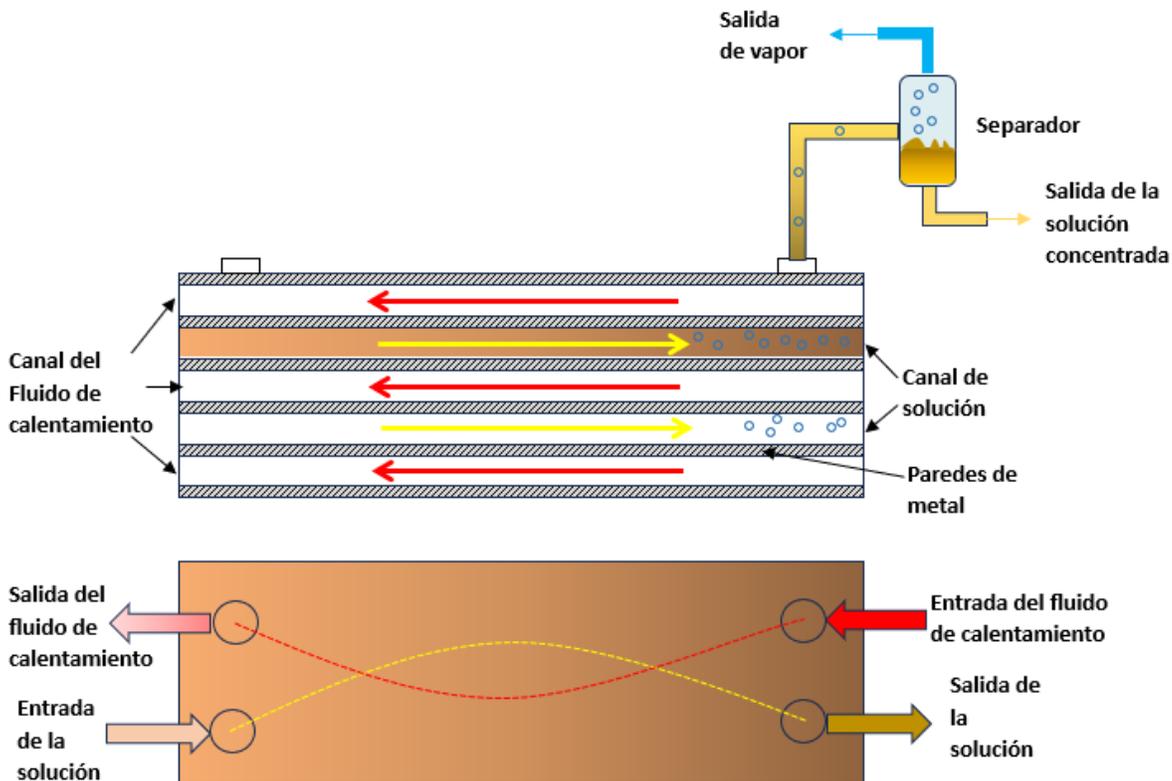


Figura 1.11 Desorbedor de intercambio de calor de placas (PHE).

Otro dispositivo de desorbedor que funciona bajo el mismo principio que el PHE es el desorbedor de bombas de burbuja o desorbedor de termosifón (Figura 1.7), con la diferencia de que este no necesita tener un separador de fases adicional al equipo [12]. En este dispositivo regularmente la solución es calentada por medio de una resistencia eléctrica que se adhiere alrededor de un tubo que sirve como canal de solución. El principio básico con el que opera los desorbedores de bombas de burbujas se basa en el cambio de densidad del fluido. Al interior del canal de solución el refrigerante se vaporiza parcialmente y las burbujas de vapor de agua arrastran y levantan levemente la solución, lo cual permite la separación de parte del refrigerante de la solución y además, provoca que continúe fluyendo y se renueve la mezcla [13].

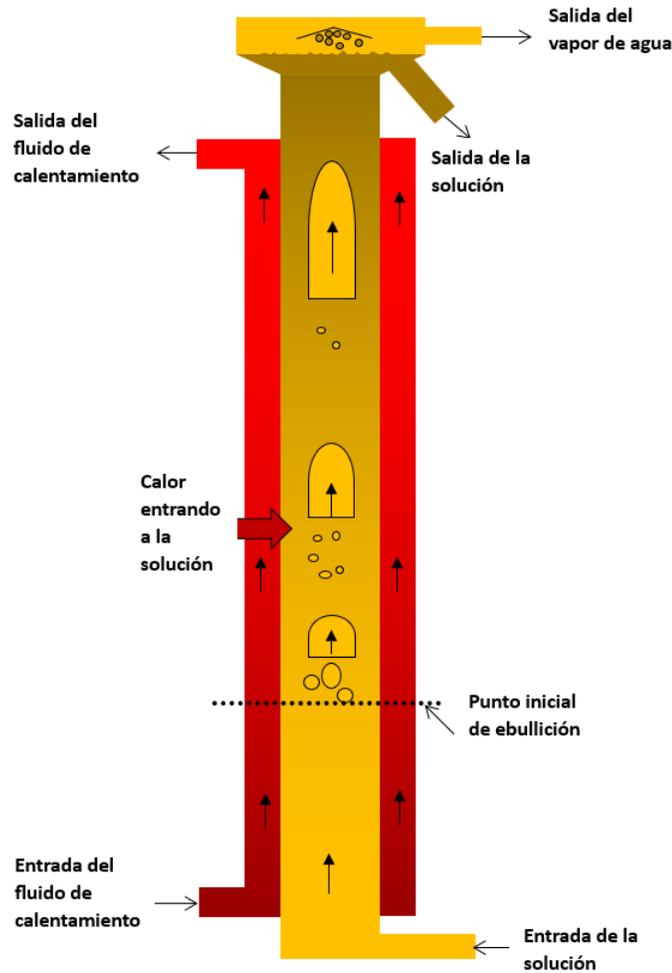


Figura 1.12 Geometría y parámetros de un desorbedor de bomba de burbujas.

Otro ultimo tipo de desorbedores que necesitan que la solución entre en ebullición para lograr la separación del refrigerante del absorbente son los desorbedores de piscina (también conocidos como desorbedores tipo *pool boiling*). Este tipo de desorbedores consta de un recipiente con una superficie de calentamiento sumergida en abundante solución estancada, la cual experimenta la formación y crecimiento de vapor de agua en forma de burbujas. El proceso de transferencia de calor en estos desorbedores está influenciado principalmente por la ebullición nucleada y los factores que más influyen en la formación de burbujas son: el flujo de calor, la rugosidad de la superficie y la presencia de sitios de nucleación. Además, se encuentra que los coeficientes de transferencia de calor en estos desorbedores suelen ser



más bajos en comparación con los desorbedores de película descendente, debido a la menor superficie de transferencia de calor y baja hidrodinámica de la solución [14].

1.3.4. Desorbedor de membrana

Los sistemas de enfriamiento por absorción son una alternativa en las aplicaciones de confort térmico, debido a que pueden funcionar con fuentes de energía como la solar o con calor residual de procesos industriales que de lo contrario se cargarían al ambiente [15]. El desorbedor es un componente muy importante en un sistema de refrigeración por absorción debido a que juega un papel determinante en el desempeño, costo económico, tamaño y peso del equipo. Con el objetivo de reducir su tamaño, peso y disminuir costos, recientemente se ha propuesto el uso de membranas en el subsistema de absorción y desorción con resultados que confirman la viabilidad de emplear membranas en los sistemas de enfriamiento por absorción [16].

Los componentes de membrana son una nueva alternativa a los desorbedores de ebullición convencionales. La destilación por membrana es un proceso de separación impulsado térmicamente que puede separar un componente volátil (como vapor de agua) por debajo del punto de ebullición de la solución incluso en condiciones de presión atmosférica [17].

En la Figura 1.8 se presenta la configuración de destilación por membrana con espacio de aire (AGMD por las siglas en inglés de *air gap membrane distillation*), fue la utilizada en la construcción del desorbedor/condensador descrito en este trabajo. En el proceso de AGMD tiene lugar tanto, transferencia de calor como de masa a través de una membrana porosa hidrófoba. El módulo de membrana contiene un espacio de aire estancado (*air gap*), situado en el intermedio de la membrana y una superficie o placa de condensación colocadas dentro del módulo de membrana. La diferencia de temperatura entre la mezcla de trabajo y la superficie fría de la placa de condensación causa una diferencia en la presión de vapor entre ambos lados de la membrana, esta es la fuerza impulsora para la evaporación del agua en la mezcla, formada en la superficie de la membrana y su paso a través de la membrana, la cual actúa como una barrera física para la contención de la mezcla de trabajo [18]. La transferencia de masa en esta configuración se lleva a cabo de la siguiente manera: la solución acuosa se



calienta a una determinada temperatura y es bombeada a la entrada del canal de la mezcla. Una parte del agua (fluido refrigerante en el ciclo de absorción) en el canal de la mezcla de trabajo se evapora y se difunde a través del ancho del canal hasta la superficie interna de la membrana hidrofóbica, posteriormente el vapor de agua en la interfaz líquido/vapor es transportada a través del medio poroso de la membrana hacia su lado externo debido a la diferencia de presión de vapor provocada por la diferencia de temperaturas a ambos lados de la membrana. Como resultado de esta evaporación la mezcla de trabajo acuosa caliente se concentra a medida que fluye a través del canal de alimentación y finalmente se descarga en la salida del canal. Después de permear los poros de la membrana hidrofóbica, el agua aun en forma de vapor se difunde a través del espacio de aire hasta la superficie fría de la placa de condensación donde se condensa y por gravedad cae hacia la salida del permeado donde es recolectada o en un ciclo de refrigeración continúa hacia una válvula de expansión [19]. Finalmente, el calor de vaporización cedido para llevar a cabo la condensación del vapor en el air gap es tomado por la placa de condensación y removido del sistema por el fluido de enfriamiento.

Una de las ventajas de esta configuración con respecto a otras de destilación por membranas es la baja pérdida de calor por conducción gracias al espacio de aire entre la superficie de la membrana y la superficie de la placa de condensación, aunque aumenta la resistencia a la transferencia de masa en esta parte.

Algunas características de diseño y parámetros interesantes a analizar en el desempeño del módulo son: los flujos y temperaturas de las mezcla de trabajo y fluido de enfriamiento, la concentración del agua en la mezcla de trabajo, los espesores y diseño de los canales, el espesor del air gap, ángulo de inclinación del módulo, materiales y propiedades de la membrana, entre otros.

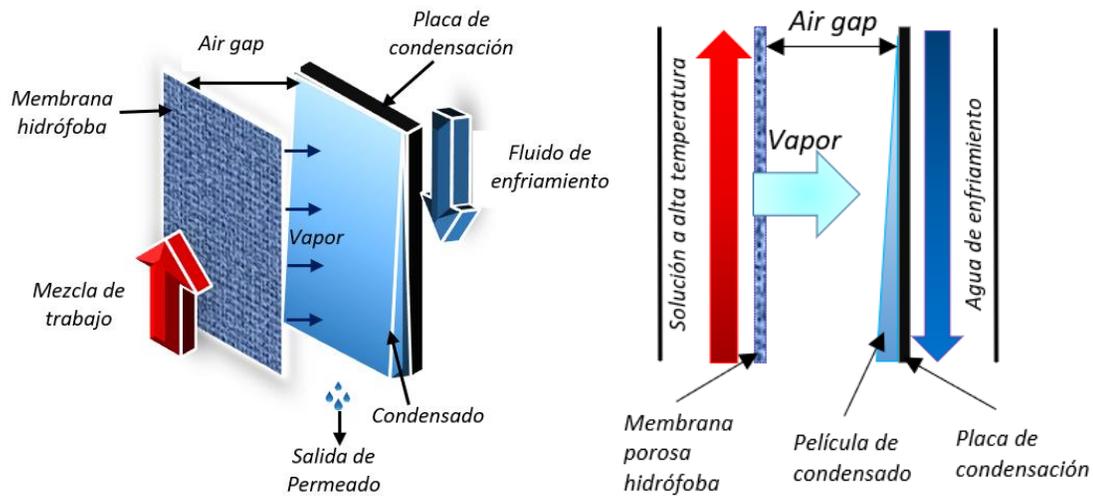


Figura 1.13 Diagramas de Desorbedor-Condensador en configuración AGMD

Aunque los sistemas de refrigeración por absorción han sido ampliamente estudiados, las revisiones bibliográficas más actuales nos muestran que el uso de membranas en estos sistemas es relativamente reciente. El uso de membranas en equipos para ciclos de absorción permite reducir el tamaño y peso total del sistema, lo cual posibilita su uso en aplicaciones a pequeña escala y de transporte, debido a que se encuentra una mejora significativa en el comportamiento de la transferencia de calor y masa con respecto a los tradicionales desorbedores [20,21].

En la literatura se encuentran algunos estudios teóricos en desorbedores de membrana, como los llevados a cabo por Bigham et al. [22], de acuerdo con el modelo numérico que presentan los autores, agregar microestructuras para generar vórtices en el canal de la solución H₂O-LiBr permite una mejora en la velocidad de desorción de hasta 1.7 veces, gracias al aumento de la difusión del vapor de agua a través de la solución. Ellos llegan a esta conclusión después de realizar un análisis experimental con canales lisos y posteriormente simular numéricamente el banco de pruebas con canales rugosos. Venegas et al. [23], [24] realizaron un estudio numérico unidimensional de transferencia de calor y masa de un desorbedor para un sistema de enfriamiento por absorción y dan a conocer la influencia de algunos parámetros como: alto y ancho del canal, concentración, temperatura, presiones, flujos, entre otros, en el desempeño del equipo, introduciendo una relación entre la potencia de enfriamiento y el volumen del desorbedor, su estudio es conducido en las tres regiones de



difusión: difusión directa, de ebullición y combinada. Kim et al. [25], llevaron a cabo un análisis teórico para evaluar la viabilidad de una bomba de calor de absorción para enfriar pequeños componentes electrónicos utilizando una solución acuosa de LiBr y componentes de membrana. Los resultados de los autores demuestran la viabilidad del sistema propuesto.

Además, se encuentran estudios experimentales en desorbedores como el de Riffat et al. [26], los autores realizaron uno de los más antiguos estudios experimentales en difusión de vapor de agua a través de membranas para sistemas de refrigeración por absorción. Posteriormente un estudio experimental en difusión de vapor de agua para una mezcla de H₂O-LiBr funcionando en un sistema de bomba de calor, lo presenta Thorud et al. [27], los autores mostraron que el paso de vapor en la membrana aumenta al reducir el grosor del canal, incrementar la diferencia de presión entre los dos lados de la membrana y reducir la concentración a la entrada de la solución. Isfahani et al. [28] realizaron un análisis experimental de un desorbedor de membrana con la mezcla H₂O-LiBr, los autores estudiaron el efecto de la temperatura de la superficie de calentamiento, presión de la mezcla de trabajo, presión del vapor del fluido refrigerante y el flujo de la mezcla de trabajo sobre la velocidad de desorción. Los autores encontraron que la difusión directa es dominante a temperaturas de 60 a 90°C y su magnitud se relaciona directamente con la presión de vapor y la concentración de la mezcla de trabajo. La desorción en régimen de ebullición (95 a 120°C) es controlada por la presión de la mezcla de trabajo. En la literatura se encuentran estudios teórico-experimentales en desorbedores de membrana como los de Ibarra et al. [29], donde presentan un análisis experimental y numérico de un desorbedor/condensador “plate and frame” usando el proceso AGDM operado a presión atmosférica con una mezcla de H₂O-LiBr para aplicaciones de sistemas de absorción. Usaron una membrana de PTFE (politetrafluoroetileno) con un tamaño de poro de 0.45 μm. Encontraron una tasa de desorción que varían desde 0.3 kg/m² h hasta 9.69 kg/m² h. La máxima tasa de desorción fue obtenida a una temperatura de mezcla de 95°C, una concentración de 45.68 % de H₂O-LiBr y con un flujo de mezcla de 2.31E-02 kg/s. Se concluye que la tasa de desorción incrementa con el incremento de la temperatura de mezcla, decrece con el aumento de la concentración y aumenta con el aumento del flujo de mezcla. También se muestra que la principal resistencia que influye en la desorción del refrigerante es la resistencia a la transferencia de



masa del refrigerante en la mezcla y que está relacionada con la viscosidad del fluido y por tanto de la temperatura de la mezcla. En otro trabajo, Ibarra et al. [30] realizaron un montaje experimental y un análisis matemático unidimensional de un desorbedor/condensador de membrana porosa hidrófoba con la mezcla agua/carrol para aplicaciones en sistemas de transformador térmico por absorción. Lograron un máximo flujo de refrigerante de 2.4 kg/m²h y un incremento máximo en la concentración de 1.54% w/w (de 60.63% a 62.71%) usando tamaño de poro de membrana de 0.45 μm y a una temperatura de la solución de 82.7 °C. Se concluye que, con esta tecnología, el proceso de desorción se puede llevar a cabo bajo condiciones atmosféricas por lo tanto una bomba de vacío no se necesitaría en el sistema. Ibarra et al. [31] evaluaron experimental y numéricamente un desorbedor/condensador de membrana “plate and frame” con una mezcla de H₂O-LiBr que tiene como objetivo producir condensado de agua el cual funciona como refrigerante en un ciclo de refrigeración por absorción. También, con datos meteorológicos de la ciudad Emiliano Zapata en México simulaban y dimensionan un sistema de colector solar, el cual es empleado para calentar la solución de H₂O-LiBr en un sistema de enfriamiento por absorción. Hong et al. [32] llevaron a cabo un análisis numérico y experimental en condiciones adiabáticas de la transferencia de masa y calor en un desorbedor de configuración “hollow fiber” para sistemas de refrigeración por absorción, encontrando que un aumento en el flujo másico de la solución y una disminución en la presión del condensador dan como resultado una mejora en la transferencia de vapor a través de la membrana. También, se encuentran algunos estudios de ciclos completos de absorción que incorporan membranas en sus componentes, tales como el que presentan Asfand y Bourouis [33] los cuales llevaron a cabo una detallada revisión bibliográfica acerca del uso de membranas en sistemas de refrigeración por absorción, tuvieron en cuenta el tipo de configuración de las membranas, el material y el uso de la membrana en los diferentes componentes del sistema. Concluyeron que la transferencia de calor y masa con respecto a sistemas convencionales es mejorada significativamente debido a la relación área-volumen disponible, lo cual permite una reducción en el tamaño de los sistemas de refrigeración por absorción. En una más reciente investigación Ibarra et al. [34] dimensionaron un sistema de enfriamiento por absorción que opera de manera intermitente y la fuente de calor del desorbedor es obtenida a partir de energía solar. Aún más reciente,



Chugh et al. [35] evaluaron experimentalmente un sistema de bomba de calor por absorción que usa membranas en el absorbedor y desorbedor, además de utilizar como absorbente un líquido iónico, también presenta una ingeniosa manera de absorber vapor de agua del medio e inyectarlo al sistema, ellos concluyen que el uso del líquido iónico previene problemas de corrosión y cristalización del absorbente, por otra parte sostienen que la eficiencia de su sistema es mejorada significativamente en comparación con los sistemas existentes de calentamiento de tanques de agua con fuego directo.

Una alternativa a la mezcla $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ es la mezcla $\text{H}_2\text{O-LiCl}$. Won y lee [36] compararon el desempeño termodinámico de las soluciones acuosas de LiBr y LiCl para un sistema de bomba de calor de doble efecto. Ellos encontraron que el COP es más alto y las tasas de flujo son más bajas para la solución de $\text{H}_2\text{O-LiCl}$, además, esta mezcla requiere una menor temperatura de operación lo que la hace más adecuada para sistemas de refrigeración por absorción solar. Ahmad et al. [37] compararon las soluciones de $\text{H}_2\text{O-LiCl}$ y $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ para un sistema de refrigeración por absorción. Realizaron un análisis energético del ciclo, fijando la capacidad en 300 kW y variando las temperaturas de evaporación y de condensación. Concluyeron que el sistema con la solución de $\text{H}_2\text{O-LiCl}$ tiene un COP máximo de 2.6% más alto que con la solución de $\text{H}_2\text{O-LiBr}$, operando bajo las mismas condiciones. Patel et al. [38] presentaron un análisis teórico basado en la primera y la segunda ley de la termodinámica de un sistema de enfriamiento por absorción operando con $\text{H}_2\text{O-LiCl}$ y $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ bajo idénticas condiciones térmicas. Encontraron que el funcionamiento termodinámico es mayor cuando se emplea la solución de $\text{H}_2\text{O-LiCl}$. Bellos et al. [39] Investigaron el comportamiento energético y exergético de la solución de $\text{H}_2\text{O-LiCl}$ comparado con la solución $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ para un sistema de refrigeración solar de simple y doble efecto [40]. Encontraron que tanto el COP como la eficiencia exergética son mayores en el $\text{H}_2\text{O-LiCl}$, además que se puede reducir el área específica del colector. Bhowmick y Kundu [41] hicieron una comparación teórica desde el punto vista económico de un sistema de refrigeración por absorción operado con $\text{H}_2\text{O-LiCl}$ y con la solución de $\text{H}_2\text{O-LiBr}$. Encontraron que el $\text{H}_2\text{O-LiCl}$ funcionaba mejor desde el punto de vista termodinámico, lo que lleva a una disminución del gasto del equipo de hasta 1.2% comparado con el sistema que utiliza $\text{H}_2\text{O-LiBr}$. También se encuentran algunos trabajos que reportan altas eficiencias



del H₂O-LiCl sobre diferentes mezclas para sistemas de absorción [42, 43]. Yu et al. [44] investigaron numéricamente varios parámetros de un absorbedor de membrana. Encontraron que los parámetros que más afectan la tasa de absorción son el espesor de la película y la velocidad de la solución, además encontraron que aumentar la rugosidad en la superficie de la membrana puede aumentar la tasa de desorción debido a los efectos convectivos inducidos. De Vega et al. [45] realizaron una comparación teórica del rendimiento del proceso de absorción a través de una membrana para un ciclo de enfriamiento por absorción, operado con H₂O-LiBr, H₂O-LiCl y NH₃-LiNO₃. Encontraron que para el H₂O-LiCl el rendimiento y el efecto de enfriamiento son más bajos que las otras dos soluciones, pero con esta solución se puede permitir el uso de fuentes de calor de temperatura más bajas (por debajo de 70°C). También se encuentran trabajos en bombas de calor que usan módulos de membrana y además operan teóricamente con H₂O-LiCl que reportan la viabilidad de usar esta solución en sistemas de absorción con membranas [46-48]. Ibarra et al. [19] Realizaron un análisis experimental de un desorbedor-condensador de membrana que opera a presión atmosférica y con una solución de H₂O-LiCl. Investigan dos modos de operación, para el primero se hacen pruebas de manera continua y la tasa de desorción máxima reportada fue de 3.49 kg/h*m² a una temperatura de solución de 90.3°C y de 25.1°C para el fluido de enfriamiento. En el segundo modo, llamado “intermitente”, los autores realizaron pruebas de tres horas de duración, obtuvieron un máximo de fluido refrigerante producido de 7.7 kg a temperatura de solución de 90.3°C. De acuerdo con los resultados reportados, los autores concluyeron que la solución de H₂O-LiCl puede ser utilizada en sistemas de refrigeración por absorción que integran membranas en sus dispositivos para reemplazar la tradicional solución de H₂O-LiBr.

1.4 Justificación

Como se pudo constatar la revisión bibliográfica, aunque existen estudios que demuestran el uso potencial de membranas en ciclos de enfriamiento por absorción para contribuir a la disminución del tamaño y aumento del desempeño del sistema, éstos principalmente se ocupan del análisis de parámetros termodinámicos, geométricos y variación de los fluidos de trabajo en el absorbedor o desorbedor a presiones de vacío y en régimen de ebullición.



En el presente estudio se propone una configuración compacta desorbedor-condensador con un arreglo de placas de intercambio de calor para calentar la mezcla de trabajo y que opere a condiciones de presión atmosférica y a temperaturas inferiores a las de ebullición, con lo cual no se tiene la necesidad de usar una bomba de vacío en el sistema. En la revisión bibliográfica no existe estudio que presente esta configuración y condición, por lo tanto, la realización de esta investigación es novedosa y relevante para el desarrollo tecnológico de los sistemas de enfriamiento por absorción operados con membranas.

Los modelos matemáticos pueden ser herramientas valiosas para el diseño y el análisis del desorbedor-condensador en comparación con el costo económico y temporal que implica el uso de técnicas de evaluación experimental. En este estudio se usará un modelo de simulación CFD (Computational Fluid Dynamics) para el desorbedor-condensador de membrana, con el cual se pretende captar los fenómenos fluidodinámicos que tienen lugar al interior del módulo. Los resultados de esta investigación son de especial interés para futuras variaciones a realizar en el interior del desorbedor-condensador.

1.5 Objetivos

Simulación y evaluación experimental de los fenómenos de transferencia de calor y masa en un desorbedor-condensador de membrana porosa hidrófoba operando con la mezcla de H_2O -LiBr .

1.5.1. Objetivos específicos

- Instalación, instrumentación y puesta a punto de un desorbedor-condensador de membrana.
- Evaluación experimental del desorbedor-condensador en función de diferentes parámetros de operación.
- Desarrollo de una simulación numérica por CFD que describa el comportamiento del desorbedor-condensador.
- Validación del modelo teórico con los datos experimentales obtenidos.



Capítulo 2. CONFIGURACIÓN EXPERIMENTAL DEL DESORBEDOR-CONDENSADOR DE MEMBRANA

2.1 Prototipo experimental

En la Figura 2.1 se muestra el montaje experimental del sistema completo que permite la operación del desorbedor-condensador de membrana, este se encuentra ubicado en el laboratorio de refrigeración y bombas de calor del Instituto de Energías Renovables de la Universidad Nacional Autónoma de México en Temixco, Morelos. El banco está compuesto por dos sistemas auxiliares, uno de calentamiento y otro de enfriamiento, los cuales se muestran en la Figura con los números (1) y (9), respectivamente. Como fuente térmica del fluido de calentamiento que posteriormente se usa para calentar la solución se usa un baño de calentamiento digital Cole-Parmer Polystat, con una capacidad de 6 L y una potencia eléctrica de 1000 W. Para enfriar agua que más adelante provoca el enfriamiento de la placa condensadora y retira el calor debido a la condensación del vapor de agua, se usa un enfriador/calentador de la marca Jubalo CORIO 601F de 10 L de volumen y 2000 W. Para medir la tasa de flujo volumétrico del fluido de calentamiento (3) y el agua de enfriamiento (8) se usaron dos medidores de flujo analógicos uno en la entrada del intercambiador de calor de placas y otro a la entrada del desorbedor-condensador de membrana del lado del Chiller. Para bombear el fluido de calentamiento (2) y la mezcla de trabajo (5), se usan dos bombas de 32 W de potencia. El flujo de calor que va del fluido de calentamiento a la mezcla de trabajo se da por medio de un intercambiador de calor de placas 316 L SS (4). Para medir el caudal de flujo masico y la densidad de la mezcla de trabajo se usa un medidor de flujo tipo Coriolis de marca Micromotion modelo (CMF010M319N2BASZZZ) (6). En el punto (7) se muestra el módulo del desorbedor-condensador de membrana. Además, se usan sensores de temperatura RTD pt100 en los puertos de entradas y salidas del desorbedor-condensador de membrana y del intercambiador de calor de placas. Se usó una unidad de adquisición de datos (10) Agilent para registrar la temperatura, densidad y los datos de flujo másico del montaje experimental.

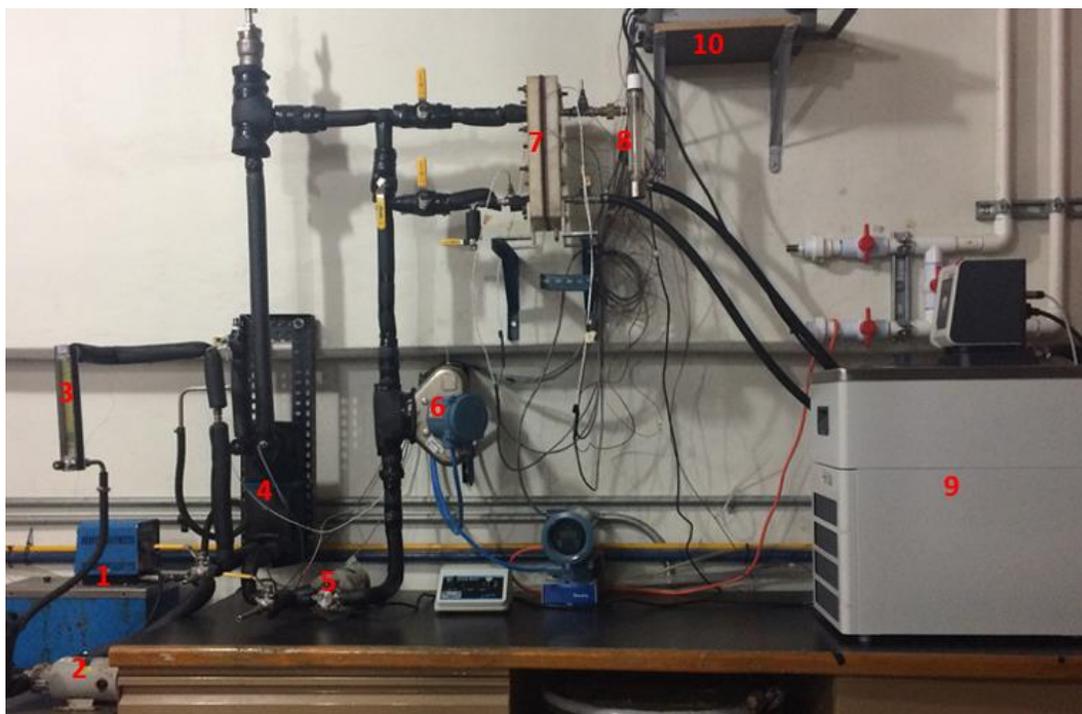


Figura 2.1 Banco experimental de desorbedor-condensador de membrana, (1) Baño de circulación para calentamiento, (2) Bomba del fluido de calentamiento, (3) flujómetro del fluido de calentamiento, (4) Intercambiador de calor de placas, (5) Bomba de recirculación (6) Medidor de flujo de Coriolis, (7) Módulo de Desorbedor-Condensador de membrana, (8) flujómetro del agua de enfriamiento, (9) Enfriador (Chiller), (10) Tarjeta de adquisición de datos.

2.2 Módulo de Desorbedor-Condensador de membrana porosa hidrófoba

En la Figura 2.2 se muestra la configuración del dispositivo de membrana experimental, la cual está formado por dos placas (1A y 1B) de material polimérico (Nylamid) de 2.54 cm de espesor, las cuales protegen mecánicamente, dan soporte y proporciona aislamiento térmico al dispositivo. El módulo tiene tres juntas de silicón (2A,2B y 2C), de 3 mm y una de lámina de neopreno (5), de 1 mm de espesor, ubicada en el canal de salida del permeado, las cuales además de servir de sellos, se utilizan para formar el canal de alimentación por donde fluye la mezcla de trabajo a alta temperatura, el canal de por donde fluye el agua a baja temperatura que sirve como enfriador de la placa de condensación y también se usan para para crear el espacio de aire (air gap). Se usó una membrana porosa hidrófoba de PTFE (politetrafluoroetileno), conocida comercialmente como FGLP293225 y que tiene un tamaño



de poro de $0.22 \mu\text{m}$. Esta membrana actúa como una barrera física de la solución de $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$, permitiendo solo el paso de vapor de agua.

La membrana es soportada por una malla metálica la cual tiene como objetivo reducir la deformación debida al flujo y a la temperatura de la mezcla de trabajo.

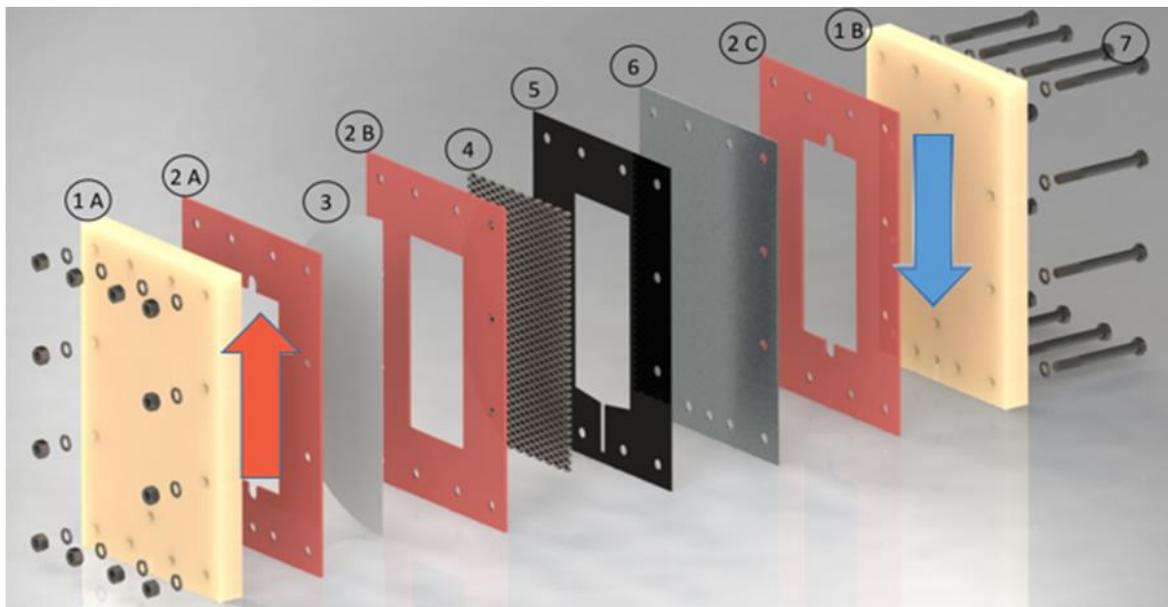


Figura 2.2 Configuración experimental del desorbedor-condensador: 1A-1B Tapas de soporte de Nylamid, 2A-2C Sellos de silicón, 3 Membrana porosa hidrófoba, 4 Malla de acero inoxidable de soporte, 5 Sello de neopreno, 6 placa de condensación, 7 Pernos de sujeción de acero inoxidable [19].

En la Figura 2.3 se puede observar el módulo desorbedor-condensador de membrana, el cual tiene las siguientes dimensiones exteriores: 30 cm de alto, 20 cm de ancho y 7 cm de espesor. El área efectiva de desorción del dispositivo es de 144 cm^2 .

El canal en el cual fluye la solución caliente se forma entre la membrana hidrófoba y la tapa lateral de polímero con la ayuda de una junta de silicón de alta temperatura, tiene las siguientes dimensiones: 80 mm de ancho, 180 mm de alto y 3 mm de profundidad. De manera similar, el canal que se forma entre la segunda tapa lateral y la placa de aluminio con la ayuda de una junta de silicón sirve para que el agua de enfriamiento fluya, este canal tiene las mismas dimensiones del canal de la solución.



El air gap de 3 mm de espesor se forma al combinar una junta de silicón y una de neopreno. Para sujetar el módulo completo se usan 12 tornillos y 24 tuercas de ¼ de pulgada (con rondanas de presión) de acero inoxidable de 316 del mismo material.

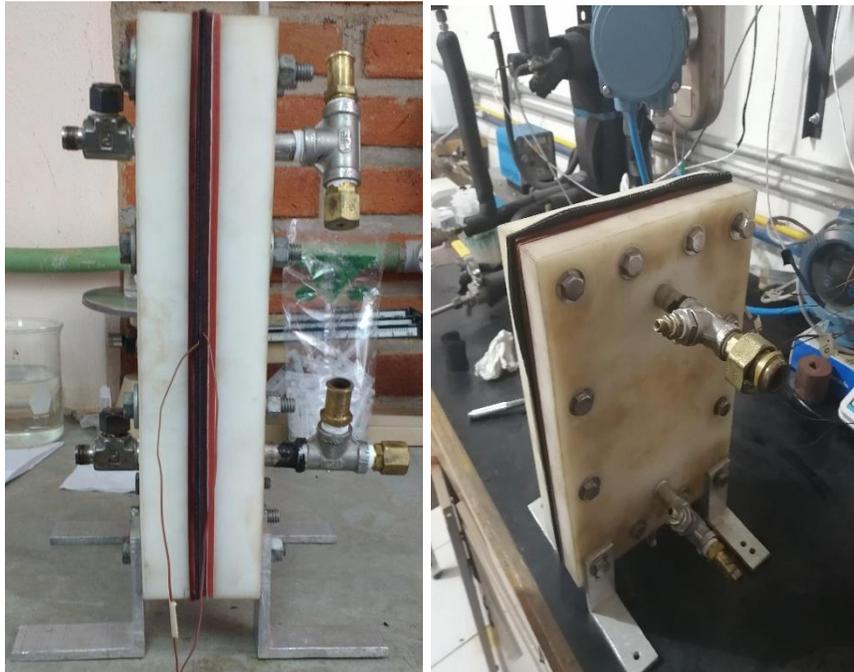


Figura 2.3 Modulo experimental de desorbedor-condensador de membrana poroso hidrófoba

2.3 Procedimiento para el uso del banco desorbedor-condensador de membrana

2.3.1. Procedimiento a seguir durante el arranque del banco

Al iniciar el funcionamiento del banco de desorbedor-condensador se siguen los siguientes pasos, los cuales se explican con la ayuda de la Figura 2.4:

- 1) Cerrar la válvula de bypass (V_1).
- 2) Abrir las válvulas del desorbedor-condensador (V_2 y V_3).
- 3) Encender el medidor de flujo másico de Coriolis (Cor).
- 4) Encender la bomba B1 para circular la solución acuosa de la mezcla de trabajo.



5) Fijar el flujo másico de la solución acuosa con ayuda del medidor de flujo másico (Cor).

6) Encender el baño térmico T_1 .

7) Fijar la temperatura de operación del baño térmico T_1 .

8) Encender la bomba B_2 para circular el fluido de calentamiento.

9) Fijar el caudal volumétrico del fluido de calentamiento con el rotámetro R_1 .

10) Encender la unidad de adquisición de datos (DA) y la computadora que tiene el archivo ejecutable para la adquisición de datos.

11) Una vez que la temperatura de operación y el flujo másico de la solución acuosa de bromuro de litio son los requeridos para la prueba experimental, se procede a encender el baño térmico T_2 .

12) Se fija la temperatura del baño térmico T_2 que contiene el agua de enfriamiento.

13) Se fija el caudal volumétrico del agua de enfriamiento con el rotámetro R_2 .

14) Una vez que la temperatura y el caudal volumétrico del agua de enfriamiento del T_2 son los requeridos para la prueba experimental, y habiendo comprobado que el proceso de desorción empieza a ocurrir (por inspección visual), se procede a corroborar la densidad de la mezcla de trabajo con ayuda de las funciones adicionales desplegadas en la pantalla del sensor de flujo másico (Cor). Esto con la intención de fijar la concentración inicial de la mezcla de trabajo.

15) Una vez que todos los parámetros de operación (temperatura, densidad y flujo másico de la solución acuosa; temperaturas y caudales volumétricos del fluido de calentamiento y del agua de enfriamiento) se encuentran en los valores requeridos, se procede a iniciar la prueba experimental.

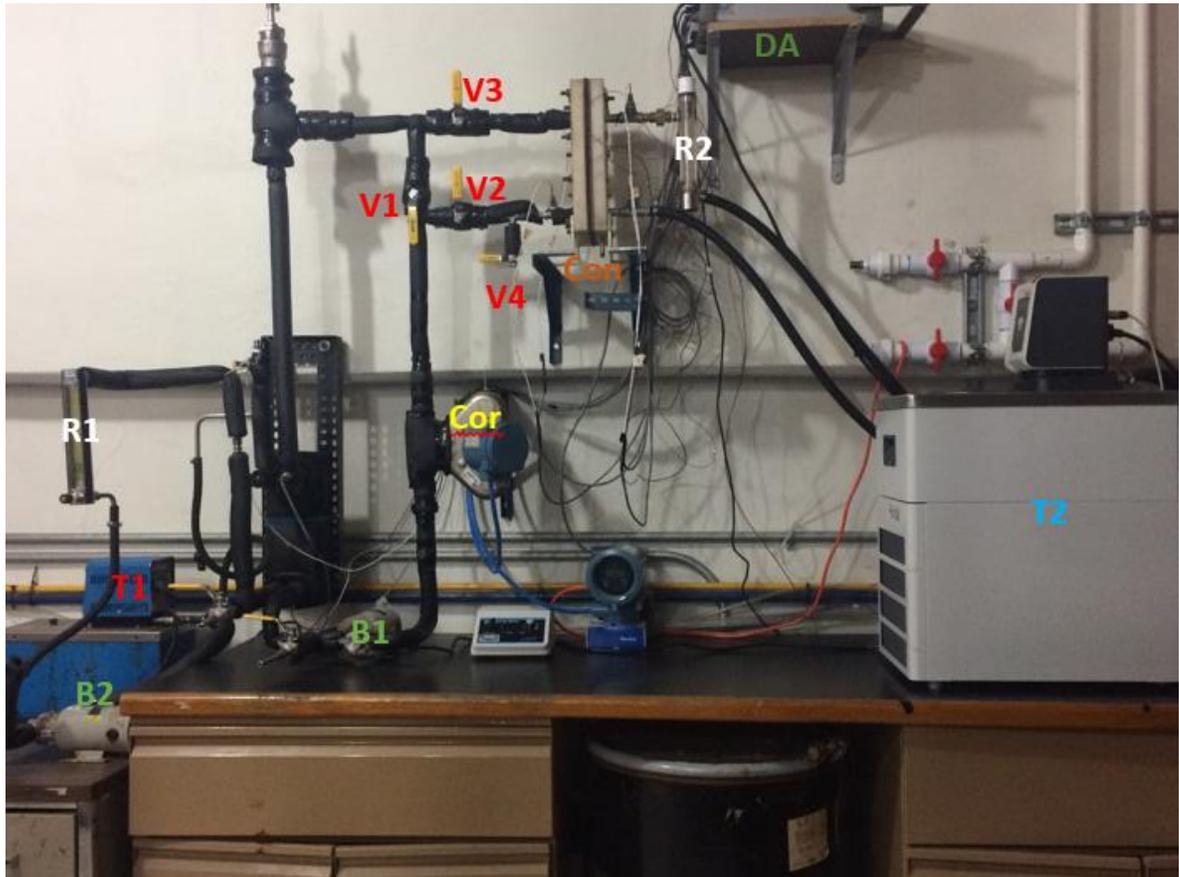


Figura 2.4 Arranque del banco desorbedor-condensador

2.3.2. Toma de datos

Una vez que se ha alcanzado los valores deseados, entrando el sistema en un estado “estacionario” en cuanto a las temperaturas, flujos másicos y caudales, se procede a tomar muestras de condensado, agua líquida ((Con) en la Figura 2.4), la cual se pesa y se registra el dato. Además, se toma el dato de densidad que arroja el Coriolis para obtener la concentración final de la mezcla de trabajo en el sistema.

Todo esto se hace en intervalos de 30 min durante el desarrollo de una prueba experimental, la cual se realiza por duplicado para cada condición de operación. Los datos de las temperaturas y flujo masico de la mezcla de trabajo se van almacenando en un computador por medio de la unidad de adquisición de datos (DA).



2.3.3. Paro de la unidad experimental

Al finalizar la toma de muestras, se procede a realizar el paro y apagado de todo el equipo realizando las siguientes acciones:

- 1) Se baja el flujo másico de la mezcla de trabajo.
- 2) Se apaga el baño térmico.
- 3) Se espera un tiempo a que el equipo baje su temperatura para evitar accidentes.
- 4) Se cierran las válvulas V_2 y V_3 .

5) Posteriormente se abre la válvula V_4 y se retira la mezcla de trabajo en esta sección del módulo de membrana, para evitar durante el tiempo en que el equipo no este encendido la solución este en contacto con la membrana.

6) Al finalizar la extracción del exceso de la solución se cierra la válvula V_4 y se corta la energía eléctrica tanto para el baño térmico como para el enfriador.

2.4 Calibración de los equipos usados en las pruebas experimentales

Para tener una mayor certeza en las medidas realizadas al interior del desorbedor-condensador de membrana y sus sistemas auxiliares, se realiza periódicamente una calibración de los sensores de temperatura.

Los sistemas auxiliares de enfriamiento y calentamiento cuentan con sensores de temperatura tipo RTD pt100 y flujómetros analógicos de área variable marca Cole-Parmer modelo 044-40-N. Se utilizó un calibrador Ametek modelo PTC-155 para referenciar los sensores de temperatura. Se utilizó una tarjeta multiplexora conectada a un adquisidor de datos Agilent de 6 ½ dígitos y una interfaz de adquisición de datos elaborada en el software Agilent HP Vee Pro 9.32. La Figura 2.5 muestra el sistema de calibración utilizado para los sensores de temperatura.



Figura 2.5 Sistema de calibración de los sensores de temperatura

Los medidores de flujo másico de Coriolis están calibrados de fábrica y se ajustan al rango de operación deseado. Para la evaluación del desorbedor-condensador de membrana porosa hidrófoba el caudal másico se fijó de 0 a 0.04 kg/s. Para 0 kg/s se asignó el valor de 4 mA y para el 0.04 kg/s asignó el valor de 20 mA, como resultado, la función característica del sensor fue:

$$y = 2.5x - 0.01$$

En la Figura 2.6 se esquematizan la ubicación de los sensores de temperatura instalados en el banco experimental.

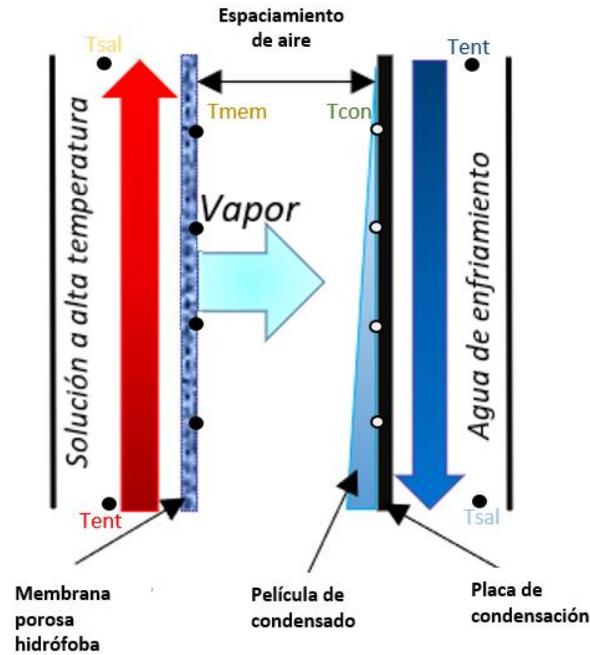


Figura 2.6 Ubicación de los sensores de temperatura en el módulo de membrana

2.5 Figura típica del comportamiento térmico del desorbedor-condensador

Las mediciones que realizan los sensores son recopiladas con la ayuda de la tarjeta de adquisición de datos, estos datos son ilustrados en la Figura 2.7. En esta figura se consigna el comportamiento térmico del banco experimental para una temperatura de entrada de una solución de $H_2O/LiBr$ de $95^\circ C$ y para la temperatura de entrada del agua de enfriamiento de $30^\circ C$. En esta figura se grafican el comportamiento de la temperatura de entrada y salida tanto de la solución de $H_2O/LiBr$ como del agua de enfriamiento, además de las temperaturas de la membrana, placa de condensación, placa de Nylamid del lado de la solución y la temperatura del condensado. Además, se muestra los espacios de tiempo de inicio de la prueba, encendido del baño térmico, inicio del paso de agua de enfriamiento e inicio de la toma de datos experimentales.

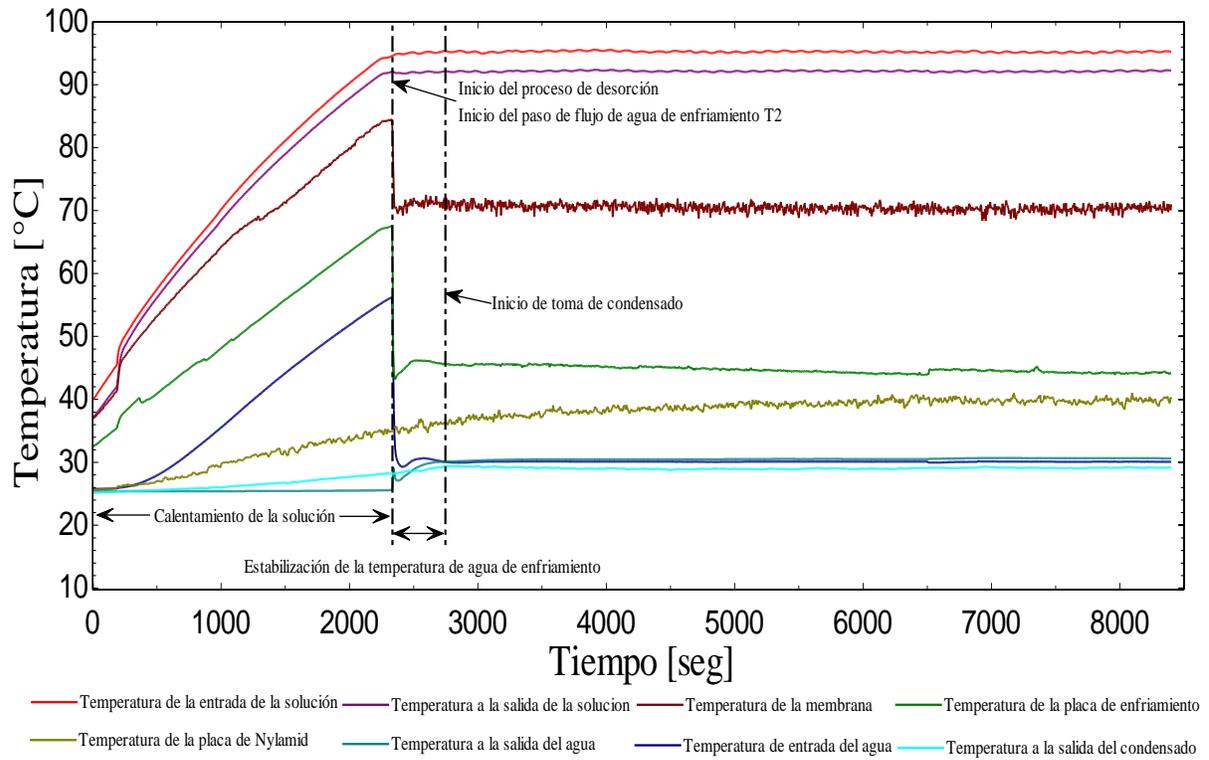


Figura 2.7 Temperaturas en el módulo desorbedor-condensador vs Tiempo del experimento



Capítulo 3. MODELADO COMPUTACIONAL DEL DESORBEDOR-CONDENSADOR DE MEMBRANA

La destilación por membrana (MD) es un proceso de separación térmica impulsado por una diferencia de presión parcial (producida por una diferencia de temperatura) en la interfase de la membrana. La configuración AGMD está integrada por tres secciones: sección de alimentación, sección de air-gap o permeado y sección de enfriamiento, estas son separadas por la membrana porosa hidrófoba y por la placa de enfriamiento. El vapor producido en la interfase de la membrana con la mezcla de trabajo, pasa a través de la membrana, se difunde en el espacio de aire y finalmente se condensa en la placa de enfriamiento para posteriormente ser drenado por un orificio de salida [49,50].

En este trabajo, todo el modelado se hizo con ANSYS Workbench (Figura 3.1) que es una herramienta que permite construir un proyecto por pasos en forma esquemática, los enlaces conectan diferentes componentes y muestran el flujo del proyecto.

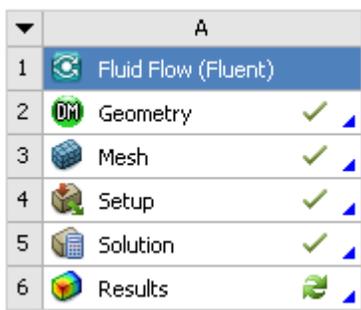


Figura 3.1 Esquema de proyecto en ANSYS WORKBENCH

Las geometrías se generaron en ANSYS SpaceClaim (SC), el mallado se realizó con la ayuda de ANSYS Meshing (AM) y el análisis computacional se realizó en ANSYS FLUENT que tiene en cuenta todas las propiedades termodinámicas y químicas para la simulación, además de los complejos procesos involucrados en el funcionamiento del desorbedor-condensador de membrana.



3.1 Modelado de la geometría

Se utilizó una geometría 3D ya que la temperatura, velocidad y concentración varían a lo largo de la superficie de la membrana y en el volumen del canal de solución. La geometría creada con el software Ansys SpaceClaim como se muestra en la Figura 3.2. Los canales de solución y enfriamiento se establecieron como dominios fluidos, y la membrana y la placa de enfriamiento se definieron como volúmenes sólidos.

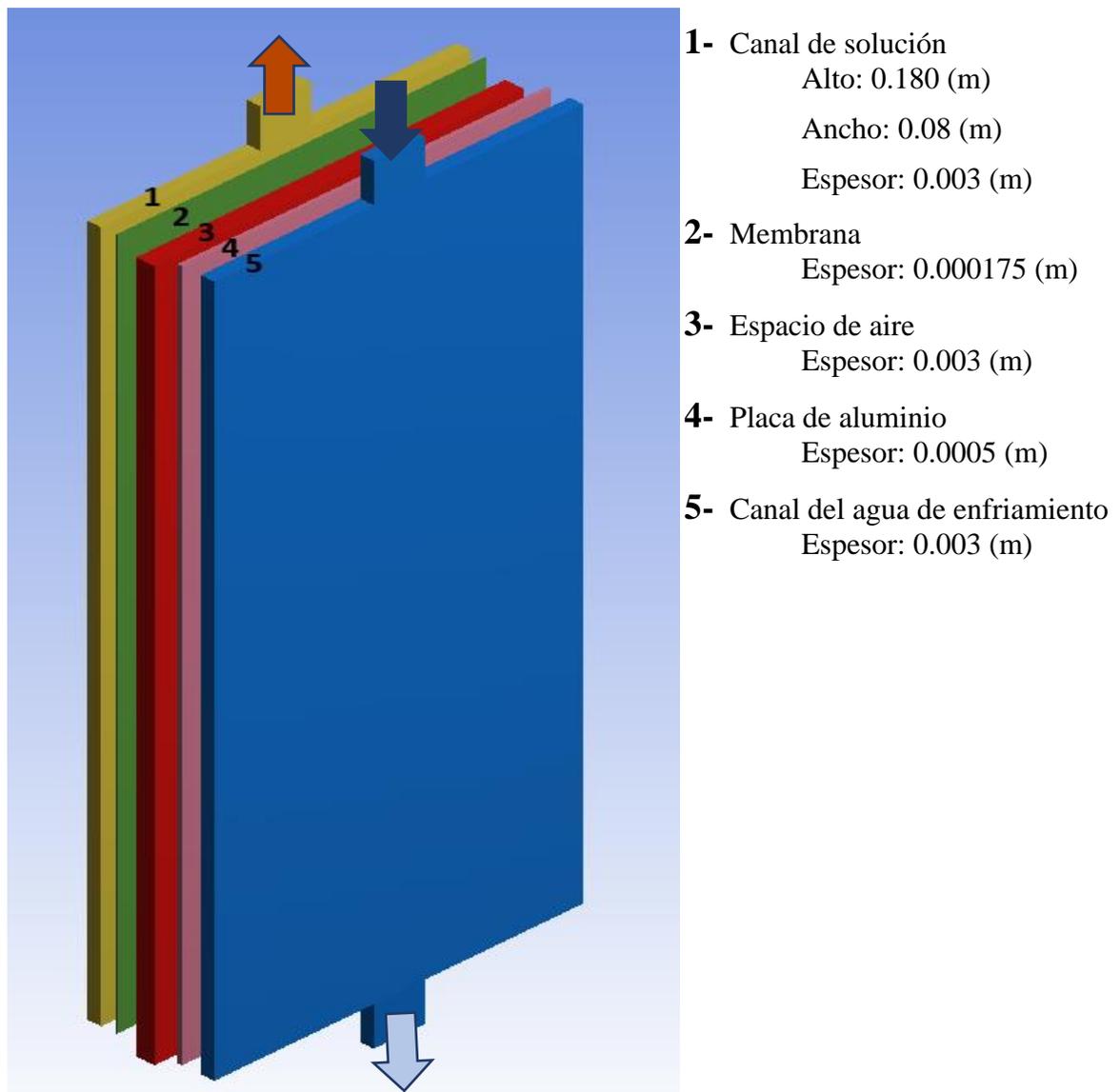


Figura 3.2 Geometría del modelo Desorbedor-Condensado



3.2 Modelado matemático

El modelado del desorbedor-condensador de membrana es un esfuerzo desafiante debido a la variedad de fenómenos físicos que deben resolverse simultáneamente. Para resolver los problemas encontrados en el desarrollo del módulo de membrana, es esencial una comprensión detallada de los fenómenos internos para poder predecir con precisión la respuesta a los parámetros operativos dentro del desorbedor-condensador. El software de CFD FLUENT, utiliza el método de volúmenes finitos para discretizar las ecuaciones de conservación, toma cada celda del mallado como volúmenes de control para el campo de flujo. Las ecuaciones de conservación de masa, momento, energía, el modelo de especies y turbulento se resuelven en el software.

Para resolver las ecuaciones del modelo se suponen las siguientes consideraciones:

- Operación en estado estacionario.
- El flujo es turbulento en el tramo de entrada a los canales.
- El efecto de la transferencia de calor por radiación es despreciable.
- No se producen reacciones químicas.
- La gravedad es de $-9.81 [m^2/s]$ en dirección Y.

3.2.1. Procesos de transferencia de calor y masa en el canal de solución

La mezcla de trabajo es calentada hasta la temperatura de operación y bombeada por el canal de solución. La transferencia de calor de la solución a alta temperatura a la superficie de la membrana (q_f) es:

$$q_f = h_f(T_f - T_{mf}) \quad (1)$$

donde h_f es el coeficiente de transferencia de calor en el canal de solución, T_f y T_{mf} son las temperaturas en la mezcla de trabajo y en la superficie de la membrana, respectivamente.



Una parte del agua (fluido refrigerante en el ciclo de absorción) en el canal de solución se difunde a través del volumen de mezcla hasta la membrana hidrofóbica y se evapora en la interfase; posteriormente, este vapor de agua es transportado a través de los poros de la membrana hasta la interfase con el espacio de aire debido a la diferencia de presión de vapor. El flujo de vapor se puede calcular de acuerdo a los mecanismos de transferencia de masa en la membrana [51,52], el cual está relacionado con el número de Knudsen k_n :

1) Flujo de Poiseuille: $k_n < 0.01$, el mecanismo de colisión predominante es entre las paredes y la molécula.

2) Difusión de Knudsen: $k_n > 1$, son predominantes las colisiones entre molécula-molécula.

3) Flujo en transición: $0.01 < k_n < 1$. Las moléculas colisionan con ambos, las paredes y entre moléculas.

El cálculo del número de Knudsen k_n se lleva a cabo como sigue:

$$k_n = \lambda/d \quad (2)$$

donde d es el diámetro de poro de la membrana y λ es la trayectoria media libre, la cual es calculada con la siguiente ecuación:

$$\lambda = \frac{k_B T}{P \sqrt{2} \pi d_e^2} \quad (3)$$

donde d_e es el diámetro de colisión, el cual es igual a 0.2641 nm para el vapor de agua [53]. k_B , T y P son la constante de Boltzmann, la temperatura absoluta y la presión media en los poros de la membrana, respectivamente.

El flujo másico de vapor (J) en flujo en transición puede ser expresado de la siguiente manera [54]:

$$J = (C_1 + C_2) * (P_{v, fm} - P_{v, pm}) \quad (4)$$



$P_{v,fm}$ y $P_{v,pm}$ son la presión parcial del vapor en el canal de alimentación y en el canal de permeado, respectivamente. C_1 es el coeficiente de difusión de Knudsen y C_2 es coeficiente de flujo de Poiseuille. Los coeficientes se calculan como sigue:

donde ε es la porosidad, τ es la tortuosidad, r es el radio medio del poro y δ_m es el espesor, todos estos términos están referenciados a la membrana. μ es la viscosidad del vapor, R es la constante universal de los gases, M es la masa molecular del agua y P_m es la presión media en los poros. La transferencia de masa en la configuración AGMD de acuerdo al modelo de difusión de Stefan [55], es calculado como sigue:

$$J = \frac{\varepsilon d P_t}{R T_m (\tau \delta_m + \tau \delta_{gap}) |P_{air}|_m} (P_{v,fm} - P_{v,pm}) \quad (7)$$

donde P_t es la presión total en la membrana, δ_{gap} es el espesor del air-gap, $|P_{air}|_m$ es la presión media logarítmica del aire en la membrana. El flujo de vapor de agua que pasa a través de los poros de la membrana hacia el espacio de aire y que posteriormente se condensa en la placa de condensación tiene como resultado un aumento en la concentración del fluido de trabajo en el canal de solución.

3.2.2. Transferencia de calor y masa en la membrana

En la membrana, el flujo total de calor, \dot{q}_m es expresado en dos partes:

$$\dot{q}_m = \dot{q}_c + \dot{q}_v \quad (8)$$

donde \dot{q}_c es el calor por conducción y \dot{q}_v es el flujo de calor debido a la vaporización del agua el cual es expresado en función del flujo de permeado:

$$\dot{q}_v = J h_v \quad (9)$$

donde h_v es la entalpia de vaporización. El calor que atraviesa la membrana (ecuación 8) se puede expandir de la siguiente manera:

$$\dot{q}_m = \frac{k_m}{\delta_m} \Delta T_m + J h_v \quad (10)$$



donde ΔT_m es la diferencia de temperaturas entre las dos caras de la membrana y k_m es la conductividad térmica de la membrana. Para un medio poroso la conductividad térmica se puede aproximar a:

$$k_m = \varepsilon k_g + (1 - \varepsilon)k_s \quad (11)$$

donde k_g es la conductividad térmica del gas atrapado en los poros y k_s es la conductividad térmica de la parte sólida del medio poroso.

3.2.3. Transferencia de calor y masa en el espacio de aire

En el espacio de aire, se produce la condensación del vapor en la superficie de la placa de condensación, formando una película de agua, la cual es drenada por una abertura en la parte inferior del módulo.

$$\dot{q}_{gap} = h_{gap}\Delta T_{gap} + J h_c \quad (12)$$

donde ΔT_{gap} es la diferencia de temperaturas entre la superficie de la membrana y la superficie de la placa de condensación dentro del espacio de aire, h_c es la entalpia del condensado. Asumiendo que esta sección está completamente llena de aire y que despreciamos la resistencia debido a la película de condensado en la placa, el h_{gap} es el coeficiente de calor total, el cual es calculado de la siguiente manera:

$$h_{gap} = \frac{k_{air}}{\delta_{gap}} \quad (13)$$

donde k_{air} es la conductividad térmica del aire.

3.2.4. Transferencia de calor y masa en el canal de enfriamiento

En esta sección no hay transferencia de masa, la transferencia de calor en la placa de condensación y el canal de enfriamiento (agua), \dot{q}_c puede ser calculada como:

$$\dot{q}_c = R_c(T_p - T_c) \quad (14)$$

donde T_p es la temperatura de la placa de condensación del lado del espacio de aire; T_c es la temperatura del agua en el canal de enfriamiento. R_c es la resistencia térmica total en esta sección, la cual se puede calcular como sigue:



$$\frac{1}{R_c} = \frac{\delta_{plate}}{k_{plate}} + \frac{1}{h_c} \quad (15)$$

donde δ_{plate} y k_{plate} son el espesor y la conductividad térmica de la placa de condensación, respectivamente. h_c es el coeficiente de transferencia de calor por conducción en canal de enfriamiento.

3.2.5. Ecuaciones gobernantes

Las contribuciones del flujo masico (J) de vapor de agua que pasa a través de la membrana y el calor de vaporización debido al cambio de fase en el canal de solución/ interfase de membrana son agregados a las ecuaciones de conservación como términos fuentes.

Conservación de la masa:

La ecuación de conservación de la masa se puede obtener a partir de la siguiente ecuación, teorema del transporte de Reynolds:

$$\frac{DB_{sis}}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho b dV + \int_{sc} \rho b V dA \quad (16)$$

Donde:

B= Parámetro físico, propiedad extensiva

ρ =Densidad

b=Parámetro físico por unidad de masa, propiedad intensiva

\forall = Volumen

V=velocidad

A=Área

El primer término de la ecuación (16) es la relación de cambio de la propiedad extensiva en el sistema (derivada material o sustancial), mientras que el primer término de la derecha es la relación de cambio de la propiedad extensiva en el volumen de control. El último término representa la entra y salidas del volumen de control a través de sus superficies.



Cuando la propiedad extensiva (B) es la masa, la propiedad intensiva (b) es igual a 1 y los términos de la derecha en la ecuación (16) se pueden expresar de la siguiente manera:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho dV = \frac{\partial \rho}{\partial t} \partial x \partial y \partial z \quad (17)$$

$$\int_{sc} \rho V dA = \left[\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \right] \partial x \partial y \partial z \quad (18)$$

Reemplazando las ecuaciones (17) y (18) en (16):

$$\frac{dB_{sis}}{dt} = \frac{\partial \rho}{\partial t} \partial x \partial y \partial z + \left[\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \right] \partial x \partial y \partial z \quad (19)$$

Igualando a cero, factorizando y cancelando términos se obtiene la ecuación de general de continuidad:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \left[\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \right] = 0 \quad (20)$$

Usando notación vectorial se puede condensar aún más la ecuación:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (21)$$

Para flujo en estado estacionario, agregando el término fuente a la ecuación la ecuación (21) se puede expresar como:

$$\nabla \cdot (\rho \vec{v}) = S'''_c \quad (22)$$

El término fuente S'''_c por unidad de volumen del elemento de fluido, toma un valor dependiendo de la sección en el módulo de membrana:

$$S'''_c = J \left[\frac{kg}{m^2s} \right] * A[m^2] \text{ en la superficie de la membrana} \quad (23)$$

Conservación de momento:

Las ecuaciones de momento o de Navier-Stokes se obtienen a partir de la segunda ley de Newton, la cual establece que la rapidez de cambio de momentum de una partícula de fluido es igual a la suma de las fuerzas que están actuando sobre el fluido.



$$\sum F = m a \quad (24)$$

$$F_{za. \text{presion}} + F_{za. \text{viscosas}} + W + S_m = m a \quad (25)$$

Las Fuerzas de presión y viscosas son superficiales, mientras que el peso W y el término fuente S_m son fuerzas volumétricas.

Tomando la velocidad “ v ” como función de la posición y del tiempo, para cada eje coordenado:

$$v = f(x, y, z, t) \quad (26)$$

Derivando y dividiendo en dt se obtiene las siguientes expresiones:

$$\frac{dv_x}{dt} = \frac{\partial v_x}{\partial t} + \frac{\partial v_x}{\partial x} v_x + \frac{\partial v_x}{\partial y} v_y + \frac{\partial v_x}{\partial z} v_z \quad (27)$$

$$\frac{dv_y}{dt} = \frac{\partial v_y}{\partial t} + \frac{\partial v_y}{\partial x} v_x + \frac{\partial v_y}{\partial y} v_y + \frac{\partial v_y}{\partial z} v_z \quad (28)$$

$$\frac{dv_z}{dt} = \frac{\partial v_z}{\partial t} + \frac{\partial v_z}{\partial x} v_x + \frac{\partial v_z}{\partial y} v_y + \frac{\partial v_z}{\partial z} v_z \quad (29)$$

Dado que:

$$\frac{dx}{dt} = v_x, \quad \frac{dy}{dt} = v_y, \quad \frac{dz}{dt} = v_z \quad (30)$$

Y

$$\frac{dv_x}{dt} = a_x, \quad \frac{dv_y}{dt} = a_y, \quad \frac{dv_z}{dt} = a_z \quad (31)$$

Además, el diferencial de masa contenido en el volumen de fluido es igual:

$$dm = \rho dx dy dz \quad (32)$$

Con las ecuaciones (27), (28), (29), y (32) ya tenemos el término que esta después del igual en la ecuación (25).

La fuerza de presión se calcula a partir de sumar las presiones que actúan sobre las superficies de un elemento diferencial de fluido. Los términos de presión para cada componente quedan así:



$$P_x = -\frac{\partial p}{\partial x} dx dy dz \quad (33)$$

$$P_y = -\frac{\partial p}{\partial y} dx dy dz \quad (34)$$

$$P_z = -\frac{\partial p}{\partial z} dx dy dz \quad (35)$$

Para obtener las componentes de las fuerzas viscosas (tensor de esfuerzos viscoso), se plantea el estado de los esfuerzos sobre un elemento diferencial de fluido y se suman los esfuerzos sobre las 6 superficies y en las 3 direcciones cartesianas:

$$f_x = \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} dx dy dz + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} dx dy dz + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} dx dy dz \quad (36)$$

$$f_y = \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} dx dy dz + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} dx dy dz + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} dx dy dz \quad (37)$$

$$f_z = \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} dx dy dz + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} dx dy dz + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} dx dy dz \quad (38)$$

Para fluidos newtonianos los esfuerzos viscosos cortantes son proporcionales a la deformación:

$$\tau_{xy} = \mu \frac{\partial v_x}{\partial y}; \quad \tau_{yx} = \mu \frac{\partial v_y}{\partial x} \quad (39)$$

Se puede demostrar gráficamente que debe existir un esfuerzo complementario τ_{yx} que es igual a τ_{xy} , pues de lo contrario el movimiento de rotación del elemento sufriría una aceleración con una velocidad angular infinita al hacerse su tamaño infinitesimal, por lo tanto, se cumple que:

$$\tau_{xy} = \tau_{yx}; \quad \tau_{yz} = \tau_{zy}; \quad \tau_{xz} = \tau_{zx} \quad (40)$$

Además, una combinación de flujos en dirección X y Y, origina esfuerzos viscosos que son simplemente la suma de cada una de las contribuciones por separado:

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = \mu \frac{\partial v_x}{\partial y} + \mu \frac{\partial v_y}{\partial x} = \mu \left(\frac{\partial v_x}{\partial y} + \frac{\partial v_y}{\partial x} \right) \quad (41)$$

Lo anterior, también se cumple para Y y Z, X y Z:



$$\tau_{yz} = \tau_{zy} = \mu \left(\frac{\partial v_x}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial y} \right); \quad \tau_{zx} = \tau_{xz} = \mu \left(\frac{\partial v_z}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial z} \right) \quad (42)$$

Los otros 3 componentes normales a la superficie de fluido se expresan de la siguiente manera:

$$\tau_{xx} = 2\mu \frac{\partial v_x}{\partial x} + \lambda \left(\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) \quad (43)$$

$$\tau_{yy} = 2\mu \frac{\partial v_y}{\partial y} + \lambda \left(\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) \quad (44)$$

$$\tau_{zz} = 2\mu \frac{\partial v_z}{\partial z} + \lambda \left(\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) \quad (45)$$

λ es la viscosidad relativa a la deformación volumétrica o segunda viscosidad, su efecto es pequeño en la práctica. Sin embargo, se puede aproximar $\lambda = -2/3 \mu$. El término que acompaña a λ es la deformación volumétrica, que está dada por la divergencia de la velocidad ($\nabla \cdot \vec{v}$), para los líquidos, que se consideren incompresibles, la deformación volumétrica es cero.

De la ecuación (25) solo faltaría encontrar una expresión para el peso (W):

$$dW = -\rho g \, dx \, dy \, dz \quad (46)$$

Reemplazando en la ecuación (25) y cancelando $dx \, dy \, dz$ a ambos lados de la ecuación, quedaría en la dirección X:

$$\begin{aligned} & \rho \left(\frac{\partial v_x}{\partial t} + \frac{\partial v_x}{\partial x} v_x + \frac{\partial v_x}{\partial y} v_y + \frac{\partial v_x}{\partial z} v_z \right) \\ &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(2\mu \frac{\partial v_x}{\partial x} + \lambda \left(\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) \right) \\ &+ \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \left(\frac{\partial v_x}{\partial y} + \frac{\partial v_y}{\partial x} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \left(\frac{\partial v_z}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial z} \right) \right) - \rho g_x + S_m \end{aligned}$$

Las ecuaciones de Navier-Stokes en su forma simplificada después de desarrollar, cancelar el término transitorio y agrupar convenientemente los términos en las tres direcciones del plano cartesiano quedarían:



$$\rho \left(\frac{\partial v_x}{\partial x} v_x + \frac{\partial v_x}{\partial y} v_y + \frac{\partial v_x}{\partial z} v_z \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\nabla^2 v_x + \frac{\partial}{\partial x} (\nabla \cdot v) \right) \text{ en la direccion } X$$

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial v_y}{\partial x} v_x + \frac{\partial v_y}{\partial y} v_y + \frac{\partial v_y}{\partial z} v_z \right) \\ = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\nabla^2 v_y + \frac{\partial}{\partial y} (\nabla \cdot v) \right) - \rho g \text{ en la direccion } Y \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial v_z}{\partial x} v_x + \frac{\partial v_z}{\partial y} v_y + \frac{\partial v_z}{\partial z} v_z \right) \\ = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\nabla^2 v_z + \frac{\partial}{\partial z} (\nabla \cdot v) \right) \text{ en la direccion } Z \end{aligned}$$

Conservación de la energía:

La ecuación de la energía se obtiene a partir de la primera ley termodinámica a un volumen material de fluido.

$$dE = dQ + \delta W_{\text{sobre el VM}} \quad (47)$$

donde, para E se consideran energía interna y cinética.

$$E = \iiint_{Vol. Mat.} \frac{D}{Dt} \rho \left[\hat{u} + \frac{v^2}{2} \right] dV \quad (48)$$

Para Q se considera el flujo de calor por conducción y usando el teorema de la divergencia de gauss para obtener una integral de volumen se tiene:

$$Q = \oint_{Sup} -k \nabla T \cdot (-\vec{n}) dS = \iiint_{Vol. Mat.} \nabla \cdot (k \nabla T) dV \quad (49)$$

El trabajo que realiza la fuerza de gravedad por unidad de tiempo sobre todo el volumen será:

$$W_{f.grav} = \iiint_{Vol. Mat.} \rho g v dV \quad (50)$$

Para el trabajo de las fuerzas superficiales las cuales son la presión y las 9 componentes del tensor de esfuerzos (ecuaciones 33 a 38) y nuevamente aplicando el teorema de la divergencia, se tiene:



$$W_{\tau} = \oint_{Sup} \tau (\vec{n}) V dS = \iiint_{Vol. Mat.} \nabla \cdot (\tau v) dVol \quad (51)$$

donde τ es el tensor de esfuerzos superficiales.

Reemplazando las ecuaciones (ecuaciones 48 a 51) en la (47) y operando para un volumen material, tras cancelar términos se tiene:

$$\frac{D}{dt} \rho \left[\hat{u} + \frac{v^2}{2} \right] = \nabla \cdot (k \nabla T) + \nabla \cdot (\tau v) + \rho g v \quad (52)$$

En la ecuación (52) el término de la izquierda es la velocidad de variación temporal de la energía interna y cinética, la cual es igual al calor intercambiado por conducción, más el trabajo por unidad de tiempo ejercido sobre el volumen material por las fuerzas de superficie y la de la gravedad.

Se puede demostrar que después de reordenar y desarrollar los términos de las fuerzas superficiales y la derivada material de la energía interna y cinética, tras cancelar los términos que aparecen de la ecuación de conservación de momento, se puede llegar a:

$$\frac{D(\rho \hat{u})}{dt} = \nabla \cdot (k \nabla T) - P \nabla \cdot \vec{v} + \phi \quad (53)$$

Desarrollando la derivada material del primer término de la izquierda se tiene:

$$\frac{\partial(\rho \hat{u})}{\partial t} + \left[u \frac{\partial(\rho \hat{u})}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho \hat{u})}{\partial y} + w \frac{\partial(\rho \hat{u})}{\partial z} \right] = \nabla \cdot (k \nabla T) - P \nabla \cdot \vec{v} + \phi \quad (54)$$

donde ϕ es el trabajo de deformación por unidad de tiempo de los esfuerzos viscosos que involucra la viscosidad dinámica y los gradientes de velocidad.

Ya que la simulación es en estado estable, el primer término de la izquierda es igual a cero, además el término ϕ , se desprecia debido a que no aporta cambios apreciables en la temperatura de la solución por los bajos gradientes de velocidad en el canal y baja viscosidad de la solución. Cancelando términos y anexando el término de difusión de especies, la ecuación para la simulación numérica en el canal de la solución quedaría así:

$$\rho \left[u \frac{\partial(\hat{u})}{\partial x} + v \frac{\partial(\hat{u})}{\partial y} + w \frac{\partial(\hat{u})}{\partial z} \right] = \nabla \cdot (k_{eff} \nabla T - \sum_i h_i \vec{j}_i) - P \nabla \cdot \vec{v} + S_h \quad (55)$$



donde \hat{u} es la energía interna, k_{eff} es la conductividad térmica efectiva ($k + k_t$, donde k_t es la conductividad térmica turbulenta), S_h es el término fuente volumétrico de calor. h_i es la entalpia de la especie i y \vec{j}_i es el flujo difusivo de la especie i .

$$\hat{u} = h - \frac{P}{\rho} \quad (56)$$

La entalpia h se puede definir como:

$$h = \sum_i Y_i h_i \quad (57)$$

Y_i es la fracción másica de la especie i .

La entalpia de la especie i se puede obtener de:

$$h_i = \int_{298.15}^T C_{p,i} dT \quad (58)$$

En regiones sólidas, la ecuación de transporte de energía utilizada por **ANSYS FLUENT** tiene la siguiente forma:

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{v} \rho h) = \nabla \cdot (k \nabla T) + S_h \quad (59)$$

Modelo de transporte de especies:

Para calcular la fracción másica, Y_i , la ecuación de convección- difusión es usada para N-1 especies, en estado estable, la ecuación es:

$$\nabla \cdot (\rho Y_i \vec{v}) = -\nabla \cdot \vec{j}_i \quad (60)$$

donde \vec{j}_i es el flujo difusivo para i-especies y se puede expresar como sigue, basado en la ley de Fick:

$$\vec{j}_i = -\rho D_{i,m} \nabla Y_i - D_{T,i} \frac{\nabla T}{T} \quad (61)$$

donde $D_{i,m}$ para el canal de solución es el coeficiente de difusión másico del agua en el bromuro de litio, y $D_{T,i}$ es el coeficiente de difusión térmico. El segundo término de la derecha es insignificante cuando se presentan pequeños cambios de temperatura en el interior del canal.



Modelo de turbulencia:

Ya que el número de Reynolds es calculado en las entradas y salidas de los canales fue de 7529, se consideró el un régimen turbulento de flujo. Se utilizó el modelo de turbulencia K-épsilon (k- ϵ) que consiste en resolver dos ecuaciones adicionales: una para el transporte de energía cinética turbulenta “k” (que determina la energía en la turbulencia) y para la tasa de disipación de la energía cinética turbulenta “ ϵ ” (que determina la escala de la turbulencia) [56].

Energía cinética turbulenta:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k v_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right] + P_k + P_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (62)$$

Tasa de disipación turbulenta:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \epsilon v_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\epsilon - \rho C_2 \left(\frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{v \epsilon}} \right) + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} C_{3\epsilon} P_b + S_\epsilon \quad (63)$$

$$C_{1\epsilon} = 1.44; C_2 = 1.9; \sigma_k = 1.0; \sigma_\epsilon = 1.2$$

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \quad (64)$$

$$\eta = S \frac{k}{\epsilon} \quad (65)$$

donde:

$$S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (66)$$

La viscosidad turbulenta:

$$\mu_t = \rho \mu_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (67)$$

$$C_t = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{k U^*}{\epsilon}} \quad (68)$$

donde:

$$A_0 = 4.04 \text{ and } A_s = \sqrt{6} \cos \varphi$$

Y



$$\varphi = \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6}W) \quad (69)$$

$$W = \frac{S_{ij}S_{ik}S_{ki}}{S^3} \quad (70)$$

$$U^* = \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \widetilde{\Omega}_{ij}\widetilde{\Omega}_{ij}} \quad (71)$$

$$\widetilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\epsilon_{ijk}\omega_k \quad (72)$$

$$\Omega_{ij} = \overline{\Omega}_{ij} - \epsilon_{ijk}\omega_k \quad (73)$$

$$\overline{S} = \sqrt{\overline{S}_{ij}\overline{S}_{ij}} \quad (74)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (75)$$

donde $\overline{\Omega}_{ij}$ es el tensor del centro de la velocidad de rotación en una zona de rotación con velocidad angular ω_k .

3.3 Análisis de independencia de malla

Como ya se mencionó para el mallado de las geometrías, se usó el programa ANSYS Meshing (AM) con el cual se generaron mallas hexaédricas para todo el volumen de las celdas, sobre el modelo geométrico se realizó un mallado estructurado aplicando principalmente la herramienta Sizing y refinando la malla para obtener diferentes números de elementos para realizar el análisis de independencia de malla. El análisis de independencia de malla se llevó a cabo con la herramienta parametrizar que permite Ansys Workbench y se propusieron 12 escenarios de tamaño de malla. El número de elementos y número de nodos en cada escenario se describen en la siguiente Tabla:



Tabla 1. Escenarios del análisis de independencia de malla

Escenarios	Número de elementos	Número de nodos
1	34470	38791
2	83748	94195
3	157050	176912
4	239760	269623
5	337950	380059
6	451800	508074
7	581490	653485
8	751920	845620
9	917190	1031151
10	1098900	1236254
11	1297230	1459426
12	1512360	1701460

Para la simulación se asumieron condiciones de estado estacionario. Se utilizó el solucionador basado en presión para el acoplamiento presión- velocidad. Para resolver las ecuaciones de conservación de la masa, energía, momento, modelos de turbulencia y transporte de especies se utilizó el método Coupled y el método Upwind de segundo orden.

Se consiguió la convergencia de la solución a las 2000 iteraciones cuando los residuales de las variables monitoreadas (continuidad, turbulencia, x-y-z velocidad, energía y especies) disminuyeron por debajo de $1e-05$ y no se aprecia una variación significativa en las variables de control (Figura 3.3).

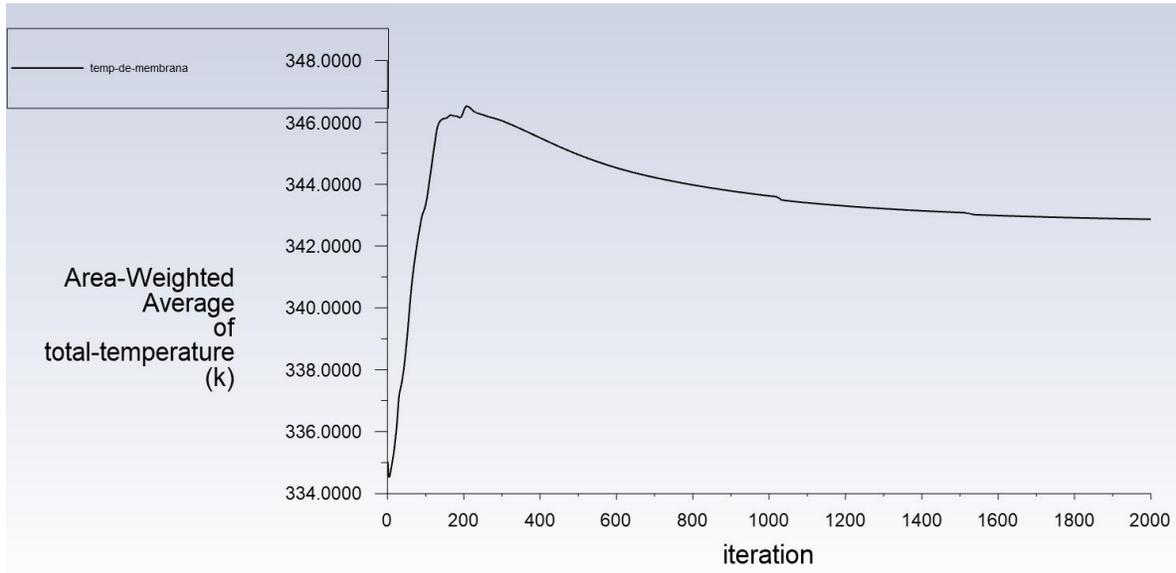


Figura 3.3 Variación de temperatura vs número de iteraciones

3.3.1. Condiciones de frontera

En la Tabla 2 se presentan las condiciones de frontera; los valores numéricos usados en la simulación corresponden con las condiciones de operación experimentales del desorbedor-condensador de membrana. Las propiedades termo físicas del agua y el aire son obtenidas de la base de datos de Fluent y las propiedades del bromuro de litio usadas en la simulación, son reportadas en la literatura [54,57]. El coeficiente de difusión del agua en la solución de bromuro de litio fue calculado como función de la temperatura y concentración usando la siguiente correlación [58,59]:

$$\frac{D_1\mu_1}{T_1} = \frac{D_2\mu_2}{T_2} \quad (76)$$

Donde μ es la viscosidad dinámica y D es el coeficiente de difusión. En el estado de referencia 1, la temperatura es de 25 °C y el estado 2 corresponde a la condición de operación.

La concentración en la interfase solución-membrana (X_{mem}) es calculada de acuerdo con la teoría de película[60,61]:

$$\frac{X_{mem}}{X_b} = \exp\left[\frac{N_A}{\phi_{bl} \cdot \rho_{libr}}\right] \quad (77)$$



donde X_b es la concentración en flujo de solución, N_A es la tasa de desorción y ϕ_{bl} es coeficiente convectivo de transferencia de masa en la capa límite, el cual es calculado de la siguiente manera:

$$\phi_{bl} = \frac{S_h * D}{d_h} \quad (78)$$

donde d_h es el diámetro hidráulico y S_h es el número de Sherwood:

$$S_h = 1.62 * G_z \left(\frac{1}{3}\right) \quad (79)$$

G_z es el número de Graentz, el cual es calculado como:

$$G_z = \frac{d_h}{L} * Re * S_c \quad (80)$$

donde Re y S_c son el número de Reynolds y el número de Schmidt, respectivamente, los cuales se calculan como sigue:

$$Re = \frac{\rho_{libr} * V * d_h}{\mu} \quad (81)$$

$$S_c = \frac{\mu}{\rho_{libr} * D} \quad (82)$$

El calor de vaporización requerido para separar el agua de la solución de bromuro de litio fue calculado en base a los datos recolectados de la desorción de agua y son agregados a las ecuaciones de conservación como un término fuente en la interfase solución-membrana. Además, el calor de salida que del módulo que lleva consigo el permeado, fue considerado como una salida de flujo de calor por unidad de área.



Tabla 2 Condiciones de frontera del Desorbedor-Condensador

Dominio computacional	Localización	Tipo	Valor
Solución de alimentación	Entrada	Flujo másico	0.03 kg/s
		Temperatura	80°C - 85°C - 90°C
		Concentración	41% w/w
	Salida	Presión	1 Atm
Canal de Enfriamiento	Entrada	Flujo másico	0.04 kg/s
		Temperatura	20°C - 30°C - 40°C
	Salida	Presión	1 Atm
Membrana	Interfaz con el canal de solución	Concentración	From 0.4211 to 0.4169 % w/w [60,61]
		Flujo de calor	Calor de cambio de fase, de 41.45 a 77.28 [W]
Salida de condensado	Superficie de salida del condensado	Flujo de calor	Calor del condensado, de 2.72 a 4.04 [W]

3.3.2. Resultados del análisis de independencia de malla

Los resultados del análisis de independencia de malla son presentados en la Figura 3.4. Se observa una diferencia de 0.58 °C de variación de temperatura entre 9E+05 y 12E+06 elementos de malla, lo cual significa que este intervalo de tamaño de malla no tiene una alta influencia en los resultados de la simulación. Por tal razón, para minimizar el tiempo de cómputo se selecciona una malla de 1098900 elementos, la cual corresponde al escenario número 10 de la simulación computacional del presente estudio.

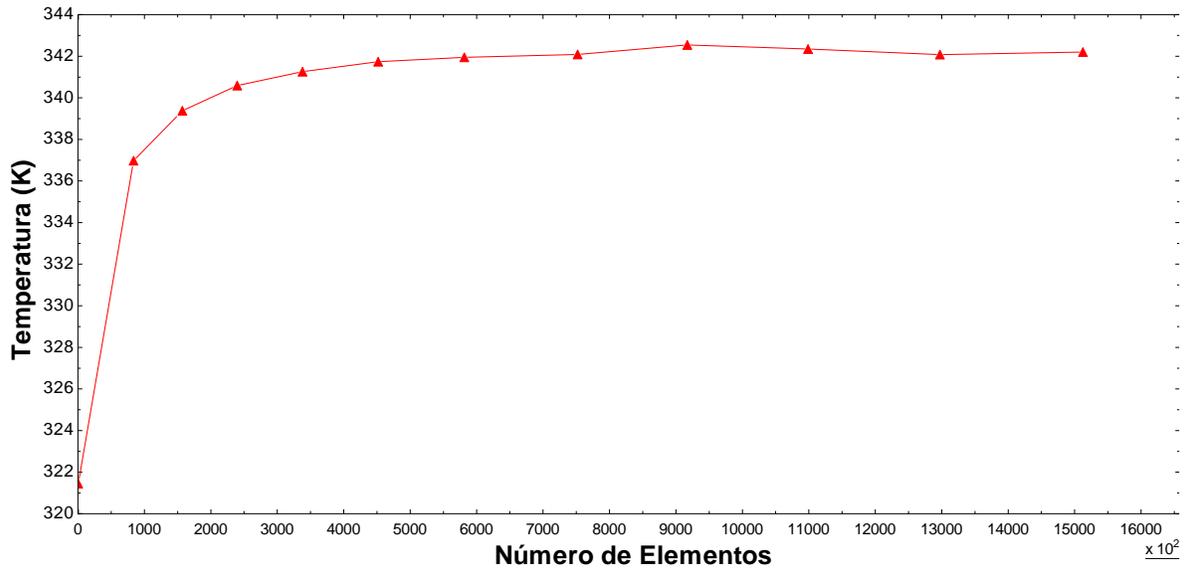


Figura 3.4 Temperatura de referencia en la simulación respecto el número de elementos de la malla

En la Figura 3.6 se presenta el mallado estructurado que se obtuvo en el escenario número 10, el cual tiene una mínima calidad de ortogonalidad y una asimetría (skewnees) de 0.931132 y 0.01, respectivamente. Esta calidad de malla se encuentra dentro del rango de excelente como lo muestra la Figura 3.5. Esto garantiza que el tamaño de malla elegido sea el adecuado para producir resultados precisos y que su tamaño no tiene influencia en la solución de la simulación.

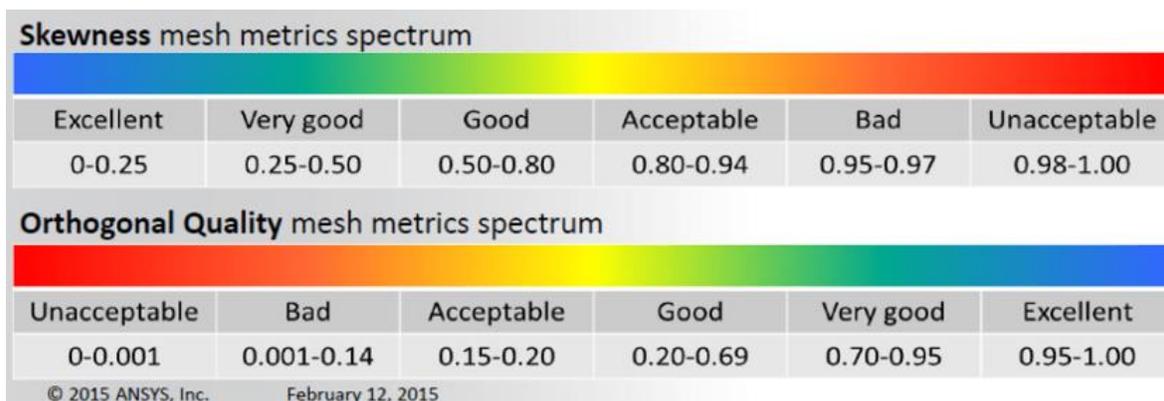


Figura 3.5 Calidades de malla adecuadas para simulaciones en CFD [62].

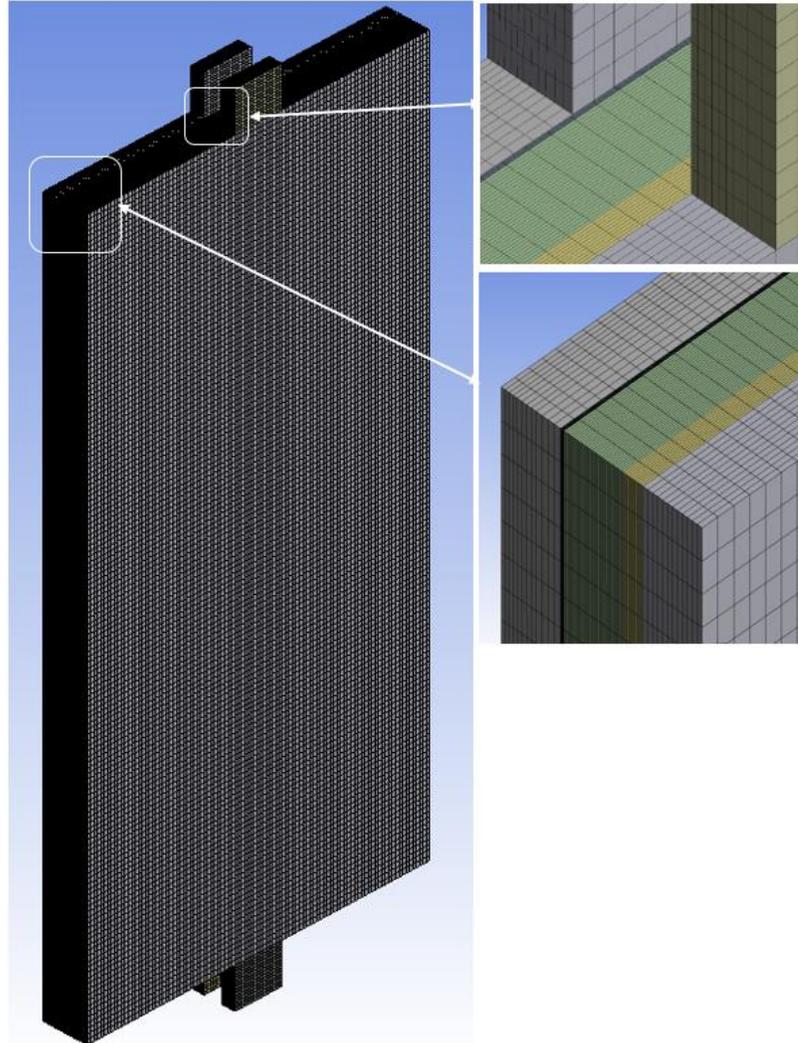


Figura 3.6 Malla del Desorbedor-Condensador



Capítulo 4. RESULTADOS EXPERIMENTALES

En este capítulo se presenta los resultados experimentales de la evaluación de tres fluidos de trabajo; H₂O-LiBr, H₂O-LiCl y una mezcla ternaria de H₂O-(LiBr+LiCl) en proporción 2:1. Las condiciones de operación experimentales son las mismas para las tres soluciones evaluadas y se registran en la Tabla 3.

Tabla 3 Condiciones de operación experimental del desorbedor-condensador

Parámetro	Valor
Flujo másico de la solución (kg/s)	$0.03 \pm 4.90 \times 10^{-5}$
Temperatura de la solución (°C)	80.15 \pm 0.1, 85.15 \pm 0.1, 90.15 \pm 0.1
Concentración (% kg sal/kg solución)	41 \pm 0.03
Flujo volumétrico del agua de enfriamiento (L/min)	2.4 \pm 0.35
Temperatura del agua de enfriamiento (°C)	20.15 \pm 0.1, 30.15 \pm 0.1, 40.15 \pm 0.1

4.1 Usando la solución de H₂O-LiBr

En la Tabla 4.1 se registran las tasas de desorción del desorbedor-condensador operando con diferentes temperaturas de solución de H₂O-LiBr y de agua de enfriamiento. La tasa de desorción máxima de 8.46 kg/m²h se observa a una temperatura de solución de 90°C y una temperatura del agua de enfriamiento de 20°C. La tasa de desorción más baja fue de 4.54 kg/m²h y se registró a una temperatura de solución de 80°C y una temperatura de agua de enfriamiento de 40°C.

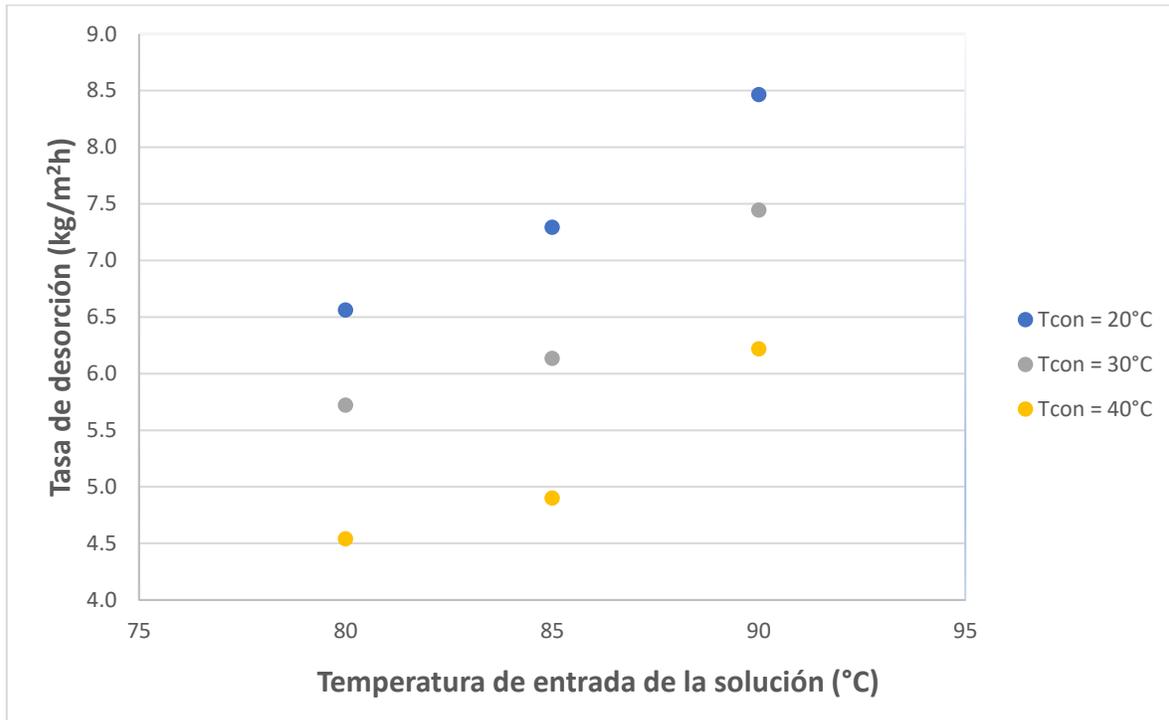


Figura 4.1 Tasa de desorción para la solución H₂O-LiBr en función de las temperaturas de entrada de la solución y agua de enfriamiento.

4.2 Usando la solución H₂O-LiCl y H₂O-LiBr-LiCl

En las Figuras 4.2 y 4.3 se presentan las tasas de desorción para la mezcla de H₂O-LiCl y la mezcla ternaria H₂O-LiBr-LiCl en proporción de 2 a 1. Se pueden observar tendencias similares a las descritas por la solución de H₂O-LiBr en la sección anterior. A medida que aumentan la diferencia de temperatura entre ambos lados de la membrana, la tasa de desorción también aumenta, esto se debe a que la fuerza impulsora del proceso de desorción es la diferencia de presión de vapor (ecuación 7) que depende directamente de la diferencia de temperatura a ambos lados de la membrana. Además, se puede deducir que la tasa de desorción se ve afectada principalmente por la temperatura de la solución en lugar que por la temperatura de condensación. Por ejemplo, en la Figuras 4.2 (solución de H₂O-LiCl) la diferencia de tasa de desorción con 30°C de temperatura de condensación a 90°C y 80°C es de 1.36 kg/m²h. Esta diferencia es mayor a 0.98 kg/m²h que corresponde a resta entre los puntos de 90°C de temperatura de solución y 40°C - 30°C de temperatura de condensación,



la cual es la mayor diferencia vertical en la gráfica entre 10°C de temperatura de condensación. El análisis experimental mucho más completo usando la mezcla de trabajo de H₂O-LiCl del desorbedor-condensador de membrana fue reportado por J. Ibarra-Bahena et al [19]. En la Tabla 4.3 se reportan las tasas de desorción para la solución H₂O-LiBr-LiCl. Se encuentran tasas de desorción mayores a las de H₂O-LiCl pero aún siguen siendo menores a las del H₂O-LiBr. Se puede apreciar que las tendencias de las curvas de desorción son similares a las obtenidas de las soluciones de H₂O-LiBr y H₂O-LiCl.

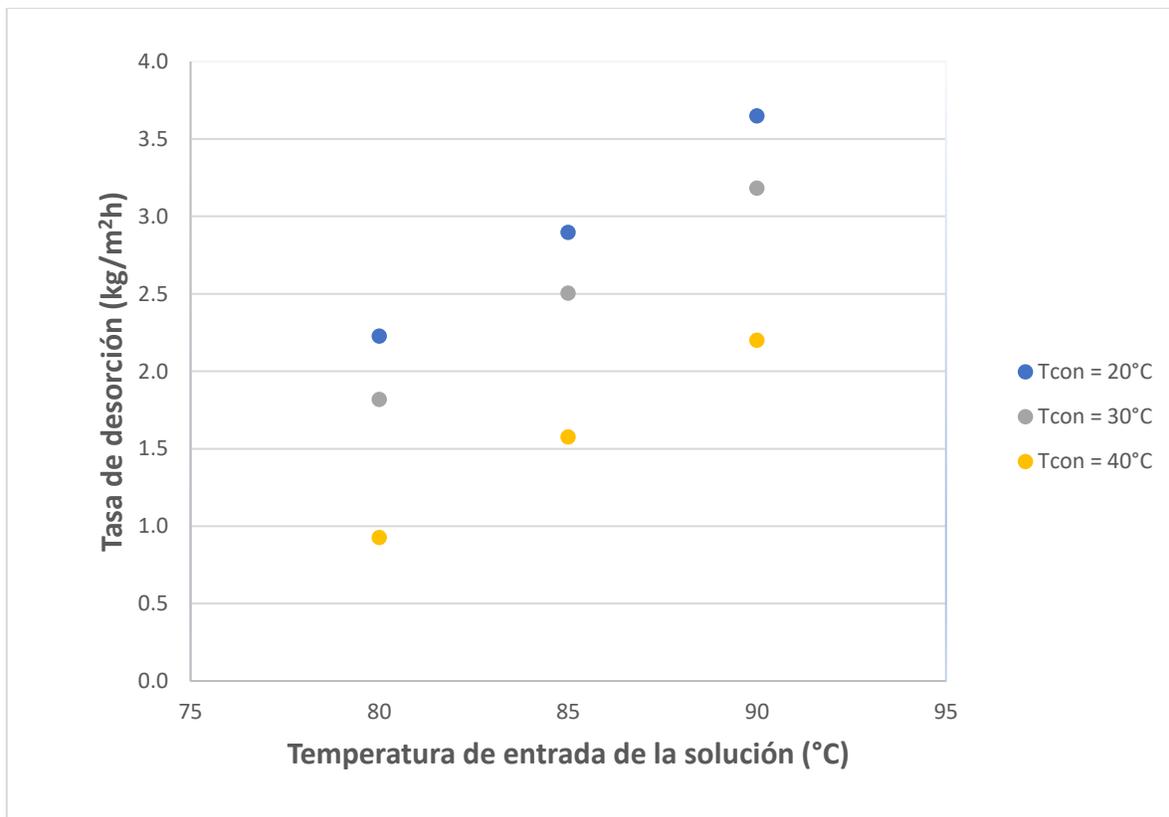


Figura 4.2 Tasa de desorción de la solución H₂O-LiCl en función de las temperaturas de la solución y de enfriamiento.

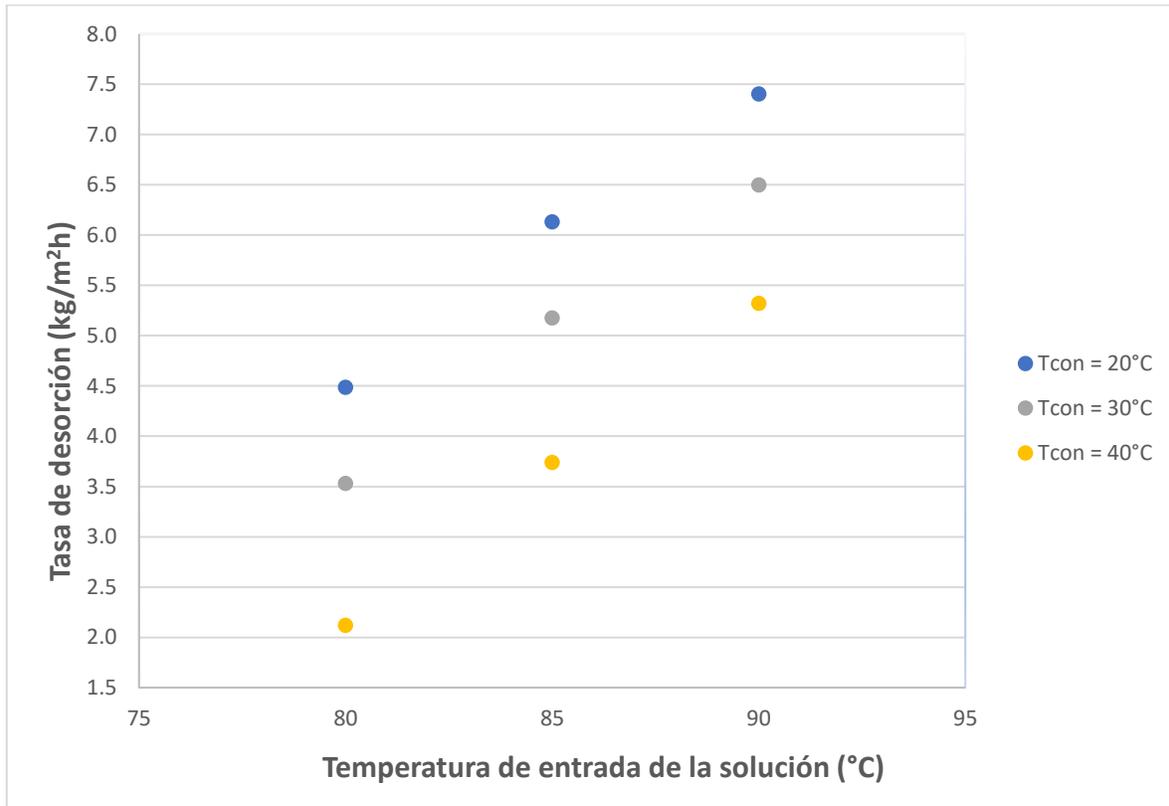


Figura 4.3 Tasa de desorción para la solución H₂O-LiBr-LiCl (2:1) en función de las temperaturas de entrada de la solución y agua de enfriamiento.

4.3 Comparación entre H₂O-LiBr, H₂O-LiCl y H₂O-LiBr-LiCl respecto a la máxima desorción en el dispositivo

En este punto se pretende visualizar la relación que hay en la concentración de las tres soluciones que se analizaron, respecto a una eficiencia máxima que sería cuando en el canal de solución solo se inyecte agua, sin sal alguna.

Para ello se toman muestras de desorción para el desorbedor-condensador de membrana operando con agua destilada (Figura 4.4). Se realizaron pruebas a 80 y 85 °C, a 90°C de temperatura en el canal de solución se acumulaba vapor en el circuito y genera expulsiones de agua a alta temperatura, lo cual además de ser muy peligroso no permite mantener un caudal de agua aproximadamente constante dentro de todo el sistema generando grandes inestabilidades en la realización de las pruebas.

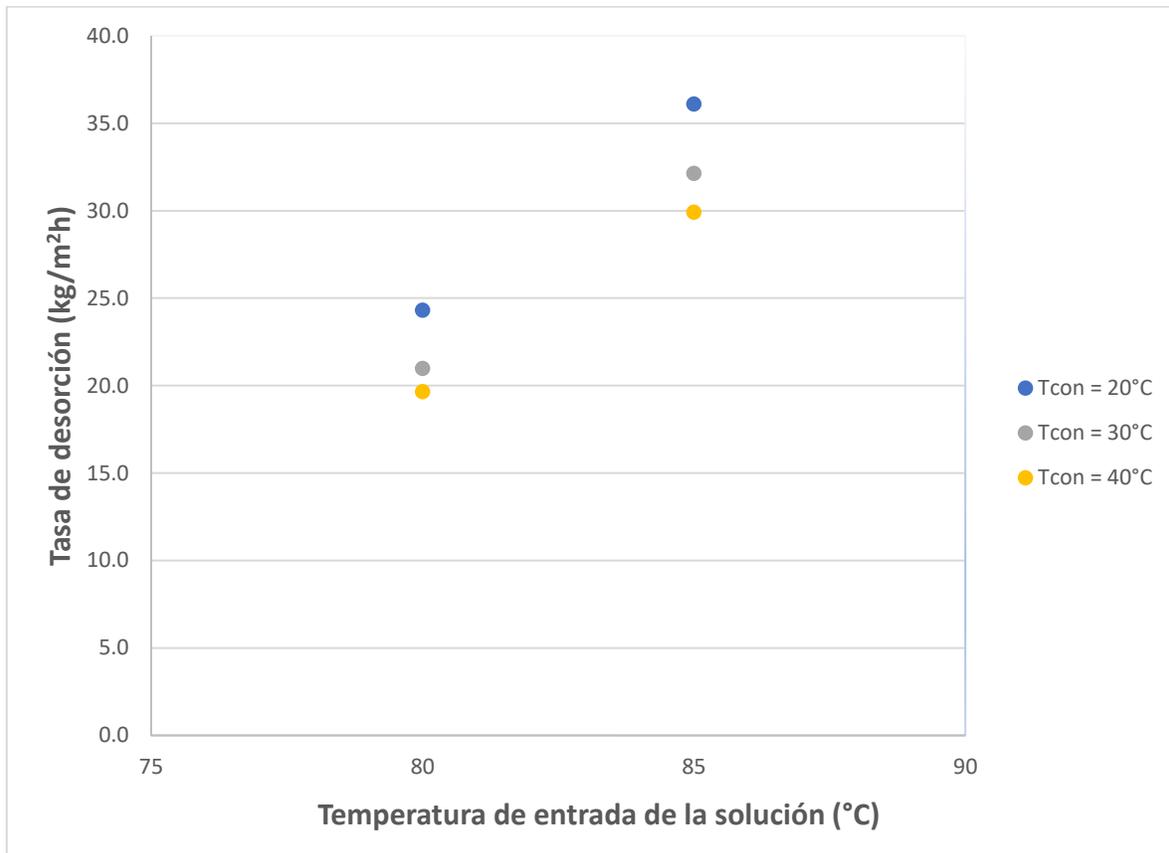


Figura 4.4 Tasa de desorción para el agua destilada en función de las temperaturas de entrada al canal de solución y agua de enfriamiento.

En la Figura 4.5 se consignan los resultados comparativos de desorción de las mezclas de trabajo ($\text{H}_2\text{O-LiBr}$, $\text{H}_2\text{O-LiBr-LiCl}$ y $\text{H}_2\text{O-LiCl}$) al 41 % w/w con respecto a la desorción que se obtuvo con el agua como fluido de trabajo a 80 y 85 °C de temperatura de entrada al canal de solución y 20,30 y 40°C de agua de enfriamiento, el resultado se da en porcentaje. Se puede observar como las eficiencias de la solución de $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ es más alta que las otras dos soluciones analizadas y tiene una eficiencia máxima de 26.98% a 80 y 20 °C de entrada de solución y agua de enfriamiento, respectivamente. Este resultado da un alto rango de mejora en la distribución correcta del flujo dentro del canal de solución para provocar una mejor remoción de la curva de polarización por concentración que se forma en las soluciones al evaporar agua por el efecto superficial que permite la membrana, la mal distribución de flujo en los canales se tratará en el siguiente capítulo.

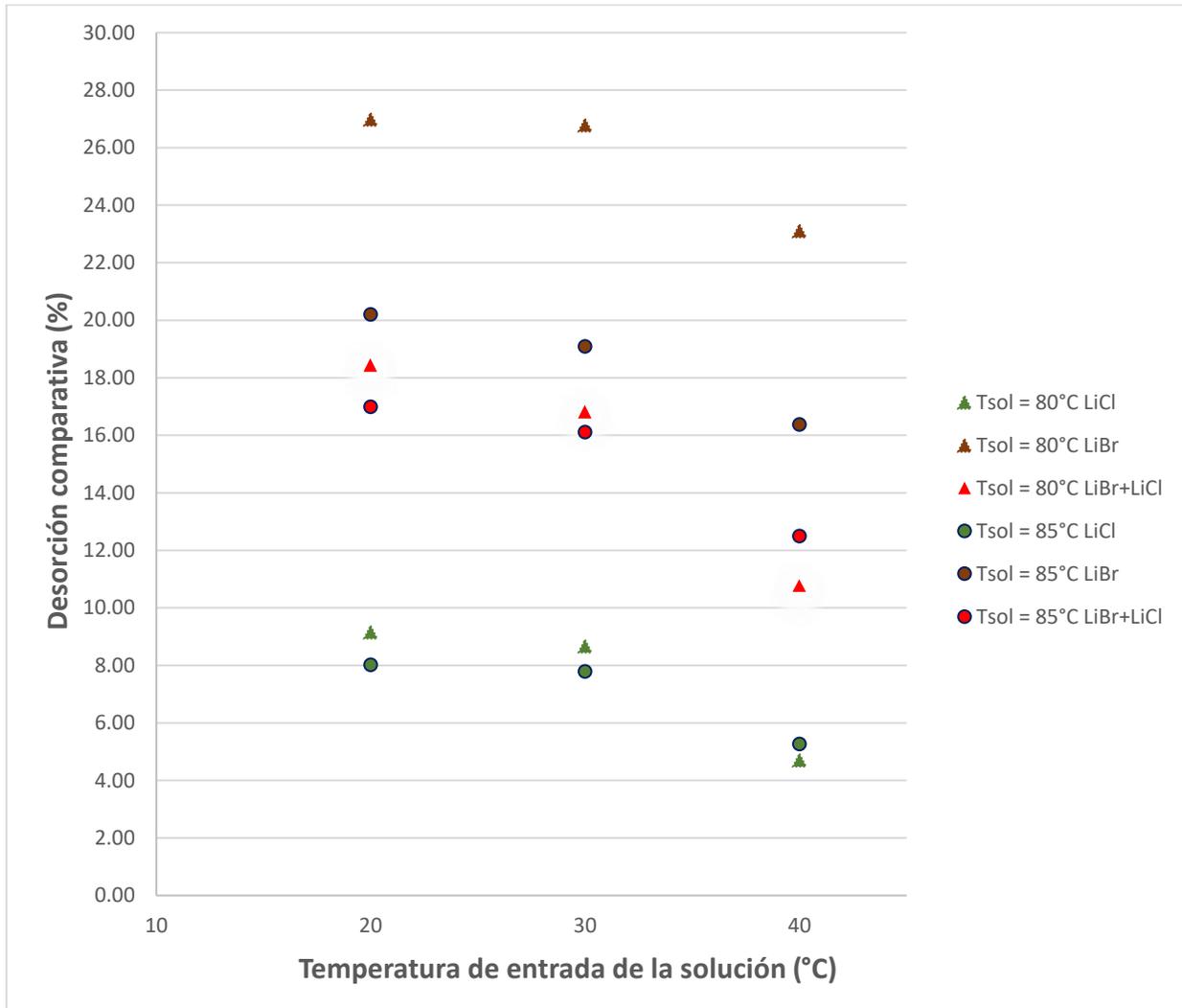


Figura 4.5 Comparativo: eficiencia de los fluidos de trabajo vs agua destilada

También se puede ver en la Figura 4.5 como hay una tendencia a disminuir la eficiencia a medida que se aumentan las temperaturas del agua de enfriamiento. Este hecho llama poderosamente la atención sobre todo en los puntos donde la temperatura de agua de enfriamiento o condensación es igual a 40°C se puede deber a que en las soluciones salinas que se están estudiando la viscosidad disminuye a medida que aumenta la temperatura, lo cual no permitiría una más efectiva actualización de la concentración de la solución en la interfaz con la membrana, provocando una menor disponibilidad de agua en esta interfaz.



Capítulo 5. RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN

Se realizó un análisis en CFD del desorbedor-condensador el cual fue publicado en la revista “Thermal Science and Engineering Progress” titulado como “Numerical simulation of a membrane desorber with the H₂O-LiBr working mixture for absorption cooling systems”. En esta publicación se simuló el desorbedor-condensador de membrana en configuración AGMD, los resultados se validaron con datos obtenidos experimentalmente, mostrando buena concordancia con entre la simulación CFD y las mediciones experimentales.

El artículo se anexa al final de este documento y presenta una simulación numérica usando la mezcla de trabajo H₂O-LiBr, para sistemas de enfriamiento por absorción, en el cual se tiene en cuenta tanto transferencia de masa como de calor en sus componentes. Los resultados se muestran a continuación.

Los resultados de la simulación del desorbedor-condensador de membrana se presentan en forma de contornos para apreciar el comportamiento termofísico dentro del desorbedor de membrana. La Figura 5.1 muestra los contornos de temperatura del módulo de membrana desorbedor/condensador. Dentro del canal de solución, se puede observar un perfil de "jet" en el medio del canal, que se genera por la combinación de la superficie lisa del canal de solución y la velocidad de la solución.

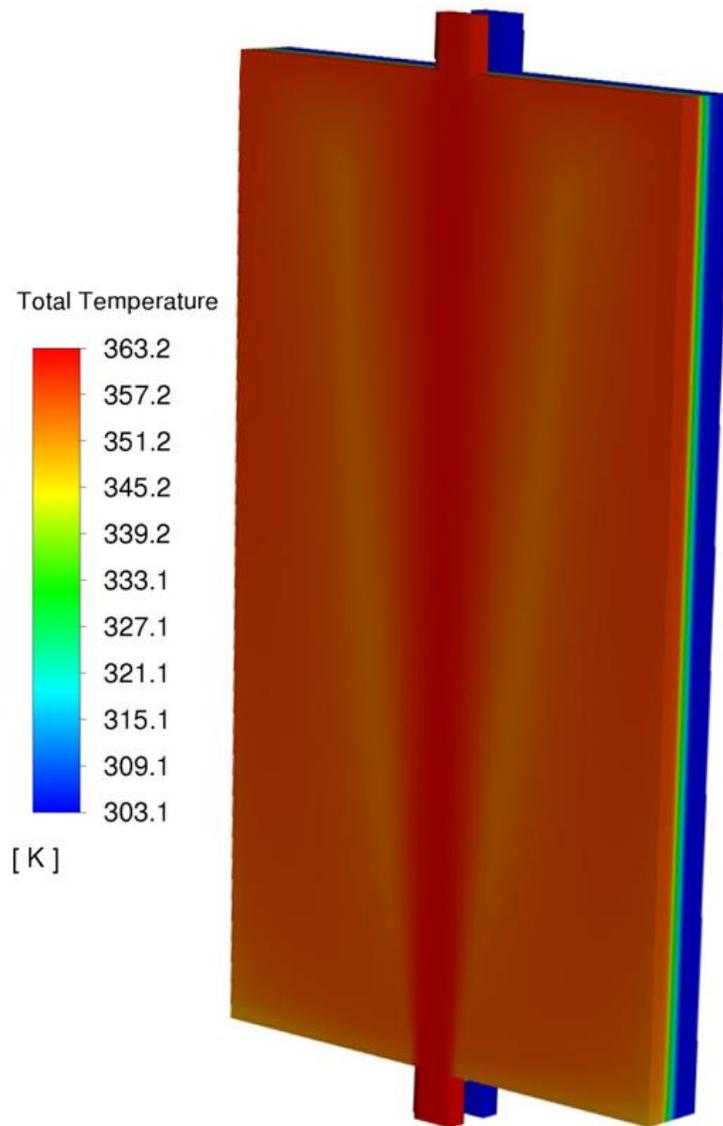


Figura 5.1 Vista isométrica del lado del canal de solución

La Figura 5.2 muestra los contornos de temperatura de la solución H₂O-LiBr en la interfase de la membrana. Una variación de hasta 15 K en las temperaturas en la interfase se presenta, por ejemplo, 362,4 K de temperatura de la solución en la parte media del canal; mientras tanto, en la interfase de la membrana en las esquinas inferiores, fue de 347,5 K.

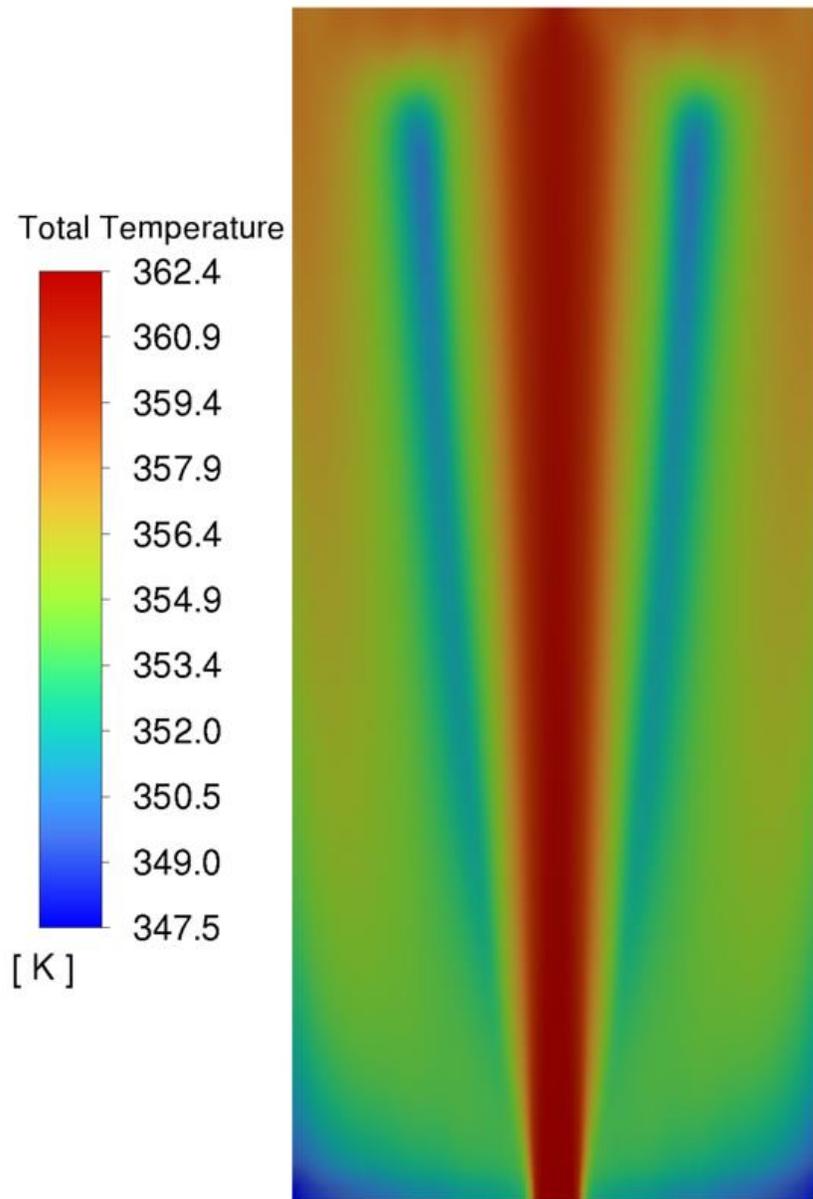


Figura 5.2 Contorno de temperatura en la interfaz canal de solución-membrana

De manera similar, la Figura 5.3 muestra los contornos de temperatura del agua de refrigeración en la interfase con la placa de condensación. Se observa que la temperatura más baja se encuentra en la mitad del canal de enfriamiento, 303.25 K ya que en este canal también se presenta el efecto "jet".

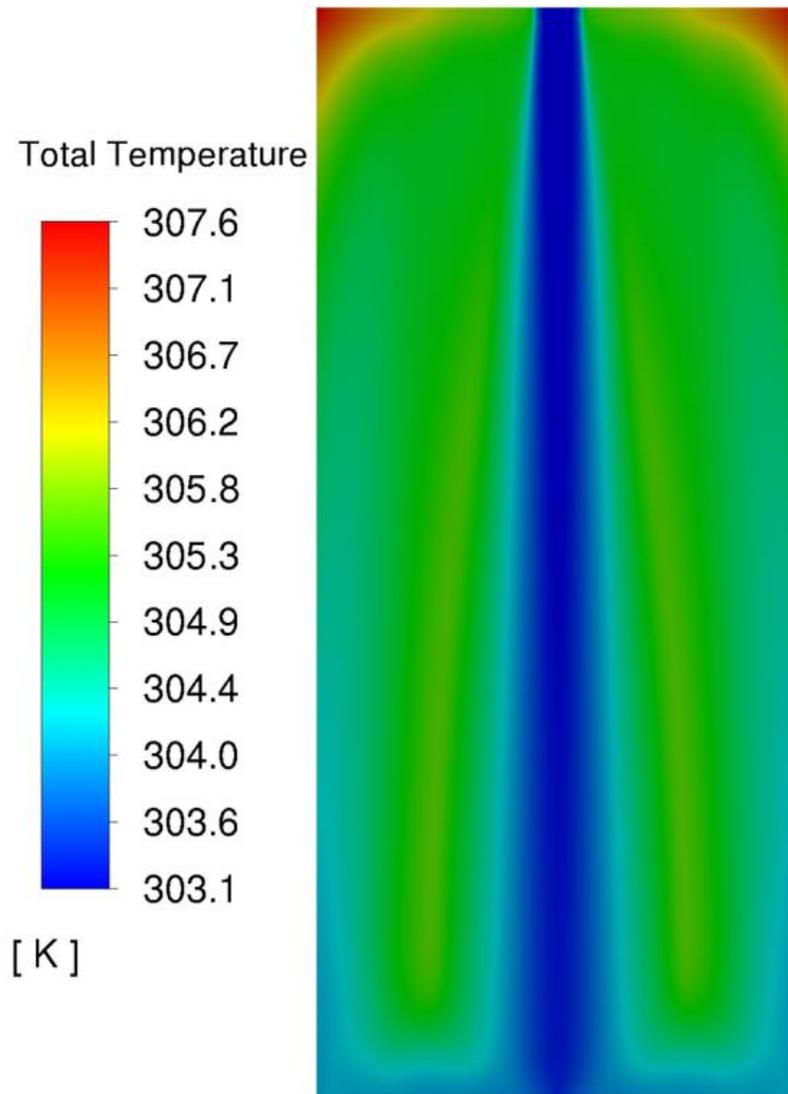


Figura 5.3 Contorno de temperatura en la interfaz placa de condensación-canal de agua de enfriamiento

La Figura 5.4 muestra los contornos de la concentración de agua en el canal de alimentación. La superficie que interactúa con la pared de Nylamid (a) y la interfase con la membrana (c) se muestran en vistas isométrica. En (b), se ilustra el perfil en el medio del canal. La Figura 5.5 muestra la variación de la concentración de H_2O en el plano medio del canal de alimentación. La concentración de agua disminuye a medida que la solución avanza hacia la membrana de acuerdo con las Figura 5.5 (a) y 5.4 (b). Como resultado, se crea una

curva de polarización de la concentración, ya que se produce la evaporación del agua en la interfaz con la membrana. Los contornos de la concentración de LiBr en solución son opuestos a la concentración de H₂O ya que la mezcla de trabajo está compuesta solo por dos especies químicas y la suma de las concentraciones en cualquier elemento de la malla es igual a 1.

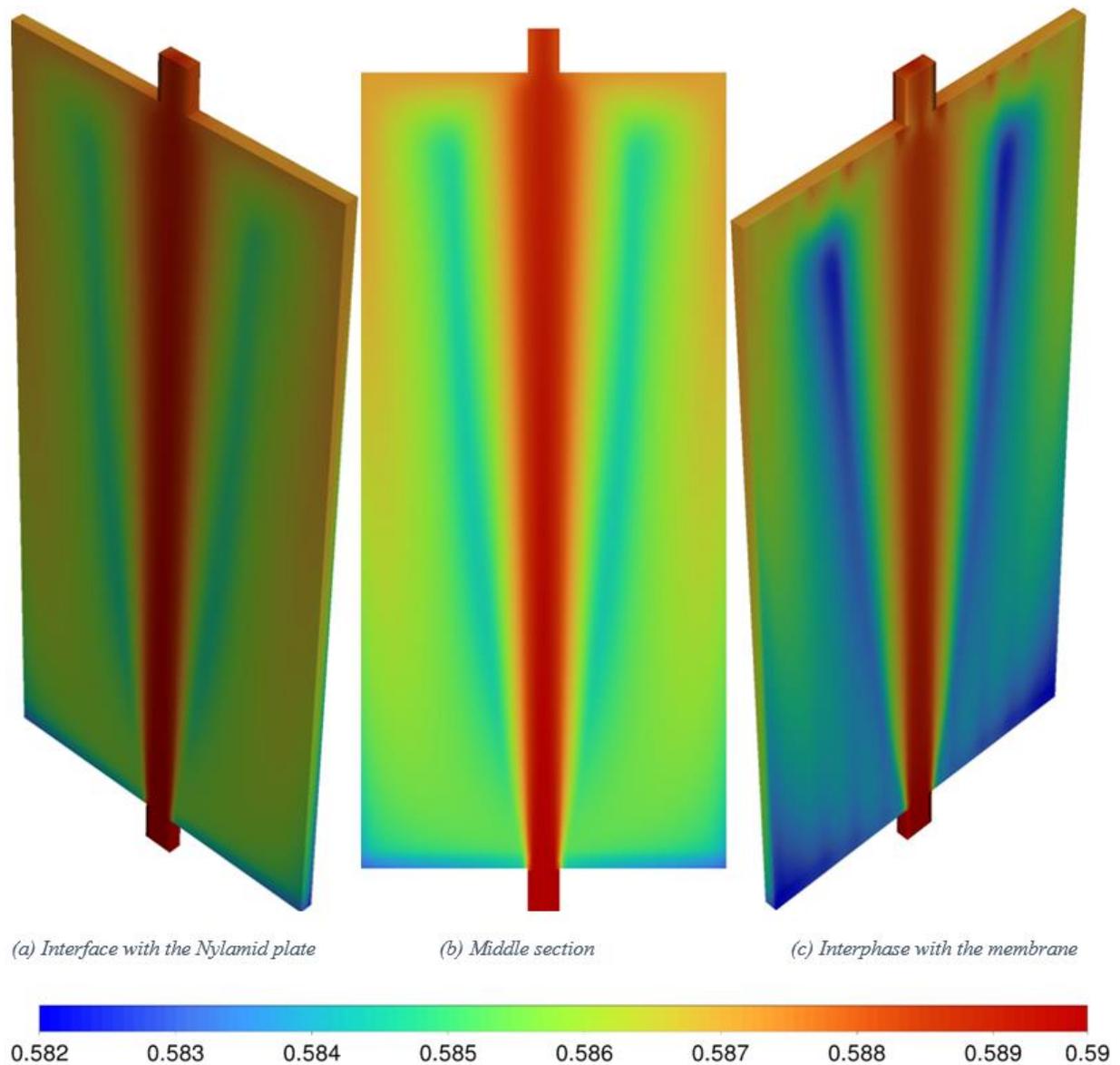


Figura 5.4 Contornos de concentración de agua en el canal de solución

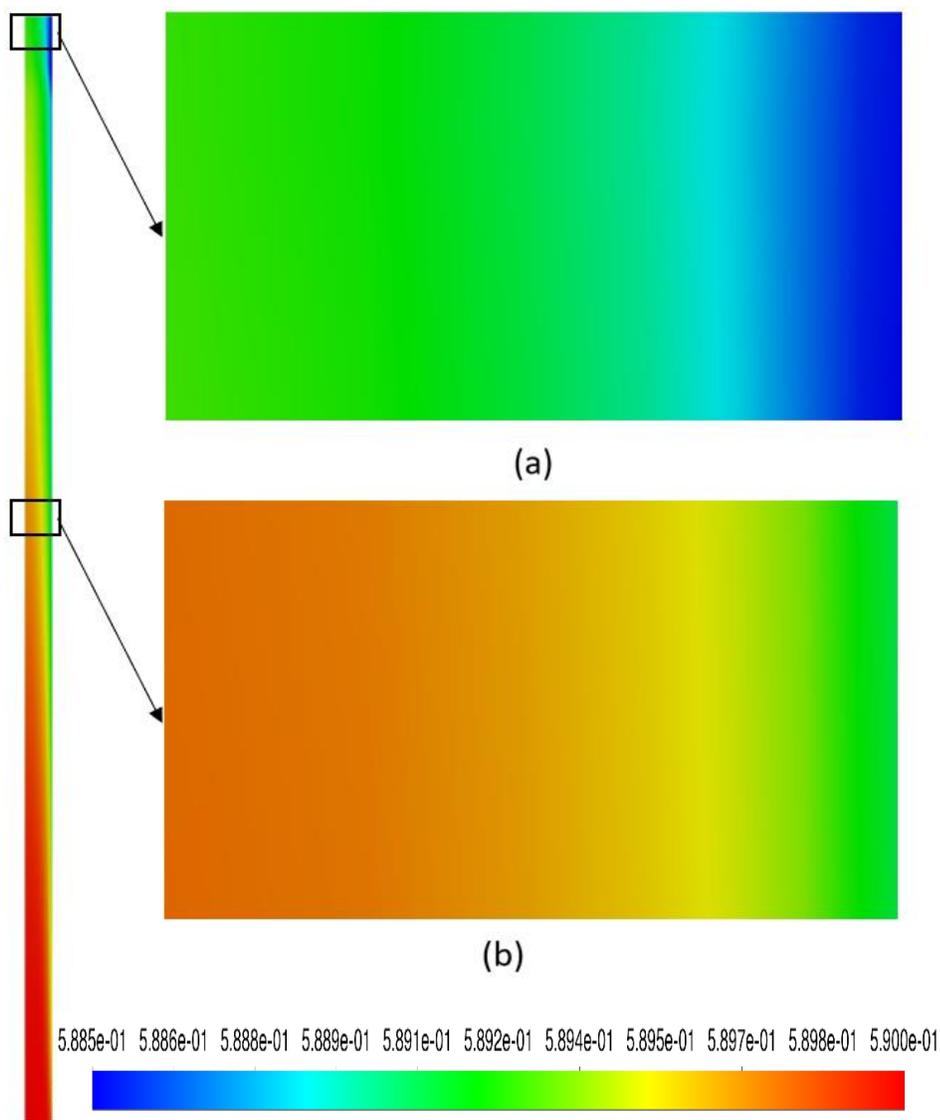


Figura 5.5 Contornos de concentración del agua en el plano medio del canal de solución

También se observa cómo aumenta la concentración de H_2O en zonas donde los vectores de velocidad son mayores (Figura 5.6). A medida que aumenta la velocidad de la solución, también aumentan la tasa de recirculación; por tanto, la capa límite de concentración y temperatura es removida, lo que aumenta la disponibilidad de agua en la superficie de la membrana. Por lo tanto, se mejora la tasa de desorción. Se observó una

variación de concentración del 1,35% (w/w) en la interfase solución-membrana en la zona de salida en comparación con la zona de entrada.

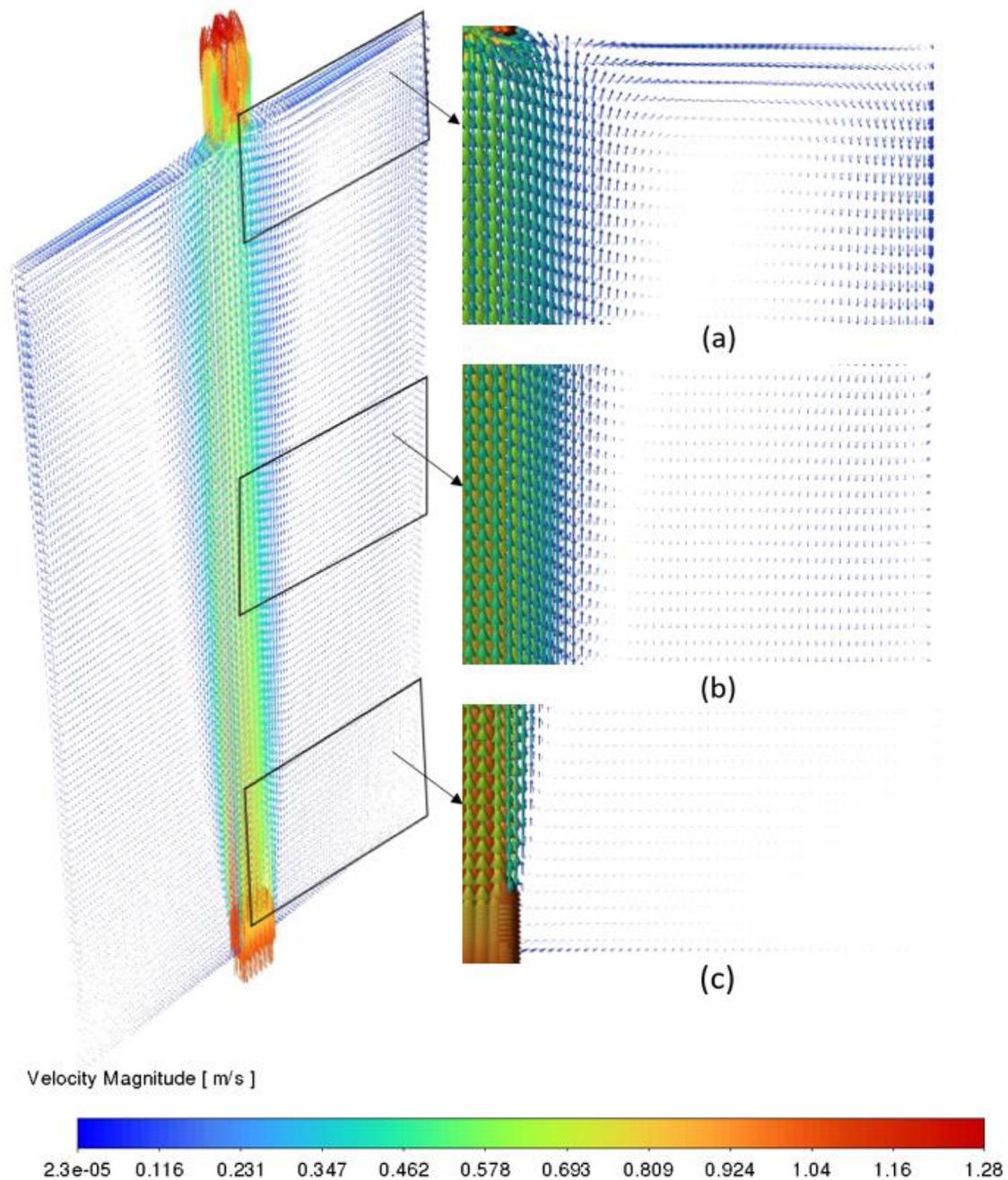


Figura 5.6 Contornos de los vectores de velocidad en el canal de solución



En la Figura. 5.6, se muestran los vectores de velocidad en el canal de solución. Como se puede observar, la velocidad aumenta en el plano medio del canal y disminuye a medida que el fluido se propaga hacia los lados laterales. Hay una velocidad máxima de 1,28 m/s en el centro del canal y una velocidad máxima de 1,05 m/s en un plano cercano a la interfase de la membrana donde la concentración de H₂O es del 58,9%. En esta figura, se crea un vórtice de reflujo en la parte superior del dispositivo (a), lo que hace que la velocidad de la solución disminuya (b). Finalmente, en el zoom (c), se puede ver un estancamiento de la solución en las esquinas inferiores del canal donde la velocidad es 2.3E-5 m/s. En estas zonas, la concentración de H₂O fue del 58,2%, la más baja que se presenta en todo el interior del canal. Esta mala distribución del flujo de la solución H₂O-LiBr provoca una disminución en la tasa de desorción. Basándose en estos contornos de velocidad, se puede apreciar que el área de la membrana está subutilizada. Sólo en el medio del canal de solución se encuentran las temperaturas y concentraciones de H₂O más altas, lo cual provocaría una mayor desorción de agua a través de la membrana en esta zona.



Capítulo 6. CONCLUSIONES

Durante el desarrollo de este proyecto se lograron analizar cómo influyen las temperaturas de la solución y agua de enfriamiento en la tasa de desorción del desorbedor-condensador de membrana porosa hidrófoba. Además, se probaron experimentalmente tres soluciones salinas ($\text{H}_2\text{O-LiBr}$, $\text{H}_2\text{O-LiBr-LiCl}$ y $\text{H}_2\text{O-LiCl}$) las cuales se comprueba tienen potencial en el uso de equipos de absorción.

Se analizó el comportamiento térmico e hidráulico de los fluidos al interior del desorbedor-condensador y como esto influye en su desempeño con la ayuda de un modelo de dinámica de fluidos computacional. El desorbedor-condensador de membrana porosa hidrófoba en configuración AGMD fue simulada usando Ansys Fluent, la geometría y el mallado se hicieron en los programas Ansys SpaceClaim y Ansys Meshing respectivamente. Algunas de las conclusiones y discusiones más importantes encontradas en el diseño de experimentos se dan a continuación.

6.1 Conclusiones

La evaluación experimental en condiciones de laboratorio del desorbedor-condensador mostró que la tasa de desorción se ve afectada principalmente por la temperatura de la solución más que por la temperatura de condensación.

De las tres soluciones analizadas experimentalmente ($\text{H}_2\text{O-LiBr}$, $\text{H}_2\text{O-LiBr-LiCl}$ y $\text{H}_2\text{O-LiCl}$), la mezcla de $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ es la que presenta mayores tasas de desorción a las mismas condiciones de prueba. En comparación con la solución de $\text{H}_2\text{O-LiCl}$, la mezcla de $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ bajo las condiciones de prueba analizadas arroja tasas de desorción superiores que van desde 2.3 a 5 veces más.

Con respecto a la mezcla ternaria ($\text{H}_2\text{O-LiBr-LiCl}$) las pruebas experimentales realizadas muestran que las tasas de desorción son menores a las del $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ pero mayores a las del $\text{H}_2\text{O-LiCl}$. Se encuentran tasas de desorción del 1.1 al 2.1 veces superiores en el $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ con respecto a la solución de $\text{H}_2\text{O-LiBr-LiCl}$.



En cuanto la eficiencia comparativa que se realizó con respecto a la desorción que se obtiene si se tuviera agua destilada en el canal de solución, los resultados muestran que a temperaturas de solución más bajas (80°C) las eficiencias son mayores. Además, se encuentra que las eficiencias disminuyen a medida que aumenta la temperatura del agua de enfriamiento (40°C).

En cuanto al análisis CFD, se logró comprobar que el modelo realizado en el software Ansys Fluent es una herramienta adecuada para la simulación del desorbedor-condensador, esto basado en los resultados y gráficas comparativas de datos experimentales y resultados de la simulación numérica, consignadas el capítulo 5 de este trabajo, donde se encuentran errores máximos de 11.9%. También, se encuentra la tendencia de los perfiles de temperatura y concentración obtenidas de la simulación, son similares a las curvas de polarización teóricas reportadas en la literatura.

Se encuentra que la distribución del flujo en el canal de solución influye significativamente en los perfiles de temperatura y concentración. Esta mal-distribución de flujo encontrada al interior de los canales ocasiona que se pierda área de aprovechamiento en la membrana, ya que se encontraron zonas en las que la solución está estancada, impidiendo una mayor tasa de desorción en estas áreas.

Se observó un flujo en chorro en los canales de solución y agua de enfriamiento. Este efecto hace que se sub utilice el área de la membrana y el área de condensación. Así, una mejora geométrica del desorbedor de membrana puede conducir a una mejora de la tasa de desorción.

6.2 Trabajos a Futuro

Tras mostrar la validez de la simulación numérica mediante los datos recopilados del prototipo experimental de desorbedor-condensador y analizar los perfiles encontrados, además de realizar el análisis experimental que se llevó a cabo con las tres soluciones de prueba, se tiene bastante claro que hay amplio espacio para aumentar la desorción en la unidad experimental.



Se plantea la realización de más pruebas experimentales con la mezcla ternaria de H₂O-LiBr-LiCl variando la composición y la concentración de las sales, ya que se encontraron tasas de desorción cercanas a las obtenidas con el H₂O-LiBr, se necesita más análisis de los beneficios que pudiera traer el uso de esta solución en un ciclo de desorción y en particular en el desorbedor-condensador de membrana.

La simulación numérica realizada abre la ventana para realizar una optimización al interior del desorbedor-condensador y en particular a los canales de solución y enfriamiento que propicien una mejor distribución de flujo con el objetivo de conseguir mayores tasas de desorción bajo las mismas condiciones de operación estudiadas.

Se necesita proponer un rediseño del canal de solución que proporcionen contornos de temperatura y concentración más homogéneos, con el objetivo de aumentar la temperatura y disminuir la concentración de la sal en la interfaz con la membrana. Además, se encuentra oportunidad de mejorar en el canal de enfriamiento, mejorando la distribución del flujo que permita tener temperaturas más bajas en la placa de condensación y a su vez presiones de vapor más bajas para obtener mayores tasas de desorción.



Referencias

1. IEA (International Energy Agency). (2023). World energy balances 2023.
2. Yang, M., Low, E., Law, C. L., Chen, J. C., Show, P. L., & Huang, S. M. (2022). Heat and mass transfer in a counter flow parallel plate membrane-based absorption heat pump (PMAHP). *International Journal of Thermal Sciences*, 171, 107227.
3. International Institute of Refrigeration (2017). 35th informatory note on refrigeration technologies / the impact of the refrigeration sector on climate change.
4. International Institute of Refrigeration (2019). 38th informatory note on refrigeration technologies / the role of refrigeration in the global economy.
5. Gavin Schmidt (1 October 2010). "Taking the Measure of the Greenhouse Effect". NASA Goddard Institute for Space Studies - Science Briefs.
6. Flanner, M. G. (2009). Integrating anthropogenic heat flux with global climate models. *Geophysical Research Letters*, 36(2).
7. Forman, C., Muritala, I. K., Pardemann, R., & Meyer, B. (2016). Estimating the global waste heat potential. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 57, 1568-1579.
8. Francisco Estrada Porrúa, Jorge Zavala Hidalgo, Amparo Martínez Arroyo, Graciela Raga, Carlos Gay García. ESTADO Y PERSPECTIVAS DEL CAMBIO CLIMÁTICO EN MÉXICO: UN PUNTO DE PARTIDA, (84), (1), México (2023)
9. C. Zhai, W. Wu Heat and mass transfer performance comparison of various absorbers/desorbers towards compact and efficient absorption heat pumps, *Int. J. Refrig.* 127 (2021) 203-220.
10. Fujita, T. (1993). Falling liquid films in absorption machines. *International journal of refrigeration*, 16(4), 282-294.
11. C. Zhai, W Wu, Experimental study on heat/mass transfer and pressure drop of plate heat exchanger desorber for compact and efficient absorption cooling, *Int. J. Refrig.* 145 (2023) 243-255.
12. H. Yang, Y. Chen, Y. Wu, F. Yang, X. Huang, Y. Xu, W. Duan, Thermo-fluidic characteristics and performance in a distribute heating bubble pump generator, *Int. J. Refrig.* 133 (2022) 181-190.



13. Q.D. Trinh, T.A. Vu, J. Albers, F. Ziegler, Operational behavior and heat transfer in a thermosiphon desorber at sub-atmospheric pressure. Part I: The model, *Int. J. Refrig.* 108 (2019) 246-257.
14. Amaris, C., & Bourouis, M. (2021). Boiling process assessment for absorption heat pumps: A review. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 179, 121723.
15. Banu, P. A., & Sudharsan, N. M. (2018). Review of water based vapour absorption cooling systems using thermodynamic analysis. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 82, 3750-3761.
16. Altamirano, A., Stutz, B., & Le Pierrès, N. (2020). Review of small-capacity single-stage continuous absorption systems operating on binary working fluids for cooling: Compact exchanger technologies. *International Journal of Refrigeration*, 114, 118-147.
17. M. Qtaishat, T. Matsuura, B. Kruczek, M. Khayet, Heat and mass transfer analysis in direct contact membrane distillation, *Desalination* 219 (1-3) (2008) 272-292.
18. J.I. Mengual, M. Khayet, M.P. Godino, Heat and mass transfer in vacuum membrane distillation, *Int. J. Heat Mass Transf.* 47 (4) (2004) 865-875.
19. J. Ibarra-Bahena, U. Dehesa-Carrasco, Y.R. Galindo-Luna, I.L. Medina-Caballero, W. Rivera, Experimental Performance of a Membrane Desorber with a H₂O/LiCl Mixture for Absorption Chiller Applications, *Membranes* 12 (12) (2022) 1184.
20. Sui, Z., & Wu, W. (2022). A comprehensive review of membrane-based absorbers/desorbers towards compact and efficient absorption refrigeration systems. *Renewable Energy*.
21. Ibarra-Bahena, J., Raman, S., Galindo-Luna, Y. R., Rodríguez-Martínez, A., & Rivera, W. (2020). Role of membrane technology in absorption heat pumps: A comprehensive review. *Membranes*, 10(9), 216.
22. Bigham, S., Isfahani, R. N., & Moghaddam, S. (2014). Direct molecular diffusion and micro-mixing for rapid dewatering of LiBr solution. *Applied Thermal Engineering*, 64(1-2), 371-375
23. Venegas, M., de Vega, M., García-Hernando, N., & Ruiz-Rivas, U. (2016). Simplified model of a membrane-based rectangular micro-desorber for absorption chillers. *International Journal of Refrigeration*, 71, 108-123.



24. Venegas, M., García-Hernando, N., & de Vega, M. (2019). A parametric analysis on the effect of design and operating variables in a membrane-based desorber. *International Journal of Refrigeration*, 99, 47-58.
25. Kim, Y. J., Joshi, Y. K., & Fedorov, A. G. (2008). An absorption based miniature heat pump system for electronics cooling. *International Journal of refrigeration*, 31(1), 23-33.
26. Riffat, S. B., Wu, S., & Bol, B. (2004). Pervaporation membrane process for vapour absorption system. *International journal of refrigeration*, 27(6), 604-611.
27. Thorud, J. D., Liburdy, J. A., & Pence, D. V. (2006). Microchannel membrane separation applied to confined thin film desorption. *Experimental thermal and fluid science*, 30(8), 713-723.
28. Isfahani, R. N., Fazeli, A., Bigham, S., & Moghaddam, S. (2014). Physics of lithium bromide (LiBr) solution dewatering through vapor ven Direct molecular diffusion and micro-mixing for rapid dewatering of LiBr solution ting membranes. *International Journal of Multiphase Flow*, 58, 27-38.
29. Ibarra-Bahena, J., Dehesa-Carrasco, U., Romero, R. J., Rivas-Herrera, B., & Rivera, W. (2017). Experimental assessment of a hydrophobic membrane-based desorber/condenser with H₂O/LiBr mixture for absorption systems. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 88, 145-159.
30. Ibarra-Bahena, J., Dehesa-Carrasco, U., Montiel-González, M., Romero, R. J., Basurto-Pensado, M. A., & Hernández-Cristóbal, O. (2016). Experimental evaluation of a membrane contactor unit used as a desorber/condenser with water/Carrol mixture for absorption heat transformer cycles. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 76, 193-204.
31. Ibarra-Bahena, J., Venegas-Reyes, E., Galindo-Luna, Y. R., Rivera, W., Romero, R. J., Rodríguez-Martínez, A., & Dehesa-Carrasco, U. (2020). Feasibility analysis of a membrane desorber powered by thermal solar energy for absorption cooling systems. *Applied Sciences*, 10(3), 1110.
32. Hong, S. J., Hihara, E., & Dang, C. (2018). Analysis of adiabatic heat and mass transfer of microporous hydrophobic hollow fiber membrane-based generator in vapor absorption refrigeration system. *Journal of Membrane Science*, 564, 415-427.



33. Asfand, F., & Bourouis, M. (2015). A review of membrane contactors applied in absorption refrigeration systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 45, 173-191.
34. Ibarra-Bahena, J., Rivera, W., Romero, R. J., Montiel-González, M., & Dehesa-Carrasco, U. (2018). Novel intermittent absorption cooling system based on membrane separation process. *Applied Thermal Engineering*, 136, 718-729.
35. Chugh, D., Gluesenkamp, K. R., Abu-Heiba, A., Alipanah, M., Fazeli, A., Rode, R., ... & Moghaddam, S. (2019). Experimental evaluation of a semi-open membrane-based absorption heat pump system utilizing ionic liquids. *Applied Energy*, 239, 919-927.
36. Won, S. H., & Lee, W. Y. (1991). Thermodynamic design data for double effect absorption heat pump systems using water-lithium chloride—cooling. *Heat Recovery Systems and CHP*, 11(1), 41-48.
37. Ahmad, T., Azhar, M., Sinha, M. K., Meraj, M., Mahbubul, I. M., & Ahmad, A. (2022). Energy analysis of lithium bromide-water and lithium chloride-water based single effect vapour absorption refrigeration system: A comparison study. *Cleaner Engineering and Technology*, 7, 100432.
38. Patel, J., Pandya, B., & Mudgal, A. (2017). Exergy based analysis of LiCl-H₂O absorption cooling system. *Energy Procedia*, 109, 261-269.
39. Bellos, E., Tzivanidis, C., & Antonopoulos, K. A. (2016). Exergetic and energetic comparison of LiCl-H₂O and LiBr-H₂O working pairs in a solar absorption cooling system. *Energy Conversion and Management*, 123, 453-461.
40. Bellos, E., Tzivanidis, C., Pavlovic, S., & Stefanovic, V. (2017). Thermodynamic investigation of LiCl-H₂O working pair in a double effect absorption chiller driven by parabolic trough collectors. *Thermal Science and Engineering Progress*, 3, 75-87.
41. Bhowmick, A., & Kundu, B. (2021). Thermo-economic optimization and comparison study of LiBr-H₂O and LiCl-H₂O working pair in absorption cooling systems based on genetic algorithm. *International Journal of Energy Research*, 45(3), 3938-3954.
42. Reyes, R. M. B., Gómez, V. M. A., & García-Gutiérrez, A. (2010). Performance modelling of single and double absorption heat transformers. *Current Applied Physics*, 10(2), S244-S248.



43. Saravanan, R., & Maiya, M. P. (1998). Thermodynamic comparison of water-based working fluid combinations for a vapour absorption refrigeration system. *Applied thermal engineering*, 18(7), 553-568.
44. Yu, D., Chung, J., & Moghaddam, S. (2012). Parametric study of water vapor absorption into a constrained thin film of lithium bromide solution. *International journal of heat and mass transfer*, 55(21-22), 5687-5695.
45. de Vega, M., Venegas, M., & García-Hernando, N. (2018). Modeling and performance analysis of an absorption chiller with a microchannel membrane-based absorber using LiBr-H₂O, LiCl-H₂O, and LiNO₃-NH₃. *International Journal of Energy Research*, 42(11), 3544-3558.
46. Huang, S. M. (2015). Heat and mass transfer in a quasi-counter flow parallel-plate membrane-based absorption heat pump (QPMAHP). *Journal of Membrane Science*, 496, 39-47.
47. Huang, S. M. (2017). Coupled heat and mass transfer in a cross-flow hollow fiber membrane absorption heat pump (HFMAHP). *Applied Thermal Engineering*, 111, 1119-1128.
48. NASA Science Mission Directorate article on the water cycle". Nasascience.nasa.gov. Archived from the original on 17 January 2009. Retrieved 16 October 2010.
49. S. Kalla, S. Upadhyaya, K. Singh, Principles and advancements of air gap membrane distillation, *Rev. Chem. Eng.* 35 (7) (2019) 817-859.
50. G. Gopi, M. Vasanthkumar, G. Arthanareeswaran, A.F. Ismail, Y.L. Thuyavan, P.S. Goh, T. Matsuura, Performance, energy and economic investigation of air gap membrane distillation system: An experimental and numerical investigation, *Desalination* 551 (2023) 116400.
51. A. Alkudhiri, N. Darwish, N. Hilal, Membrane distillation: A comprehensive review, *Desalination* 287 (2012) 2-18.
52. M. Khayet, Membranes and theoretical modeling of membrane distillation: A review, *Adv. Colloid Interface Sci.* 164 (1-2) (2011) 56-88.



53. Matsumoto, M., & Kataoka, Y. (1988). Study on liquid–vapor interface of water. I. Simulational results of thermodynamic properties and orientational structure. *The Journal of chemical physics*, 88(5), 3233-3245.
54. Y. Zhang, Y. Peng, S. Ji, S. Wang, Numerical simulation of 3D hollow-fiber vacuum membrane distillation by computational fluid dynamics, *Chem. Eng. Sci.* 152 (2016) 172-185.
55. Yadav, A., Singh, C. P., Patel, R. V., Kumar, A., & Labhasetwar, P. K. (2022). Investigations on the effect of spacer in direct contact and air gap membrane distillation using computational fluid dynamics. *Colloids and Surfaces A: Physicochemical and Engineering Aspects*, 654, 130111.
56. P. J. Argumedo Teuffer, L. E. Marron Ramirez, J. F. Ituna-Yudonago, P. A. Arizpe Carreón, & C. M. Rodríguez Roman, Geometric Design of a Low-Power Arcjet Constrictor and Determination of Velocity of Air-Based Plasma by Means of Analytical and Numerical Methods, *Machines* 11(5) (2023) 527.
57. J. Patek, J. Klomfar, A computationally effective formulation of the thermodynamic properties of LiBr–H₂O solutions from 273 to 500 K over full composition range, *Int. J. Refrig.* 29 (4) (2006) 566-578.
58. F. Asfand, Y. Stiriba, M. Bourouis, CFD simulation to investigate heat and mass transfer processes in a membrane-based absorber for water-LiBr absorption cooling systems, *Energy* 91 (2015) 517-530, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.08.018>.
59. M. Gierow, A. Jernqvist, Measurement of mass diffusivity with holographic interferometry for H₂O/NaOH and H₂O/LiBr working pairs, In *Proceedings of the International Absorption Heat Pump Conference* (1993).
60. Woods, J., Pellegrino, J., Kozubal, E., & Burch, J. (2011). Design and experimental characterization of a membrane-based absorption heat pump. *Journal of membrane science*, 378(1-2), 85-94.
61. Woods, J., Pellegrino, J., Kozubal, E., Slayzak, S., & Burch, J. (2009). Modeling of a membrane-based absorption heat pump. *Journal of Membrane Science*, 337(1-2), 113-124.
62. Ansys, I. (2013). *ANSYS meshing user's guide*. vol, 15317, 724-746.

Apéndices

Thermal Science and Engineering Progress 48 (2024) 102399

Contents lists available at [ScienceDirect](https://www.sciencedirect.com)

Thermal Science and Engineering Progress

journal homepage: www.sciencedirect.com/journal/thermal-science-and-engineering-progress

Numerical simulation of a membrane desorber with the H₂O-LiBr working mixture for absorption cooling systems

I.L. Medina-Caballero^a, W. Rivera^a, J.-F. Ituna-Yudonago^b, J. Ibarra-Bahena^{a,*}^a Instituto de Energías Renovables, Universidad Nacional Autónoma de México, Eridania Xochicalco S/N, Temixco, 62580, Morelos, Mexico^b Departamento de Ingeniería en Aeronáutica, Universidad Politécnica Metropolitana de Hidalgo, Boulevard Acceso a Toluca 1009, Ex Hacienda de San Javier Toluca, 43860 Hidalgo, Mexico

ARTICLE INFO

Keywords:

Membrane desorber
Absorption chiller
H₂O/LiBr
CFD

ABSTRACT

In absorption cooling systems, the refrigerant fluid is separated from the working-fluid mixture inside a component called “desorber”. Conventional desorbers operate by boiling separation; however, membrane modules are a potential alternative to replace them since they can operate below the working mixture boiling point and at atmospheric pressure conditions. The present paper presents a numerical simulation of a membrane desorber that uses the air gap membrane distillation configuration. The numerical analysis was carried out by means of ANSYS FLUENT CFD code using a 3D model. Temperature, concentration, and velocity contours were numerically obtained assuming H₂O-LiBr solution at 41 % w/w, mass flow of 0.03 kg/s, temperature of 363.15 K, and cooling water at 303.15 K and 0.04 kg/s. The maximum error in simulated temperature was 11.9 % compared to the experimental data. According to the results, a solution temperature difference between the bulk and the membrane interphase up to 288.15 K was calculated. In addition, stagnated areas inside the solution channel cause velocity differences of up to 5 magnitude orders compared to the middle point in the solution channel. Since a maldistribution flow causes a “jet” inside the solution channel, and a non-homogeneous concentration distribution on the membrane interphase; as a result, a concentration difference up to 1.35 % between a point located at the border membrane interphase compared to a point located at the middle was observed. Therefore, the desorption rate can be improved with geometric modifications in the membrane desorber device.

Introduction

Absorption cooling systems are an eco-friendly alternative to conventional vapor compression cooling devices since they can use renewable thermal energy or low-grade thermal sources. Although absorption cooling systems have been extensively studied, there are few articles about the use of membrane devices. Membrane components can reduce the system’s size and total weight, enabling small-scale and automotive applications since the heat and mass transfer processes are improved compared to traditional falling film equipment [1–3], particularly in the desorber and the absorber components. In conventional desorbers, the working-fluid mixture is heated until reaching the boiling point to evaporate a part of the refrigerant fluid, and when water is used as refrigerant fluid (such as H₂O-LiBr, H₂O-LiCl), this separation occurs at vacuum pressure conditions. Since the desorber performance impacts the coefficient of performance (COP), economic cost, size, and weight of an absorption cooling system, several desorber configurations

have been proposed and analyzed, such as falling film [4,5], bubble pump [6,7] and pool boiling [8].

Membrane components are a novel alternative to the conventional boiling desorbers. Membrane distillation is a thermally driven separation process that can separate a volatile component (such as water vapor) below the solution boiling point even at atmospheric pressure conditions [9] since the driven force is the vapor pressure difference between both sides of the membrane generated by a temperature difference [10]. At the interface of the membrane, which is in contact with a hot aqueous solution, water evaporation occurs, and the vapor crosses the membrane to the cold side [11]. Due to the hydrophobic nature of the membrane, this separation process is suitable for use in absorption systems to replace conventional boiling desorbers, especially those that use water as a refrigerant fluid and a salt or a combination of salts as absorbents. However, membrane modules can operate with ammonia-based solutions in absorption mode [12–15].

Among the membrane configurations, the plate and frame configuration is one of the most used for absorption heat pumps due to its

* Corresponding author.

E-mail address: jibarra@ier.unam.mx (J. Ibarra-Bahena).

<https://doi.org/10.1016/j.tsep.2024.102399>

Received 25 September 2023; Received in revised form 30 November 2023; Accepted 9 January 2024

Available online 12 January 2024

2451-9049/© 2024 Published by Elsevier Ltd.



Nomenclature	
C_1	Knudsen diffusion coefficient ($s\ m^{-1}$)
C_2	Poiseuille flow coefficient ($s\ m^{-1}$)
C_p	Heat capacity ($J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)
d	Membrane pore diameter (m)
d_h	Hydraulic diameter (m)
D	Mass diffusion coefficient (m^2/s)
$D_{i,m}$	Mass diffusion coefficient of water in the aqueous lithium bromide solution (m^2/s)
$D_{T,i}$	Thermal (Soret) diffusion coefficient (m^2/s)
\vec{g}	Gravity (m/s^{-2})
G_z	Graetz number (dimensionless)
G_k	Generation of turbulence kinetic energy (W/m^{-3})
G_b	Generation of turbulence due to buoyancy (W/m^{-3})
h_c	Convective heat transfer coefficient in the cooling channel ($W/m^{-2}\ K^{-1}$)
h_f	Convective heat transfer coefficient in the solution channel ($W/m^{-2}\ K^{-1}$)
h_{gap}	Convective heat transfer coefficient in the air gap channel ($W/m^{-2}\ K^{-1}$)
h_v	Vaporization enthalpy ($J\ kg^{-1}$)
J	Mass flux ($kg\ m^{-2}\ s^{-1}$)
\vec{j}_i	Diffusion flow ($mol\ m^{-2}\ s^{-1}$)
k	Transport of kinetic energy turbulent ($J\ kg^{-1}$)
k_{air}	Thermal conductivity of the air ($W\ m^{-1}\ K^{-1}$)
k_B	Boltzmann constant (J/K)
k_{eff}	Effective thermal conductivity ($W\ m^{-1}\ K^{-1}$)
k_g	Thermal conductivity of the vapor ($W\ m^{-1}\ K^{-1}$)
k_m	Thermal conductivity of the membrane ($W\ m^{-1}\ K^{-1}$)
k_n	Knudsen number (dimensionless)
k_{plate}	Thermal conductivity of the condensation plate ($W\ m^{-1}\ K^{-1}$)
k_s	Thermal conductivity of the solid membrane ($W\ m^{-1}\ K^{-1}$)
L	Length (m)
M	Molecular weight ($kg\ kmol^{-1}$)
M_t	Turbulent Mach number (dimensionless)
N_A	Desorption rate ($kg\ s^{-1}$)
P	Total pressure (Pa)
$ P_{air} _{ln}$	Logarithmic mean air pressure (Pa)
P_m	Mean pressure (Pa)
P_t	Total membrane pressure (Pa)
Pr_t	Turbulent Prandtl number (dimensionless)
\dot{q}_c	Conduction heat (W/m^{-2})
q_f	Heat flux in the feed solution channel (W/m^{-2})
\dot{q}_{gap}	Heat flux through the air gap (W/m^{-2})
\dot{q}_m	Total heat flux (W/m^{-2})
\dot{q}_v	Vaporization heat flux (W/m^{-2})
r	Mean pore radius (m)
R	Universal gas constant ($J\ mol^{-1}\ K^{-1}$)
R_c	Global heat transfer coefficient in the cooling side ($W/m^{-2}\ K^{-1}$)
Re	Reynolds number (dimensionless)
S	Modulus of the mean rate-of-strain tensor (s^{-1})
Sc_c	Schmidt number (dimensionless)
Sc_t	Turbulent Schmidt number (dimensionless)
S_c^*	Mass source term ($kg\ s^{-1}\ m^{-3}$)
S_m	Momentum source term ($kg\ s^{-2}\ m^{-2}$)
S_h	Energy source term (W/m^{-3})
Sh_c	Sherwood number (dimensionless)
T	Absolute temperature (K)
T_c	Cooling water temperature (K)
T_f	Solution bulk temperature (K)
T_{mf}	Membrane surface temperature (K)
T_p	Condensation plate temperature (K)
\vec{v}	Solution velocity (m/s)
\vec{v}_p	Solution velocity in the flow direction (m/s)
V_s	Speed of sound (m/s)
Y_i	Mass fraction (dimensionless)
Y_M	Dilatation dissipation (W/m^{-3})
X_i	Mole fraction (dimensionless)
X_{men}	Concentration at the solution-membrane interphase (% w w ⁻¹)
X_b	Concentration in the bulk (% w w ⁻¹)
Greek symbols	
β	Thermal expansion coefficient (K^{-1})
ΔT_{ga}	Temperature difference in the gap (K)
δ_{gap}	Air gap thickness (m)
δ_m	Membrane thickness (m)
δ_{plate}	Condensation plate thickness (m)
δ_{sol}	Solution channel thickness (m)
ϵ	Membrane porosity (dimensionless)
ϵ	dissipation rate of the turbulent kinetic energy ($W\ kg^{-1}$)
ϕ_{bl}	Convective mass transfer coefficient (m/s)
κ	Thermal conductivity ($W\ m^{-1}\ K^{-1}$)
λ	Mean free path (m)
μ	Viscosity (Pa s)
μ_t	Turbulent viscosity (Pa s)
ρ	Density ($kg\ m^{-3}$)
ρ_{LiBr}	LiBr solution density ($kg\ m^{-3}$)
$\bar{\Omega}_{ij}$	Mean rate-of-rotation tensor (s^{-1})
Abbreviations	
AGMD	Air gap membrane distillation
CFD	Computational fluid dynamics
MD	Membrane distillation
PTFE	Polytetrafluoroethylene
Chemical compounds	
H ₂ O	Water
LiBr	Lithium bromide
LiCl	Lithium chloride
LiNO ₃	Lithium nitrate
NH ₃	Ammonia

simplified construction. In the literature, there are several reports in this regard. Sudoh et al. [16] conducted an experimental evaluation of a membrane device to analyze the water permeation through a hydrophobic membrane using an H₂O-LiBr solution. According to the reported results, the temperature and concentration boundary layers affects the permeate flux. Riffat et al. [17] reported an experimental study on water vapor diffusion through membranes for absorption cooling systems; subsequently, an experimental study with the H₂O-LiBr mixture for absorption heat pump system, performed by Thorud et al. [18],

demonstrated that as the channel thickness and inlet solution concentration are reduced, the desorbed vapor increases. Kim et al. [19] conducted a theoretical analysis to evaluate the feasibility of an absorption heat pump for cooling small electronic components using an aqueous solution of LiBr and membrane components. The authors' results demonstrate the viability of the proposed system. Isfahani et al. [20,21] reported an absorption cooling system that used a membrane desorbtor operated with the H₂O-LiBr solution. The authors analyzed the direct diffusion desorption and boiling regime desorption. They observed a

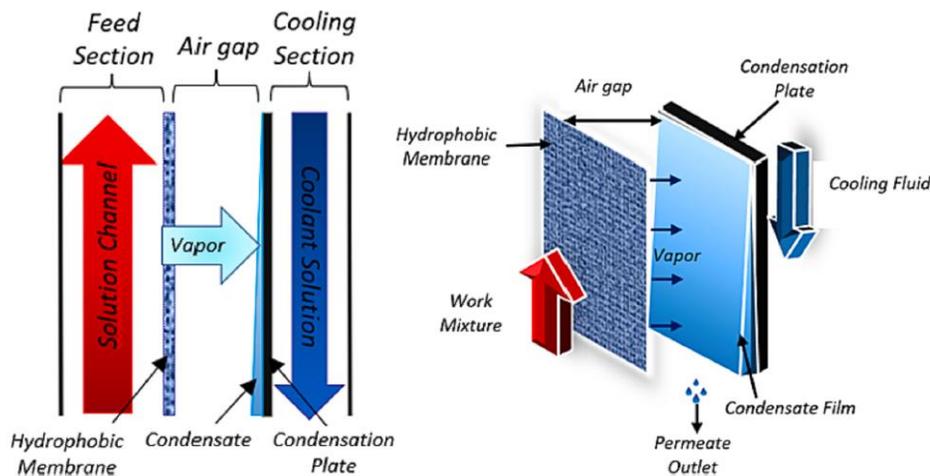


Fig. 1. Schematic diagram of the AGMD configuration.

linear increase in the desorption rate in the first mode and an exponential increase in the second. In addition, the solution pressure effect on the desorption rate was negligible in direct diffusion mode. However, increasing the solution pressure rises the solution saturation temperature, and the boiling mode is slowed. The authors concluded that membrane devices are more compact than shell and tube heat exchangers, which can lead to small-scale or low-capacity absorption refrigeration system designs. Venegas et al. [22] carried out an experimental study of a microchannel membrane desorber using the H_2O -LiBr solution, which was tested from 62 to 66 °C. The desorption rate was from 1.6×10^{-3} to 4.2×10^{-3} $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$, and the ratio between the cooling power for the desorber volume was up to $415 \text{ kW}/\text{m}^3$. Similarly to the previous study, Venegas et al. [23] described a solar absorption cooling system operating with the H_2O -LiBr-nanofluids mixture and a membrane device used as a desorber. Nanoparticles of CuO , Al_2O_3 , and carbon nanotubes were analyzed. The use of carbon nanotubes increased the desorption rate by 7.9 % compared to the conventional H_2O -LiBr mixture. The highest cooling power calculated for the absorption system was 645 W. De Vega et al. [24] recently tested an air-cooled membrane desorber operated with the H_2O -LiBr mixture. The results showed the desorption rate ranging from 3.0×10^{-3} to 14.0×10^{-3} $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$. In addition, the authors concluded that heating the solution until the saturation point is unnecessary to produce water desorption from the solution. Zhai and Wu [25] analyzed the heat and mass transfer processes and the solution pressure drop in a microchannel membrane desorber using the H_2O -LiBr solution. They observed that as the solution channel height was reduced, the overall heat transfer coefficient, the desorption rate, and the pressure drop also increased. Besides this, empirical correlations for the Nusselt number, Sherwood number, and friction factor have been provided. Ibarra-Bahena et al. [26,27] reported a membrane desorber that was constructed based on the air gap membrane distillation (AGMD) configuration. This device was tested with different solution temperatures, cooling water temperatures, solution mass flows, and concentrations of the H_2O -LiBr solution. The authors also reported experimental results with other salt mixtures [28,29] and proposed intermittent and solar-assisted absorption cooling systems, which include a membrane desorber [30,31]. In these reports, the authors concluded that the desorption rate increases as the solution temperature and the solution mass flow rise; and when the cooling water temperature and the salt concentration decrease. According to the authors, since the desorption process occurs at a lower temperature than the solution boiling temperature, this separation process takes place even at

atmospheric conditions. Therefore, a vacuum pump is not required to separate the refrigerant fluid from the working mixture when a membrane desorber is used in an absorption system and when a water-salt mixture is used. However, in absorption cooling systems using water as refrigerant fluid, a vacuum pump is required to conduct the evaporation process at low temperatures to produce the cooling effect. On the other hand, absorption heat transformers, whose purpose is to produce a useful heat load at a higher temperature than the thermal source (at the absorber), can operate at atmospheric pressure if the evaporation occurs at boiling point temperature.

Studies of membrane absorbers have also been carried out using numerical simulations: Venegas et al. [32,33] described a one-dimensional heat and mass transfer mathematical model for a membrane desorber. The influence of the design and operation parameters, such as the height and width of the channel, absorbent concentration in the solution, temperature, pressure, and flow rate, on the performance of the device was analyzed. A relationship between the cooling power and the volume of the desorber was included. Direct diffusion and boiling regimes were considered, and, in both cases. The authors concluded that the most important geometric parameters are the height and thickness of the channel. According to the numerical model performed by Bigham et al. [34], when microstructures were added to the solution channel, the desorption rate increased up to 1.7 times since the vortex generation renewed the boundary layer. Other extensive literature reviews have focused on membrane devices used in absorption cycles [3,35,36].

The present paper presents a simulation by computational fluid dynamics (CFD) of a compact membrane desorber/condenser operating at atmospheric pressure conditions and with the H_2O -LiBr mixture.

Methods and materials

Mathematical model

Membrane distillation (MD) is a thermal separation process driven by a partial pressure difference (produced by a temperature difference) at the membrane interphase, which produces, leads, and transports vapor of a volatile component across a hydrophobic membrane. Fig. 1 shows the AGMD configuration, which is integrated into three sections: feed section, air gap or permeate section, and cooling section. The vapor produced at the membrane interphase is diffused into the air gap, is condensed on the cooling plate and, finally, is drained [37,38].



Heat and mass transfer processes in the solution channel

The H₂O-LiBr solution is heated to an operating temperature and pumped into the feed solution channel. The heat transfer from the hot feed solution to the membrane surface (q_f) can be calculated using the following expression:

$$q_f = h_f(T_f - T_{mf}) \tag{1}$$

where h_f is the heat transfer coefficient at the solution channel, T_f and T_{mf} are the bulk feed and membrane surface temperatures, respectively.

A part of the water (refrigerant fluid in an absorption cycle) in the solution channel is diffused from the bulk to the hydrophobic membrane and evaporated at the interphase; subsequently, this water vapor is transported through the porous membrane toward the outer side by a difference in vapor pressure. The vapor mass flux (J) is calculated according to the mass transfer mechanism in the membrane [39,40], which is related to the Knudsen number k_n :

- 1) Poiseuille flow: $kn < 0.01$, the predominant collision mechanism is between the walls and the molecule.
- 2) Knudsen diffusion: $k_n > 1$, the collisions between molecule–molecule.
- 3) Flow in transition: $0.01 < k_n < 1$. The molecules collide both with the walls and with other molecules.

The number of k_n is computed as follows:

$$k_n = \lambda/d \tag{2}$$

where d is the membrane pore diameter, and λ is the mean free path which is calculated by means of the following formula:

$$\lambda = \frac{k_B T}{P\sqrt{2}\pi d_e^2} \tag{3}$$

where d_e is the collision diameter, which is 0.2641 nm for water vapor [41]; k_B , T , and P are the Boltzmann constant, the absolute temperature, and the mean pressure in the membrane pores, respectively.

The vapor mass flux (J) in transition flow can be expressed as follows [42]:

$$J = (C_1 + C_2)^\epsilon (P_{v,fm} - P_{v,pm}) \tag{4}$$

In this expression, $P_{v,fm}$ and $P_{v,pm}$ are the vapor's partial pressure in the feed and permeate sides, respectively. C_1 and C_2 are the Knudsen diffusion coefficient and the Poiseuille flow coefficient, respectively. These coefficients are calculated through the following expressions:

$$C_1 = \frac{8r\epsilon}{3\delta\tau} \sqrt{\frac{1}{2\pi RMT_{fm}}} \tag{5}$$

$$C_2 = \frac{r^2\epsilon P_m}{\delta_m\tau 8\mu RT_{fm}} \tag{6}$$

where ϵ is the porosity, τ is the tortuosity, r is the mean pore radius, and δ_m is the thickness, all of these terms are related to the membrane. While μ is the vapor viscosity, R is the universal gas constant, M is the water molecular mass, and P_m is the mean pressure in the pores.

The mass transfer in the AGMD, according to the Stefan diffusion model [43], is calculated as follows:

$$J = \frac{\epsilon d P_t}{RT_m(\tau\delta_m + \tau\delta_{gap})} P_{air|ln} (P_{v,fm} - P_{v,pm}) \tag{7}$$

where P_t is the total membrane pressure, δ_{gap} is the air gap thickness, $P_{air|ln}$ is the logarithmic mean air pressure at the membrane side.

Heat and mass transfer in the membrane

In the membrane, the total heat flux, \dot{q}_m is expressed in two parts: the conduction heat flux (\dot{q}_c) and the vaporization heat flux (\dot{q}_v),

$$\dot{q}_m = \dot{q}_c + \dot{q}_v \tag{8}$$

where

$$\dot{q}_c = \frac{k_m}{\delta_m} \Delta T_m \tag{9}$$

where ΔT_m is the temperature difference between the two sides of the membrane and k_m is the membrane's thermal conductivity. For a porous medium, the following approximation can be used:

$$k_m = \epsilon k_g + (1 - \epsilon)k_s \tag{10}$$

where k_g is the thermal conductivity of the gas trapped inside the pores and k_s is the thermal conductivity of the solid membrane material.

$$\dot{q}_v = J * h_v \tag{11}$$

where h_v is the enthalpy of vaporization.

Therefore, the heat flux through the membrane is expressed as:

$$\dot{q}_m = \frac{k_m}{\delta_m} \Delta T_m + (J * h_v) \tag{12}$$

Heat and mass transfer in the air gap

In the air gap, the water vapor is condensing on the cooling plate, forming a water film which is drained at the bottom. The heat flux through the air gap, \dot{q}_{gap} , can be expressed as:

$$\dot{q}_{gap} = h_{gap} \Delta T_{gap} \tag{13}$$

ΔT_{gap} is the temperature difference between the temperature of the membrane surface and the condensing plate surface on the gap side. Assuming that this section is filled with air and neglecting the condensate film thermal resistance, the h_{gap} is the total heat transfer coefficient and is calculated from the following equation:

$$h_{gap} = \frac{k_{air}}{\delta_{gap}} \tag{14}$$

where k_{air} is the air thermal conductivity.

Heat and mass transfer in the cooling side

There is no mass transfer in this section. The heat transfer in the condensing plate and the cooling channel (water), \dot{q}_c can be calculated as:

$$\dot{q}_c = R_c (T_p - T_c) \tag{15}$$

where T_p is the temperature of the condensing plate on the air gap side; T_c is the temperature of the water in the cooling channel; R_c is the global heat transfer coefficient in this section, which can be calculated as:

$$\frac{1}{R_c} = \frac{\delta_{plate}}{k_{plate}} + \frac{1}{h_c} \tag{16}$$

where δ_{plate} and k_{plate} are the thickness and thermal conductivity of the condensing plate, respectively; h_c is the convection heat transfer coefficient in the cooling channel.

Governing equations

The governing equations are carried out in steady state. The mass flux (J) across the membrane and the vaporization heat due to the phase change of water at the solution channel/membrane interphase were added to the conservation equations as source terms.

Conservation of mass:

$$\nabla \cdot (\rho \vec{v}) = S_c^m \tag{17}$$

where ρ is the density, the speed \vec{v} , and S_c^m is the source term of the mass



per unit volume of the fluid element, which is different according to the AGMD sections.

$$S_c^m = \frac{-J \left[\frac{kg}{m^2 s} \right]}{\delta_{sol} [m]} \text{volume of the channel solution} \quad (18)$$

Conservation of momentum:

The momentum transport equation (Navier-Stokes equation) in steady state and for incompressible Newtonian flows is:

$$\nabla \bullet (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{v} + \rho \vec{g} + S_m \quad (19)$$

$$S_m = S_c^m \vec{v}_p \quad (20)$$

where \vec{v}_p is the feed velocity in the flow direction.

Conservation of energy:

For steady state and neglecting the energy transfer term by viscous diffusion, the energy equation is as follows:

$$\nabla \bullet (\vec{v}(\rho E + p)) = \nabla \bullet \left(k_{eff} \nabla T - \sum_i h_i \vec{j}_i \right) + S_h \quad (21)$$

The left term represents the convective motion, and the first and second terms on the right represent the energy transfer by conduction and species diffusion. k_{eff} is the effective conductivity:

$$k_{eff} = \kappa + \frac{C_p \mu_t}{Pr_t} \quad (22)$$

S_h is a source term, which is a non-zero value at the membrane/solution interface.

$$S_h = S_c^h h_v \text{ on the membrane surface} \quad (23)$$

Chemical species transport model.

To calculate the mass fractions, Y_i , a convection–diffusion equation, is used for N-1 species at steady state:

$$\nabla \bullet (\rho Y_i \vec{v}) = -\nabla \bullet \vec{j}_i \quad (24)$$

where \vec{j}_i is the diffusion flow for i-species is expressed as follows, based on Fick's law:

$$\vec{j}_i = -\rho D_{i,m} \nabla Y_i - D_{T,i} \frac{\nabla T}{T} - \frac{\mu_t}{Sc_t} \nabla Y_i \quad (25)$$

$D_{i,m}$ for the solution channel is the mass diffusion coefficient of water in the aqueous lithium bromide solution, $D_{T,i}$ is the thermal diffusion coefficient, Sc_t is the turbulent Schmidt number, μ_t is the turbulent viscosity. The thermal diffusion coefficient (or Soret diffusion coefficient) can be calculated using the following expression [44]:

$$D_{T,i} = -2.59 \times 10^{-7} T^{0.659} \left[\frac{M_{w,i}^{0.511} X_i}{\sum_{i=1}^N M_{w,i}^{0.511} X_i} - Y_i \right] \left[\frac{\sum_{i=1}^N M_{w,i}^{0.511} X_i}{\sum_{i=1}^N M_{w,i}^{0.489} X_i} \right] \quad (26)$$

The last term in Eq. (23) is the turbulent mass diffusion, and it is negligible when a laminar flow regime is present.

Turbulence model:

A turbulent regime was considered since the Reynolds number calculated at the inlet and outlet ports was 7529. A realizable k-epsilon turbulence model was used, which consists of solving two additional equations: for the transport of kinetic energy turbulent “k” (which determines the energy in the turbulence) and for the dissipation rate of the turbulent kinetic energy “ε” (which determines the scale of turbulence) [45]. This model was proposed by Shih et al. [46].

Turbulent kinetic energy:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k v_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right] G_k + G_b + G_c - \rho \epsilon - Y_M \quad (27)$$

where G_k represents the generation of turbulence kinetic energy due to the mean velocity gradients.

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (28)$$

where S is the modulus of the mean rate-of-strain tensor, defined as:

$$S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (29)$$

The term G_b represents the generation of turbulence due to buoyancy:

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (30)$$

where Pr_t is the turbulent Prandtl number for energy, g_i is the component of the gravitational vector in the i direction.

the term Y_M is the dilatation dissipation:

$$Y_M = 2 \rho \epsilon M_t^2 \quad (31)$$

Where M_t is the turbulent Mach number:

$$M_t = \sqrt{\frac{k}{V_s^2}} \quad (32)$$

where V_s is the speed of sound.

Turbulent dissipation rate:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \epsilon v_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \epsilon - \rho C_2 \left(\frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\nu \epsilon}} \right) + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} C_{3\epsilon} P_b \quad (33)$$

$C_{1\epsilon} = 1.44$; $C_{2\epsilon} = 1.9$ are constants.

$\sigma_k = 1.0$; $\sigma_\epsilon = 1.2$ are the turbulent Prandtl numbers for k and ε, respectively. The following constants have been established to ensure the model performs.

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \quad (34)$$

$$\eta = S \frac{k}{\epsilon} \quad (35)$$

The eddy viscosity is computed from:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (36)$$

The variable C_μ is a function of mean strain and rotation rates, the angular velocity of the system rotation, and the turbulence fields (k-ε) [47]:

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{k \Omega}{\epsilon}} \quad (37)$$

where the model constants A_0 and A_s are given by:

$$A_0 = 4.04 \text{ and } A_s = \sqrt{6} \cos \varphi \quad (38)$$

where:

$$\varphi = \frac{1}{3} \cos^{-1} \left(\sqrt{6} W \right) \quad (39)$$

$$W = \frac{S_{ij} S_{ik} S_{kj}}{S^3} \quad (40)$$

$$U^* = \sqrt{S_{ij} S_{ij} + \Omega_{ij} \Omega_{ij}} \quad (41)$$

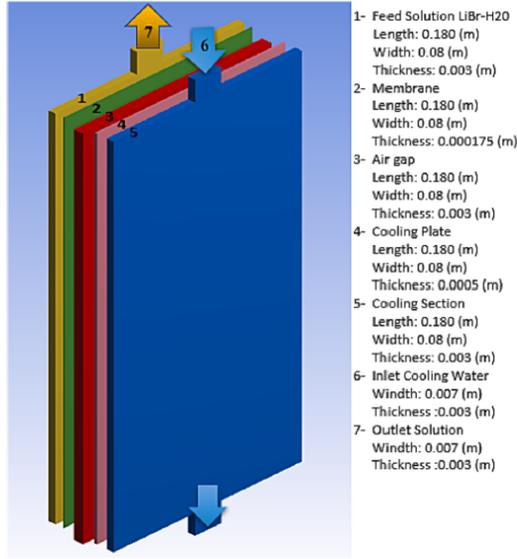


Fig. 2. Desorber/condenser geometry.

 Table 1
 Scenarios of the mesh independence analysis.

Scenarios	Number of elements	Number of Nodes
1	34,470	38,791
2	83,748	94,195
3	157,050	176,912
4	239,760	269,623
5	337,950	380,059
6	451,800	508,074
7	581,490	653,485
8	751,920	845,620
9	917,190	1,031,151
10	1,098,900	1,236,254
11	1,297,230	1,459,426
12	1,512,360	1,701,460

$$\widetilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\epsilon_{ijk}\omega_k \quad (42)$$

$$\Omega_{ij} = \underline{\Omega}_{ij} - \epsilon_{ijk}\omega_k \quad (43)$$

$$\underline{S} = \sqrt{S_{ij}S_{ij}} \quad (44)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (45)$$

where $\underline{\Omega}_{ij}$ is the tensor of the center of the rotation velocity in a rotating zone with angular velocity ω_k .

Geometric model and mesh independence analysis

Geometry model

A 3D geometry was used since the temperature, velocity, and concentration vary along the membrane surface and in the solution channel volume. The geometry created with Ansys SpaceClaim software is shown in Fig. 2. The solution and cooling channels were established as fluid domains, and the membrane and cooling plate were defined as solid volumes.

 Table 2
 Boundary conditions of Desorber/Condenser.

Computational domain	Location	Type	Values
Feed solution	Inlet	Mass flow	0.03 kg/s
		Temperature	353.15 K – 358.15 K – 363.15 K
Cooling section	Outlet	Concentration	41 % w/w
	Inlet	Pressure	1 Atm
Membrane		Outlet Solution side interphase	Mass flow
	Temperature		293.15 K – 303.15 K – 313.15 K
Condensate Outlet	Condensate outlet surface	Pressure	1 Atm
		Concentration	From 0.4211 to 0.4169 % w/w [3,35]
		Heat flux	Phase change heat, From 41.45 to 77.28 [W]
		Heat flux	Condensate Heat, From 2.72 to 4.04 [W]

Mesh independence analysis

The geometric model was meshed with the structured method, and the sizing tool was used to generate several meshes with different numbers of elements to test in the mesh independence analysis. The mesh was created in Ansys Meshing, and the mesh independence analysis was carried out using the Ansys Workbench Software.

To perform the mesh independence analysis, 12 mesh size scenarios were proposed. The number of elements and the number of nodes in each scenario are described in Table 1.

Steady-state conditions were assumed for the simulation. A pressure-based solver was used for the pressure–velocity coupling. The Coupled method was used to solve the energy, momentum, turbulence, and species equations, and the second-order Upwind method was used. The Pressure-Based Coupled Algorithm was selected since the momentum and continuity equations are solved closely coupled. Therefore, the convergence rate is improved with respect to a separate algorithm. On the other hand, the second-order Upwind was used to increase the accuracy of the results [48]. The convergence of the solution was reached at 2000 iterations when the monitored variables residuals (continuity, x-y-z velocity, energy, and species) were lower than 1.0E-05.

The boundary conditions are present in Table 2; the numerical values used correspond to the experimental operating conditions of the membrane desorber-condenser. The thermophysical properties of water and air were obtained from the Fluent database, and the lithium bromide and polytetrafluoroethylene (PTFE) properties reported in the literature were used [42,49]. The mass diffusion coefficient of water in lithium bromide solution was calculated as a function of the temperature and concentration using the following correlation [50,51]:

$$\frac{D_1\mu_1}{T_1} = \frac{D_2\mu_2}{T_2} \quad (46)$$

where μ is the dynamic viscosity, and D is the diffusion coefficient. In reference state 1, the temperature is 25 °C, and state 2 corresponds to the operation conditions.

The concentration at the solution-membrane interphase (X_{mem}) is calculated according to the film theory [52,53]:

$$\frac{X_{mem}}{X_b} = \exp \left[\frac{N_A}{\phi_{bl}^* \rho_{LiBr}} \right] \quad (47)$$

where X_b is the concentration in the bulk, N_A is the desorption rate, ρ_{LiBr} is the H₂O/LiBr solution density, and ϕ_{bl}^* is the convective mass transfer coefficient at the boundary layer, which is calculated as follows:

$$\phi_{bl}^* = \frac{S_{he}^* D}{d_n} \quad (48)$$

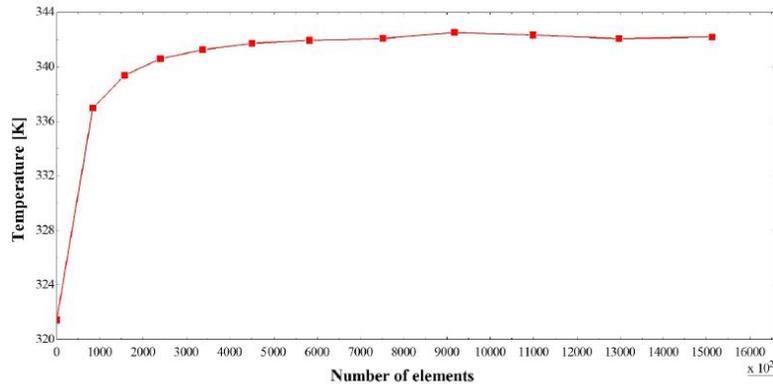


Fig. 3. Reference temperature of the desorber/condenser respect to the mesh elements.

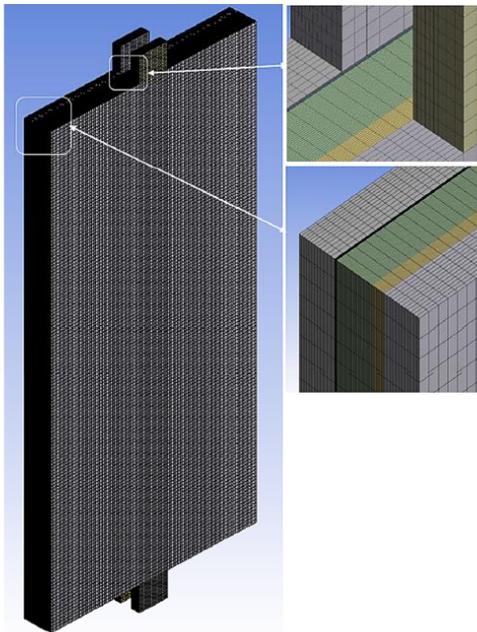


Fig. 4. Desorber/condenser mesh.

where d_h is the hydraulic diameter, and S_h is the Sherwood number, this correlation is used for laminar and internal flow [39,54,55].

$$S_h = 1.62 \cdot G_z^{(4)} \quad (49)$$

where G_z is the Graetz number, which is calculated as follows:

$$G_z = \frac{d_h}{L} Re \cdot Sc \quad (50)$$

where Re and Sc are the Reynolds number and Schmidt number, respectively:

$$Re = \frac{\rho_{LiBr} \cdot V \cdot d_h}{\mu} \quad (51)$$

$$Sc = \frac{\mu}{\rho_{LiBr} \cdot D} \quad (52)$$

The vaporization heat load required to separate the refrigerant fluid from the solution was calculated based on the experimental values (temperature and mass of water distilled) and added at the solution-membrane interphase as a heat generation term. In addition, the heat output by the permeate, which leaves the membrane desorber, was considered as a condition of energy flow per unit area, and the air gap was assumed to be a stagnant air volume.

The results of the mesh independence analysis are presented graphically in Fig. 3. Only 0.58 K temperature variation is observed between $9E+05$ and $12E+06$ elements, which means that in this interval, the mesh size no longer has an influence on the results. To minimize the computing time, the mesh of 1,098,900 elements corresponding to scenario 10 was chosen for the numerical simulations of the present study.

Fig. 4 presents the mesh structure of scenario 10, whose minimum quality of orthogonality and skewness is 0.931132 and 0.01, respectively. This quality includes the mesh of geometric models within the range of excellence [56]. This further ensures that the mesh size chosen is well-suited to produce accurate results.

Validation

Experimental configuration of the membrane desorber/condenser

Fig. 5 shows a schematic diagram of the experimental membrane desorber, which was integrated by two polymeric plates 1A and 1B of 2.54 cm thick, which mechanically protect, support and provide thermal insulation to the device. The module included three silicone gaskets that were 3 mm thick (2A, 2B, and 2C) and one neoprene gasket that was 1 mm thick (5). These gaskets were used to create the solution channel, the cooling channel, and the air gap. A porous hydrophobic PTFE (polytetrafluoroethylene) membrane with a pore size of 0.22 μ m was used. The membrane was supported by a metallic mesh to reduce deformation caused by the flow and high temperature of the H_2O -LiBr mixture.

Fig. 6 shows the desorber/membrane condenser module, which has the following external dimensions: 30 cm high, 20 cm wide, and 7 cm thick. The effective desorption area is 144 cm^2 . The solution channel is created with one polymeric plate, a high-temperature silicone gasket, and the membrane. This channel is 80 mm wide, 180 mm high, and 3 mm deep. The cooling channel is created with a polymeric plate, a silicone gasket, and a condensing plate; this channel has the same dimensions as the solution channel. The air gap is created with the silicone gasket, metallic mesh, and neoprene gasket and is 3 mm thick.

Experimental data

To measure the temperatures inside the desorber/condenser, four

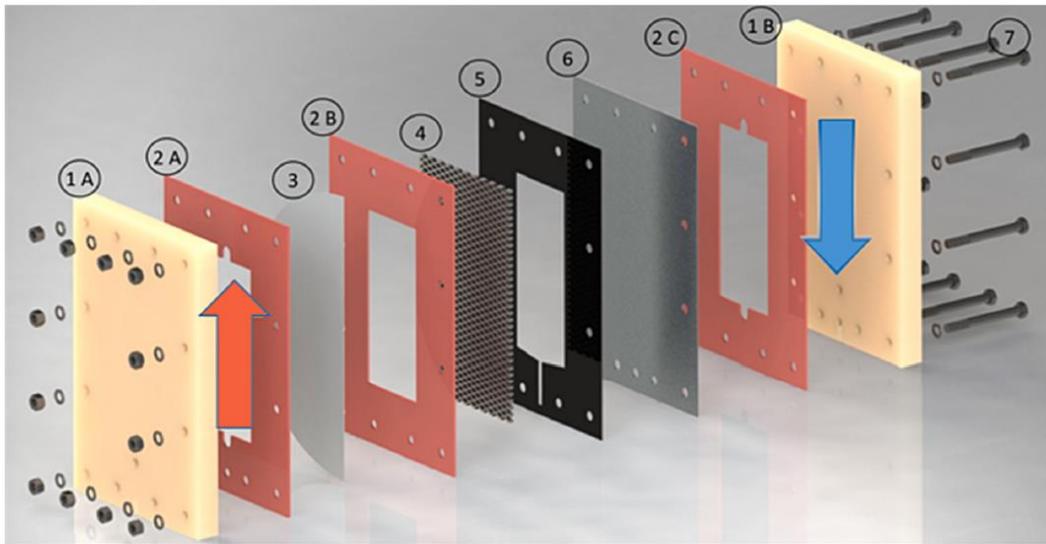


Fig. 5. Schematic diagram of the desorber/condenser [11].



Fig. 6. Hydrophobic porous membrane desorber/condenser experimental module.

Table 3
 Uncertainty of the measured variables.

Variable	Sensor/Instrument	Operation Range	Uncertainty
Mass flow	Coriolis mass flowmeter	0 to 4.0×10^{-2} kg/s	± 0.1 %
Volumetric flow	Volumetric flowmeter	0 to 7 L/min	± 5.0 % f.s *
Temperature	RTD PT100	-30 to 350 °C	± 0.1
Distillate water weight	Electronic balance	0 to 600 g	± 0.01 g

thermocouples were installed along the surface of the membrane on the air gap side, four thermocouples along the condensing plate, and RTDs at the inlet and outlet ports of the solution and cooling water. In addition, one thermocouple was installed at the condensate outlet, another on the wall of the Nylamid plate on the solution side, and one more to measure the ambient temperature to quantify the heat loss of the module.

The uncertainties of the measured variables and instruments used in the experimental test runs are shown in Table 3. Nine experimental scenario runs were carried out. In Table 4, the experimental operation



Table 4
Experimental operation conditions used for validation CFD model.

Parameter	Values
H ₂ O/LiBr solution mass flow (kg/s)	0.03 kg/s
H ₂ O/LiBr solution temperature (K)	353.15 ± 0.1, 356.15 ± 0.1, 363.15 ± 0.1
LiBr concentration (% kg salt/kg solution)	41 ± 0.03
Cooling-water volumetric flow (L/min)	2.4 ± 0.35
Cooling-water temperature (K)	293.15 ± 0.1, 303.15 ± 0.1, 313.15 ± 0.1

Table 5
Inlet temperatures for model validation.

Scenarios	In solution temperature (K)	In cooling water temperature (K)
1	353.15	293.15
2	353.15	303.15
3	353.15	313.15
4	350.15	293.15
5	350.15	303.15
6	350.15	313.15
7	363.15	293.15
8	363.15	303.15
9	363.15	313.15

conditions are reported. An operation time of 30 min at steady-state operation conditions was considered. Finally, the experimental data was compared with the CFD simulation.

CFD model validation

Four thermocouples measured the temperatures inside the membrane desorber on the air gap side placed every 3.6 cm along high (T₅, T₆, T₇, T₈). In the same way, four thermocouples were placed at the condensation plate on the side of the air gap (T₁, T₂, T₃, T₄). Each temperature point obtained was graphed and compared to the simulation results. Table 5 shows the inlet temperature conditions for each test run.

In Table 6, the experimental and numerical simulation temperatures are present. T_{out water} and T_{out sol} are the temperatures at the cooling water outlet and the H₂O-LiBr solution, respectively.

In Fig. 7, the error is presented in a polar curve generated by the results of the experimental and numerical temperatures [57]. The intermediate line indicates that the error tends to be zero. In contrast, the line below it with a negative percentage means that the experimental values are greater than the numerical ones, and the positive percentages indicate that the numerical results are greater than the experimental

[58].

The maximum error percentage was 11.9 % at T₃ in scenario 7, and the minimum was 0.05 in T_{out water} in scenarios 4, 5, and 9.

Results and discussion

The simulation results of the membrane desorber-condenser simulation are presented in the form of contours to appreciate the thermo-physical behavior inside the membrane desorber, and close-ups were in interest areas. Fig. 8 shows the temperature contours of the desorber/condenser membrane module. Inside the solution channel, a “jet” profile can be observed in the middle of the channel, which is generated by the combination of the smooth surface of the solution channel and the solution velocity. As was reported by Bigham et al. [34], when vortex generators were added to the solution channel, the desorption rate was improved.

Fig. 9 shows the temperature contours of the H₂O-LiBr solution at the membrane interphase. A variation up to 15 K in the temperatures at the interphase, e.g., 362.4 K of solution temperature in the middle part of the channel; meanwhile, at the membrane interphase, it was 347.5 K. Similarly, Fig. 10 shows the temperature contours of the cooling water at the interphase at the condensing plate. It is observed that the lowest temperature is in the middle of the cooling channel, 303.25 K since the “jet” effect also occurs in this channel.

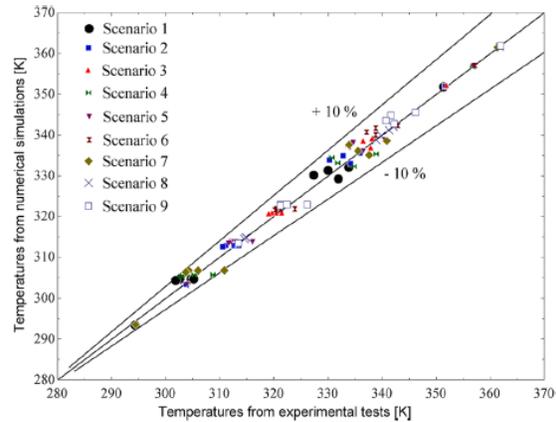


Fig. 7. Error of the simulation results compared to the experimental data.

Table 6
Experimental and numerical temperatures comparison scenarios.

		T _{out water}	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇	T ₈	T _{out Sol}
Scenario 1	Experimental	294.4	304.7	302.6	305.2	301.8	333.8	330.0	331.9	327.4	351.4
	Simulation	293.5	304.8	304.8	304.8	304.5	332.1	331.3	329.3	330.2	351.8
Scenario 2	Experimental	303.9	312.6	311.1	313.5	310.6	335.9	332.7	334.1	330.2	351.6
	Simulation	303.4	312.8	312.9	312.9	312.6	335.6	334.9	333.0	333.9	352.0
Scenario 3	Experimental	313.3	320.5	319.7	321.5	319.1	338.1	336.4	337.9	333.6	351.8
	Simulation	313.4	320.9	320.9	320.9	320.7	339.1	338.5	336.9	337.6	352.2
Scenario 4	Experimental	294.4	305.2	303.8	308.8	302.8	338.9	330.7	334.8	331.8	356.8
	Simulation	293.6	305.8	305.8	305.8	305.4	335.3	334.5	332.3	333.2	356.7
Scenario 5	Experimental	304.0	313.0	312.1	316.1	311.7	340.5	334.6	336.5	334.0	356.9
	Simulation	303.5	313.8	313.8	313.8	313.5	338.8	338.1	336.1	337.0	356.9
Scenario 6	Experimental	313.4	321.3	320.5	323.8	320.2	342.9	338.8	338.8	337.1	357.1
	Simulation	313.4	321.8	321.8	321.8	321.6	342.3	341.7	340.0	340.7	357.1
Scenario 7	Experimental	294.5	306.0	304.2	310.9	303.7	340.8	333.8	337.6	335.5	361.3
	Simulation	293.6	306.8	306.8	306.8	306.4	338.6	337.6	335.1	336.1	361.5
Scenario 8	Experimental	304.3	314.2	312.6	318.6	312.6	343.5	337.5	339.7	338.1	361.6
	Simulation	303.5	314.9	314.9	314.9	314.6	342.0	341.2	338.8	339.8	361.7
Scenario 9	Experimental	313.5	322.4	321.2	326.2	321.2	346.1	341.6	342.2	340.7	361.9
	Simulation	313.5	322.9	322.9	322.9	322.6	345.6	344.8	342.7	343.6	361.9

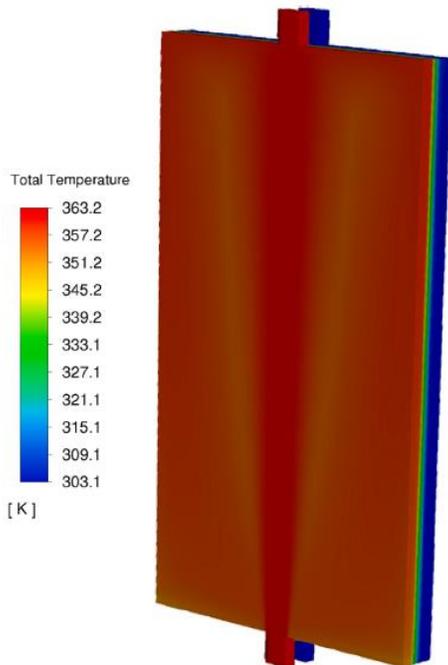


Fig. 8. Feed channel side isometric view.

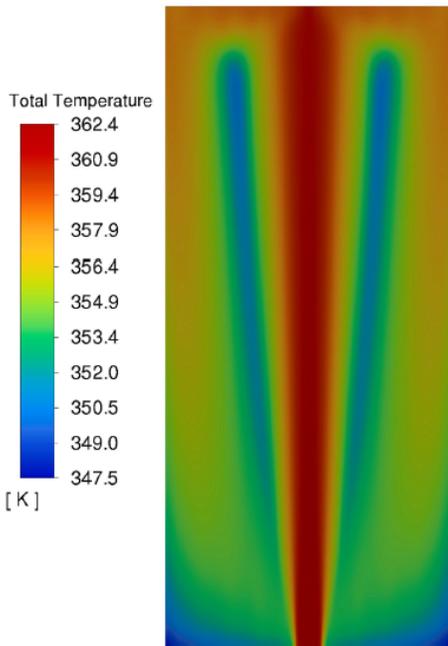


Fig. 9. Temperature contour at the feed channel-membrane interphase.

Fig. 11 shows the contours of water concentration in the feed channel. The surface that interacts with the Nylamid wall (a) and the interphase with the membrane (c) are shown in an isometric view. In

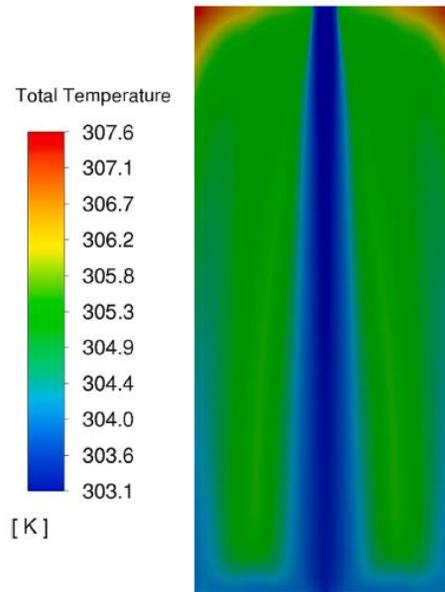


Fig. 10. Temperature contour at the cooling section-condensing plate interphase.

(b), the profile in the middle of the channel is illustrated. Fig. 12 shows the variation in H_2O concentration in the middle plane of the feed channel. The H_2O concentration decreases as the solution towards the membrane according with the Fig. 12(a) and 12(b). As a result, a concentration polarization curve is created since the water evaporation occurs. The contours for the LiBr concentration in solution are opposite to the H_2O concentration since the working mixture is composed of only two chemical species, and the sum of the concentrations in any grid element is equal to 1. It is also observed how the H_2O concentration increases in zones where the velocity vectors are higher (Fig. 13). As the solution velocity increases, the rate of recirculation and vorticity increase also; thus, the boundary layer is removed by concentration and temperature [59], which increases the water availability on the surface of the membrane. Therefore, the desorption rate is improved. A concentration variation of 1.35 % (w/w) was observed at the solution-membrane interphase at the outlet zone compared to the inlet zone.

In Fig. 13, the velocity vectors in the solution channel are shown. As can be seen, the velocity increases in the median plane of the channel and decreases as the fluid spreads towards the lateral sides. There is a maximum velocity of 1.28 m/s in the center of the channel and a maximum velocity of 1.05 m/s in a plane close to the membrane interphase where the H_2O concentration is 58.9 %. In this Figure, a reflux vortex is created at the top of the device (a), which causes the solution velocity to decrease (b). Finally, in zoom (c), a stagnation of the solution can be seen at the lower corners of the channel where the velocity is $2.3E-5$ m/s. In these areas, the H_2O concentration was 58.2 %. This maldistribution flow of the H_2O -LiBr solution causes a limit to the desorption rate. Based on these velocity contours, it can be appreciated that the membrane area is sub-utilized. Only in the middle of the solution channel are the higher temperatures and H_2O concentrations.

Conclusions

In the present paper, a membrane desorber/condenser with the AGMD configuration was simulated by CFD.

The simulation results were validated with experimental data, and a

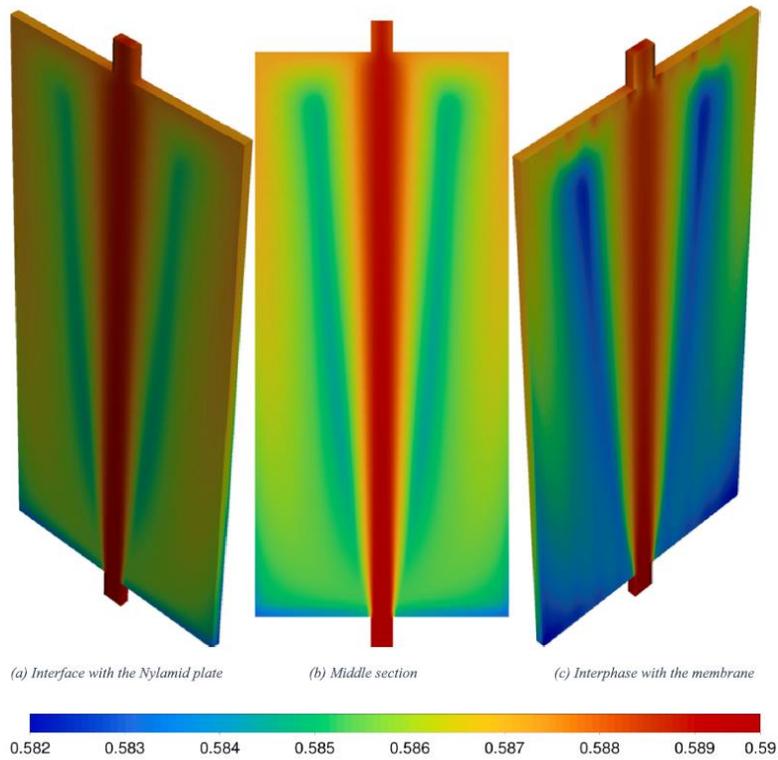


Fig. 11. Water concentration contours in the feed channel.

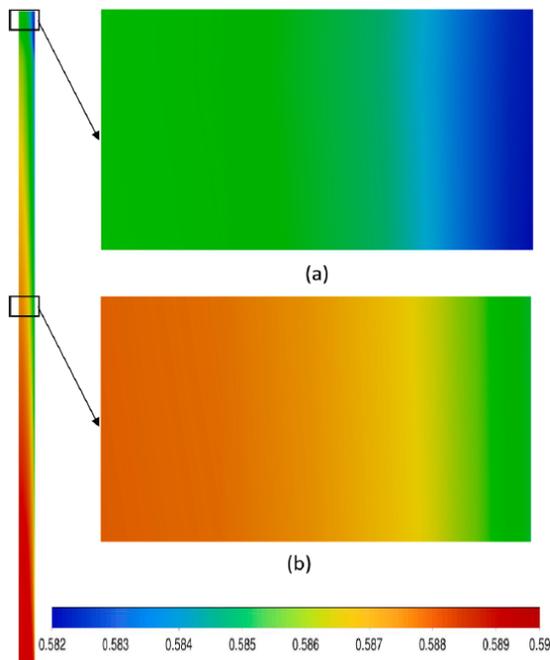


Fig. 12. Water concentration contours in the median plane of the feed channel.

maximum error of 11.9 % was calculated. In addition, the temperature, concentration, and velocity contours were analyzed, and the main results were:

- The temperature and concentration profiles are similar to the theoretical polarization curves reported in the literature; as the solution towards the membrane, the water concentration decreases. This behavior is partially influenced by the equation (47).
- The flow distribution strongly influences the temperature distribution; therefore, a “V-profile” was observed due to the maldistribution flow inside the solution channel.
- The flow distribution in the solution channel significantly influences the results of temperature and concentration profiles.
- The average velocity at the middle of the solution channel is up to six magnitude orders higher than in the stagnation regions located at the down corners of the device.
- Maldistribution flow in the solution channel limits the desorption rate since the higher velocity occurs at the middle of the channel.
- A jet flow was observed in the solution and cooling water channels. This effect causes the membrane area and the condensation area to be sub-utilized. Thus, a geometric improvement in the membrane desorber can lead to an improvement in the desorption rate.

Declaration of competing interest

The authors declare that they have no known competing financial interests or personal relationships that could have appeared to influence the work reported in this paper.

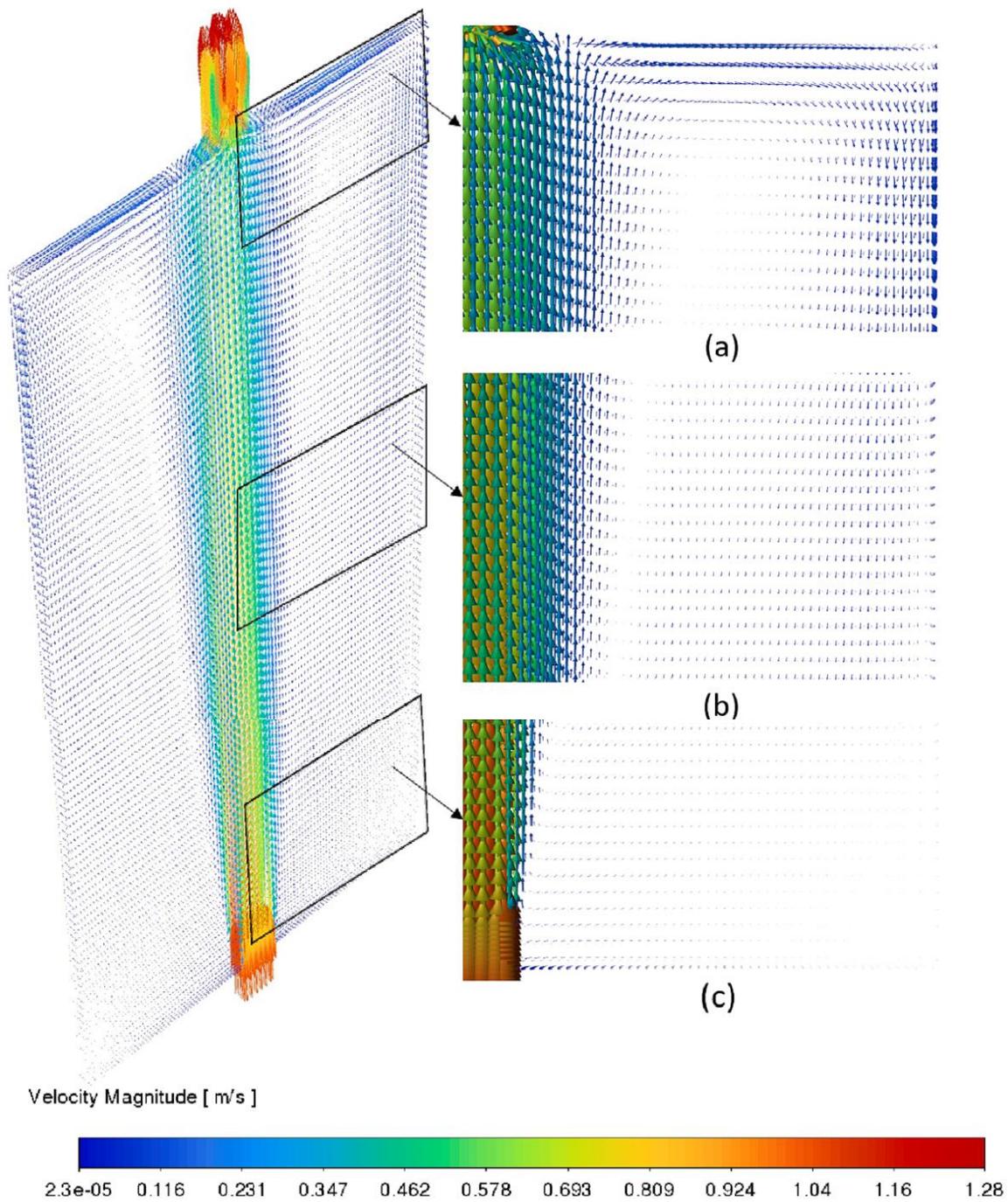


Fig. 13. Velocity vector contours in the solution channel.

Data availability

Data will be made available on request.

Acknowledgments

The authors gratefully acknowledge the supports from the UNAM-PAPIIT-IT102224 project. J. Ibarra-Bahena thanks to CONAHCyT for



the post-doctoral fellowship by the “Estancias Posdoctorales por México para la Formación y Consolidación de las y los Investigadores por México” program.

References

- [1] Z. Sui, W. Wu, A comprehensive review of membrane-based absorbers/desorbers towards compact and efficient absorption refrigeration systems, *Renew. Energy* (2022), <https://doi.org/10.1016/j.renene.2022.10.115>.
- [2] J. Ibarra-Bahena, S. Raman, Y.R. Galindo-Luna, A. Rodríguez-Martínez, W. Rivera, Role of membrane technology in absorption heat pumps: A comprehensive review, *Membranes* 10 (9) (2020) 216, <https://doi.org/10.3390/membranes10090216>.
- [3] F. Asfand, M. Bourouis, A review of membrane contactors applied in absorption refrigeration systems, *Renew. Sust. Energ. Rev.* 45 (2015) 173–191, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.01.054>.
- [4] C. Zhai, W. Wu, Heat and mass transfer performance comparison of various absorbers/desorbers towards compact and efficient absorption heat pumps, *Int. J. Refrig.* 127 (2021) 203–220, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.01.029>.
- [5] C. Zhai, W. Wu, Experimental study on heat/mass transfer and pressure drop of plate heat exchanger desorber for compact and efficient absorption cooling, *Int. J. Refrig.* 145 (2023) 243–255, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2022.08.027>.
- [6] Q.D. Trinh, T.A. Vu, J. Albers, F. Ziegler, Operational behavior and heat transfer in a thermosiphon desorber at sub-atmospheric pressure. Part I: The model, *Int. J. Refrig.* 108 (2019) 246–257, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.08.033>.
- [7] H. Yang, Y. Chen, Y. Wu, F. Yang, X. Huang, Y. Xu, W. Duan, Thermo-fluidic characteristics and performance in a distribute heating bubble pump generator, *Int. J. Refrig.* 133 (2022) 181–190, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.09.031>.
- [8] C. Amaris, M. Bourouis, Boiling process assessment for absorption heat pumps: a review, *Int. J. Heat Mass Transf.* 179 (2021) 121723, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121723>.
- [9] M. Qtaishat, T. Matsuura, B. Kruczek, M. Khayet, Heat and mass transfer analysis in direct contact membrane distillation, *Desalination* 219 (1–3) (2008) 272–292, <https://doi.org/10.1016/j.desal.2007.05.019>.
- [10] J.I. Mengual, M. Khayet, M.P. Godino, Heat and mass transfer in vacuum membrane distillation, *Int. J. Heat Mass Transf.* 47 (4) (2004) 865–875, <https://doi.org/10.1016/j.desal.2007.05.019>.
- [11] J. Ibarra-Bahena, U. Dehesa-Carrasco, Y.R. Galindo-Luna, I.L. Medina-Caballero, W. Rivera, Experimental Performance of a Membrane Desorber with a H₂O/LiCl Mixture for Absorption Chiller Applications, *Membranes* 12 (12) (2022) 1184, <https://doi.org/10.3390/membranes12121184>.
- [12] M. Berdasco, A. Coronas, M. Valles, Study of the adiabatic absorption process in polymeric hollow fiber membranes for ammonia/water absorption refrigeration systems, *Appl. Therm. Eng.* 137 (2018) 594–607, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.04.004>.
- [13] M. Berdasco, A. Coronas, M. Valles, Theoretical and experimental study of the ammonia/water absorption process using a flat sheet membrane module, *Appl. Therm. Eng.* 124 (2017) 477–485, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.06.027>.
- [14] J. Chen, H. Chang, S. Chen, Simulation study of a hybrid absorber-heat exchanger using hollow fiber membrane module for the ammonia/water absorption cycle, *Int. J. Refrig.* 29 (6) (2006) 1043–1052, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2006.02.002>.
- [15] M. de Vega, M. Venegas, N. García-Hernando, Modeling and performance analysis of an absorption chiller with a microchannel membrane-based absorber using LiBr-H₂O, LiCl-H₂O, and LiNO₃-NH₃, *Int. J. Energy Res.* 42 (11) (2018) 3544–3558, <https://doi.org/10.1002/er.4093>.
- [16] M. Sudoh, K. Takuwa, H. Iizuka, K. Nagamatsuya, Effects of thermal and concentration boundary layers on vapor permeation in membrane distillation of aqueous lithium bromide solution, *Membr. Sci.* 131 (1997) 1–7, [https://doi.org/10.1016/S0376-7388\(97\)00109-9](https://doi.org/10.1016/S0376-7388(97)00109-9).
- [17] S.B. Riffat, S. Wu, B. Bol, Pervaporation membrane process for vapour absorption system, *Int. J. Refrig.* 27 (6) (2004) 604–611, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2004.03.005>.
- [18] J.D. Thorud, J.A. Liburdy, D.V. Pence, Microchannel membrane separation applied to confined thin film desorption, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 30 (8) (2006) 713–723, <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2006.03.001>.
- [19] Y.J. Kim, Y.K. Joshi, A.G. Fedorov, An absorption based miniature heat pump system for electronics cooling, *Int. J. Refrig.* 31 (1) (2008) 23–33, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.07.003>.
- [20] R.N. Isfahani, K. Sampath, S. Moghaddam, Nanofibrous membrane-based absorption refrigeration system, *Int. J. Refrig.* 36 (8) (2013) 2297–2307, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.07.019>.
- [21] R.N. Isfahani, A. Fazeli, S. Bigham, S. Moghaddam, Physics of lithium bromide (LiBr) solution dewatering through vapor venting membranes, *Int. J. Multiph. Flow.* 58 (2014) 27–38, <https://doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2013.08.005>.
- [22] M. Venegas, N. García-Hernando, M. De Vega, Experimental evaluation of a membrane-based microchannel desorber operating at low desorption temperatures, *Appl. Therm. Eng.* 167 (2020) 114781, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114781>.
- [23] M. Venegas, N. García-Hernando, A. Zacarías, M. De Vega, Performance of a solar absorption cooling system using nanofluids and a membrane-based microchannel desorber, *Appl. Sci.* 10 (2020) 2761, <https://doi.org/10.3390/app10082761>.
- [24] M. de Vega, M. Venegas, N. García-Hernando, Performance of an air-cooled membrane based microchannel desorber-condenser working with LiBr-water, *Appl. Therm. Eng.* 236 (2024) 121442, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121442>.
- [25] C. Zhai, W. Wu, Experimental evaluation on heat/mass transfer and pressure drop of a microchannel membrane-based desorber for compact and efficient H₂O/LiBr absorption refrigeration, *Int. J. Heat Mass Transf.* 195 (2022) 123198, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123198>.
- [26] J. Ibarra-Bahena, U. Dehesa-Carrasco, R.J. Romero, B. Rivas-Herrera, W. Rivera, Experimental assessment of a hydrophobic membrane-based desorber/condenser with H₂O/LiBr mixture for absorption systems, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 88 (2017) 145–159, <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2017.05.024>.
- [27] J. Ibarra-Bahena, W. Rivera, S.D. Nanco-Mejía, R.J. Romero, E. Venegas-Reyes, U. Dehesa-Carrasco, Experimental performance of a membrane desorber operating under simulated warm weather condensation temperatures, *Membranes* 11 (2021) 447, <https://doi.org/10.3390/membranes11070474>.
- [28] J. Ibarra-Bahena, U. Dehesa-Carrasco, M. Montiel-González, R.J. Romero, M. A. Basurto-Pensado, O. Hernández-Cristóbal, Experimental evaluation of a membrane contactor unit used as a desorber/condenser with water/Carrol mixture for absorption heat transformer cycles, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 76 (2016) 193–204, <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2016.03.022>.
- [29] J. Ibarra-Bahena, U. Dehesa-Carrasco, Y.R. Galindo-Luna, I.L. Medina-Caballero, W. Rivera, Experimental performance of a membrane desorber with a H₂O/LiCl mixture for absorption chiller applications, *Membranes* 12 (2022) 1184, <https://doi.org/10.3390/membranes12121184>.
- [30] J. Ibarra-Bahena, W. Rivera, R.J. Romero, M. Montiel-González, U. Dehesa-Carrasco, Novel intermittent absorption cooling system based on membrane separation process, *Appl. Therm. Eng.* 136 (2018) 718–729, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.03.039>.
- [31] J. Ibarra-Bahena, E. Venegas-Reyes, Y.R. Galindo-Luna, W. Rivera, R.J. Romero, A. Rodríguez-Martínez, U. Dehesa-Carrasco, Feasibility analysis of a membrane desorber powered by thermal solar energy for absorption cooling systems, *Appl. Sci.* 10 (3) (2020) 1110, <https://doi.org/10.3390/app10031110>.
- [32] M. Venegas, M. de Vega, N. García-Hernando, U. Ruiz-Rivas, Simplified model of a membrane-based rectangular micro-desorber for absorption chillers, *Int. J. Refrig.* 71 (2016) 108–123, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.08.013>.
- [33] M. Venegas, N. García-Hernando, M. de Vega, A parametric analysis on the effect of design and operating variables in a membrane-based desorber, *Int. J. Refrig.* 99 (2019) 47–58, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.11.043>.
- [34] S. Bigham, R.N. Isfahani, S. Moghaddam, Direct molecular diffusion and micro-mixing for rapid dewatering of LiBr solution, *Appl. Therm. Eng.* 64 (1–2) (2014) 371–375, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.12.031>.
- [35] J. Ibarra-Bahena, S. Raman, Y.R. Galindo-Luna, A. Rodríguez-Martínez, W. Rivera, Role of membrane technology in absorption heat pumps: A comprehensive review, *Membranes* 10 (2020) 216, <https://doi.org/10.3390/membranes10090216>.
- [36] Z. Sui, W. Wu, A comprehensive review of membrane-based absorbers/desorbers towards compact and efficient absorption refrigeration systems, *Renew. Energy* 201 (2022) 563–593, <https://doi.org/10.1016/j.renene.2022.10.115>.
- [37] S. Kalla, S. Upadhyaya, K. Singh, Principles and advancements of air gap membrane distillation, *Rev. Chem. Eng.* 35 (7) (2019) 817–859, <https://doi.org/10.1515/revce-2017-0112>.
- [38] G. Gopi, M. Vasanthkumar, G. Arthanareeswaran, A.F. Ismail, Y.L. Thuyavan, P. S. Goh, T. Matsuura, Performance, energy and economic investigation of air gap membrane distillation system: An experimental and numerical investigation, *Desalination* 551 (2023) 116400, <https://doi.org/10.1016/j.desal.2023.116400>.
- [39] A. Alkudhri, N. Darwish, N. Hilal, Membrane distillation: A comprehensive review, *Desalination* 287 (2012) 2–18, <https://doi.org/10.1016/j.desal.2011.08.027>.
- [40] M. Khayet, Membranes and theoretical modeling of membrane distillation: A review, *Adv. Colloid Interface Sci.* 164 (1–2) (2011) 56–88, <https://doi.org/10.1016/j.cis.2010.09.005>.
- [41] M. Matsumoto, Y. Kataoka, Study on liquid–vapor interface of water. I. Simulational results of thermodynamic properties and orientational structure, *J. Chem. Phys.* 88 (5) (1988) 3233–3245, <https://doi.org/10.1063/1.453919>.
- [42] Y. Zhang, Y. Peng, S. Ji, S. Wang, Numerical simulation of 3D hollow-fiber vacuum membrane distillation by computational fluid dynamics, *Chem. Eng. Sci.* 152 (2016) 172–185, <https://doi.org/10.1016/j.ces.2016.05.040>.
- [43] A. Yadav, C.P. Singh, R.V. Patel, A. Kumar, P.K. Labhasetwar, Investigations on the effect of spacer in direct contact and air gap membrane distillation using computational fluid dynamics, *Colloids Surf. A: Physicochem. Eng.* 654 (2022) 130111, <https://doi.org/10.1016/j.colsurfa.2022.130111>.
- [44] J. Clarke, *Principles of Combustion*. By Kenneth K. Kuo, Wiley-Interscience, 1986.
- [45] P.J. Argumedo Teuffer, L.E. Marron Ramirez, J.F. Ituna-Yudonago, P.A. Arizpe Carreón, C.M. Rodríguez Roman, Geometric Design of a Low-Power Arcjet Constrictor and Determination of Velocity of Air-Based Plasma by Means of Analytical and Numerical, *Methods, Machines* 11 (5) (2023) 527, <https://doi.org/10.3390/machines11050527>.
- [46] T.-H. Shih, W.W. Liou, A. Shabbir, Z. Yang, J. Zhu, A New k-ε Eddy-Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows - Model Development and Validation, *Comput. Fluids* 24 (3) (1995) 227–238, [https://doi.org/10.1016/0045-7930\(94\)00032-T](https://doi.org/10.1016/0045-7930(94)00032-T).
- [47] W. C. Reynolds, Fundamentals of turbulence for turbulence modeling and simulation, *Lecture Notes for Von Karman Institute Agard Report No. 755* (1987).
- [48] Ansys, I. (2015). ANSYS FLUENT Theory Guide, 2019. *Canonsburg, Pennsylvania*, 794.
- [49] J. Patek, J. Klomfar, A computationally effective formulation of the thermodynamic properties of LiBr–H₂O solutions from 273 to 500 K over full



- composition range, *Int. J. Refrig.* 29 (4) (2006) 566–578, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2005.10.007>.
- [50] F. Asfand, Y. Stiriba, M. Bourouis, CFD simulation to investigate heat and mass transfer processes in a membrane-based absorber for water-LiBr absorption cooling systems, *Energy* 91 (2015) 517–530, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.08.018>.
- [51] M. Gierow, A. Jernqvist, Measurement of mass diffusivity with holographic interferometry for H₂O/NaOH and H₂O/LiBr working pairs. Proceedings of the International Absorption Heat Pump Conference, 1993.
- [52] J. Woods, J. Pellegrino, E. Kozubal, J. Burch, Design and experimental characterization of a membrane-based absorption heat pump, *J. Membr. Sci.* 378 (1–2) (2011) 85–94, <https://doi.org/10.1016/j.memsci.2010.11.012>.
- [53] J. Woods, J. Pellegrino, E. Kozubal, S. Slayzak, J. Burch, Modeling of a membrane-based absorption heat pump, *J. Membr. Sci.* 337 (1–2) (2009) 113–124, <https://doi.org/10.1016/j.memsci.2009.03.039>.
- [54] J.I. Mengua, M. Khayet, M.P. Godino, Heat and mass transfer in vacuum membrane distillation, *Int. J. Heat Mass Transf.* 47 (4) (2004) 865–875, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2002.09.001>.
- [55] L. Martínez-Díez, M.I. Vázquez-González, Effects of polarization on mass transport through hydrophobic porous membranes, *Ind. Eng. Chem. Res.* 37 (10) (1998) 4128–4135, <https://doi.org/10.1021/ie970911q>.
- [56] Ansys, I. (2013). ANSYS meshing user's guide. vol. 15317, 724-746.
- [57] J.F. Ituna-Yudonago, J.M. Belman-Flores, F. Elizalde-Blancas, V. Pérez-García, O. García-Valladares, I. Carvajal-Mariscal, Numerical analysis OF CO₂ transient behavior in the gas cooler during variable start-up conditions of a transcritical refrigeration system, *Rev. Mex. Ing. Quim.* 18 (3) (2019) 1101–1118, <https://doi.org/10.24275/uam/izt/dcbi/revmexingquim/2019v18n3/ituna>.
- [58] E.A. Islas-Narvaez, J.F. Ituna-Yudonago, L.E. Ramos-Velasco, M.A. Vega-Navarrete, O. García-Salazar, Design and Determination of Aerodynamic Coefficients of a Tail-Sitter Aircraft by Means of CFD Numerical Simulation, *Machines* 11 (1) (2022) 17, <https://doi.org/10.3390/machines11010017>.
- [59] H.L.F. Magalhães, A.G.B. de Lima, S.R. de Farias Neto, A.F. de Almeida, T.H.F. de Andrade, V.A.A. Brandão, Ceramic Membranes: Theory and Engineering Applications, in: *Transport Phenomena in Multiphase Systems*, Springer, Cham, 2018, pp. 111–137.