



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA

INSTITUTO DE ENERGÍAS RENOVABLES

ENERGÍA - SOLAR FOTOTÉRMICA

EVALUACIÓN TEÓRICO-EXPERIMENTAL DEL ABSORBEDOR EN UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN TRABAJANDO CON LA MEZCLA AMONIACO-NITRATO DE LITIO

T E S I S
QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:
DOCTOR EN INGENIERÍA

P R E S E N T A :
SERGIO ULISES LLAMAS GUILLÉN

TUTOR PRINCIPAL:
Dr. ROBERTO BEST Y BROWN, IER-UNAM

COMITÉ TUTORAL:
Dr. WILFRIDO RIVERA GÓMEZ-FRANCO, IER-UNAM
Dr. OCTAVIO GARCÍA VALLADARES, IER-UNAM
Dr. ROSENBERG JAVIER ROMERO DOMÍNGUEZ,
PROGRAMA DE MAESTRIA Y DOCTORADO EN INGENIERIA
Dr. JORGE ALBERTO ANDAVERDE ARREDONDO,
PROGRAMA DE MAESTRIA Y DOCTORADO EN INGENIERIA

TEMIXCO, MORELOS, AGOSTO 2014



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. Wilfrido Rivera Gómez-Franco

Secretario: Dr. Roberto Best y Brown

Vocal: Dr. Octavio García Valladares

1^{er} Suplente: Dr. Rosenberg Javier Romero Domínguez

2^{do} Suplente: Dr. Jorge Alberto Andaverde Aredondo

Lugar donde se realizó la tesis:

Instituto de Energías Renovables, IER-UNAM

TUTOR DE TESIS:

Dr. Roberto Best y Brown

FIRMA

Dedicatoria:

A mis padres por todos sus sacrificios, por la educación que me brindaron y por todo su apoyo.

Agradecimientos:

Agradezco mis hermanas por su amor y cariño y sé que siempre puedo contar con ellas.

Quiero agradecer a mi asesor el Dr. Roberto Best y Brown por la dirección en este trabajo y sus enseñanzas, por el apoyo y confianza que me ha brindado siempre.

Agradezco al Dr. Wilfrido Rivera Gómez-Franco, Dr. Octavio García Valladares, Dr. Rosenberg Javier Romero Domínguez y Dr. Jorge Alberto Andaverde Aredondo, por su apoyo, el tiempo que me brindaron y sus comentarios que enriquecieron este trabajo.

Al Instituto de Energías Renovables (IER) de la Universidad Nacional Autónoma de México (UNAM), por brindarme las puertas de sus instalaciones para realizar mis estudios de doctorado y tesis.

Agradezco a todo mis amigos por la convivencia, las partidas de ajedrez, las tardes de videojuegos, los buenos momentos y las borracheras ;)

Le doy las gracias a la coordinación de refrigeración y bombas de calor, especialmente a Víctor Hugo Gómez Espinoza y Jorge Isaac Hernández Gutiérrez, quienes me apoyaron en cuestiones técnicas.

Le doy las gracias también a la unidad de cómputo por el apoyo brindado, a Maximiliano Valdez González, Héctor Daniel Cortés González, Alfredo Quiróz Ruíz, María del Carmen Huerta Reynoso y Margarita María Anita Pedraza Vargas.

También quiero agradecer a todas las personas que trabajan en biblioteca y el taller mecánico.

Agradezco a la coordinación de docencia del IER y coordinación de posgrado, por su ayuda en la realización de trámites administrativos.

Agradezco al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por la beca otorgada para la realización de este trabajo.

Agradezco también a los proyectos FONCICYT 95256 y SENER-CONACyt No. 117914, por el apoyo brindado en este trabajo.

Contenido

1. Introducción	1
1.1. Antecedentes	1
1.2. Producción de frío	2
1.3. Situación ambiental	2
1.4. Situación energética	4
1.5. Refrigeración por absorción	4
1.5.1. Mezclas de trabajo	6
1.6. Opciones energéticas: refrigeración por absorción	10
1.6.1. Energía solar	10
1.6.2. Geotermia	11
1.6.3. Calor de desecho	11
1.7. Prototipos de refrigeración con la mezcla $NH_3 - LiNO_3$	11
1.8. Justificación	12
1.9. Objetivos generales	13
1.9.1. Objetivos particulares	13
1.9.2. Metas	14
2. Primer prototipo, problemas y soluciones	15
2.1. Descripción del prototipo experimental	15
2.2. Condiciones de diseño del equipo de refrigeración	15
2.3. Metodología	16
2.4. Primeras pruebas	17
2.5. Modificaciones del absorbedor	19
2.6. Modificaciones en el generador	20
2.7. Otras modificaciones	21

2.8. Concentración de la mezcla amoniaco-nitrato de litio	24
3. Equipo de refrigeración por absorción	29
3.1. Condiciones de diseño: equipo modificado	29
3.1.1. Componentes principales del equipo de refrigeración	30
3.1.2. Otros componentes y equipos auxiliares	31
3.2. Sistema de adquisición de datos	32
3.3. Carga del equipo	32
3.3.1. Prueba inicial del sistema	34
3.4. Procedimiento experimental	35
3.4.1. Secuencia de arranque del equipo	35
3.4.2. Secuencia de paro del equipo	36
3.5. Pruebas experimentales	37
3.5.1. Perfil de temperaturas en el evaporador	37
3.5.2. Perfil de temperaturas en el condensador	37
3.5.3. Perfil de temperaturas en el absorbedor	38
3.5.4. Perfil de temperaturas en el generador	39
3.5.5. Efecto de la temperatura ambiente en el equipo	40
3.5.6. Efecto de la variación del flujo de aire en el condensador	40
3.5.7. Efecto de la variación del flujo de aire en el absorbedor	42
3.5.8. Bomba de recirculación de solución en el absorbedor	43
3.5.9. Efecto de la variación del flujo de solución	46
3.5.10. Economizador	48
3.6. Propagación de errores	50
4. Análisis	57
4.1. Comparación entre mezclas	57
4.1.1. Mezcla binaria a una concentración de 51.4%	57
4.1.2. Mezcla ternaria con una concentración de agua de 15% p/p.	60
4.1.3. Mezcla ternaria con una concentración de agua de 25% p/p.	61
4.2. Análisis de datos de las pruebas experimentales	64
4.2.1. Bomba de recirculación	64
4.2.2. Relación de flujo	65
4.2.3. Flujo de aire en el absorbedor	66
4.2.4. Temperaturas ambiente y del agua a la salida del evaporador	66
4.2.5. Diferencias entre mezclas	68
4.2.6. Flujo de aire en el condensador	69

5. Modelo Numérico del absorbedor	77
5.1. Descripción del modelo	77
5.2. Proceso de absorción	77
5.3. Ecuaciones de balance	78
5.4. Simplificaciones	80
5.5. Condiciones de frontera	81
5.6. Espesor de película	82
5.7. Discretización de las ecuaciones	83
5.8. Transferencia de calor a través del tubo	87
5.9. Resultados	91
5.9.1. Primera comparación numérico-experimental de resultados	94
5.9.2. Segunda comparación numérico-experimental de resultados	97
5.9.3. Tercer comparación numérico-experimental de resultados	99
5.9.4. Cuarta comparación numérico-experimental de resultados	102
6. Conclusiones y trabajo futuro	107
6.1. Discusión y análisis de los resultados finales obtenidos	107
6.1.1. Funcionamiento del equipo	108
6.1.2. Programa numérico	109
6.1.3. Volumen de solución en el equipo de refrigeración	109
6.1.4. Concentración de la mezcla	109
6.1.5. Capacidad de diseño del equipo	110
6.2. Conclusiones	110
6.3. Trabajo futuro	111
A. TDMA	113
A.1. Método de solución	113
B. Instrumentación	119
B.1. Temperatura	119
B.2. Presión	120
B.3. Flujo másico	120
B.4. Velocidad del aire	121
C. Información adicional	123
C.1. Dimensiones del absorbedor	123
C.2. Dimensiones del generador	125
C.3. Dimensiones del condensador	126

C.4. Concentraciones de las pruebas	126
Referencias	130

Lista de Figuras

1.1. Ciclo de refrigeración por absorción.	6
1.2. Ciclo de absorción de simple efecto.	9
2.1. Primer prototipo de pruebas.	17
2.2. Evaporador con escarcha.	18
2.3. Película descendente en tubos horizontales y tubos verticales.	19
2.4. Primeras modificaciones realizadas en el absorbedor.	20
2.5. Distribuidor del vapor de amoníaco.	21
2.6. Arañas de aluminio para la distribución de solución.	22
2.7. Aditamentos en los tubos de distribución de vapor.	23
2.8. Arañas de aluminio en los tubos de absorción.	23
2.9. Brida del generador.	24
2.10. Generador con tapa soldada.	25
2.11. Presiones del equipo y flujo de NH_3 , concentración de 52.68 % (m/m).	26
2.12. Presiones del equipo y flujo de NH_3 , concentración de 44.46 % (m/m).	27
3.1. Prototipo de refrigerador por absorción y sistema de adquisición de datos.	30
3.2. Diagrama de instrumentación del equipo de refrigeración.	33
3.3. Prototipo del sistema de refrigeración por absorción.	34
3.4. Temperatura y flujo de calor en el evaporador.	38
3.5. Temperaturas en el condensador.	39
3.6. Temperaturas en el absorbedor.	40
3.7. Temperaturas en el generador.	41
3.8. Flujo másico de amoníaco y temperatura ambiente.	42
3.9. Presión, efecto en la variación del flujo de aire en el condensador, 2 flujos.	43
3.10. Flujo de NH_3 , efecto de la variación del flujo del aire en el condensador.	44

3.11. Presión, efecto de la variación del flujo de aire en el condensador, 3 flujos.	45
3.12. Presión, efecto de la variación del flujo de aire en el absorbedor.	46
3.13. Temperatura del absorbedor, variación del flujo de aire en el absorbedor.	47
3.14. Temperatura en el evaporador, efecto de la bomba de recirculación.	48
3.15. Presión absoluta en el absorbedor, efecto de la bomba de recirculación.	49
3.16. Temperaturas del absorbedor, efecto de la bomba de recirculación.	50
3.17. Flujo de solución controlado con la válvula de expansión.	51
3.18. Flujo de solución controlado con la bomba.	52
3.19. Coeficiente de operación externo para diferentes flujos de solución.	53
3.20. Flujos de solución.	54
3.21. Flujo de amoníaco.	55
3.22. Eficiencia del economizador en diferentes flujos de solución.	55
3.23. Eficiencia del economizador con temperatura de generación de 110 °C.	56
3.24. Flujos de calor y COP con desviación estándar.	56
4.1. Perfil de temperaturas en el generador, mezcla binaria 51.4%.	58
4.2. Perfil de temperaturas en el absorbedor, mezcla binaria 51.4%.	59
4.3. Flujo de amoníaco a una concentración de 51.4%.	60
4.4. COP y flujos de calor a una concentración 51.4%.	61
4.5. Perfil de temperaturas en el generador, mezcla ternaria 15 % agua.	62
4.6. Perfil de temperaturas en el absorbedor, mezcla ternaria de 15 % agua.	63
4.7. Flujo de amoníaco con la mezcla ternaria a una concentración de 15 % agua.	64
4.8. COP y flujos de calor con la mezcla ternaria a una concentración de 15 % agua.	65
4.9. Perfil de temperaturas en el generador, mezcla ternaria 25 % agua.	66
4.10. Perfil de temperaturas en el absorbedor, mezcla ternaria 25 % agua.	67
4.11. Flujo de amoníaco con la mezcla ternaria a una concentración de 25 % agua.	68
4.12. COP y flujos de calor con la mezcla ternaria a una concentración de 25 % agua.	69
4.13. COP contra la diferencia de temperaturas de solución en el absorbedor.	70
4.14. COP contra la temperatura de entrada de refrigerante en el evaporador.	71
4.15. COP contra la relación de flujo.	71
4.16. Temperatura de salida de solución del absorbedor contra la relación de flujo.	72
4.17. Temperatura de salida de solución del generador contra la relación de flujo.	72
4.18. COP contra temperatura de entrada de amoníaco del evaporador.	73
4.19. COP contra $(T_{air} - T_{H_2O})$	73
4.20. COP contra la temperatura de salida del agua en el evaporador.	74
4.21. Flujo de amoníaco contra flujo de calor externo del generador.	74
4.22. Flujo de calor del evaporador contra flujo de calor del generador.	75

4.23. COP contra flujo de calor externo del generador.	75
4.24. COP contra flujo de calor externo del evaporador.	76
4.25. COP contra el flujo de aire del condensador.	76
5.1. Tubos aletados del absorbedor.	78
5.2. Diagrama esquemático del proceso de absorción en película descendente. . .	79
5.3. Volumen de control en dos dimensiones.	84
5.4. Resistencia térmica del proceso de absorción.	87
5.5. Eficiencia de aletas circunferenciales.	89
5.6. Resultados locales de la concentración en la dirección del x	92
5.7. Resultados locales de la concentración en la dirección z	93
5.8. Resultados locales de la temperatura en la dirección x	94
5.9. Resultados locales de la temperatura en la dirección z	95
5.10. Comparación num-exp de temperatura, primeras pruebas.	97
5.11. Comparación num-exp de concentración, primeras pruebas.	99
5.12. Comparación de temperatura num-exp, diferentes flujos.	100
5.13. Comparación de concentración num-exp, diferentes flujos.	102
5.14. Comparación de temperatura num-exp, diferentes pruebas.	104
5.15. Comparación de concentración num-exp, diferentes pruebas.	105
5.16. Comparación de temperatura num-exp, corrección de concentración.	106
A.1. Diagrama de flujo de la solución numérica.	117
C.1. Dimensiones del absorbedor.	123
C.2. Dimensiones del absorbedor.	124
C.3. Dimensiones del generador.	125
C.4. Dimensiones del condensador.	126

Lista de Tablas

2.1. Datos de diseño del equipo.	16
3.1. Reajuste de datos de diseño del equipo.	30
3.2. Precisión de instrumentos.	32
5.1. Datos de entrada para pruebas locales.	91
5.2. Resultados numéricos, primera comparación.	96
5.3. Resultados numéricos, segunda comparación.	98
5.4. Resultados numéricos, tercer comparación.	101
5.5. Resultados numéricos, cuarta comparación.	103
B.1. Flujos de aire en Condensador y Absorbedor.	122
C.1. Concentraciones 1.	127
C.2. Concentraciones 2.	127
C.3. Concentraciones 3.	127
C.4. Concentraciones 4.	128
C.5. Concentraciones 5.	128
C.6. Concentraciones 6.	128
C.7. Concentraciones 7.	129

Nomenclatura y simbología

A	Área, m^2
A_p	Área de perfil de la aleta, m^2
C	Concentración, kg_{NH_3}/kg_{sol} , (m/m)
COP	Coeficiente de operación, adimensional
$(COP)_C$	Coeficiente de operación teórico de Carnot, adimensional
c_p	Calor específico, $J/kg \cdot K$
d	Diámetro, m
e	Espesor de aleta, m
g	Aceleración de la gravedad, $9.81m/s$
h	Coeficiente de transferencia de calor por convección, $W/m^2 \cdot K$
k	Coeficiente de transferencia de calor por conducción, $W/m \cdot K$
L	Calor latente, W
L_c	Longitud corregida de la aleta, m
\dot{m}, F	Flujo másico, kg/s
N_f	Número de aletas, adimensional
P	Presión, kPa
Q	Flujo de calor, kW
q''	Flujo de calor por unidad de área, kW/m^2
\dot{q}_v	Flujo de calor por unidad de volumen, W/m^3
r	Radio, m
Rc	Reacción química, $[kg_{NH_3}/kg_{sol}]/s$
Re	Número de Reynolds, adimensional
T	Temperatura, $^{\circ}C$
\vec{u}	Vector velocidad, u_x, u_y y u_z , m/s
u_{max}	Velocidad máxima, m/s
\bar{v}	Velocidad promedio, m/s
t	Tiempo, s
x, y, z	Coordenadas cartesianas

Símbolos griegos

α	Difusividad térmica, m^2/s
----------	------------------------------

ε	Espesor de película, m
η, Efi	Eficiencia, adimensional
γ	Coficiente de transferencia de masa, $kg/m \cdot s$
Γ	Difusividad másica, m^2/s
λ	Velocidad de flujo másico a lo largo del perímetro, $kg/m \cdot s$
μ	Viscosidad, $Pa \cdot s$
ρ	Densidad, kg/m^3

Subíndice

<i>AB</i>	Absorbedor
<i>ABS</i>	Absoluto
<i>Ac</i>	Acero
<i>air</i>	Ambiente
<i>Al</i>	Aluminio
<i>BR</i>	Bomba de recirculación
<i>cal</i>	Cálculo en función de datos experimentales
<i>CO</i>	Condensador
<i>Eco</i>	Economizador
<i>EV</i>	Evaporador
<i>f</i>	Película
<i>fin</i>	Aleta
<i>GE</i>	Generador
<i>H₂O</i>	Agua
<i>if</i>	Interfase
<i>in</i>	Interior, entrada
<i>max</i>	Máximo
<i>N</i>	Número
<i>Num</i>	Numérico
<i>NH₃</i>	Amoniaco
<i>out</i>	Exterior, salida
<i>oil</i>	Aceite
<i>pf</i>	Perpendicular al flujo
<i>R</i>	Refrigerante

<i>sc</i>	Solución concentrada en amoniaco
<i>sd</i>	Solución diluida en amoniaco
<i>sl</i>	Superficie libre
<i>sol</i>	solución
<i>T</i>	Total
<i>w</i>	Pared
<i>x, y, z</i>	Coordenadas cartesianas

Resumen

Los sistemas térmicos de refrigeración por absorción operando con energías renovables son una opción viable para reducir el consumo de combustibles fósiles y las emisiones asociadas. Este trabajo muestra los resultados de un prototipo de refrigeración por absorción de una etapa enfriado por aire y trabajando con la mezcla amoniaco-nitrato de litio. Se realiza un modelo numérico para el absorbedor de película descendente en tubos verticales, el cual es validado con los resultados experimentales del prototipo de refrigeración. La validación muestra que aún falta mejorar el modelo. El sistema experimental fue instrumentado para evaluar cada componente. Este documento muestra las condiciones de operación en la unidad experimental, así como algunas de las cargas de calor encontradas a diferentes condiciones de funcionamiento. El sistema fue operado con éxito a temperaturas ambiente en el intervalo de 25 a 35 °C. Una serie de pruebas mostró que el equipo puede ser operado a temperaturas ambiente y con temperaturas de evaporación por debajo de los 10 °C, produciendo agua fría para aplicaciones de acondicionamiento de aire, tales como paneles de enfriamiento radiativo. La principal desventaja de la mezcla es su alta viscosidad. Se ha propuesto el uso de la mezcla binaria y la adición de una cierta cantidad de agua para reducir la viscosidad. Con esta mezcla ternaria se logró mejorar COP y operar el equipo a menores temperaturas. El sistema demostró estabilidad y no se encontró riesgo de cristalización por lo que los resultados son prometedores con el fin de continuar con el desarrollo de un prototipo mejorado más avanzado.

Abstract

Absorption thermal cooling systems driven by renewable energy are a viable option in order to reduce fossil fuel consumption and the associated emissions. This work shows the results of an air cooled absorption cooling prototype working with an ammonia–lithium nitrate mixture at high ambient temperatures. A numerical model to the absorption falling film in vertical tubes, which is validated with experimental results of the prototype, is performed. The validation shows that the model has yet to improve. An absorption refrigeration system was designed and built. The prototype is a one stage ammonia–lithium nitrate air cooled chiller. The experimental system was instrumented to evaluate each component. This paper shows the operation conditions in the experimental unit as well as some of the heat loads encountered at different operating conditions. The system was operated successfully at ambient temperatures in the range of 25 to 35 °C. A series of test showed that even at ambient temperatures it can be operated at evaporator temperatures below 10 °C producing chilled water for air conditioning applications such as radiative cooling panels. The system proved to stabilize very quickly and no risk of crystallization was encountered so the first results are promising in order to continue with the development of a more advanced prototype.

Capítulo 1

Introducción

1.1. Antecedentes

Cuando el hombre avanzó en la agricultura y logró una abundante producción de alimentos se vio en la necesidad de encontrar una forma de conservarlos. Se puede decir que dicha necesidad dio origen a la refrigeración. Uno de los primeros métodos de refrigeración fue enfriar con hielo que se traía de montañas, después se almacenaba en pozos tapados con madera y paja en donde se enfriaba carne, verduras y bebidas.

La refrigeración artificial es un proceso térmico que tiene su origen en el estudio de los cambios de fase de ciertos líquidos. Estos estudios fueron realizados por numerosos investigadores alrededor del mundo en siglos pasados [1].

En nuestros tiempos la refrigeración juega un papel importante en la conservación de productos perecederos y es el método más económico para lograrlo, por ejemplo, en comparación con el enlatado de alimentos. La refrigeración retrasa o disminuye la actividad metabólica de los microorganismos, no los destruye, lo que permite prolongar la vida útil de los alimentos así como muchas de sus propiedades [2]. La refrigeración también juega un papel importante en la climatización de ambientes, siendo algo común e imprescindible en muchos lugares con climas extremos.

1.2. Producción de frío

El proceso de refrigeración consiste en reducir y mantener la temperatura de un cuerpo o espacio por debajo de la temperatura ambiente. Para lograrlo se extrae un flujo de calor Q_R del medio que se quiere refrigerar, a una temperatura T_R y se libera en un medio de menor temperatura. La refrigeración tiene muchas aplicaciones que pueden ir desde cero grados centígrados hasta temperaturas cercanas al cero absoluto, por lo cual la tecnología y método que se utilicen pueden ser muy variados [3]. La trigeneración es una tecnología que provee simultáneamente tres formas de energía de salida: potencia eléctrica, calefacción y refrigeración. En esencia los sistemas de trigeneración, o sistemas de co-generación, integran un sistema de refrigeración que recibe energía térmica para producir enfriamiento, así como potencia eléctrica y calefacción. Los sistemas de trigeneración pueden tener eficiencias totales tan altas como 90%, comparado con un 35% para la generación de electricidad en centrales eléctricas.

El estándar para la eficiencia de energía en los sistemas de refrigeración es el coeficiente de operación (COP), en lugar de eficiencia térmica. En un refrigerador se desea extraer calor de una región para mantenerla a cierta temperatura y se suministra una cantidad de energía para lograrlo.

$$COP = \frac{\text{Calor extraído del medio}}{\text{Energía suministrada al equipo}}. \quad (1.1)$$

Los sistemas más comunes para la producción de frío son los sistemas de refrigeración por compresión mecánica de vapores. La utilización de estos sistemas es tan común debido al derroche energético suscitado con el uso de los combustibles fósiles. Los combustibles fósiles como el petróleo son una fuente de energía barata y accesible, lo que promovió el desarrollo de tecnologías que utilizan estos combustibles, por ejemplo los automóviles de combustión interna y las centrales termoeléctricas para la generación de electricidad. Esto permitió a los sistemas de refrigeración por compresión, donde el compresor trabaja con energía eléctrica, ser accesibles a casi todo el mundo y con un amplio número de aplicaciones.

1.3. Situación ambiental

En décadas pasadas los refrigerantes más utilizados fueron los hidrocarburos halogenados o clorofluorocarbonos (CFC). Actualmente los refrigerantes usados son los hidroc fluorocarbonos (HCFC), en menor medida, y los hidrofluorocarbonos (HFC). De los refrigerantes antiguos sólo el amoníaco, R-717, se sigue utilizando debido a sus excelentes propiedades térmicas y actualmente se ha comenzado a utilizar nuevamente al bióxido de carbono, R-744,

especialmente donde la toxicidad e inflamabilidad del amoníaco y los hidrocarburos puede ser un problema [4]. Los refrigerantes del tipo CFC, y también los HCFC, en menor medida, han sido hallados como los responsables del deterioro que ha sufrido en los últimos años la capa de ozono.

Los sistemas de refrigeración consumen energía la cual, en general, es producida por combustibles fósiles que generan, en mayor o menor medida, materia contaminante, tal como monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO_2), óxidos de azufre (SO_x) y óxidos de nitrógeno (NO_x).

Con respecto al calentamiento global los registros de los cambios de la atmósfera en el último milenio muestran el rápido aumento de las concentraciones de CO_2 , que se puede atribuir principalmente al crecimiento industrial desde el año 1750. La composición de la atmósfera está cambiando, los factores climáticos afectan a la productividad vegetal y animal, así como a otras funciones del ecosistema. La temperatura media de la tierra ha aumentado $0.6\text{ }^\circ\text{C}$ durante los últimos 100 años. Los suelos se han calentado más que los océanos y las temperaturas nocturnas más que las diurnas. El aumento en la temperatura media de la superficie mundial va a producir cambios en las precipitaciones y en la humedad atmosférica debido a los cambios en la circulación atmosférica, un ciclo hidrológico más activo y un aumento en la capacidad para retención de agua en la atmósfera [5].

Debido a lo señalado en los párrafos anteriores, varios países preocupados por el deterioro ambiental han llevado a cabo tratados internacionales. Estos tratados están enfocados a la protección del ambiente, y corresponden a:

- Protocolo de Montreal. Diseñado para proteger la capa de ozono estratosférica, reduciendo el uso y el consumo de sustancias que se cree que son responsables del agotamiento de la capa de ozono. El acuerdo fue negociado en 1987 en Montreal, Canadá.

- Protocolo de Kioto. Tratado enfocado a la reducción de gases que provocan efecto invernadero, debido a los actuales debates acerca del calentamiento global. Este acuerdo fue adoptado en 1997 en Kioto, Japón.

Las investigaciones actuales buscan refrigerantes que no provoquen efecto invernadero y no tengan ningún efecto negativo en el ambiente. Se ha retomado interés en los refrigerantes naturales, particularmente en el amoníaco (NH_3), dióxido de carbono (CO_2), hidrocarburos y agua (H_2O).

1.4. Situación energética

El constante crecimiento de la población mundial conlleva a un aumento en la demanda de recursos, incluyendo los energéticos. Las necesidades crecientes de energía conducen a un mayor impacto sobre el ambiente. Para poder abastecer la demanda energética se debe llevar a cabo un aprovechamiento integral de todos los recursos posibles, incluyendo los renovables. También la utilización de energías renovables ayudaría a minimizar de forma importante los impactos al entorno.

Los hidrocarburos continúan siendo la principal fuente de energía primaria en el país, con una aportación de alrededor de 90% [6].

La abundancia del petróleo a finales de la década de los setentas, así como los bajos costos asociados a su extracción y producción, impulsaron un uso intensivo de este energético en el país, convirtiéndolo en el motor de muchas de las actividades de la sociedad mexicana, así como una parte fundamental de los ingresos públicos. Sin embargo desde 2005, a pesar de la mayor inversión en la historia en actividades de exploración y producción, la producción de crudo en nuestro país ha disminuido, principalmente como consecuencia de la declinación natural de los campos maduros [7].

De acuerdo con cifras de PEMEX la producción máxima de crudo se alcanzó en 2004 con 3,383 miles de barriles diarios (Mbd). Desde esta fecha la producción de petróleo ha venido a la baja [6, 8].

El fomento de las energías renovables conlleva múltiples beneficios: por un lado, mitiga la emisión de gases de efecto invernadero y, por el otro, contribuye a la diversificación de la matriz de generación de energía eléctrica, con un impacto positivo en la seguridad energética de México.

La Estrategia Nacional de Energía 2013-2027 establece que la generación eléctrica a partir de energías limpias debe alcanzar una participación de 35% de la generación total en 2024. Sin embargo, los costos de generación de estas tecnologías aun resultan elevados en comparación con otras fuentes de energía [7].

1.5. Refrigeración por absorción

El término absorción se utiliza para clasificar a los ciclos de refrigeración que tienen relación con procesos físicos y químicos que ocurren al entrar en contacto gases y líquidos o gases y sólidos. En el sistema de refrigeración por absorción se trabaja con dos sustancias; éstas son el refrigerante (sorbato) y el absorbente (sorbente). Un refrigerante es una sustancia que absorbe calor del medio pasando del estado líquido al gaseoso, y después aumentando la presión se condensa cediendo calor y regresando nuevamente al estado líquido para absorber

nuevamente calor. El absorbente es la sustancia que va a absorber al refrigerante; esto se lleva a cabo en una reacción exotérmica a la cual se le tiene que retirar calor para mejorar la eficiencia en la absorción, esta reacción es reversible, con un suministro de calor se separan los componentes sin afectar su estructura.

Los componentes del ciclo de refrigeración por absorción son: evaporador, condensador, válvula de expansión (circuito primario) y un arreglo de componentes (circuito secundario) que hacen la función del compresor utilizado en el ciclo de refrigeración por compresión. Estos son: absorbedor, generador, bomba y válvula de expansión. Es en la sustitución del compresor donde los sistemas de absorción presentan su mayor ventaja ante los sistemas de compresión, ya que en estos últimos el compresor demanda una gran cantidad de energía eléctrica, en cambio el sistema de absorción requiere poca energía para la bomba y la energía suministrada en el generador se puede obtener de energías alternas como son la solar, geotérmica, calor de desecho de algún proceso, etc.

Un esquema del ciclo puede observarse en la figura 1.1. El funcionamiento del sistema de refrigeración por absorción es el siguiente: en el evaporador el refrigerante absorbe calor del medio Q_{EV} a la temperatura T_{EV} y presión P_{EV} y pasa al absorbedor en donde se encuentra el absorbente, que es un líquido capaz de absorber el refrigerante; esta absorción es exotérmica, lo que lleva a un aumento de temperatura con lo cual la absorción decrece; por lo que hay que retirar calor Q_{AB} a la temperatura T_{AB} . La presión en el absorbedor es igual a la del evaporador; la mezcla es bombeada al generador donde se tiene que agregar calor Q_{GE} a la temperatura T_{GE} para que la mezcla se separe, el líquido absorbente se recircula al absorbedor por una válvula de expansión y el refrigerante pasa al condensador donde cede calor Q_{CO} a la temperatura T_{CO} y presión P_{CO} al ambiente, siendo la presión en el generador igual a la del condensador; después el refrigerante pasa por la válvula de expansión al evaporador y completa el ciclo. En el sistema de refrigeración por absorción existen dos niveles de presión, $P_{CO} = P_{GE} > P_{EV} = P_{AB}$, y tres o cuatro niveles térmicos, $T_{GE} > T_{CO} \geq T_{AB} > T_{EV}$, dependiendo si el condensador y el absorbedor operan a la misma temperatura o no.

La industria de la refrigeración es una de las más afectadas a causa de los protocolos de Montreal y Kyoto. La reducción en el uso de refrigerantes sintéticos y la producción de CO_2 , provee una oportunidad para la refrigeración por absorción. Considerando que la demanda de frío incrementa con la intensidad de la radiación solar, la refrigeración solar ha sido considerada como una solución lógica. Se tiene una gran variedad de tecnologías de refrigeración solar y muchas de ellas están ya disponibles en el mercado [9]. También se cuenta con otras opciones energéticas como la geotermia y el calor de desecho de plantas industriales.

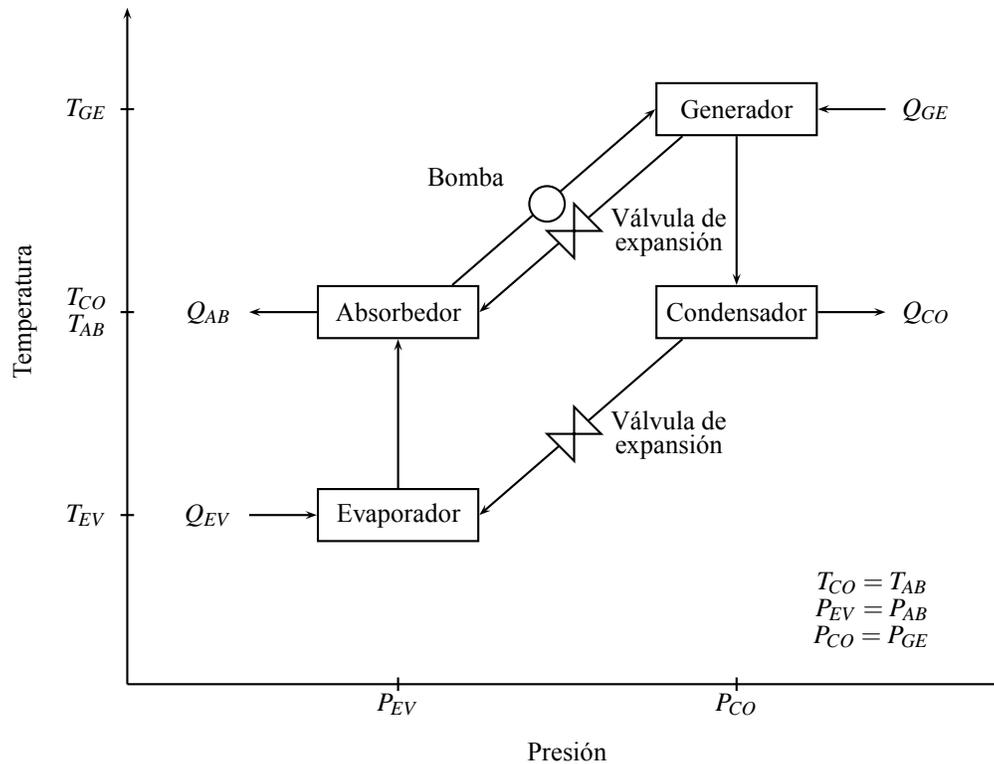


Figura 1.1: Ciclo de refrigeración por absorción.

1.5.1. Mezclas de trabajo

El desempeño de los sistemas de refrigeración por absorción depende de las propiedades químicas y térmicas del fluido de trabajo. Los requerimientos fundamentales de la combinación absorbente-refrigerante es que, en la fase líquida, deben tener un margen de miscibilidad dentro del rango de temperaturas de operación del ciclo. La mezcla debe también ser químicamente estable, no tóxica y no explosiva. En adición a estos requerimientos, se desea lo siguiente:

- La diferencia del punto de ebullición entre el refrigerante puro y el de la mezcla debe de ser lo más grande posible.
- El refrigerante debe tener un alto calor de vaporización y una alta concentración en el absorbente para mantener un bajo radio de circulación entre el generador y el absorbente por unidad de capacidad de enfriamiento.
- Las propiedades de transporte que influyen la transferencia de masa y calor deben ser favorables.

- El refrigerante y el absorbente deben ser no corrosivos, ambientalmente amigables y de bajo costo.

Las mezclas de trabajo que se usan en los sistemas de absorción son las siguientes [2]:

- Amoniaco-agua. Es el par más conocido, donde el amoniaco es el refrigerante y el agua es el absorbente. Tiene gran variedad de aplicaciones desde refrigeradores comerciales hasta sistemas de aire acondicionado. La gran ventaja del amoniaco es su calor latente de vaporización alto y valores de entalpía por unidad de volumen grande, lo que permite hacer equipos compactos. Aunque el amoniaco es tóxico, inflamable y explosivo bajo ciertas condiciones, sus propiedades térmicas lo hacen insustituible.
- Agua-Bromuro de Litio. Tiene la tecnología más avanzada. El refrigerante es el agua y el absorbente el bromuro de litio, el agua tiene el calor latente de vaporización más alto de todos los líquidos y una temperatura crítica alta, pero la desventaja de una presión de vapor relativamente baja por lo que se necesitan equipos voluminosos, además de que no es posible operar abajo de 0 °C, además el bromuro de litio es corrosivo para el acero inoxidable y se deben agregar inhibidores de corrosión.
- Agua-Sales inorgánicas. Se han propuesto una serie de absorbentes sustitutos del bromuro de litio debido a su alta corrosividad, poca disponibilidad y alto costo. Algunas sales consideradas son el cloruro de calcio, cloruro de litio y el nitrato de litio. Las sales son excelentes debido a que esencialmente no tienen presión de vapor, sin embargo sólo son miscibles con agua sobre un rango limitado de concentraciones.
- Alcohol-Agua. Tiene la ventaja sobre el agua-bromuro de litio que puede operar por debajo de los 0 °C. Sin embargo, el metanol es tóxico, inflamable y corrosivo y presenta problemas de corrosión a altas temperaturas.
- Amoniaco-sales, Aminas-sales. Algunas sales que se utilizan con el amoniaco son el tiocianato de sodio, tiocianato de litio, nitrato de litio y cloruro de calcio. Las aminas se han investigado como sustitutas del amoniaco, las aminas consideradas son la metilamina, etilamina y dimetilamina.
- Fluorocarbonos-líquidos orgánicos. Los fluorocarbonos utilizados en sistemas por compresión mecánica de vapor son excelentes refrigerantes y se les ha estudiado para utilizarse en sistemas de absorción.

Las mezclas de agua-bromuro de litio y amoniaco-agua son consideradas las mezclas de trabajo más comunes y ambas tienen un extenso uso comercial. Sin embargo, estas mezclas de trabajo tienen desventajas.

La más grande desventaja con la mezcla de agua-bromuro de litio es la temperatura de evaporación, ya que el agua se congela a $0\text{ }^{\circ}\text{C}$. Esta mezcla no puede ser usada para bajas temperaturas de refrigeración y la cristalización ocurre con una alta concentración de bromuro de litio. Otras desventajas son la baja presión de trabajo y su alta viscosidad, además el bromuro de litio tiene una alta corrosividad, poca disponibilidad y alto costo.

El mayor problema con la mezcla de amoníaco-agua es el bajo radio de volatilidad entre el refrigerante y el absorbente. Esto quiere decir que el vapor a la salida del generador está contaminado con vapor de agua. Este problema se resuelve usando un rectificador, lo cual incrementa la inversión inicial en este sistema. Sin un rectificador el agua se acumularía en el evaporador reduciendo la capacidad del sistema. El amoníaco es generalmente usado para fines industriales.

Las mezclas de agua con sales inorgánicas se han propuesto como sustitutas del bromuro de litio y muchas de estas sales también se pueden combinar con amoníaco. Generalmente se usan sales metálicas (halogenuros de metales alcalinos y alcalino-térreos; principalmente), que en estado anhidro pueden absorber grandes cantidades de ciertos gases. La mayoría de los sistemas de absorción sólido-gas son intermitentes, sin embargo se pueden lograr ciclos continuos. Algunas mezclas sólido-gas bajo ciertas condiciones de presión y temperatura se mantienen líquidas en un intervalo de concentración, como en el caso de la mezcla amoníaco-nitrato de litio.

Para los sistemas de absorción más comunes, amoníaco-agua y agua-bromuro de litio, se han propuesto como alternativa nuevas mezclas que permitan mejorar el desempeño de los equipos de refrigeración, entre ellas destaca el amoníaco-nitrato de litio [10].

La refrigeración por absorción amoníaco-nitrato de litio según Ayala [11] ofrece grandes ventajas comparada tanto con la refrigeración por compresión mecánica con amoníaco, como la refrigeración por absorción amoníaco-agua. Este sistema es más sencillo que el sistema de amoníaco-agua. Con calores de generación de 100 a $140\text{ }^{\circ}\text{C}$ (vapor de baja presión), se permite la generación de frío a temperaturas bajas de -20 a $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$. El sistema tiene menos componentes y es mucho más barato que un equipo de amoníaco-agua y con un precio similar a sistemas por compresión mecánica de amoníaco. El costo de operación depende directamente del costo de la fuente de calor. En caso de usar calor residual el costo es únicamente el de mantenimiento. Por estas razones se utiliza la mezcla amoníaco-nitrato de litio.

Además la mezcla amoníaco-nitrato de litio no necesita rectificación, y el ciclo puede operar con temperatura de generación más bajas que las requeridas con amoníaco-agua. No obstante, la transferencia de masa y calor en el absorbedor está limitada por la viscosidad de la solución. Una propuesta para solucionar este problema es la adición de agua a la mezcla binaria [12], lo que mejora las propiedades de transporte.

Una mezcla binaria usando sal inorgánica como absorbente, tal como el bromuro de litio o hidróxido de sodio (para absorber agua), puede ser una excelente opción en un sistema de refrigeración por absorción. Sin embargo, con una alta concentración, así como una alta temperatura, la solución es propensa a cristalización. Se encontró que la adición de una segunda sal formando una mezcla ternaria, tal como el bromuro de litio-bromuro de zinc (para absorber agua), puede mejorar la solubilidad de la solución. Varias mezclas ternarias han sido probadas para usarse con sistemas de absorción [13].

Existen numerosos diseños de ciclos de refrigeración por absorción. El tipo de ciclo depende de las características implementadas en el sistema para mejorar su funcionamiento. El ciclo más común es el de simple efecto. En la figura 1.2 se muestra el ciclo de simple efecto utilizando un absorbente no volátil. El uso de un intercambiador de calor entre el absorbedor y el generador mejora el COP del sistema. La solución rica en refrigerante del absorbedor puede ser precalentada antes de entrar al generador por la transferencia de calor de la solución caliente proveniente del generador [13].

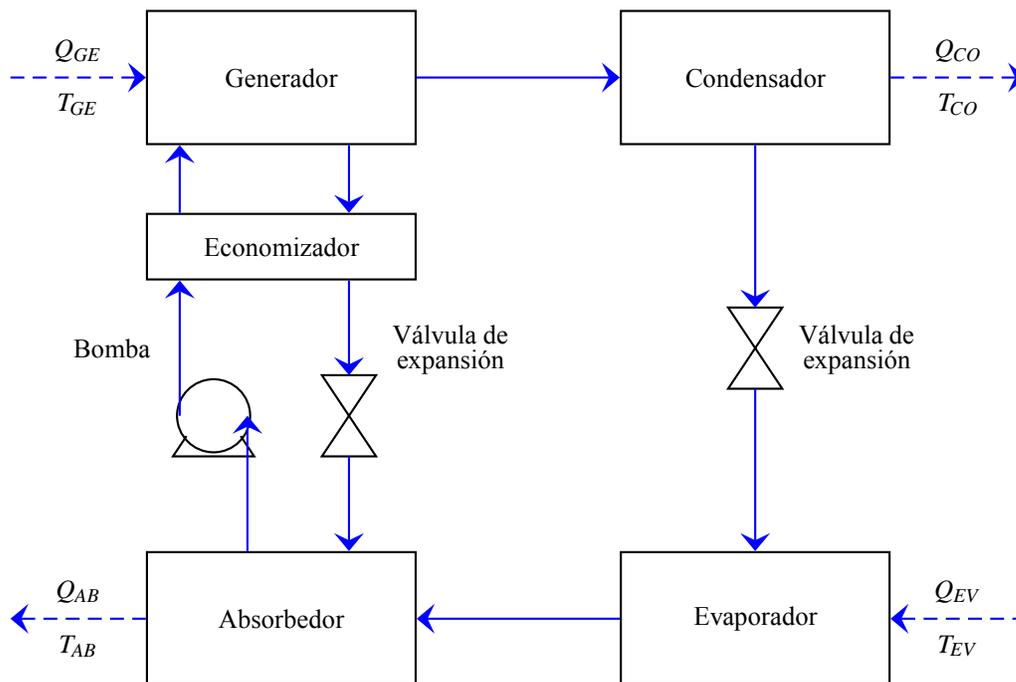


Figura 1.2: Ciclo de absorción de simple efecto.

1.6. Opciones energéticas: refrigeración por absorción

Los sistemas de refrigeración por absorción para su funcionamiento requieren energía térmica. Existen diversas opciones energéticas que se pueden utilizar, incluyendo combustibles fósiles, a continuación se describen algunos recursos energéticos.

1.6.1. Energía solar

Esta energía está garantizada para los próximos 6,000 millones de años y podría satisfacer todas las necesidades energéticas. México se encuentra en un lugar privilegiado geográficamente. Esta energía se puede aprovechar de forma directa, como calor, o convertirla a otras formas útiles como electricidad.

La forma directa de aprovechamiento de energía solar, que es el calor, se logra mediante colectores solares o concentradores solares. La energía recolectada se puede utilizar para obtener agua caliente de uso doméstico o industrial; o bien para calefacción de hogares, escuelas, hospitales, oficinas, etc.

La tecnología con que se cuenta en este momento es amplia y puede satisfacer casi cualquier demanda energética a diferentes temperaturas. La energía solar se puede clasificar en: baja temperatura con captación directa, media temperatura con bajo índice de concentración y alta temperatura con alto índice de concentración. Los costos para construir un equipo con esta tecnología pueden ser muy variados, en general las aplicaciones de baja y media temperatura son menos costosas y tienen aplicaciones en el sector residencial o comercial, mientras que los de alta temperatura están más enfocados a procesos industriales o generación de electricidad.

En la actualidad, la energía solar térmica de media y baja temperatura en México se aplica fundamentalmente en el calentamiento de agua para usos residenciales, institucionales y recreativos; de acuerdo con estadísticas de la Asociación Nacional de Energía Solar (ANES) y la SENER, hasta el año 2010 se encontraban instalados cerca de 1.66 millones de metros cuadrados de superficie de colección, con una generación de calor útil de 1,332.78 GWh/año.

Una estimación realizada con base en los consumos actuales de energéticos y el número de instalaciones existentes para varios tipos de usuarios, considerando tanto las tasas de reposición de los equipos, el crecimiento de la economía y del sector residencial en particular, ubica un potencial de mercado de más de dos millones de metros cuadrados de calentadores solares de agua al año, lo que podría significar un crecimiento anual del 32% durante los siguientes 10 años [14].

1.6.2. Geotermia

Esta es una tecnología que aprovecha el calor generado en la tierra. Los geólogos han encontrado cámaras magmáticas con roca a varios cientos de grados centígrados. Otras condiciones son capas rocosas porosas y capas rocosas impermeables que atrapan agua y vapor de agua a alta temperatura y presión donde se puede tener un yacimiento geotérmico.

Una de las principales ventajas de los pozos geotérmicos es que la energía que se obtiene de estos es constante a lo largo del año.

Existen tres tipos de pozos: pozo de alta temperatura, $T > 150$ °C; pozo de moderada temperatura, 90 °C $\leq T \leq 150$ °C y pozo de baja temperatura, $T < 90$ °C.

La estimación actual de la utilización directa del calor geotérmico en aplicaciones de media y baja temperatura es de 164.64 MW. Y de acuerdo con estudios de la Comisión Federal de Electricidad (CFE) y del Instituto de Investigaciones Eléctricas (IIE), el potencial de mediana y baja temperaturas en total del país resulta ser de 45,815 MWe [14].

1.6.3. Calor de desecho

En la industria existen numerosos procesos en los cuales la energía no se aprovecha al 100 %, como son las plantas termoeléctricas para la generación de electricidad, los hornos para la refinación de metales en la industria metalúrgica, en los hornos para la fabricación de cemento, etcétera. Este calor no utilizado podría servir como fuente energética en los sistemas de refrigeración por absorción.

1.7. Prototipos de refrigeración con la mezcla $NH_3 - LiNO_3$

Se han desarrollado en los últimos años nuevos refrigeradores por sorción de baja capacidad. Muchos de esos refrigeradores por absorción o adsorción han pasado del estado de prototipos al campo de pruebas y producción, así que se espera una creciente cantidad de productos en los siguientes años. El mercado potencial para la refrigeración solar de pequeña capacidad es muy grande, así que diferentes compañías están desarrollando nuevos sistemas de refrigeración solar para la venta [15]. Compañías como Yazaki, Climatewell, SolarNext, SorTech, EAW, Sonnenklima, SJTU, entre otras, tienen equipos comerciales disponibles de baja capacidad, pero ninguno de estos utiliza la mezcla de amoníaco-nitrato de litio y ninguno utiliza aire como método de enfriamiento, la única compañía que tenía un producto enfriado por aire era Rotartica pero ya salió del mercado.

La gran mayoría de las máquinas de refrigeración por absorción que se encuentran en el mercado requieren de un flujo constante de agua para extraer calor del absorbedor y del

condensador, lo que implica que se deben tener torres de enfriamiento. Estas torres presentan algunas desventajas, primero el costo inicial del equipo, segundo el mantenimiento ya que este tipo de sistemas favorecen la proliferación de algas y bacterias, además de que se produce también incrustaciones y corrosión en los elementos.

Las máquinas de absorción enfriadas por aire presentan la ventaja de prescindir de la torre de enfriamiento, sin embargo desplazan el ciclo de operación hacia una zona de mayor temperatura [16–19].

Para la mezcla amoniaco-nitrato de litio no se cuenta con equipos comerciales, pero si existen algunos equipos demostrativos y los mecanismos que se utilizan para la absorción son variados. Aunque en el área de investigación existen diversos trabajos experimentales, hay tres grupos que destacan:

Universidad Carlos III de Madrid, Madrid, España. Cuentan con un equipo de refrigeración por absorción adiabática, tiene este nombre debido a que el absorbedor funciona con un sistema de espray, que forma pequeñas gotas de solución que entran en contacto con el vapor de amoniaco, debido a esto no es posible extraer el calor de la solución. Además también trabajan con intercambiadores compactos de placa plana. [20–24].

CREVER - Universidad Rovira i Virgili, Tarragona, España. Este grupo se dedica en general a probar refrigeradores comerciales y a obtener propiedades físicas de mezclas de trabajo, entre las cuales se encuentra la mezcla de amoniaco-nitrato de litio y la mezcla amoniaco-nitrato de litio-agua. [12, 25–27].

Instituto de Energías Renovables, Morelos, México. Se cuenta con varios equipos que utilizan la mezcla amoniaco-nitrato de litio. Uno de ellos es un sistema intermitente para la generación de hielo acoplado a un colector parabólico compuesto [28–31]. Y se cuenta con otros dos equipos, incluido el de este trabajo, que utilizan intercambiadores de película descendente, tanto para la absorción como la generación, así como sistemas de película verticales u horizontales [32–37]. También se están realizando pruebas en un absorbedor de burbujeo en un intercambiador compacto de placas [38].

Además se puede encontrar otros equipos que utilizan esta mezcla como son absorción por burbujeo [39] y absorción intermitente [11, 40], así como varios trabajos teóricos o numéricos [10, 41–44].

1.8. Justificación

La creciente demanda energética del país, así como la situación actual a nivel mundial de los recursos energéticos más comunes como el petróleo, obligan a pensar en alternativas para proporcionar la calidad de vida derivada de la utilización de dichos recursos. La refrigeración

es uno de los rubros que tiene una demanda energética creciente debido a su extensa utilidad que va desde la conservación de productos perecederos como alimentos y medicinas hasta la climatización.

Los ciclos de refrigeración por absorción pueden ser operados con energía térmica suministrada con energías renovables, como la solar. Se ha desarrollado un prototipo de refrigerador solar para aplicaciones de aire acondicionado. Este sistema evita el uso de torre de enfriamiento ya que es enfriado con aire. Además utiliza la mezcla amoníaco-nitrato de litio como fluido de trabajo, mezcla que opera a temperaturas que pueden ser alcanzadas con la tecnología de tubos evacuados.

Es por esto que es necesario realizar el estudio del proceso de absorción con la mezcla amoníaco-nitrato de litio, y así mismo estudiar el funcionamiento del equipo utilizando aire como medio de enfriamiento, para lo cual se debe armar e instrumentar el equipo, cargar con la mezcla de trabajo y hacer pruebas de funcionamiento con diferentes parámetros, además en caso de ser necesario se deben realizar modificaciones al equipo. También se requiere la validación de un programa numérico para el absorbedor, que en el futuro permita diseños de este tipo de intercambiadores.

Este trabajo permite generar conocimiento en el área de la refrigeración por absorción, además los resultados pueden ser la base para el desarrollo de un sistema que en un futuro pueda construirse y comercializarse en México.

1.9. Objetivos generales

- Evaluación de un equipo de refrigeración por absorción enfriado por aire, trabajando con la mezcla amoníaco-nitrato de litio.
- Desarrollo de un programa numérico del absorbedor, validado experimentalmente, que permita futuros diseños.

1.9.1. Objetivos particulares

- Realizar la integración de los componentes diseñados en el IER para operar un sistema de absorción de amoníaco-nitrato de litio.
- Realizar la evaluación experimental del sistema y en particular corroborar la operación del absorbedor validando la simulación numérica mediante condiciones controladas.

1.9.2. Metas

- Estudiar el comportamiento dinámico y térmico del fluido de trabajo a través del absorbedor, para mejorar el modelo numérico de modo que se obtenga resultados aproximados a la realidad.
- Proponer mejoras en el sistema de refrigeración por absorción.
- Estudiar la posibilidad de una mezcla ternaria para disminuir la viscosidad de la solución y operar el sistema de refrigeración con ella.

Capítulo 2

Primer prototipo, problemas y soluciones

2.1. Descripción del prototipo experimental

El primer equipo con el que se hicieron pruebas se puede ver en la figura 2.1. Este sistema se pensó para que fuera demostrativo y que se pudiera transportar en una camioneta, por esta razón se cuenta con una estructura donde se soportan todos los componentes del mismo. Otra característica del equipo es que el evaporador era un intercambiador de tubos aletados y se utilizaba el mismo ventilador del condensador mezclándose el aire frío y caliente de cada componente. Se realizaron varias pruebas que mostraron numerosos problemas que se discutirán en los siguientes párrafos.

2.2. Condiciones de diseño del equipo de refrigeración

El primer prototipo de refrigeración por absorción se diseñó en un trabajo previo [34]. Para el diseño se fijó la capacidad y temperaturas de los componentes y se utilizaron las ecuaciones de Infante-Ferreira [39, 51] para calcular las propiedades. En la tabla 2.1 se presentan los datos obtenidos del trabajo, entre los que se pueden encontrar: los flujos de calor de los componentes; los flujos máxicos de solución diluida y solución concentrada, así como sus concentraciones; flujo de refrigerante; niveles de presiones y el coeficiente de operación (COP). El COP teórico que se obtuvo para el equipo con las condiciones de equilibrio fue de 0.529.

Tabla 2.1: Datos de diseño del equipo.

Condiciones de diseño	Resultados	
$T_{EV} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$	$Q_{AB} = 17.174 \text{ kW}$	$\dot{m}_R = 0.561 \text{ kg/min}$
$T_{AB} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$	$Q_{GE} = 18.915 \text{ kW}$	$\dot{m}_{AB} = 2.75 \text{ kg/min}$
$T_{CO} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$	$Q_{CO} = 11.740 \text{ kW}$	$\dot{m}_{GE} = 2.19 \text{ kg/min}$
$T_{GE} = 120 \text{ }^\circ\text{C}$	$COP = 0.529$	$P_{CO} = 15.56 \text{ bar}$
$\eta_{Eco} = 0.8$	$(COP)_C = 1.390$	$P_{EV} = 4.29 \text{ bar}$
$Q_{EV} = 10 \text{ kW}$	$C_{AB} = 0.488 \text{ kg}_{NH_3}/\text{kg}_{sol}$	$C_{GE} = 0.356 \text{ kg}_{NH_3}/\text{kg}_{sol}$

El primer prototipo con el que se trabajó produjo frío pero no se pudo cuantificar su capacidad. En la figura 2.2 se puede ver el evaporador cubierto con escarcha, generada por las bajas temperaturas (menores de $0 \text{ }^\circ\text{C}$) y la humedad del ambiente.

En la figura 2.3 se muestran el mojado de los tubos en el generador por la mezcla de amoníaco-nitrato de litio y la distribución de solución en los tubos del absorbedor, a través de mirillas instaladas en los componentes. En la figura 2.3a se aprecian burbujas sobre los tubos debido a la evaporación del amoníaco en la mezcla. En la figura 2.3b se observa la distribución de líquido antes de descender en forma de película en los tubos del absorbedor.

2.3. Metodología

El equipo fue cargado en dos partes, en el generador y en el absorbedor, esto se hizo para mantener los niveles en los dos componentes en la operación. La metodología que se siguió para poner en funcionamiento el equipo fue la siguiente:

Se comienza a pasar aceite térmico a través del generador para elevar la presión y temperatura del vapor de amoníaco que se encuentra presente en el componente. Es importante tener una diferencia de presión alta entre el absorbedor y el generador para poder regresar la mezcla débil al absorbedor mediante la válvula de expansión. Después de que se estabiliza, se comienza a pasar solución concentrada del absorbedor al generador por medio de la bomba. En este punto los tubos horizontales del generador se encuentran ya calientes, debido al aceite, y rápidamente se empieza a separar el amoníaco de la mezcla. Es recomendable un flujo alto de la bomba para que alcance a mojar todos los tubos del generador. El absorbedor es un componente crítico y no debe quedarse sin solución en su tanque de almacenamiento, para evitar que la bomba cavite. Se debe esperar a que la temperatura de entrada al condensador sea mayor a la temperatura ambiente para poder condensarlo. Una vez que se tiene suficiente



Figura 2.1: Primer prototipo de pruebas.

condensado se comienza a pasar amoníaco al evaporador para producir el efecto refrigerante y posteriormente absorber el amoníaco evaporado en el absorbedor.

2.4. Primeras pruebas

En la pruebas que se realizaron se encontraron algunos problemas, se produjo frío pero no se pudo cuantificar la capacidad del equipo debido a que los sensores de turbina para medir flujo no funcionaron.

Los variadores de frecuencia que se tienen para controlar los ventiladores del absorbedor y condensador, generan una corriente parásita que afecta a los sensores de turbina y a los

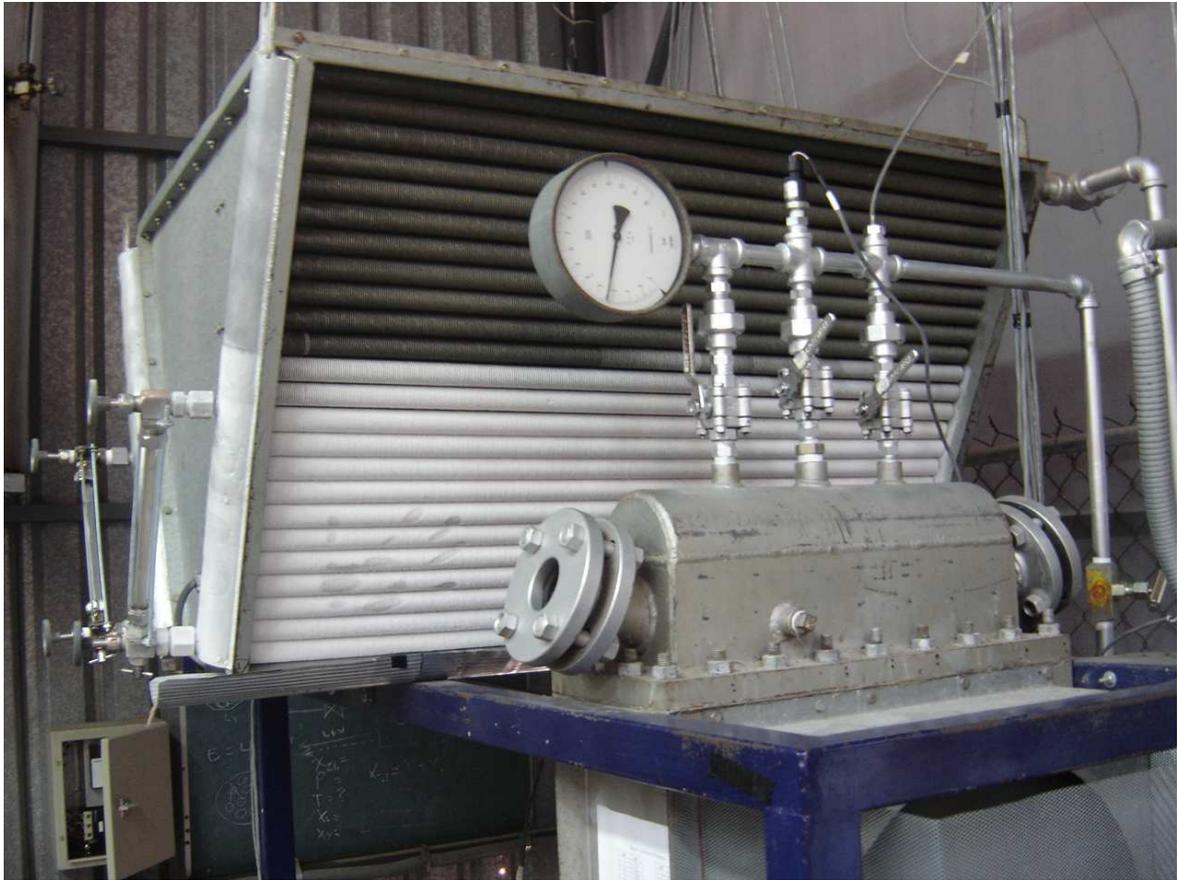


Figura 2.2: Evaporador con escarcha.

sensores de presión.

Los sensores de flujo que no se afectan por los variadores son los de efecto Coriolis, y también son los más exactos. Por lo que una opción es utilizar sólo este tipo de sensores.

El flujo que se mide de la solución concentrada de amoníaco tiene mucho ruido debido a la bomba. Es necesario encontrar alguna forma de amortiguar el flujo de la bomba para disminuir el error en la medición de flujo.

Existía una diferencia de temperaturas muy grande entre el vapor de amoníaco a la salida del generador y a la entrada del condensador. Esta diferencia de temperaturas era una limitante en la generación de amoníaco. Aunque el tubo estaba aislado parte del amoníaco se condensaba en él y caía nuevamente en el generador. Una idea era colocar el condensador por debajo del generador o acortar la distancia que los une.

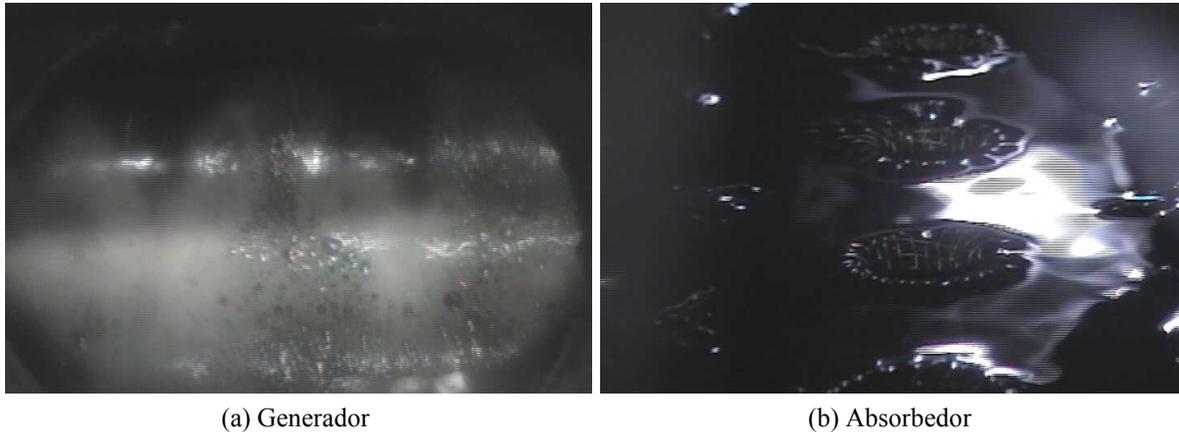


Figura 2.3: Película descendente en tubos horizontales y tubos verticales.

2.5. Modificaciones del absorbedor

Antes de iniciar con la experimentación se llevaron a cabo unas pruebas de funcionamiento del absorbedor. Se realizaron dos tipos de pruebas, una con agua para observar el comportamiento hidrodinámico en el equipo y otra prueba con luz para observar el centrado de los tubos de distribución de vapor, y se encontraron algunos problemas. Los tubos de distribución de vapor no estaban centrados, estos tubos se insertan en los tubos aletados del absorbedor donde se produce la película descendente, lo que ocasionaría que la solución entrara en el distribuidor de vapor. También el distribuidor de solución no desempeñaba su función correctamente. Las soluciones propuestas para estos problemas abarcaron la construcción de un nuevo distribuidor de solución para el absorbedor y una placa para centrar los tubos de distribución de vapor de amoníaco en la parte inferior del absorbedor, estas modificaciones se pueden ver en la figura 2.4.

También se modificó el distribuidor de vapor de amoníaco porque la presión en el absorbedor, aunque es pequeña (de 2 a 3 bar dependiendo del flujo de amoníaco), puede tener un flujo preferencial hacia los tubos centrales del absorbedor. Esto se debe a que el vapor entra sólo por el centro. La modificación consiste en una placa metálica en donde el vapor de amoníaco va a rebotar, distribuyendo a una mayor área el vapor de amoníaco. La placa metálica se puede observar en la figura 2.5.

Los tubos en el absorbedor tienen un tratamiento superficial termoquímico lo cual genera una gran rugosidad en los tubos. Este tratamiento de rugosidad tiene el fin de mejorar la distribución del mojado de la solución de amoníaco-nitrato de litio a través del tubo. En la entrada de éste se colocó un dispositivo hecho de malla, el cual tiene la finalidad de distribuir alrededor del tubo la solución. Este dispositivo se puede ver en la figura 2.6, y se les ha dado

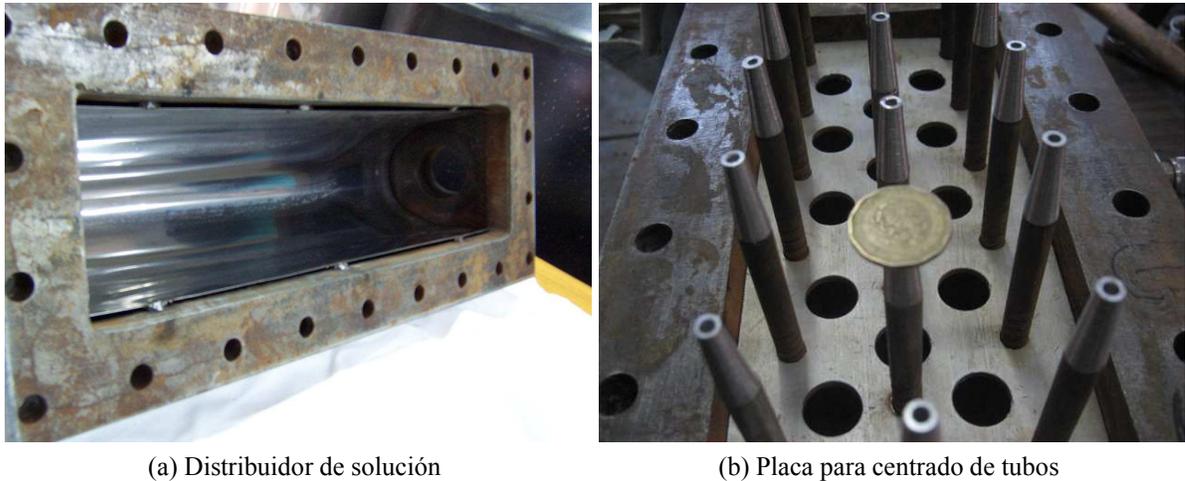


Figura 2.4: Primeras modificaciones realizadas en el absorbedor.

el nombre de arañas.

Después de una fuga en el equipo se abrió el absorbedor para limpiarlo y se encontró mezcla de amoníaco-nitrato de litio en el distribuidor de vapor, la mezcla estaba entrando a través de los tubos de distribución del vapor. Esto se puede deber a que los tubos de distribución de vapor de amoníaco estén tocando a los tubos del cuerpo del absorbedor (donde se lleva a cabo la absorción), o que el flujo de solución por cada tubo es alto y la cavidad que queda entre los tubos, de película descendente y distribución de vapor, no es suficiente por lo que se tiene una acumulación y entra al distribuidor de vapor. Se realizaron unas piezas metálicas en forma de puntas, las cuales impiden tener contacto con la pared del tubo del absorbedor en caso de que la toque y además estas piezas reducen el diámetro del tubo con lo que es más difícil que entre solución al distribuidor de vapor. Estos aditamentos se pueden observar en la figura 2.7.

También después de la fuga se decidió hacer las arañas a lo largo de todo el tubo. Un factor importante en el mojado del tubo es la viscosidad de la mezcla. Los alambres en la parte superior (ver figura 3) sirven como canales que llevan a la solución al tubo, por efecto de la tensión superficial. Al hacerlas a lo largo de todo el tubo se espera mejorar el mojado de la superficie y con esto mejorar la absorción. Estas arañas puestas en el equipo se pueden apreciar en la figura 2.8.

2.6. Modificaciones en el generador

Las modificaciones que se han realizado al generador fueron después de la fuga que se tuvo, y consistió en soldar una pieza que funciona como separador de solución y aceite, y



Figura 2.5: Distribuidor del vapor de amoníaco.

unía las bridas ver figura 2.9 y 2.10. Además con la soldadura se ahorró una brida con lo que se disminuyó un poco la masa del generador, que repercute en la inercia térmica del equipo.

2.7. Otras modificaciones

Después de la fuga se realizaron varias modificaciones: Se separaron los componentes de la estructura donde estaban montados, de esta manera se dejó el condensador a la altura del generador. El evaporador de tubos aletados se cambió por un evaporador de placas, el fluido que se utiliza para intercambio de calor con el amoníaco es agua; con esto se calcula la capacidad del equipo del lado externo (contando con temperaturas de entrada y salida y flujo de masa). Una gran parte de la tubería del equipo fue reemplazada por mangueras de tefón, esto ayudó a reducir notablemente el número de conexiones y por lo tanto lugares donde podría haber fugas.

De las pruebas que se han hecho se encontró que el amortiguador funciona mejor cuando

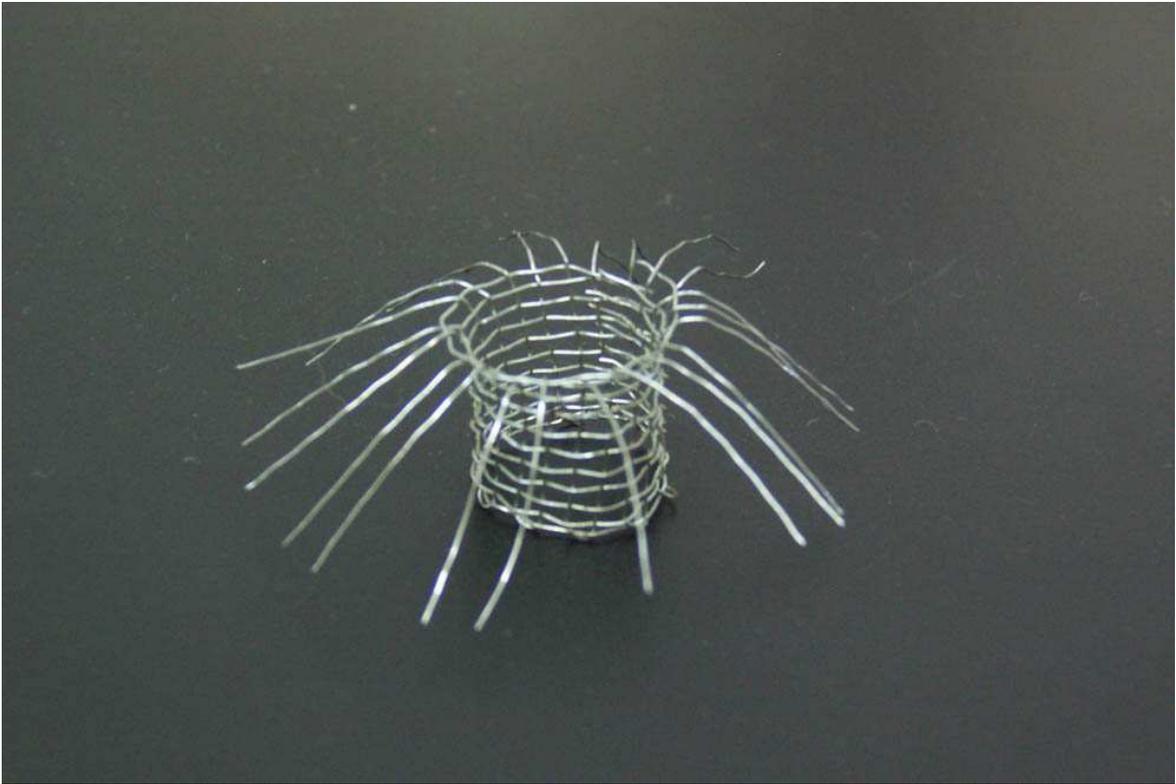


Figura 2.6: Arañas de aluminio para la distribución de solución a través de los tubos del absorbedor.

se parece más a la presión de descarga, por ejemplo el equipo trabaja a 17 bar y el amortiguador a 15 bar.

En pruebas anteriores se observó que para controlar los flujos de solución entre el generador y el absorbedor, era más sencillo fijar un flujo de solución débil con la válvula de expansión y controlar con la bomba. El control con la bomba permite controlar los niveles de los equipos de una mejor manera y alcanzar más rápido un equilibrio entre estos flujos. Sin embargo este método tiene un defecto y es que conforme pasa el tiempo, el flujo de solución débil que viene del generador va disminuyendo; por lo tanto se debe reducir el flujo de la bomba para mantener los flujos estables. Esto trae por consecuencia que el flujo de amoníaco disminuya y por lo tanto la capacidad del equipo. En las últimas pruebas, incluyendo ésta, se trató de mantener el flujo de solución débil constante y con esto se mantiene fijo el flujo de amoníaco.

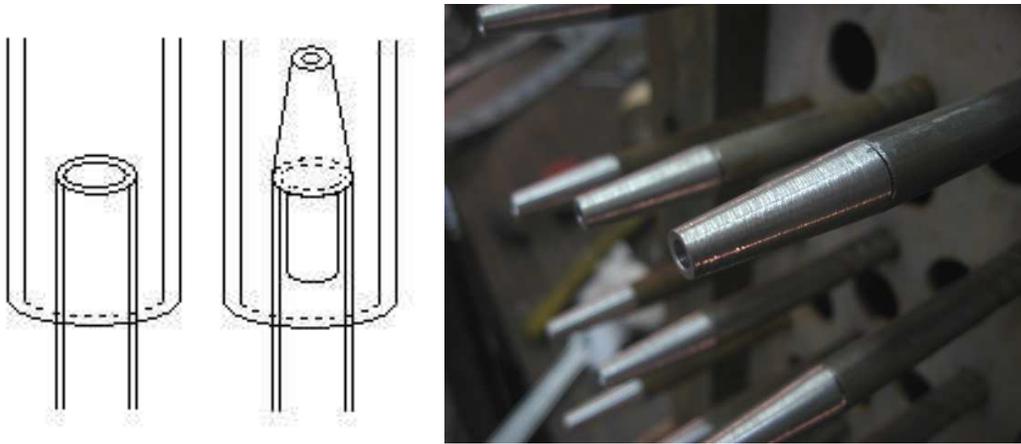


Figura 2.7: Aditamentos en los tubos de distribución de vapor.

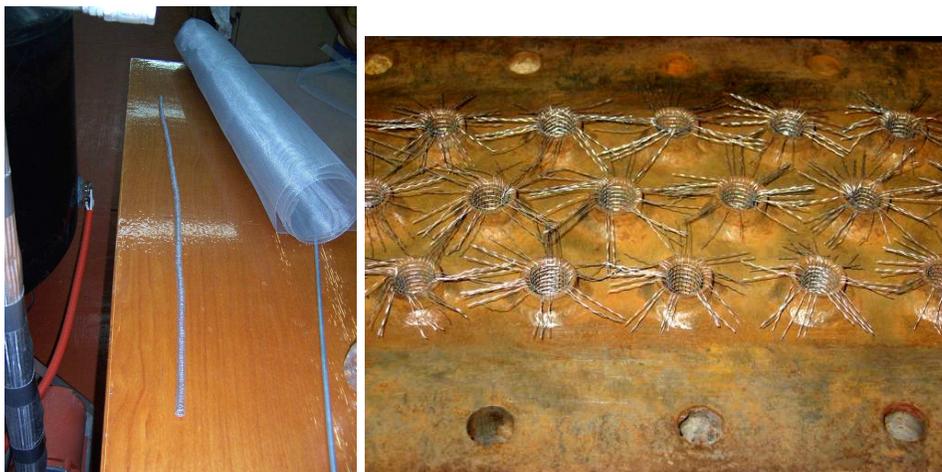


Figura 2.8: Arañas de aluminio en los tubos de absorción.



Figura 2.9: Brida del generador.

2.8. Concentración de la mezcla amoniaco-nitrato de litio

Se preparó una solución de amoniaco-nitrato de litio con una concentración de 48 % (porcentaje masa-masa) y se agregó un exceso de amoniaco en el equipo. Este exceso de amoniaco en términos prácticos genera una concentración diferente a la calculada. La concentración final de la mezcla fue de 52.68 %. Con esta mezcla se realizó una prueba de funcionamiento. En la figura 2.11 se muestra las presiones del equipo así como el flujo de amoniaco que se obtuvo en esta prueba. La presión del equipo en el lado de baja es alta, durante la prueba siempre se mantuvo superior a 4 bar y con una pequeña cantidad de amoniaco se elevó rápidamente hasta 6 bar, por lo que se suspendía el flujo de amoniaco para controlar la presión. El evaporador de placas tiene como presión límite 10 bar y las pruebas de fuga del absorbedor se llevaron a cabo a la misma presión, por esta razón se decidió extraer amoniaco del equipo y dejar una concentración baja. La idea de esto es que se puedan probar otras concentraciones y es más sencillo cargar amoniaco que extraerlo.

La concentración después de la extracción de amoniaco fue de 44.46 % (m/m). La idea de una baja concentración es mejorar el desempeño del absorbedor disminuyendo su presión. En las pruebas realizadas en el equipo, el componente limitante era el absorbedor. Con una baja concentración en principio debería poder absorber una mayor cantidad de amoniaco. En la figura 2.12 se muestran las presiones del equipo y el flujo de amoniaco que se obtuvo. Se

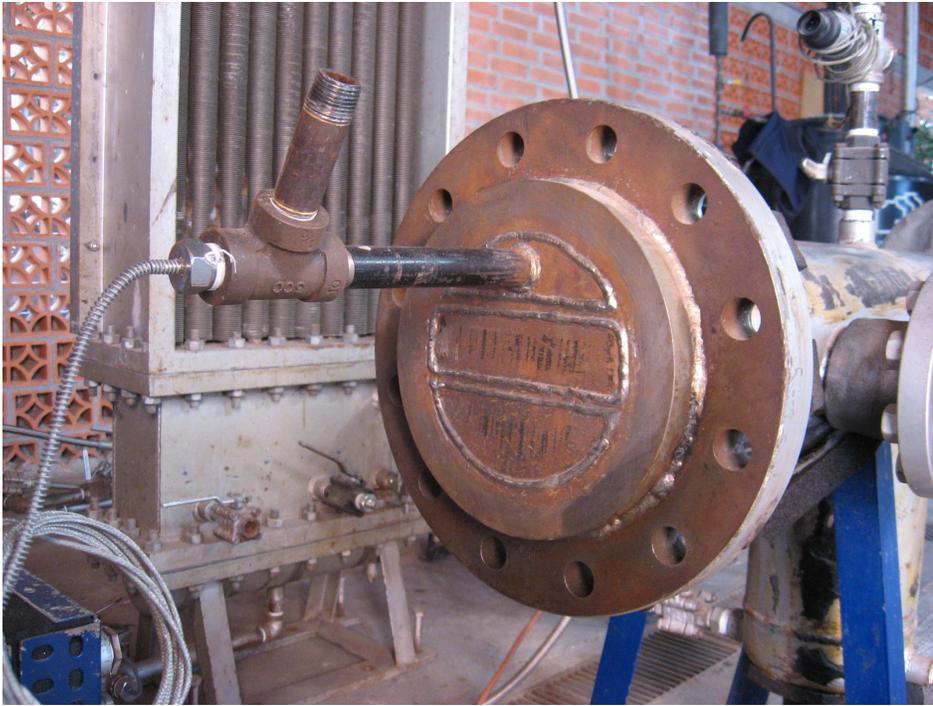


Figura 2.10: Generador con tapa soldada.

puede apreciar que la presión del absorbedor se mantiene por debajo de 4 bar. En esta prueba se aumentó la temperatura del aceite térmico a $160\text{ }^{\circ}\text{C}$ en el tanque, la temperatura de entrada en el generador es de $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ aproximadamente. El lado de alta presión sin embargo no puede alcanzar una presión mayor de 14 bar y no se generó amoníaco suficiente para mantener un flujo de refrigerante constante.

Se aumentó nuevamente la concentración de amoníaco a 46.22% (m/m). Con esta concentración se pudo mantener un flujo de amoníaco estable, aunque un poco bajo. Se tuvo que aumentar la temperatura de generación para aumentar la capacidad del equipo. Esta concentración se utiliza para pruebas de funcionamiento.

También durante estas pruebas se encontró con que los niveles de solución habían bajado. El único lugar donde se puede acumular solución es en el distribuidor de vapor de amoníaco en el absorbedor. Se procedió a instalar una manguera que funcionara de purga unida a la bomba de recirculación del componente. De esta manera se puede extraer la solución atrapada en esta cavidad.

Se realizó una prueba de 6 horas de duración aproximadamente. Al día siguiente no se extrajo solución atrapada del absorbedor y se comenzó con una prueba alrededor de la 1:30 de la tarde con el objetivo de que la temperatura ambiente no tuviera grandes cambios (menor de $3\text{ }^{\circ}\text{C}$). Después de una hora de funcionamiento se apagó el equipo por una hora y 20 minutos,

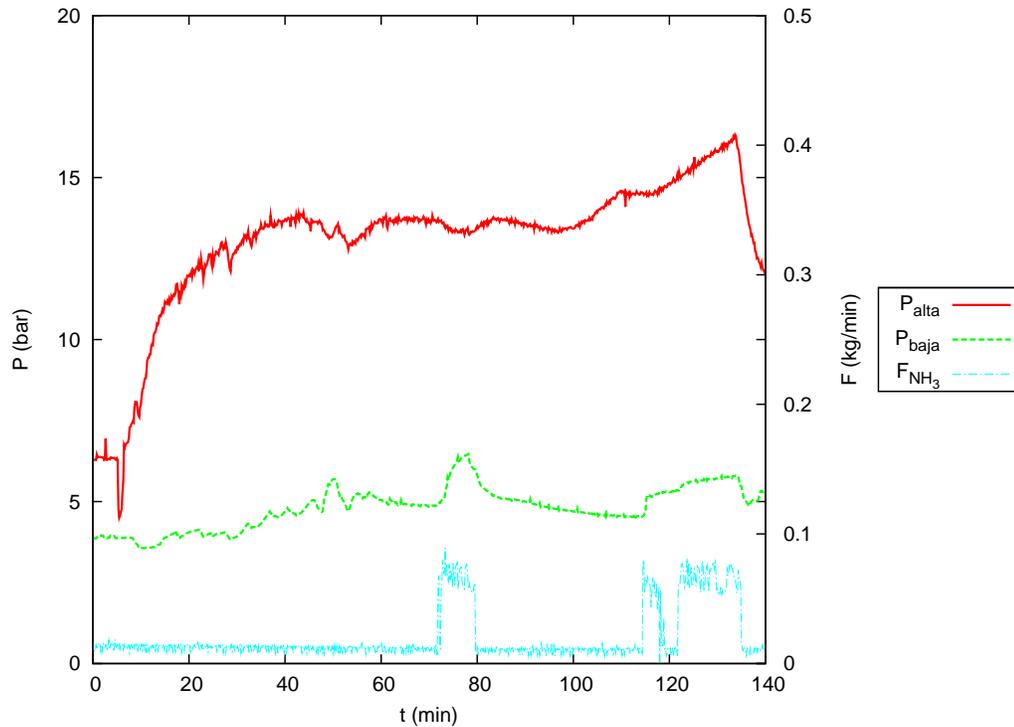


Figura 2.11: Presiones del equipo y flujo de amoníaco, a una concentración de 52.68 % (m/m).

con el fin de que disminuyera la presión en el absorbedor y se pudiera extraer la solución atrapada en el distribuidor de vapor de amoníaco. Una vez que se extrajo la solución atrapada el equipo fue puesto nuevamente en operación. Se observó un aumento en la generación de amoníaco de 0.1206 ± 0.0029 kg/min a 0.1780 ± 0.0010 kg/min. De diversas pruebas realizadas una disminución en el flujo de amoníaco es notoria entre 4 a 5 horas.

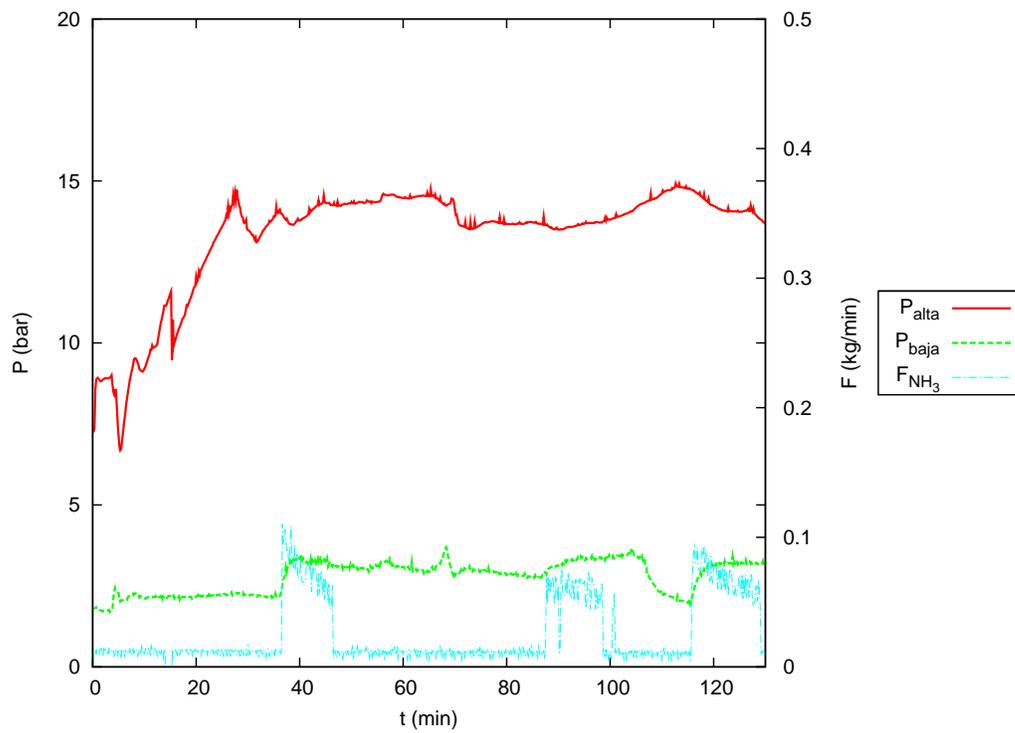


Figura 2.12: Presiones del equipo y flujo de amoníaco, a una concentración de 44.46 % (m/m).

Capítulo 3

Equipo de refrigeración por absorción

3.1. Condiciones de diseño: equipo modificado

Con las pruebas preliminares realizadas y las modificaciones descritas en el capítulo anterior se logró mejorar el desempeño del equipo de refrigeración. Una foto del equipo después de las modificaciones se puede ver en la figura 3.1.

Con las pruebas preliminares se observó que la temperatura de salida de la solución del generador no alcanzaba la temperatura de diseño. La eficiencia que se propuso para el economizador fue de 0.8, ya que se trataba de un intercambiador de doble tubo, actualmente se tiene un intercambiador de placas. La temperatura de salida de solución del absorbedor es mayor a la de diseño. El evaporador de tubos aletados fue sustituido también por un intercambiador de placas. Este intercambiador utiliza agua como fluido de trabajo y representa la carga térmica para el evaporador. No es posible alcanzar el flujo de calor de diseño del generador, el flujo másico de aceite requerido es casi 3 veces mayor al que puede dar la bomba. Por estas razones se realizó un reajuste de las condiciones de diseño para obtener 5 kW de frío.



Figura 3.1: Prototipo de refrigerador por absorción y sistema de adquisición de datos.

Tabla 3.1: Reajuste de datos de diseño del equipo.

Condiciones de diseño		Resultados
$T_{EV} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$	$Q_{AB} = 7.82\text{ kW}$	$\dot{m}_R = 0.281\text{ kg/s}$
$T_{AB} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$	$Q_{GE} = 8.53\text{ kW}$	$\dot{m}_{AB} = 1.65\text{ kg/s}$
$T_{CO} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$	$Q_{CO} = 5.75\text{ kW}$	$\dot{m}_{GE} = 1.37\text{ kg/s}$
$T_{GE} = 110\text{ }^{\circ}\text{C}$	$COP = 0.59$	$P_{CO} = 15.56\text{ bar}$
$\eta_{Eco} = 0.9$	$(COP)_C = 1.48$	$P_{EV} = 6.15\text{ bar}$
$Q_{EV} = 5\text{ kW}$	$C_{AB} = 0.491\text{ kg}_{NH_3}/\text{kg}_{sol}$	$C_{GE} = 0.388\text{ kg}_{NH_3}/\text{kg}_{sol}$

3.1.1. Componentes principales del equipo de refrigeración

El componente más grande es el absorbedor, el cual es un intercambiador de calor del tipo de película descendente en tubos verticales, está compuesto por cuatro secciones: 1) en la parte superior está el distribuidor de solución; 2) la siguiente sección corresponde a la mayor parte del cuerpo del absorbedor y es donde se lleva a cabo la absorción, está compuesto

por un conjunto de 29 tubos aletados, la absorción se realiza en el interior de los tubos; 3) un tanque de almacenamiento de solución y 4) un distribuidor de vapor de amoníaco, éste se encuentra en la parte inferior del componente, cuenta con pequeños tubos que atraviesan el tanque de almacenamiento de solución y se insertan en los tubos aletados. El absorbedor es enfriado por aire y cuenta con dos motores de 1 caballo de potencia cada uno.

El generador es un intercambiador de calor del tipo de película descendente en tubos horizontales, está compuesto por 12 tubos, 4 filas y 3 columnas, cuenta con un distribuidor de solución y un recipiente de almacenamiento de solución. Por el interior de los tubos circula aceite térmico, calentado por una resistencia eléctrica. Este equipo ya fue evaluado en un trabajo previo [33].

El condensador es un intercambiador de tubos aletados acoplado a un ventilador con un motor de 1.5 caballos de potencia, para ser también enfriado con aire.

El evaporador es un intercambiador de placas, los cuales destacan por su tamaño compacto, eficiencia y gama de aplicaciones. En particular, este componente ha sido estudiado en otro trabajo [52]. La carga térmica del evaporador se simula mediante un tanque de agua acoplado con una resistencia eléctrica.

Información del diseño de los componentes se puede ver el apéndice C.

3.1.2. Otros componentes y equipos auxiliares

Economizador: Es un intercambiador de placas, para el intercambio de calor entre la solución fuerte y débil en amoníaco, lo que mejora la eficiencia térmica del equipo.

Bomba de solución: Se encuentra entre el generador y el absorbedor, es una bomba de la marca Milton Roy, dosificadora, que permite variar el flujo en un amplio rango, de 0 a poco más de 6 kg/min, su potencia es de 1 HP.

Bomba de recirculación: Se cuenta con una bomba de recirculación de solución concentrada en el absorbedor. El objetivo es aumentar el flujo de solución y se espera que esto mejore el proceso de absorción. Se probó una bomba de paletas con un flujo de 4.4 kg/min y también se utilizó una bomba dosificadora con un flujo de 0 a 2 kg/min, ambas de 1/4 de HP.

Equipo de calentamiento eléctrico: Se cuenta con un tanque de almacenamiento aislado térmicamente, una resistencia eléctrica de 24 kW y una bomba de engranes. El fluido de trabajo es aceite térmico mobiltherm 603. Durante las pruebas se utilizaron dos bombas para el aceite, una con flujo máximo de 17 kg/min que fue cambiada más adelante por otra con un flujo de 27 kg/min, ambas de 1 HP.

Equipo de simulación de carga térmica, para análisis del lado de la producción de agua fría en el evaporador: Se cuenta con un tanque de almacenamiento, una resistencia eléctrica de 12 kW, y una bomba.

3.2. Sistema de adquisición de datos

Para registrar las variables del sistema de refrigeración se cuenta con una computadora personal y un adquisidor de datos. Las temperaturas del equipo son registradas mediante sensores de temperatura del tipo RTD PT-100 de dos hilos, tienen un tiempo de respuesta de 0.3 seg. Para la presión se cuenta con transductores de presión. Los flujos de refrigerante, solución diluida, solución concentrada y aceite son medidos mediante sensores de tipo Coriolis. El flujo de agua es medido mediante un sensor de flujo de tipo paleta. La concentración de la mezcla es determinada mediante correlaciones de la mezcla de trabajo [51]. En la tabla 3.2 se muestra la precisión de los instrumentos utilizados. En la figura 3.2 se muestra un diagrama del sistema de refrigeración con su instrumentación. Y en la figura 3.3 se muestra una fotografía donde se indica cada uno de los componentes.

Tabla 3.2: Precisión de instrumentos.

Instrumento	Precisión
Sensor de temperatura RTD PT-100	$\pm 0.2^{\circ}\text{C}$
Transductor de presión	$\pm 1\%$ de la medición
Sensor de flujo de tipo Coriolis	$\pm 0.1\%$ de la medición
Sensor de flujo de tipo paleta	$\pm 1\%$ de la medición

3.3. Carga del equipo

Una vez que el equipo estuvo armado y pasó la prueba de fugas se procede con la carga de la mezcla de trabajo en el mismo. Antes de cargar el equipo es necesario hacer vacío a todos los componentes para extraer la humedad y los gases no condensables. La razón es porque la humedad presente en los equipos de refrigeración se puede condensar, acumular y congelar, ocasionando problemas de taponación en la válvula de expansión, también los gases no condensables de los que se compone el aire generalmente terminan atrapados en la parte más elevada del equipo, reduciendo su capacidad y produciendo una presión mayor¹.

Para cargar el equipo se calienta la sal de nitrato de litio en un horno a 150°C , esto se hace para extraer la humedad que pueda tener, además esta temperatura ayuda a evitar la hidratación de la sal. A temperatura ambiente y a la intemperie la sal se vuelve líquida por

¹ley de Dalton: La presión total de una mezcla de gases es igual a la suma de las presiones parciales de cada uno de los componentes

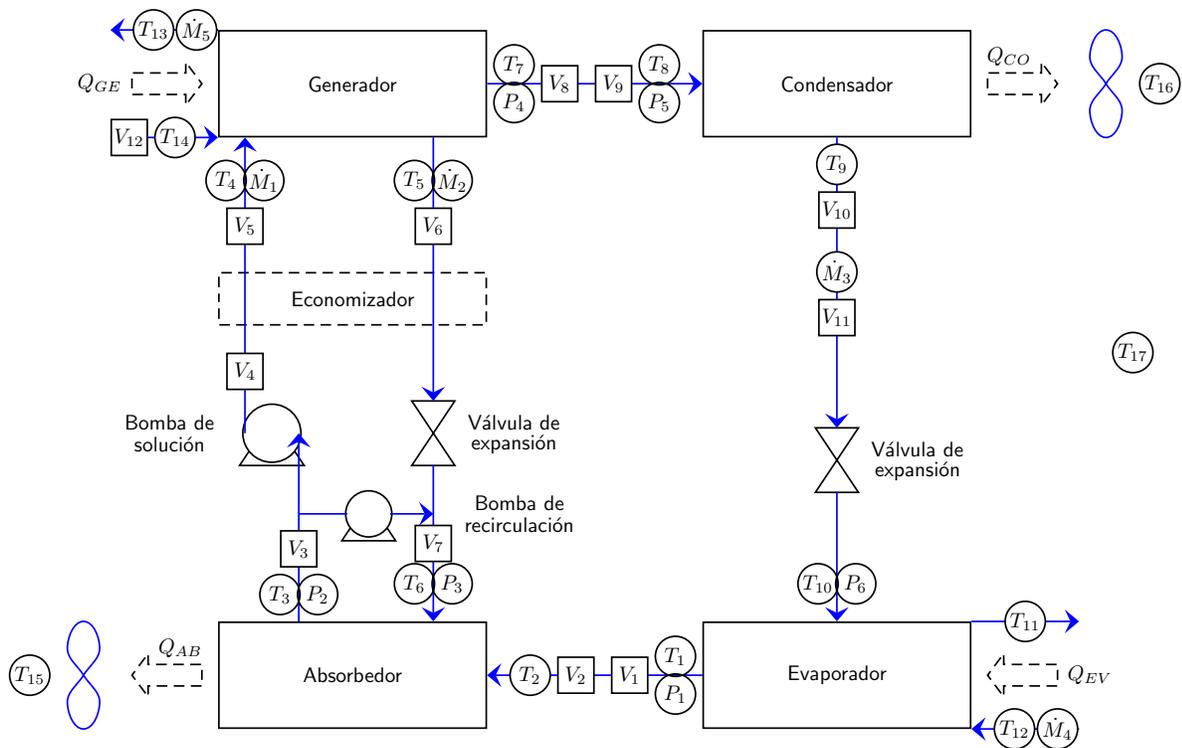


Figura 3.2: Diagrama de instrumentación del equipo de refrigeración.

la absorción de la humedad presente en el aire. Una vez que la sal se encuentra en el tanque se mezcla con amoníaco líquido. La absorción del amoníaco por la sal de nitrato de litio es exotérmica, por lo que el tanque se calienta y hay que disminuir su temperatura. Después de la carga de amoníaco se agita el tanque para homogenizar la mezcla y se deja reposar el tanque hasta que se alcanza la temperatura ambiente.

La primera carga de la mezcla en el equipo es muy rápida, ya que el equipo está en vacío. Para las demás cargas se utiliza con un vapor de amoníaco para forzar a la solución a entrar al equipo.

El equipo cuenta con dos depósitos de almacenamiento de solución, en el generador y en el absorbedor, en cada uno de ellos se encuentra un tubo de nivel que nos permiten saber si el componente se queda sin solución. Durante la operación del refrigerador las líneas entre el absorbedor y el generador se encuentran llenas y parte del amoníaco es evaporado en el proceso de generación. Por estas razones es importante tener un exceso de volumen de la mezcla de trabajo a la hora de cargar el equipo y una concentración ligeramente mayor.



Figura 3.3: Prototipo del sistema de refrigeración por absorción.

3.3.1. Prueba inicial del sistema

La metodología que se siguió para poner en funcionamiento el equipo por primera vez fue la siguiente: Se comenzó a circular aceite térmico a través del generador para elevar la presión y temperatura del vapor de amoníaco que se encontraba presente en el componente. Una vez que se alcanza una presión superior a la del lado de baja se comenzó a pasar solución del generador al absorbedor, por medio de la válvula de aguja y se enciende la bomba de solución para establecer una circulación entre los componentes. Es importante tener una diferencia de presión alta entre el absorbedor y el generador para poder regresar la mezcla débil al absorbedor mediante la válvula de expansión. Los tubos horizontales del generador se encuentran ya calientes, debido al aceite, y rápidamente se comienza a separar el amoníaco

de la mezcla. Se debe esperar a que la temperatura de entrada al condensador sea mayor a la temperatura ambiente para poder condensarlo. Una vez que se tiene suficiente condensado se comienza a pasar amoníaco al evaporador para producir el efecto refrigerante y posteriormente absorberlo en el absorbedor, estableciéndose así el ciclo.

3.4. Procedimiento experimental

Antes de empezar con las pruebas el equipo se encuentra de la siguiente manera:

El generador se encuentra aislado del condensador y absorbedor. El generador es el componente que va a trabajar a mayor temperatura.

El condensador se encuentra aislado del generador y evaporador. En el condensador se almacena una pequeña cantidad de amoníaco líquido, que nos permite iniciar con las pruebas en un menor tiempo. Al tener amoníaco puro en este componente hace que su presión sea mayor.

Las líneas de flujo entre el evaporador y absorbedor se encuentran comunicadas, el objetivo de esto es que el absorbente del absorbedor absorba la mayor cantidad posible de amoníaco. Se cuenta con una válvula check para evitar que la solución ingrese en el evaporador.

3.4.1. Secuencia de arranque del equipo

Se calienta el aceite térmico mediante una resistencia eléctrica. Esta resistencia se utiliza para mantener condiciones controladas. Una vez que se alcanza la temperatura de trabajo se comienza a pasar aceite por el interior del generador, con lo que se empieza a elevar la presión y temperatura. Cuando la presión del generador es igual a la presión del condensador se abre la válvula que separa estos componentes. Una vez que se alcanza una presión entre 6 a 8 bar, se comienza a circular solución entre el absorbedor y generador. El flujo entre estos dos componentes es controlado por medio de la bomba de solución y la válvula de expansión (válvula de aguja). Es importante tener una diferencia de presión alta, entre el absorbedor y el generador, para poder enviar la mezcla débil al absorbedor. Al empezar la recirculación entre el generador y el absorbedor la presión en el lado de baja es cercana a los 2 bar. Los tubos horizontales del generador se encuentran calientes, debido al flujo de aceite térmico, y rápidamente empieza a separarse el amoníaco de la mezcla que cae en ellos, con lo que se eleva la presión. Es recomendable un flujo inicial alto de la bomba para que alcance a mojar todos los tubos horizontales del generador. El absorbedor es un componente crítico y no debe quedarse sin solución en su tanque de almacenamiento, para evitar que la bomba cavite. Una vez que se establece la circulación entre generador y absorbedor se encienden los ventiladores del absorbedor para remover calor de la mezcla y mantener baja la presión. El ventilador del

condensador se enciende cuando la presión es 2 ó 3 bar superior a la presión de trabajo (que depende de varios factores, como son: concentración de la mezcla, temperatura ambiente, temperatura de generación, etc.). En pruebas realizadas se encontró que es más rápido alcanzar la estabilidad térmica del equipo cuando la presión y temperatura están por encima de las condiciones de operación del generador y condensador. Cuando se está cerca de la presión de trabajo (dos a tres bar antes de activar los ventiladores del condensador), se comienza a circular agua a través del evaporador de placas. Los fujos iniciales de amoniaco suelen ser bajos y con la presión baja del absorbedor se pueden tener temperaturas muy por debajo de los 0 °C (cercanas a -20 °C o inferiores), así que se pueden generar algunos problemas, al iniciar la circulación de agua podría congelarse, lo que podría llevar a fallas mecánicas del equipo. Una vez que el generador y el condensador alcanzan la presión requerida se enciende el ventilador del condensador y con esto se empieza a acumular amoniaco, con lo cual se puede abrir la válvula de expansión que comunica con el evaporador y generar así el efecto refrigerante, completando el ciclo.

3.4.2. Secuencia de paro del equipo

Para la secuencia de apagado, una vez que se termina con la prueba experimental, lo primero que se tiene que hacer es cortar el suministro de energía térmica al generador, se apagan la resistencia eléctrica y la bomba del aceite. Con lo anterior se detiene la generación de amoniaco y el nivel del condensador comenzará a disminuir rápidamente, en ese momento se cierra la válvula de expansión, entre el condensador y evaporador, y se apaga la bomba de recirculación de solución del absorbedor, si es que está encendida. La recirculación de solución entre el absorbedor y el generador se mantiene para disminuir la presión del lado de alta, y absorber el amoniaco atrapado en el evaporador. Cuando la temperatura y presión del generador disminuye a cierto nivel la mezcla comenzará a absorber amoniaco. El amoniaco líquido presente en condensador se comenzará a evaporar viéndose un pequeño burbujeo en el líquido, en ese momento se cierra la válvula que comunica al generador con el condensador y se apaga el ventilador del condensador. La recirculación de solución entre el generador y el absorbedor se mantiene hasta alcanzar 6 bar en el generador, en ese momento se apaga la bomba y se cierran las válvulas que comunican al generador con el absorbedor, después se apagan los ventiladores del absorbedor. Hay que tener cuidado con los niveles del equipo. El agua que circula en el evaporador se mantiene durante 5 minutos más, con el fin de evaporar el amoniaco líquido que pueda tener y que éste no vaya a congelarla. Cuando se igualan las temperaturas, la presión del absorbedor suele ser ligeramente mayor a la del condensador, lo que nos indica que se tiene una mayor concentración, lo que favorece la próxima corrida experimental, ya que ésta es la primera solución que moja los tubos del generador (elevando

más rápido la presión). Ya que la presión del absorbedor es un poco mayor, se debe tener cuidado con la válvula que está después de la bomba ya que si no se cierra toda la solución podría terminar en el generador.

3.5. Pruebas experimentales

Los sistemas de refrigeración por absorción que existen en el mercado operan con agua de enfriamiento en el condensador y absorbedor, por lo que requieren de una torre de enfriamiento, con lo cual el costo de esos equipos se incrementa, además de los problemas que se generan (formación de bacterias como la legionella), se necesita dar mantenimiento a estos equipos, y estas torres también suelen tener componentes como ventiladores y bombas para mover el fluido, los cuales tienen un consumo energético; la principal ventaja de estos equipos, al utilizar agua de enfriamiento es un COP más alto.

Lo que se quiere mostrar en este trabajo es el funcionamiento del equipo, así como de sus componentes en diversas pruebas, utilizando aire como sistema de enfriamiento para el condensador y el absorbedor.

3.5.1. Perfil de temperaturas en el evaporador

En la figura 3.4 se muestran las temperaturas del evaporador, así como el flujo de calor del mismo. En la parte superior de la gráfica se muestran el calor calculado del lado interno (amoníaco) y del lado externo (agua), la diferencia entre estos valores se puede atribuir a pérdidas en el ambiente. Las variaciones que se ven en el flujo de calor del lado externo corresponden al sensor de flujo tipo paleta, en el lado interno se utiliza un sensor tipo Coriolis. Las curvas que siguen corresponden a las temperaturas del evaporador en el siguiente orden: temperatura ambiente; temperatura de entrada de agua y temperatura de salida del vapor de amoníaco, las curvas están prácticamente encimadas; temperatura de salida del agua; y temperatura de entrada del amoníaco. En esta prueba se muestra una hora de operación en donde el equipo estaba estable. Se puede observar cómo la temperatura del agua va disminuyendo gradualmente. La temperatura en esta prueba para el agua de salida del evaporador fue de 13 °C aproximadamente. La capacidad del equipo fue alrededor de 5 kW de frío, que corresponde a la capacidad más alta que se pudo lograr.

3.5.2. Perfil de temperaturas en el condensador

En la figura 3.5 se muestra el perfil de temperaturas del condensador. La curva superior corresponde a la temperatura de entrada de vapor de amoníaco, la siguiente curva correspon-

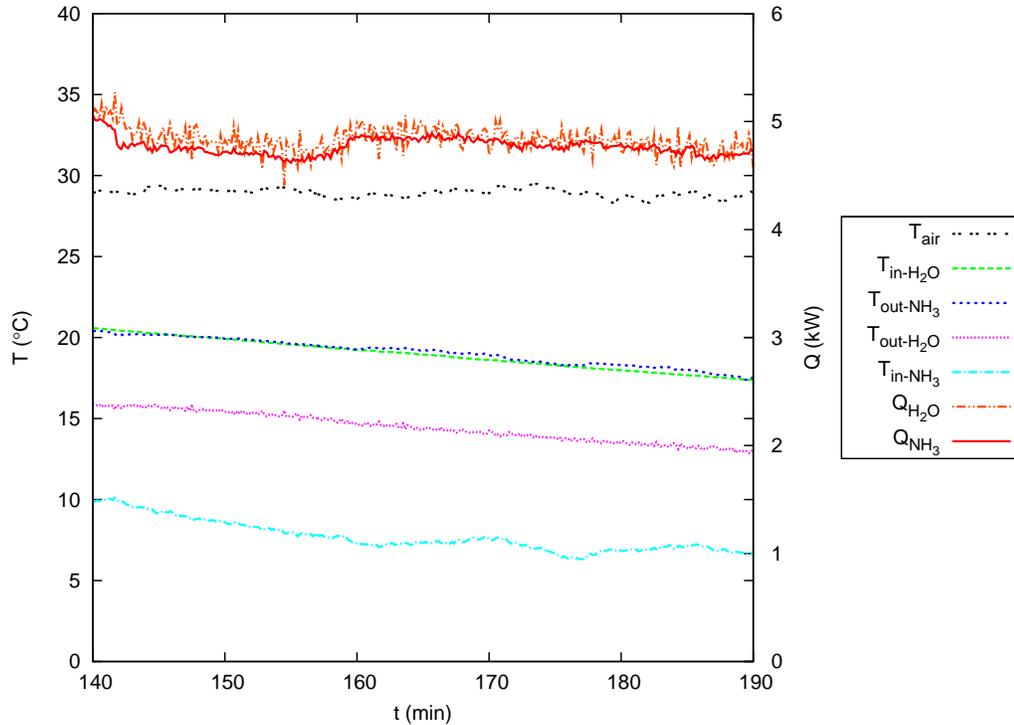


Figura 3.4: Temperatura y flujo de calor en el evaporador.

de a la temperatura de salida del aire, seguida por la temperatura de salida del amoníaco, y la última curva corresponde a la temperatura de entrada del aire. La temperatura de entrada del vapor de amoníaco al condensador se estabiliza aproximadamente en una hora. Las variaciones que se aprecian en la temperatura de salida del aire se deben a que se realizó una prueba variando el flujo de aire en el condensador, sin embargo no tuvo ningún efecto en la temperatura de entrada de vapor de amoníaco.

3.5.3. Perfil de temperaturas en el absorbedor

En la figura 3.6 se muestra el perfil de temperaturas en el absorbedor, la temperatura superior corresponde a la temperatura de entrada de solución, la siguiente temperatura corresponde a la salida de solución. En esta prueba se trabajó con el flujo de aire máximo en el absorbedor, así como con bomba de recirculación de solución, con lo cual se obtuvo una diferencia de temperaturas de aproximadamente 22 °C. Las siguientes curvas corresponden a la temperatura de salida del aire y la temperatura de entrada, en las cuales se observa una diferencia de 2 a 3 °C. La curva inferior de la gráfica corresponde a la temperatura de entrada del vapor de amoníaco. Las temperaturas en el absorbedor se estabilizan entre 30 a 40 minutos. La temperatura del vapor de amoníaco a la entrada del absorbedor, aunque puede

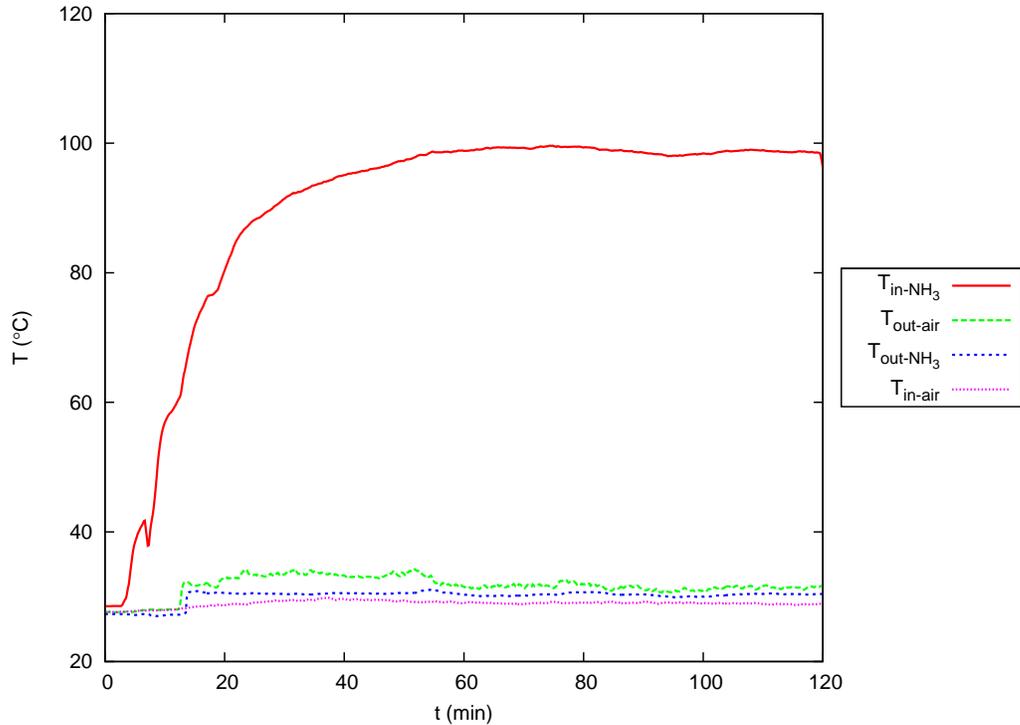


Figura 3.5: Temperaturas en el condensador.

disminuir bastante dependiendo de la prueba, no tiene efecto en las demás temperaturas del componente. Las pequeñas variaciones que se aprecian en la temperatura de entrada de solución al absorbedor, corresponden a ajustes en el flujo másico de solución para mantener los niveles en el absorbedor y generador.

3.5.4. Perfil de temperaturas en el generador

En la figura 3.7 se puede apreciar las temperaturas del generador durante una prueba experimental. Las temperaturas superiores corresponden a la entrada y salida del aceite en el generador, después se encuentran las temperaturas de salida de la solución y salida del vapor de amoníaco, un poco más abajo se observa la temperatura de entrada de solución y en la parte inferior de la gráfica se encuentra la temperatura ambiente. El aceite es precalentado hasta alcanzar la temperatura fijada de operación, en este caso 140 °C. Una vez que alcanza esta temperatura, se abren las válvulas y comienza a pasar a través del generador elevando rápidamente la temperatura del equipo hasta llegar a 110 °C. Cerca del minuto 7 se aprecian unas variaciones en los valores, éstas corresponden al momento en que se empieza a recircular solución entre el absorbedor y el generador. Las temperaturas en el generador se estabilizan alrededor de 30 minutos después de empezar la prueba, aunque la generación de amoníaco y

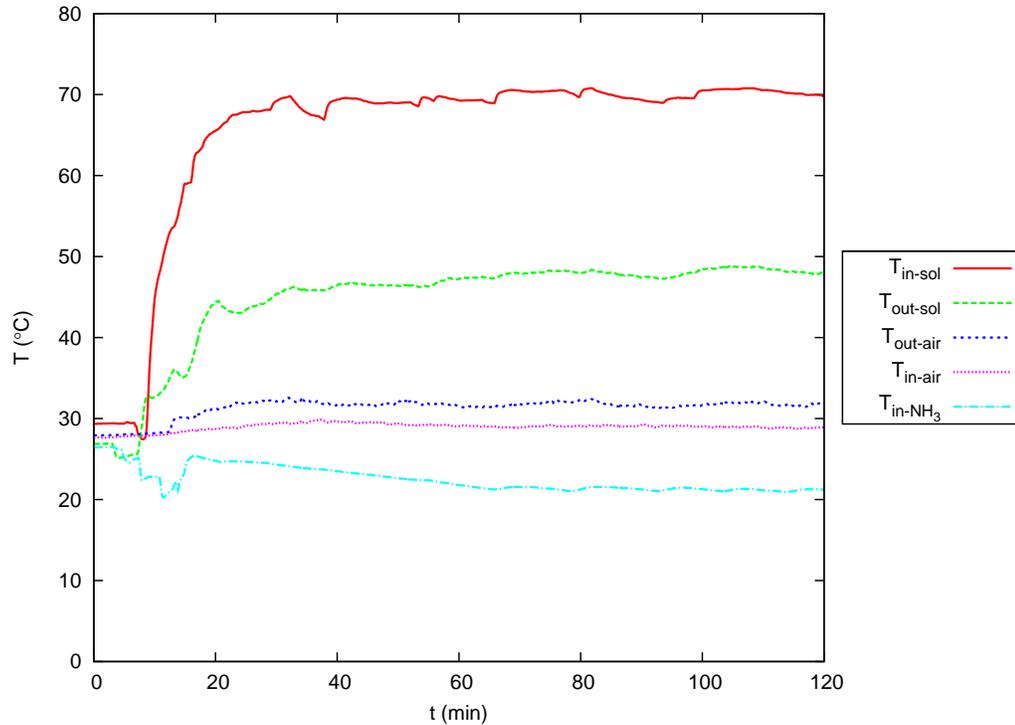


Figura 3.6: Temperaturas en el absorbedor.

el efecto refrigerante comienzan antes, cerca de 15 minutos después de iniciar la prueba.

3.5.5. Efecto de la temperatura ambiente en el equipo

En la figura 3.8 se observan los resultados de una prueba en donde las condiciones de operación se trataron de mantener constantes. En la parte inferior de la gráfica se tiene el flujo de amoníaco y en la parte superior la temperatura ambiente, que corresponde al eje secundario. Se observa una pequeña disminución en el flujo de amoníaco conforme aumenta la temperatura ambiente. Conforme aumenta la temperatura ambiente el aire tiene menor capacidad de disipar el calor en el condensador y absorbedor, por lo que disminuye la generación de amoníaco. La temperatura cambia de 28 a 33 °C aproximadamente y la generación de amoníaco disminuye de 0.22 a 0.18 kg/min.

3.5.6. Efecto de la variación del flujo de aire en el condensador

En la figura 3.9 se muestran las presiones absolutas del equipo de refrigeración, el cambio en la curva de alta presión es debido a la variación del flujo de aire en el condensador. Aproximadamente en el minuto 150 el flujo de aire se fijó a la máxima capacidad, que equivale a 50 kg/min. En la tabla B.1 se puede ver el flujo másico que corresponde a cada valor del

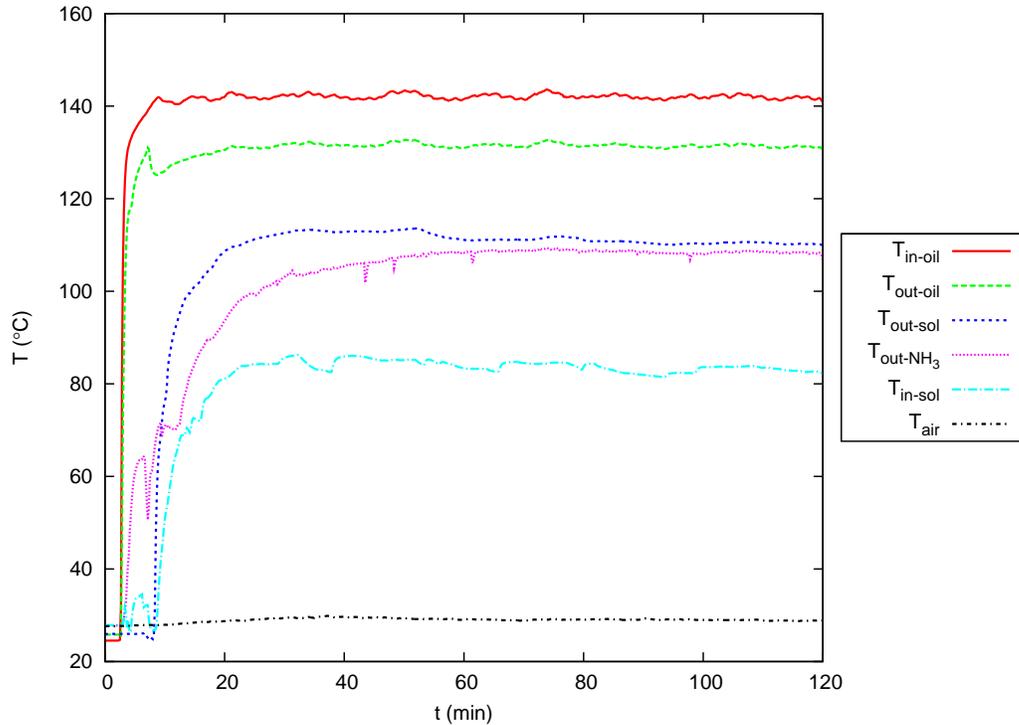


Figura 3.7: Temperaturas en el generador.

variador de frecuencia para el condensador. El flujo máximo de aire permitió tener presiones bajas cercanas a los 13 bar y una producción de amoníaco constante. En el minuto 250 se disminuyó el flujo de aire casi a la mitad, 27 kg/min, con lo que la presión aumentó poco más de un bar. Después de esto el incremento gradual que tiene la presión se debe a la temperatura ambiente. La variación en el flujo de aire repercute directamente en la producción de amoníaco. Después de disminuir el flujo de aire, se tuvo que disminuir también el flujo de amoníaco, con lo cual disminuye la presión en el lado de baja presión. Con el aumento de la presión en el lado de alta aumenta el flujo de amoníaco hacia el evaporador y aumenta el flujo de solución hacia el absorbedor, así que se debe tener cuidado de no perder los niveles en los componentes ajustando los flujos máscicos de solución y de refrigerante.

En la figura 3.10 se muestra la variación en el flujo de amoníaco condensado por el efecto de la variación del flujo de aire en el condensador. Al aumentar el flujo de aire se puede condensar una mayor cantidad de amoníaco. Del minuto 28 hasta 52, corresponde 20 Hz en el variador de frecuencia del motor del ventilador del condensador. Del minuto 52 a 78, corresponde a 40 Hz; al aumentar el flujo de aire se condensa más amoníaco, el nivel de amoníaco en el condensador aumenta, y al mismo tiempo disminuye la presión por lo que fue necesario abrir la válvula de expansión para permitir aumentar el flujo de refrigerante. Del minuto 78 en adelante, corresponde a 60 Hz. Nuevamente con este incremento en el

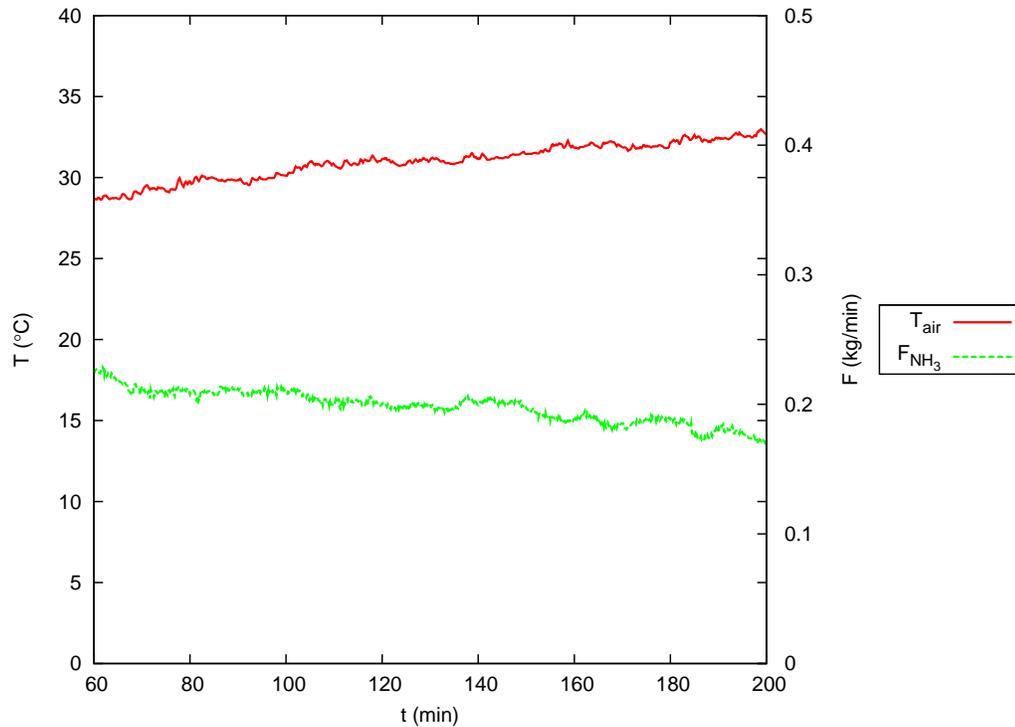


Figura 3.8: Flujo másico de amoníaco y temperatura ambiente.

El flujo de aire disminuyó la presión, por esa razón se ve un pequeño decremento en el flujo de amoníaco. No se incrementó de inmediato el flujo de refrigerante con la válvula de expansión ya que el nivel subió muy lentamente. La válvula se abrió hasta el minuto 94 porque el nivel en el condensador había aumentado lo suficiente, después cerca del minuto 108 se redujo un poco porque el nivel estaba disminuyendo. Se puede decir en esta prueba en particular que para los flujos de refrigerante que corresponden a 40 y 60 Hz, no existe una diferencia significativa, aunque si hay un cambio en la presión como se puede ver en la figura 3.11, además comparando el flujo de amoníaco que se genera a 20 Hz con el que se genera a 40 y 60 Hz es muy poco el incremento, cerca de 0.02 a 0.03 kg/min, sin embargo a 20 Hz sólo se usa un tercio de la energía, lo que favorece al COP real del sistema.

3.5.7. Efecto de la variación del flujo de aire en el absorbedor

En la figura 3.12 se muestra la presión absoluta del absorbedor y se puede ver el efecto que tiene variar el flujo de aire en el absorbedor. Inicialmente el variador de frecuencia estaba operando a su máxima capacidad, 60 Hz, y se disminuyó hasta 15 Hz. Este flujo de aire bajo no retira suficiente calor del equipo. El valor de 15 Hz corresponde a un flujo de aire aproximado a 25 kg/min y el valor de 60 Hz corresponde a 124 kg/min. En la tabla B.1 se

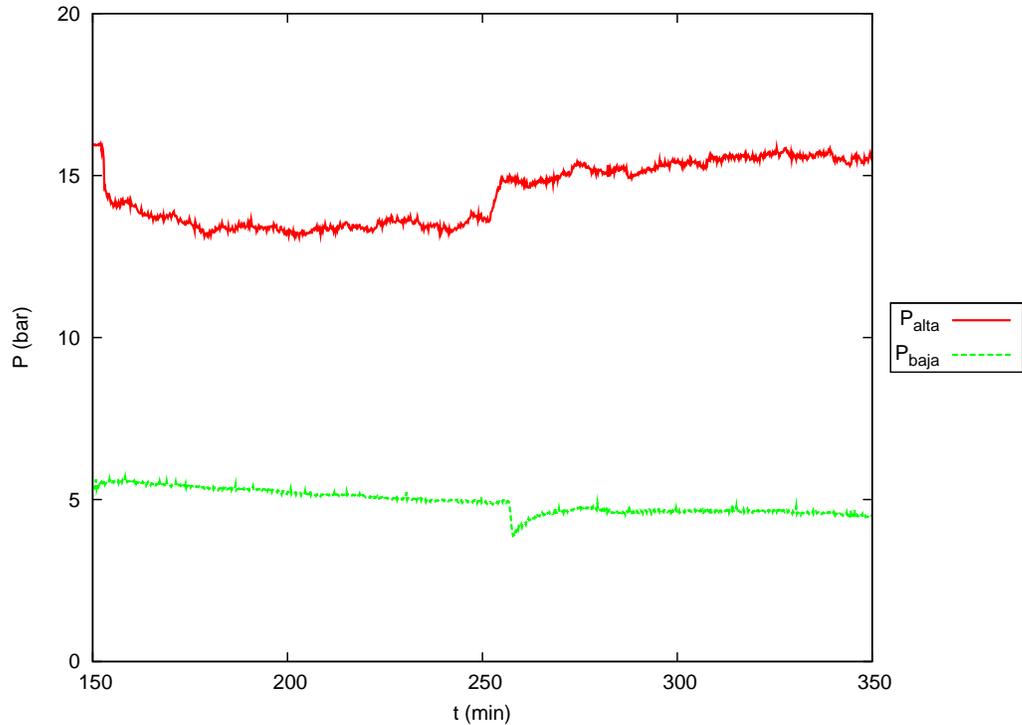


Figura 3.9: Presión absoluta en el lado de alta presión, efecto en la variación del flujo de aire en el condensador, dos flujos de aire.

puede ver el flujo másico que corresponde a cada valor del variador de frecuencia para el absorbedor. En la figura 3.13 se muestran las temperaturas del absorbedor, en el intervalo de 120 a 180 min. la temperatura de salida de la solución del absorbedor es mayor a la temperatura de entrada, esto es debido a la disminución en el flujo másico del aire. No se aprecia un cambio del flujo de amoníaco en el equipo, lo que si se aprecia es un incremento en la presión mayor a 1 bar y con esto se genera un aumento en la temperatura del evaporador. Es posible trabajar con una presión ligeramente mayor en el equipo y utilizar un ventilador de menor potencia en el absorbedor lo que mejoraría el COP global del sistema.

3.5.8. Bomba de recirculación de solución en el absorbedor

En la figura 3.14 se muestran las temperaturas del evaporador, y se puede apreciar el efecto que se produce con la bomba de recirculación. La temperatura de entrada de amoníaco al absorbedor depende del flujo de amoníaco y de la presión en el lado de baja presión. En esta prueba el flujo de amoníaco se mantuvo entre 0.2 y 0.22 kg/min. La temperatura de entrada del amoníaco es alta, cercana a los 16°C. Cuando la temperatura de salida del agua se acerca a la temperatura de entrada de amoníaco, alrededor de 2 °C, la temperatura de salida del amo-

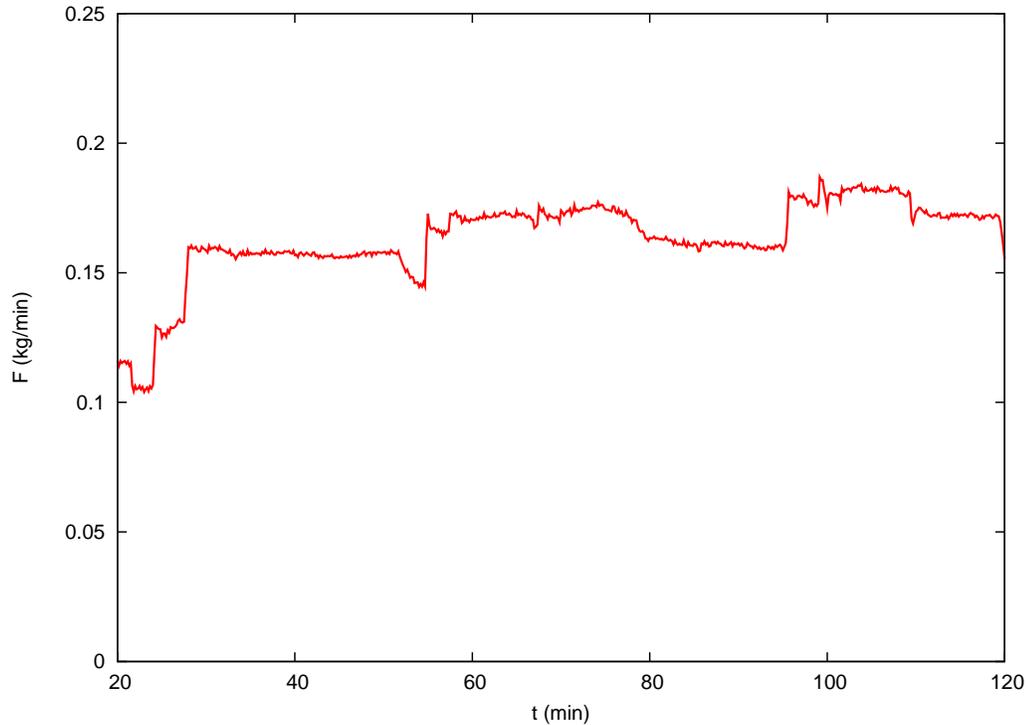


Figura 3.10: Flujo de amoníaco, efecto de la variación del flujo del aire en el condensador.

amoníaco desciende hasta alcanzar la temperatura de entrada del amoníaco. Esto se debe a que en este punto sólo hay transferencia de calor latente, es decir no hay cambio en la temperatura del amoníaco y el calor que se da al agua se utiliza para cambio de fase, generando así vapor de amoníaco. En el minuto 42 se enciende la bomba de recirculación a un flujo aproximado de 2 kg/min. En la gráfica se puede ver como disminuye la temperatura de entrada del vapor de amoníaco, hasta 11 °C aproximadamente. Esto hace que la temperatura de salida del amoníaco vuelva a aumentar. Cuando las temperaturas del amoníaco se igualan, el diferencial de temperatura del agua disminuye de 4 a 3.5 °C. Al encender la bomba de recirculación el efecto que se produce es una disminución de presión. El mismo efecto se puede observar en el evaporador variando el flujo de aire del absorbedor. Dependiendo del flujo de amoníaco la presión del lado de baja presión puede variar, a flujos grandes la presión será mayor y viceversa, una presión elevada conlleva a una temperatura elevada en el evaporador. Cuando la temperatura del agua enfriada en el evaporador está muy por encima de la temperatura de entrada del amoníaco, la bomba de recirculación no tiene ningún beneficio. Para temperaturas del agua de enfriamiento cercanas a la temperatura de entrada del amoníaco, la bomba de recirculación de solución sí beneficia el COP. En el caso de la prueba que se ha discutido, con la bomba de recirculación apagada se pierde un 12.5% de la capacidad de enfriamiento. El calor suministrado al generador es de 12 kW y de los motores del equipo es 4.1 kW (bombas

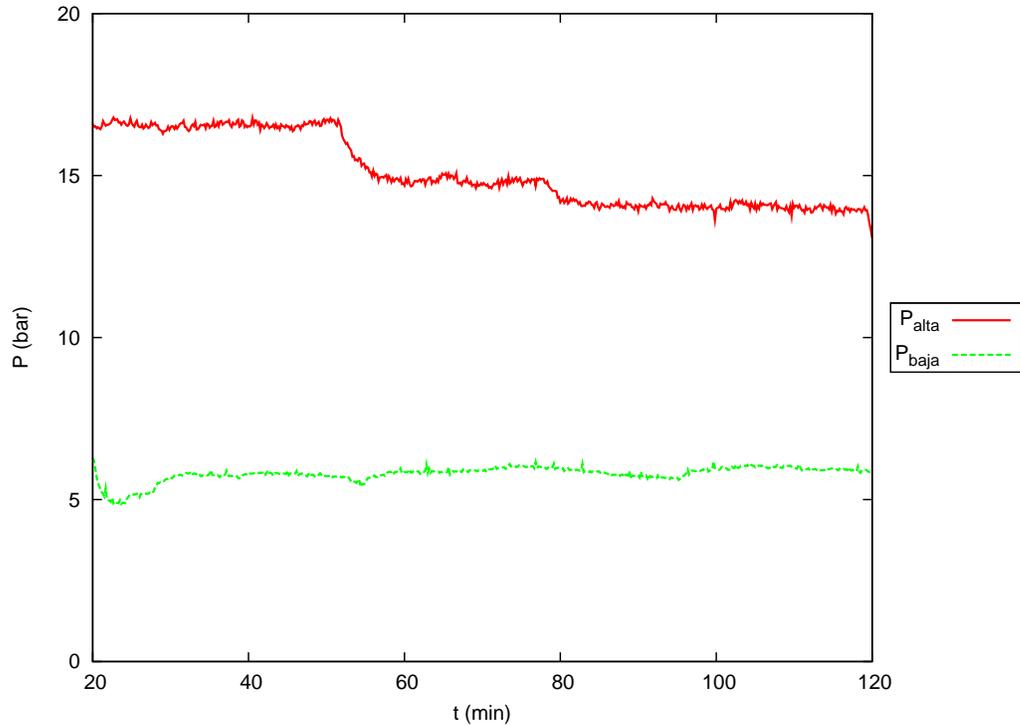


Figura 3.11: Presión absoluta en el lado de alta presión, efecto de la variación del flujo de aire en el condensador, tres flujos de aire.

y ventiladores, correspondientes a 5.5 HP en total), aunque el consumo eléctrico en este equipo está sobrado por cuestiones de análisis, el consumo eléctrico de la bomba de recirculación de solución es muy pequeño, de apenas 0.186 kW (0.25 HP), que representa poco más del 1 % de la energía.

En las figuras 3.15 y 3.16 se aprecia el efecto que tiene la bomba de recirculación en el absorbedor en las temperaturas del absorbedor y la presión. En esta prueba se utilizó la bomba a 100 %, 50 % y 0 % de su capacidad que corresponde a 2 kg/min, 1 kg/min y 0 flujo.

En la figura 3.15 se ven perfectamente escalonados los cambios de presión debidos a la variación de flujo de recirculación. El efecto de la bomba de recirculación en esta prueba es de 0.5 bar aproximadamente por cada incremento o decremento del flujo de recirculación de solución.

En la figura 3.16 se observan cambios cuando la bomba de recirculación está en funcionamiento. Al recircular la solución, la temperatura de entrada del absorbedor se incrementa un poco, esto puede deberse a que la solución que se recircula contiene más amoníaco y al mezclarse con una solución pobre en amoníaco, se difunde para alcanzar equilibrio en la mezcla, generando calor, con lo que se eleva la temperatura. Al tener una mezcla con mayor amoníaco, no absorbe la misma cantidad al descender por los tubos, por esta razón se genera menos

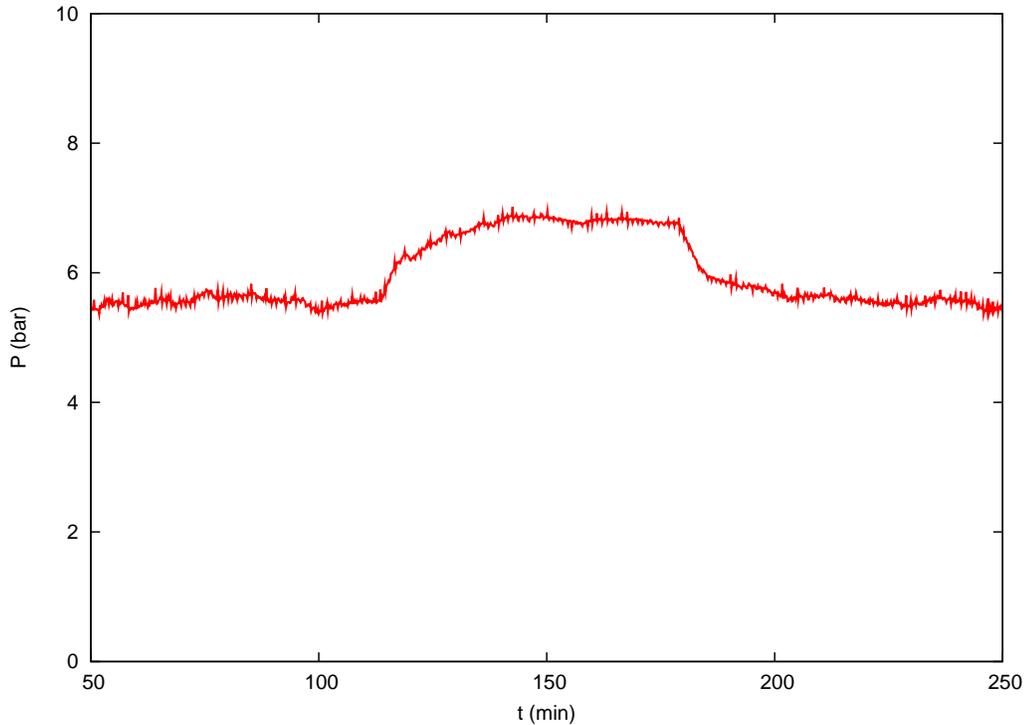


Figura 3.12: Presión en el lado de baja presión, efecto de la variación del flujo de aire en el absorbedor.

calor, así que la temperatura de salida del absorbedor es más baja que sin utilizar la bomba de recirculación. Debido a que la temperatura de salida del absorbedor es menor, la presión en el lado de baja es menor. Sin embargo en el equipo no hay un aumento significativo en la generación de amoníaco.

3.5.9. Efecto de la variación del flujo de solución

Al empezar con la experimentación, se presentaron algunos problemas para controlar el flujo de solución que se recircula entre el absorbedor y generador. El flujo se controlaba con la válvula de expansión, a la entrada del absorbedor, y ésta es muy sensible. Con un ligero toque en la válvula podía haber variaciones fuertes, esto se puede apreciar en la figura 3.17. La bomba de solución mantiene el flujo constante de la mezcla concentrada, pero el flujo de la solución diluida tiende a disminuir y por esta razón hay que ajustar el flujo, de lo contrario se pierde el nivel de solución en el absorbedor.

Se optó por dejar fija esta válvula, y controlar con la bomba de solución, en la figura 3.18 se puede observar los cambios en los flujos de solución con esta forma de control. En la gráfica aparecen los flujos de solución, débil y fuerte, medidos por los sensores de efecto

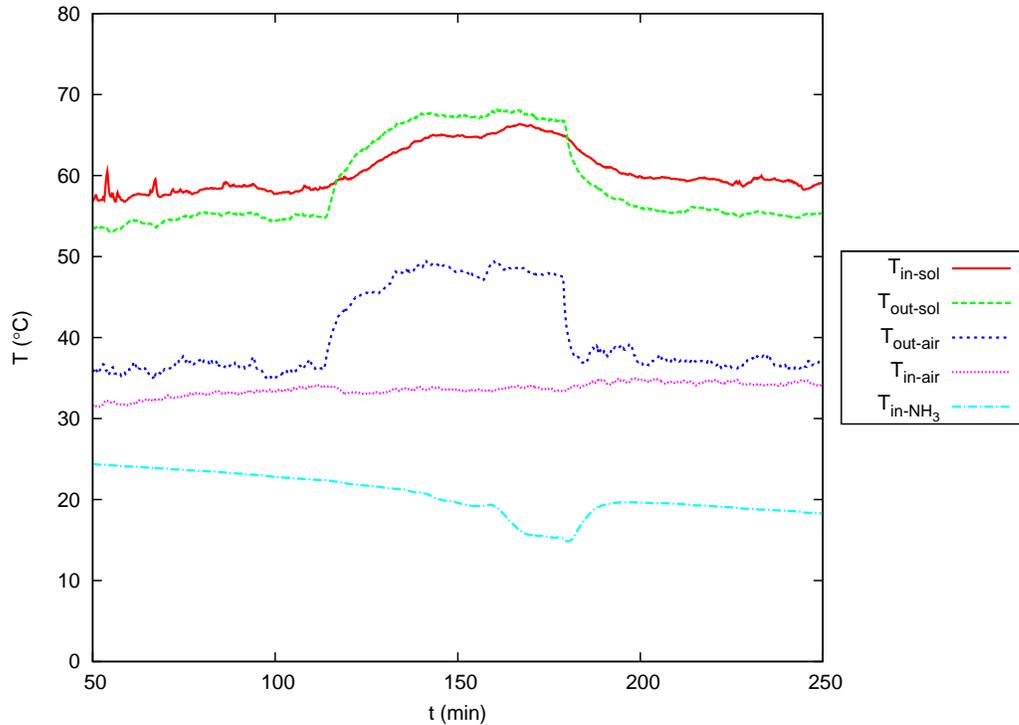


Figura 3.13: Temperaturas del absorbedor, efecto de la variación del flujo de aire en el absorbedor.

Coriolis. Sumando los flujos de solución débil y flujo de amoníaco se obtiene el flujo de solución fuerte, que corresponde a F_{scal} , y comparado con el flujo medido de solución concentrada es muy similar. En esta prueba se contó con un amortiguador de pulsos mayor al que se usó en pruebas anteriores, por esta razón las variaciones en la medición de flujo son pequeñas. A diferencia de la válvula de aguja el control con la bomba es más estable y permite nivelar cualquier variación en el flujo de solución diluida.

En la figura 3.19 se muestra el coeficiente de operación externo de una prueba en la cual se varió el flujo de solución, todas las demás variables trataron de mantenerse constantes, salvo la temperatura ambiente la cual se incrementó $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ durante la prueba. Las variaciones que ocurren en el COP cuando se hacen los cambios de flujo de solución, corresponden al tiempo que tarda el equipo en estabilizarse. El flujo de solución repercute directamente en el calor de generación, a un flujo elevado hay un mayor arrastre de calor, y se eleva la presión. En la figura 3.20 se pueden ver los flujos utilizados en esta prueba, la presión se incrementó gradualmente poco más de 2 bar, desde el flujo más pequeño hasta el flujo mayor. El flujo de amoníaco de esta prueba se puede ver en la figura 3.21. Se tiene un flujo muy bajo de amoníaco y para flujos de solución cercanos a los 3 kg/min y superiores no se observa un incremento en la generación de amoníaco. También a flujos muy bajos la cantidad de

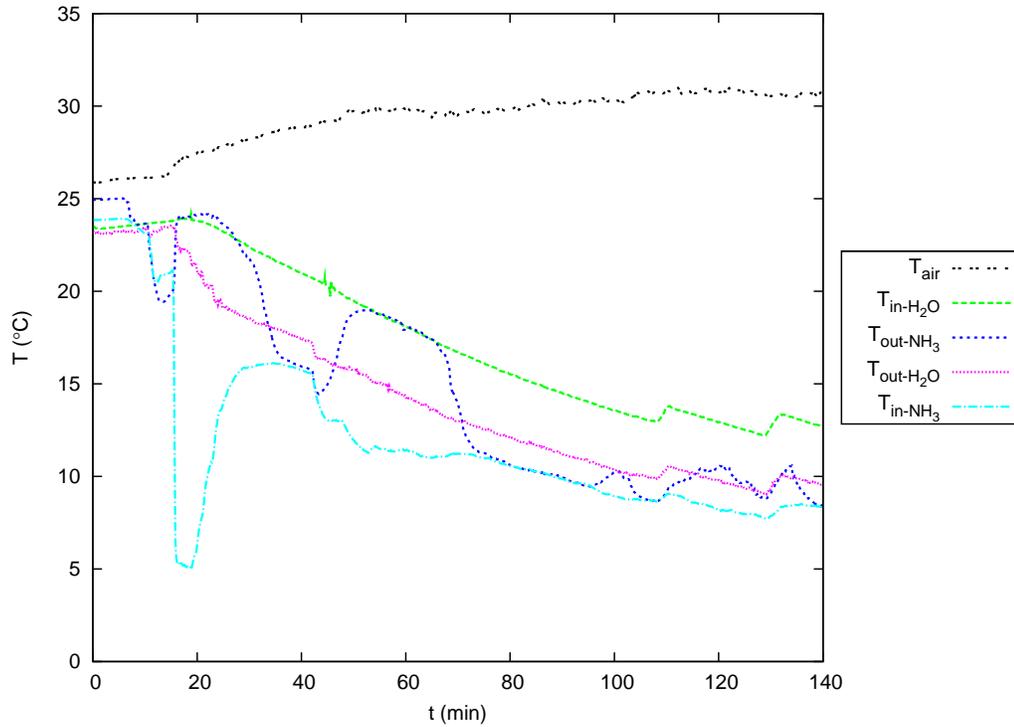


Figura 3.14: Temperatura en el evaporador, efecto de la bomba de recirculación.

amoníaco que se puede absorber es pequeña, así como su generación. El COP que se presenta es $COP = Q_{EV} / Q_{GE}$. No se utiliza el COP real, que incluye el consumo eléctrico, debido a que muchos de los componentes auxiliares están sobrados de potencia. Los valores del COP más alto se registran para los flujos de solución de 1.5 y 2 kg/min.

3.5.10. Economizador

La eficiencia del economizador se calcula con el calor que transfiere el equipo entre el máximo calor que podría transferir. El máximo calor que puede transferir el equipo implica que la temperatura del flujo de salida del absorbedor, después de pasar por el economizador, fuera igual a la temperatura de salida del generador, así que se tiene:

$$\eta_{Eco} = \frac{m_{sd}c_p(T_{GE-out} - T_{AB-in})}{m_{sc}c_p(T_{GE-out} - T_{AB-out})}, \quad (3.1)$$

donde T_{GE-out} es la temperatura de salida del generador, T_{AB-in} es la temperatura de entrada al absorbedor, T_{AB-out} corresponde a la temperatura de salida del absorbedor. De las pruebas realizadas, los flujos de solución son relativamente parecidos debido a los bajos flujos de refrigerante, en la figura 3.22 se puede observar esto, para diferentes flujos de solución

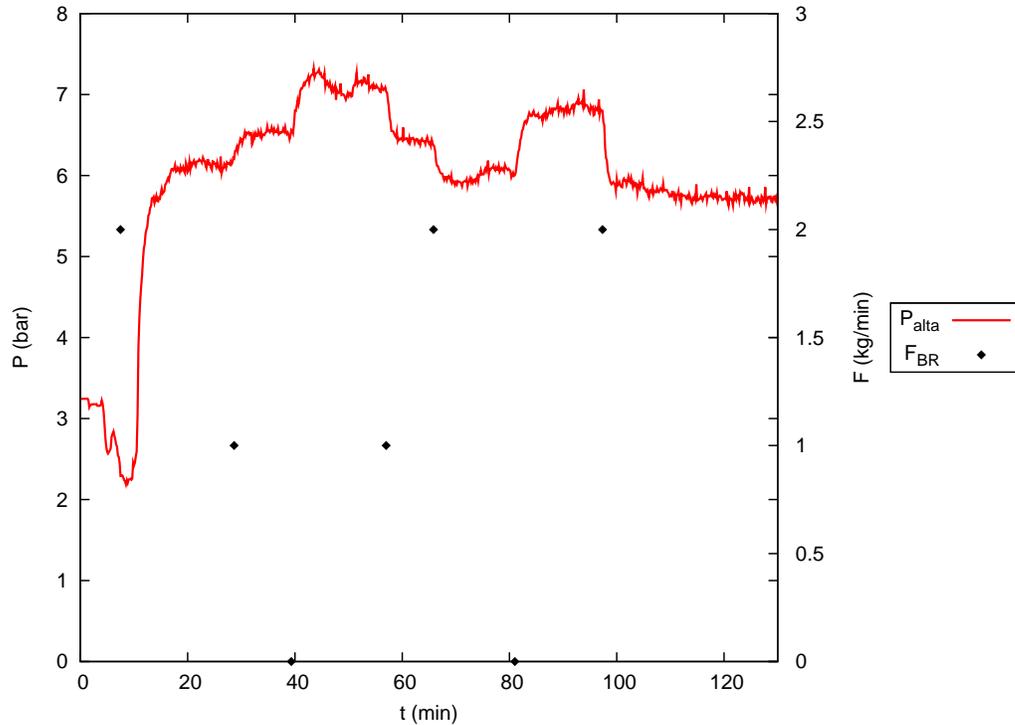


Figura 3.15: Presión absoluta en el absorbedor, efecto de la bomba de recirculación.

concentrada y diluida se tienen valores similares. Así mismo la temperatura que se usa para calcular el c_p es también similar debido a que se usa una temperatura promedio, por estas razones la eficiencia se puede calcular con base en las temperaturas, la ecuación 3.1 queda de la siguiente forma:

$$\eta_{Eco} = \frac{(T_{GE-out} - T_{AB-in})}{(T_{GE-out} - T_{AB-out})}. \quad (3.2)$$

En la figura 3.22 se muestra la eficiencia del economizador para diferentes flujos de solución. Se puede ver que la eficiencia es cercana al 0.9 excepto para los flujos más altos donde parece disminuir. En otras pruebas realizadas se encontró que para flujos de 6 kg/min la eficiencia del economizador disminuye al 70 %.

En la figura 3.23 se muestra otra gráfica de eficiencia del economizador con un flujo de solución de 3 a 3.3 kg/min y la eficiencia obtenida es menor del 60 %, en esta prueba se aumentó la concentración de la mezcla (de 46.2 % a 51.4 %) y por esta razón la temperatura de generación es menor, es de alrededor de 110 a 117 °C en comparación con la temperatura de la figura 3.22 donde estaba entre 140 a 148 °C. Las propiedades de la mezcla cambian con la concentración y la temperatura, y para la concentración de 51.4 % convendría tener un intercambiador más largo lo que podría mejorar la eficiencia del componente y del equipo.

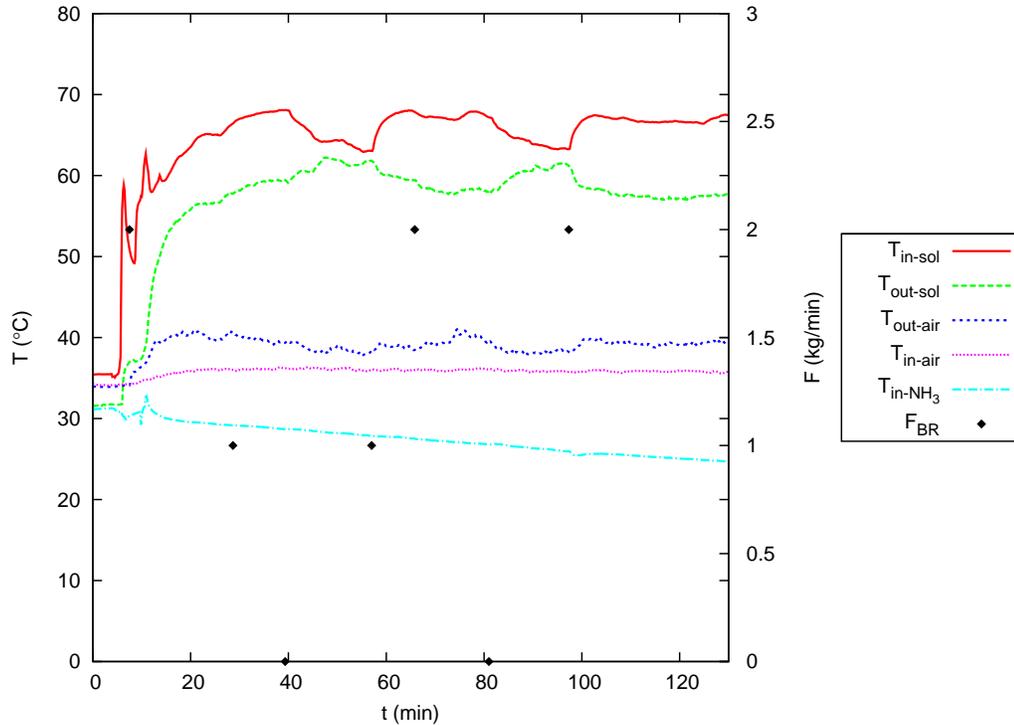


Figura 3.16: Temperaturas del absorbedor, efecto de la bomba de recirculación.

3.6. Propagación de errores

En la sección (sistema de adquisición de datos) se describió los instrumentos utilizados en el equipo así como su precisión. En este trabajo para las curvas que corresponden a temperatura, presión y flujo másico, no se muestran las barras de error porque son muy pequeñas y no se aprecian en las gráficas. Con respecto a los flujos de calor se utilizaron datos puntuales, no se calcularon promedios, sin embargo existe un error asociado a los instrumentos. Se presentan errores en los flujos de calor externos del evaporador y generador, además el error en el COP depende de estos errores. En los flujos de calor externos se incluyen las pérdidas térmicas del equipo al ambiente que en los cálculos internos no se suelen ver. El cálculo del error de estos datos se presenta a continuación. La ecuación usada para calcular el flujo de calor es:

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p(T_{in} - T_{out}). \quad (3.3)$$

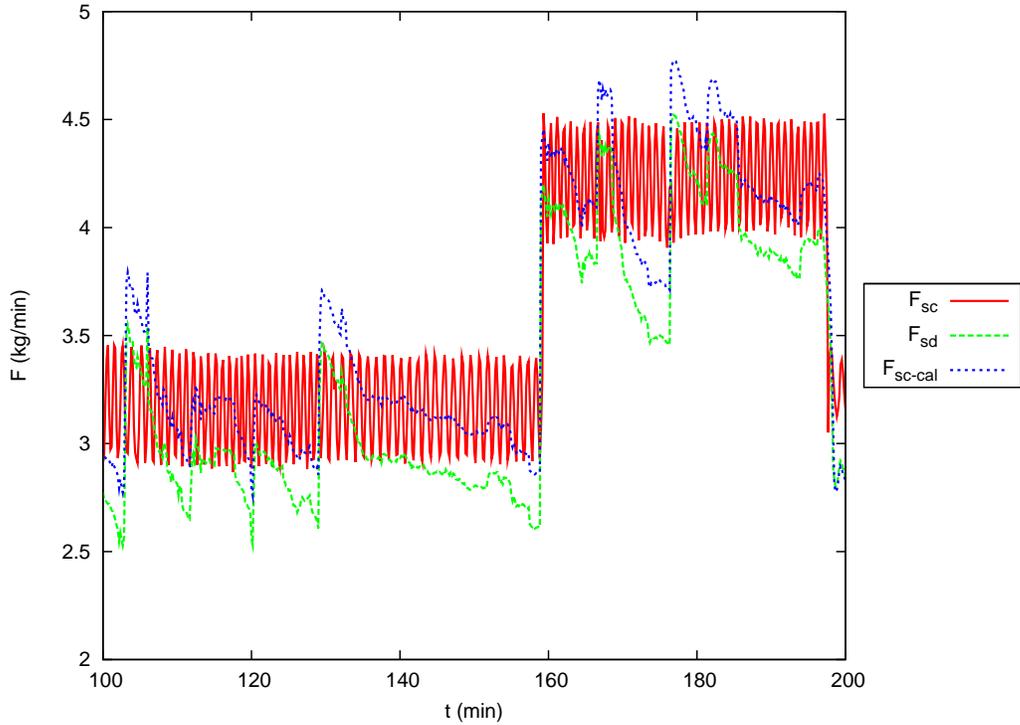


Figura 3.17: Flujo de solución controlado con la válvula de expansión.

Utilizando la teoría de propagación de errores tenemos [53]:

$$\text{Para } \bar{x} = a\bar{u} \pm b\bar{v} \quad \rightarrow \quad s_x^2 \approx a^2 s_u^2 + b^2 s_v^2 \pm 2abs_{uv}, \quad (3.4)$$

$$\text{Para } \bar{x} = \pm a\bar{u}\bar{v} \quad \rightarrow \quad \frac{s_x^2}{\bar{x}^2} \approx \frac{s_u^2}{\bar{u}^2} + \frac{s_v^2}{\bar{v}^2} + 2\frac{s_{uv}}{\bar{u}\bar{v}}, \quad (3.5)$$

$$\text{Para } \bar{x} = \pm \frac{a\bar{u}}{\bar{v}} \quad \rightarrow \quad \frac{s_x^2}{\bar{x}^2} \approx \frac{s_u^2}{\bar{u}^2} + \frac{s_v^2}{\bar{v}^2} - 2\frac{s_{uv}}{\bar{u}\bar{v}}, \quad (3.6)$$

donde x es variable dependiente en una función arbitraria, u y v son dos variables que tienen sus respectivos errores s_u y s_v , s_{uv} es la covarianza de las variables u y v , a y b son constantes y \bar{x} , \bar{u} , \bar{v} , son las medias de las variables.

Para aplicar las ecuaciones 3.4, 3.5 y 3.6 se necesita la media de los datos, en las gráficas que se presentan en este trabajo se muestran sólo valores puntuales y con estos datos se calculan los flujos de calor y el COP del equipo. El valor de la media se sustituye por el valor puntual con el fin de calcular la propagación del error debida a los instrumentos.

La temperatura de salida del aceite térmico, el C_p y el flujo másico de aceite dependen de la temperatura de entrada del aceite, al variar esta, varían las demás y dejando fija esta temperatura los demás valores se mantienen constantes, para este caso el valor de s_{uv} es cero. Para el cálculo del C_p del aceite se utiliza una correlación, en base a temperatura, proporcionada

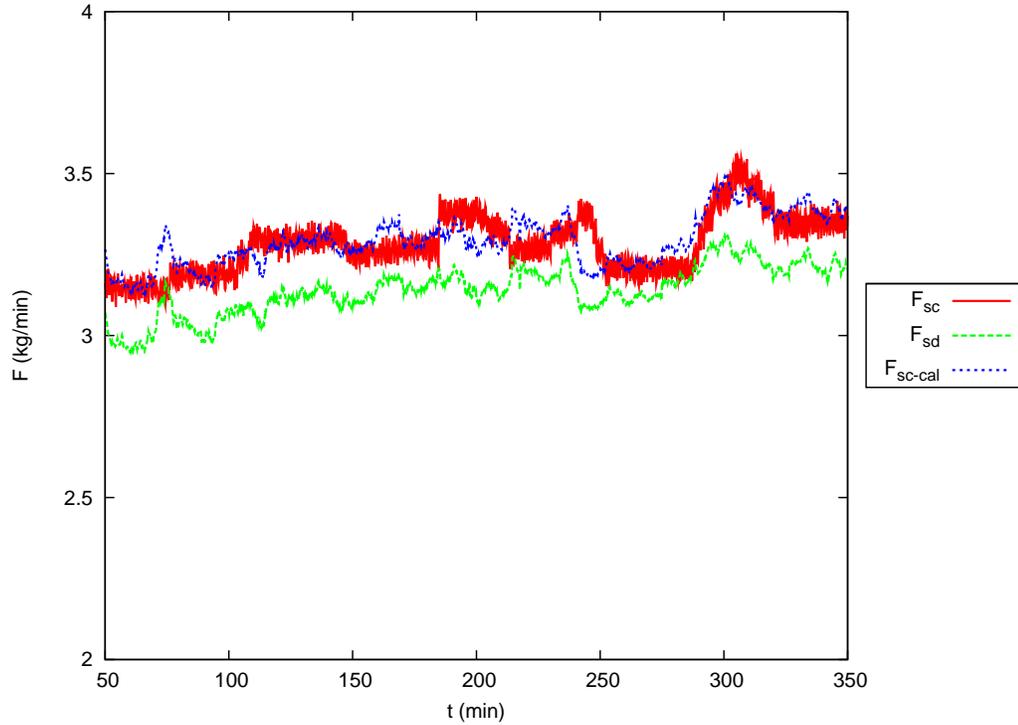


Figura 3.18: Flujo de solución controlado con la bomba.

por el fabricante, el cual no proporciona el error de misma. Para el cálculo del c_p se utiliza promedio de la temperatura de entrada y salida del aceite térmico, si estas temperaturas no cambian entonces se puede manejar este valor como una constante. Por lo tanto tenemos:

Para la diferencia de temperatura se tiene:

$$s_x^2 \approx s_u^2 + s_v^2 = 0.2^2 + 0.2^2, \quad (3.7)$$

$$s = 0.28^\circ\text{C}. \quad (3.8)$$

$$(T_{in} \pm 0.2^\circ\text{C} - T_{out} \pm 0.2^\circ\text{C}) = \Delta T \pm 0.28^\circ\text{C} \quad (3.9)$$

El máximo flujo de aceite que se utilizó durante las pruebas fue de 28 kg/min, para el caso del sensor de efecto Coriolis tiene un error de 0.1 % de la medición. Para el flujo de calor combinando el resultado anterior con el flujo másico de aceite medido con el sensor de efecto

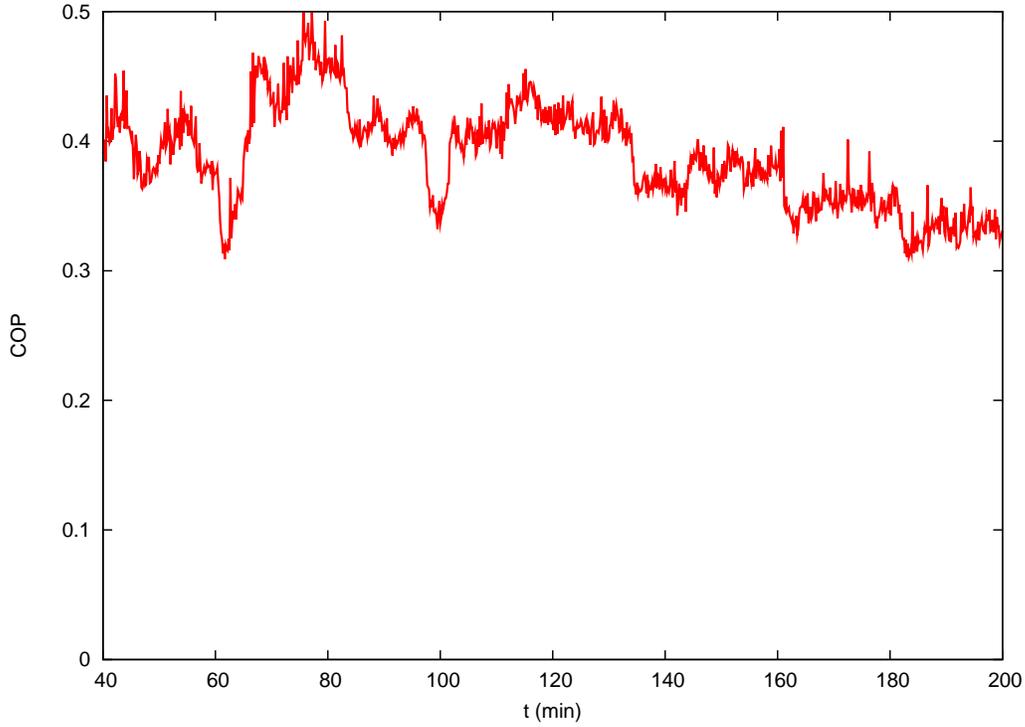


Figura 3.19: Coeficiente de operación externo para diferentes flujos de solución.

Coriolis se tiene:

$$\frac{s_x^2}{x^2} \approx \frac{s_u^2}{u^2} + \frac{s_v^2}{v^2}, \quad (3.10)$$

$$\frac{s_{\dot{Q}}^2}{\dot{Q}^2} \approx \frac{s_{\dot{m}}^2}{\dot{m}^2} + \frac{s_{\Delta T}^2}{\Delta T^2}, \quad (3.11)$$

$$\frac{s_{\dot{Q}}^2}{\dot{Q}^2} \approx \frac{0.028^2}{\dot{m}^2} + \frac{0.28^2}{\Delta T^2}, \quad (3.12)$$

$$s_{\dot{Q}} = \sqrt{\dot{Q}^2 \left(\frac{0.028^2}{\dot{m}^2} + \frac{0.28^2}{\Delta T^2} \right)} \quad (3.13)$$

$$\dot{Q} = (\dot{m} \pm 0.028 \text{ kg/min})(c_p)(\Delta T \pm 0.28^\circ \text{C}). \quad (3.14)$$

La ecuación 3.13 se utiliza para calcular el error en el flujo de calor tanto en el generador como en el evaporador.

Y para el caso del COP se tienen las siguientes ecuaciones:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{EV} \pm s_{\dot{Q}_{EV}}}{\dot{Q}_{GE} \pm s_{\dot{Q}_{GE}}}, \quad (3.15)$$

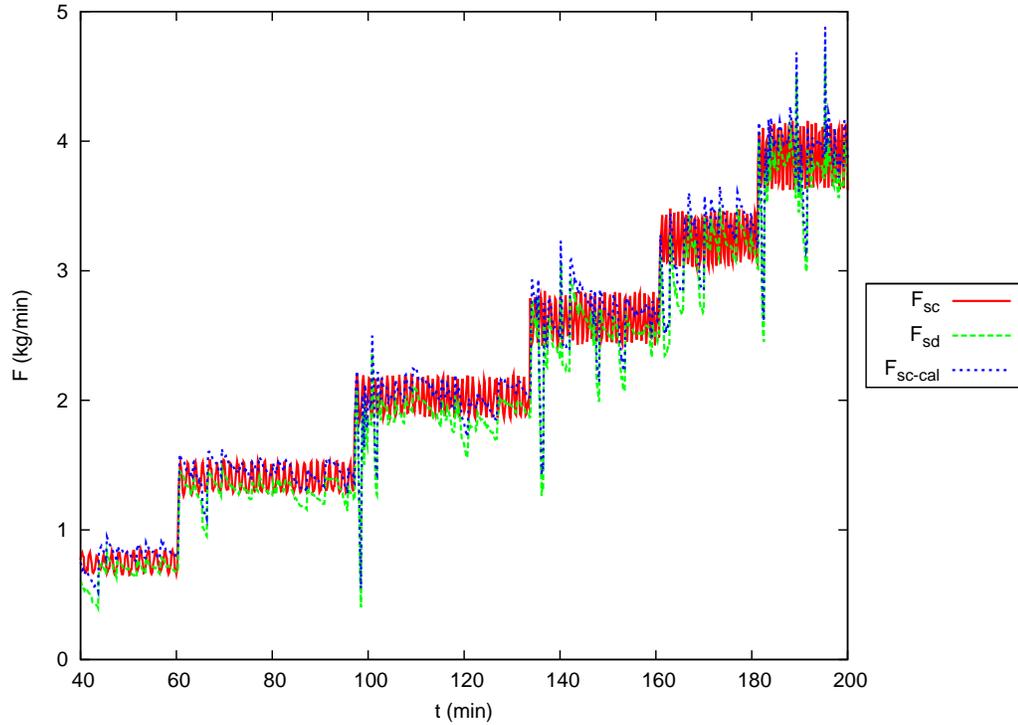


Figura 3.20: Flujos de solución.

$$\frac{s_x^2}{x^2} \approx \frac{s_u^2}{u^2} + \frac{s_v^2}{v^2}, \quad (3.16)$$

$$\frac{s_{COP}^2}{COP^2} \approx \frac{s_{\dot{Q}_{EV}}^2}{\dot{Q}_{EV}^2} + \frac{s_{\dot{Q}_{GE}}^2}{\dot{Q}_{GE}^2}, \quad (3.17)$$

$$s_{COP} = \sqrt{COP^2 \left(\frac{s_{\dot{Q}_{EV}}^2}{\dot{Q}_{EV}^2} + \frac{s_{\dot{Q}_{GE}}^2}{\dot{Q}_{GE}^2} \right)} \quad (3.18)$$

Para una prueba dada, el error debido a los instrumentos en los flujos de calor y su respectivo COP se puede apreciar en la figura 3.24. Se utilizan las ecuaciones 3.13 y 3.18 para el cálculo de la desviación estándar debida a los instrumentos. El flujo de calor externo del generador se muestra de color morado en la parte superior, el flujo de calor externo del evaporador se muestra en la parte inferior de la gráfica en color anaranjado y la curva del COP se muestra en color verde.

Para los datos que se que se mostraron en la gráfica 3.24 se tuvo una desviación estándar para el flujo de calor del evaporador de 0.30 kW, para el flujo de calor del generador la desviación estándar fue de 0.26 kW y para el COP se tuvo una desviación de 0.030 adimensional.

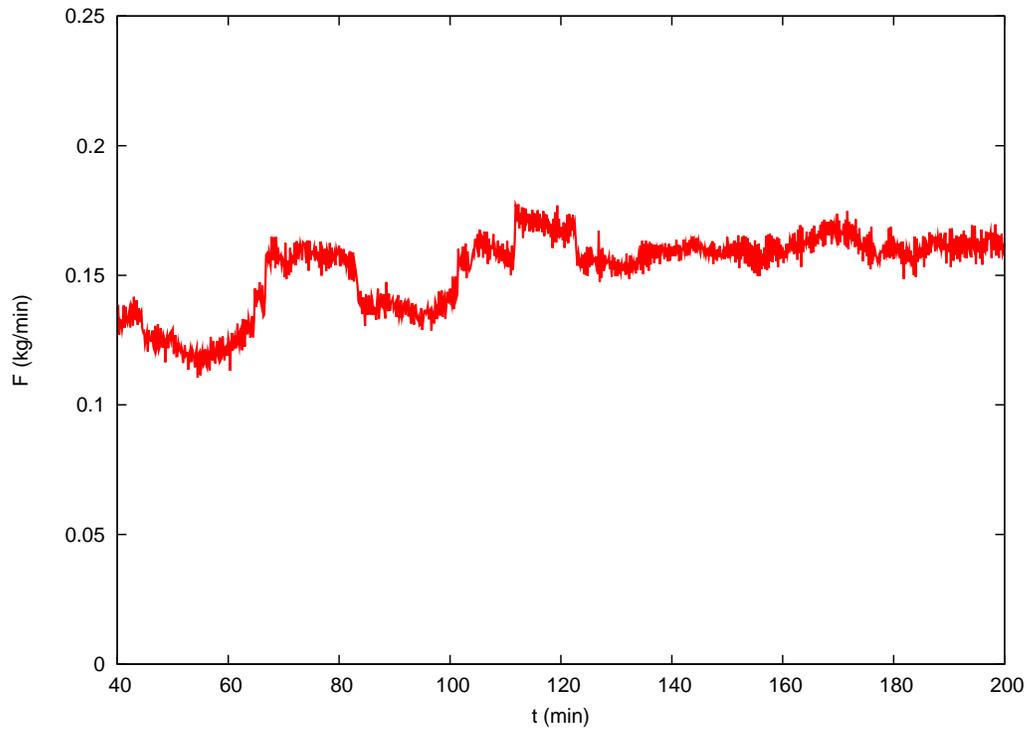


Figura 3.21: Flujo de amoniaco.

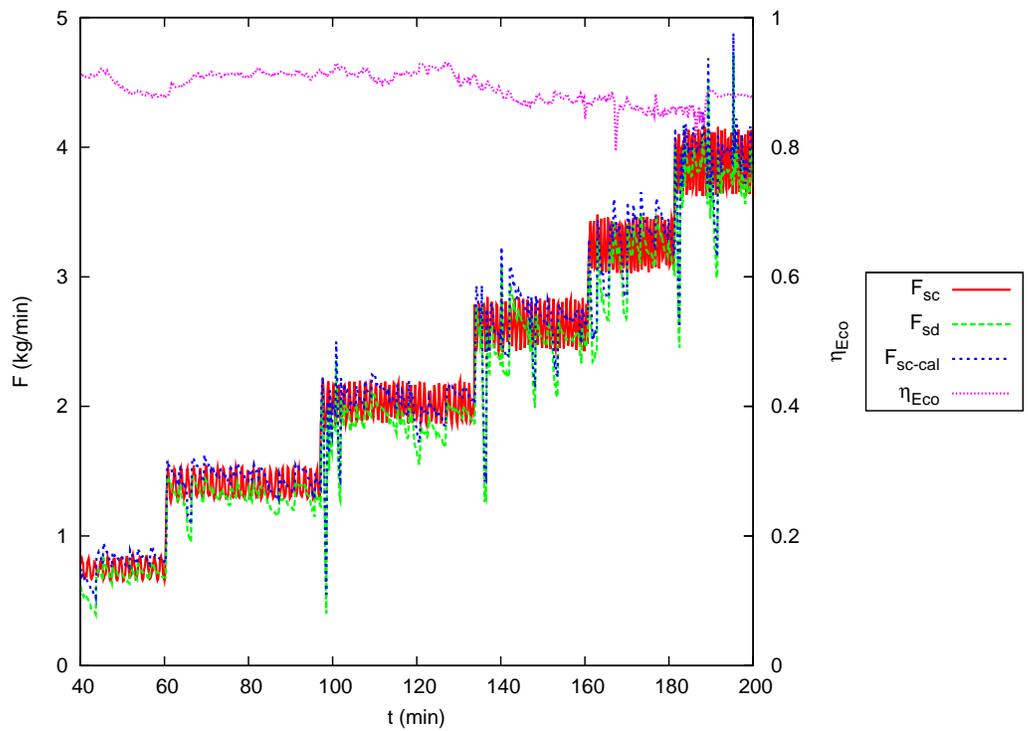


Figura 3.22: Eficiencia del economizador en diferentes flujos de solución, para una concentración de 46.2 %.

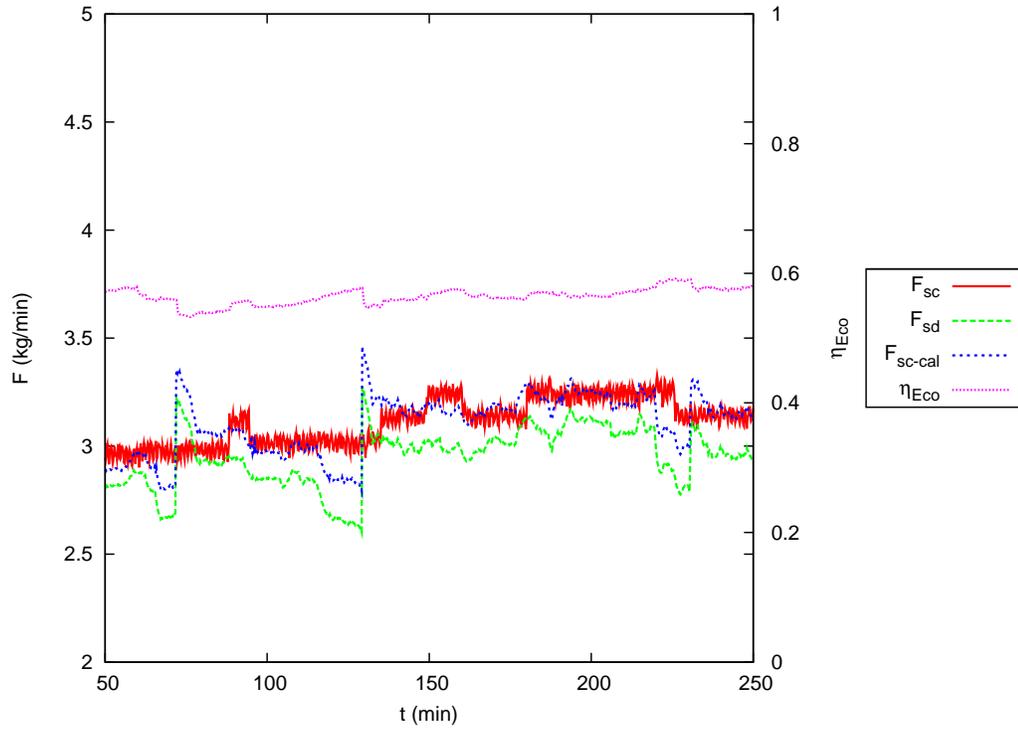


Figura 3.23: Eficiencia del economizador con temperatura de generación de $110\text{ }^{\circ}\text{C}$, para una concentración de 51.4 %.

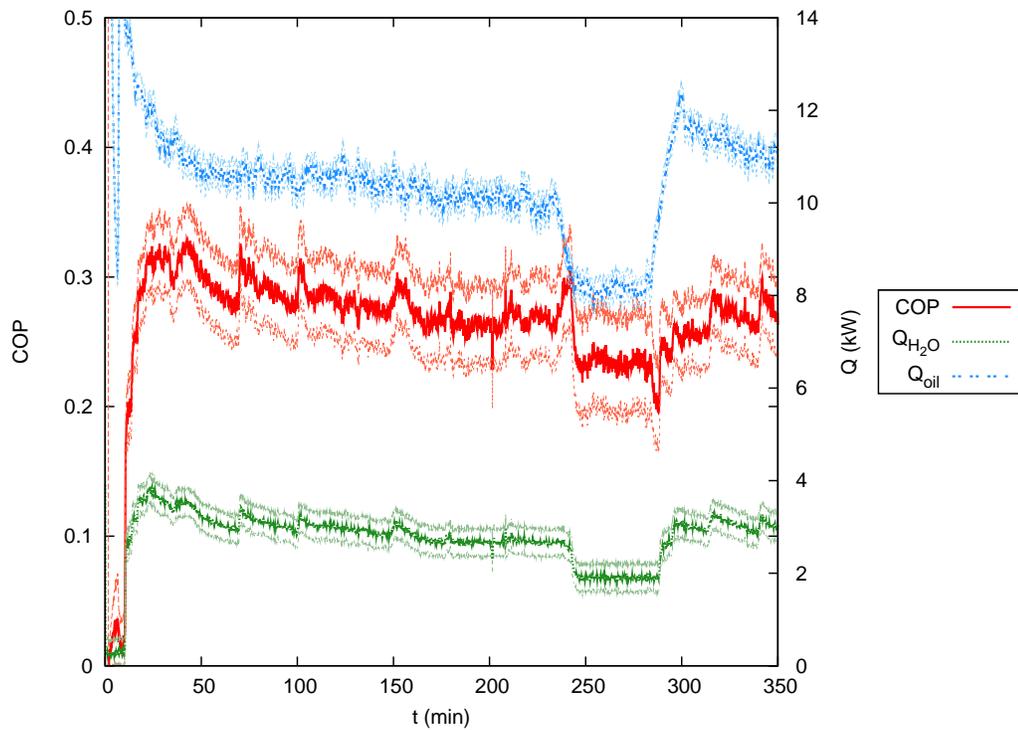


Figura 3.24: Flujos de calor y COP con desviación estándar.

Capítulo 4

Análisis

4.1. Comparación entre mezclas

Un objetivo para este prototipo es que se acople a un sistema de colectores solares del tipo de tubos evacuados. Por lo que se busca trabajar a bajas temperaturas de generación. En el caso de la mezcla binaria con una concentración de 46.2 % (m/m) se requería un suministro grande de calor, debido a la baja concentración, para poder generar refrigerante. La temperatura del aceite térmico de entrada al generador era de 180 °C. La ventaja de estas pruebas es que las presiones del equipo eran relativamente bajas, comparadas con la concentración de 51.4 % (m/m). Al aumentar la concentración de la mezcla, las presiones del equipo aumentan, pero se puede generar amoníaco a menores temperaturas. Se comparan la mezcla binaria a 51.4 % (m/m) de concentración y las mezclas ternarias a 15 % (m/m) de agua y 25 % (m/m) de agua, ambas con una concentración de refrigerante de 50 % (m/m). Estas pruebas tienen condiciones similares de operación, como son: flujo de aceite, flujo de aire en el absorbedor, flujo de aire en el condensador, temperatura ambiente similar, etc. El parámetro que se modifica para las diferentes concentraciones es la temperatura de alimentación del aceite térmico, con el objetivo de generar un flujo de refrigerante similar. Se describe la primera prueba y en las siguientes pruebas se realizan las comparaciones pertinentes.

4.1.1. Mezcla binaria a una concentración de 51.4 %

La concentración de la solución de esta corrida experimental es de 51.4 % (m/m), se operó con una temperatura de 140 °C, y al final se probó 130 °C y 150 °C. El perfil de tem-

peraturas del generador se puede observar en la figura 4.1. Las dos temperaturas superiores corresponde a la entrada y salida del aceite térmico, para una temperatura de $140\text{ }^{\circ}\text{C}$ se tiene un diferencial de temperatura de $11\text{ }^{\circ}\text{C}$, para $130\text{ }^{\circ}\text{C}$ el diferencial es de $9\text{ }^{\circ}\text{C}$ y para $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ es de casi $13\text{ }^{\circ}\text{C}$. La diferencia entre la salida de vapor de amoníaco y la salida de solución débil en el generador es cercana a los $9\text{ }^{\circ}\text{C}$.

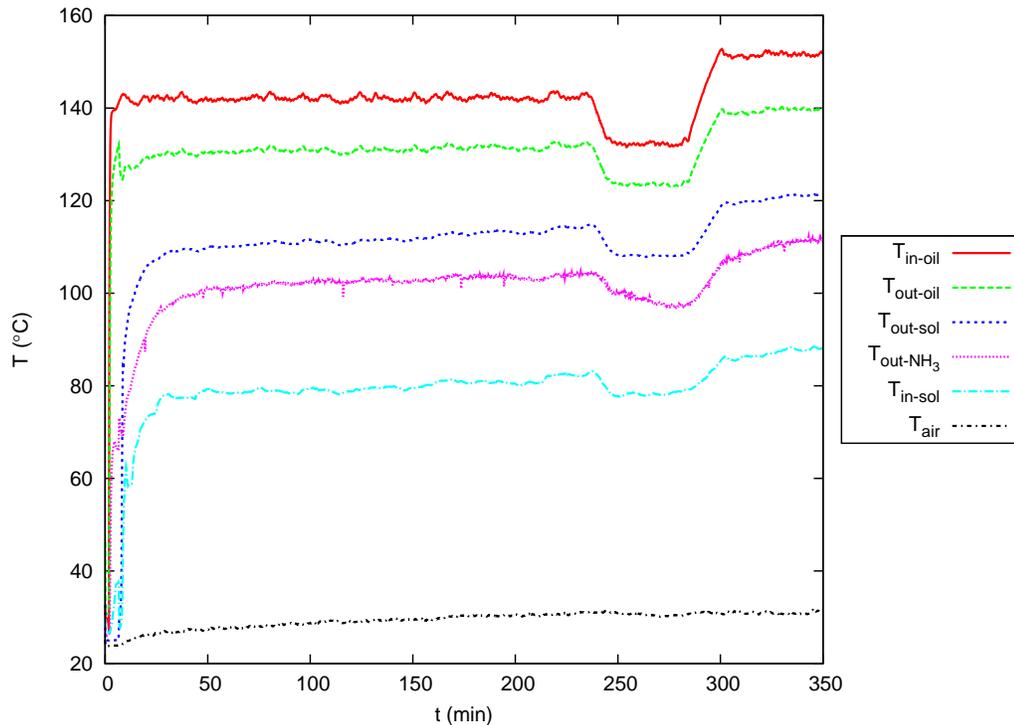


Figura 4.1: Perfil de temperaturas en el generador de la mezcla binaria a una concentración de 51.4%.

En la figura 4.2 se muestra el perfil de temperaturas del absorbedor para esta corrida experimental. En la parte superior se encuentra la temperatura de entrada de solución diluida seguida por la temperatura de salida de solución concentrada, después se encuentra la temperatura de salida del aire de enfriamiento y la temperatura ambiente, y en la parte inferior se muestra la temperatura de entrada del vapor de amoníaco. Se observa al final de las curvas cambios en las temperaturas de entrada y salida de solución del equipo debido a los cambios de temperaturas del generador. La diferencia de temperatura entre la entrada y salida de solución es alrededor de $26\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Con estas temperaturas de generación, los flujos de amoníaco que se lograron para estas pruebas se pueden ver en la figura 4.3. La temperatura ambiente en esta corrida experimental varió de $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ hasta $32\text{ }^{\circ}\text{C}$, por esta razón el flujo de amoníaco va disminuyendo, en el minuto 169 se tuvo que cerrar un poco la válvula de expansión porque el nivel en el condensador se

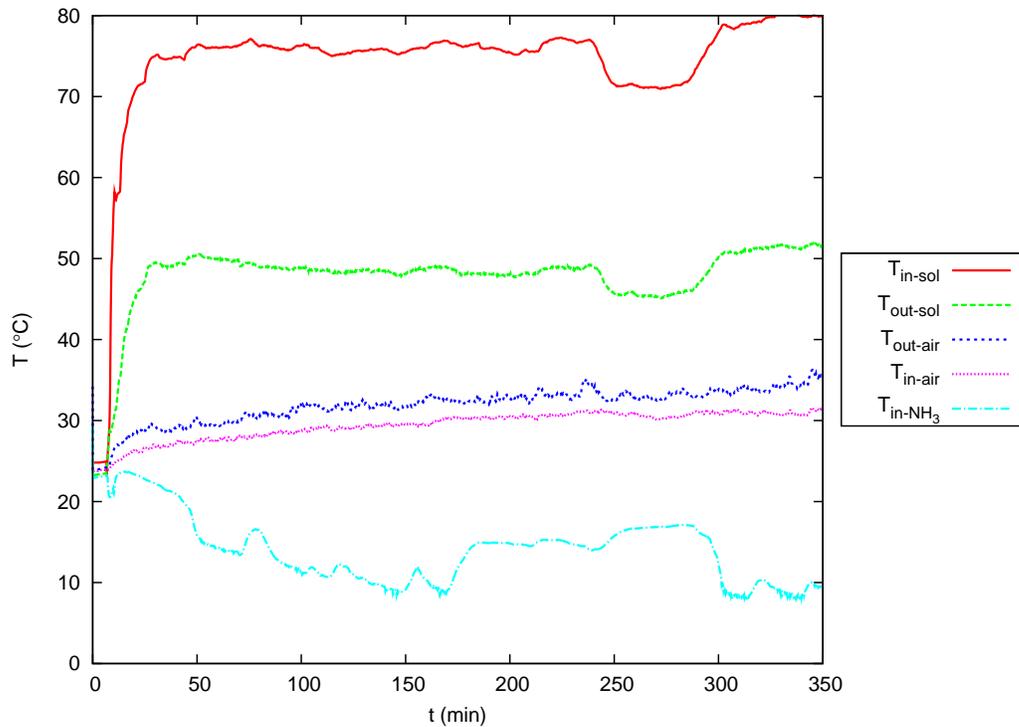


Figura 4.2: Perfil de temperaturas en el absorbedor de la mezcla binaria a una concentración de 51.4%.

estaba perdiendo. Después de esto la disminución y posterior aumento en el flujo de amoníaco corresponden a las variaciones en las temperaturas del generador. Para la zona del minuto 170 hasta terminar las pruebas la temperatura ambiente varió entre 30 °C a 32 °C. En esta zona, comparando las temperaturas y los flujos de amoníaco, tenemos que a 140 °C el flujo máximo de amoníaco es de 0.15 kg/min, a 130 °C el flujo de amoníaco disminuyó a 0.1 kg/min y a 150 °C el flujo de refrigerante aumentó hasta 0.175 kg/min. A mayor temperatura mayor generación de amoníaco, pero esto conlleva a una mayor presión tanto en el lado de alta presión como en el de baja presión.

En la figura 4.4 se pueden ver los flujos de calor del equipo así como el COP para esta corrida experimental. A partir del minuto 170 el flujo de calor del generador era de 10 kW, al disminuir la temperatura del aceite térmico a la entrada del generador en 10 °C, el flujo de calor del generador disminuyó a 8 kW. Con esta disminución se genera menos refrigerante y por lo tanto disminuye la capacidad de refrigeración. En esta prueba, la disminución del flujo de calor del evaporador, debida a la disminución de refrigerante, tuvo un mayor impacto en el COP que la disminución del flujo de calor en el generador. El mayor valor del COP se da al principio de la corrida experimental y corresponde a la temperatura ambiente menor, conforme aumentó la temperatura el COP disminuyó, en general el COP se mantuvo entre

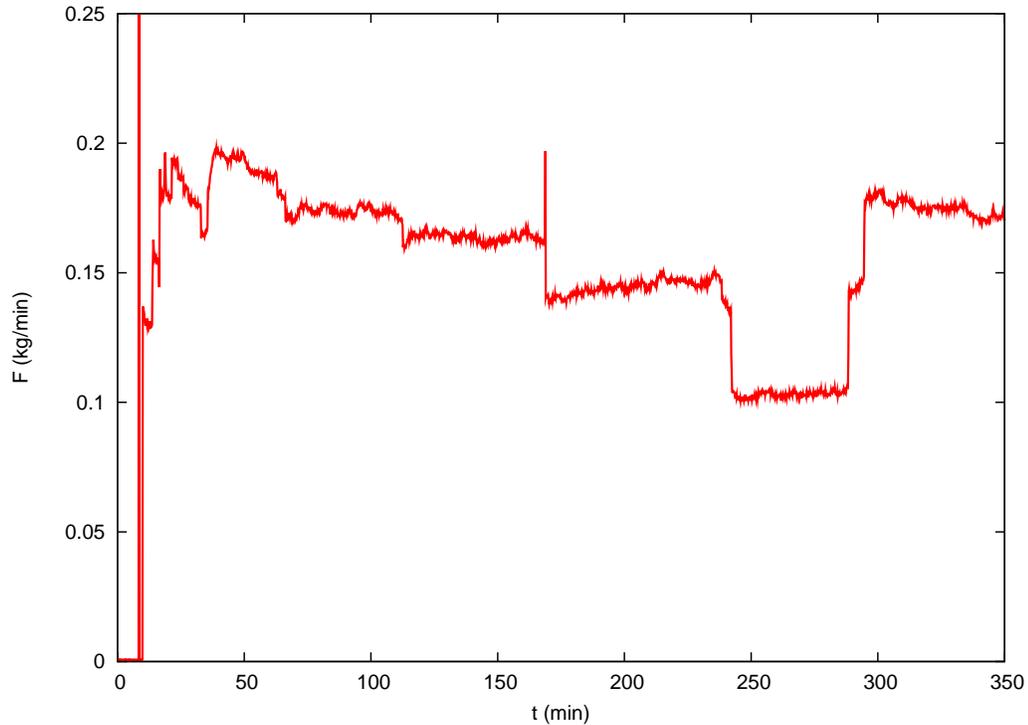


Figura 4.3: Flujo de amoníaco a una concentración de 51.4%.

0.2 a 0.3.

4.1.2. Mezcla ternaria con una concentración de agua de 15 % p/p.

El perfil de temperaturas del generador para esta corrida experimental se puede ver en la figura 4.5. Se probaron las temperaturas de generación de 120 °C, 110 °C y 140 °C. Las variaciones que se aprecian en el final, cerca del minuto 135, corresponden a un aumento en los flujos de solución concentrada y diluida.

En la figura 4.6 se muestra el perfil de temperaturas del absorbedor. La temperatura de generación afecta las temperaturas del absorbedor, sin embargo para la temperatura del aceite de 110 °C no se aprecian cambios en las temperaturas del absorbedor. Para las temperaturas de 110 y 120 °C del aceite las temperaturas de entrada al absorbedor están por debajo de los 60 °C y para la temperatura de 140 °C del aceite las temperaturas de entrada de solución superan los 70 °C. Temperaturas de generación menores generan temperaturas de absorción menores, lo cual favorece al proceso de absorción. Para esta prueba se mantuvo una diferencia de temperaturas, entre entrada y salida de solución, alrededor de los 20 °C.

En la figura 4.7 se muestra el flujo de amoníaco de esta corrida experimental, se observan las variaciones en el flujo de amoníaco debidas a los cambios de temperatura en el generador.

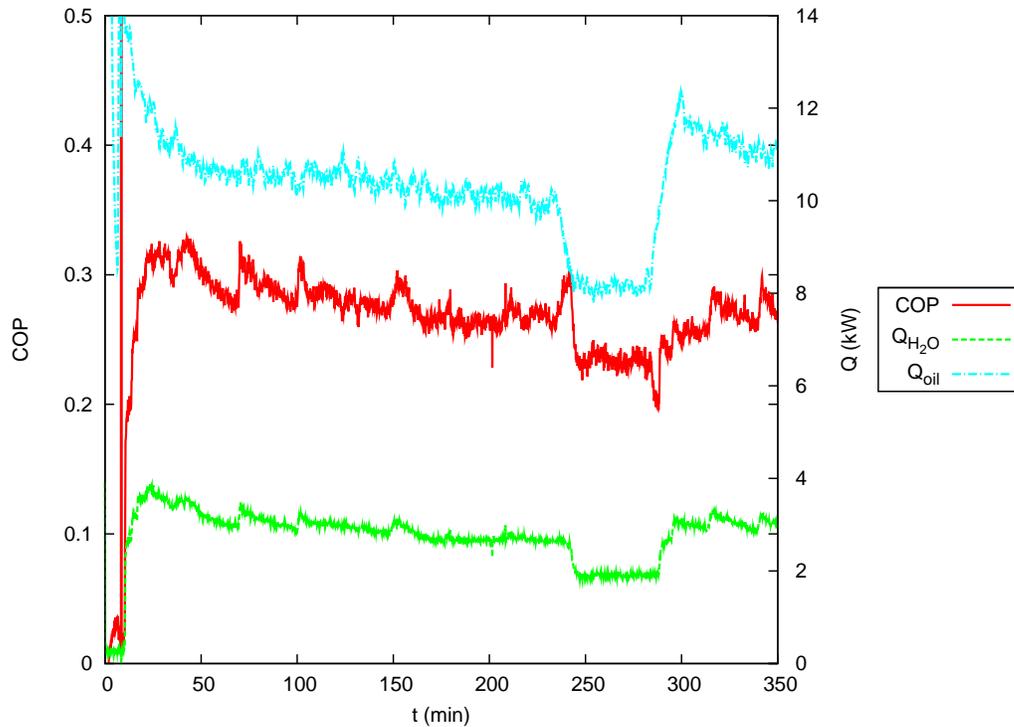


Figura 4.4: COP y flujos de calor a una concentración 51.4 %.

La temperatura ambiente varió a lo largo de la prueba de 25 °C a 30 °C. A una temperatura menor, de 120 °C, se obtiene un flujo de amoníaco mayor que para la mezcla binaria a 130 °C, así mismo para la temperatura de 140 °C la generación de amoníaco se eleva hasta 0.2 kg/min y en la mezcla binaria sólo llegó a 0.15 kg/min.

En la figura 4.8 se pueden ver los flujos de calor y el COP de esta corrida experimental. Debido a que la generación de amoníaco es mayor en la mezcla ternaria el COP también es mayor, así como el flujo de calor del evaporador. Las variaciones que se observan en el COP antes del minuto 60 y después del 80, corresponden a los cambios de temperatura y el tiempo que tardó el equipo en estabilizarse. Salvo estas variaciones, el valor de COP estuvo entre 0.3 a 0.4.

4.1.3. Mezcla ternaria con una concentración de agua de 25 % p/p.

El perfil de temperaturas de esta corrida experimental se puede ver en la figura 4.9. Las primeras temperaturas que se probaron correspondientes a 100 °C y 120 °C, se dejaron por un tiempo muy corto, entre 8 a 12 minutos, después de alcanzar el equilibrio; por lo que los flujos de amoníaco no son muy exactos. Las temperaturas que se mantienen son las de 110 °C y 100 °C, no se mantuvo la de 120 °C porque la presión en el lado de baja presión era

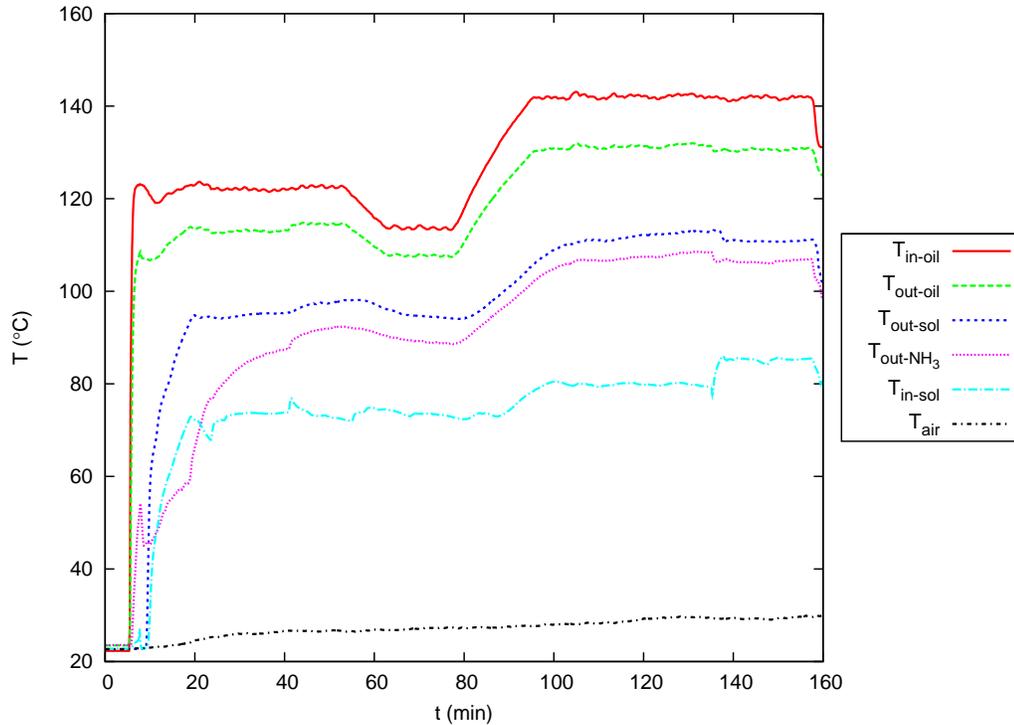


Figura 4.5: Perfil de temperaturas en el generador de la mezcla ternaria a una concentración de 15 % agua.

muy alta, de 6 bar.

En la figura 4.10 se muestra el perfil de temperaturas del absorbedor. Las variaciones que se observan en las curvas corresponden a ajustes de flujo y pruebas con la bomba de recirculación de solución en el absorbedor, por ejemplo del minuto 65 al 81 se apagó la bomba de recirculación. Para la parte final de las curvas, del minuto 90 en adelante, se puede observar un ligero cambio en la temperatura de salida de solución del absorbedor, cerca del minuto 110 que corresponde al cambio de temperatura del aceite térmico en el generador. La diferencia de temperaturas de entrada y salida de solución del absorbedor fue de alrededor de 17 °C. Al utilizar temperaturas de generación menores se obtienen también en el absorbedor temperaturas menores. Para la mezcla ternaria a 15 % de agua se logró temperaturas de entrada al absorbedor de 56 a 59 °C y para la mezcla de 25 % de agua las temperaturas estuvieron entre 49 a 51 °C.

Los flujos de amoníaco se pueden ver en la figura 4.11. En esta corrida experimental en particular la temperatura ambiente varió entre 20 a 25 °C, lo que favorece la generación de amoníaco y se pudo trabajar con temperaturas de generación de 100 °C. Para la prueba con 15 % de agua, ver figura 4.7, en el intervalo de 20 a 60 minutos se tiene una temperatura ambiente entre 25 °C a 27 °C, y para la prueba con 25 % de agua, ver figura 4.11, el intervalo

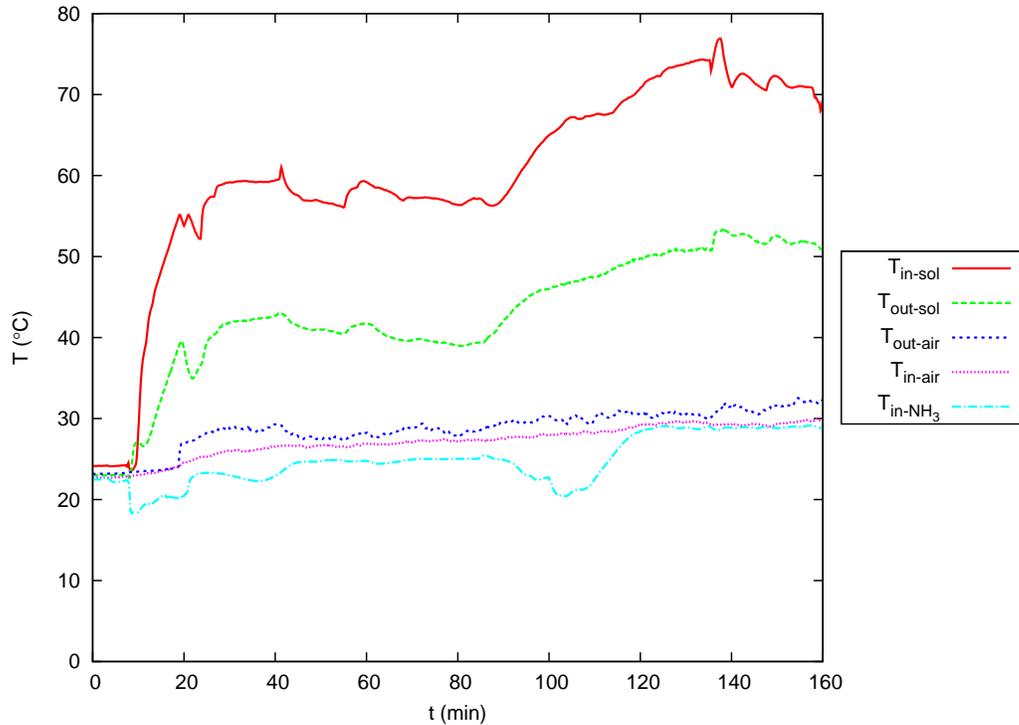


Figura 4.6: Perfil de temperaturas en el absorbedor de la mezcla ternaria a una concentración de 15 % agua.

88 a 108 minutos tiene una temperatura ambiente entre 23 °C a 24 °C, los flujos de amoníaco para ambos intervalos son similares pero la temperatura de generación para la mezcla con 15% de agua es de 120 °C, mientras que la temperatura de generación para la mezcla con 25% de agua es de 110 °C. La mezcla ternaria con 25% de agua permite operar el equipo con menores temperaturas de generación.

En la figura 4.12 se pueden ver los flujos de calor y el COP de esta corrida experimental. Los valores de COP se mantienen muy cercanos a 0.4 y en algunos puntos ligeramente por encima de este valor. Comparando con la corrida experimental anterior podemos ver una disminución en el calor de generación notable, lo que permite trabajar con bajas temperaturas del aceite para la alimentación del generador, sin embargo con esta mezcla la presión es muy elevada en el absorbedor y no permitiría trabajar a mayores temperaturas de generación (que generarían un mayor flujo de refrigerante y una mayor presión).

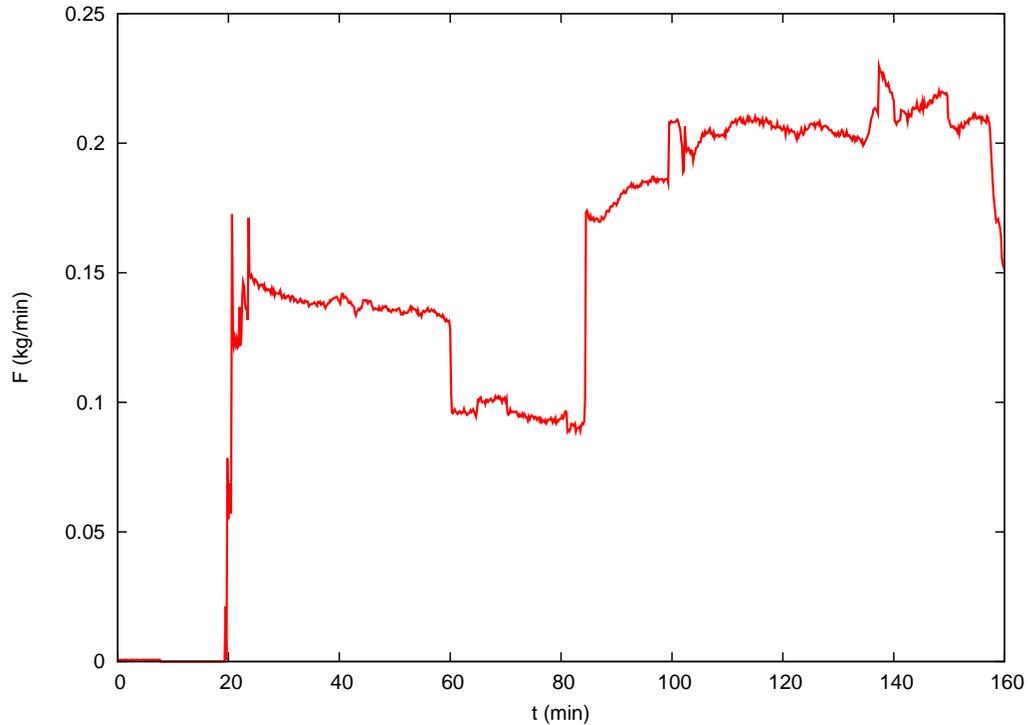


Figura 4.7: Flujo de amoníaco con la mezcla ternaria a una concentración de 15 % agua.

4.2. Análisis de datos de las pruebas experimentales

4.2.1. Bomba de recirculación

En la figura 4.13 se muestra el COP contra la diferencia de temperaturas de entrada y salida de solución en el absorbedor. Los valores corresponden a diferentes pruebas con variaciones en la temperatura ambiente, temperatura de agua de enfriamiento, etc. Se mantiene un flujo de solución constante entre absorbedor y generador de 3.1 kg/min, para los datos presentados en la gráfica. Para diferentes pruebas con y sin bomba de recirculación en el absorbedor se observa una diferencia en la diferencia de temperaturas de solución del absorbedor. Cuando no hay flujo de recirculación, la diferencia de temperaturas es menor correspondiendo en promedio a 4 °C, a cuando si lo hay donde llegan a valores de 8 a 14 °C, sin importar de cuanto sea su valor. Para observar un cambio gradual en la temperatura se deben realizar pruebas con flujos de la bomba de recirculación menores a 1 kg/min.

La figura 4.14 muestra el COP contra la temperatura del amoníaco a la entrada del evaporador con diferentes flujos en la bomba de recirculación. La temperatura de generación y el flujo de solución son iguales, así mismo la temperatura ambiente varía entre 35 y 36°C. No se observan cambios en el COP pero si una menor temperatura en el evaporador y por lo

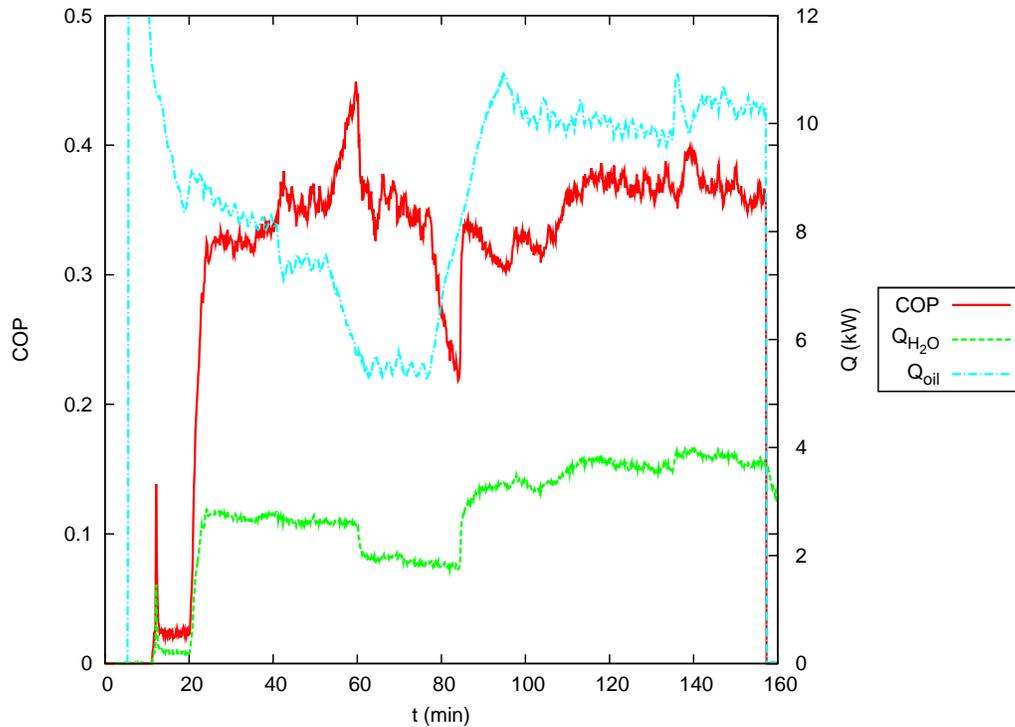


Figura 4.8: COP y flujos de calor con la mezcla ternaria a una concentración de 15 % agua.

tanto también una menor presión en el lado de baja presión. Esto permite producir agua fría a una menor temperatura y por lo tanto mejorar la capacidad de enfriamiento del equipo.

4.2.2. Relación de flujo

La relación de flujo es un parámetro de diseño y optimización importante. Se puede definir como la relación entre el flujo de solución en el circuito secundario que une el absorbedor y el generador con el flujo de trabajo o refrigerante en el circuito primario que une condensador con evaporador, $RF = \dot{m}_{AB} / \dot{m}_{NH_3}$. En la figura 4.15 se muestra el COP contra la relación de flujo. Conforme aumenta la relación de flujo el COP disminuye. Una forma de ver esto es que la relación de flujo nos indica la eficiencia de la absorción en el equipo.

En la figura 4.16 se muestra la temperatura de salida de solución del absorbedor contra la relación de flujo. Se observa que a menores relaciones de flujo se tienen temperaturas menores a la salida del absorbedor. Una relación de flujo baja implica un mejor transporte de amoníaco por la solución, al haber una mejor absorción se tienen menores temperaturas.

En la figura 4.17 se muestra la temperatura de salida de solución del generador contra la relación de flujo. Se aprecia una ligera tendencia en la cual conforme aumenta la relación de flujo la temperatura de salida de solución del generador disminuye. Lo anterior se debe

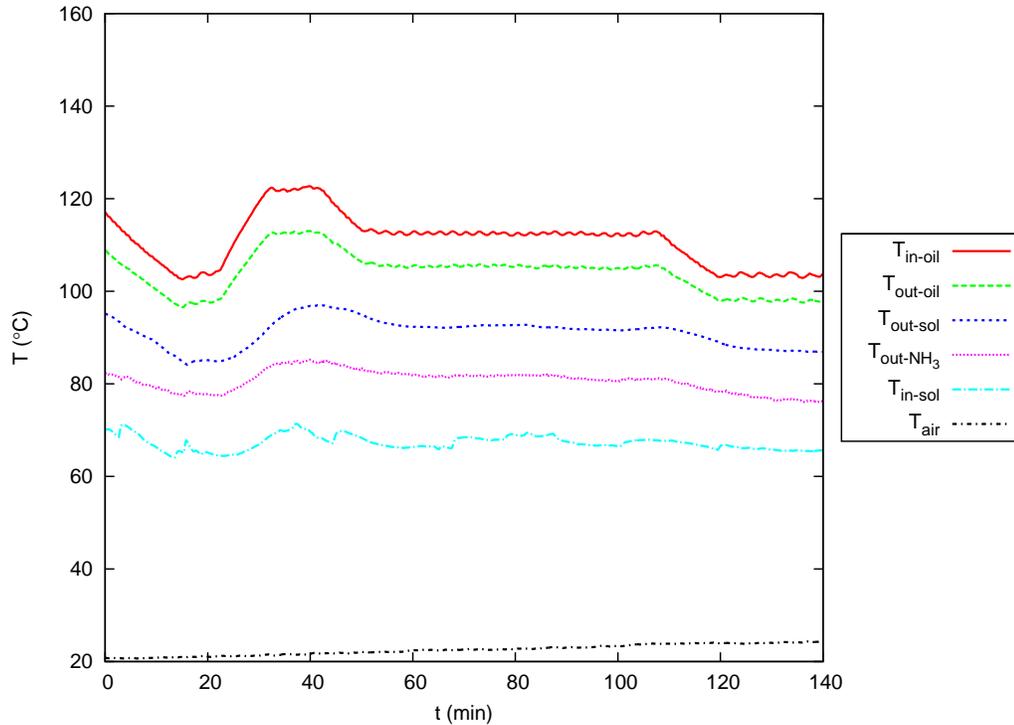


Figura 4.9: Perfil de temperaturas en el generador de la mezcla ternaria a una concentración de 25 % agua.

principalmente al incremento de en el flujo de solución, con lo cual aumenta la relación de flujo, al haber un mayor flujo de solución la temperatura de salida de solución disminuye.

4.2.3. Flujo de aire en el absorbedor

Se varió el flujo de aire del absorbedor (a 27 kg/min y a 125 kg/min) y las demás variables se mantuvieron constantes. Se observa variación en la temperatura de entrada del evaporador. En la figura 4.18 se muestra el COP contra la temperatura de entrada de amoníaco en el evaporador. La temperatura de entrada del evaporador a flujos de aire bajos se incrementa de valores de 8 a 10 °C a valores de 12 a 15°C, sin embargo el COP no tiene cambios. La variación de la temperatura de entrada de amoníaco del evaporador genera otros cambios como son un aumento en la presión y un aumento en la temperatura de solución a la salida del absorbedor.

4.2.4. Temperaturas ambiente y del agua a la salida del evaporador

En las pruebas experimentales no se pudo controlar la temperatura ambiente, las pruebas empezaban en la mañana generalmente y por esta razón la temperatura ambiente va en aumen-

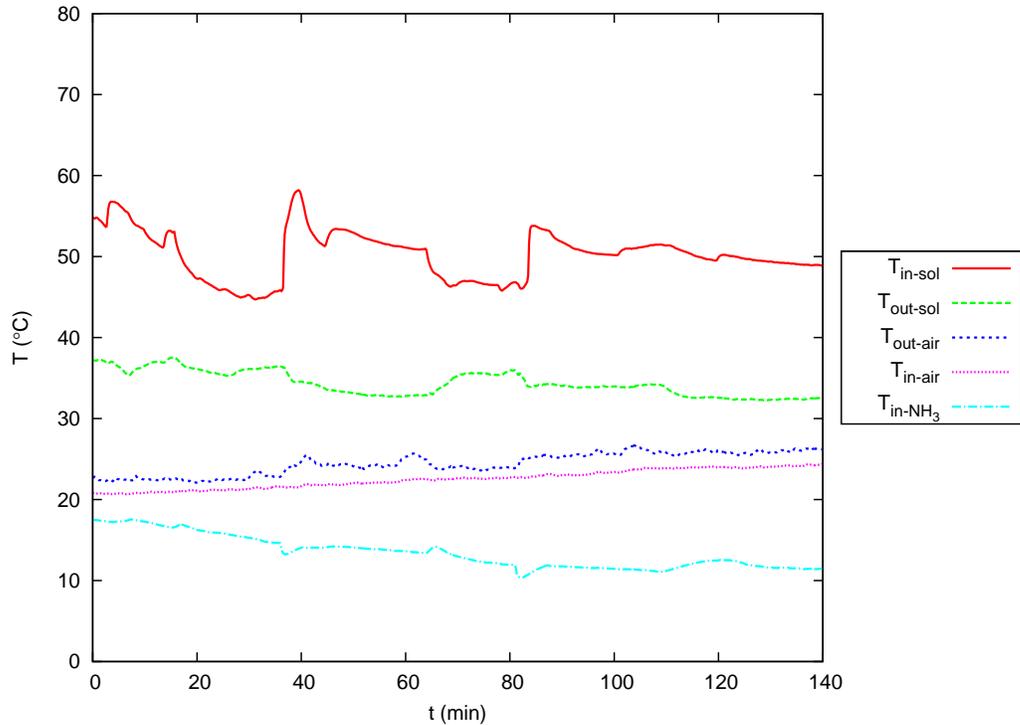


Figura 4.10: Perfil de temperaturas en el absorbedor de la mezcla ternaria a una concentración de 25 % agua.

to a lo largo de las pruebas. La temperatura del agua en el evaporador tenía una temperatura de 18 a 23 °C al iniciar las pruebas, por esta razón la temperatura del agua va disminuyendo gradualmente. En la figura 4.19 se muestra el COP contra la diferencia de la temperatura ambiente y la temperatura del agua a la salida del evaporador para diferentes pruebas. A una temperatura ambiente baja el COP es mayor que a una temperatura más alta y de forma inversa a una temperatura alta en el evaporador el COP es mayor que a temperaturas bajas. Por lo que a diferencias de temperaturas menores, temperatura ambiente baja y temperatura de evaporación alta, se tiene un COP mayor que a diferencias grandes. Esta diferencia nos permite evaluar de cierta forma a la temperatura ambiente. Los valores de los datos corresponden a una mezcla binaria a 46 % de concentración y con una temperatura de entra del aceite térmico de 181 °C.

En la figura 4.20 se muestra el COP contra la temperatura de salida del agua en el evaporador, para la mezcla binaria a 46 %, mezcla binaria a 51 % y para la mezcla ternaria. Se puede apreciar una disminución del COP debido al decremento en la temperatura del agua en el evaporador.

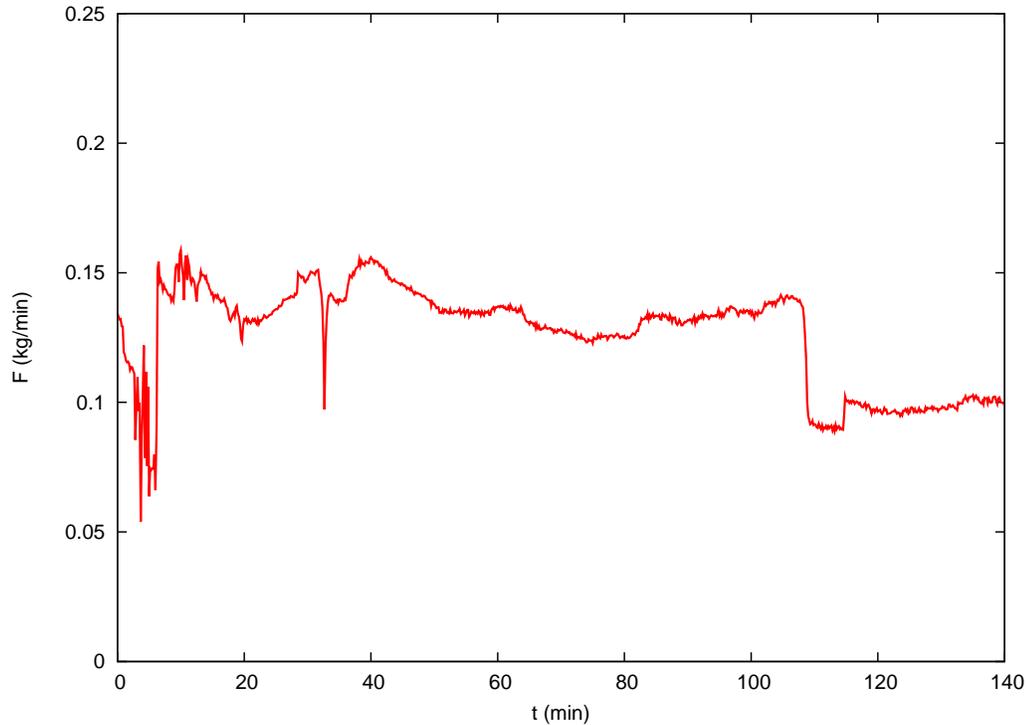


Figura 4.11: Flujo de amoníaco con la mezcla ternaria a una concentración de 25 % agua.

4.2.5. Diferencias entre mezclas

En la figura 4.21 se muestra el flujo de amoníaco que se obtiene para diferentes flujos de calor suministrados en el generador. Conforme se aumenta el flujo de calor se genera una mayor cantidad de amoníaco. También se puede observar que con la mezcla ternaria se obtiene una mayor cantidad de amoníaco para un mismo flujo de calor.

En la figura 4.22 se muestra la carga de refrigeración obtenida en el agua enfriada en el evaporador contra el flujo de calor suministrado por el aceite en el generador. Se puede apreciar que conforme aumentamos el flujo de calor generamos también una mayor refrigeración en el evaporador. Para los valores de mezcla binaria con una concentración de 51 % se observa una disminución en el flujo de calor del agua con valores altos en el flujo de calor del generador del lado de aceite, esto se debe a que en estas condiciones el evaporador pierde capacidad, las condiciones térmicas presentes en el intercambiador de placas no permiten extraer más calor.

En la figura 4.23 se muestra el COP contra el flujo de calor suministrado al generador. Los flujos de calor más bajos corresponden a las mezclas ternarias. Para las dos mezclas binarias parece haber una disminución del COP conforme aumenta el flujo de calor. Esto se debe a que aunque existe un aumento en el flujo de amoníaco, el aumento en la capacidad frigorífica

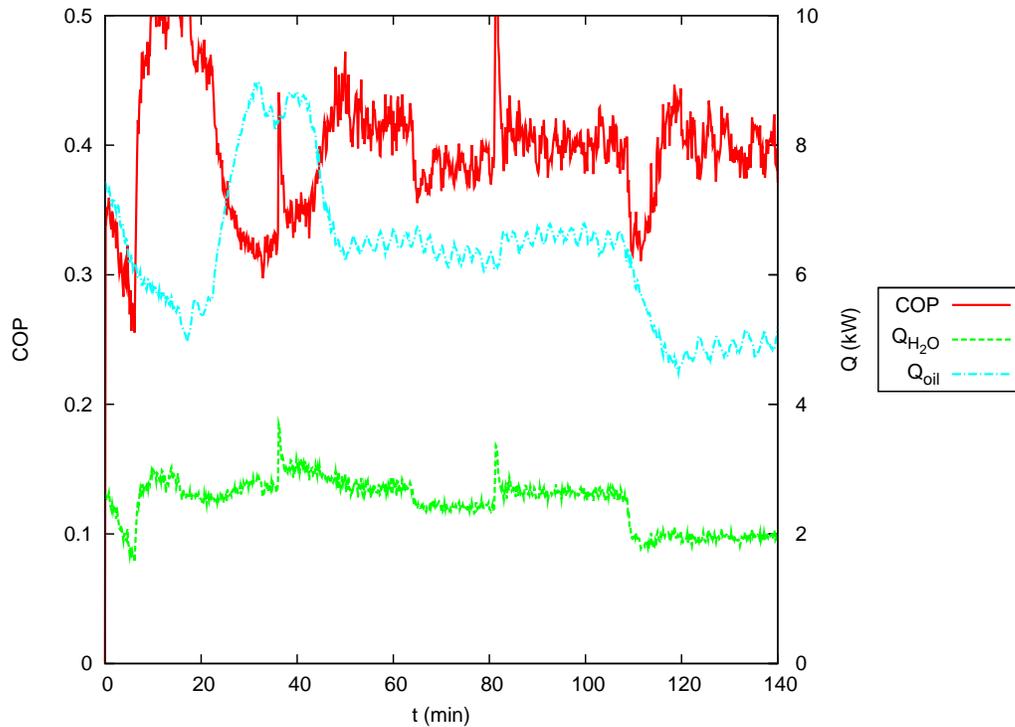


Figura 4.12: COP y flujos de calor con la mezcla ternaria a una concentración de 25 % agua.

no es suficiente para mantener el COP constante. En la mezcla ternaria con 15 % de agua no se aprecia esta disminución, esto se debe a que las pruebas para esta mezcla se hicieron a un flujo de agua mayor de 20 kg/min, las demás pruebas se realizaron a 15 kg/min.

En la figura 4.24 se muestra el COP contra la capacidad frigorífica del equipo. Se puede apreciar que las mezclas ternarias tienen las cargas de operación más bajas, sin embargo esto se debe también se debe a que se utilizaron temperaturas más bajas de operación.

4.2.6. Flujo de aire en el condensador

En la figura 4.25 se muestra el COP contra el flujo de aire en el condensador para una mezcla binaria de 51%(m/m). Se observa un incremento en el COP con el aumento en el flujo de aire del condensador, esto se debe a que a un mayor flujo de aire se tiene una mayor condensación de amoníaco con lo cual se incrementa la capacidad del equipo, mejorando el COP.

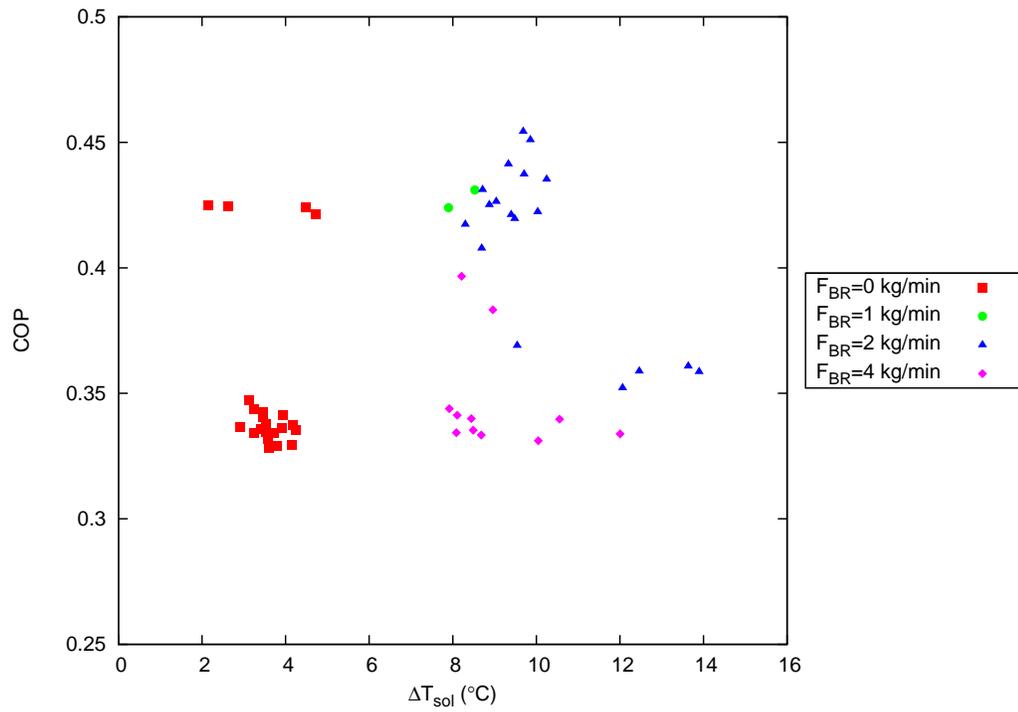


Figura 4.13: COP contra la diferencia de temperaturas de solución en el absorbedor, efecto de la bomba de recirculación.

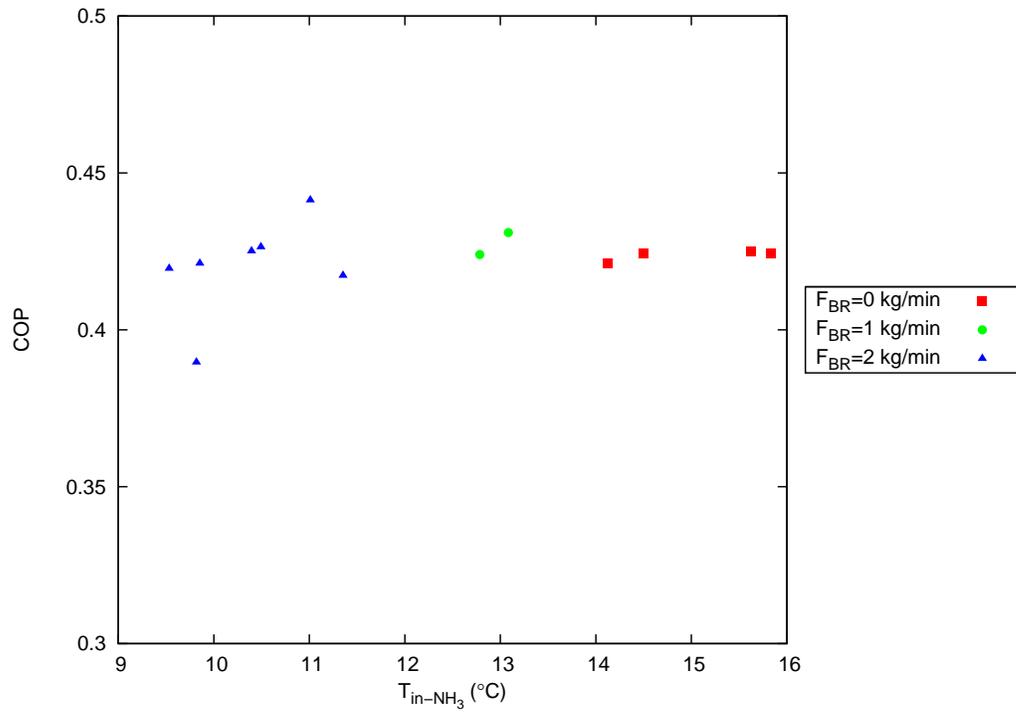


Figura 4.14: COP contra la temperatura de entrada de refrigerante en el evaporador, efecto de la bomba de recirculación.

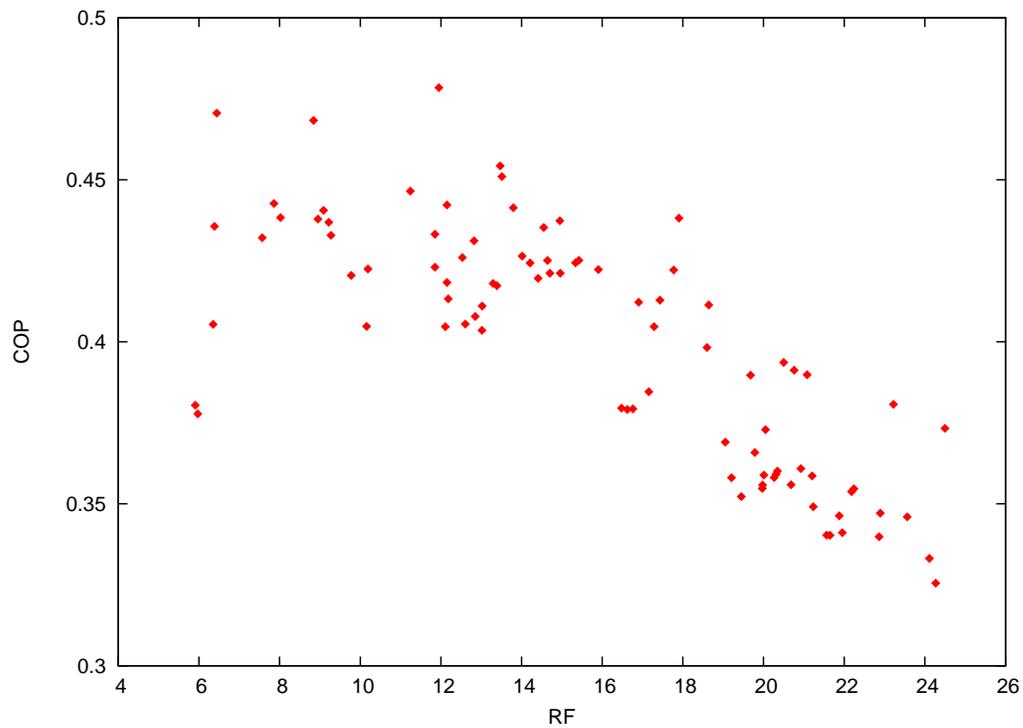


Figura 4.15: COP contra la relación de flujo.

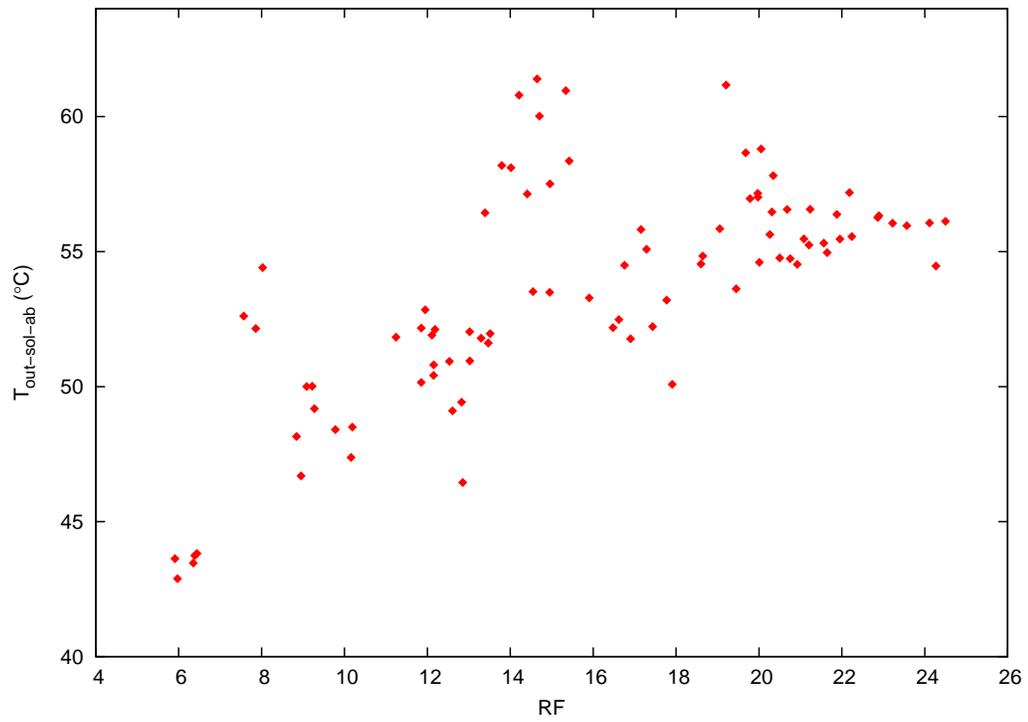


Figura 4.16: Temperatura de salida de solución del absorbedor contra la relación de f ujo.

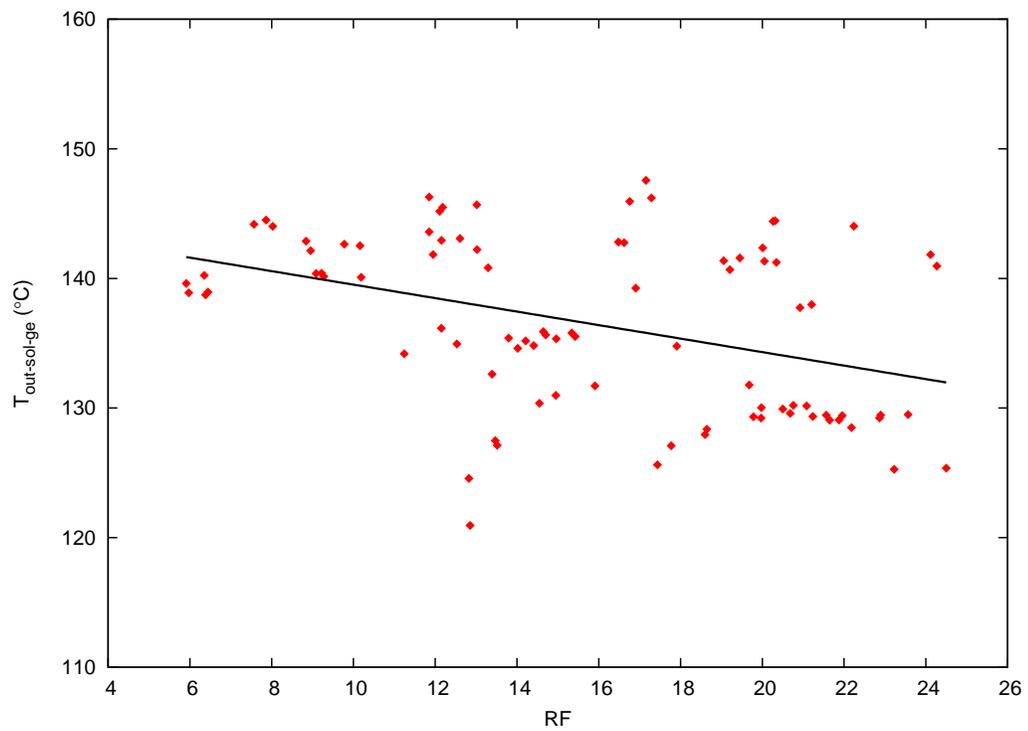


Figura 4.17: Temperatura de salida de solución del generador contra la relación de f ujo.

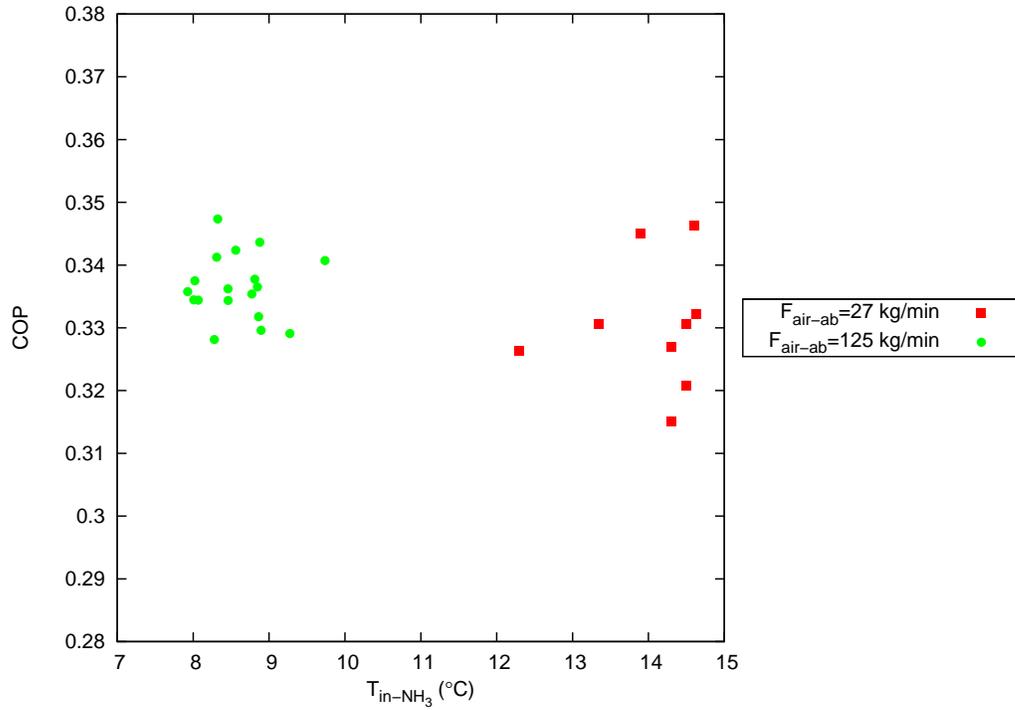


Figura 4.18: COP contra temperatura de entrada de amoníaco del evaporador.

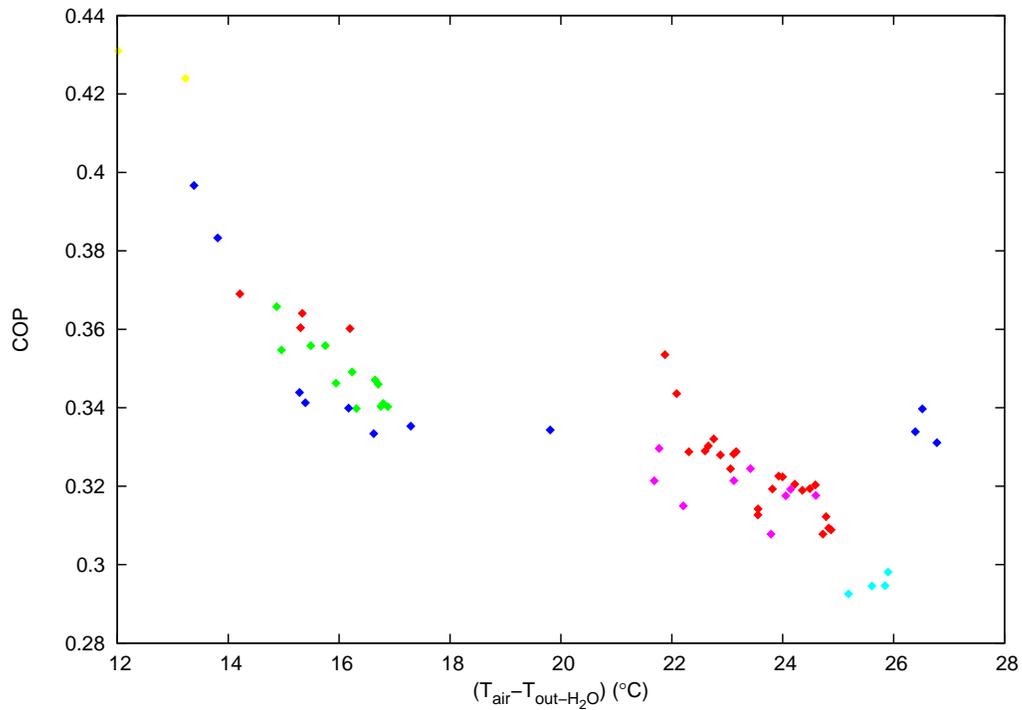


Figura 4.19: COP contra la diferencia de temperatura ambiente y temperatura de salida del agua en el evaporador.

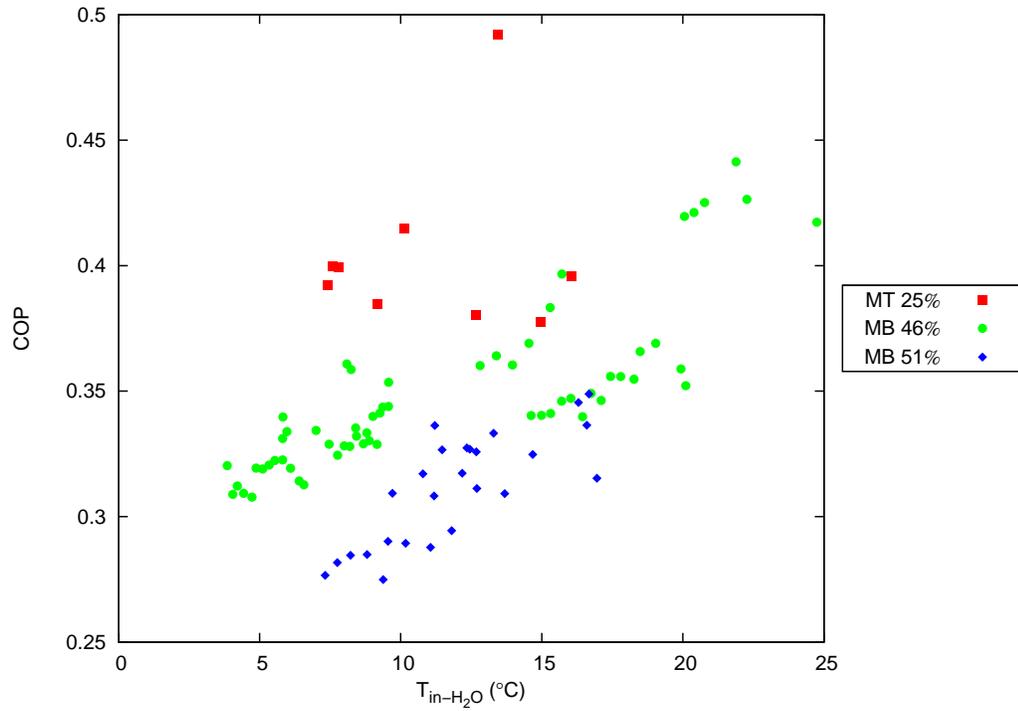


Figura 4.20: COP contra la temperatura de salida del agua en el evaporador.

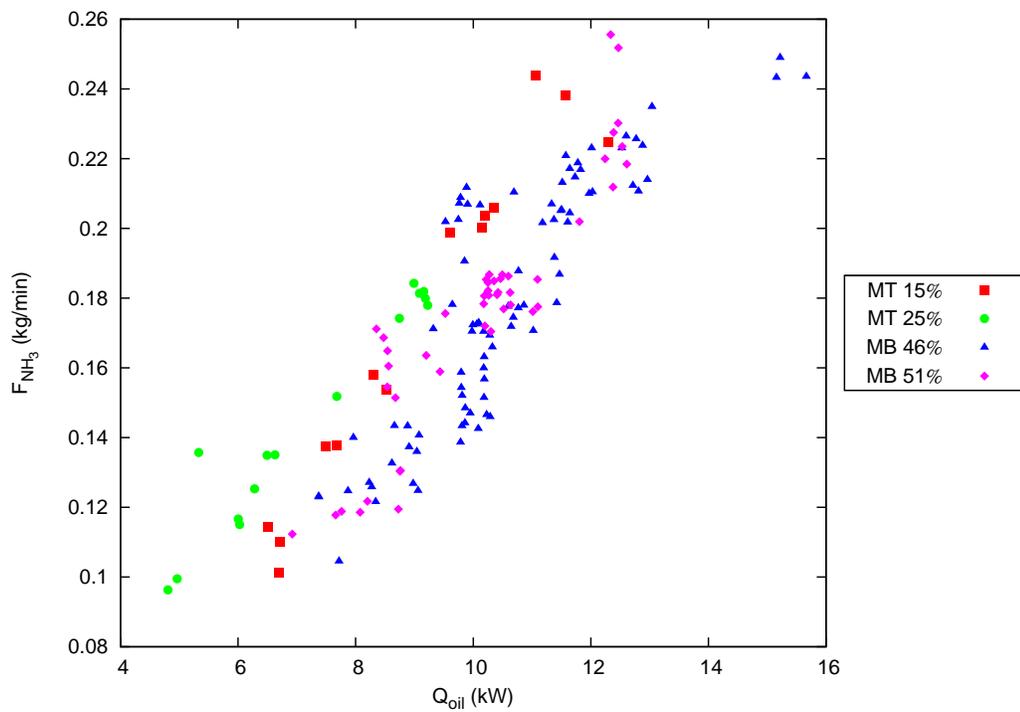


Figura 4.21: Flujo de amoníaco contra flujo de calor externo del generador.

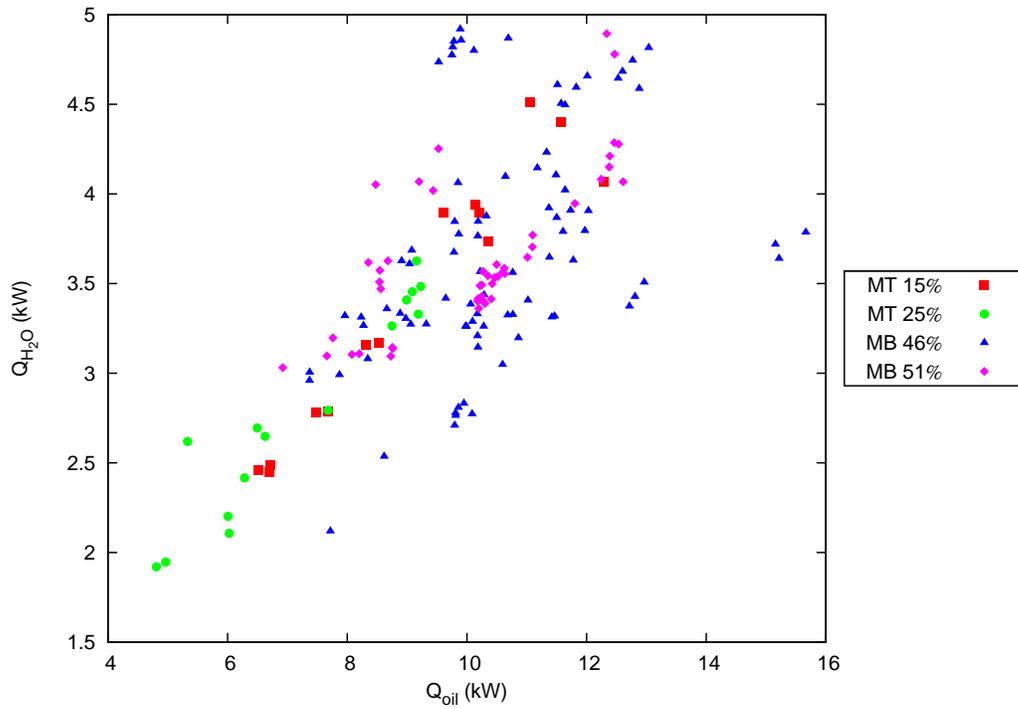


Figura 4.22: Flujo de calor externo del evaporador contra flujo de calor externo del generador.

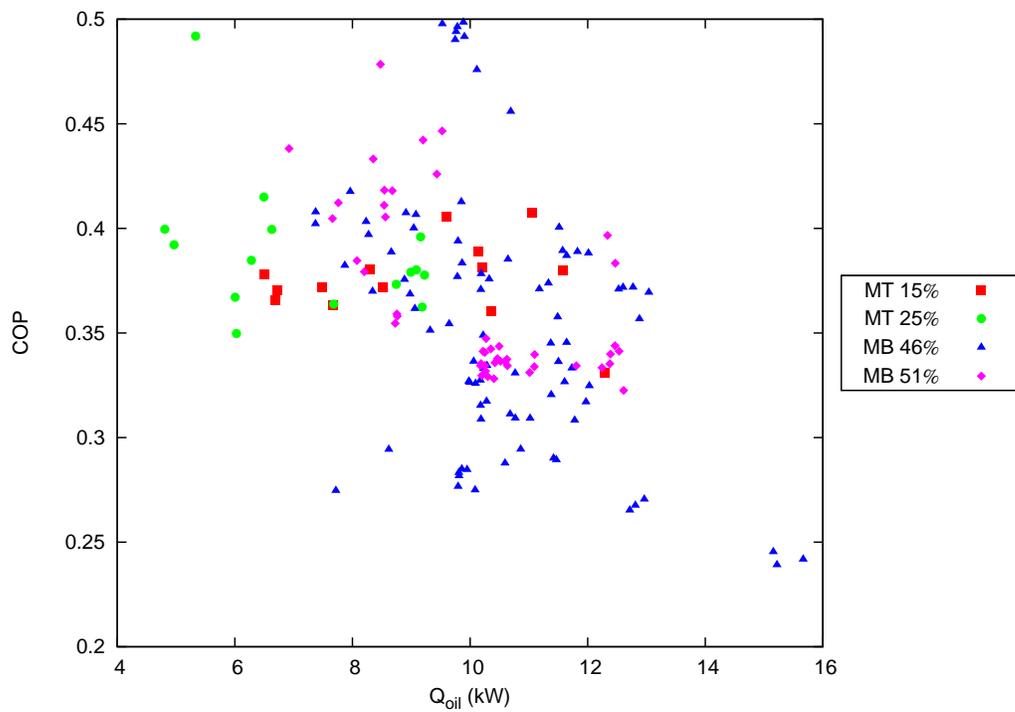


Figura 4.23: COP contra flujo de calor externo del generador.

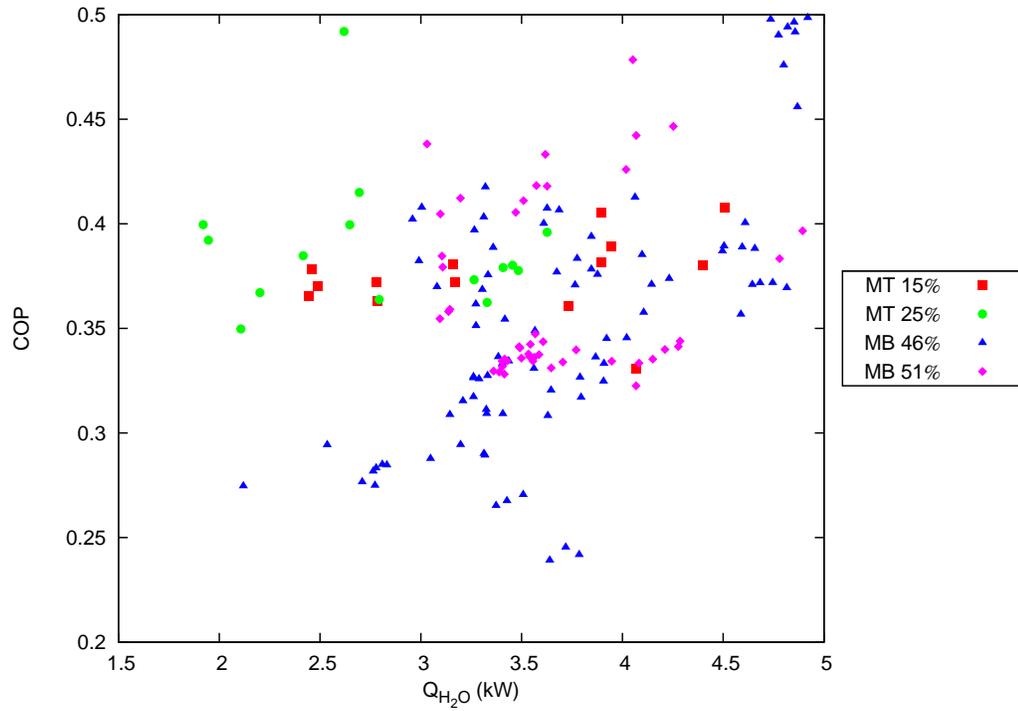


Figura 4.24: COP contra flujo de calor externo del evaporador.

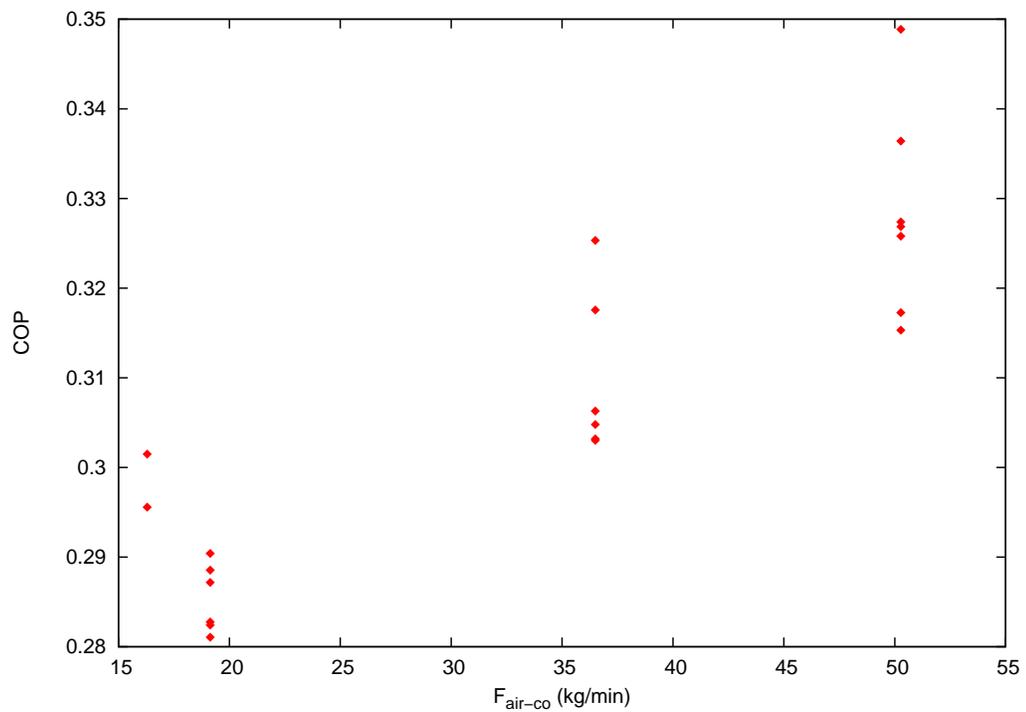


Figura 4.25: COP contra el flujo de aire del condensador.

Capítulo 5

Modelo Numérico del absorbedor

5.1. Descripción del modelo

El fenómeno de película descendente en tubos verticales fue analizado en un trabajo previo [35]. Ese trabajo se enfocó únicamente al estudio de la película descendente y se obtuvo un programa numérico. Pero el equipo es más complejo, y se quiere agregar subrutinas para que el modelo se aproxime más a la realidad. Para complementar este trabajo se agrega la transferencia de calor a través del tubo y la aleta. En la figura 5.1 se muestra una imagen de los tubos del absorbedor los cuales son bimetálicos, un tubo de acero insertado en un tubo de aluminio en el cual están las aletas. El calor se transfiere de la película a la pared del tubo de acero al carbón y éste a su vez transfiere el calor a un tubo de aluminio compuesto de aletas (12 aletas por pulgada).

5.2. Proceso de absorción

A continuación se describe el proceso de absorción de película descendente: El fluido se encuentra a una concentración uniforme C_{in} , en la parte superior. El líquido desciende por la pared interna del tubo vertical en forma de una película delgada en flujo laminar [45], mientras es expuesto a vapor de amoníaco que se disuelve en él. En la interfase del líquido expuesto al vapor, la concentración del vapor disuelto es C_{if} , en equilibrio con la presión en la fase gaseosa. Puesto que $C_{if} > C_{in}$, el vapor se disuelve en el líquido. El espesor de la película que se genera en este proceso es mucho menor que el diámetro del tubo $\epsilon \ll d_T$, por lo que se

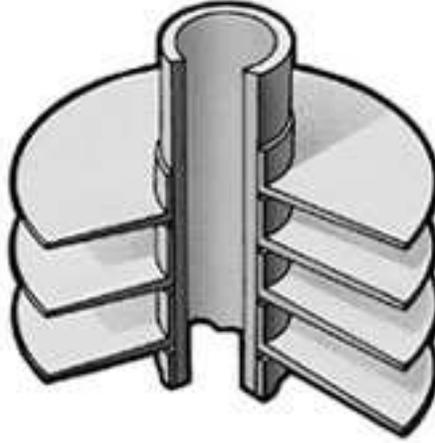


Figura 5.1: Tubos aletados del absorbedor.

puede despreciar la curvatura de dicha película y trabajar en coordenadas cartesianas en lugar de cilíndricas. Un diagrama del proceso se observa en la figura 5.2. La película desciende por efecto de la gravedad y el número de Reynolds que se tiene es relativamente bajo, por lo que el flujo es laminar. El número de Reynolds de película se define como:

$$Re_f = \frac{4\lambda}{\mu}, \quad (5.1)$$

donde μ es la viscosidad de la solución y $\lambda = \dot{m}/\pi d_{in}$ es el flujo de masa que pasa a lo largo del perímetro del tubo; \dot{m} es el flujo de solución y d_{in} es el diámetro interior del tubo.

El proceso de absorción en película descendente es muy complejo. Las propiedades físicas del fluido dependen de la temperatura y la concentración. Debido a esto, las ecuaciones de balance están acopladas. Se producen ondas en la interfase líquido-vapor. Existe un enfriamiento convectivo y un aumento de calor debido al cambio de fase del amoníaco por la absorción.

5.3. Ecuaciones de balance

Las ecuaciones que describen el proceso de película descendente son [46]:

- La ecuación de balance de masa para un flujo incompresible,

$$\nabla \cdot \vec{u} = 0, \quad (5.2)$$

donde \vec{u} es la velocidad.

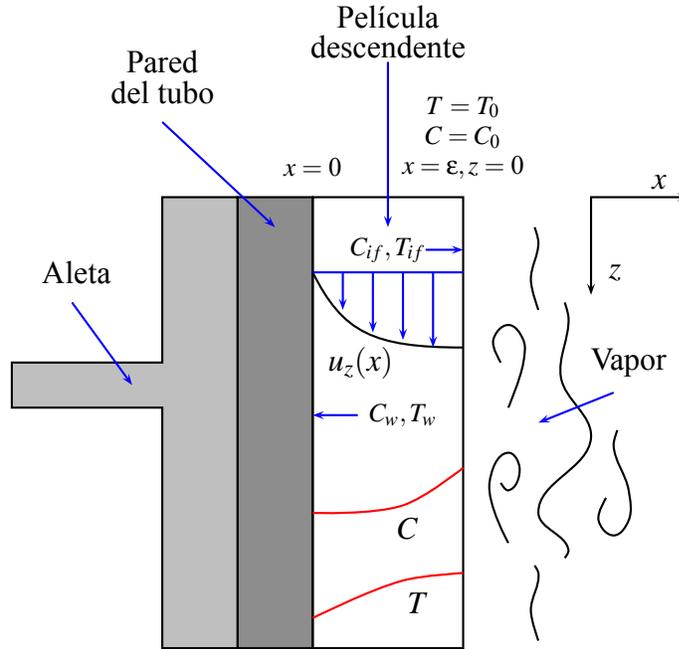


Figura 5.2: Diagrama esquemático del proceso de absorción en película descendente.

- La ecuación de balance de cantidad de movimiento para un flujo Newtoniano, conocida como la ecuación de Navier-Stokes,

$$\rho \left(\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + (\vec{u} \cdot \nabla) \vec{u} \right) = -\nabla P + \nabla \cdot (\mu \nabla \vec{u}) + \rho g, \quad (5.3)$$

donde ρ es la densidad, P es la presión, μ es la viscosidad y g es la aceleración de la gravedad.

- La ecuación de balance de una especie química en presencia de un campo de velocidades \vec{u} ,

$$\frac{\partial C}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{u}C) = \nabla \cdot (\Gamma \nabla C) + \frac{R_C}{\rho}, \quad (5.4)$$

donde C es la concentración, Γ es la difusividad másica y R_C representa el incremento de concentración debido a reacción química.

- La ecuación de balance de energía,

$$\rho \left(\frac{\partial c_P T}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{u} c_P T) \right) = \nabla \cdot (k \nabla T) + \dot{q}_V, \quad (5.5)$$

donde T es la temperatura, c_P es el calor específico a presión constante y \dot{q}_V representa

el calor generado por unidad de volumen atribuible a la difusión del amoníaco en la película.

5.4. Simplificaciones

La solución de este conjunto de ecuaciones diferenciales parciales sólo es posible cuando se consideraron varias simplificaciones [45, 47]:

1. No hay reacción química, $R_C = 0$.
2. Las condiciones no cambian en la dirección y , es decir, todas las derivadas con respecto a y son cero. Los únicos cambios se dan en la dirección x (correspondiente al radio) y la dirección z (correspondiente a la altura). Por lo que el problema es bidimensional.
3. Prevalecen las condiciones de estado estacionario, $\partial/\partial t = 0$.
4. Sólo se tiene velocidad en la dirección z y ésta sólo depende de la posición en x , es decir: $u_x = u_y = 0$ y $u_z = f(x)$. Esto implica que consideremos un flujo completamente desarrollado, alejado de los bordes.
5. La difusión del gas y el flujo conductivo de calor en la dirección z es despreciable en comparación con el transporte difusivo y convectivo en dirección normal a la pared, por lo tanto: $\partial^2/\partial z^2 = 0$.
6. Las propiedades físicas ($\Gamma, k, \rho, \mu, c_p$) son constantes.
7. No se ejercen fuerzas de corte en la interfase del líquido por efecto del vapor.
8. El flujo es laminar y no se forman ondas en la superficie libre.
9. El flujo de solución se reparte de manera uniforme en todos los tubos.
10. La solución moja por completo la superficie interna de cada tubo.
11. No hay generación interna de calor, $\dot{q}_V = 0$, ¹.

Con estas simplificaciones las ecuaciones (5.3), (5.4) y (5.5) se reducen a la forma parabólica:

$$\mu \frac{d^2 u_z}{dx^2} + \rho g = 0, \quad (5.6)$$

¹Este término puede ser no despreciado, sin embargo, su contribución es pequeña [35]

$$u_z \frac{\partial C}{\partial z} = \Gamma \frac{\partial^2 C}{\partial x^2}, \quad (5.7)$$

$$u_z \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}, \quad (5.8)$$

donde $\alpha = k/(\rho \cdot c_p)$, llamado coeficiente de difusión térmica.

5.5. Condiciones de frontera

En la entrada de los tubos del absorbedor se tiene un perfil uniforme de temperatura y concentración. Esta solución es la que proviene del generador después de pasar por el economizador. Entonces

$$C = C_{in} \quad \text{en} \quad z = 0, \quad (5.9)$$

$$T = T_{in} \quad \text{en} \quad z = 0. \quad (5.10)$$

La pared del tubo es impermeable y se supone en esta tesis como isotérmica, de modo que:

$$\frac{\partial C}{\partial x} = 0 \quad \text{en} \quad x = 0, \quad (5.11)$$

$$T = T_W \quad \text{en} \quad x = 0. \quad (5.12)$$

En la interfase la concentración del gas disuelto está en equilibrio con la fase gaseosa, y la temperatura del gas es menor a la temperatura de la película. Por esta razón, se tiene un enfriamiento convectivo, además de un incremento de temperaturas debido al cambio de fase del amoníaco (vapor a líquido) a causa de la absorción. De esta forma se tiene:

$$C = C_{if} \quad \text{en} \quad x = \varepsilon, \quad (5.13)$$

$$-k \frac{\partial T}{\partial x} = h_{NH_3} (T_{if} - T_{NH_3}) + \frac{\dot{m}_{NH_3} L_{NH_3}}{A_{if}} \quad \text{en} \quad x = \varepsilon, \quad (5.14)$$

donde ε es el espesor de película.

Para la velocidad, que sólo depende de la coordenada x se tienen las siguientes condicio-

nes:

$$u_z = 0 \quad \text{en} \quad x = 0, \quad (5.15)$$

$$\frac{\partial u_z}{\partial x} = 0 \quad \text{en} \quad x = \varepsilon. \quad (5.16)$$

Con estas condiciones es fácil obtener la solución de la ecuación (5.6),

$$u_z = \frac{\rho g \varepsilon x}{\mu} \left[1 - \frac{x}{2\varepsilon} \right], \quad (5.17)$$

donde la velocidad máxima está dada por:

$$u_{max} = \frac{\rho g \varepsilon^2}{2\mu} \quad \text{en} \quad x = \varepsilon, \quad (5.18)$$

y la velocidad promedio por:

$$\bar{v} = \frac{2}{3} u_{max} = \frac{\rho g \varepsilon^2}{3\mu}. \quad (5.19)$$

5.6. Espesor de película

La cantidad de masa que desciende por unidad de tiempo a través de la película a lo largo del tubo se define como:

$$\dot{m} = \rho \bar{v} A_{pf}, \quad (5.20)$$

donde el área perpendicular al flujo, A_{pf} , depende del diámetro interior del tubo, d_{in} , y del espesor de película que se forma en el mismo, es decir:

$$A_{pf} = \frac{\pi}{4} [d_{in}^2 - (d_{in} - 2\varepsilon)^2]. \quad (5.21)$$

Por lo tanto el flujo másico de la película es:

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \rho \left(\frac{\rho g \varepsilon^2}{3\mu} \right) \left(\frac{\pi}{4} [d_{in}^2 - (d_{in} - 2\varepsilon)^2] \right), \\ &= \frac{\rho^2 g \pi \varepsilon^2}{3\mu} (\varepsilon d_{in} - \varepsilon^2), \\ &= \frac{\rho^2 g \pi d_{in} \varepsilon^3}{3\mu} \left(1 - \frac{\varepsilon}{d_{in}} \right), \end{aligned} \quad (5.22)$$

de la ecuación (5.22) se puede calcular el espesor de la película

$$\varepsilon^3 \left(1 - \frac{\varepsilon}{d_{in}} \right) = \frac{\dot{m}}{\pi d_{in}} \frac{3\mu}{\rho^2 g} = \frac{\lambda 3\mu}{\rho^2 g}. \quad (5.23)$$

Para el caso en que el espesor es mucho menor al diámetro, $\varepsilon \ll d_{in}$, se tiene

$$\varepsilon = \left(\frac{3\mu\lambda}{\rho^2 g} \right)^{1/3}. \quad (5.24)$$

En otro caso, mediante un método iterativo, se puede obtener un resultado más preciso. Entonces, se tiene:

$$\varepsilon = \left(\frac{3\mu\lambda}{f(\varepsilon)\rho^2 g} \right)^{1/3}, \quad (5.25)$$

donde, $f(\varepsilon)$, es un término que depende del espesor de la película y del diámetro del tubo, y está dado por:

$$f(\varepsilon) = \left(1 - \frac{\varepsilon}{d_{in}} \right). \quad (5.26)$$

Para resolver la ecuación (5.25) se da un valor inicial a $f(\varepsilon)$. Se define $f(\varepsilon) = 1$ y se calcula un espesor con la ecuación (5.25), después se sustituye en la ecuación (5.26), obteniendo un nuevo valor para $f(\varepsilon)$, esto continúa hasta que el espesor ya no cambia.

Varios autores han propuesto fórmulas para calcular el espesor en película descendente. Este espesor depende del flujo másico y de las propiedades del fluido. En general se obtiene la ecuación (5.24) o una ecuación similar [48, 49].

5.7. Discretización de las ecuaciones

Para la discretización de las ecuaciones (5.7) y (5.8), se utiliza el modelo *upwind* [46]. En la figura 5.3, se muestra el volumen de control para dos dimensiones que se tomó en la película. El fluido desciende en la dirección de sur, S, a norte, N y la difusión ocurre de este, E, a oeste, W.

Para el caso de la temperatura se tiene,

$$\frac{\partial(c_P \rho u_z T)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right), \quad (5.27)$$

$$\int_w^e \int_s^n \frac{\partial(c_P \rho u_z T)}{\partial z} dz dx = \int_s^n \int_w^e \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) \right] dx dz, \quad (5.28)$$

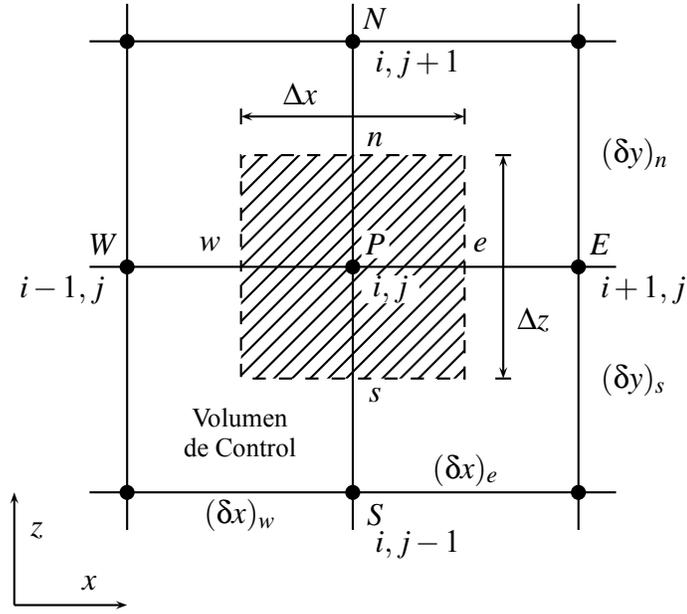


Figura 5.3: Volumen de control en dos dimensiones.

$$((c_P \rho u_z)_n T_N - (c_P \rho u_z)_s T_S) \Delta x = \frac{k_e (T_E - T_P) \Delta z}{(\delta x)_e} - \frac{k_w (T_P - T_W) \Delta z}{(\delta x)_w}. \quad (5.29)$$

Para la parte convectiva, el valor de T en la cara del volumen de control es igual al valor de T en el punto de la malla, de acuerdo a la siguiente consideración,

$$T_N = T_P \quad \text{si} \quad F_n > 0, \quad (5.30)$$

$$T_S = T_P \quad \text{si} \quad F_s < 0, \quad (5.31)$$

donde $F = c_P \rho u_z$, representa la fuerza de la convección.

Las consideraciones anteriores se pueden reescribir definiendo un nuevo operador. El cual se define como: $[[A, B]]$, y sirve para seleccionar el mayor valor entre A y B .

La ecuación discretizada es,

$$a_{PT} T_P = a_{ET} T_E + a_{WT} T_W + a_{NT} T_N + a_{ST} T_S, \quad (5.32)$$

donde

$$a_{NT} = [[-F_{nT}, 0]], \quad (5.33)$$

$$a_{ST} = [[F_{sT}, 0]], \quad (5.34)$$

$$a_{ET} = D_{eT}, \quad (5.35)$$

$$a_{WT} = D_{wT}, \quad (5.36)$$

$$\begin{aligned} a_{PT} &= ([[F_{sT}, 0]] + [[-F_{nT}, 0]] + D_{eT} + D_{wT}), \\ &= a_{ST} + a_{NT} + a_{ET} + a_{WT}, \end{aligned} \quad (5.37)$$

$$D_{eT} = \frac{k_e \Delta z}{(\delta x)_e}, \quad (5.38)$$

$$D_{wT} = \frac{k_w \Delta z}{(\delta x)_w}, \quad (5.39)$$

$$F_{nC} = c_P \rho u \Delta x, \quad (5.40)$$

$$F_{sC} = c_P \rho u \Delta x. \quad (5.41)$$

De forma análoga, para la concentración se tiene:

$$\frac{\partial(\rho u_z C)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial C}{\partial x} \right), \quad (5.42)$$

$$\int_w^e \int_s^n \frac{\partial(\rho u_z C)}{\partial z} dz dx = \int_s^n \int_w^e \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial C}{\partial x} \right) \right] dx dz, \quad (5.43)$$

$$((\rho u_z)_n C_N - (\rho u_z)_s C_S) \Delta x = \frac{\Gamma_e (C_E - C_P) \Delta z}{(\delta x)_e} - \frac{\Gamma_w (C_P - C_W) \Delta z}{(\delta x)_w}, \quad (5.44)$$

y bajo la misma consideración que se hizo para la parte convectiva en la temperatura, la ecuación discretizada queda de la siguiente forma,

$$a_{PC} C_P = a_{EC} C_E + a_{WC} C_W + a_{NC} C_N + a_{SC} C_S, \quad (5.45)$$

donde

$$a_{NC} = [[-F_{nC}, 0]], \quad (5.46)$$

$$a_{SC} = [[F_{sC}, 0]], \quad (5.47)$$

$$a_{EC} = D_{eC}, \quad (5.48)$$

$$a_{WC} = D_{wC}, \quad (5.49)$$

$$\begin{aligned} a_{PC} &= ([[F_{sC}, 0]] + [[-F_{nC}, 0]] + D_{eC} + D_{wC}), \\ &= a_{SC} + a_{NC} + a_{EC} + a_{WC}, \end{aligned} \quad (5.50)$$

$$D_{eC} = \frac{\Gamma_e \Delta z}{(\delta x)_e}, \quad (5.51)$$

$$D_{wC} = \frac{\Gamma_w \Delta z}{(\delta x)_w}, \quad (5.52)$$

$$F_{nC} = u \Delta x, \quad (5.53)$$

$$F_{sC} = u \Delta x. \quad (5.54)$$

Analizando las ecuaciones discretizadas se observa que los términos a_N , tanto de concentración como de temperatura, ecuaciones (5.33) y (5.46), son siempre cero. Esto se debe a que la velocidad es cero en la pared del tubo y aumenta conforme se acerca a la interfase, es decir, la velocidad es siempre positiva. Por lo que se pueden reducir las ecuaciones del modelo aguas arriba.

Para el caso de la temperatura se tiene:

$$a_{PT}T_P = a_{ET}T_E + a_{WT}T_W + a_{ST}T_S, \quad (5.55)$$

$$a_{ET} = \frac{k_e \Delta z}{(\delta x)_e},$$

$$a_{WT} = \frac{k_w \Delta z}{(\delta x)_w},$$

$$a_{ST} = c_P \rho u_z \Delta x,$$

$$a_{PT} = a_{ET} + a_{WT} + a_{ST}.$$

Y para la concentración se tiene:

$$a_{PC}C_P = a_{EC}C_E + a_{WC}C_W + a_{SC}C_S, \quad (5.56)$$

$$a_{EC} = \frac{\Gamma_e \Delta z}{(\delta x)_e},$$

$$a_{WC} = \frac{\Gamma_w \Delta z}{(\delta x)_w},$$

$$a_{SC} = u \Delta x,$$

$$a_{PC} = a_{EC} + a_{WC} + a_{SC}.$$

5.8. Transferencia de calor a través del tubo

Continuando con el modelo de película ya descrito se hacen algunas simplificaciones:

- La transferencia de calor es unidimensional en la dirección x .
- El espesor de la pared del tubo es pequeño comparado con el diámetro del tubo, por lo que se desprecia la curvatura y se trabaja en coordenadas cartesianas.

El fenómeno de transferencia de calor en película descendente corresponde a un problema de resistencias térmicas. En la figura 5.4 se muestra un esquema de estas resistencias, donde hT_{air} corresponde a la parte convectiva de la aleta, de T_1 a T_2 corresponde a la pared de aluminio, de T_2 a T_3 corresponde a la pared de acero, T_3 a T_{if} corresponde a la película descendente y hT_{NH_3} corresponde a la parte convectiva del vapor de amoníaco dentro del tubo.

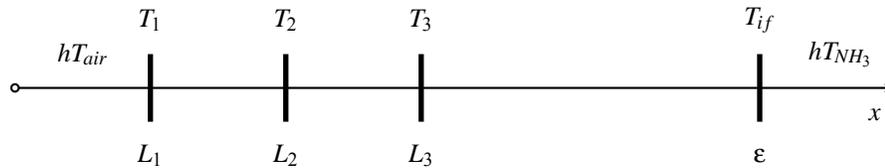


Figura 5.4: Resistencia térmica del proceso de absorción en película descendente en tubos verticales.

De esta manera se tiene:

$$\dot{Q}_{air} = \dot{Q}_{Al} = \dot{Q}_{Ac} = \dot{Q}_{sol} = \dot{Q}_{NH_3}. \quad (5.57)$$

Donde \dot{Q}_{air} corresponde al flujo de calor disipado por el tubo aletado, \dot{Q}_{Al} corresponde al flujo de calor a través del tubo de aluminio, \dot{Q}_{Ac} corresponde al flujo de calor a través del tubo de acero, \dot{Q}_{sol} corresponde al flujo de calor a través de la película y \dot{Q}_{NH_3} corresponde al flujo de calor del vapor de amoníaco.

Los flujos de calor \dot{Q}_{NH_3} y \dot{Q}_{sol} son calculados numéricamente, ya que corresponden a la película descendente. Para la transferencia de calor la ecuación a resolver, tanto para el tubo de acero como para el tubo de aluminio, es:

$$\frac{d^2T}{dx^2} = 0, \quad (5.58)$$

cuya solución es:

$$T = c_1x + c_2. \quad (5.59)$$

Con las siguientes condiciones de frontera para el tubo de aluminio.

$$T = T_1 \quad \text{en} \quad x = L_1, \quad (5.60)$$

$$T = T_2 \quad \text{en} \quad x = L_2, \quad (5.61)$$

se obtiene la siguiente solución:

$$T = \left(\frac{T_1 - T_2}{L_1 - L_2} \right) (x - L_1) + T_1. \quad (5.62)$$

Y para el tubo de acero las condiciones de frontera son:

$$T = T_2 \quad \text{en} \quad x = L_2, \quad (5.63)$$

$$T = T_3 \quad \text{en} \quad x = L_3, \quad (5.64)$$

con la siguiente solución:

$$T = \left(\frac{T_2 - T_3}{L_2 - L_3} \right) (x - L_2) + T_2. \quad (5.65)$$

Para \dot{Q}_{air} , que corresponde a la convección forzada del aire a través de los tubos aletados, se tiene dos tipos de flujo de calor: el que se produce en las aletas y el que se genera en la superficie libre de aletas.

$$\dot{Q}_{air} = \dot{Q}_{sl} + \dot{Q}_{fin}, \quad (5.66)$$

donde \dot{Q}_{sl} es el calor de la superficie libre y \dot{Q}_{fin} es el calor disipado por las aletas.

Para el caso de la aleta se tiene que la eficiencia de la aleta es igual al calor real transferido por la aleta entre el calor máximo que podría transferir la aleta, si se encontrara a la temperatura de la base. La eficiencia de la aleta se puede calcular gráficamente por medio del siguiente parámetro: $L_c^{3/2}(h/kAp)^{1/2}$, donde L_c es la longitud corregida de la aleta, Ap es el área de perfil de la aleta, h es el coeficiente convectivo del fluido y k es el coeficiente conductivo de la aleta [50], con esto es posible calcular el calor real que transfiere la aleta mediante la figura 5.5.

$$\eta_{fin} = \frac{\dot{Q}_{fin}}{\dot{Q}_{max}}, \quad (5.67)$$

$$\dot{Q}_{max} = h_{air}A_{fin}(T_1 - T_{air}), \quad (5.68)$$

$$A_{fin} = 2\pi(r_{fin-out}^2 - r_{fin-in}^2) + 2\pi r_{fin-out}e, \quad (5.69)$$

$$\dot{Q}_{fin} = \eta_{fin}\dot{Q}_{max}. \quad (5.70)$$

Donde $r_{fin-out}$ corresponde al radio exterior de la aleta y r_{fin-in} corresponde al radio interior de la aleta, A_f es el área de disipación de la aleta y e es el espesor de la aleta.

Para el caso de la parte de tubo libre de aletas el flujo de calor queda de la siguiente forma:

$$\dot{Q}_{sl} = h_{air}A_{sl}(T_1 - T_{air}), \quad (5.71)$$

$$A_{sl} = 2\pi r_{fin-in}L_{sl}, \quad (5.72)$$

donde A_{sl} corresponde al área libre de aletas.

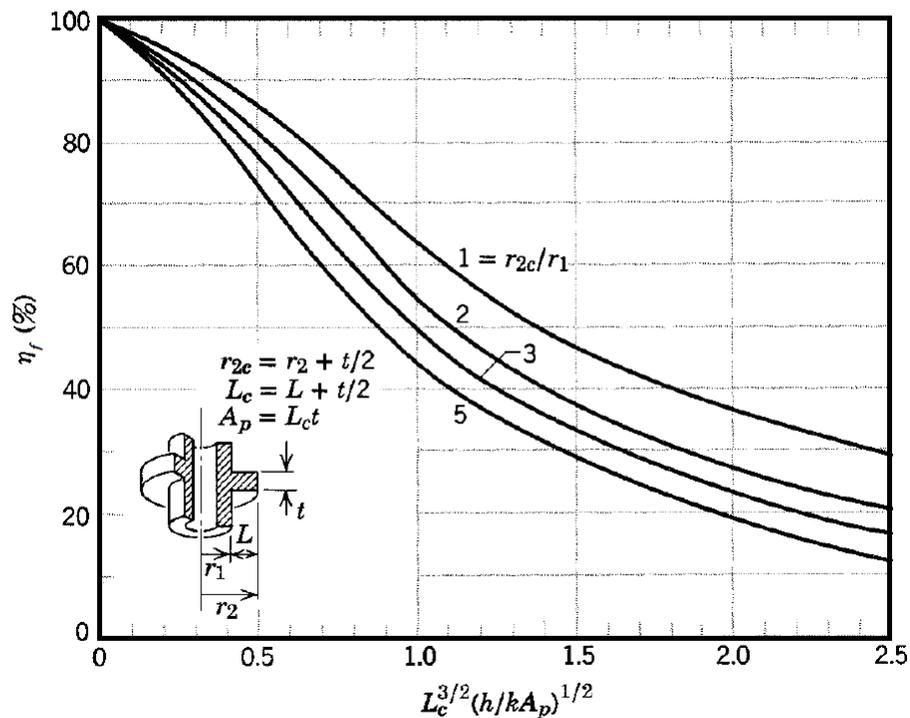


Figura 5.5: Eficiencia de aletas circunferenciales.

Dependiendo del tamaño del volumen de control varía el número de aletas presentes en él. Un porcentaje del calor disipado corresponde a las aletas y otra parte a la convección del

tubo. Esto está relacionado con el área de transferencia del volumen de control y se puede ver de la siguiente forma:

$$\dot{Q}_{Al} = \dot{Q}_{sl} + \dot{Q}_{fin}, \quad (5.73)$$

$$-k_{Al}A_T \frac{dT}{dx} = h_{air}A_{sl}(T_1 - T_{air}) + \eta_{fin}h_{air}A_{fin}N_{fin}(T_1 - T_{air}), \quad (5.74)$$

$$A_T = 2\pi r_{fin-in}\Delta z, \quad (5.75)$$

$$A_{sl} = 2\pi r_{fin-in}(\Delta z - eN_{fin}), \quad (5.76)$$

donde A_T es el área total de transferencia del volumen de control, N_{fin} es el número de aletas presentes en el volumen de control y Δz corresponde al volumen de control en la dirección descendente del tubo. Por lo que la ecuación 5.74 se puede reordenar de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} -k_{Al} \frac{dT}{dx} = & h_{air}(T_1 - T_{air}) \left(\frac{\Delta z - eN_{fin}}{\Delta z} \right) \\ & + \eta_{fin}h_{air}N_{fin}(T_1 - T_{air}) \left(\frac{(r_{fin-out}^2 - r_{fin-in}^2) + r_{fin-out}e}{r_{fin-in}\Delta z} \right), \end{aligned} \quad (5.77)$$

$$B_1 = \frac{(\Delta z - eN_{fin})}{\Delta z}, \quad (5.78)$$

$$B_2 = \eta_{fin}N_{fin} \left(\frac{(r_{fin-out}^2 - r_{fin-in}^2) + r_{fin-out}e}{r_{fin-in}\Delta z} \right), \quad (5.79)$$

$$-k_{Al} \frac{dT}{dx} = h_{air}(T_1 - T_{air})B_1 + h_{air}(T_1 - T_{air})B_2, \quad (5.80)$$

$$-k_{Al} \frac{dT}{dx} = h_{air}(T_1 - T_{air})(B_1 + B_2). \quad (5.81)$$

$$(5.82)$$

En donde B_1 corresponde al calor disipado a través del tubo, B_2 corresponde al calor disipado a través de la aleta y se puede agrupar como $B_3 = B_1 + B_2$. Por lo que el flujo de calor de la aleta queda de la siguiente forma:

$$q''_{air} = h_{air}(T_1 - T_{air})B_3, \quad (5.83)$$

donde q''_{air} corresponde al flujo de calor por unidad de área.

Todas estas soluciones analíticas 5.62, 5.65 y 5.83 se acoplan al programa numérico de la película descendente.

5.9. Resultados

A lo largo de las pruebas experimentales se realizaron modificaciones al absorbedor, con la idea de mejorar el desempeño de la absorción. Sin embargo estas modificaciones cambian el modelo de película descendente descrito en este capítulo.

En diferentes pruebas de mojado, que se realizaron sobre tubos horizontales, se observó que ciertos tratamientos (mecánicos o termoquímicos) en la superficie de los tubos y algunos aditamentos mejoraban notablemente la distribución de la película [34].

La parte interior de los tubos del absorbedor tiene un tratamiento termoquímico para aumentar la rugosidad de la superficie, lo que ayuda a la formación de la película descendente.

En las primeras pruebas realizadas la generación de amoníaco era muy baja, se supuso que uno de los factores era la baja absorción de amoníaco en el absorbedor, debida a que tal vez no había una distribución homogénea de la película descendente (partes sin mojar en el tubo). Por esta razón se agregó una malla en el interior para intentar formar la película en toda la superficie. De acuerdo a los flujos de solución que se tienen se producen espesores de película muy bajos (desde 0.28 hasta 0.42 mm). Así que parte de la película se seguirá formando en el tubo y una parte en la malla, lo que beneficiará a la absorción. Con esta suposición se hicieron algunos cálculos que se presentan más adelante.

Para las pruebas se utiliza la concentración porcentual en peso. Se define como la cantidad de masa de un componente presente en una mezcla con respecto a la cantidad de masa total de la muestra, masa de soluto entre masa de solución (y se puede encontrar como m/m).

A continuación se muestran resultados numéricos del programa de cómputo generado, se utilizaron datos experimentales como datos de entrada, en la tabla 5.1 se muestran estos datos.

Tabla 5.1: Datos de entrada para pruebas locales.

$T_{in-sol} = 54.13 \text{ }^\circ\text{C}$	$F_{sc} = 0.71 \text{ kg/min}$	$C_{in} = 0.296 \text{ (m/m)}$
$T_{in-NH_3} = 27.25 \text{ }^\circ\text{C}$	$F_{NH_3} = 0.1292 \text{ kg/min}$	$C_{if} = 0.458 \text{ (m/m)}$
$T_{air} = 32.58 \text{ }^\circ\text{C}$	$F_{air} = 125 \text{ kg/min}$	
$T_{out-sol} = 43.8 \text{ }^\circ\text{C}$		

La figura 5.6 muestra la concentración de la mezcla contra el espesor de la película para tres puntos a lo largo de uno de los tubos del absorbedor. El punto 0.1 corresponde a 10% del largo del tubo, 0.5 corresponde al 50% y 0.9 corresponde al 90% del largo del tubo. En la figura se observa que la mayor absorción de amoníaco se da en la interface y decrece conforme se acerca a la pared del tubo. Esto es debido a que la difusión del amoníaco en la

mezcla es baja.

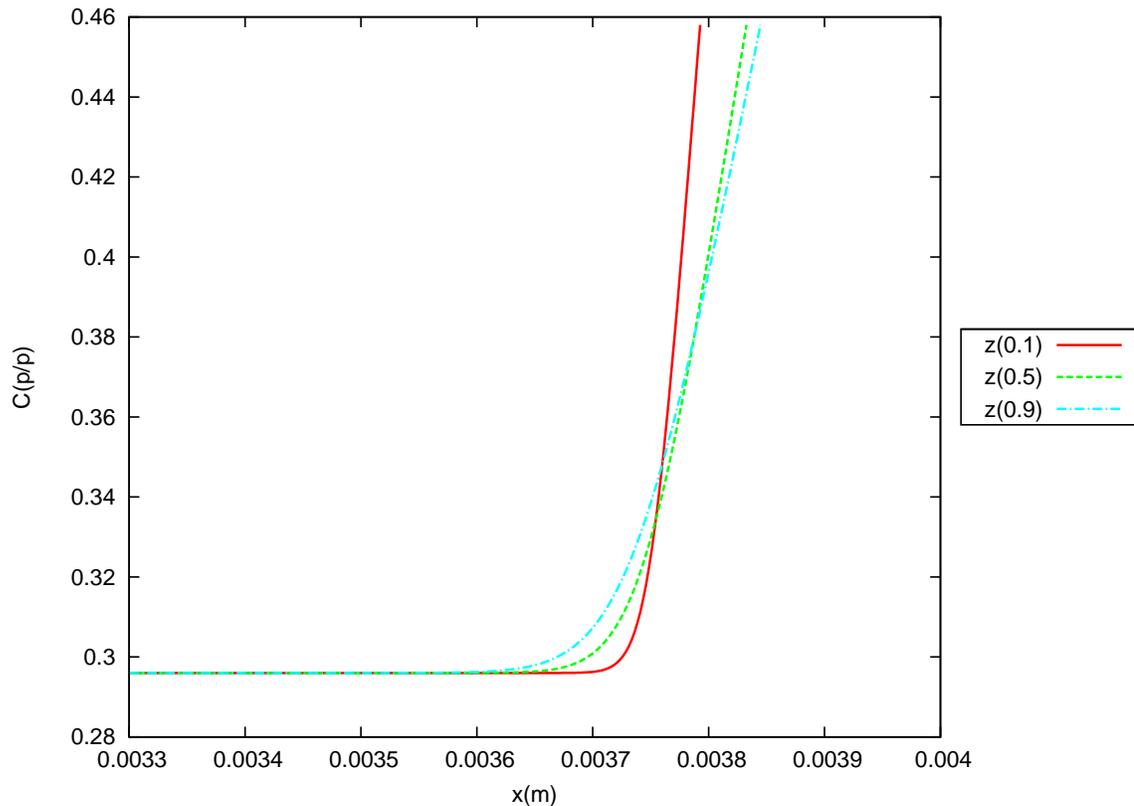


Figura 5.6: Resultados locales de la concentración en la dirección del x .

La figura 5.7 muestra la concentración de la mezcla a lo largo del tubo para cinco puntos del espesor (10 %, 50 %, 70 %, 80 %, 90 %). La curva con mayor concentración es la más cercana a la interfase (0.9) y disminuye conforme se acerca a la pared del tubo. La curva a la mitad del espesor (0.5) y la curva más cercana a la pared del tubo (0.1) están encimadas y no muestran un cambio en la concentración.

Un mayor número de tubos generarían espesores más delgados y favorecería a la absorción.

La figura 5.8 muestra la temperatura de la mezcla para tres puntos a lo largo de uno de los tubos del absorbedor. El punto 0.1 corresponde a 10 % del largo del tubo, 0.5 corresponde al 50 % y 0.9 corresponde al 90 % del largo del tubo. Se puede apreciar la transferencia de calor en la película y la pared del tubo bimetálico. Las resistencias térmicas que se dan dentro del tubo bimetálico son tal que se favorece la transferencia de calor de la solución al ambiente.

La figura 5.9 muestra la temperatura de la mezcla para tres puntos en el espesor. El valor de 0.1 corresponde a la parte más cercana a la pared del tubo, 0.5 corresponde a la mitad del espesor y 0.9 corresponde a la parte más cercana a la interfase. Al comenzar a descender la

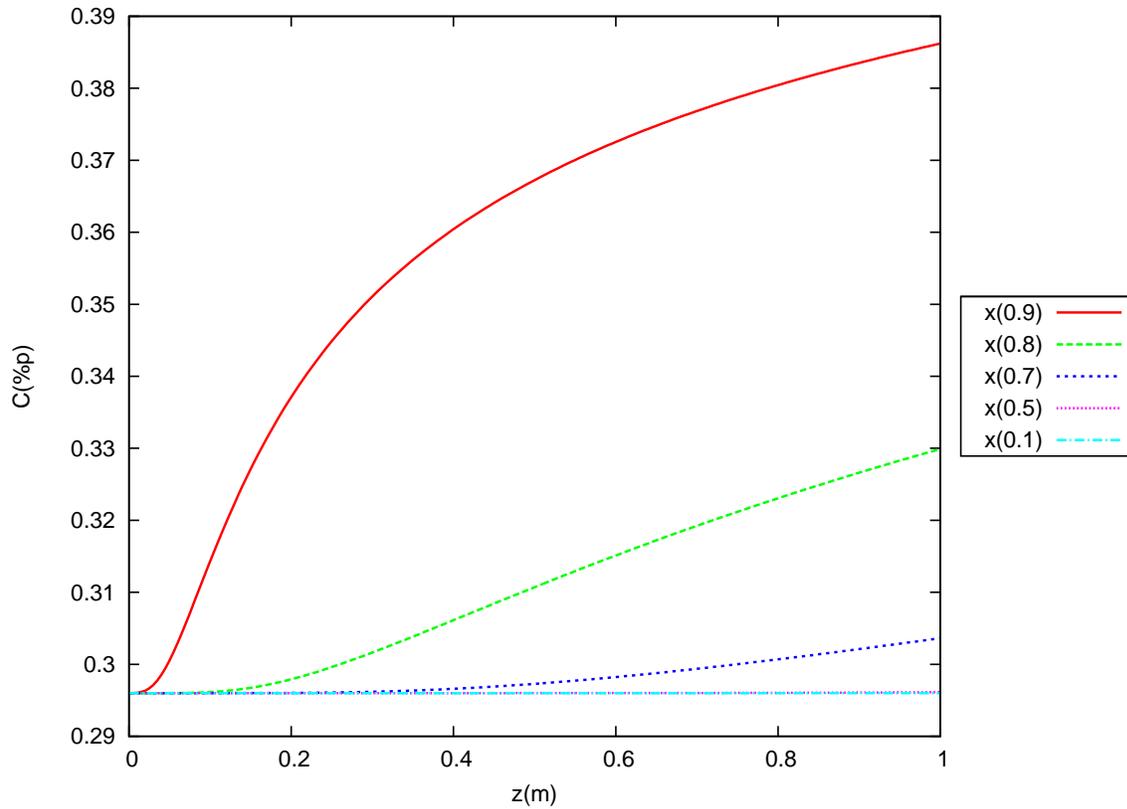


Figura 5.7: Resultados locales de la concentración en la dirección z .

solución por el tubo tiene un pequeño incremento la temperatura debido a la difusión del amoníaco en la solución. La figura muestra una mayor disminución de temperatura al principio del tubo debido a las condiciones físico-químicas de la mezcla que cambian con la absorción, una baja concentración favorece la transferencia de calor y al aumentar la concentración debido a la absorción disminuye la transferencia de calor. Por esta razón poco más del 80 % de la disminución de temperatura ocurre en 60 centímetros del tubo. Se pueden construir nuevos absorbedores con tubos más cortos.

En las tablas que se mostrarán a continuación T_{in} corresponde a la temperatura de entrada de solución al absorbedor, T_{NH_3} corresponde a la temperatura de entrada del vapor de amoníaco, T_{air} corresponde a la temperatura ambiente, F_{sc} y F_{NH_3} corresponden a el flujo de solución concentrada y el flujo de amoníaco, C_{in} corresponde a la concentración de la solución a la entrada del absorbedor, calculada en base a presión y temperatura en el generador, T_{out} es la temperatura de salida de la solución en el absorbedor, C_{if} es la concentración en la interfase de la película, calculada en base a presión y temperatura en el absorbedor, $T_{out-Num}$ y $C_{out-Num}$ corresponden a la temperatura y concentración de la solución a la salida del absorbedor obtenidas por el programa numérico. Con las temperaturas T_{out} y $T_{out-Num}$, y las

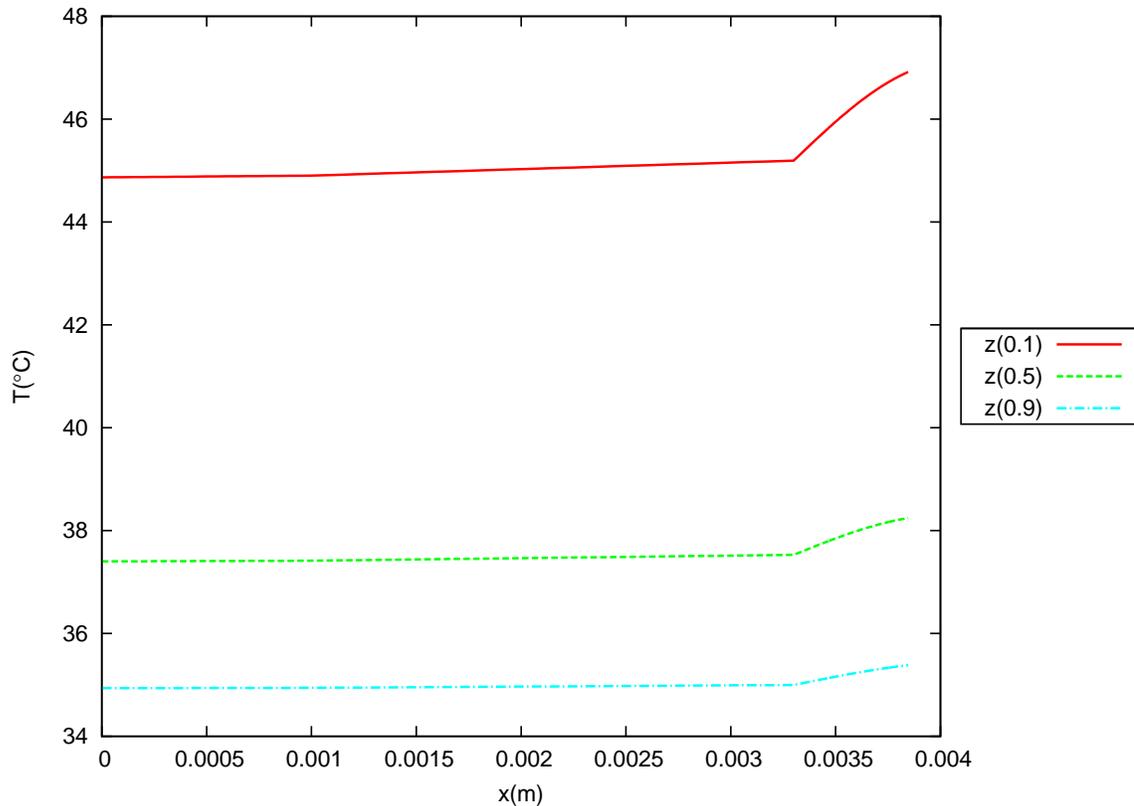


Figura 5.8: Resultados locales de la temperatura en la dirección x .

concentraciones C_{if} y $C_{out-Num}$, se puede estimar cuanto se aproxima el resultado numérico con el experimental.

5.9.1. Primera comparación numérico-experimental de resultados

En la tabla 5.2 se muestran los datos de entrada para 6 pruebas y los resultados de salida del programa numérico. En esta comparación aun no se colocaba la malla de alambre ni la bomba de recirculación en el absorbedor. La comparación consistió en variar el flujo de solución, se tienen seis flujos de solución. Con estos diferentes flujos de solución se generaron diferentes temperaturas de entrada al absorbedor, así como diferentes flujos de amoníaco. En la figura 5.10 se puede ver la comparación de la diferencia de temperaturas de entrada y salida de solución para datos experimentales y de los resultados numéricos. Se muestran dos resultados numéricos, en uno se utilizaron correlaciones de Infante-Ferreira [51] y en el otro correlaciones de Libotean et al., [12, 25, 26]. Existe una mayor diferencia entre los primeros valores, que corresponde a las temperaturas de entrada de solución más altas del absorbedor así como a los flujos de solución mayores. Las diferencias de temperaturas que más se parecen

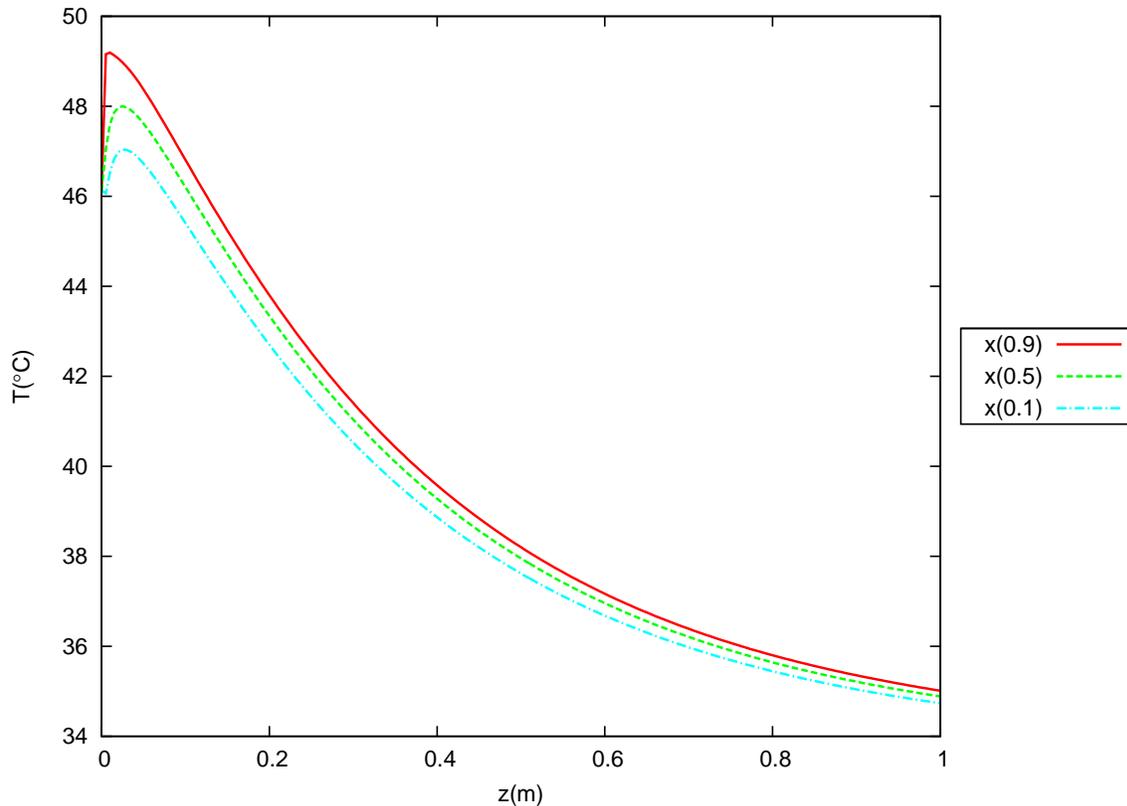


Figura 5.9: Resultados locales de la temperatura en la dirección z .

corresponden a los flujos de solución menores y los flujos de amoníaco menores.

La figura 5.11 muestra la diferencia de la concentración de entrada y salida de solución en el absorbedor para diferentes pruebas en esta comparación. Los datos experimentales con $f(T, P)$ corresponden a un cálculo realizado donde se toman como base la concentración calculada en el absorbedor y la concentración calculada en el generador, en función de temperatura y presión. Los otros datos experimentales se realizaron calculando la concentración en el absorbedor en función de temperatura y presión y después mediante un balance de masa se obtuvo la concentración del generador. Con respecto a los datos numéricos, al igual que la temperatura en párrafos anteriores, unos corresponden a resultados en los que se usaron correlaciones de Infante-Ferreira y en otros se utilizaron correlaciones de Libotean et al. Las ecuaciones utilizadas para las propiedades de la mezcla se calcularon con datos en equilibrio. En el equipo que se tiene la operación es continua y no se alcanza el equilibrio, por esta razón los datos experimentales utilizando un balance de masa puede ser más precisos. Los valores numéricos que utilizan correlaciones de Libotean et al., parecen acercarse más a los experimentales que los que utilizan las correlaciones de Infante-Ferreira.

Tabla 5.2: Resultados numéricos, primera comparación.

Datos de entrada												
No.	T_{in} (°C)	T_{NH_3} (°C)	T_{air} (°C)	F_{sc} (kg/min)	F_{NH_3} (kg/min)	C_{in} (m/m)	T_{out} (°C)	ΔT (°C)	C_{if} (m/m)	$\Delta C_{f(T,P)}$ (m/m)	ΔC_{cal} (m/m)	P_{ABS} (Bar)
1	53.06	23.6	22.85	2.22	0.1034	0.406	32.92	20.14	0.515	0.109	0.024	3.2
2	48.82	24.16	23.2	1.70	0.0868	0.411	31.22	17.60	0.501	0.090	0.027	2.6
3	44.93	24.87	23.92	1.34	0.0798	0.423	29.94	14.99	0.503	0.080	0.031	2.5
4	42.37	25.75	24.65	1.28	0.0668	0.426	28.84	13.53	0.496	0.070	0.028	2.2
5	39.87	26.28	26.16	1.11	0.0492	0.435	28.37	11.50	0.494	0.059	0.023	2.1
6	37.72	27.3	27.07	1.09	0.0189	0.445	28.41	9.31	0.494	0.049	0.009	2.1
Datos de salida												
No.	Infante-Ferreira						Libotean et al.					
	$T_{out-Num}$ (°C)	$C_{out-Num}$ (m/m)	ΔT (°C)	%Er (%)	ΔC (m/m)	%Er (%)	$T_{out-Num}$ (°C)	$C_{out-Num}$ (m/m)	ΔT (°C)	%Er (%)	ΔC (m/m)	%Er (%)
1	27.16	0.450	25.90	28.6	0.044	85.71	26.21	0.425	26.85	33.32	0.019	19.81
2	26.13	0.448	22.69	28.92	0.037	37.81	24.65	0.424	24.17	37.33	0.013	51.58
3	27.01	0.478	17.92	19.55	0.055	74.76	25.06	0.445	19.87	32.56	0.022	30.1
4	27.29	0.475	15.08	11.46	0.049	75.99	25.77	0.446	16.60	22.69	0.020	28.17
5	27.88	0.485	11.99	4.26	0.050	113.05	27.41	0.458	12.46	8.35	0.023	2
6	28.29	0.488	9.43	1.29	0.043	381.6	28.40	0.467	9.32	0.11	0.022	146.4

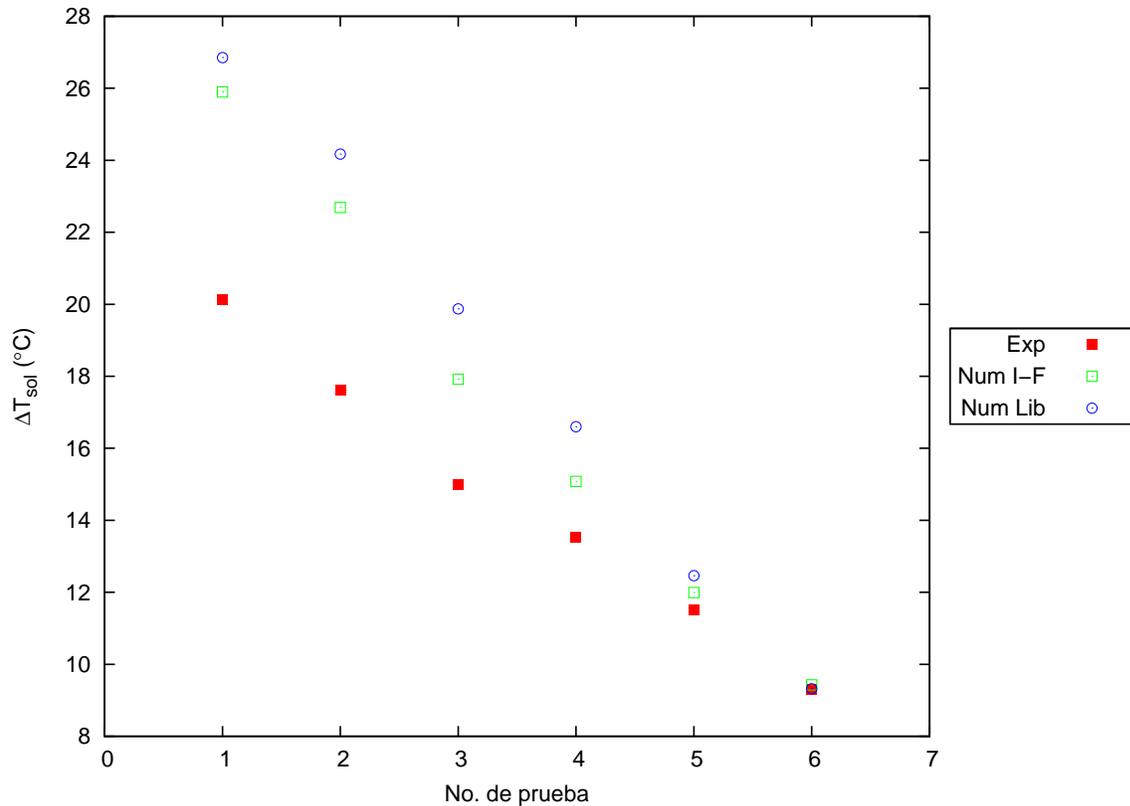


Figura 5.10: Comparación numérica-experimental de la temperatura para las primeras pruebas; la concentración de la mezcla del equipo para estas pruebas corresponde a 50 % (m/m).

5.9.2. Segunda comparación numérico-experimental de resultados

En la tabla 5.3 se muestran los datos de entrada para diferentes pruebas donde se varió el flujo de solución. Los flujos de amoníaco son relativamente grandes en comparación con los de la comparación anterior. A diferencia de la comparación anterior el flujo de amoníaco no disminuyó conforme lo hizo el flujo de solución. Para esta prueba se cuenta con la malla de alambre en los tubos del absorbedor así como de la bomba de recirculación de solución en el absorbedor. Esta comparación corresponde a una concentración general de la mezcla de 46.2% (m/m). En la figura 5.12 se muestra la comparación de las diferencias de las temperaturas de entrada y salida de datos experimentales y numéricos. En esta prueba se puede ver una separación grande entre los resultados numéricos y experimentales, entre 10 a 14 °C. La diferencia se puede deber a la generación de calor que se produce en la mezcla debido a la difusión del amoníaco en la misma. Se realizaron más pruebas donde se apagó la bomba de recirculación y el resultado es el mismo, una gran variación de temperatura entre la experimentación y los resultados numéricos.

La figura 5.13 muestra la diferencia de la concentración de entrada y salida del absorbe-

Tabla 5.3: Resultados numéricos, segunda comparación.

Datos de entrada												
No.	T_{in} (°C)	T_{NH_3} (°C)	T_{air} (°C)	F_{sc} (kg/min)	F_{NH_3} (kg/min)	C_{in} (m/m)	T_{out} (°C)	ΔT (°C)	C_{if} (m/m)	$\Delta C_{f(T,P)}$ (m/m)	ΔC_{cal} (m/m)	P_{ABS} (Bar)
1	54.13	27.25	32.58	0.71	0.1292	0.296	43.8	10.33	0.458	0.162	0.121	3.87
2	56.87	26.9	33.78	1.4	0.1614	0.295	48.22	8.65	0.452	0.156	0.071	4.27
3	58.69	26.05	34.45	1.91	0.1653	0.297	50.73	7.96	0.439	0.142	0.053	4.16
4	63.74	25.35	34.76	2.58	0.1648	0.301	52.22	11.52	0.431	0.130	0.039	4.09
5	64.82	25	35.73	3.04	0.1617	0.307	53.83	10.99	0.425	0.118	0.032	4.09
6	66.62	24.46	35.46	3.62	0.1624	0.305	56.11	10.51	0.420	0.115	0.027	4.23
Datos de salida												
No.	Infante-Ferreira						Libotean et al.					
	$T_{out-Num}$ (°C)	$C_{out-Num}$ (m/m)	ΔT (°C)	%Er (%)	ΔC (m/m)	%Er (%)	$T_{out-Num}$ (°C)	$C_{out-Num}$ (m/m)	ΔT (°C)	%Er (%)	ΔC (m/m)	%Er (%)
1	34.86	0.317	19.27	86.54	0.021	82.58	36.18	0.303	17.95	73.77	0.007	94.19
2	37.01	0.314	19.86	129.6	0.019	73.7	39.53	0.302	17.34	100.46	0.007	90.49
3	38.1	0.314	20.59	158.67	0.017	67.85	41.16	0.303	17.53	120.23	0.006	88.53
4	39.41	0.316	24.33	111.2	0.015	61.37	43.35	0.307	20.39	77	0.006	84.55
5	40.94	0.321	23.88	117.29	0.014	56.66	44.72	0.313	20.10	82.89	0.006	81.43
6	41.74	0.318	24.88	136.73	0.013	52.28	46.39	0.310	20.23	92.48	0.005	81.65

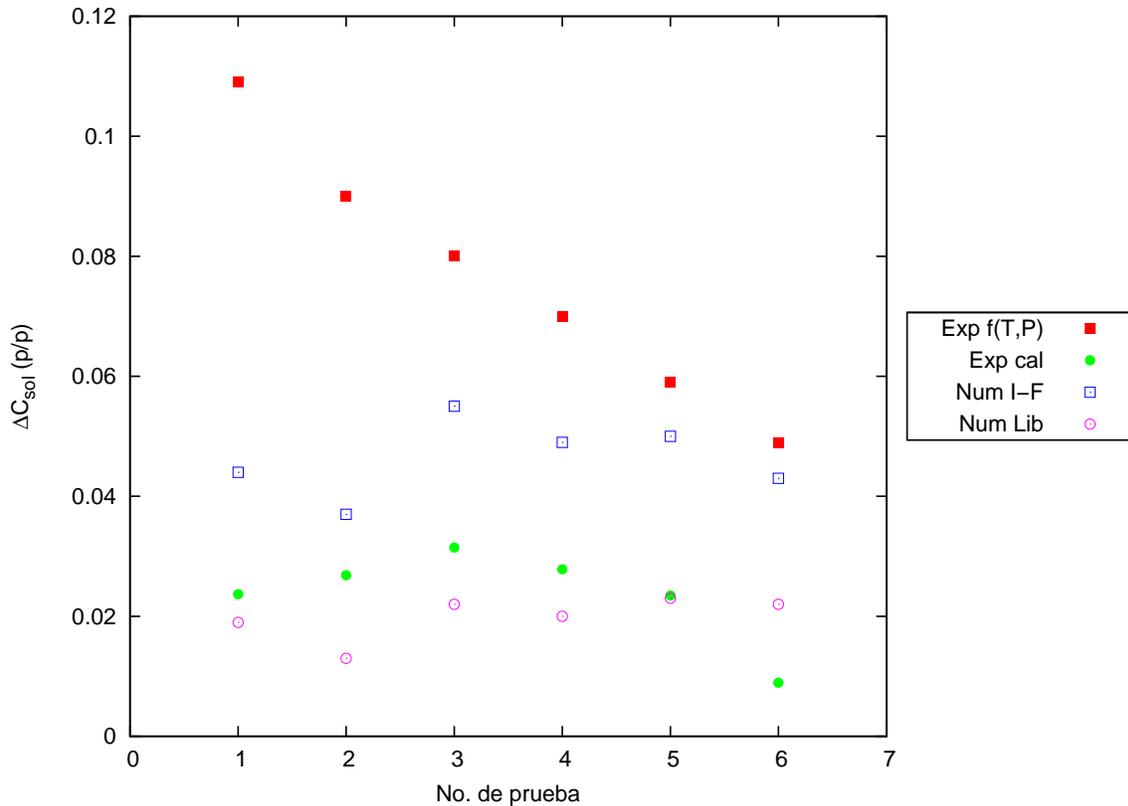


Figura 5.11: Comparación numérica-experimental de la concentración para las primeras pruebas; la concentración de la mezcla del equipo para estas pruebas corresponde a 50 % (m/m).

dor. En las diferentes pruebas se varió el flujo de solución. El valor más pequeño corresponde a la prueba número 1 y se mantiene en aumento hasta terminar. Los valores numéricos obtenidos son muy bajos especialmente los que utilizan las correlaciones de Libotean et al. En la figura se observa una gran diferencia entre los valores numéricos y experimentales sobre todo para flujos bajos y conforme aumenta el flujo de solución parece disminuir esta diferencia.

5.9.3. Tercer comparación numérico-experimental de resultados

En la tabla 5.4 se muestran los datos de entrada y resultados numéricos para diferentes pruebas. La concentración general en este caso corresponde a 51.4 % (m/m). Los tres primeros valores corresponden a pruebas donde la bomba de recirculación estaba apagada y los siguientes valores corresponden a pruebas con la bomba de recirculación en funcionamiento. En estas pruebas se cuentan con diferentes flujos de amoníaco, desde 0.10 kg/min hasta 0.21 kg/min. En la figura 5.14 se puede apreciar que para los primeros 3 puntos, sin bomba de recirculación, los resultados numéricos que utilizan las correlaciones de Infante-Ferreira se acercan más a los resultados experimentales que los de Libotean et al., para los siguientes ca-

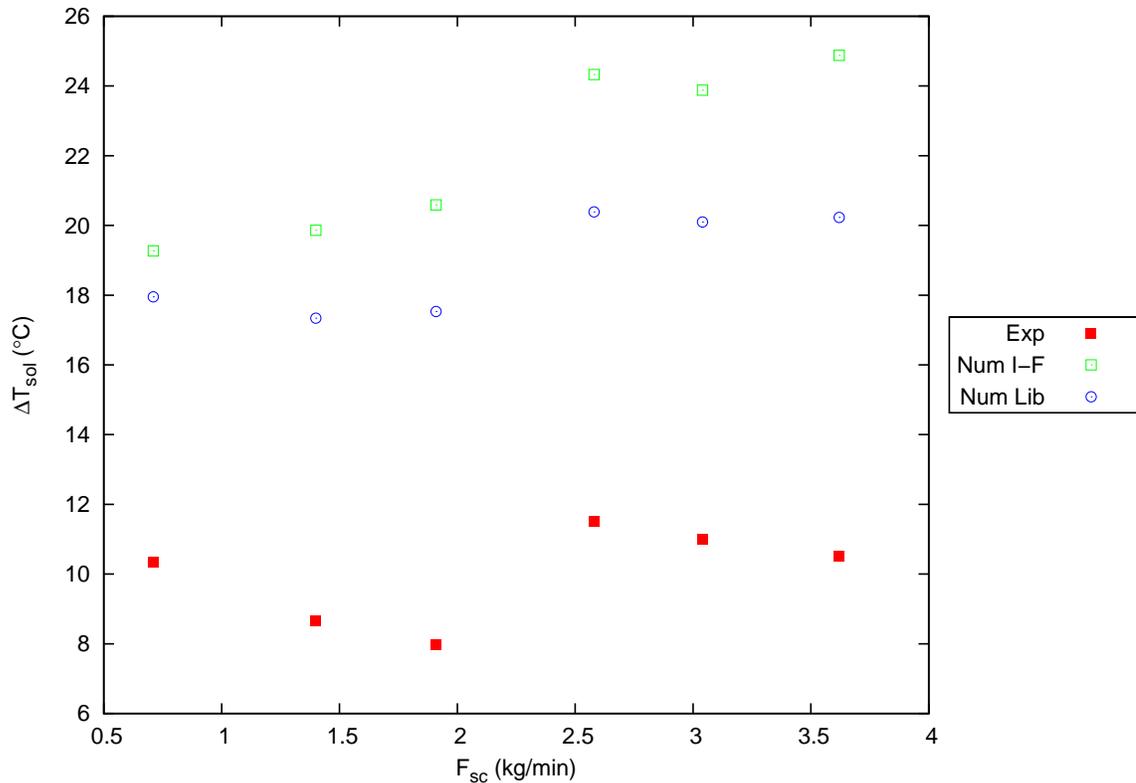


Figura 5.12: Comparación de temperatura numérica-experimental para diferentes flujos a una concentración de 46.2 %.

Los valores numéricos son similares. Comparando estos resultados con los de la primera prueba a 50 % de concentración (sin malla y sin bomba), los valores son similares. Así que la única diferencia entre estas pruebas a 51.4 % y las de 46.2 % de concentración corresponde a los datos de concentración de entrada y concentración en la interfase, que son mucho más bajos.

En la figura 5.15 se muestra la diferencia de concentraciones para estas pruebas. Las diferencias de concentraciones experimentalmente calculadas con balance de masa son bajas y concuerdan con la mayoría de los datos numéricos, excepto para los tres primeros valores que usan las correlaciones de Infante-Ferreira. Las tres primeras pruebas tienen una concentración un poco más alta que el resto de las pruebas, y no se usa bomba de recirculación. Los valores calculados con las correlaciones de Infante-Ferreira favorecen la absorción en el programa de cómputo y dan valores más grandes.

Tabla 5.4: Resultados numéricos, tercer comparación.

Datos de entrada												
No.	T_{in} (°C)	T_{NH_3} (°C)	T_{air} (°C)	F_{sc} (kg/min)	F_{NH_3} (kg/min)	C_{in} (m/m)	T_{out} (°C)	ΔT (°C)	C_{if} (m/m)	$\Delta C_{f(T,P)}$ (m/m)	ΔC_{cal} (m/m)	P_{ABS} (Bar)
1	68.24	22.45	29.13	2.9	0.1261	0.393	45.49	22.75	0.533	0.140	0.021	6.09
2	67.47	21.97	30.22	2.89	0.1056	0.401	44.95	22.52	0.527	0.127	0.018	5.75
3	68.59	22.16	31.86	2.85	0.1175	0.397	47.01	21.58	0.522	0.125	0.021	5.99
4	77.22	15.17	30.56	3.28	0.1464	0.319	48.96	28.26	0.494	0.175	0.024	5.17
5	77.11	16.89	30.23	3.25	0.1030	0.384	45.38	31.73	0.492	0.108	0.017	4.42
6	76.11	19.1	29.89	3.22	0.2122	0.357	52.28	23.83	0.502	0.145	0.035	6.22
7	73.75	15.45	30.57	3.11	0.1424	0.362	47.96	25.79	0.493	0.131	0.024	4.96
8	71.64	16.69	30.28	2.89	0.1049	0.374	45.53	26.11	0.492	0.118	0.019	4.45
Datos de salida												
No.	Infante-Ferreira						Libotean et al.					
	$T_{out-Num}$ (°C)	$C_{out-Num}$ (m/m)	ΔT (°C)	%Er (%)	ΔC (m/m)	%Er (%)	$T_{out-Num}$ (°C)	$C_{out-Num}$ (m/m)	ΔT (°C)	%Er (%)	ΔC (m/m)	%Er (%)
1	47.97	0.49	20.27	10.9	0.093	338.07	39.77	0.420	28.47	25.14	0.027	27.52
2	47.33	0.5	20.14	10.57	0.103	476.65	39.21	0.428	28.26	25.49	0.027	52.81
3	48.37	0.5	20.22	6.3	0.101	392.17	40.33	0.423	28.26	30.95	0.026	27.06
4	45.67	0.34	31.55	11.64	0.023	3.13	49.34	0.329	27.88	1.34	0.010	58.12
5	43.53	0.41	33.58	5.83	0.028	67.7	43.54	0.398	33.57	5.8	0.014	16.45
6	46.07	0.39	30.04	26.06	0.028	21.19	46.71	0.371	29.40	23.37	0.014	61.02
7	43.23	0.39	30.52	18.34	0.026	6.96	44.33	0.375	29.42	14.08	0.013	46.52
8	41.14	0.4	30.50	16.81	0.026	33.77	41.76	0.387	29.88	14.44	0.013	34.16

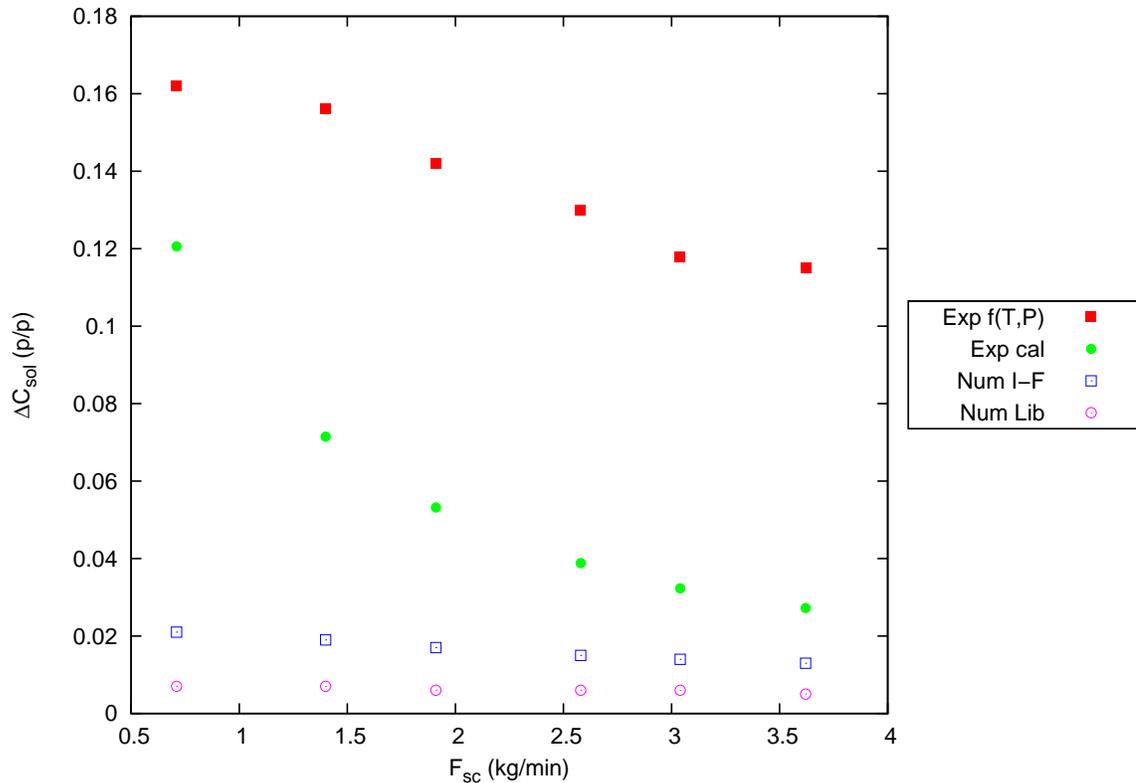


Figura 5.13: Comparación de concentración numérica-experimental para diferentes flujos a una concentración de 46.2 %.

5.9.4. Cuarta comparación numérico-experimental de resultados

Las propiedades de la mezcla cambian con la concentración, y estas propiedades pueden favorecer o empobrecer a la transferencia de calor de la solución en la película descendente. De acuerdo con la correlación de Infante Ferreira [51], la conductividad térmica disminuye con el aumento de la concentración. Esto podría explicar por qué a una mayor concentración los resultados obtenidos para temperatura son más parecidos que a una baja concentración. Con base en lo anterior se efectuó una comparación donde se cambiaron los valores de concentración a la entrada y concentración en la interfase. Se utilizan los datos de la tabla 5.3 y se incrementa la concentración de entrada y de la interfase, en la tabla 5.5 se muestra los valores utilizados para esta comparación. En la figura 5.16 se puede apreciar la comparación de las temperaturas para los resultados experimentales, numéricos y los que corresponden a esta prueba de corrección de concentración. Sólo se muestran resultados numéricos que utilizan correlaciones de Infante-Ferreira. Los resultados que se obtienen con este cambio de concentración se aproximan más a los valores experimentales.

Se tiene un problema con respecto al cálculo de la concentración de la mezcla. Las ecua-

Tabla 5.5: Resultados numéricos, cuarta comparación.

Datos de entrada												
No.	T_{in} (°C)	T_{NH_3} (°C)	T_{air} (°C)	F_{sc} (kg/min)	F_{NH_3} (kg/min)	C_{in} (m/m)	T_{out} (°C)	ΔT (°C)	C_{if} (m/m)	$\Delta C_{f(T,P)}$ (m/m)	ΔC_{cal} (m/m)	P_{ABS} (Bar)
1	54.13	27.25	32.58	0.71	0.1292	0.42	43.8	10.33	0.51	0.090	0.109	3.87
2	56.87	26.9	33.78	1.4	0.1614	0.42	48.22	8.65	0.51	0.090	0.064	4.27
3	58.69	26.05	34.45	1.91	0.1653	0.42	50.73	7.96	0.51	0.090	0.046	4.16
4	63.74	25.35	34.76	2.58	0.1648	0.42	52.22	11.52	0.51	0.090	0.033	4.09
5	64.82	25	35.73	3.04	0.1617	0.42	53.83	10.99	0.51	0.090	0.028	4.09
6	66.62	24.46	35.46	3.62	0.1624	0.42	56.11	10.51	0.51	0.090	0.023	4.23
Datos de salida												
No.	Infante-Ferreira						Libotean et al.					
	$T_{out-Num}$ (°C)	$C_{out-Num}$ (m/m)	ΔT (°C)	%Er (%)	ΔC (m/m)	%Er (%)	$T_{out-Num}$ (°C)	$C_{out-Num}$ (m/m)	ΔT (°C)	%Er (%)	ΔC (m/m)	%Er (%)
1	39.61	0.468	14.52	40.56	0.042	61.47	35.76	0.439	18.37	77.83	0.071	34.95
2	42.71	0.467	14.16	63.7	0.043	32.66	38.6	0.439	18.27	111.21	0.072	11.98
3	45.07	0.466	13.62	71.11	0.044	5.22	40.69	0.438	18	126.13	0.072	54.87
4	48.17	0.467	15.57	35.16	0.043	28.61	43.21	0.438	20.53	78.21	0.072	115.94
5	51.2	0.467	13.62	23.93	0.043	56.21	45.49	0.438	19.33	75.89	0.072	163.01
6	53.28	0.467	13.34	26.93	0.043	86.84	47.21	0.437	19.41	84.68	0.073	215.88

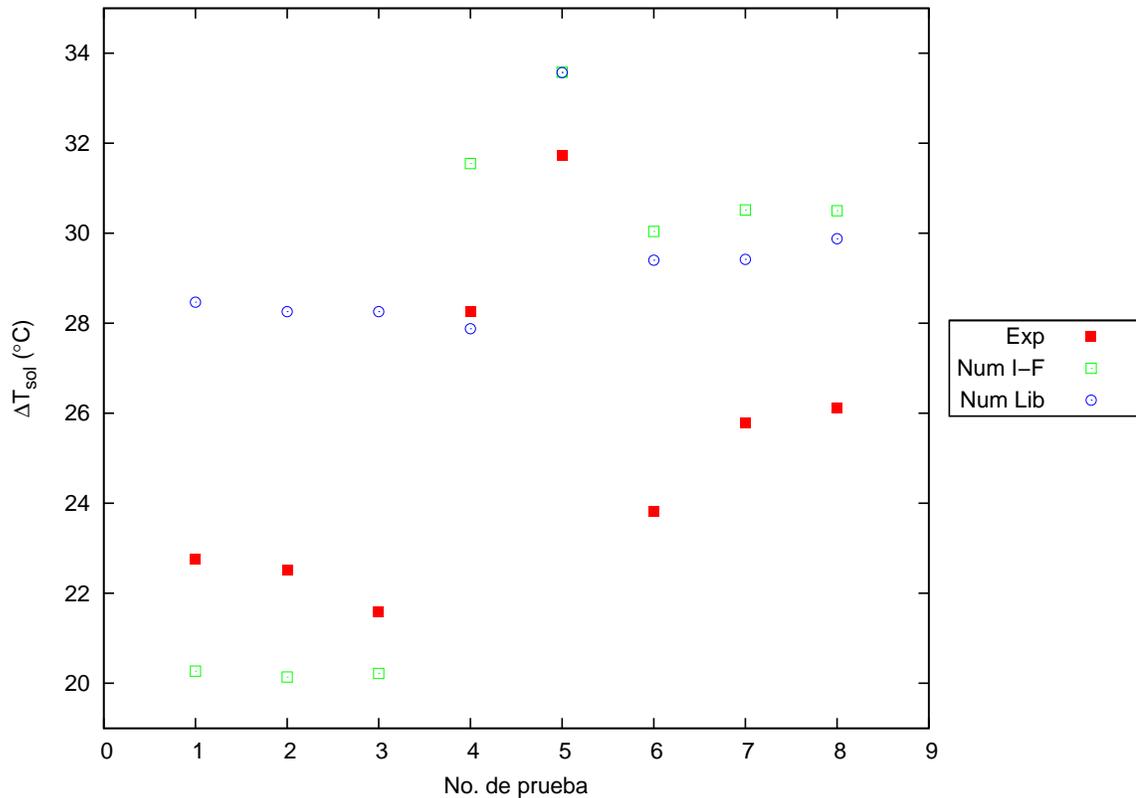


Figura 5.14: Comparación de temperatura numérica-experimental para diferentes pruebas con una concentración de 51.4%.

ciones que se utilizaron para el programa están hechas para equilibrio termodinámico, donde la mezcla absorbe todo el amoníaco posible. Al tener un sistema continuo, la mezcla se encuentra en constante movimiento, lo que impide que se alcance el equilibrio.

En condiciones reales de operación se han utilizado flujos de solución mayores a los de diseño, y el aumento en la generación de amoníaco es muy bajo. Por esta razón las concentraciones dentro del equipo no cambian mucho para flujos de solución altos. Y de la misma manera para flujos de solución pequeños se pueden apreciar cambios grandes en los resultados numéricos que se obtienen. Para tratar de explicar esto se tiene el siguiente ejemplo para una concentración de 52%: durante la operación se tiene amoníaco en el condensador y el evaporador, además hay vapor de amoníaco presente en todo el equipo, todo este amoníaco representa aproximadamente 1.4 kg de amoníaco, los tanque de almacenamiento del equipo pueden contener unos 20 kg de solución, por lo que la concentración de la mezcla en el equipo, descontando el amoníaco en proceso, es de aproximadamente 48%, si se utilizan flujos grandes de recirculación entre el generador y el absorbedor, como de 4 kg/s, y con flujos altos de amoníaco, como 0.2 kg/s, entonces se tiene que la concentración en el generador sería de

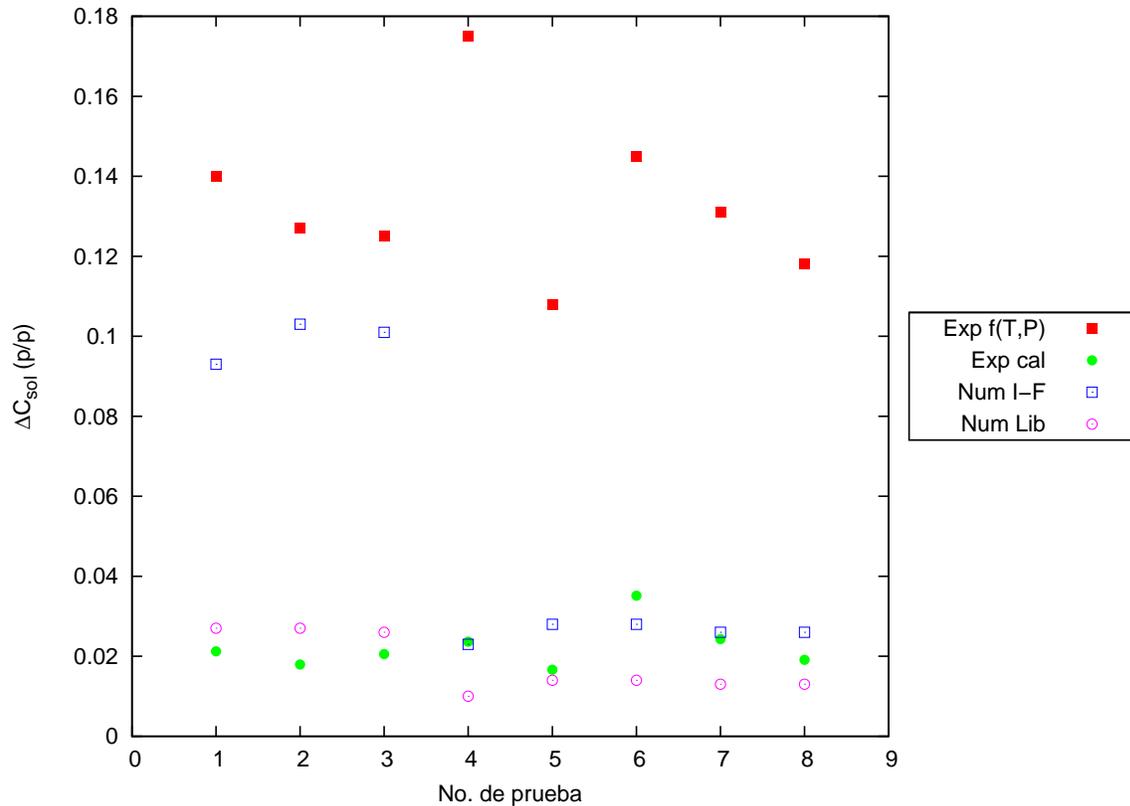


Figura 5.15: Comparación de concentración numérica-experimental para diferentes pruebas con una concentración de 51.4%.

45%. En este pequeño cálculo se puede ver que la concentración no cambia mucho entre el generador y el absorbedor, el problema radica en calcular la concentración en los diferentes componentes del equipo, y como vimos la concentración repercute en las propiedades de la mezcla y comparando con los resultados numéricos pueden tener una gran variación.

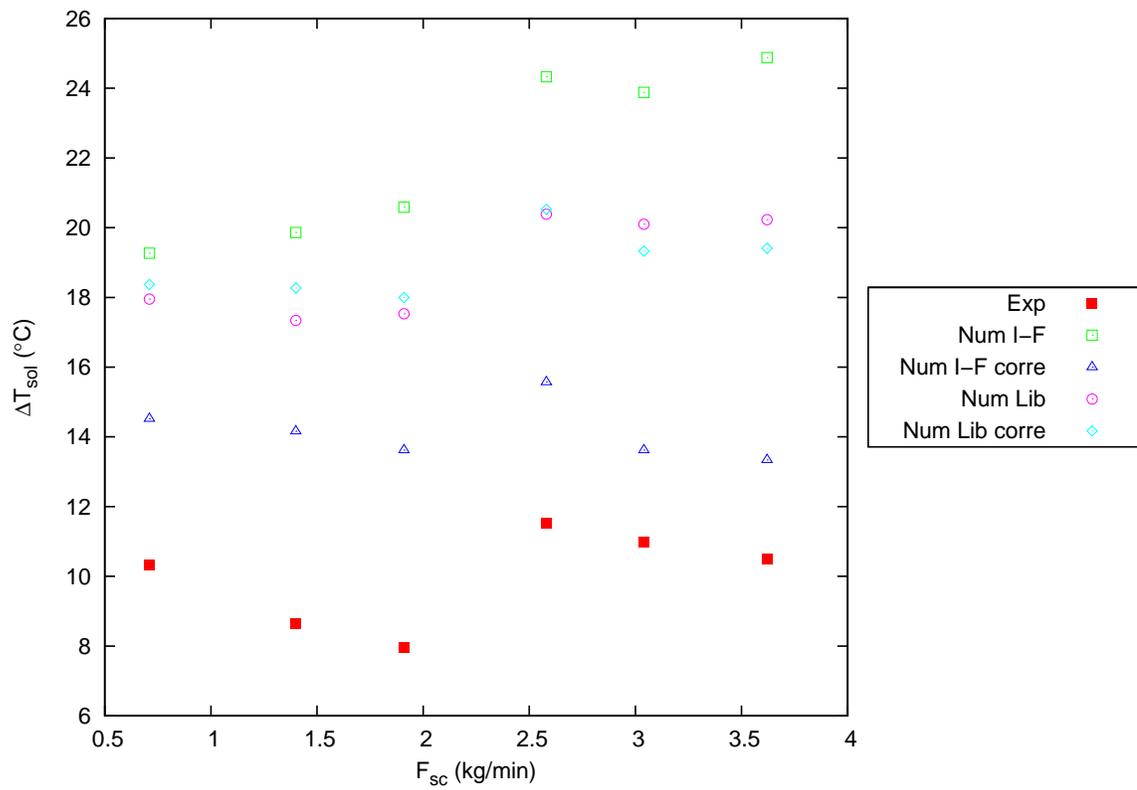


Figura 5.16: Comparación de temperatura numérica-experimental con corrección de concentración.

Capítulo 6

Conclusiones y trabajo futuro

6.1. Discusión y análisis de los resultados finales obtenidos

Se operó exitosamente el equipo de refrigeración por absorción amoníaco nitrato de litio con temperaturas del aire ambiente de hasta 35 °C. Se lograron obtener capacidades de enfriamiento de alrededor de los 5 kW y coeficientes de operación, COP, de 0.4.

En las pruebas realizadas al variar el flujo de calor en generador, ya sea variando la temperatura o el flujo másico del aceite térmico de calentamiento, se varió también la generación de refrigerante y con esto la capacidad de enfriamiento en el evaporador. Si aumenta el flujo de calor del generador aumenta el flujo de calor del evaporador y si disminuye el flujo de calor del generador disminuye el flujo de calor del evaporador, de este modo el COP se mantiene constante.

Es difícil cuantificar el efecto de las diferentes variables del equipo sobre el COP, sin embargo se aprecia una mejora para los siguientes casos:

- Cuando el flujo de solución del absorbedor está entre 1.5 y 2 kg/min.
- Al aumentar la concentración de amoníaco en la mezcla binaria.
- Al aumentar la concentración de agua en la mezcla ternaria.
- Al agregar la malla de alambre en los tubos del absorbedor.
- Con el reacomodo de los componentes del equipo.

- Con la bomba de recirculación de solución en el absorbedor para el caso en que las temperaturas del evaporador del agua a la entrada y la salida del refrigerante tienen una diferencia menor de 2 °C.
- Cuando la temperatura ambiente es baja.

6.1.1. Funcionamiento del equipo

Cuando la bomba de recirculación en el absorbedor está en funcionamiento se incrementa el flujo de solución de entrada en el mismo y se observan una temperatura, de salida de solución, y presión menores que cuando no está en funcionamiento. Con esto se disminuye la temperatura en el evaporador.

Para bajos flujos de amoníaco y concentraciones de 46.2 %, las presiones que se tuvieron en el absorbedor permitieron tener un efecto refrigerante a temperaturas adecuadas sin necesidad de utilizar la bomba de recirculación.

El flujo de aire en el absorbedor al igual que la bomba de recirculación, tienen un efecto directo en la presión del lado de baja presión. Dependiendo del flujo de amoníaco y la concentración, puede usarse un menor flujo de aire (el diseño de un equipo comercial podría tener ventiladores de menor capacidad).

Para flujos elevados de amoníaco y concentraciones altas de la mezcla, las temperaturas en el evaporador pueden ser altas, superiores a los 15 °C, y no servirían para aire acondicionado.

La capacidad del condensador dependió de los flujos de aire y de la temperatura ambiente. Para casos donde la temperatura ambiente era baja no se necesitaba de todo el flujo de aire lo cual reduce el consumo energético eléctrico. Para bajas cargas de enfriamiento bajo consumo de energía.

La temperatura menor en el agua enfriada que se logró en el evaporador fue de 3.8 °C, y se tuvo que parar el equipo para evitar problemas de congelación. Aunque varias veces se igualaron las temperaturas de entrada y salida del amoníaco, el equipo seguía retirando calor (calor latente) y disminuyendo la temperatura del agua. Esto indica que el evaporador de placas operó bien en este sistema.

Con respecto al economizador este operó con eficiencias entre 0.6 y 0.9 dependiendo de los flujos de solución utilizados, así como de la temperatura y concentración de la mezcla, sin embargo es recomendable un intercambiador de placas más largo que ayudaría a transferir el calor entre el generador y el absorbedor, haciendo más eficiente el sistema.

Para el caso del absorbedor se han realizado cambios durante este trabajo para aumentar su rendimiento y solucionar problemas, los cuales se describen en el capítulo 2. En las primeras pruebas realizadas las presiones en el absorbedor eran alrededor de 4 a 6 bar con flujos de

0.05 a 0.1 kg/min, debido a una baja absorción. Después de las modificaciones se logró flujos de 0.15 a 0.2 kg/min para las mismas presiones.

6.1.2. Programa numérico

Los valores para temperatura que arroja el programa para la concentración de 46.2% tienen una diferencia aproximada de 10 °C de los valores experimentales y con respecto a la concentración de 51.4% las diferencias no sobrepasan los 6 °C. De las pruebas realizadas, el problema en el programa es el cálculo de la concentración para los datos de entrada. Por ejemplo, los resultados numéricos de temperatura de salida de solución, para la mezcla a 46.2% de concentración, fueron bajos comparados con los resultados experimentales. De acuerdo a las propiedades de la mezcla [51], el coeficiente de transferencia de calor disminuye conforme aumenta la concentración. Una concentración mayor haría que los resultados numéricos fueran mayores, acercándose a los experimentales.

6.1.3. Volumen de solución en el equipo de refrigeración

Durante las pruebas realizadas se observó que el equipo funciona mejor a su máxima capacidad de volumen, sin que interfiera con la película descendente. Es decir, mientras el equipo de refrigeración está en funcionamiento los tanques de almacenamiento de solución, tanto del absorbedor como del generador, deben estar llenos. Por ejemplo, el tanque de almacenamiento del generador si se encuentra a la mitad genera cierta cantidad de amoníaco, si se aumenta la cantidad de solución se genera más amoníaco. Para el caso de que exista un exceso de solución en el generador, si la solución toca los tubos, el equipo pierde eficiencia. La película funciona por convección forzada y si el generador está inundado se convierte en convección natural. Para el caso del absorbedor, un exceso de solución, que inunde los tubos, disminuye el área de absorción, además se inunda el distribuidor de vapor disminuyendo su eficiencia.

6.1.4. Concentración de la mezcla

En las pruebas realizadas se encontró una gran variación en las concentraciones calculadas, utilizando las ecuaciones de Infante-Ferreira [51]. Los valores de concentración que se obtienen de las ecuaciones, tanto en función de presión y temperatura como en función de densidad y temperatura, no dan valores confiables.

Lo que se puede decir de las pruebas realizadas con relación a la concentración es que: Con una baja concentración en la mezcla binaria se necesitan temperaturas de generación

altas, sin embargo la presión en el absorbedor se mantiene baja. Y viceversa, con concentraciones altas en la mezcla binaria se puede generar amoníaco a menores temperaturas, sin embargo la presión en el absorbedor puede ser tan elevada que no permita la operación del sistema.

Las pruebas realizadas con la mezcla ternaria fueron interesantes. Con esta mezcla se logró reducir la temperatura de generación y parece aumentar la eficiencia del equipo. Al reducir la temperatura de generación se reduce también la temperatura de entrada al absorbedor lo que favorece el proceso de absorción. Comparando la mezcla binaria y ternaria para una misma temperatura se tiene una mayor generación de amoníaco en la mezcla ternaria, sin embargo con un mayor flujo de amoníaco se tienen presiones mayores en el lado de baja presión.

6.1.5. Capacidad de diseño del equipo

En la figura 3.4 se mostró el perfil de temperaturas en el evaporador y su flujo de calor, la capacidad del equipo que se llegó a obtener fue de 5 kW. De acuerdo a la tabla 3.1, donde se propuso una capacidad frigorífica de 5 kW, se puede decir que se alcanzó el valor de diseño, sin embargo el flujo de calor suministrado al generador fue de 12 a 13 kW en lugar de 8.53 kW. Este flujo de calor repercute en el COP del equipo, el cual fue para esa prueba de 0.35 a 0.4.

6.2. Conclusiones

Se integraron los componentes diseñados y construidos específicamente para formar un equipo de refrigeración por absorción enfriado directamente con aire para la producción de agua fría, este equipo operó con la mezcla amoníaco-nitrato de litio.

Se llevaron a cabo pruebas experimentales y se realizaron modificaciones que permitieron mejorar el desempeño del sistema.

Se logró la operación del equipo con la mezcla binaria a concentraciones de 46.2% y 51.4% y con la mezcla ternaria a una concentración de refrigerante de 50% para dos concentraciones de agua a 15% y 25%. La mezcla ternaria a 25% de concentración de agua permitió operar el equipo con temperaturas de generación de 100 °C.

Se operó el equipo con valores del COP de 0.3 a 0.45, y con capacidades frigoríficas del equipo de refrigeración de 2 kW a 5 kW. Las temperaturas obtenidas para el agua de salida del evaporador están en su mayoría alrededor de 5 °C a 17 °C. Se logró trabajar con temperaturas del aire de enfriamiento entre 25 a 35 °C.

Se formuló un programa que simula el absorbedor de tipo de película descendente enfriado por aire. El programa numérico tiene subrutinas para la transferencia de calor y la transferencia de masa en la película descendente, así como la transferencia de calor a través del tubo y aleta hacia el ambiente. Los resultados de temperatura del programa numérico son cercanos a los valores experimentales pero varían con la concentración. Los valores de la concentración que arroja el programa no concuerdan con los experimentales. Existe incertidumbre en los cálculos de la concentración.

6.3. Trabajo futuro

Armar nuevamente el equipo con un reacomodo de los componentes, un acoplamiento del condensador con el absorbedor para utilizar el mismo flujo másico de aire.

El generador, al ser el equipo que opera a mayor temperatura, es también donde se producen las mayores pérdidas térmicas. Se han realizado modificaciones para disminuir estas pérdidas. Se cortó la base del generador que funcionaba como aleta y se han quitado las bridas, disminuyendo la masa del componente, con esto se espera una mejora en la eficiencia térmica.

Con respecto al absorbedor se quieren realizar otras modificaciones. El distribuidor de vapor en la parte inferior no sirvió, durante la operación se llenaba de solución y con esto se reducía la capacidad del equipo. Aun teniendo un flujo constante de amoníaco, la solución lograba vencer la presión y entrar en el distribuidor de vapor. Actualmente, este distribuidor se quitó, con la idea de no tener solución atrapada. Se pretende probar diferentes formas de alimentación del vapor. En la parte inferior por burbujeo en la solución. Y en la parte superior mezclando el vapor con la solución diluida a la entrada del absorbedor, por lo que el absorbedor funcionaría sólo como disipador de calor. Se quiere probar un reacomodo de los equipos donde se acoplará el condensador con el absorbedor para que trabajen con el mismo flujo de aire.

Construir un nuevo absorbedor con una mayor cantidad de tubos (dos hileras más llegando a 48 tubos), pero con tubos más cortos (de 60 cm de largo). Al tener más tubos el flujo de solución se divide en estos produciendo una película más delgada que favorece el proceso de absorción.

Es importante encontrar un método para estimar las concentraciones de la mezcla en el equipo. Algunas ideas para el cálculo de la concentración son:

- El análisis volumétrico (titulación) es posible pero su exactitud depende de varios factores, como son: la precisión de los instrumentos utilizados, la naturaleza logarítmica de la curva de pH (la transición entre el punto final es muy rápida) y de la muestra que

se quiere analizar químicamente. El mayor problema para utilizar este método consiste en la extracción de solución de los equipos (absorbedor y generador). En alguna fuga que se tuvo de solución diluida proveniente del generador, mientras goteaba se podía ver completamente líquido, al momento de caer al suelo la solución se empezaba a cristalizar. La evaporación de amoníaco fuera del equipo es rápida debido al cambio de presión y la alta temperatura.

- Otra idea para calcular la concentración es armar un pequeño dispositivo con válvulas el cual se podría conectar a alguno de los componentes, absorbedor o generador, que se desee medir y extraer un poco de solución. La solución dentro de este dispositivo se puede pesar y luego evaporar el amoníaco y volver a pesar para calcular la concentración. Este dispositivo también serviría para el análisis volumétrico.

Probar este equipo con la mezcla amoníaco-agua. Esto daría una comparación con la mezcla que se utilizó en este trabajo.

Realizar más pruebas con la mezcla ternaria a concentraciones de 5 %, 10 %, 15 %, 20 % y 25 %.

Realizar un análisis temporal de la difusión de amoníaco en la mezcla. Esto daría una referencia de cuan alejados están los datos del equilibrio.

Apéndice A

TDMA

A.1. Método de solución

Para resolver las ecuaciones (5.55) y (5.56) se utiliza el método de TDMA (*TriDiagonal-Matrix Algorithm*) [46]. Este método consiste en resolver una matriz tridiagonal. La solución del método TDMA es para el caso de una dimensión. Las ecuaciones que se resuelven en este trabajo se desarrollan en dos dimensiones. Para resolver éstas, con el método TDMA, se fija una de las coordenadas y se resuelve en la otra. Esto se puede mostrar cómo sigue, tomando la variable ξ como un caso general.

$$a_i \xi_{i,j} = b_i \xi_{i+1,j} + c_i \xi_{i-1,j} + d_i, \quad (\text{A.1})$$

donde, $i = 0, 1, 2, 3, \dots, m_x$ y $j = 0, 1, 2, 3, \dots, m_z$, los términos m_x y m_z , representan el número de volúmenes de control en la dirección x y z , respectivamente. En este caso se fija j , correspondiente a la dirección de descenso de la película. Los demás términos se relacionan, de acuerdo a la figura 5.3, como

$$\begin{aligned} a_i \xi_{i,j} &= a_P \xi_P, \\ b_i \xi_{i+1,j} &= a_E \xi_E, \\ c_i \xi_{i-1,j} &= a_W \xi_W, \\ d_i &= d'_i \xi_{i,j-1} = a_S \xi_S. \end{aligned}$$

La variable $\xi_{i,j}$ está relacionada con los volúmenes de control vecinos $\xi_{i+1,j}$, $\xi_{i-1,j}$ y $\xi_{i,j-1}$.

En las fronteras de la ecuación (A.1), $\xi_{0,j}$, $\xi_{m_x,j}$, se fija

$$c_0 = 0 \quad \text{y} \quad b_n = 0. \quad (\text{A.2})$$

La ecuación (A.1) se puede reescribir como sigue,

$$\xi_{i,j} = P_i \xi_{i+1,j} + Q_i, \quad (\text{A.3})$$

para un valor anterior, tenemos

$$\xi_{i-1,j} = P_{i-1} \xi_{i,j} + Q_{i-1}, \quad (\text{A.4})$$

sustituyendo en la ecuación (A.1) se obtiene:

$$a_i \xi_{i,j} = b_i \xi_{i+1,j} + c_i (P_{i-1} \xi_i + Q_{i-1}) + d_i, \quad (\text{A.5})$$

la cual se puede reordenar para que se vea como la ecuación (A.3), en otras palabras, los coeficientes P_i y Q_i están dados por

$$P_i = \frac{b_i}{a_i - c_i P_{i-1}}, \quad (\text{A.6})$$

$$Q_i = \frac{d_i + c_i Q_{i-1}}{a_i - c_i P_{i-1}}. \quad (\text{A.7})$$

Éstas son relaciones de recurrencia, se obtienen P_i y Q_i en términos de P_{i-1} y Q_{i-1} . La ecuación (A.1) también se puede acomodar como la ecuación (A.3) en las fronteras, con lo cual se obtienen los valores iniciales de la serie. Los valores de P_0 y Q_0 son:

$$P_0 = \frac{b_0}{a_0}, \quad (\text{A.8})$$

y

$$Q_0 = \frac{d_0}{a_0}. \quad (\text{A.9})$$

Para el caso de la concentración, las ecuaciones son las siguientes

$$a_0 C_{0,j} = b_0 C_{1,j} + d_0, \quad (\text{A.10})$$

$$a_1 C_{1,j} = b_1 C_{2,j} + c_1 C_{0,j} + d_1, \quad (\text{A.11})$$

$$\vdots \quad \vdots \quad \vdots$$

$$a_i C_{i,j} = b_i C_{i+1,j} + c_i C_{i-1,j} + d_i, \quad (\text{A.12})$$

$$\vdots \quad \vdots \quad \vdots$$

$$a_{m_x-1} C_{m_x-1,j} = b_{m_x-1} C_{m_x,j} + c_{m_x-1} C_{m_x-2,j} + d_{m_x-1}, \quad (\text{A.13})$$

$$C_{m_x,j} = C_{if}. \quad (\text{A.14})$$

Estas ecuaciones se reacomodan como la ecuación (A.3),

$$C_{i,j} = P_i C_{i+1,j} + Q_i. \quad (\text{A.15})$$

El procedimiento es el siguiente: Se calcula P_0 y Q_0 . Con estos valores y utilizando las relaciones de recurrencia (A.6) y (A.7), se calculan P_i y Q_i para $i = 1, 2, 3, \dots, m_x - 1$. Usando la ecuación (A.15) con $i = m_x - 1, m_x - 2, \dots, 0$, se obtiene $C_{m_x-1,j}, C_{m_x-2,j}, \dots, C_{0,j}$.

Una vez que se resuelve en la dirección i , se pasa al siguiente valor de j . Este procedimiento continúa hasta obtener el perfil de la concentración en toda la película.

En la dirección de descenso de la película se comienza a resolver a partir de $j = 1$, los valores de $j = 0$ corresponde a la condición de frontera en $z = 0$. Es decir, se obtiene $C_{i,1}$ a partir de $C_{i,0}$, después, con $C_{i,1}$ se obtiene $C_{i,2}$, y así sucesivamente hasta terminar el tubo.

Para el caso de la temperatura, $T_{i,j}$, se resuelve de forma similar. Las ecuaciones para la temperatura son:

$$T_{0,j} = T_W, \quad (\text{A.16})$$

$$a_1 T_{1,j} = b_1 T_{2,j} + c_1 T_{0,j} + d_1, \quad (\text{A.17})$$

$$\vdots \quad \vdots \quad \vdots$$

$$a_i T_{i,j} = b_i T_{i+1,j} + c_i T_{i-1,j} + d_i, \quad (\text{A.18})$$

$$\vdots \quad \vdots \quad \vdots$$

$$a_{m_x-1} T_{m_x-1,j} = b_{m_x-1} T_{m_x,j} + c_{m_x-1} T_{m_x-2,j} + d_{m_x-1}, \quad (\text{A.19})$$

$$a_{m_x} T_{m_x,j} = c_{m_x} T_{m_x-1,j} + d_{m_x}. \quad (\text{A.20})$$

En el parámetro d_i se incluye el valor de $T_{i,j-1}$. Estas ecuaciones se reacomodan de forma

similar a la ecuación (A.3), con algunos cambios, y quedan de la siguiente forma,

$$T_{i,j} = P_i T_{i-1,j} + Q_i. \quad (\text{A.21})$$

Las relaciones de recurrencia, P_i y Q_i , se obtienen en términos de P_{i+1} y Q_{i+1} ,

$$P_i = \frac{b_i}{a_i - c_i P_{i+1}}, \quad (\text{A.22})$$

$$Q_i = \frac{d_i + c_i Q_{i+1}}{a_i - c_i P_{i+1}}. \quad (\text{A.23})$$

La serie inicia ahora en P_{m_x} y Q_{m_x} , y se definen como:

$$P_{m_x} = \frac{c_{m_x}}{a_{m_x}}, \quad (\text{A.24})$$

y

$$Q_{m_x} = \frac{d_{m_x}}{a_{m_x}}. \quad (\text{A.25})$$

El procedimiento es el siguiente: Se calcula P_{m_x} y Q_{m_x} . Con estos valores y utilizando las relaciones de recurrencia (A.22) y (A.23), se calculan P_i y Q_i para $i = m_x - 1, m_x - 2, m_x - 3, \dots, 1$. Usando la ecuación (A.21) con $i = 1, 2, 3, \dots, m_x$, se obtiene $T_{1,j}, T_{2,j}, T_{3,j}, \dots, T_{m_x,j}$. Después se sigue con el procedimiento descrito anteriormente para la concentración, hasta obtener el perfil de la temperatura en toda la película.

Con el procedimiento que se ha descrito hasta el momento, se resuelven las ecuaciones (5.7) y (5.8) de forma numérica, utilizando las simplificaciones de la sección 5.4. El método de solución se puede ver en forma general en la figura A.1.

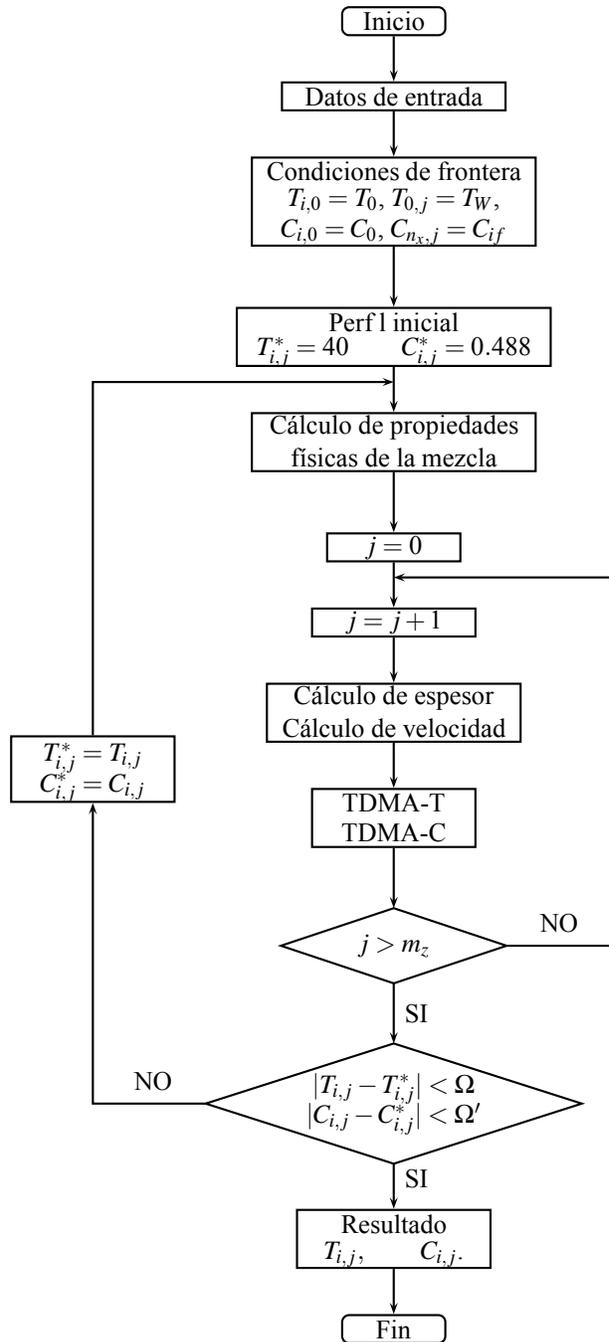


Figura A.1: Diagrama de flujo de la solución numérica.

Apéndice B

Instrumentación

Se llevó a cabo una referenciación para los sensores utilizados en el sistema y a continuación se muestra las ecuaciones obtenidas.

B.1. Temperatura

Para el caso de los sensores de temperatura la referenciación se llevó a cabo de 0°C hasta 70°C. Se utilizó una cuba de acrílico cuya temperatura continua máxima recomendada es de 80-85°C. Se trabajó hasta 70°C para evitar que la cuba se fuese a despegar. Sin embargo, el comportamiento de estos sensores es lineal, y para temperaturas mayores se extrapolan los valores.

$$T_1 \quad y = 1.01445x - 0.65734, \quad (\text{B.1})$$

$$T_2 \quad y = 1.0204x - 1.0799, \quad (\text{B.2})$$

$$T_3 \quad y = 1.0239x - 1.0435, \quad (\text{B.3})$$

$$T_4 \quad y = 1.0163x - 0.9515, \quad (\text{B.4})$$

$$T_5 \quad y = 1.0146x - 0.968, \quad (\text{B.5})$$

$$T_6 \quad y = 1.0199x - 0.7665, \quad (\text{B.6})$$

$$T_7 \quad y = 1.0177x - 0.8417, \quad (\text{B.7})$$

$$T_8 \quad y = 1.0134x - 0.5098, \quad (\text{B.8})$$

$$T_9 \quad y = 1.0135x - 0.8227, \quad (\text{B.9})$$

$$T_{10} \quad y = 1.021221x - 0.70484, \quad (\text{B.10})$$

$$T_{11} \quad y = 1.01831x - 0.89048, \quad (\text{B.11})$$

$$T_{12} \quad y = 1.0163x - 0.5295, \quad (\text{B.12})$$

$$T_{13} \quad y = 1.0208x - 0.6742, \quad (\text{B.13})$$

$$T_{14} \quad y = 1.0598x - 2.715, \quad (\text{B.14})$$

$$T_{15} \quad y = 1.0193x - 1.2271, \quad (\text{B.15})$$

$$T_{16} \quad y = 1.0163x - 0.6132, \quad (\text{B.16})$$

$$T_{17} \quad y = 1.0282x - 1.3338. \quad (\text{B.17})$$

B.2. Presión

Los sensores de presión están referenciados de 0 bar hasta 26 bar. Se utilizó un transductor piezoeléctrico de la marca Endress+Hauser con intervalo de 0 a 40 bar y una precisión de 0.075 % de la medición.

$$P_1 \quad y = 4.6182x - 8.5508, \quad (\text{B.18})$$

$$P_2 \quad y = 4.7027x - 8.7007, \quad (\text{B.19})$$

$$P_3 \quad y = 4.3761x - 8.3137, \quad (\text{B.20})$$

$$P_4 \quad y = 4.4798x - 8.5003, \quad (\text{B.21})$$

$$P_5 \quad y = 4.72553x - 8.81625, \quad (\text{B.22})$$

$$P_6 \quad y = 4.68821x - 8.79070. \quad (\text{B.23})$$

B.3. Flujo másico

Los fujómetros de efecto Coriolis están calibrados de fábrica y sus ecuaciones se definen a partir del rango deseado en el equipo. Se cuenta con cuatro sensores de efecto Coriolis:

Para flujo de amoníaco, \dot{M}_3 :

$$F_{NH_3} \quad y = 125x - 0.5 \quad (0 - 2\text{kg}/\text{min}). \quad (\text{B.24})$$

Para ambos flujos de solución, \dot{M}_1 y \dot{M}_2 :

$$F_{sol} \quad y = -1133.98125x - 4.535925 \quad (0 - 20kg/min), \quad (B.25)$$

$$D_{sol} \quad y = -312500x - 1250 \quad (0 - 5000kg/m^3). \quad (B.26)$$

Y para flujo de aceite, \dot{M}_5 :

$$F_{oil} \quad y = 4250x - 17 \quad (0 - 40kg/min). \quad (B.27)$$

Para el flujo de agua se utiliza un flujómetro de tipo paleta, \dot{M}_4 :

$$F_{H_2O} \quad y = 0.43262x + 0.60611 \quad (kg/min). \quad (B.28)$$

El flujómetro de turbina da valores erróneos al encender los variadores de frecuencia. El flujo se ha medido de la siguiente forma: antes de encender los variadores de frecuencia se fija un flujo de agua y se adquieren algunos datos con el programa, después se promedia un valor con estos datos. Sin embargo, esto nos impide variar el flujo de agua durante la prueba.

B.4. Velocidad del aire

Se utilizó un anemómetro para medir la velocidad del viento que entra en el absorbedor y condensador, y con esto se calcula el flujo másico. En la tabla B.1 se muestran los resultados de la velocidad del viento, así como su desviación estándar, y el flujo másico para cada componente.

Tabla B.1: Flujos de aire en Condensador y Absorbedor.

$f(Hz)$	Absorbedor			Condensador		
	$v (m/s)$	s	F (kg/min)	$v (m/s)$	s	F (kg/min)
10	0.33	0.27	10.44	0	0	0
20	1.25	0.25	39.14	0.52	0.07	16.3
30	2.06	0.27	64.28	0.86	0.09	26.79
40	2.85	0.31	88.98	1.17	0.09	36.5
50	3.37	0.47	105.34	1.42	0.12	44.34
60	3.99	0.55	124.66	1.61	0.11	50.28

En el caso del Absorbedor se tienen desviaciones estándar muy grandes (s), el problema radica en que la distribución de aire en el equipo no es uniforme, hay zonas en las que pasa una mayor cantidad de aire en comparación a otras.

Apéndice C

Información adicional

C.1. Dimensiones del absorbedor

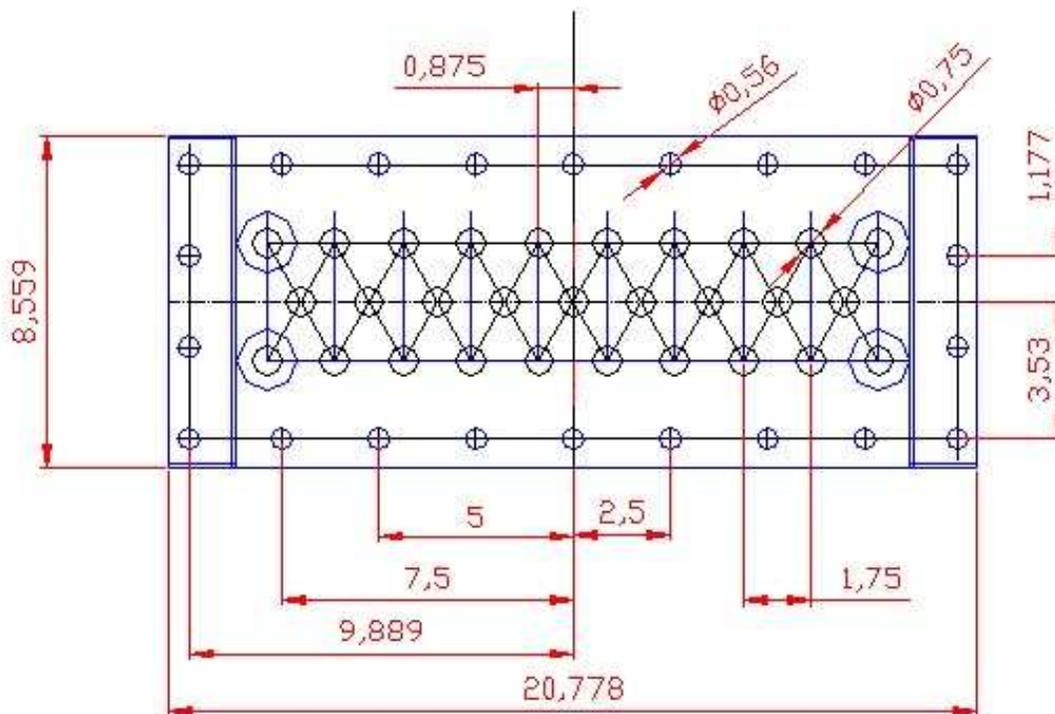


Figura C.1: Dimensiones del absorbedor.

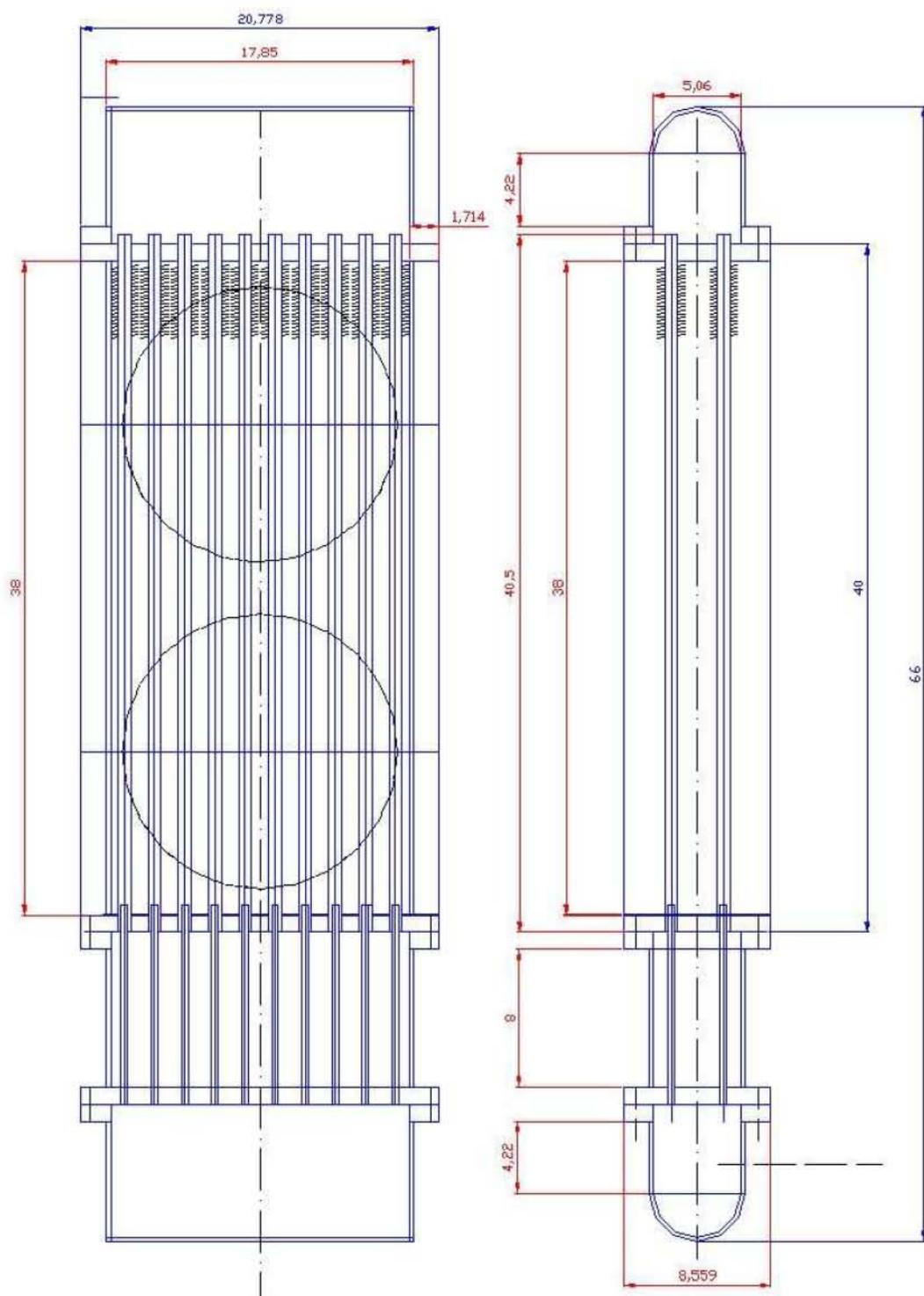


Figura C.2: Dimensiones del absorbedor.

C.2. Dimensiones del generador

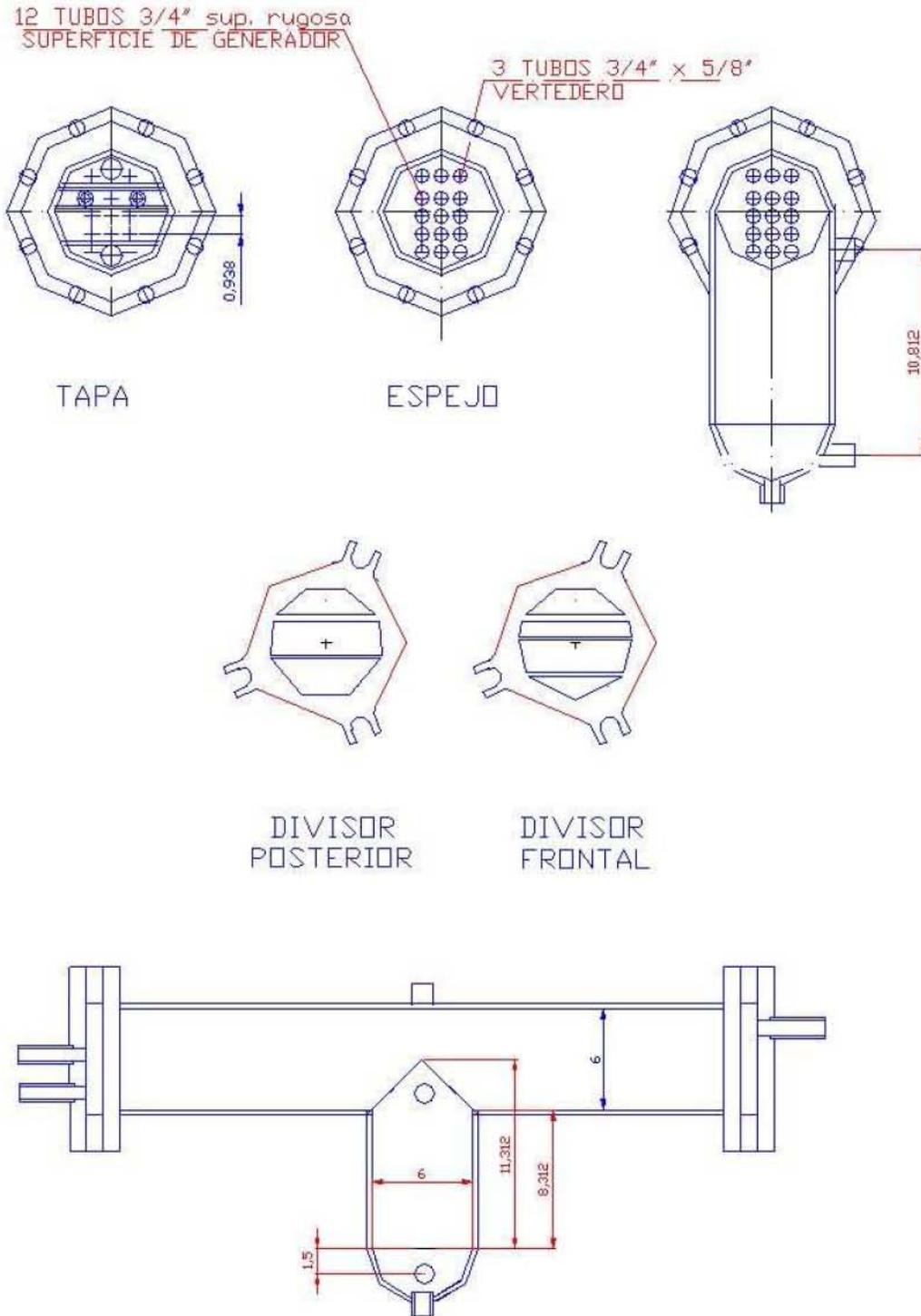


Figura C.3: Dimensiones del generador.

C.3. Dimensiones del condensador

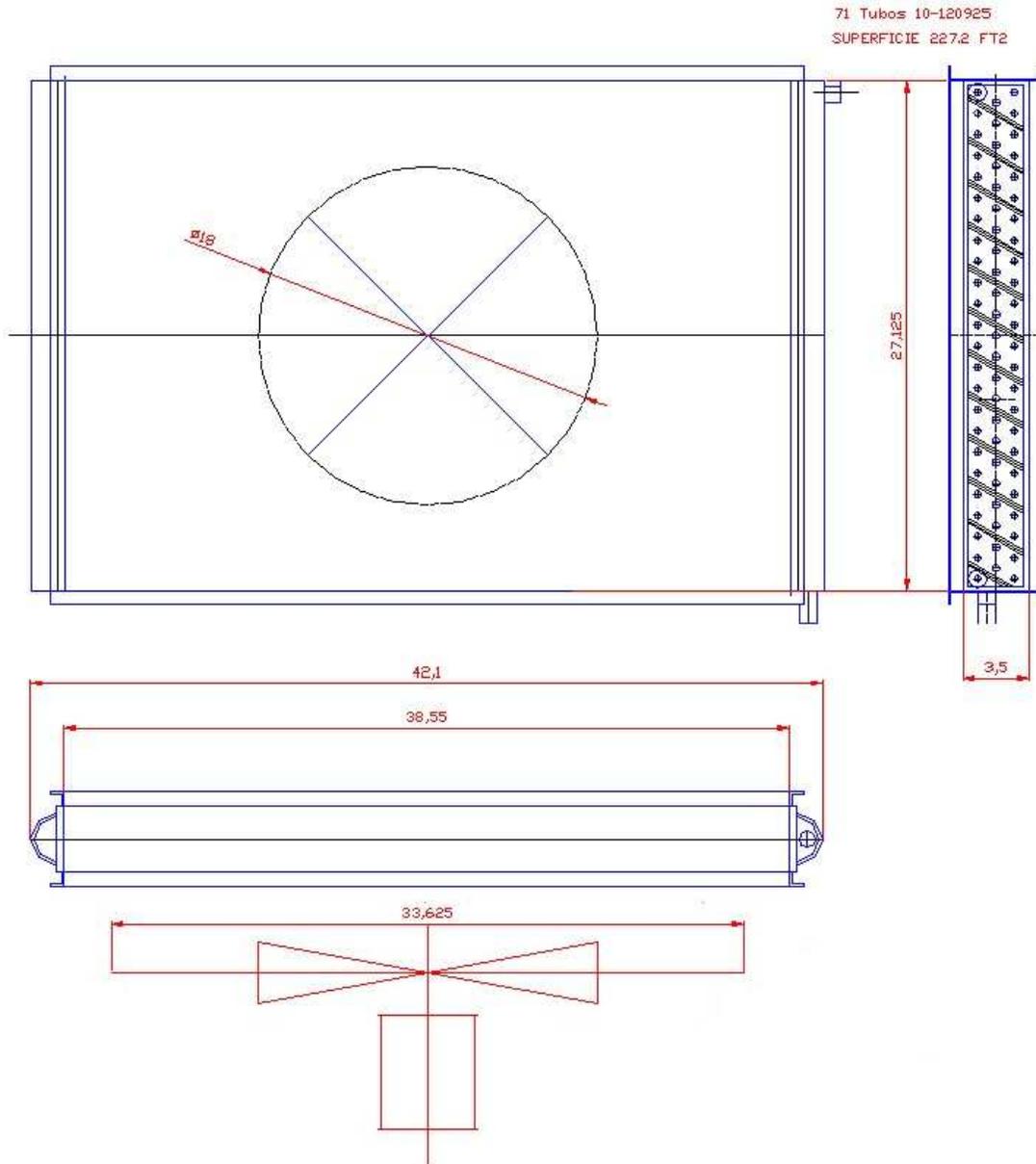


Figura C.4: Dimensiones del condensador.

C.4. Concentraciones de las pruebas

Para las primeras pruebas realizadas la concentración del equipo fue la siguiente:

Tabla C.1: Concentraciones 1.

NH_3	10.06 kg.
$LiNO_3$	9.04 kg.
X_{NH_3}	0.5268
masa total	19.1 kg.

Para esta concentración no se contaba con la tolva en el condensador y las presiones que se tenían eran demasiado altas. Con un pequeño fujo de amoníaco la presión del absorbedor se elevaba demasiado.

Se extrajo solución y la concentración que quedó fue la siguiente:

Tabla C.2: Concentraciones 2.

NH_3	7.21 kg.
$LiNO_3$	9.04 kg.
X_{NH_3}	0.4438
masa total	16.25 kg.

En este caso son varios los factores que limitan al equipo: baja concentración, las bajas temperaturas, un bajo volumen de solución.

Se aumentó el volumen de solución:

Tabla C.3: Concentraciones 3.

NH_3	9.05 kg.
$LiNO_3$	11.31 kg.
X_{NH_3}	0.4446
masa total	20.35 kg.

No se podía generar amoníaco, así que se tuvo que aumentar la temperatura y aun así la generación fue muy baja.

Se aumentó la concentración:

Tabla C.4: Concentraciones 4.

NH_3	9.72 kg.
$LiNO_3$	11.31 kg.
X_{NH_3}	0.4622
masa total	21.02 kg.

Con esta concentración y con altas temperaturas se pudieron generar buenos fujos de amoníaco con los que se llevaron a cabo diferentes pruebas, también durante estas pruebas se agregó la tolva al condensador.

Se aumentó la concentración:

Tabla C.5: Concentraciones 5.

NH_3	11.97 kg.
$LiNO_3$	11.31 kg.
X_{NH_3}	0.5142
masa total	23.27 kg.

Con esta concentración se realizaron más pruebas y a menores temperaturas de generación.

Se agregó agua a la mezcla y se extrajo solución para disminuir el nivel:

Tabla C.6: Concentraciones 6.

NH_3	11.59 kg.
$LiNO_3$	9.56 kg.
H_2O	1.69 kg.
X_{H_2O}	0.1503
X_{NH_3}	0.5075
masa total	21.15 kg.

Se obtuvieron buenos resultados con estas pruebas.

Se agregó una mayor cantidad de agua y se extrajo mezcla para mantener el nivel.

Tabla C.7: Concentraciones 7.

NH_3	11.47 kg.
$LiNO_3$	8.53 kg.
H_2O	2.92 kg.
X_{H_2O}	0.2549
X_{NH_3}	0.5005
masa total	20 kg.

Los resultados son interesantes, pero varias pruebas se echaron a perder por algunos problemas en sensores que comenzaron a fallar.

Referencias

- [1] J. M. Calm. The next generation of refrigerants - historical review, considerations, and outlook. *International Journal of Refrigeration*, 31:1123–1133, 2008.
- [2] I. Pilatowsky, editor. *Métodos de producción de frío*. UNAM, 1993.
- [3] S. A. Tassou, J.S. Lewis, Y.T. Ge, A. Hadawey, and I. Chaer. A review of emerging technologies for food refrigeration applications. *Applied Thermal Engineering*, 2009.
- [4] R. Z. Wang and Y. Li. Perspectives for natural working fluids in china. *International Journal of Refrigeration*, 30:568–581, 2007.
- [5] Cambio climático y biodiversidad. <http://www.ipcc.ch/>.
- [6] Balance nacional de energía 2008, 2009, 2010, 2011, 2012. <http://www.sener.gob.mx/>.
- [7] Estrategia nacional de energía 2013-2027. <http://www.sener.gob.mx/>.
- [8] Diagnostico: Situación pemex. <http://www.pemex.com/>.
- [9] D. S. Kim and C. A. Infante Ferreira. Solar refrigeration options - a state of the art review. *International Journal of Refrigeration*, 31:3–15, 2008.
- [10] Da-Wen Sun. Comparison of the performances of $NH_3 - H_2O$, $NH_3 - LiNO_3$ and $NH_3 - NaSCN$ absorption refrigeration systems. *Energy Conversion and Management*, 39(5/6):357–368, 1998.
- [11] R. Ayala. *An experimental study of heat driven absorption cooling systems*. PhD thesis, University of Salford, England, 1995.

- [12] S. Libotean, D. Salavera, M. Valles, X. Esteve, and A. Coronas. Vapor-liquid equilibrium of ammonia + lithium nitrate + water and ammonia + lithium nitrate solutions from (293.15 to 353.15) K. *Journal of Chemical Engineering Data*, 52(3):1050–1055, 2007.
- [13] P. Srihirin, S. Aphornratana, and S. Chungpaibulpatana. A review of absorption refrigeration technologies. *Renewable and sustainable energy reviews*, 5:343–372, 2001.
- [14] Prospectiva de energías renovables 2012-2026. <http://www.sener.gob.mx/>.
- [15] U. Jakob. Overview on small capacity systems. In *Solar air-conditioning*, pages 73–80. OTTI, 2008.
- [16] Jose Daniel Marcos del Cano. *Prototipo de máquina frigorífica de absorción de LiBr/H₂O de doble efecto condensada por aire*. PhD thesis, Universidad Carlos III de Madrid, 2008.
- [17] A. González-Gil, M. Izquierdo, J.D. Marcos, and E. Palacios. New flat-fan sheets adiabatic absorber for direct air-cooled LiBr/H₂O absorption machines: Simulation, parametric study and experimental results. *Applied Energy*, 98:162–173, 2012.
- [18] J. I. Yoon and O. K. Kwon. Cycle analysis of air cooled absorption chiller using a new working solution. *Energy*, 24:795–809, 1999.
- [19] C. P. Jawahar and R. Saravanan. Experimental studies on air-cooled NH₃ – H₂O based modified gas absorption cooling system. *International Journal of Refrigeration*, 34:658–666, 2011.
- [20] M. Venegas, D. Arzoz, P. Rodriguez, and M. Izquierdo. Heat and mass transfer in LiNO₃ – NH₃ spray absorption system. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 30(6):805–815, 2003.
- [21] M. Venegas, M. Izquierdo, P. Rodriguez, and A. Lecuona. Heat and mass transfer during absorption of ammonia vapour by LiNO₃ – NH₃ solution droplets. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47:2653–2667, 2004.
- [22] A. Zacarías, R. Ventas, M. Venegas, and A. Lecuona. Boiling heat transfer and pressure drop of ammonia-lithium nitrate solution in a plate generator. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53:4768–4779, 2010.

- [23] A. Zacarías, M. Venegas, A. Lecuona, and R. Ventas. Experimental evaluation of ammonia adiabatic absorption into ammonia-lithium nitrate solution using a fog jet nozzle. *Applied Thermal Engineering*, 50:781–790, 2013.
- [24] A. Zacarías, M. Venegas, R. Ventas, and A. Lecuona. Experimental assessment of ammonia adiabatic absorption into ammonia-lithium nitrate solution using a flat fan nozzle. *Applied Thermal Engineering*, 31(16):3569 – 3579, 2011.
- [25] S. Libotean, A. Martin, D. Salavera, M. Valles, X. Esteve, and A. Coronas. Densities, viscosities, and heat capacities of ammonia + lithium nitrate and ammonia + lithium nitrate + water solutions between (293.15 and 353.15) K. *Journal of Chemical Engineering Data*, 53(10):2383–2388, 2008.
- [26] Yolanda Cuenca, Daniel Salavera, Anton Vernet, Aymyn S. Teja, and Manel Valles. Thermal conductivity of ammonia + lithium nitrate and ammonia + lithium nitrate + water solutions over a wide range of concentrations and temperatures. *International Journal of Refrigeration*, 38(1), 2013.
- [27] C. Oronel, C. Amaris, M. Bourouis, and M. Vallés. Heat and mass transfer in a bubble plate absorber with $NH_3/LiNO_3$ and $NH_3/(LiNO_3 + H_2O)$ mixtures. *International Journal of Thermal Sciences*, 63:105–114, 2013.
- [28] C.O. Rivera. *Simulación, diseño y evaluación de un refrigerador solar intermitente usando un CPC como generador-absorbedor*. PhD thesis, Centro de Investigación en Energía, Universidad Nacional Autónoma de México, 2006.
- [29] C. O. Rivera and W. Rivera. Modeling of an intermittent solar absorption refrigeration system operating with ammonia-lithium nitrate mixture. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 76(3):417–427, 2003.
- [30] G. Moreno-Quintanar, W. Rivera, and R. Best. Comparison of the experimental evaluation of a solar intermittent refrigeration system for ice production operating with the mixtures $NH_3/LiNO_3$ and $NH_3/LiNO_3/H_2O$. *Renewable Energy*, 38:62–68, 2012.
- [31] W. Rivera, G. Moreno-Quintanar, C.O. Rivera, R. Best, and F. Martínez. Evaluation of a solar intermittent refrigeration system for ice production operating with ammonia/lithium nitrate. *Solar Energy*, 85(1):38 – 45, 2011.
- [32] W. Rivera and R. Best. Boiling heat transfer coefficients inside a vertical smooth tube for water/ammonia and ammonia/lithium nitrate mixtures. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42:905–921, 1999.

- [33] J. V. Herrera, O. García-Valladares, V. H. Gómez, and R. Best. Numerical simulation and experimental results of horizontal tube falling film generator working in a $NH_3 - LiNO_3$ absorption refrigeration system. *Applied Thermal Engineering*, 30:1751–1763, 2010.
- [34] S. U. Llamas. *Desarrollo de un sistema de refrigeración por absorción utilizando energía alterna*. PhD thesis, Universidad Autónoma del Estado de Morelos (FCQeI), 2004.
- [35] S. U. Llamas. Diseño de absorbedores de película descendente en tubos verticales para la mezcla amoníaco-nitrato de litio. Master's thesis, Centro de Investigación en Energía, Universidad Nacional Autónoma de México, 2007.
- [36] Javier Alejandro Hernández Magallanes. Montaje, puesta en operación y evaluación preliminar de un sistema de aire acondicionado solar operando con la mezcla nitrato de litio-amoníaco. Master's thesis, Instituto de Energías Renovables, Universidad Nacional Autónoma de México, 2013.
- [37] Luis Alberto Domínguez Inzunza. Montaje, puesta en operación y evaluación preliminar de un sistema de aire acondicionado solar tipo horizontal operando con la mezcla nitrato de litio - amoníaco. Master's thesis, Instituto de Energías Renovables, Universidad Nacional Autónoma de México, 2013.
- [38] Jorge De Jesús Chan González. *Estudio experimental del proceso de absorción de amoníaco por burbujas en un intercambiador de calor de placas, utilizando diferentes fluidos absorbentes*. PhD thesis, Instituto de Energías Renovables, Universidad Nacional Autónoma de México, Agosto 2013.
- [39] C. A. Infante Ferreira. *Vertical tubular absorbers for ammonia-salt absorption refrigeration*. PhD thesis, Technische Hogeschool Delft, Universidad de Delft de Tecnología, 1985.
- [40] J. C. V. Chinnappa. Experimental study of the intermittent vapour absorption refrigeration cycle employing the refrigerant-absorbent systems of ammonia water and ammonia lithium nitrate. *Solar energy*, 5:1–18, 1961.
- [41] R. Best, L. Porras, and F. A. Holland. Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on ammonia-lithium nitrate-part one. cooling. *Heat Recovery Systems and CHP*, 11:49–61, 1991.

- [42] A. Acua, N. Velzquez, and J. Cerezo. Energy analysis of a diffusion absorption cooling system using lithium nitrate, sodium thiocyanate and water as absorbent substances and ammonia as the refrigerant. *Applied Thermal Engineering*, 51(12):1273 – 1281, 2013.
- [43] M. I. Karamangil, S. Coskun, O. Kaynakli, and N. Yamankaradeniz. A simulation study of performance evaluation of single-stage absorption refrigeration system using conventional working fluids and alternatives. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14:1969-1978, 2010.
- [44] K. A. Antonopoulos and E. D. Rogdakis. Performance of solar-driven ammonia-lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate absorption systems operating as coolers or heat pumps in Athens. *Applied Thermal Engineering*, 16:127–147, 1996.
- [45] R. E. Treybal. *Operaciones de Transferencia de Masa*. McGraw-Hill, 1985.
- [46] S. V. Patankar. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. Taylor & Francis, 1980.
- [47] E. D. Rogdakis, V. D. Papaefthimiou, and D. C. Karampinos. A realistic approach to model $LiBr - H_2O$ smooth falling film absorption in a vertical tube. *Applied Thermal Engineering*, 23:2269–2283, 2003.
- [48] M. Bourouis, M. Valles, M. Medrano, and A. Coronas. Absorption of water vapour in the falling film of water-($LiBr + LiI + LiNO_3 + LiCl$) in a vertical tube at air-cooling thermal conditions. *International Journal of Thermal Sciences*, 44:491–498, 2005.
- [49] J. P. Holman. *Transferencia de Calor*. McGraw-Hill, 1986.
- [50] Frank P. Incropera and David P. De Witt. *Introduction to heat transfer*. John Wiley & Sons, 1985.
- [51] C. A. Infante Ferreira. Thermodynamic and physical property data equation for ammonia-lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate solutions. *Solar Energy*, 32(2):231–236, 1984.
- [52] Rodrigo Cuevas Tenango. Simulación numérica y validación experimental de un intercambiador de calor de placas para un sistema de refrigeración por absorción. Master's thesis, Centro de Investigación en Energía, Universidad Nacional Autónoma de México, 2011.
- [53] S. P. Verma. *Estadística Básica para el Manejo de Datos Experimentales: Aplicación en la Geoquímica (Geoquimiometría)*. Universidad Nacional Autónoma de México, México, D. F. 186 p., 2005.