

**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO**

Programa de Maestría y Doctorado en
Ingeniería

Centro de Investigación en Energía

***ESTUDIO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN
GENERADOR DE PELÍCULA DESCENDENTE EN
TUBOS HORIZONTALES***

T E S I S

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:

MAESTRO EN INGENIERÍA

ÁREA: ENERGÍA

Presenta:

José Vidal Herrera Romero

Tutor:

Dr. Octavio García Valladares

2006





Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



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.

Autorizo a la Dirección General de Bibliotecas de la UNAM a difundir en formato electrónico e impreso el contenido de mi trabajo recepcional.
NOMBRE: José VIDAL HERRERA ROMERO
FECHA: 30/03/06
FIRMA: pa [firma]

JURADO ASIGNADO:

Presidente: Dr Best y Brown, Roberto

Secretario: Dr. García Valladares, Octavio

Vocal: Dr. Sequeiros Alatorre, Javier

1er. Suplente: Dr Hernández Gutiérrez, Jorge

2do. Suplente: Dr. Romero Domínguez, Rosenberg J.

Lugar donde se realizó la tesis:

Centro de Investigación en Energía - UNAM

TUTOR DE TESIS:

Dr. García Valladares, Octavio

FIRMA

Agradecimientos

Quiero expresar mis más sinceros agradecimientos:

- *A mi tutor, Dr. Octavio García Vassalares por el apoyo brindado para realizar este trabajo, por el tiempo que dedicó y la paciencia que tuvo en todo momento, por haberme transmitido parte de su conocimiento y experiencia, pero más que nada, por su amistad.*
- *Al Dr. Roberto Best y Brown por su apoyo, consejos, aportaciones y sugerencias en el desarrollo de la tesis.*
- *A los demás miembros del jurado, Dr. Javier Sequeiros, Dr. Rosenberj J Remero y al Dr. Jorge Hernández por todas sus sugerencias.*
- *Al Centro de Investigación en Energía y a la Universidad Nacional Autónoma de México por darme la oportunidad de estar en sus instalaciones.*
- *A todos los profesores que compartieron sus conocimientos a través de las clases que tomé.*
- *Al M. en Ing. David Franco M. porque me aconsejó estudiar la maestría y es el principal responsable de que yo este aquí dando lata.*
- *A todos los compañeros y amigos del laboratorio de refrigeración y bombas de calor: Cesar, Victor, Naghelli, Adrián, Carlos Octavio, Ubaldo (siempre hay algunos colados), Dety, Ulises, David, Alejandro, Adriana, Humberto. Por tantos momentos agradables que pasamos juntos.*
- *A mis compañeros de maestría y otros lados: Alondra, Paz, Marco Antonio, Saúl, Roberto, Eric, Yogesh. ya que sufrimos en algunas clases, pero todos salimos adelante.*
- *A todos los compañeros de tantos eventos deportivos (fútbol, voleibol, frontón, atletismo y algunos otras deportes), ya que gracias al deporte gozo de tan buena salud y sin el deporte no sería el mismo.*
- *Un especial agradecimiento a dos personas: a la M en Ing. Sarah Ruth Messina F. y al M. C. Jorge A. Andaverde A. por su apoyo en todo momento, por los consejos que recibí y por la amistad que ha florecido.*
- *AUTONATEC, por la beca para la realización de los estudios de maestría.*
- *A todos los investigadores, técnicos académicos, estudiantes y personal del CIE que siempre me ayudaron cuando lo necesite.*

Todo tiene sentido cuando la vida se vive con alegría.

Esta tesis esta dedicada a las personas que más quiero:

A mi familia.

Porque siempre he recibido un gran apoyo, se han preocupado constantemente de mí y siempre me ha deseado lo mejor. Los quiero mucho... muchas gracias.

A mis hermanos José y Arnulfo.

Por compartir grandes momentos y días felices, son los mejores hermanos del mundo.

A mi hermana Claudia.

Porque ha sabido soportarme, tolerarme y ha sido muy paciente. Últimamente casi una madre.

A mi sobrina Rosa Ivette.

Porque siempre que estoy con ella, es muy cariñosa conmigo.

A mi papá Arnulfo.

Gracias a sus consejos y apoyo en todos mis proyectos de vida, he llegado hasta aquí.

A mi madre (†).

Por inculcarme el deseo de superación, ya que sin su apoyo, regaños y algunos corajes que pasó, no sería lo que soy; mamá, con este nuevo logro se muy feliz.

A Dios

Porque me ha dado la vida, la fuerza, el coraje y la dicha de estar rodeado de grandes personas que me han brindado su amistad.

ÍNDICE

Resumen	I
Capítulo 1: Introducción	
1.1	Antecedentes. 1
1.2	Definición y conceptos básicos 2
1.3	Sistemas de refrigeración por compresión 3
1.3.1.	Los fluidos refrigerantes en los Sistemas de Compresión 4
1.4	Sistemas de absorción 6
1.4.1.	Las mezclas de fluidos para sistemas de absorción. 7
1.5	Comparación entre los sistemas mecánico de compresión y el de absorción 8
1.6	Aspectos de la energía mundial y situación en México 9
1.7	Descripción del proyecto 10
1.7.1.	Justificación y objetivo 11
1.7.2.	Alcance 12
1.7.3.	Metodología 12
Capítulo 2: Sistemas de refrigeración por absorción	
2.1	Introducción 14
2.2	Utilización de fuentes de calor de baja temperatura 14
2.3	Descripción del proceso de refrigeración por absorción utilizando la mezcla nitrato de litio - amoniaco 15
2.4	Trabajos previos sobre la mezcla de trabajo nitrato de litio – amoniaco 16
2.5	Propiedades de la mezcla nitrato de litio - amoniaco 18
2.6	Trabajos sobre generadores de película descendente en tubos horizontales 23
Capítulo 3: Análisis de flujos en el generador	
3.1	Análisis de flujos dentro de tuberías 25
3.1.1.	Formulación matemática 26
3.1.2.	Evaluación de coeficientes empíricos 29
3.1.3.	Algoritmo numérico de resolución 30
3.1.3.1.	<i>Discretización de las ecuaciones gobernantes para flujo monofásico</i> 30
3.1.3.2.	<i>Condiciones de contorno</i> 32
3.1.3.3.	<i>Algoritmo de resolución</i> 32
3.1.3.3.1.	<i>Criterio de convergencia</i> 32
3.2	Análisis de película descendente 33
3.2.1.	Evaporación de película descendente en tubos horizontales 35
3.2.1.1.	<i>Aspectos de transferencia de calor sobre tubos con superficies lisas</i> 36
3.2.2.	Análisis matemático para el flujo de calor hacia la mezcla 37
3.2.2.1.	<i>Diferenciación entre regiones</i> 37
3.2.2.2.	<i>Algoritmo numérico de resolución</i> 38
3.2.2.3.	<i>Discretización de las ecuaciones</i> 39
3.2.2.3.1.	<i>Condiciones de contorno</i> 40
3.2.2.3.2.	<i>Algoritmo de resolución</i> 41

3.2.2.3.3. Criterio de convergencia	43
3.3 Conducción axial de calor en la pared de los tubos	43
3.3.1. Introducción del método de volúmenes finitos para conducción de calor en estado permanente para una dimensión	43
3.3.1.1. <i>Soluciones de ecuaciones algebraicas lineales</i>	46
3.3.2. Conducción de calor en los tubos	48
3.3.3. Resolución numérica	49
3.3.3.1. <i>Validación de la conducción axial en la pared del tubo</i>	49
3.4 Algoritmo de resolución global del generador de película descendente	50

Capítulo 4: Resultados de la simulación en generador de película descendente en tubos horizontales

4.1. Introducción	52
4.2. Análisis de diferentes aspectos numéricos	55
4.2.1. Intensificación de malla	55
4.2.2. Grado de convergencia	57
4.3. Estudio paramétrico en la película descendente	61
4.3.1. Influencia del coeficiente local de transferencia de calor por convección externo	61
4.3.2. Análisis de la variación del coeficiente de transferencia de calor en cada fila de tubos horizontales	65
4.3.3. Efecto de la presión en el generador de película descendente	67
4.3.4. Efecto del flujo másico a la entrada en la mezcla	70
4.3.5. Efecto de la concentración a la entrada en la mezcla	72
4.3.6. Efecto de la temperatura a la entrada en la mezcla	74
4.4. Variación de las condiciones de entrada del aceite térmico	75
4.4.1. Efecto del flujo másico de aceite térmico a la entrada en el generador	75
4.4.2. Efecto de la temperatura de entrada del aceite térmico	76
4.5. Variación de la geometría	78
4.5.1. Efecto de la longitud de los tubos	78
4.5.2. Efecto del diámetro nominal de los tubos	80
4.6. Discusión de resultados	80
Conclusiones y acciones futuras	82
Apéndice A. Ecuaciones de las propiedades termodinámicas y físicas del aceite térmico	85
Nomenclatura	86
Referencias	88

RESUMEN

La presente tesis se enfoca al estudio de un generador de película descendente en tubos horizontales, acoplado a un sistema de refrigeración por absorción utilizando como mezcla de trabajo la solución nitrato de litio – amoníaco ($\text{LiNO}_3 - \text{NH}_3$). El funcionamiento del generador de película descendente en tubos horizontales esta basado en la adición de calor desde el flujo dentro de los tubos a la solución de película descendente en el exterior de ellos, es decir, se estudia el fenómeno de generación de amoníaco en película descendente de la solución de nitrato de litio - amoníaco por el exterior de unos tubos colocados horizontalmente.

Los objetivos que se desean alcanzar son:

- Diseño de un modelo numérico del generador de película descendente para la evaluación del sistema.
- Predicción de flujos internos y externos, predicción de coeficiente de transferencia de calor interno hacia la película descendente y predicción del flujo de calor a través de la pared de los tubos.
- Cálculo para optimizar un generador de película descendente con tubos horizontales en el sistema de refrigeración por absorción para construcción de unidades.

El alcance es analizar la transferencia de calor para conocer más acerca del comportamiento térmico de los generadores de película descendente en tubos horizontales para sistemas de refrigeración por absorción, de forma que permita su optimización y mayor comprensión del fenómeno de transferencia de calor dentro del generador.

A partir de conocer las condiciones de entrada en el flujo interno (aceite térmico), tomando en cuenta la geometría del generador, y con base a las ecuaciones gobernantes en forma discretizada, se desarrolla la formulación matemática para el flujo interno dentro de los tubos para un volumen de control característico. La transferencia de calor en la película descendente se obtiene a partir de la discretización de las ecuaciones para el balance de flujos de calor en un volumen de control, realizando balances de masa y utilizando las propiedades termodinámicas de la mezcla, a partir de suponer un coeficiente de transferencia de calor por convección. La ecuación de conducción de calor discretizada dentro en la pared del tubo ha sido resuelta aplicando el método TDMA (Tri-diagonal Matrix Algorithm). Los flujos de calor por conducción son evaluados a partir de la Ley de Fourier y el flujo de calor por convección es determinado por la Ley de Enfriamiento de Newton.

Para cada sección (fluido interno, fluido exterior y pared del tubo) se realiza una subrutina numérica de simulación en base a las ecuaciones discretizadas para cada volumen de control; Las subrutinas se acoplan de manera iterativa en un algoritmo global hasta alcanzar la convergencia global. Por lo tanto, el final del

algoritmo global es alcanzado cuando la convergencia global entre dos lazos consecutivos de las tres subrutinas numéricas es verificado.

Una vez realizado el programa de simulación, se estudiaron los principales parámetros que afectan el funcionamiento del generador. En general, los parámetros que más influyen en el funcionamiento del generador, que son variables a controlar a la entrada del generador y afectan el coeficiente de operación del sistema de refrigeración son la concentración de entrada, la presión del generador, la temperatura de entrada de solución y la temperatura de entrada del aceite térmico. Las variables con menos influencia en el sistema de refrigeración por absorción son el diámetro de los tubos, la variación del flujo másico del aceite térmico y el flujo másico de la solución.

Con base al programa de simulación desarrollado, se tiene una radiografía de lo que pasa dentro del generador, conociéndose en cada volumen de control del dominio las variables de flujo (flujo másico, presión, temperatura, etc.) para los fluidos y la distribución de temperaturas en los sólidos. Esto resulta de gran utilidad de cara al diseño y optimización de los mismos.

Capítulo 1

Introducción

1.1 Antecedentes

El ahorro energético fue uno de los objetivos de la política económica de la mayoría de los países industrializados en la década de 1970 y principios de 1980, la amenaza de una escasez de los recursos petrolíferos originó una crisis energética que motivó dicha política. A partir de 1985 el contexto energético mundial cambió radicalmente, de manera que pasó a una situación de caída de precio del crudo, lo cual provocó un aumento en la producción en la mayoría de los países productores. A finales de 1980 y en la década de 1990 la problemática del medio ambiente asociada a la combustión motivó la política de reducción del uso de los combustibles fósiles [Medrano, 2000]. En los últimos años se ha vivido un aumento en los precios de los combustibles líquidos y gaseosos, pero en esta ocasión, con un impacto mucho mayor al producirse un escenario económico muy diferente debido a las guerras suscitadas en algunas las regiones asiáticas (Irak, Kuwait, etc.) productoras de petróleo y a la demanda cada vez mayor del mismo. Esta tendencia apunta a reforzar las políticas de eficiencia energética y recuperación de calores residuales, en las que la tecnología por absorción puede desempeñar un papel muy importante. Es por lo anterior que los sistemas de refrigeración por absorción han logrado atraer intereses en el aumento de la investigación en años recientes.

Tomando en cuenta las necesidades energéticas, la tecnología de sistemas de absorción puede ser utilizada para satisfacer las necesidades de calefacción y enfriamiento (tanto de aire acondicionado como de refrigeración) de los sectores residencial, comercial e industrial [Velázquez, 2002].

En comparación con los refrigeradores mecánicos por compresión de vapor, los sistemas de absorción no causan ningún daño a la capa de ozono y reducen la demanda en el suministro de la electricidad. Además, los sistemas accionados por calor podrían ser económicamente más rentables con respecto a los sistemas accionados por electricidad, ya que aprovechan el calor de desperdicio, la energía solar, la biomasa o las fuentes de energía geotérmicas para las cuales el costo de la fuente de calor es insignificante en muchos casos. Esto hace de los sistemas de refrigeración por absorción accionados por una fuente de calor una opción viable y económica.

Los sistemas de absorción más comunes son los ciclos agua – bromuro de litio ($\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$) y amoníaco – agua ($\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$). La ventaja del refrigerante amoníaco es que puede evaporarse a más bajas temperaturas en condiciones de operación a baja presión (temperaturas por debajo de 0°C) comparada con agua (desde 4°C a 10°C). Además, para refrigeración, el ciclo $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ es usado e investigaciones han sido realizadas para estos sistemas teórica y experimentalmente. Estos estudios muestran que el sistema $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ presenta un bajo coeficiente de operación (COP). Se han llevado a cabo esfuerzos para encontrar una mejor mezcla refrigerante - absorbente que pueda mejorar el funcionamiento del sistema [Sun, 1998].

1.2 Definición y conceptos básicos

El proceso de refrigeración consiste en reducir la temperatura de un espacio determinado por abajo de la temperatura ambiente y mantener esta temperatura baja con el fin, por ejemplo, de enfriar alimentos, conservar determinadas sustancias o conseguir un ambiente agradable. El almacenamiento refrigerado de alimentos perecederos, pieles, productos farmacéuticos y otros se conoce como almacenamiento en frío. La refrigeración evita el crecimiento de bacterias e impide algunas reacciones químicas no deseadas que pueden tener lugar a temperatura ambiente. En el ciclo de refrigeración se transfiere continuamente energía térmica de una región de baja temperatura a una de mayor temperatura. El sumidero de mayor temperatura lo proporciona usualmente el medio ambiente. En casi todos los procesos de refrigeración el cuerpo para absorber el calor se llama refrigerante.

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. Uno de los primeros métodos de refrigeración fue hecho con hielo que traían de montañas, que después almacenaban en pozos tapados con madera y paja en donde se enfriaba carne, verduras y bebidas. Podemos decir que la necesidad de conservación de los alimentos dio origen a la refrigeración y por eso muchos científicos del mundo dedicaron sus esfuerzos a encontrar métodos de refrigeración para la conservación de alimentos.

Uno de los hechos destacables de la refrigeración ocurrió en 1834, cuando el inglés Jacob Perkins, construyó la primera máquina que producía hielo mediante la evaporación y condensación de un líquido. En 1859, el francés Ferdinand Carré inventó la primera máquina frigorífica que utilizaba amoníaco y lograba obtener temperaturas más bajas que los modelos antes citados.

El uso de hielo de origen natural o artificial como refrigerante estaba muy extendido hasta poco antes de la Primera Guerra Mundial, cuando aparecieron los refrigeradores mecánicos y eléctricos. La eficacia del hielo como refrigerante es debida a que tiene una temperatura de fusión de 0 °C y para fundirse debe absorber una cantidad de calor equivalente a 3351 kJ/kg [Pilatowsky et al., 1993]. La presencia de una sal en el hielo reduce en varios grados el punto de fusión del mismo. Los alimentos que se mantienen a esta temperatura o ligeramente por encima de ella pueden conservarse en buen estado durante más tiempo.

En la refrigeración mecánica se obtiene un enfriamiento constante mediante la circulación de un refrigerante en un circuito cerrado, donde se evapora y se vuelve a condensar en un ciclo continuo. Si no existen pérdidas, el refrigerante sirve para toda la vida útil del sistema. Todo lo que se necesita para mantener el enfriamiento es un suministro continuo de energía y un método para disipar el calor. Los dos tipos principales de sistemas de refrigeración son el sistema de compresión mecánica empleado en los refrigeradores domésticos grandes y en la mayoría de los aparatos de aire acondicionado, y el sistema de absorción, que en la actualidad se usa sobre todo en los aires acondicionados accionados por calor.

Con el objetivo de comparar los sistemas de refrigeración por compresión y absorción, a continuación se describe su funcionamiento y los fluidos de trabajo para ambos sistemas de refrigeración.

1.3 Sistemas de refrigeración por compresión

Entre los diversos métodos que se emplean para hacer refrigeración, el más utilizado en la actualidad es el de compresión mecánica de vapores. Las principales características de este método de refrigeración son las siguientes:

- La energía que requiere el sistema se suministra en forma de trabajo mecánico.
- La sustancia de trabajo (refrigerante), sufre cambios de fase líquido-vapor, y viceversa, durante el ciclo de refrigeración.

El ciclo de refrigeración por compresión mecánica de vapores se compone de cuatro procesos fundamentales que son: evaporación, compresión, condensación y estrangulación. Para que ocurran los procesos anteriores, se emplean principalmente cuatro elementos en el ciclo de refrigeración: evaporador, compresor, condensador y válvula de expansión o tubo capilar, así como disponer de una sustancia de trabajo (refrigerante) que sea la que transporte el flujo térmico de baja temperatura a alta temperatura. El proceso de refrigeración por compresión mecánica es el siguiente:

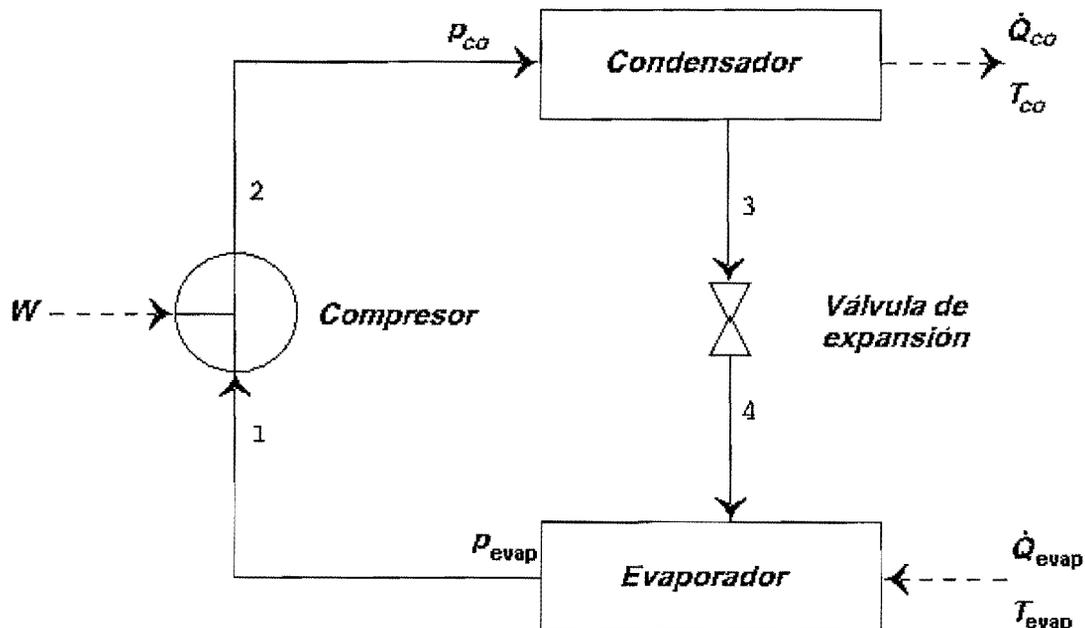


Figura 1.3.1. Sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor.

En el evaporador, el refrigerante entra como vapor húmedo de baja calidad, a una presión tal que su temperatura de saturación sea inferior a la temperatura del

espacio que está enfriando o de la cámara de enfriamiento y su contenido, el refrigerante se evapora absorbiendo calor del medio Q_{evap} y sale como vapor saturado de baja temperatura T_{evap} con presión p_{evap} (punto 1, figura 1.3.1). A continuación, el refrigerante en forma de vapor saturado o vapor ligeramente sobrecalentado pasa a un compresor movido por un motor al cual se le introduce un trabajo W e incrementa la presión del refrigerante, lo que hace que aumente su temperatura arriba de la temperatura ambiente y sale como vapor sobrecalentado a alta presión y alta temperatura (punto 2, figura 1.3.1). El gas sobrecalentado a alta presión se transforma posteriormente en líquido en un condensador refrigerado por aire o agua debido a que su temperatura de saturación es superior a la del medio de condensación liberando al medio calor Q_{CO} a una temperatura T_{CO} con presión p_{CO} y sale como líquido saturado a alta presión y alta temperatura (punto 3, figura 1.3.1). Después del condensador, el líquido pasa por una válvula de expansión, donde el refrigerante se expande, y la presión y temperatura se reducen hasta alcanzar las condiciones de inicio de ciclo (punto 4, figura 1.3.1).

1.3.1 Los fluidos refrigerantes en los sistemas de compresión

Las propiedades del fluido refrigerante son los factores principales que determinan el funcionamiento de un sistema de refrigeración. El fluido refrigerante debe poseer ciertas propiedades químicas, físicas y termodinámicas que lo hagan económico y al mismo tiempo seguro.

El refrigerante ideal deberá cumplir los requerimientos siguientes:

- Propiedades termofísicas adecuadas en el rango de operación.
- Ser térmica y químicamente estable.
- Seguro.
- Disponibilidad y bajo costo.
- Compatible con los materiales de construcción y lubricantes usados en los dispositivos de refrigeración.
- Sin efectos negativos al ambiente.

Es necesario reconocer que no existe el refrigerante ideal que cumpla con los requerimientos anteriores para cada uso o condición [Pilatosky et al., 1993].

En décadas pasadas los refrigerantes más utilizados fueron los hidrocarburos halogenados ó clorofluorocarbonos (CFC); Actualmente los refrigerantes más usados son los hidroc fluorocarbonos (HCFC) y los hidrofluorocarbonos (HFC), como el R-22 y el R-134a, respectivamente, de los refrigerantes antiguos solamente el amoniaco se sigue utilizando debido a sus excelentes propiedades térmicas. Los refrigerantes del tipo CFC, y también los HCFC, en menor medida, son la fuente del deterioro que ha sufrido en los últimos años la capa de ozono. Estos refrigerantes han sido objeto de restricciones en su uso a partir de la firma del protocolo de Montreal en septiembre de 1987.

En cuanto a sustancias que tienen un potencial de reducción de ozono menor como es el caso de los hidrofluorocarbonos (HFC), y el metilbromuro ($\text{CH}_3 - \text{Br}$) ya que producen gases de efecto invernadero, se establece una reducción de la producción al 65% de la del año base (1987) para el 1 de enero de 2004. Los HCFCs se

retirarán en el 2015 y el consumo de metilbromuro se limitó en un 25% en 1998. Además fija un calendario de restricciones crecientes hasta llegar a su prohibición para el año 2030. La industria de la refrigeración debería adoptar rápidamente otros compuestos alternativos no perjudiciales, como el metilcloroformo entre otros [Pilatosky et al., 1993].

Cada refrigerante se designa con una R y un número basado en el Sistema de Numeración Internacional y se explica en detalle en las normas British Standard 4580 "Specification for number designation of organic refrigerants" (1970) [<http://standards.mackido.com>] y American National Standard Institute ANSI/ASHRAE 34-2004 "Designation and Safety Classification of Refrigerants" [<http://webstore.ansi.org>].

Refrigerante R-12 (CCl_2F_2). Es seguro, no tóxico, no inflamable y no explosivo. Es muy estable y no se descompone aún bajo condiciones extremas de operación. Sin embargo si se pone en contacto con una flama abierta se descompone en productos muy tóxicos. Tiene presiones de condensación moderadas bajo condiciones atmosféricas normales y una temperatura de $-29.4\text{ }^\circ\text{C}$ a la presión atmosférica lo cual lo hace útil para numerosas aplicaciones en sistemas de refrigeración. Por el deterioro que causa a la capa de ozono se ha retirado del mercado.

Refrigerante R-22 (CHClF_2). Se desarrolló para aplicaciones de temperatura bajas, ya que tiene una temperatura de ebullición de $-40.8\text{ }^\circ\text{C}$ a presión atmosférica. Debido a que tiene un desplazamiento menor en el compresor se utiliza muchas veces en lugar de R-12. Tiene presiones de operación mayores que para R-12 así como también la temperatura de descarga del compresor es mayor.

Refrigerante R-114 ($\text{C}_2\text{F}_4\text{Cl}_2$). Tiene un punto de ebullición de $3.56\text{ }^\circ\text{C}$ a condiciones atmosféricas, bajas presiones de operación. Muy seguro y muy estable. Se usa generalmente con compresores centrífugos en grandes instalaciones. Por el deterioro de la capa de ozono se ha retirado del mercado.

Refrigerante R-717 (NH_3). Aunque el amoníaco es ligeramente tóxico, muy irritante, algo inflamable y explosivo bajo ciertas condiciones, sus propiedades térmicas lo hacen insustituible en plantas de hielo, plantas empacadoras y grandes bodegas frigoríficas en donde se cuente con personal capacitado. El Amoníaco tiene un punto de ebullición a presión atmosférica de $-33.34\text{ }^\circ\text{C}$. Aunque el amoníaco no es corrosivo a todos los metales comunes, en presencia de oxígeno e hidrógeno corroe a los metales no ferrosos tales como el cobre y sus aleaciones. Debido a sus cualidades benignas con la atmósfera (no daña la capa de ozono ni afecta el calentamiento global de la atmósfera) se prevé un mayor uso de este refrigerante en el futuro.

Refrigerante R-134a ($\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$). Este refrigerante es similar termodinámicamente al R-12 pero no contiene cloro y por lo tanto no daña la capa de ozono. Se le considera el sustituto de R-12.

Los hidrocarburos propano (R-290) e isobutano (R-600a) han sido usados y fuera del peligro de flamabilidad tienen excelentes propiedades que los hacen candidatos a sustituir a los CFC.

El R-410A es el sustituto al R22 en nuevos equipos de aire acondicionado. Es una

mezcla azeotrópica de HFC-32 y HFC-125 (50/50 % en masa), siendo ambos hidrofluorcarbonos que no contienen cloro, por lo que su potencial de destrucción de la capa de ozono es nulo, tiene la particularidad de respetar el medio ambiente y un bajo efecto invernadero.

El refrigerante R407C es una mezcla zeotrópica de R32, R125 y R134A (23/25/52 % en masa). Este refrigerante es similar termodinámicamente al R-22.

El dióxido de carbono (CO_2) es un componente natural de la atmósfera, El uso del CO_2 en refrigeración crece rápidamente al ser un refrigerante no tóxico, que no tiene efectos sobre la capa de ozono ni contribuye al efecto invernadero

1.4 Sistemas de absorción

Los componentes de este ciclo son evaporador, condensador, válvula de expansión y un arreglo de componentes que hacen la función del compresor en el sistema de refrigeración por compresión, estos son el absorbedor, generador, bomba y válvula de expansión, es en esta parte 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 térmicas alternas como son solar, geotérmica, calor de desecho de algún proceso, etc., El evaporador y el absorbedor están localizados en el lado de baja presión del sistema; el generador y condensador, situados en el lado de alta presión. Se emplean dos fluidos, un refrigerante y una solución absorbente. La parte del ciclo formada por el condensador, válvula de expansión y evaporador es idéntica a la correspondiente al ciclo de compresión, mientras que el compresor se sustituye por el conjunto absorbedor-bomba-generador-válvula de expansión. El ciclo es el siguiente:

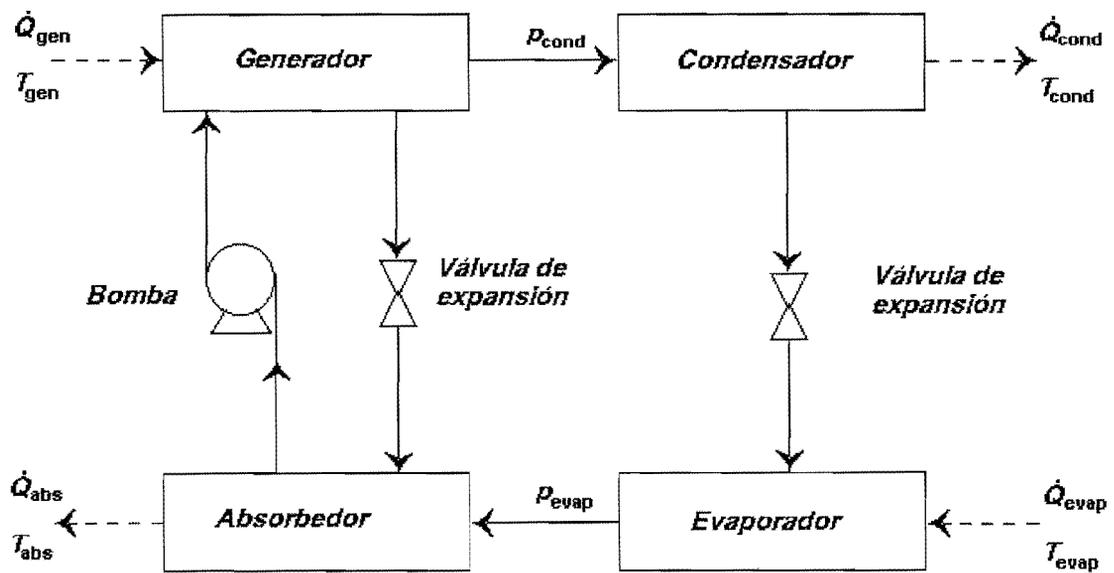


Figura 1.4.1. Sistema continuo de refrigeración por absorción.

El refrigerante, absorbe calor del medio Q_{evap} a la temperatura T_{evap} y presión p_{evap} y pasa al absorbedor en donde se encuentra un líquido capaz de absorber el refrigerante, esta absorción es exotérmica y con el aumento de temperatura la absorción decrece por lo que hay que retirar calor Q_{abs} a la temperatura T_{abs} , la presión en el absorbedor es igual a la del evaporador; la mezcla es bombeada (incrementando su presión) al generador donde se tiene que agregar calor Q_{gen} a la temperatura T_{gen} 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_{cond} a la temperatura T_{cond} y presión p_{cond} al ambiente, la presión en el generador es igual a la del condensador; después pasa por la válvula de expansión al evaporador y completa el ciclo (ver figura 1.4.1).

1.4.1 Las mezclas de fluidos para sistemas de absorción

La eficiencia de los sistemas de refrigeración por absorción depende en forma crítica de las propiedades termodinámicas, físicas y químicas del refrigerante y absorbente.

Propiedades de los refrigerantes: Las propiedades requeridas del refrigerante en los sistemas de absorción son las mismas que las ya mencionadas para los sistemas de compresión.

Propiedades del absorbente: El absorbente deberá de tener un punto de ebullición alto y una presión de vapor despreciable con el fin de evitar su transferencia hacia el condensador. Los absorbentes con moléculas grandes o con polaridad alta serán mejores para los sistemas de absorción. El absorbente deberá tener una gran afinidad hacia el refrigerante lo cual es fundamental para el proceso de absorción. Una de las condiciones que debe de ser cumplida por la mezcla es una solubilidad completa del absorbente en el fluido de trabajo, sobre un rango grande de concentraciones para que no se logre el punto de cristalización durante la operación.

Propiedades de la mezcla: los fluidos deben procurar ser no-flamables, no-explosivos, no- tóxicos y ser estables químicamente en el rango de operación. Se desean mezclas de baja viscosidad para promover la transferencia de calor. La conductividad térmica de los fluidos deberá ser alta para maximizar la transferencia de calor en los intercambiadores. El calor específico deberá ser bajo para minimizar la carga térmica en el intercambiador de calor. Los fluidos deben de ser de fácil adquisición, baratos y compatibles con los materiales de construcción [Pilatowsky et al., 1993].

Las principales mezclas en los sistemas de absorción son:

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 como se describió anteriormente el amoniaco es ligeramente peligroso aún en esta mezcla. La principal

desventaja de esta mezcla es el hecho de que el absorbente es relativamente volátil, de modo que el vapor de refrigerante al salir del generador, por lo general contiene cantidades apreciables de vapor de agua. Estas atraviesan el condensador y llegan al evaporador donde aumentan la temperatura de evaporación, disminuyendo el efecto refrigerante por tener una solución no vaporizable a baja temperatura. Para corregir este problema se usa en estos equipos el rectificador cuya función es la de eliminar el vapor de agua a la salida del generador, antes de que llegue al generador.

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, 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 estos sistemas en aplicaciones donde la temperatura del evaporador baja (para temperaturas de 0 °C o más bajas, la presión del evaporador debe estar por debajo de la atmosférica), para evitar su congelación y el bromuro de litio es muy corrosivo.

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 solo se pueden mezclar con agua sobre un rango limitado de concentraciones.

Alcohol-agua. Las soluciones de sales en metanol y etanol producen desviaciones negativas de la ley de Raoult debido a uniones intermoleculares de hidrógeno, se ha utilizado metanol-bromuro de litio. Tiene la ventaja sobre el bromuro de litio que puede operar por debajo de los 0 °C. Sin embargo, el metanol es tóxico, inflamable y presenta problemas de corrosión a altas temperaturas.

Amoniaco y aminas con 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 buenos refrigerantes y se les ha estudiado para utilizarse en sistemas de absorción.

1.5 Comparación entre los sistemas mecánico de compresión y el de absorción

Se presenta una comparación de las ventajas de los sistemas de absorción con respecto a los sistemas de compresión [Warrent y Olivo, 1982].

- El sistema de absorción es silencioso y sujeto a un desgaste limitado debido a que la única parte móvil es la bomba de solución. En comparación con los sistemas de refrigeración mecánico de la misma capacidad, la potencia eléctrica

- suministrada al sistema de refrigeración es pequeña.
- Cuando el sistema de absorción se diseña para operar con vapor de agua o aceite térmico, se pueden utilizar las descargas de otros equipos.
 - Aun cuando los sistemas de absorción requieran de mayor espacio, se pueden localizar en partes exteriores.
 - El sistema de absorción se favorece con las bajas temperaturas del evaporador.
 - Solamente existe una limitada disminución de la capacidad de la unidad de absorción cuando la temperatura y presión del evaporador disminuyen. Esto puede compensarse al aumentar la presión de flujo térmico que se envía al generador. Por contraste, la capacidad del sistema de compresión se reduce notablemente cuando la presión del evaporador disminuye.
 - La unidad de absorción es tan eficiente a cargas reducidas como a su capacidad total. La cantidad de solución circulada y el fluido térmico suministrado al generador se pueden cambiar para satisfacer diferentes condiciones de carga.
 - Cualquier refrigerante líquido en el sistema de absorción simplemente desbalancea el sistema. Por el contrario, se deben considerar medidas de prevención en el sistema de compresión a fin de evitar daños al compresor.

1.6 Aspectos de la energía mundial y situación en México

La energía es un elemento esencial para el desarrollo económico y progreso social para todos los países. Sin adecuadas fuentes seguras de energía, los objetivos económicos y de desarrollo social no serán cubiertos. Actualmente, el petróleo, gas natural y carbón tienen cerca del 90% de la producción energética del mundo. El resto se provee por una variedad de fuentes las cuales incluyen la energía nuclear, energía geotérmica, y fuentes renovables, tales como energía hidroeléctrica, energía eólica, energía solar y la biomasa. Los países desarrollados, con menos de un cuarto de la población humana, queman cerca del 70% del consumo anual de fuentes fósiles. Los Estados Unidos de América solo consume arriba de un cuarto de la demanda anual mundial de energía comercial con un promedio per cápita cincuenta veces mayor al promedio de los países desarrollados [Rivera, 1996].

Basados en esta información, es claro que en un futuro previsible habrá serios problemas de fuentes de energía. Por esta razón, junto con grupos ambientales, muchos países están tratando de reducir sus consumos de energía. Algunos países están invirtiendo considerables cantidades de dinero en el desarrollo de equipo que facilite la recuperación y el uso eficiente de energía.

México podría enfrentar serios problemas en fuentes energéticas en un futuro próximo debido a su alto crecimiento poblacional y también al crecimiento de consumo energético per cápita.

Debido a los bajos precios históricos de la energía en México, muchas industrias han desarrollado un consumo de energía irracional. Sin embargo, debido a varias crisis económicas en los últimos años, los precios de la energía se han incrementado rápidamente. Otro problema, el cual no es menos importante porque está directamente relacionado con la salud de la gente, es que las principales ciudades de México tienen grandes problemas de contaminación. Por todas estas razones, el gobierno mexicano ha iniciado programas emergentes de ahorro de energía y eficiencia energética en casi todos los sectores económicos. La meta de estos programas es reducir el consumo energético para asegurar que la demanda no

exceda la producción de energía.

A nivel mundial, hay muchas posibilidades de ahorro de energía usando nuevas tecnologías para mejorar procesos industriales. Algunos de los más interesantes dispositivos para ahorro de energía, los cuales consumen solo cantidades despreciables de energía primaria son los sistemas de absorción, estos son algunos de los más prometedores dispositivos para recuperar calor de desecho industrial a un mas alto nivel de temperatura y para hacer mas eficiente el nivel de temperatura de energías tales como geotérmicas y solar que pueden trabajan a niveles necesarios de temperaturas (temperaturas mayores de 70 °C) y con bajos niveles de costo. Los propósitos de los sistemas de absorción son enfriar y absorber calor en un nivel bajo de temperatura, y mantenerlo en relación a una temperatura ambiente. Estos sistemas pueden ser usados para aire acondicionado o congelamiento dependiendo de sus características particulares y del fluido de trabajo utilizado. Hasta la fecha, las mezclas amoniaco-agua y agua-bromuro de litio han sido las más usadas en sistemas de absorción a causa de sus favorables propiedades termodinámicas y físicas; la mezcla amoniaco-agua para sistemas de enfriamiento (refrigeración y aire acondicionado) y la mezcla agua-bromuro de litio para sistemas de aire acondicionado. Sin embargo, cada una de estas mezclas tienen desventajas, la mezcla agua-amoniaco es de que el absorbente es relativamente volátil y el agua-bromuro de litio debe tener una presión de vapor relativamente baja y no es posible tener temperaturas abajo de 0 °C.

El mayor problema con la mezcla amoniaco-agua es la alta presión de vaporización del agua y la baja tasa de volatilidad entre el refrigerante y el absorbente. Esta baja tasa de volatilidad causa que moléculas de agua se evaporen junto con el amoniaco haciendo necesario el uso de un rectificador, incrementandose el costo de capital y reduciendo la eficiencia total del sistema. Una mezcla alternativa para los sistemas de enfriamiento por absorción el cual evita el uso de un rectificador es la mezcla nitrato de litio - amoniaco.

En párrafos anteriores se ha mostrado la opción de poder utilizar estas energías renovables como suministro para una máquina de refrigeración por absorción. Todo dependerá de las condiciones del lugar, así como la fuente de energía de la cual dispongamos, ya que la máquina de refrigeración por absorción solo necesita una fuente de calor, sin importar de donde obtengamos ésta, también es posible trabajar con sistemas híbridos los cuales son convenientes para fuentes de energía alterna que no es constante (como la solar).

1.7 Descripción del proyecto

La presente tesis se sitúa en el marco del proyecto encaminado a desarrollar equipos de refrigeración por absorción que realiza el CIE - UNAM, con la colaboración de la empresa Thermo Ecología S.A. de C.V. El objetivo es el diseño de un prototipo de refrigeración por absorción utilizando la mezcla nitrato de litio - amoniaco como solución de trabajo para una capacidad de enfriamiento nominal de 10 kW (el diseño es presentado por Llamas en el 2004), utilizando como fuente de energía aceite térmico calentado por un sistema híbrido de energía renovable – convencional (calor de desecho industrial, energía solar, geotermia, gas natural, etc. En combinación con un calentador auxiliar para evitar fluctuaciones) y encamina una serie de subproyectos.

Uno de estos subproyectos es el desarrollo de un generador de película descendente en tubos horizontales que es una de las características más innovadoras (como se vera mas adelante) a desarrollar para este sistema de refrigeración por absorción.

1.7.1 Justificación y objetivo

La presente tesis se enfoca al estudio de un generador de película descendente acoplado a un sistema de refrigeración por absorción utilizando como mezcla de trabajo la solución nitrato de litio – amoniaco ($\text{LiNO}_3 - \text{NH}_3$). El funcionamiento del generador de película descendente en tubos horizontales esta basado en la adición de calor desde el fluido dentro de los tubos a la solución de película descendente en el exterior de ellos, es decir, se estudia el fenómeno de generación de amoniaco en película descendente de una solución de nitrato de litio - amoniaco por el exterior de unos tubos colocados horizontalmente [figura 1.7.1.1].

El generador es una parte importante de una máquina de absorción, muchos de los generadores en máquinas de refrigeración por absorción son de calentamiento de un depósito de fluido con la mezcla refrigerante – absorbente (generador del tipo inundado). Pero en el caso de una fuente de calor de “baja temperatura”, el generador del tipo inundado no puede obtener un alto funcionamiento debido a la baja diferencia de temperatura. En función de obtener un alto flujo de calor y un alto coeficiente de transferencia de calor, el generador de película descendente puede ser usado, el cual puede mejorar el funcionamiento de generación cuando la fuente de calor es baja [Wang et al., 1995].

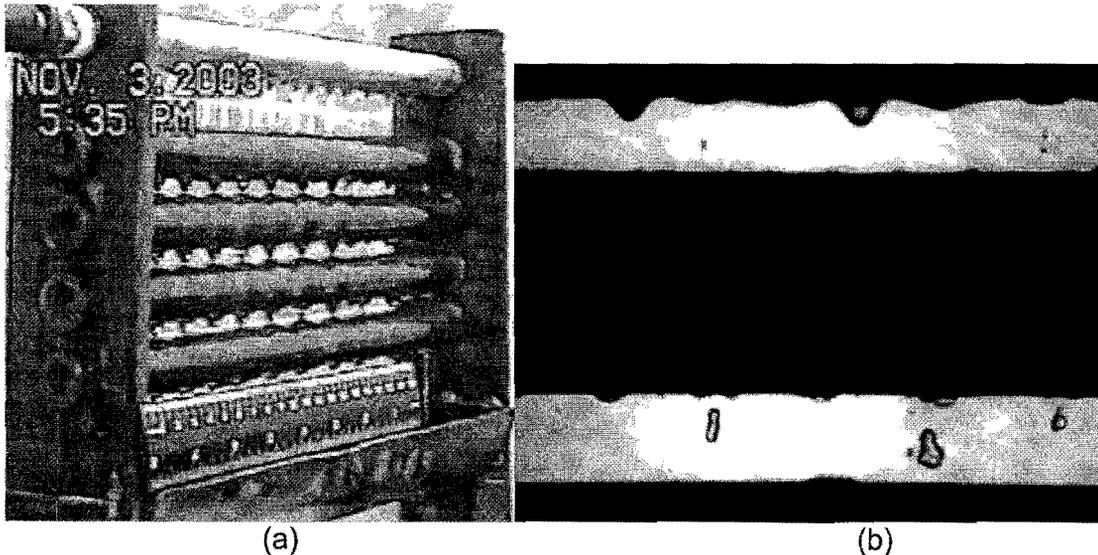


Figura 1.7.1.1. Generador de película descendente (a) imagen de la película descendiendo [Llamas, 2004] (b) imagen de generación de vapor [Thome, 2004].

En la mayoría de los experimentos y estudios analíticos sobre película descendente están basados en soluciones que contienen agua, pocos son los datos para soluciones nitrato de litio - amoniaco ($\text{LiNO}_3 - \text{NH}_3$). El amoniaco es uno de los fluidos de trabajo natural y tiene un alto calor latente de evaporación, el cual puede

cubrir un rango de temperatura por debajo del punto de congelación del agua [Sun, 1998]. Por otro lado, el coeficiente de transferencia de calor depende principalmente de la cantidad de flujo que se tenga en la película, de la presión a la cual se maneje el generador, la temperatura y concentración a la cual se encuentra la solución [Jani et al., 2003].

Para optimizar la eficiencia de los intercambiadores de calor, y consecuentemente el consumo de energía, se requieren de métodos más precisos y en lo posible, más generales para predecir el comportamiento termodinámico de los fluidos que se utilizan en los intercambiadores de calor. Los métodos numéricos permiten a las ecuaciones gobernantes (ecuación de continuidad, ecuación de momentum y ecuación de energía) ser resueltas con pocas restricciones [García-Valladares et al., 2004].

Los objetivos que se desean alcanzar son:

- Diseño de un modelo numérico del generador de película descendente para casos técnicos y construcción de unidades.
- Predicción de flujos internos y externos, predicción de coeficiente de transferencia de calor interno hacia la película descendente y predicción de flujos de calor a través de la pared de los tubos.
- Cálculo para optimizar un generador de película descendente en sistemas de refrigeración por absorción diseñado con tubos horizontales.

1.7.2 Alcance

Análisis de la transferencia de calor que condiciona el comportamiento térmico de los generadores de película descendente en sistemas de refrigeración por absorción con tubos horizontales, de forma que permita su optimización y mayor comprensión del fenómeno de transferencia de calor dentro del generador.

1.7.3 Metodología

Como se puede observar en la figura 1.7.3.1, la transferencia de calor en los tubos se puede dividir en tres secciones diferentes las cuales son: flujo interno, flujo externo y pared del tubo.

A partir de conocer las condiciones de entrada en el flujo interno (aceite térmico), tomando en cuenta la geometría de los ductos (diámetro, longitud, rugosidad, etc.), y con base a las ecuaciones gobernantes (ecuación de continuidad, ecuación de momentum y ecuación de energía) en forma discretizada, se desarrolla la formulación matemática para el flujo interno dentro de los tubos para un volumen de control característico tomando en cuenta las siguientes suposiciones:

- Flujo unidimensional (solamente se consideran los valores promediados de las variables en la sección transversal).
- Volúmenes de control fijos.
- Fluido Newtoniano.
- Se desprecian los flujos de calor en la dirección axial del flujo.
- Se desprecia la transferencia de calor por radiación.

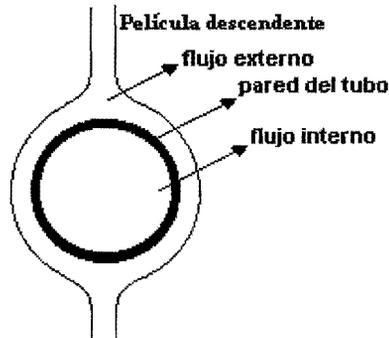


Figura 1.7.3.1. Secciones en los tubos horizontales.

La transferencia de calor en la película descendente se obtiene a partir de la discretización de la ecuación de la energía, realizando balances de masa y utilizando las propiedades termodinámicas de la mezcla, a partir de suponer un coeficiente de transferencia de calor por convección tomando en cuenta las siguientes consideraciones:

- Distribución de temperaturas unidimensional.
- Se ha despreciado el calor por radiación.
- Flujo completamente desarrollado.
- Superficies completamente mojadas.
- Hay transferencia de masa, pero no afecta transferencia de calor.
- El vapor que se desprende de la mezcla es amoníaco puro (como vapor recalentado a la temperatura de la solución).
- Flujo completamente desarrollado.

La ecuación de conducción de calor dentro de la pared del tubo ha sido resuelta aplicando el método Tri-diagonal Matrix Algorithm (TDMA) [Patankar, 1980] por medio del método de volúmenes finitos aplicados a la transferencia de calor en la pared del tubo, asumiendo las siguientes hipótesis:

- Distribución de temperatura en una sola dimensión.
- Se desprecia la transferencia de calor por radiación.

Los flujos de calor por conducción son evaluados a partir de la Ley de Fourier y el flujo de calor por convección es determinado por la Ley de Enfriamiento de Newton.

Para cada sección (fluido interno, fluido exterior y tubo) se realiza una subrutina numérica de simulación en base a las ecuaciones discretizadas para cada volumen de control. Las subrutinas se acoplan de manera iterativa en un algoritmo global hasta alcanzar la convergencia global. Por lo tanto, el final del algoritmo global es alcanzado cuando la convergencia global entre dos lazos consecutivos de las tres subrutinas numéricas son verificadas.

Aunque en este momento no se tiene forma alguna de validar los resultados, éstos se verificarán en un sistema experimental (a montar en un futuro próximo).

Capítulo 2

Sistemas de refrigeración por absorción

2.1 Introducción

En la climatización de edificios con sistemas de absorción típicamente se utilizan equipos de agua - bromuro de litio ($\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$). Sin embargo los equipos de amoníaco - agua ($\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$) permiten la disipación del calor mediante aire atmosférico, y además pueden operar a temperaturas por debajo de $0\text{ }^\circ\text{C}$. La eficacia de los equipos de amoníaco - agua es inferior a los equipos de agua - bromuro de litio porque se requiere rectificar los vapores a la salida del generador. Por ello se han estudiado alternativas como la utilización del nitrato de litio como absorbente para el amoníaco (solución $\text{NH}_3 - \text{LiNO}_3$), en lugar del agua, produciendo una mezcla de trabajo en sistemas de absorción que no requiere rectificación. Además de esta ventaja, para temperaturas bajas de evaporación, esta mezcla puede operar a temperaturas de activación térmica inferiores a las del amoníaco - agua. Sin embargo, esta mezcla presenta la desventaja de que tiene una gran viscosidad que afecta negativamente los procesos de transferencia de masa y calor en el generador y en el absorbedor.

2.2 Utilización de fuentes de calor de baja temperatura

El almacenamiento de frío es utilizado en edificios climatizados por sistemas convencionales, como una estrategia de control de cargas frigoríficas, con el fin de reducir el consumo energético. Esto se logra con la instalación de sistemas de menor capacidad operando en horarios extendidos u operando con sistemas en horario nocturno aprovechando bajas tarifas eléctricas y/o menores temperaturas ambientales [Henze et al., 2003].

Para sistemas de refrigeración solar, el almacenamiento de frío tiene el mismo fin de acumular potencia frigorífica, aunque el criterio de diseño y operación es totalmente distinto. Una de las ventajas de la refrigeración con energía solar es la coincidencia de la necesidad de la refrigeración en las horas de alta insolación y cuando la máquina opera a su máxima eficiencia.

Sin embargo, para una operación adecuada del sistema de refrigeración solar por absorción, se requiere de alguna forma de almacenamiento, ya sea con el fin de desacoplar el sistema de producción de frío de las variaciones del subsistema solar en función del tiempo o para cubrir requerimientos de refrigeración fuera del periodo de operación del subsistema solar, generalmente, en sistemas de calentamiento solar se tiene un almacenamiento del fluido portador de calor, frecuentemente agua o aceite térmico.

En sistemas de refrigeración con operación a temperaturas por debajo de $0\text{ }^\circ\text{C}$, como el que se propone aquí, puede ser conveniente la fabricación de hielo, el cual se podrá utilizar cuando se requiera frío fuera de las horas de operación del subsistema solar. Varios sistemas de refrigeración por absorción de operación intermitente utilizan o se basan en la fabricación de hielo.

La tecnología de absorción puede ser utilizada en calefacción, enfriamiento o aire acondicionado y refrigeración para los sectores industrial, comercial y residencial. En este tipo de sistemas, los equipos de intercambio de calor (condensador, evaporador, absorbedor y generador) son elementos básicos, pues de su eficacia depende en gran parte la eficiencia misma del sistema, por lo cual es indispensable diseñar intercambiadores de calor compactos, de alta eficiencia y de bajo costo.

Las unidades de refrigeración por absorción se caracterizan por ser de gran tamaño y requerir de fuentes térmicas constantes para su correcta operación, siendo éstas serias desventajas al ser comparados con un sistema de compresión mecánica. Por tal razón surge la necesidad de explorar tecnologías de intercambio de calor y masa que nos permitan diseñar y construir unidades más compactas, con mayor eficiencia, flexibles y de bajo costo.

En los últimos años se han desarrollado nuevas tecnologías en intercambiadores de calor, dentro de las cuales se encuentra la utilización de generadores de película descendente en tubos horizontales, con lo cual se obtienen unidades más eficientes y compactas, brindando la posibilidad de abatir considerablemente los costos de fabricación, operación y mantenimiento.

El generador es una parte importante del ciclo de absorción, muchos de los generadores de las máquinas de absorción son del tipo inundado, pero en el caso de fuentes de calor de baja temperatura, el generador del tipo inundado no puede obtener un alto funcionamiento a causa de la baja diferencia de temperatura [Wang et al., 1995]. Para obtener un alto flujo de calor y altos coeficientes de transferencia de calor, se utiliza el generador de película descendente, el cual puede mejorar el funcionamiento al generar cuando la temperatura de la fuente de calor es baja (80 a 95 °C).

La evaporación de película descendente teniendo películas líquidas delgadas en contacto con superficies de transferencia de calor, es uno de los más eficientes mecanismos de transferencia de calor en industrias de refrigeración [Jani et al., 2003]. Los generadores de película descendente son frecuentemente usados en sistemas de refrigeración por absorción, su operación se basa en la adición de calor desde el fluido portador de calor (generalmente agua o un aceite térmico) dentro del tubo a la película descendente de solución nitrato de litio - amoníaco ($\text{NH}_3 - \text{LiNO}_3$), consecuentemente se desprende el amoníaco y se forma una solución rica en nitrato de litio.

2.3 Descripción del proceso de refrigeración por absorción utilizando la mezcla nitrato de litio - amoníaco

En general, el proceso para producir enfriamiento en un sistema de refrigeración por absorción manejando la mezcla $\text{NH}_3 - \text{LiNO}_3$ es como sigue:

- El refrigerante (amoníaco) que se encuentra disuelto en el absorbente (nitrato de litio) forma una solución líquida concentrada, que es introducida al generador, la mezcla absorbe calor y parte del amoníaco es evaporado y separado de la mezcla para dirigirse hacia el condensador, en cambio, la solución diluida o pobre en refrigerante pasa por una válvula de expansión y llevada nuevamente al absorbedor.

- El refrigerante en forma de vapor fluye por la presión al condensador y es transformado en líquido gracias a la extracción del calor latente.
- El líquido refrigerante es expandido en una válvula reductora de presión (válvula de expansión), pasa al evaporador donde gana calor en la cámara de refrigeración (calor a baja temperatura) y cambia a estado gaseoso para salir de este en forma de vapor.
- En el absorbedor, el vapor de refrigerante del evaporador es mezclado con la solución pobre proveniente del generador, entonces la solución incrementa su concentración. Debido a la solubilidad exotérmica del amoniaco, el calor debe de ser removido en el absorbedor para incrementar la eficacia del proceso de absorción en esta unidad.
- Esta solución concentrada pasa por la bomba que incrementa la presión y envía la solución al generador. Al pasar por la bomba, la mezcla rica en refrigerante se mueve del absorbedor hacia el generador para completar el ciclo.

Concluyendo, el conjunto absorbedor, bomba y generador “comprime” el vapor refrigerante desde la presión del evaporador hasta la presión del condensador; absorbiéndose en primer lugar en líquido, aumentando luego la presión del líquido con una bomba hasta alcanzar la presión del condensador, y liberándose finalmente el vapor al aplicar calor al generador.

2.4 Trabajos previos sobre la mezcla de trabajo nitrato de litio - amoniaco

Se ha propuesto a partir de los trabajos de Gensch en 1937 (citada por Aggarwal y Agarwal, 1986), la utilización de la sal de nitrato de litio como una alternativa al agua como absorbente para el amoniaco, produciendo una mezcla de trabajo en sistemas de absorción que no requiere rectificación. Además de esta ventaja, para bajas temperaturas de evaporación, esta mezcla opera a temperaturas de generación por debajo de las que requiere la mezcla amoniaco - agua. Esta última ventaja es de gran interés en aplicaciones con fuentes de energía de baja temperatura como la energía solar, geotérmica o con calor residual de algún proceso. Niebergall en 1942 (citado por Infante Ferreira, 1984) publicó los datos de Gensch del equilibrio líquido - vapor de esta mezcla, además de algunos otros datos de propiedades termofísicas. Posteriormente, Infante-Ferreira [1984] en la Universidad de Delft, midió propiedades termodinámicas y termofísicas de la mezcla y propuso una serie de ecuaciones para su determinación. Aggarwal y Agarwal [1986] presentaron ecuaciones de propiedades de equilibrio líquido - vapor que concuerdan básicamente con las proporcionadas por Infante Ferreira [1984].

Las ecuaciones de Infante-Ferreira [1984], han sido utilizadas por varios autores en estudios sobre ciclos de absorción operados con fuentes de energía térmica de baja temperatura. En dichos trabajos se estudiaron sistemas de simple efecto [Antonopoulos y Rodgakis, 1996, Sun, 1998] así como de doble etapa o medio efecto [Bourouis et al., 2003, Arzoz et al., 2002, Venegas, 2001].

La utilización de la energía solar térmica para sistemas de absorción de simple efecto que utilicen amoníaco como refrigerante para producir frío a bajas temperaturas (0 a -10 °C) requiere de una tecnología solar eficiente que proporcione una fuente de calor entre 80 y 120 °C [Infante Ferreira, 1984]. Existen actualmente captadores solares del tipo de tubos de vacío con tubos de calor, o bien del tipo de concentradores parabólicos compuestos (*Compound Parabolic Concentrador, CPC*) sin seguimiento, con eficacias adecuadas a estas temperaturas. Los sistemas de refrigeración por absorción de *medio efecto* pueden ser accionados por captadores solares de placa plana.

Es relevante en estos estudios la coincidencia en demostrar la ventaja termodinámica de la mezcla nitrato de litio - amoníaco de operar a temperaturas por debajo de los 0 °C con temperaturas de activación inferiores a las de agua - amoníaco. Esto es aún más evidente cuando se incrementan las temperaturas de disipación de calor en el absorbedor y condensador [Sun, 1998].

Sin embargo, esta mezcla no carece de desventajas, ya que presenta el riesgo de cristalización a concentraciones inferiores a 30% en peso de amoníaco, y muy especialmente, una gran viscosidad que afecta negativamente a los procesos de transferencia de masa y calor en el generador y el absorbedor. Además, como se refirió anteriormente el amoníaco en presencia de oxígeno e hidrógeno corroe a los metales no ferrosos tales como el cobre y sus aleaciones (ver sección 1.3.1. los fluidos refrigerantes en los sistemas de compresión”).

Existen varios trabajos experimentales con la mezcla nitrato de litio - amoníaco, entre los que se encuentran los primeros trabajos publicados por Chinnappa [1961], Ayala et al. [1994], Infante-Ferreira [1995], Heard et al. [1996], Rivera y Best [1999]. Es interesante recalcar que Infante Ferreira [1995] destaca la existencia de pocas ventajas en operar el absorbedor con temperaturas de agua de enfriamiento bajas porque el beneficio termodinámico se ve sobrepasado por la desventaja de operar con la alta viscosidad de la solución a esas temperaturas. Rivera y Best [1999] calcularon los coeficientes de transferencia de calor para las mezclas amoníaco - agua y nitrato de litio - amoníaco en convección forzada y compararon las dos mezclas. En sus resultados, observaron que los coeficientes de transferencia de calor para nitrato de litio - amoníaco fueron de dos a tres veces inferiores a los de amoníaco - agua. Heard et al. [1996] hacen una referencia a una reducción del COP y la potencia frigorífica esperada debido principalmente a la baja eficiencia en el proceso de absorción debido a la significativa viscosidad de la solución. En la Universidad Carlos III de Madrid, [Venegas et al. 2003, Venegas et al. 2004], realizaron estudios teóricos sobre la transferencia de masa y calor en el proceso de la absorción de vapor de amoníaco en absorbedores donde la mezcla nitrato de litio - amoníaco es rociada, concluyendo que los coeficientes de transferencia de masa pueden ser superiores a los obtenidos en absorbedores de película descendente.

Es evidente que en los trabajos experimentales con la mezcla nitrato de litio - amoníaco mencionados anteriormente, que la ventaja termodinámica de operar a menores temperaturas de generación se puede perder por su alta viscosidad, que limita los procesos de transferencia de calor en el generador y el absorbedor. Esto se demuestra con los bajos coeficientes de transferencia de calor y altas relaciones de caudal, lo cual requiere entonces mayores áreas de transferencia de calor que podría anular el beneficio de no requerir rectificación.

2.5 Propiedades de la mezcla de nitrato de litio - amoniaco

Para evaluar el funcionamiento de transferencia de calor en el generador de película descendente, los datos de equilibrio de la mezcla son requeridos. Tales datos son: cristalización, viscosidades de la solución, presión de equilibrio, densidad, calor específico y entalpía. En esta sección las ecuaciones y sus gráficas son presentadas de acuerdo a las correlaciones presentadas por Infante Ferreira [1984] para la solución nitrato de litio – amoniaco, las cuales son:

Infante Ferreira [1984], presentó un estudio experimental de las ecuaciones de datos para las propiedades físicas y termodinámicas en las soluciones de nitrato de litio - amoniaco y amoniaco - tiocianato de sodio. Este artículo considera la utilización de energía solar recolectada en forma de calor mediante colectores planos, para ser utilizada en el generador ya que el rango de temperatura de trabajo es de 90 a 115 °C.

Las ecuaciones presentadas para la mezcla de nitrato de litio - amoniaco son las siguientes:

Línea de cristalización (X_{cris}) [kg NH₃/kg solución]

Los datos han sido divididos en diez diferentes rangos:

0.0000<X<0.2911	$X_{cris} = 0.3021 - 0.00034 (T) - 0.00000272 (T^2)$	(2.5.1 a)
0.2911<X<0.3000	$X_{cris} = X$	(2.5.1 b)
0.3000<X<0.3076	$X_{cris} = -0.000608 (T) + 0.3152$	(2.5.1 c)
0.3076<X<0.3362	$X_{cris} = 0.0143 (T) + 0.12885$	(2.5.1 d)
0.3362<X<0.4304	$X_{cris} = -0.005402 (T) + 0.41318$	(2.5.1 e)
0.4304<X<0.5072	$X_{cris} = 0.443413 + 0.0069 (T) + 0.000854 (T^2)$	(2.5.1 f)
0.5072<X<0.6434	$X_{cris} = 0.527643 - 0.00312 (T) - 0.000019 (T^2)$	(2.5.1 g)
0.6434<X<0.6649	$X_{cris} = -0.004605 (T) + 0.40761$	(2.5.1 h)
0.6649<X<0.7826	$X_{cris} = 0.0000309 (T^2) + 0.57452$	(2.5.1 i)
0.7826<X<1.0000	$X_{cris} = 0.07378 (T) + 6.7214$	(2.5.1 j)

donde X es la concentración en la fase líquida dada en (kg NH₃ / kg solución) y T es la temperatura en (°C).

Para concentraciones por debajo de 0.2, el error relativo puede asumir grandes valores, aunque este rango no es de interés en cálculos de ciclos de absorción.

En función de evaluar la línea de cristalización de la solución, la tabla 2.5.1 presenta los resultados para el cálculo de la línea de cristalización para el rango de funcionamiento del generador.

Tabla 2.5.1. Valores de la línea de cristalización para la solución NH₃ – LiNO₃.

rango	Temperatura [°C]								
	70	80	90	100	110	120	130	140	150
0.3000<X<0.3076	0.27	0.27	0.26	0.25	0.25	0.24	0.24	0.23	0.22*
0.3076<X<0.3362	*	*	*	*	*	*	*	*	*
0.3362<X<0.4304	0.04	*	*	*	*	*	*	*	*
0.4304<X<0.5072	*	*	*	*	*	*	*	*	*
0.5072<X<0.6434	0.22	0.16	0.09	0.03	*	*	*	*	*
0.6434<X<0.6649	0.09	0.04	*	*	*	*	*	*	*
0.6649<X<0.7826	0.73	0.77	0.82	0.88	0.95	*	*	*	*

* fuera del rango de la concentración (X<0 o X>1).

Presión de equilibrio (p) [Pa]

La correlación de los datos presentados en este artículo da la siguiente ecuación:

$$p = 1000 * e^{\left[16.29 + 3.859(1-X)^3 + [-2802 - 4192(1-X)^3] \left(\frac{1}{T+273.16}\right)\right]} \quad (2.5.2)$$

donde p es la presión de la solución dada en (Pa), X es la concentración en la fase líquida dada en (kg NH_3 / kg solución) y T es la temperatura en ($^{\circ}\text{C}$).

En una comparación entre los datos experimentales y esta ecuación, la exactitud decrece para concentraciones por arriba de 0.55. Normalmente, tal concentración no es encontrada en los ciclos de refrigeración por absorción.

En la figura 2.5.1 se presenta la gráfica que describe el comportamiento de la presión y su dependencia con respecto a la concentración y temperatura.

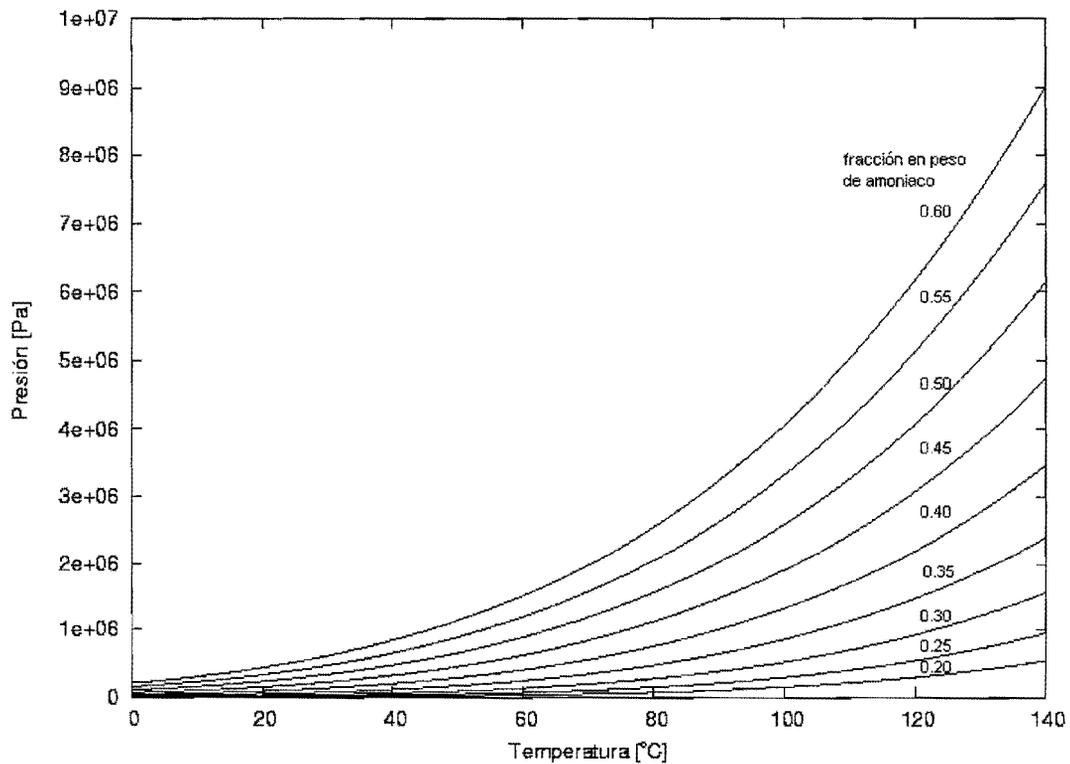


Figura 2.5.1. Gráfica de la presión contra temperatura para la solución NH_3LiNO_3 .

Densidad (ρ) [kg/m^3]

$$\rho = -1409.653X^{1/2} + 2046.222 - 1.3463T - 0.0039T^2 \quad (2.5.3)$$

donde ρ es la densidad de la solución dada en (kg / m^3), X es la concentración en la fase líquida dada en (kg NH_3 / kg solución) y T es la temperatura en ($^{\circ}\text{C}$).

En la figura 2.5.2 se muestra el diagrama densidad en función de la temperatura para diferentes concentraciones.

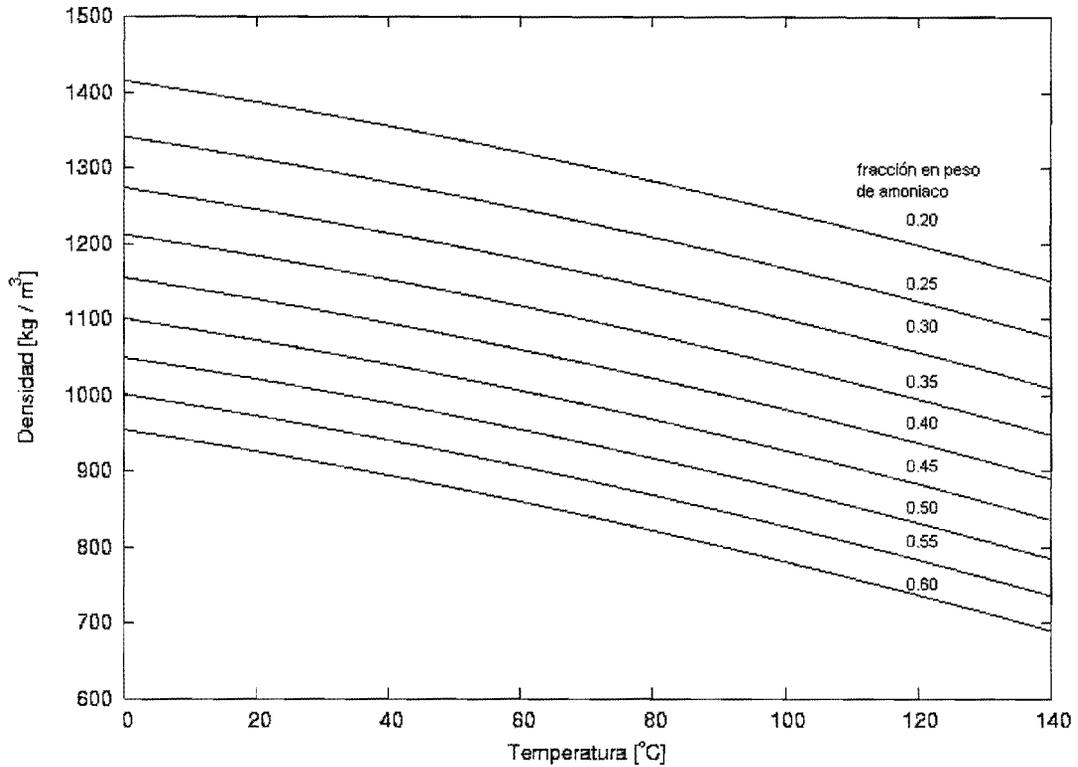


Figura 2.5.2. Densidad en función de la temperatura en la solución $\text{NH}_3 - \text{LiNO}_3$.

Estos datos experimentales de densidad tienen una correlación con los datos de densidad del amoníaco puro.

Viscosidad (μ) [Pa s]

Los datos experimentales de viscosidad tienen una correlación conjunta con los datos de viscosidad del amoníaco líquido puro.

$$\mu = (1 \times 10^{-3}) * \left((-5.1835T + 992.337)(1 - X)^{(8.3337 + 6.8333)} + e^{(-0.01147 - 1.744)} \right) \quad (2.5.4)$$

donde μ es la viscosidad de la solución dada en (Pa s), X es la concentración en la fase líquida dada en (kg NH_3 / kg solución) y T es la temperatura en (°C).

La gráfica que muestra el comportamiento de la viscosidad en función de la temperatura se representa en la figura 2.5.3.

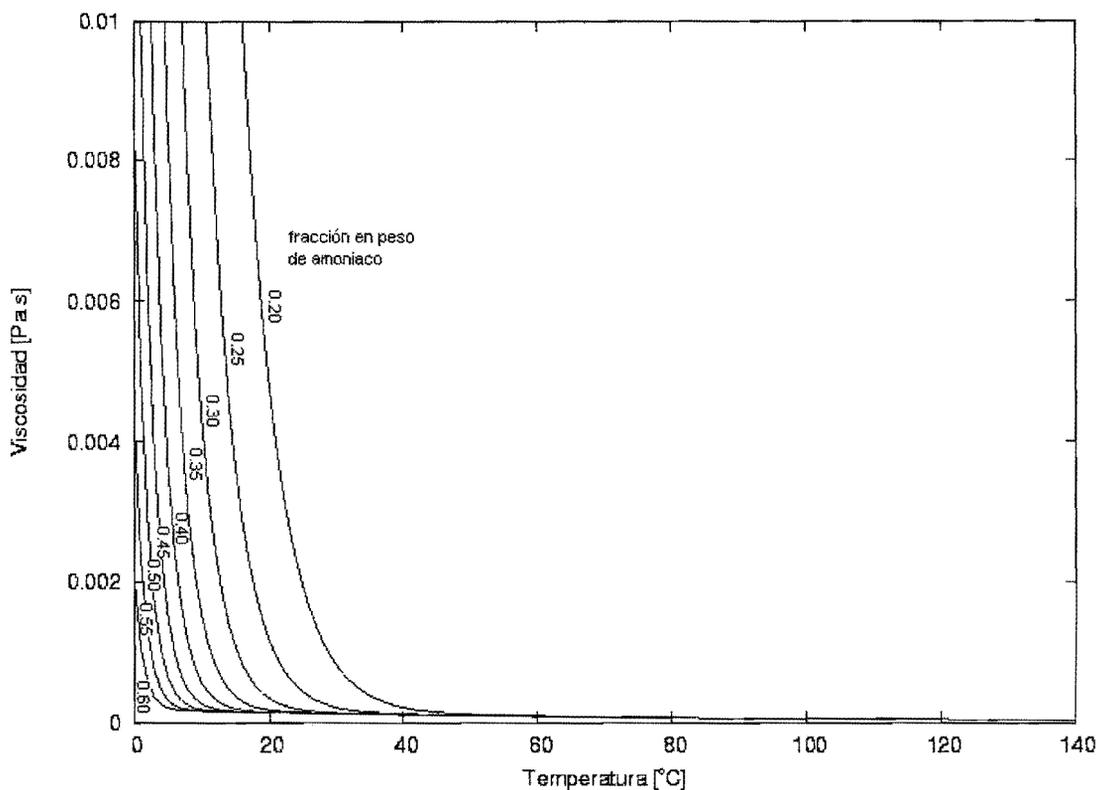


Figura 2.5.3. Viscosidad dinámica frente a la temperatura de la mezcla $\text{NH}_3 - \text{LiNO}_3$.

Calor específico (C_p) [J/kg K]

La ecuación para calor específico es:

$$C_p = (1000) * [1.15125 + 3.382678X + (0.002198 + 0.004793X)T + 0.000118T^2] \quad (2.5.6)$$

donde C_p es el calor específico a presión constante de la solución proporcionado en (J / kg K), X es la concentración en la fase líquida dada en ($\text{kg NH}_3 / \text{kg solución}$) y T es la temperatura en ($^\circ\text{C}$).

El diagrama que muestra la relación entre el calor específico a presión constante se puede observar en la figura 2.5.4.

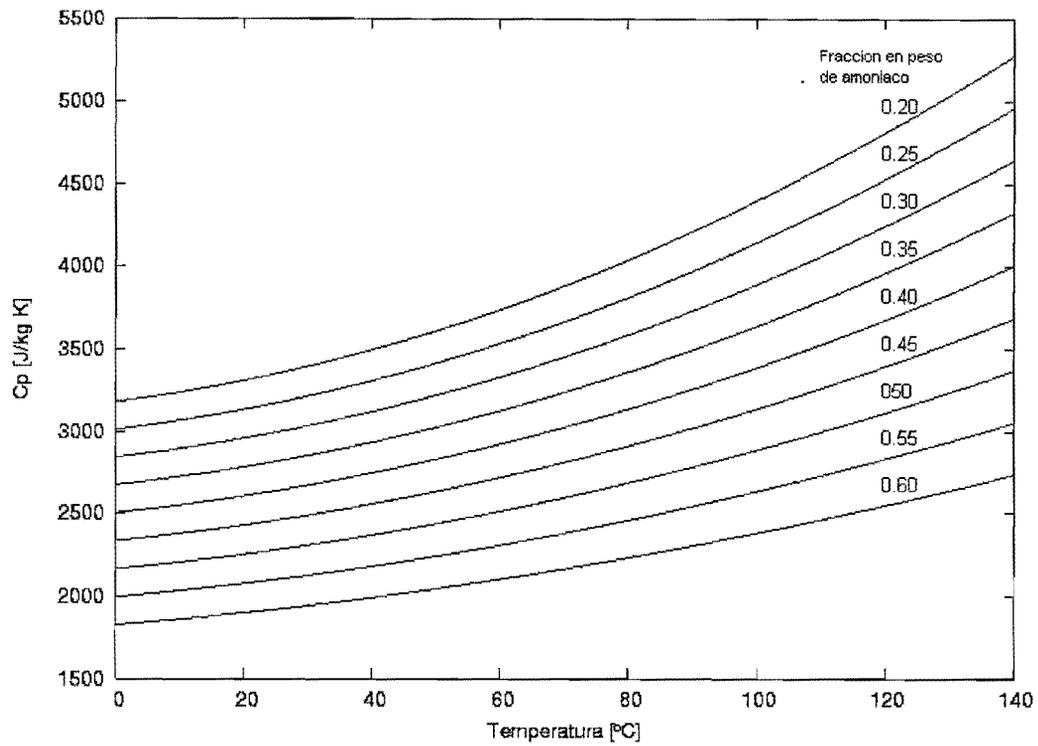


Figura 2.5.4. Gráfica del calor específico de la solución $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ y su relación con la temperatura para diferentes concentraciones.

Entalpía líquida (h) [J/kg]

Las relaciones entre entalpía, concentración y temperatura son:

$$X \leq 0.54 \quad h = (1000) * \left[1570(0.54 - X)^2 - 215 + \int_0^T C_p dT \right] \quad (2.5.7 \text{ a})$$

$$X > 0.54 \quad h = (1000) * \left[689(X - 0.54)^{3/2} - 215 + \int_0^T C_p dT \right] \quad (2.5.7 \text{ b})$$

donde h es el entalpía de saturación de la solución dada en (J / kg), X es la concentración en la fase líquida dada en (kg NH_3 / kg solución) y T es la temperatura en ($^{\circ}\text{C}$).

En la figura 2.5.5 se presenta la dependencia de la entalpía en función de la concentración.

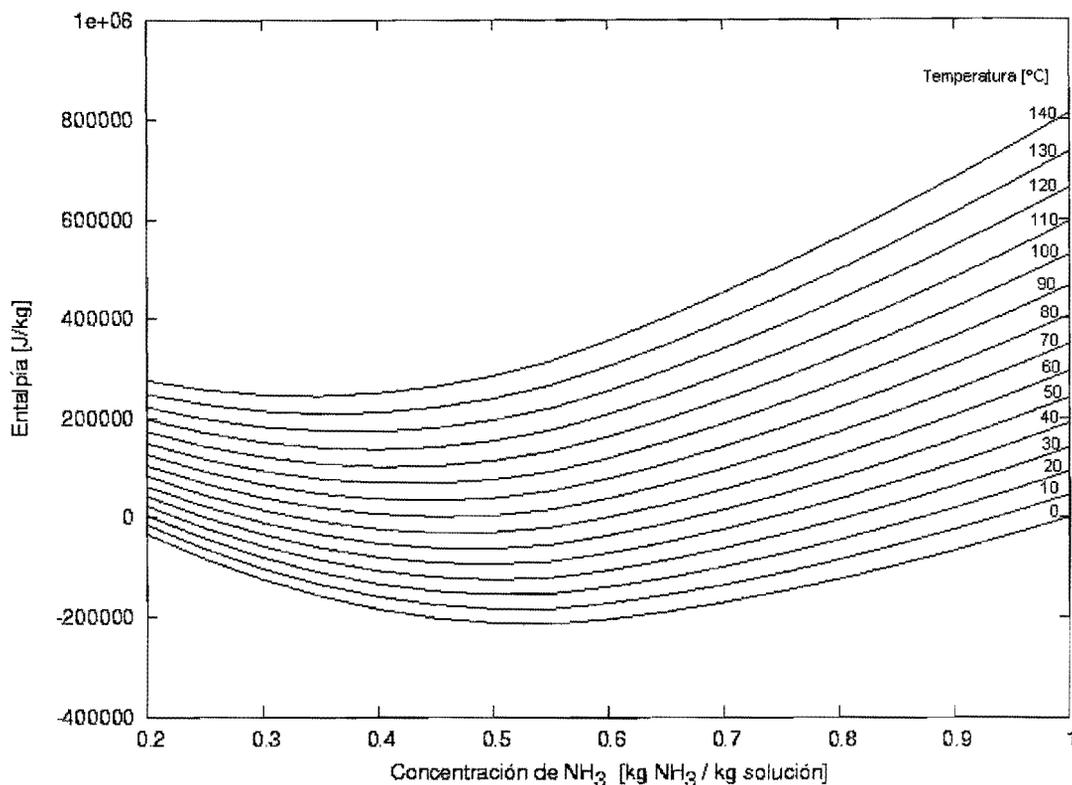


Figura 2.5.5. Diagrama entalpía – concentración para la solución $\text{NH}_3 - \text{LiNO}_3$.

Venegas et al. (2004) muestran algunos datos de la solución de nitrato de litio - amoníaco, para presiones bajas y altas, estos datos están basados en las ecuaciones de Infante Ferreira, presenta algunos datos como tensión superficial de la solución de nitrato de litio - amoníaco, así como también unos datos para el amoníaco puro.

2.6 Trabajos sobre generadores de película descendente en tubos horizontales

Los artículos mencionados anteriormente publican algunas propiedades de la solución de nitrato de litio - amoníaco, a continuación se muestran algunos desarrollos que se han llevado a cabo en el generador de película descendente en tubos horizontales para sistemas de absorción.

Los intercambiadores de calor de película descendente pueden ser de dos tipos: tubos verticales y horizontales. Los sistemas verticales tienen la ventaja de trabajar con flujos pequeños y temperaturas de aproximación relativamente bajas, también llamadas deltas de aproximación; y tiene la desventaja de que debe estar bien nivelado para que la solución se distribuya correctamente. Los sistemas horizontales tienen un alto coeficiente de transferencia de calor y una baja presión de goteo, lo que ayuda a reducir el tamaño del equipo. En este trabajo el generador trabaja con tubos horizontales.

Jani et al.(2003) mencionan que muchos de los estudios analíticos y numéricos sobre evaporación de película descendente son basados en agua pura, y hace un estudio en un generador de película descendente para máquinas de refrigeración por absorción compuesto por un conjunto de 20 tubos puestos horizontalmente, presentan ecuaciones para número de Reynolds de película, así como correlaciones para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección de la solución agua - bromuro de litio, el análisis lo hace considerando la temperatura de pared constante y un flujo laminar. Para el uso de la ecuación que presentan, dan un dominio de las condiciones térmicas e hidráulicas y el que más resalta son las bajas presiones que manejan (5 kPa a 10 kPa).

La solución agua - bromuro de litio es diferente a la solución de nitrato de litio - amoníaco, por lo que los valores del coeficiente por convección que el propone no deben ser tomados en cuenta para la solución $\text{NH}_3 - \text{LiNO}_3$.

Wang et al. (1995) hacen un sistema experimental de prueba con un generador de ocho filas de tubos horizontales trabajando con la mezcla agua - bromuro de litio. Concluyen que tanto la presión en el generador como la concentración de entrada de la solución débil decrecen, el coeficiente de transferencia de calor por convección afuera del tubo y la diferencia de concentración entre la entrada y la salida en solución se incrementa, Si la temperatura a la entrada y la tasa de flujo del fluido portador de calor incrementa, hay un incremento en el coeficiente de transferencia de calor por convección afuera del tubo y la diferencia de concentración entre la entrada y la salida en solución, consecuentemente, el funcionamiento del generador de película descendente llega a ser mejor. También concluyen que sí la tasa de flujo de la solución débil incrementa, el coeficiente de transferencia de calor por convección afuera de la pared del tubo incrementa pero la diferencia de concentración entre la entrada y salida en solución decrece.

Wang et al. (1999) toman como base el sistema experimental de Wang et al. (1995), en el cual, el generador de tubos horizontales trabaja con la mezcla agua - bromuro de litio. El sistema experimental fue llevado a cabo con tubo aletado y tubo ranuras espirales en la parte exterior de los tubos. Los resultados muestran que el coeficiente de transferencia de calor puede ser aumentado usando estos tipos de tubos.

Además de los modelos mencionados anteriormente, existe en la bibliografía una gran cantidad de trabajos experimentales sobre absorbedores y evaporadores de película descendente en tubos horizontales, del cual destaca el trabajo de Ribatski y Jacobi (2005) en el que presentan una revisión crítica de evaporadores de película descendente en tubos horizontales, en un esfuerzo por esclarecer ventajas y desventajas en trabajos previos con el objetivo de clarificar el entendimiento del fenómeno de evaporación para aplicaciones en refrigeración. Esta revisión cubre los estudios de patrones de flujo y parámetros experimentales que afectan el funcionamiento de transferencia de calor en los tubos horizontales. Concluyen que los parámetros relevantes para evaporadores de película descendente son largos y complejos; por lo cual hay numerosos estudios donde los mecanismos básicos responsables del comportamiento de la transferencia de calor siguen siendo confusos.

Capítulo 3

Análisis de flujos en el generador

3.1 Análisis de flujos dentro de tuberías

Los intercambiadores de calor con flujos en dos fases generalmente tienen por un lado flujo en una sola fase mientras que el otro tiene flujo en dos fases (tales como calentadores, generadores de burbujas, generadores de película descendente, condensadores, etc.). El lado de una sola fase representa una resistencia térmica más grande, particularmente si es gas o aceite (normalmente un fluido que pasa en el interior de una tubería). En este capítulo se hace una revisión de las correlaciones disponibles para flujo turbulento y laminar de un fluido newtoniano en una sola fase a través de conductos circulares. Un gran número de correlaciones analíticas y experimentales están disponibles para coeficientes de transferencia de calor y factores de fricción para flujos laminares y turbulentos a través de un conducto.

Cuando un fluido viscoso entra a un conducto, una capa límite se forma a través de la pared. La capa límite gradualmente llena la sección de contacto en el conducto entero, entonces se dice que esta completamente desarrollada. La distancia a la cual la velocidad llega a estar completamente desarrollada se llama longitud de entrada hidrodinámica o de velocidad. Además teóricamente, la aproximación al perfil de velocidad completamente desarrollado es asintótico y es por lo tanto imposible describir una localización definida donde la capa límite cubre completamente el conducto. Sin embargo para propósitos prácticos, la longitud de entrada hidrodinámica es finita.

Si las paredes del conducto son calentadas o enfriadas, entonces, también se desarrollará una capa límite térmica a través de la pared del conducto. En un cierto punto flujo abajo, se puede hablar acerca del perfil de temperaturas completamente desarrollado donde el ancho de la capa límite térmica es aproximadamente igual a la mitad de distancia a través de sección transversal. La distancia a la cual el perfil de temperaturas llega a estar completamente desarrollada se llama longitud de entrada térmica.

Si se empieza a calentar o enfriar desde la entrada del conducto, entonces el perfil de velocidad y temperatura se desarrolla simultáneamente, el problema de transferencia de calor asociado es referido como el problema combinado de longitud de entrada hidrodinámica y térmica, o simultáneamente el problema de desarrollo de régimen. Por lo tanto hay cuatro regímenes en flujos a través de conductos con calentamiento o enfriamiento, hidrodinámicamente y térmicamente desarrollados por completo, hidrodinámicamente desarrollado por completo pero térmicamente desarrollándose, térmicamente desarrollado pero hidrodinámicamente desarrollándose y simultáneamente desarrollándose; y las correlaciones de diseño deberían seleccionarse coherentemente [Kakaç y Liu, 1998].

Cuando el flujo se mueve a velocidades muy bajas, las partículas del fluido se mueven en trayectorias definidas llamadas líneas de flujo. Este tipo de flujo es llamado flujo laminar.

Si la velocidad del fluido es gradualmente incrementada, habrá un punto donde el flujo laminar llega a ser inestable en presencia de pequeños disturbios, debido a una

serie de remolinos que resulta en una completa mezcla del campo del flujo entero. Este tipo de flujo es llamado flujo turbulento. Entre los límite mas bajo del flujo turbulento y alto del flujo laminar se encuentra la zona de transición [Kakaç y Liu, 1998].

Debido a que los regímenes de flujo tienen una gran influencia en los procesos de transferencia de calor y de cantidad de movimiento, es importante al momento de diseñar poder predecir que régimen de flujo se espera que se produzca en el interior de los tubos basándose en el flujo másico, las propiedades termofísicas del fluido y la geometría del conducto.

El flujo de calor (q) entre la pared del conducto y el fluido dentro del tubo puede ser calculado en alguna posición a través del conducto por:

$$dq = \alpha_x (T_{wall} - T_f)_x \quad (3.1.1)$$

donde α_x es llamado el coeficiente local de transferencia de calor por convección o coeficiente de película. T_{wall} y T_f son la temperatura local de pared y temperatura del fluido respectivamente.

3.1.1 Formulación matemática

En esta sección se presentan las ecuaciones gobernantes que rigen el flujo de un fluido (ecuación de continuidad, cantidad de movimiento y energía), así como su formulación matemática para un flujo sobre volúmenes de control finito que delimitan espacios físicos que corresponden a zonas parciales o globales de la unidad térmica, surgiendo de esto la formulación de las referidas ecuaciones de conservación sobre volúmenes de análisis, también llamados volúmenes de control (VC).

Las ecuaciones gobernantes que rigen el flujo de un fluido a través de un volumen de control son las ecuaciones de conservación de masa (o ecuación de continuidad), ecuación de cantidad de movimiento y ecuación de energía, que en su forma más general se escriben como sigue.

Continuidad:

$$0 = \int_{sc} \rho \bar{v} d\bar{A} + \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho dV \quad (3.1.1.1)$$

Cantidad de movimiento:

$$\vec{F}_{sup} + \int_{vc} \vec{B}(\rho dV) = \int_{sc} \bar{v}(\rho \bar{v} d\bar{A}) + \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \bar{v}(\rho dV) \quad (3.1.1.2)$$

Energía:

$$\dot{Q} - \int_{sc} \bar{v}(\bar{T}d\bar{A}) = \int_{sc} \left(u + \frac{v^2}{2} + gy \right) (\rho \bar{v} d\bar{A}) + \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \left(u + \frac{v^2}{2} + gy \right) (\rho dV) \quad (3.1.1.3)$$

En estas ecuaciones las acciones exteriores efectuadas sobre el volumen de control se han representado por:

\vec{B} fuerzas másicas por unidad de masa (normalmente consideramos el campo gravitatorio $\vec{B} = \vec{g}$).

\vec{F}_{sup} vector resultante de las fuerzas superficiales aplicadas sobre las superficies exteriores del VC.

Q calor neto que entra, por unidad de tiempo, a través de la superficie que limita el VC y el generado internamente (focos internos).

\vec{T} tensor de tensiones.

En las ecuaciones de energía es usual separar el trabajo del flujo ($-\int_{SC} \vec{v}(p d\vec{A})$) del trabajo total realizado. En ese caso la ecuación (3.1.1.3) queda en términos de la entalpía en la forma:

$$Q - W_s = \int_{SC} \left(h + \frac{v^2}{2} + gy \right) (\rho \vec{v} dA) + \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \left(h + \frac{v^2}{2} + \frac{p}{\rho} \right) (\rho dA) \quad (3.1.1.4)$$

donde W_s (trabajo total menos el del fluido) se le suele denominar “trabajo sobre un eje”.

A continuación se presenta la formulación matemática para el flujo monofásico dentro de un volumen de control característico dentro de una canalización. La figura 3.1.1.1, muestra un volumen de control característico, de sección transversal constante, donde “i” y “i+1” representan las secciones transversales de entrada y salida respectivamente.

Para este análisis, se asumen las siguientes hipótesis:

1. Flujo unidimensional (solamente se consideran los valores promediados de las variables en la sección transversal).
2. Volúmenes de control fijos.
3. Fluido Newtoniano.
4. Se desprecian los flujos de calor en la dirección axial del flujo.
5. Se desprecia la transferencia de calor por radiación.
6. Flujo completamente desarrollado.

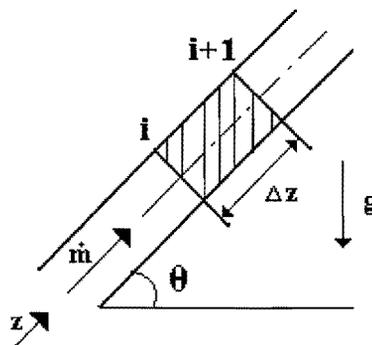


Figura 3.1.1.1. Flujo a través de un volumen de control de un canal

Las ecuaciones de conservación de un flujo monofásico quedan de la siguiente manera.

Continuidad:

$$0 = \int_{SC} \rho \bar{v} d\vec{A} + \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho dV \cong m_{i+1} - m_i + \frac{\partial m}{\partial t} \quad (3.1.1.5)$$

Cantidad de movimiento:

$$\begin{aligned} \vec{F}_{sup} + \int_{VC} \vec{B} dV &= \int_{SC} \bar{v}(\rho \bar{v} dA) + \int_{VC} \bar{v}(\rho dV) \\ (p_i - p_{i+1})A - \bar{\tau}P\Delta z - mg \sin \theta &= m_{i+1}v_{i+1} - m_iv_i + \Delta z \frac{\partial \bar{m}}{\partial t} \end{aligned} \quad (3.1.1.6)$$

Donde las tensiones cortantes se evalúan a partir del factor de fricción f , usualmente calculado utilizando correlaciones empíricas de la forma: $\tau = (f/4)(m^2/2 \rho A^2)$. Donde ρ es la densidad del fluido.

Energía:

$$\begin{aligned} \dot{Q} - \dot{W}_s &= \int_{SC} (e)(\rho \bar{v} dA) + \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \left(e - \frac{p}{\rho} \right) (\rho dV) \\ \bar{q}P\Delta z &= \bar{m}(e_{i+1} - e_i) + m \frac{\partial \bar{e}}{\partial t} - A\Delta z \frac{\partial \bar{p}}{\partial t} + (\bar{e} - \bar{e}) \frac{\partial m}{\partial t} \end{aligned} \quad (3.1.1.7)$$

Donde la energía específica se define como $e=h+v^2/2+gy$. Los símbolos “ \sim ” y “-” indican el promedio integral sobre el volumen de control y el promedio aritmético entre la entrada y la salida del VC, respectivamente, $\dot{W}_s = 0$ debido a que el trabajo sobre un eje dentro de tuberías no existe o se desprecia, el último término de la ecuación de la energía es nulo para el volumen de control diferencial y se ha considerado despreciable para el volumen de control finito de la discretización. Para la transferencia de calor por convección y la temperatura de pared, se ha introducido el coeficiente superficial de transferencia de calor por convección α , definido por la ecuación: $q = \alpha(T_{wall} - T_f)$.

Las ecuaciones gobernantes (3.1.1.5, 3.1.1.6 y 3.1.1.7) también podemos escribirlas de una forma mas compacta de la siguiente manera [García-Valladares et al., 2002]:

Ecuación de continuidad:

$$[m]_i^{i+1} + \frac{\partial m}{\partial t} = 0 \quad (3.1.1.8)$$

Ecuación de cantidad de movimiento:

$$[m v]_i^{i+1} + \Delta z \frac{\partial \tilde{m}}{\partial t} = -[p]_i^{i+1} A - \tau P \Delta z - mg \sin \theta \quad (3.1.1.9)$$

Ecuación de la energía:

$$\tilde{m}[e]_i^{i+1} + m \frac{\partial \tilde{e}}{\partial t} - A \Delta z \frac{\partial \bar{p}}{\partial t} = \bar{q} P \Delta z \quad (3.1.1.10)$$

Donde $[X]_i^{i+1} = X_{i+1} - X_i$, $\tilde{\varphi}$ es la integral promedio sobre el volumen de control y $\bar{\varphi}$ es el promedio aritmético entre las secciones de entrada y salida del volumen de control.

Este modelo requiere información sobre el factor de fricción f y del coeficiente superficial de transferencia de calor α .

3.1.2 Evaluación de coeficientes empíricos

El modelo matemático requiere de información empírica acerca del factor de fricción f , la pérdida de carga en singularidades (contracciones, expansiones, codos, etc.) y el coeficiente convectivo de transferencia de calor α . Las ecuaciones anteriormente mostradas no dan información sobre estos términos, la información acerca de estos términos es generalmente obtenida de correlaciones empíricas y semi-empíricas.

La correlación para el cálculo del factor de fricción en una sola fase es evaluada utilizando la expresión propuesta por Churchill en 1977, la cual es:

$$f = 8 \left[\left(\frac{8}{\text{Re}} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{3/2}} \right]^{1/12} \quad (3.1.2.1)$$

donde:

$$A = \left\{ 2.457 \ln \left[\frac{1}{\left(\frac{7}{\text{Re}} \right)^{0.9} + 0.27 \frac{\varepsilon}{D}} \right] \right\}^{16}$$

y

$$B = \left(\frac{37530}{\text{Re}} \right)^{16}$$

La correlación para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor para flujo en una sola fase es calculado utilizando las ecuaciones de Nusselt y Gnielinski [Gnielinski, 1976], para flujo laminar y turbulento respectivamente

$$\text{Re} < 2000 \quad \text{Nu} = 4.364 \quad (3.1.2.2)$$

$$\text{Re} \geq 2000 \quad \text{Nu} = \frac{(f/8)(\text{Re}-1000)\text{Pr}}{1+1.27\sqrt{(f/8)}(\text{Pr}^{2/3}-1)} \quad (3.1.2.3)$$

donde:

$$f = (1.82 \log_{10} \text{Re} - 1.64)^{-2}$$

La aplicación de de la ecuación 3.1.2.3 es para tuberías lisas, donde el fluido no tiene cambio de fase. Se recomienda para los siguientes casos, $0.6 < Pr < 2000$ y $2000 < Re < 10^6$.

3.1.3 Algoritmo numérico de resolución

La discretización de las ecuaciones gobernantes ha sido acoplada utilizando un algoritmo numérico de resolución, que es el método implícito tramo a tramo (Step by Step Method).

En el método tramo a tramo el flujo es evaluado de acuerdo a un esquema numérico implícito. El dominio es dividido en volúmenes de control (ver figura 3.1.3.1). El proceso de solución es llevado moviéndose paso a paso en la dirección del flujo. De valores conocidos a la entrada de la sección y teniendo definidas las condiciones de contorno. Los valores de dichas variables a la salida del volumen de control son obtenidas a partir de las discretización de las ecuaciones gobernantes (ecuación de continuidad, cantidad de movimiento y energía) que se detallan en la siguiente sección. Una vez obtenida la solución a la salida del volumen de control, ésta se convierte en los valores de entrada para el siguiente volumen de control. Este procedimiento se sigue en la dirección del flujo hasta que se encuentra el final de la tubería o canal. Este tipo de análisis es aplicado siempre y cuando las ecuaciones presenten una estructura parabólica en la dirección del flujo, quedando por tanto excluidos casos de recirculación y/o de reflujo.

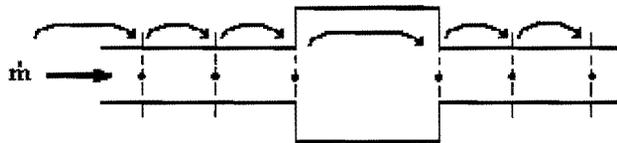


Figura 3.1.3.1 Nodos y mallas para el método tramo a tramo (step by step).

3.1.3.1 Discretización de las ecuaciones gobernantes para flujo monofásico

Para cada volumen de control se obtiene un conjunto de ecuaciones algebraicas para flujo monofásico a partir de las ecuaciones gobernantes (ecuaciones 3.1.1.1, 3.1.1.2 y 3.1.1.3).

En la sección formulación matemática, las ecuaciones gobernantes se han presentado directamente en base a su integración espacial sobre volúmenes de control finitos. Es por ello que únicamente requerimos su integración temporal. Como una de las suposiciones es estado permanente, los términos transitorios de las ecuaciones gobernantes se desprecian.

Los valores medidos sobre un volumen de control se han estimado como la media aritmética entre las secciones de entrada y salida, esto es: $\bar{\phi} \cong \bar{\phi} = (\phi_i + \phi_{i+1})/2$. Las propiedades físicas medias se evalúan basadas en sus correspondientes presión y temperatura media local.

Aplicando las aproximaciones numéricas arriba mencionadas a las ecuaciones

gobernantes para flujo monofásico dentro de un volumen de control (ecuaciones 3.1.1.8, 3.1.1.9 y 3.1.1.10), el siguiente conjunto de ecuaciones para la evaluación de las variables dependientes a la salida del volumen de control son obtenidas. En lo que sigue se detalla la forma final de las ecuaciones discretizadas de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía para flujo monofásico [Escanes et al., 1995].

El flujo másico a la salida del volumen de control es obtenido a partir de la discretización de la ecuación de continuidad,

$$m_{i+1} = m_i - \frac{A\Delta z}{\Delta t} (\bar{\rho} - \bar{\rho}^o) \quad (3.1.3.1.1 a)$$

Una vez calculado el flujo másico a la salida, la velocidad del fluido es calculada como,

$$v_{i+1} = \left[\frac{\dot{m}}{\rho A} \right]_{i+1} \quad (3.1.3.1.1 b)$$

La discretización de la cantidad de movimiento permite encontrar la presión a la salida,

$$p_{i+1} = p_i - \frac{\Delta z}{A} \left(\frac{\bar{f}}{4} \frac{\bar{m}^2}{2\bar{\rho} A^2} P + \bar{\rho} Ag \sin \theta + \frac{(m_{i+1}v_{i+1} - m_iv_i)}{\Delta z} + \frac{\bar{m} - \bar{m}^o}{\Delta t} \right) \quad (3.1.3.1.2)$$

Las variaciones de entalpía han sido evaluadas despreciando su dependencia de las variaciones de presión, esto es: $\Delta h \cong C_p(T)\Delta T$. Por lo tanto, la temperatura a la salida es obtenida restando la ecuación de continuidad multiplicada por la energía específica en el centro del volumen de control (e_p) a la ecuación discretizada de la energía,

$$T_{i+1} = \frac{a\Delta z(2T_{wall} - T_i) + b_1T_i - b_2 + \frac{S\Delta z}{\Delta t} [c_1(T_i^0 + T_{i+1}^0 - T_i) - c_2]}{b_1 + \frac{S\Delta z}{\Delta t} c_1 + a\Delta z} \quad (3.1.3.1.3)$$

donde

$$a = \alpha P$$

$$b_1 = 2\bar{m}C_p$$

$$b_2 = 2\bar{m} \left(\frac{v_{i+1}^2 - v_i^2}{2} + g \sin \theta \Delta z \right)$$

$$c_1 = \bar{\rho}^0 C_p$$

$$c_2 = 2 \left(\bar{\rho} \frac{v_i^2 + v_{i+1}^2 - v_i^{02} - v_{i+1}^{02}}{4} - \frac{p_i + p_{i+1} - p_i^0 - p_{i+1}^0}{2} \right)$$

Las propiedades termofísicas son evaluadas utilizando matrices en función de la temperatura:

$$\rho = \rho(T); \quad C_p = C_p(T), \quad \mu = \mu(T), \dots$$

Las ecuaciones arriba mencionadas, ecuación de continuidad, ecuación de movimiento y ecuación de energía y las propiedades termofísicas son aplicables a situaciones de estado transitorio y flujo monofásico. La situación de estado permanente representa un caso particular de esta formulación.

3.1.3.2 Condiciones de contorno

Condiciones de entrada: Las condiciones de contorno a la entrada para la resolución directa del método tramo a tramo (step by step) son las condiciones a la entrada de: el flujo másico (\dot{m}_{in}), la presión (p_{in}) y la temperatura (T_{in}).

Condiciones en el sólido: la temperatura de pared en el tubo o el flujo de calor a través de la pared del tubo en cada volumen de control debe ser dato. Esta condición de contorno se implementa en la ecuación de la energía de forma compacta de la siguiente manera [García-Valladares et al., 2004]:

$$\dot{q} = (1 - \beta)\dot{q}_{wall} + \beta\alpha(T_{wall} - T_f) \quad (3.1.3.2.1)$$

Donde $\beta=1$ si la condición de contorno es la temperatura de pared del tubo y $\beta=0$ si se da el flujo de calor.

3.1.3.3 Algoritmo de resolución

En cada volumen de control, las variables de flujo en la sección de salida del volumen de control son obtenidas resolviendo de manera iterativa el conjunto de ecuaciones algebraicas obtenidas en la sección anterior (discretización de las ecuaciones gobernantes de continuidad, cantidad de movimiento y energía), a partir de los valores conocidos de las variables en la sección de entrada y las condiciones de contorno descritas anteriormente. Una vez convergidas el conjunto de variables a la salida, estas se toman como condiciones de entrada para el siguiente volumen de control. De esta manera la resolución se realiza moviéndose tramo a tramo (step by step) ó volumen de control a volumen de control de la malla de discretización en la dirección del flujo. En cada sección transversal, la tensión cortante y el flujo de calor convectivo son evaluadas a partir de las correlaciones empíricas o semi-empíricas obtenidas a través de la literatura como las mostradas anteriormente (ver evaluación de coeficientes empíricos).

3.1.3.3.1 Criterio de convergencia

En cada volumen de control las ecuaciones gobernantes son iterativamente resueltas hasta que se verifique el siguiente criterio de convergencia:

$$\frac{|\phi_{i+1}^* - \phi_{i+1}|}{\max(\phi_{i+1}, \phi_{i+1}^*)} < \delta \quad (3.1.3.3.1.1)$$

Donde ϕ representa a las variables independientes: flujo másico, presión y temperatura; ϕ^* se refiere sus valores en la iteración anterior y δ es el valor especificado de convergencia (precisión y es un valor cercano a 0) en el método

numérico. El valor de referencia $\max(\phi_{i+1}, \phi_{i+1}^*)$ es localmente evaluado como el valor mayor entre ϕ_{i+1} y ϕ_{i+1}^* .

3.2 Análisis de película descendente

El modo de transferencia de calor por convección se compone de dos mecanismos. Además de la transferencia de energía debida al movimiento molecular aleatorio (difusión), la energía también se trasfiere mediante el movimiento global, o macroscópico del fluido. El movimiento del fluido se asocia con el hecho de que, en cualquier instante, grandes números de moléculas se mueven de forma colectiva o como agregados. Tal movimiento, en presencia de un gradiente de temperatura, contribuye a la transferencia de calor. Como las moléculas en el agregado mantienen su movimiento aleatorio, la transferencia total de calor se debe entonces a una superposición de transporte de energía por el movimiento aleatorio de las moléculas y por el movimiento global del fluido. Se acostumbra a utilizar el término convección cuando se hace referencia a este transporte acumulado y el término advección cuando se habla del transporte debido al movimiento volumétrico del fluido.

Estamos especialmente interesados en la transferencia de calor por convección que ocurre entre un fluido en movimiento y una superficie limitante cuando éstos tienen diferentes temperaturas. Considere el flujo del fluido sobre la superficie calentada de la figura 3.2.1. Una consecuencia de la interacción fluido – superficie es el desarrollo de una región en el fluido en la que la velocidad varia de cero en la superficie a un valor finito v_f asociado con el flujo. Esta región de fluido se conoce como capa límite hidrodinámica o de velocidad. Más aún, si las temperaturas de la superficie y del fluido difieren, habrá una región del fluido a través de la cual la temperatura varia de T_s en $y=0$ a T_f en el flujo exterior. Esta región, denominada capa límite térmica, puede ser más pequeña, más grande o del mismo tamaño que aquella en la que varía la velocidad. En cualquier caso, si $T_s > T_f$, ocurrirá la transferencia de calor por convección entre la superficie y el flujo exterior.

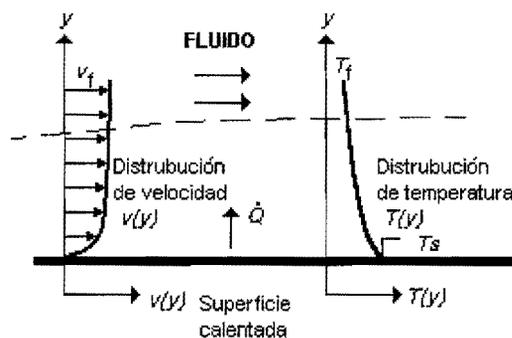


Figura 3.2.1 Desarrollo de la capa límite en la transferencia de calor por convección.

El modo de transferencia de calor por convección se sustenta tanto en el movimiento molecular aleatorio como el movimiento volumétrico del fluido en la capa límite. La contribución debida al movimiento molecular aleatorio (difusión) domina cerca de la superficie donde la velocidad del fluido es baja. De hecho, en la interfaz entre la superficie y el fluido ($y=0$), la velocidad del fluido es cero y el calor se trasfiere sólo por este mecanismo. La contribución debida al movimiento volumétrico del fluido se

origina del hecho de que la capa límite crece a medida que el flujo avanza en la dirección x . En efecto, el calor que se conduce en esta capa es arrastrado corriente abajo y finalmente se transfiere al fluido fuera de la capa límite. La apreciación de los fenómenos de la capa límite es esencial para la comprensión de la transferencia de calor por convección.

La transferencia de calor por convección se clasifica de acuerdo a la naturaleza del flujo. Hablamos de convección forzada cuando el flujo es causado por medios externos (por ejemplo un ventilador o una bomba) y de convección libre o natural cuando el flujo es inducido por fuerzas de empuje que surgen a partir de diferencias de densidad ocasionadas por variaciones de temperatura en el fluido. Sin embargo, pueden existir las condiciones correspondientes a convección mezclada (convección forzada y convección natural) si la velocidad del fluido es pequeña y las fuerzas de empuje son grandes.

Hemos descrito el modo de transferencia de calor por convección como la transferencia de energía que ocurre dentro de un fluido debido a los efectos combinados de conducción y movimiento global del fluido. Por lo general, la energía que se transfiere es la energía sensible o energía térmica interna del fluido. Sin embargo, hay procesos de convección en los que existe, además, intercambio de calor latente. Éste generalmente se asocia con un cambio de fase entre los estados líquido y vapor del fluido.

Por otro lado, y sin importar la naturaleza particular del proceso de transferencia de calor por convección. El modelo apropiado para la tasa de transferencia de calor por convección \dot{Q} es determinado por la ley de enfriamiento de Newton [Incropera y DeWitt, 1999], que se expresa como:

$$\dot{Q} = \alpha(T_s - T_f)A_t \quad (3.2.1)$$

donde α es el coeficiente de transferencia de calor por convección, T_s es la temperatura de la superficie a la cual se encuentra la pared (para el caso del generador de película descendente, es la pared del tubo), T_f es la temperatura del fluido mas allá de la superficie en nuestro caso, la mezcla nitrato de litio – amoniaco y A es el área de la superficie a través de la que ocurre la transferencia de calor.

Cuando se usa la ecuación 3.2.1, se supone que el flujo de calor por convección es positivo si el calor se transfiere desde la superficie ($T_s > T_f$), y negativo si el calor se transfiere hacia la superficie ($T_s < T_f$).

El coeficiente de transferencia de calor por convección α es un parámetro que comúnmente es determinado en forma experimental, cuyo valor depende de todas las variables que influyen en la convección, como la geometría de la superficie, la naturaleza del movimiento del fluido, las propiedades del fluido y la velocidad volumétrica del fluido [Çengel y Boles, 2003].

Cualquier estudio de convección se reduce finalmente a un estudio de los medios por los que es posible determinar α . En la solución de problemas, en muchos de los casos, se supone el valor de α de acuerdo a la tabla 3.2.1 [Incropera y DeWitt, 1999], aunque no es suficiente la información para el diseño de intercambiadores de calor debido a las propiedades térmicas y físicas de los diferentes fluidos.

Tabla 3.2.1 Valores típicos del coeficiente de transferencia de calor por convección

Proceso	α (W/m ² K)
Convección libre	
Gases	2-25
Líquidos	50-1000
Convección forzada	
Gases	25-250
Líquidos	50-20 000
Convección con cambio de fase	
Ebullición o condensación	500-100 000

3.2.1 Evaporación de película descendente en tubos horizontales

Los intercambiadores de calor del tipo película descendente en tubos horizontales han sido utilizados en sistemas de refrigeración, aunque los primeros patrones de película descendente en tubos horizontales son evaporadores, los cuales son registrados en 1888. Sólo muy pocos investigadores trabajaron en esta área antes del año 1970. Después de 1970, esta tecnología había sido estudiada por varios investigadores, el enfoque durante 1970 a 1980 fue primordialmente el uso de evaporadores de película descendente para conversión de energía térmica en un océano (sistema OTEC por sus siglas en inglés, Ocean Thermal Energy Conversion), con mucho interés a inicios de 1980 gracias a la segunda crisis petrolera. Como consecuencia del interés en diferentes aplicaciones del sistema OTEC, muchos de estos trabajos entre los años 1970 y 1980 usaron agua o amoníaco como fluido de trabajo, y las condiciones de operación fueron para rangos relevantes de los sistemas OTEC [Ribatski y Jacobi, 2005].

Durante 1990, el retiro gradual de los clorofluorocarbonos (CFC) empezó a motivar una amplia aplicación de sistemas de película descendente en aplicaciones de aire acondicionado y refrigeración. Los intercambiadores de calor de película descendente proponen las siguientes ventajas sobre intercambiadores de calor del tipo tubo inundado [Thome, 2004 y Ribatski y Jacobi, 2005]:

- Coeficiente de transferencia de calor más alto:
 - Permitiendo a la temperatura de evaporación incrementarse y mejorar la eficiencia del ciclo.
 - Minimizar el tamaño del intercambiador de calor y como resultado minimizar los costos iniciales reduciendo requerimientos de espacio.
- Baja carga de mezcla refrigerante - absorbente
 - Bajando los costos de la planta de refrigeración.
 - Reduciendo riesgos asociados con el escape, incluyendo los costos de mantenimiento, esto reduce el riesgo permitiendo una aplicación más amplia del uso de fluidos tóxicos o flamables, tales como el uso de mezclas que contengan amoníaco.

A pesar de estas ventajas, los generadores de película descendente no son ampliamente usados en sistemas de refrigeración y aire acondicionado. La duda de adoptar la tecnología de película descendente en estos sistemas es debido a

dificultades en la distribución del líquido, ya que aún no han sido bien definidas la superficie de transferencia de calor, la geometría, ni las estrategias operativas para refinar la tecnología de película descendente en tubos horizontales. Conjuntamente, décadas de experiencia con generadores del tipo inundado en esta industria han permitido su optimización y utilización en sistemas de refrigeración.

3.2.1.1 *Aspectos de transferencia de calor sobre tubos con superficies lisas*

Estudios previos desarrollados en intercambiadores de calor de película descendente en tubos lisos puestos horizontalmente han cubierto un amplio rango de flujos de calor, rangos de tasa de flujo para alimentadores de líquidos, espaciamiento entre tubos y diámetros del tubo. Las pruebas fueron hechas para líquido sub-enfriado y saturado bajo condiciones de calentamiento. En la mayoría de los estudios, los experimentos fueron llevados a cabo en evaporadores los cuales utilizan sustancias puras como agua y amoníaco [Ribatski y Jacobi, 2005], y muchos de los trabajos se enfocaron en los parámetros experimentales que afectan la transferencia de calor, los más importantes son:

- Efecto del flujo de calor: para superficies completamente mojadas en condiciones estrictamente de convección, el flujo de calor no afecta el coeficiente de transferencia de calor. Por otro lado, bajo condiciones donde la mezcla hierve, el coeficiente de transferencia de calor aumente con el flujo de calor, aparentemente este comportamiento es debido a la formación de burbujas.
- Efectos de la tasa de flujo: en condiciones de convección dominante, cuando la tasa de flujo incrementa, el coeficiente de transferencia de calor crece debido a la mayor masa en movimiento.
- Efectos de temperatura: El coeficiente de transferencia de calor aumenta con la temperatura del líquido. Parece ser que este efecto de la temperatura esta relacionado con el disminución de la viscosidad y consecuentemente decrece el grueso de la película.
- Efecto del diámetro del tubo: el efecto del diámetro afecta el coeficiente de transferencia de calor porque cambia la longitud de desarrollo en la capa térmica límite.
- Efecto de la configuración de alimentación del líquido: El dispositivo usado para alimentar el líquido puede afectar la función de evaporación. En general, un mal alineamiento del sistema de alimentación puede incrementar una mala distribución en la película y así influir en la transferencia de calor.

En general, muchos de los esfuerzos que implican el desarrollo de correlaciones de transferencia de calor para películas descendentes en superficies cilíndricas colocadas horizontalmente tienen la intención de ser destinadas para una aplicación concreta (de acuerdo al fluido y las condiciones que se tengan); por lo tanto, tales correlaciones pueden ser implementadas sin mucha dificultad y proveen un resultado razonable en su rango de aplicabilidad, lo cual limita su aplicabilidad, consecuentemente, hay que tener cuidado de emplearlas entre los parámetros especificados para la cual fue desarrollada. Una extrapolación de tales correlaciones no dan un buen campo de predicciones [Ribatski y Jacobi, 2005].

En resumen, hay numerosos aspectos que deben considerarse y no todos ellos son

claros de entender. Así, algunos de ellos pueden ser solo resueltos con unidades experimentales, prototipos y programas que simulen el funcionamiento.

Además hay varios mecanismos térmicos y fenómenos en el fluido para generadores de película descendente en tubos horizontales que deben tomarse en cuenta durante el diseño térmico:

- Predicción del modo del flujo en película descendente entre tubos.
- Efectos de corte del vapor en el flujo de la película líquida.
- Efectos de cruce de flujos entre el vapor y el flujo de película descendente.
- Efecto de burbujeo en película debido a la evaporación.
- Predicción del coeficiente de transferencia de calor por fila.
- Predicción de formación de manchas secas (partes que no son mojadas por la película descendente).

Todos estos efectos tienen una influencia importante en la operación propia de estas unidades y su optimización térmica, y todas requieren de un estudio futuro.

3.2.2 Análisis matemático para el flujo de calor hacia la mezcla

En esta sección se presenta el flujo de calor que se tiene desde la pared en los tubos hacia la película descendente en el exterior de los tubos. Sin embargo, hay que tener presente las condiciones y las propiedades termodinámicas que rigen el fluido exterior

3.2.2.1 Diferenciación entre regiones

Es importante para la simulación que involucre flujo bifásico el poder determinar en que zona o región se encuentra el flujo, para de esta manera poder aplicar las correlaciones adecuadas en cada caso. Hay varias situaciones prácticas en que dos fases de una sustancia pura coexisten en equilibrio. El agua existe como una mezcla de líquido y vapor en la caldera y en el condensador de una central termoeléctrica. El refrigerante pasa de líquido a vapor en el congelador de un refrigerador. En vista de que el agua es una sustancia de uso común, se empleará para demostrar los principios básicos. Hay que recordar, sin embargo, que en todas las sustancias puras y en algunas mezclas se observa un comportamiento similar.

Existe una diferenciación clara entre las tres regiones más importantes para procesos y es obtenida a partir de las propiedades termodinámicas y físicas de la sustancia de trabajo (entalpía, presión, y calidad). Estas condiciones son:

- Región líquido subenfriado:
Cuando $h(p) \leq h_{l,sat}(p)$, ó $p \geq p_{sat,l}$ entonces $x_g = 0$.
- Región de flujo bifásico:
Cuando $h_{l,sat}(p) < h(p) < h_{g,sat}(p)$, ó $p_{sat,l} < p < p_{sat,g}$ entonces $0 < x_g < 1$.
- Región de vapor sobrecalentado:
Cuando $h(p) \geq h_{g,sat}(p)$, ó $p \leq p_{sat,g}$ entonces $x_g = 1$.

Donde $h_{l,sat}(p)$ y $h_{g,sat}(p)$ representan la entalpía de saturación del líquido y gas respectivamente para una presión dada, $p_{sat,l}$ y $p_{sat,g}$ representan la presión de saturación del líquido y gas respectivamente. La diferencia entre las propiedades del vapor saturado y líquido saturado se simboliza mediante el subíndice fg. La cantidad h_{fg} recibe el nombre de entalpía de vaporización o el calor latente de vaporización y representa la cantidad de energía necesaria para vaporizar una masa unitaria de líquido saturado a una temperatura o presión dadas. Se trata pues, de una propiedad termodinámica importante [Wark, 1991].

3.2.2.2 *Algoritmo numérico de resolución*

En el análisis matemático para el flujo de calor en mezcla se han tomado en cuenta las siguientes consideraciones:

- Asumir una distribución de temperaturas unidimensional.
- Se ha despreciado el calor por radiación.
- Se supone flujo completamente desarrollado.
- Superficies completamente mojadas.
- Hay transferencia de masa, pero no afecta la transferencia de calor.
- El vapor que se desprende de la mezcla es amoníaco puro (como vapor recalentado a la temperatura de la solución).
- La caída de presión es despreciable.

La discretización de las ecuaciones ha sido acoplada utilizando un algoritmo numérico de resolución, que es el método implícito tramo a tramo (Step by Step Method) [Patankar, 1980].

Como se mencionó anteriormente, en el método tramo a tramo el flujo es evaluado de acuerdo a un esquema numérico implícito. El dominio es dividido en volúmenes de control (ver figura 3.2.2.2.1). El proceso de solución es llevado moviéndose paso a paso en la dirección del flujo (desde “ny” tubos hasta el primer tubo en la parte baja) donde el flujo de la película descendente es hacia abajo. De valores conocidos a la entrada de la sección y teniendo definidas las condiciones de contorno, los valores de dichas variables a la salida del volumen de control son obtenidas a partir de la discretización de las ecuaciones de flujo de calor y de las propiedades termodinámicas de la mezcla que se detallan en la siguiente sección. Una vez obtenida la solución a la salida del volumen de control (o tubo), ésta se convierte en los valores de entrada para el siguiente volumen de control. Este procedimiento se sigue en la dirección del flujo hasta que se resuelve el tubo final. Este tipo de análisis es aplicado siempre y cuando las ecuaciones presenten una estructura parabólica en la dirección del flujo. Quedando por tanto excluidos casos de recirculación y/o de reflujos.

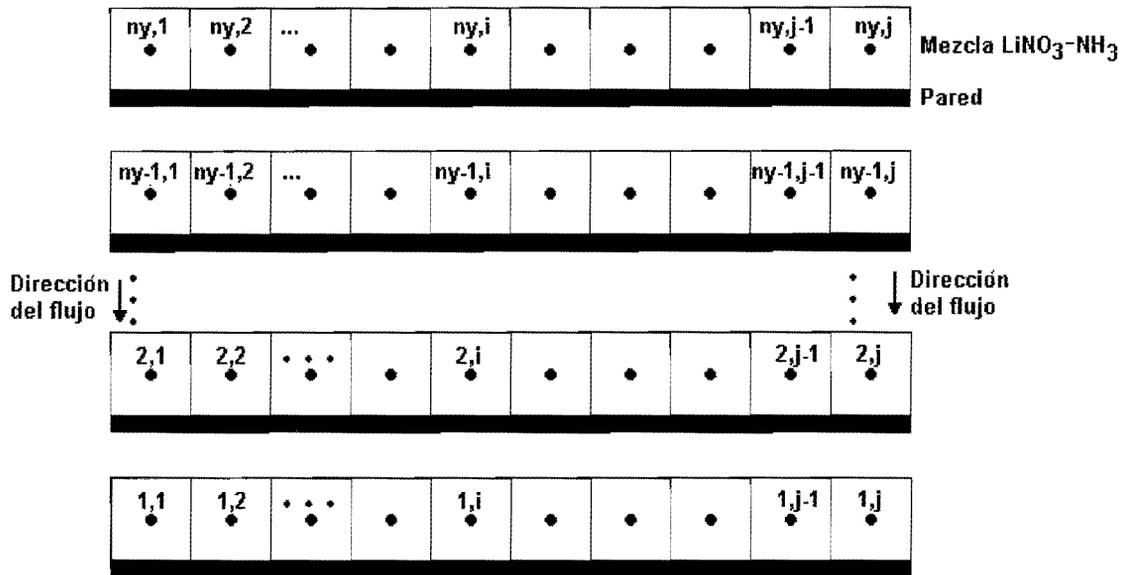


Figura 3.2.2.2.1 Discretización de los volúmenes de control en el fluido exterior del generador de película descendente en tubos horizontales.

3.2.2.3 Discretización de las ecuaciones

Para cada volumen de control se obtiene un conjunto de ecuaciones algebraicas para el flujo a partir de las ecuaciones de flujo de calor, de continuidad y de las propiedades físicas y termodinámicas de la mezcla nitrato de litio – amoníaco y amoníaco puro.

Para hacer un balance de calor en estado permanente, se presenta la figura 3.2.2.3.1, donde se puede observar los calores que entran y salen del VC. Realizando un balance de calores se tiene:

$$\dot{Q}_{wall} + \dot{Q}_{in,sol} = \dot{Q}_{out,sol} + \dot{Q}_{out,NH_3} \quad (3.2.2.3.1)$$

donde la ecuación de flujo de calor en la pared es:

$$\dot{Q}_{wall} = \alpha(\bar{T} - T_{wall})A_t \quad (3.2.2.3.2)$$

donde α es el coeficiente local de transferencia de calor, \bar{T} es la temperatura media del fluido en el volumen de control ($\bar{T} = (T_{in,sol} + T_{out,sol})/2$) T_{wall} es la temperatura de la pared en el volumen de control y A_t es el área de transferencia de calor (perímetro (P) por longitud del volumen de control Δy).

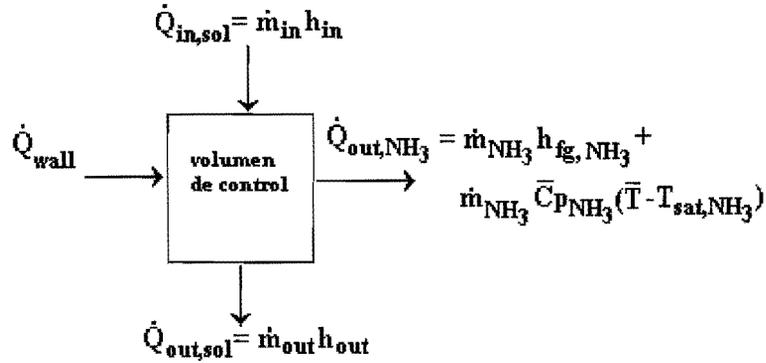


Figura 3.2.2.3.1. Flujos de calor que entran y salen de un volumen de control.

Una vez obtenido el flujo de calor en la pared, se sabe que el flujo de calor en el flujo másico tanto a la entrada como a la salida es: $\dot{Q}_{sol} = \dot{m} h$ y el flujo de calor que se encuentra en el flujo másico del vapor de amoníaco generado es: $\dot{Q}_{NH_3} = \dot{m}_{NH_3} h_{fg,NH_3} + \dot{m}_{NH_3} \bar{C}_{p,NH_3} (\bar{T} - T_{sat,NH_3})$, donde el calor específico promedio del amoníaco se calcula como: $\bar{C}_{p,NH_3} = (C_{p,NH_3}(\bar{T}) + C_{p,NH_3}(T_{sat,NH_3}))/2$, con esto obtenemos el flujo de amoníaco que se desprende de la mezcla con la siguiente relación: $\dot{m}_{NH_3} = (\dot{Q} - \dot{m}_{out} h_{out} + \dot{m}_{in} h_{in}) / (h_{fg,NH_3} + C_{p,NH_3} * (\bar{T} - T_{NH_3}))$.

Ya que se tiene el flujo de vapor de amoníaco liberado, se realizan balances de masa para obtener el flujo másico de la mezcla y de amoníaco a la salida ($\dot{m}_{out} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{NH_3}$) y con estos calcularemos la concentración ($X_{out} = \dot{m}_{NH_3,out} / \dot{m}_{out}$) y temperatura a la salida (función de la concentración y la presión).

Los flujos de calor, flujos másicos, temperaturas, las propiedades de la mezcla y el flujo de vapor de amoníaco que se desprende de la mezcla son evaluados para cada volumen de control.

Los valores medidos sobre un volumen de control se han estimado como la media aritmética entre las secciones de entrada y salida, esto es: $\bar{\phi} = (\phi_{in} + \phi_{out}) / 2$. Las propiedades físicas y termodinámicas medias se evalúan basadas en sus correspondientes concentración, presión y temperatura local.

3.2.2.3.1 Condiciones de contorno

Condiciones de entrada: Las condiciones de contorno a la entrada para la resolución directa del método tramo a tramo (step by step) son las condiciones a la entrada del flujo másico (\dot{m}_{in}), la concentración del flujo (X_{in}) y la temperatura del flujo (T_{in}).

Condiciones en el sólido: la temperatura de pared en el tubo o el flujo de calor a través de la pared del tubo en cada volumen de control debe ser dato (es la razón por la cual cada tubo se divide en volúmenes de control a lo largo del mismo). Esta condición de contorno se implementa en la ecuación de la energía de forma compacta como se mostró en la ecuación 3.1.3.2.1 [García-Valladares et al., 2004]:

Donde $\beta=1$ si la condición de contorno es la temperatura de pared del tubo y $\beta=0$ si se da el flujo de calor, en el flujo de calor hacia la mezcla se utiliza como condición de contorno la temperatura de la pared.

3.2.2.3.2 Algoritmo de resolución

Un proceso de solución se lleva a cabo en base a un algoritmo global que utiliza el método paso a paso (step by step), aplicando las aproximaciones numéricas (discretización de las ecuaciones) arriba mencionadas a la ecuación de flujo de calor para un flujo dentro de un volumen de control, La resolución del algoritmo se presenta en la figura 3.2.2.3.2.1, y a continuación se muestra la secuencia de operaciones que se deben realizar:

1. Con los datos de entrada (m_{in} , X_{in} , p_{sist} y T_{in}) en el tubo "ny", se calcula el flujo másico de amoníaco a la entrada (amoníaco disuelto en la mezcla) y se determina en que zona se encuentra la mezcla (región de líquido subenfriado o líquido saturado) con base al calculo de la temperatura de saturación en función de la concentración y presión del generador, para calcular la entalpía de la solución.
2. Suponer las variables de salida para el tubo en este momento ($\phi_{out}^* = m_{out}^*, X_{out}^*, T_{out}^*$) en el dominio.
3. Calcular la temperatura promedio para el tubo ($\bar{T} = (T_{in} + T_{out})/2$).
4. Resolver la ecuación de flujo de calor (ecuación 3.2.2.3.1), obtener la entalpía de salida para la solución, el calor latente de cambio de fase para el amoníaco y el calor específico del amoníaco en cada volumen de control.
5. Calcular el flujo másico de amoníaco que se desprende con el calor absorbido para cada volumen de control.
6. Obtener el flujo másico de la mezcla y el flujo de amoníaco a la salida en cada volumen de control.
7. Obtener la concentración a la salida.
8. Calcular la temperatura a la salida.
9. Actualizar el valor de la temperatura promedio.
10. Con el valor de la temperatura promedio calculada, verificar el criterio de convergencia, en caso de que no se cumple, asignar el valor del flujo másico a la salida, la concentración a la salida y la temperatura a la salida como los nuevos valores a utilizar y volver al punto 3. Repetir el proceso hasta que se alcance la convergencia.
11. Una vez alcanzada la convergencia, obtener los resultados de flujo másico a la salida, concentración a la salida y temperatura a la salida del tubo "ny".

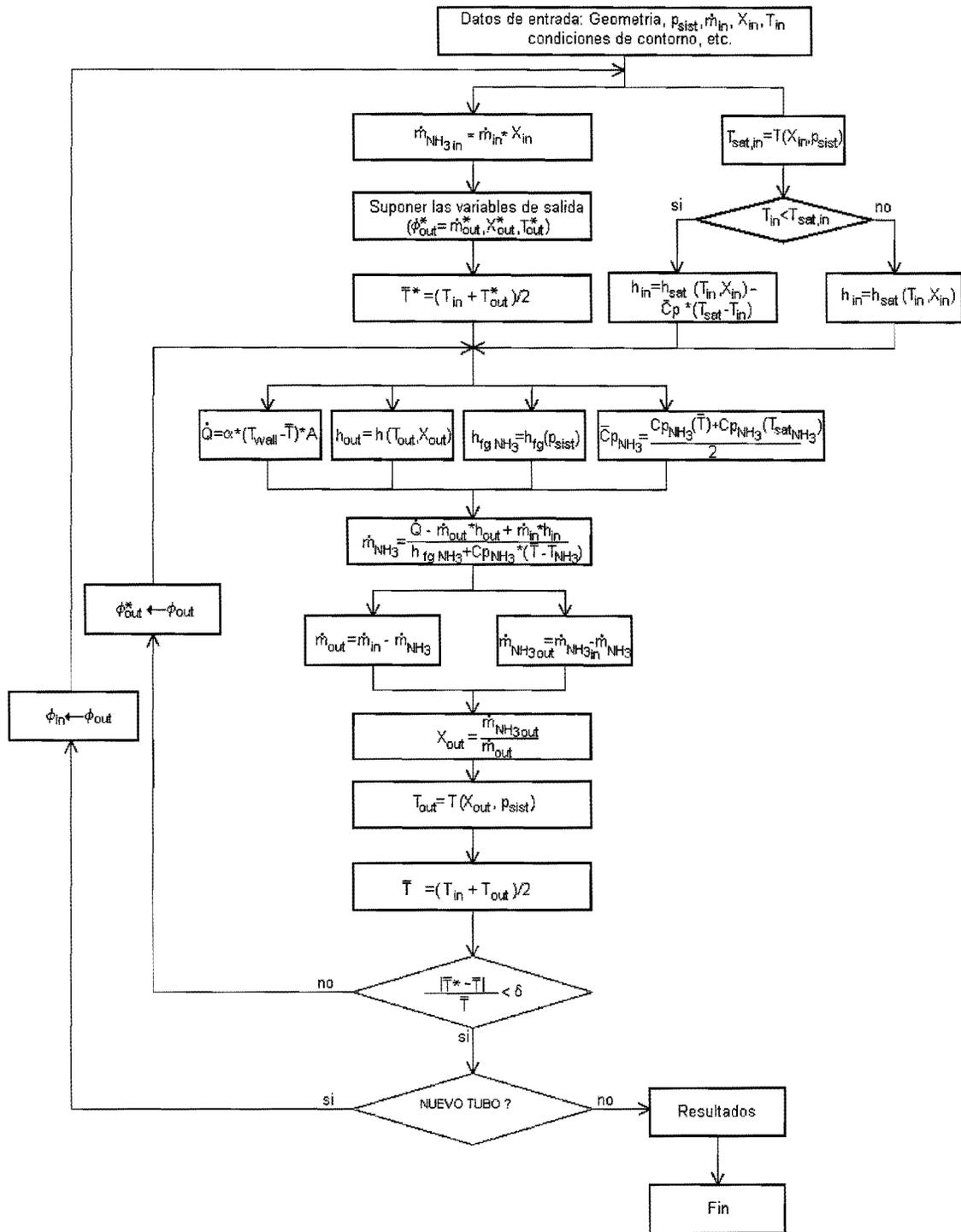


Figura 3.2.2.3.2.1 Esquema de resolución del método tramo a tramo para el fluido exterior.

12. Una vez obtenida la solución a la salida a lo largo del tubo "ny", ésta se convierte en los valores de entrada para el siguiente tubo (regresar al punto 1, ahora el cálculo es para el tubo "ny-1"). Este procedimiento se sigue en la dirección del flujo hasta que se encuentra el tubo final (tubo "1").

13. Una vez que se resuelve el último tubo, se obtienen las condiciones a la salida de la mezcla y el vapor de amoniaco generado se calcula como la sumatoria en todos los volúmenes de control del amoniaco generado.

3.2.2.3.3 Criterio de convergencia

En cada volumen de control las ecuaciones gobernantes son iterativamente resueltas hasta que se verifique el siguiente criterio de convergencia:

$$\frac{|T^* - \bar{T}|}{\bar{T}} < \delta \quad (3.2.2.3.3.1)$$

Donde ϕ se refiere a las variables independientes: flujo másico, concentración y temperatura; ϕ^* representa sus valores en la iteración anterior y δ es el valor especificado de convergencia en el método numérico.

3.3 Conducción axial de calor en la pared de los tubos

3.3.1 Introducción del método de volúmenes finitos para conducción de calor en estado permanente para una dimensión

La aplicación del método de volúmenes finitos a la solución de difusión simple que involucre transferencia de calor por conducción es presentada en esta sección. La ecuación gobernante de conducción de calor en una dimensión en estado permanente esta regida por

$$\frac{d}{dz} \left(\lambda \frac{dT}{dz} \right) + S = 0 \quad (3.3.1.1)$$

donde λ es la conductividad térmica, T es la temperatura y S es la generación interna de calor por unidad de volumen.

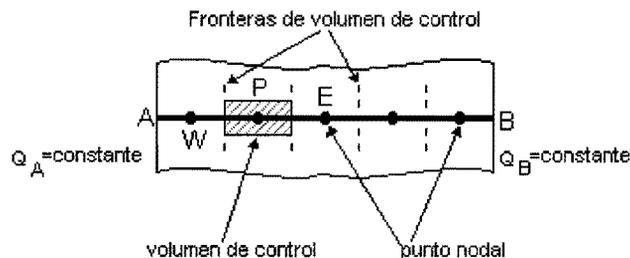


Figura 3.3.1.1 Puntos nodales en el espacio entre A y B

El primer paso para el método de volúmenes finitos es dividir el dominio en volúmenes de control discretos. Se ponen un número de puntos nodales en el espacio entre A y B como se muestra en la figura 3.3.1.1. Las fronteras (o caras) de los volúmenes de control son posicionadas en la parte media entre los nodos adyacentes. Entonces cada volumen de control es rodeado por un volumen de control o celda. Es práctica común poner volúmenes de control cerca del borde del dominio en una manera tal que las fronteras físicas coincidan con las fronteras del

volumen de control [Versteeg y Malalasekera, 1995].

En este punto es apropiado establecer un sistema de notación que pueda ser usado en futuros desarrollos. Un punto nodal general es definido por P y sus vecinos en una geometría unidimensional, los nodos del este y del oeste como vecinos, son definidos por W y E respectivamente. (E denota el lado este, por ejemplo la dirección positiva x, mientras W permanece para el lado oeste o la dirección negativa x). Las líneas punteadas muestran las caras del volumen de control, las cuales se denotan por las letras e y w, la cara del lado oeste del volumen de control es referido por "w" y el lado este del volumen de control por "e". Las distancias entre los nodos W y P, y entre los nodos P y E, son definidos por $(\delta z)_w$ y $(\delta z)_e$ respectivamente. En la figura 3.3.1.2 muestra que el ancho del volumen de control es $\Delta z = \delta z_{we}$.

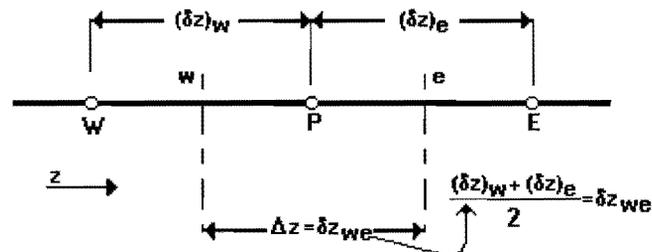


Figura 3.3.1.2 Ancho del volumen de control.

El paso dominante para el método de volúmenes finitos es la integración de las ecuaciones gobernantes sobre el volumen de control. Para derivar la ecuación discretizada, se emplea el punto de malla mostrado en la figura (3.3.1.2). Para el problema unidimensional bajo consideración, se asume a la unidad como el ancho en las direcciones y y z. Entonces, el volumen de control mostrado es $\Delta x \times 1 \times 1$. Si integramos la ecuación (3.3.1.1) sobre el volumen de control se obtiene

$$\left(\lambda \frac{dT}{dz} \right)_e - \left(\lambda \frac{dT}{dz} \right)_w + \int_w^e S dz = 0 \quad (3.3.1.2)$$

Para hacer un progreso futuro, necesitamos un perfil de suposiciones o una fórmula de interpolación. Dos simples perfiles de suposiciones son mostrados en la figura (3.3.1.3). La más simple posibilidad es asumir que el valor de T en un punto de la malla prevalece sobre el volumen de control que lo rodea. Esto da un perfil por etapas como se muestra en la figura 3.3.1.3 a. Para esta perfil, la pendiente dT/dz no está definida en las caras del volumen de control (por ejemplo, en w y e). Un perfil que no sufre de esta dificultad es el perfil lineal por tramos (figura 3.3.1.3 b). En este trabajo las funciones de interpolación lineal son usadas entre los puntos de la malla [Patankar, 1980].

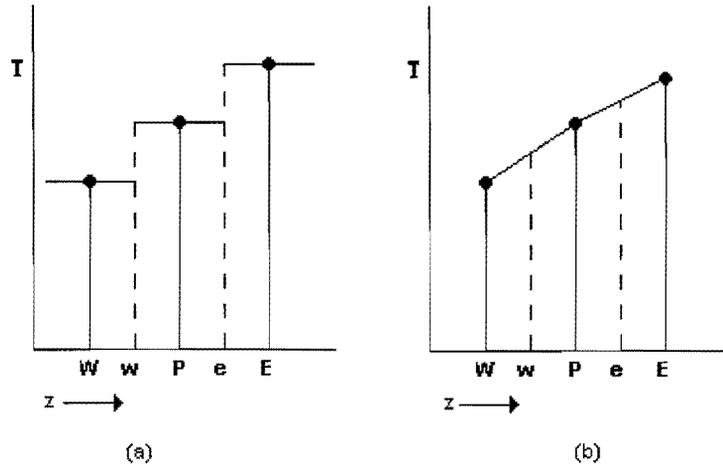


Figura 3.3.1.3 Dos perfiles simples de suposiciones (a) perfil por etapas; (b) perfil lineal por tramos.

Si evaluamos las derivadas dT/dz en la ecuación 3.3.1.2 desde el perfil lineal por tramos, el resultado de la ecuación será

$$\frac{\lambda_e(T_E - T_P)}{(\delta z)_e} - \frac{\lambda_w(T_P - T_W)}{(\delta z)_w} + \bar{S}\Delta z = 0 \quad (3.3.1.3)$$

donde \bar{S} es el valor promedio de la generación interna (S) sobre el volumen de control. Es muy práctico poner la ecuación de discretización (3.3.1.3) en la siguiente forma:

$$a_p T_P = a_E T_E + a_W T_W + b \quad (3.3.1.4)$$

Donde

$$a_E = \frac{\lambda_e}{(\delta z)_e} \quad (3.3.1.5 a)$$

$$a_W = \frac{\lambda_w}{(\delta z)_w} \quad (3.3.1.5 b)$$

$$a_p = a_E + a_W \quad (3.3.1.5 c)$$

y

$$b = \bar{S}\Delta z \quad (3.3.1.5 c)$$

Comentarios

- La ecuación 3.3.1.4 representa la forma estándar en la cual se escribirá la ecuación de discretización.
- En derivar la ecuación (3.3.1.4) se asume un perfil simple de suposiciones que nos permite evaluar dT/dz .

3.3.1.1 Soluciones de ecuaciones algebraicas lineales

La solución de las ecuaciones discretizadas para una situación unidimensional puede ser obtenida por el método de eliminación Gaussiana estándar. Debido a la forma particularmente simple de las ecuaciones, el proceso de eliminación se transforma en un algoritmo conveniente. Esto es algunas veces llamado algoritmo de Thomas o el TDMA (Tri-Diagonal-Matrix Algorithm). La designación TDMA se refiere al hecho que cuando la matriz de los coeficientes de estas ecuaciones es escrita, todos los coeficientes diferentes de cero se alinean por ellos mismos a lo largo de las tres diagonales principales de la matriz.

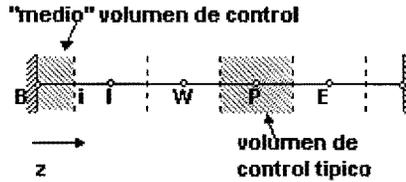


Figura 3.3.1.1.1 Volúmenes de control para los puntos internos y de frontera.

Por conveniencia en el presente algoritmo, es necesario usar una nomenclatura diferente. Suponer los puntos de la malla en la figura 3.3.1.1.1 donde numeramos 1, 2, 3,...N, con los puntos 1 y N denotando los puntos de frontera. Las ecuaciones de discretización pueden ser escritas como

$$a_i T_i = b_i T_{i+1} + c_i T_{i-1} + d_i \quad (3.3.1.1.1)$$

para $i = 1, 2, 3, \dots, N$. Entonces, la temperatura T_i es relacionada a las temperaturas vecinas T_{i+1} y T_{i-1} . Cabe explicar la forma especial en las ecuaciones para los puntos de frontera, por lo que queda en

$$c_1 = 0 \text{ y } d_N = 0 \quad (3.3.1.1.2)$$

Cuando las temperaturas de frontera son dadas, estas ecuaciones para los puntos de frontera toman una forma trivial única. Por ejemplo, si T_1 es proporcionado, tendremos $a_1=1$, $b_1=0$, $c_1=0$ y $d_1 =$ el valor dado de T_1 .

Suponemos, una relación del tipo:

$$T_i = P_i T_{i+1} + Q_i \quad (3.3.1.1.3)$$

en un volumen de control anterior, se ha obtenido

$$T_{i-1} = P_{i-1} T_i + Q_{i-1} \quad (3.3.1.1.4)$$

substituyendo la ecuación 3.3.1.1.4 en la ecuación 3.3.1.1.1 nos queda

$$a_i T_i = b_i T_{i+1} + c_i (P_{i-1} T_i + Q_{i-1}) + d_i \quad (3.3.1.1.5)$$

la cual puede acomodarse para parecer como la ecuación 3.3.1.1.3. En otras palabras, los coeficientes P_i y Q_i son

$$P_i = \frac{b_i}{a_i - c_i P_{i-1}} \quad (3.3.1.1.6 \text{ a})$$

$$Q_i = \frac{d_i + c_i Q_{i-1}}{a_i - c_i P_{i-1}} \quad (3.3.1.1.6 \text{ b})$$

Estas son relaciones recurrentes, además ellas dan P_i y Q_i en función de P_{i-1} y Q_{i-1} . Para empezar el proceso de recurrencia, notamos que la ecuación 3.3.1.1.1 para $i = 1$ es de la forma 3.3.1.1.3. Entonces, los valores P_i y Q_i están dados por

$$P_i = \frac{b_i}{a_i} \text{ y } Q_i = \frac{d_i}{a_i} \quad (3.3.1.1.7)$$

(Es interesante notar que estas expresiones siguen de la ecuación 3.3.1.1.6 desde la sustitución $c_1=0$).

Al final de la secuencia P_i y Q_i , notamos que $b_N = 0$. Esto conduce a que $P_N = 0$, y así de la ecuación 3.3.1.1.3 obtenemos

$$T_N = Q_N \quad (3.3.1.1.8)$$

ahora se esta en posición de empezar la sustitución de regreso vía la ecuación 3.3.1.3

Métodos de resolución

1. Caso de coeficientes constantes (temperaturas conocidas al inicio y al final): resolución por el método directo TDMA (Tri-Diagonal Matrix Algorithm)
 - a) Calcular desde $i = 1$ hasta $i = n$ los valores $(P_1, Q_1), (P_2, Q_2), \dots, (P_n, Q_n)$ dados por las expresiones 3.3.1.1.6 a y 3.3.1.1.6 b.
 - b) Con estos valores calcular desde $i = n$ hasta $i = 1$ los valores de T simplemente sustituyendo en la expresión 3.3.1.1.3 ($c_1 = 0$ por lo tanto P_0 y d_0 no intervienen, $b_n = 0$ por lo tanto T_{n+1} no interviene)
2. Caso de coeficientes variables (frontera adiabática o flujos de calor conocidos en los extremos): resolución iterativa aplicando el método TDMA.
 - a) Suponer un mapa de arranque de temperaturas: $T_1^*, T_2^*, \dots, T_n^*$.
 - b) Con los valores supuestos de temperaturas, calcular los coeficientes a_i, b_i, c_i y d_i para cada nodo de la malla (por ejemplo $i=1, i=2, \dots, i = n$).
 - c) Para estos coeficientes resolver el sistema de ecuaciones aplicando el algoritmo TDMA descrito anteriormente (T_1, T_2, \dots, T_n).
 - d) Comprobar que $[\max | T_i - T_i^* | < \delta, i = 1, 2, \dots, n]$ en donde δ (denominado precisión del algoritmo iterativo) es un valor previamente fijado que define la convergencia del proceso. Si se verifica este criterio de convergencia se da el proceso por terminado con T_1, T_2, \dots, T_n como solución del sistema. Si no se verifica el criterio de convergencia, volver al apartado b) tomando ahora como valores supuestos los últimos calculados, esto es : $T_i^* = T_i$ para $i = 1, 2, \dots, n$.

El algoritmo TDMA es una muy poderosa herramienta para resolver ecuaciones siempre que las ecuaciones algebraicas puedan ser representadas en la forma de la ecuación 3.3.1.1.1. A diferencia de métodos generales de matrices, el método TDMA requiere almacenamiento computacional y tiempo computacional solo para N , en lugar de N^2 o N^3 .

3.3.2 Conducción de calor en los tubos

Para escribir la ecuación de conducción de calor, se ha asumido una distribución de temperaturas unidimensional, no hay generación interna de calor y se ha despreciado el calor intercambiado por radiación. Un volumen de control característico del tubo se muestra en la figura 3.3.2.1, donde P es el nodo central y E y W los nodos vecinos, siendo "e", "w", "n" y "s" las caras del volumen de control.

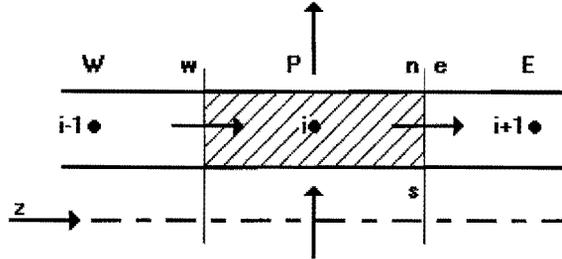


Figura 3.3.2.1 Flujo de calor en un volumen de control de un elemento tubular

Integrando la ecuación de la energía sobre el volumen de control mostrado en la figura 3.3.2.1, se obtiene la siguiente ecuación:

$$(\tilde{q}_s P_s - \tilde{q}_n P_n) \Delta z + (\tilde{q}_w - \tilde{q}_e) A = m \frac{\partial \tilde{h}}{\partial t} \quad (3.3.2.1)$$

Donde \tilde{q}_s y \tilde{q}_n se han evaluado a partir de respectivos coeficientes superficiales de transferencia de calor en convección forzada y/o cambio de fase y los flujos de calor por conducción se evalúan a partir de la ley de Fourier, esto es:

$$\tilde{q}_e = -\lambda_e \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)_e \quad \text{y} \quad \tilde{q}_w = -\lambda_w \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)_w \quad (3.3.2.2)$$

La formulación de los calores de conducción en los volúmenes de control en los extremos es ligeramente diferente para tener en cuenta las condiciones de contorno de calor o temperatura. En este modelo, las condiciones de contorno en los extremos de cada elemento ($z = 0$ y $z = L$) pueden seleccionarse como temperatura o flujo de calor dados, debido a que en un sistema completo los intercambiadores de calor tipo tubular se encuentran unidos a otros elementos con los cuales se realiza un intercambio de calor entre sus elementos sólidos. Se tiene en cuenta el calor axial en base a considerar conocida la temperatura de un volumen de control inmediatamente anterior o posterior correspondiente al dominio del elemento o dispositivo contiguo.

Una de las suposiciones es estado permanente, por lo tanto, los términos que involucran la variación del tiempo son cero. Los valores medios sobre un volumen de control se han estimado como la media aritmética entre las secciones de entrada y salida, esto es: $\tilde{\phi} \cong \bar{\phi} = (\phi_i + \phi_{i+1})/2$. Las propiedades físicas medias se evalúan a sus correspondientes variables medias.

Aplicando las aproximaciones numéricas comentadas en el párrafo anterior, una ecuación de la forma siguiente se puede obtener para cada nodo de la malla de

discretización:

$$aT_i = bT_{i+1} + cT_{i-1} + d \quad (3.3.2.3)$$

Donde los coeficientes son:

$$\begin{aligned} a &= \frac{\lambda_w A}{\Delta z} + \frac{\lambda_e A}{\Delta z} + (\alpha_s P_s + \alpha_n P_n) \Delta z + \frac{A \Delta z}{\Delta t} \rho c_p & b &= \frac{\lambda_e A}{\Delta z} \\ c &= \frac{\lambda_w A}{\Delta z} & d &= (\alpha_s P_s \bar{T}_{f,int} + \alpha_n P_n \bar{T}_{f,ext}) \Delta z + \frac{A \Delta z}{\Delta t} \rho c_p \bar{T}_i \end{aligned} \quad (3.3.2.4)$$

Estos coeficientes son aplicables para $2 \leq i \leq n_z - 1$; para $i = 1$ e $i = n_z$ se consideran coeficientes adecuados para tener en cuenta las condiciones de contorno de temperatura o calor axial de conducción.

3.3.3 Resolución numérica

Para el caso de un tubo, la resolución de sus ecuaciones discretizadas es directa aplicando un algoritmo TDMA. La temperatura o el calor axial en los extremos ($z = 0$ y $z = L$) se especifican como condiciones de contorno.

Basados en el modelo matemático mencionado arriba y el procedimiento numérico, un código ha sido desarrollado para la simulación numérica. El código ha sido cuidadosamente verificado usando, en lo posible, soluciones analíticas. Por ejemplo, una solución analítica (basados en la teoría estándar de transferencia de calor para superficies con área transversal constante) es generada para la conducción axial en tubos. Los extremos son considerados isotérmicos. Los fluidos internos y externos tienen diferentes temperaturas uniformes con un coeficiente de transferencia de calor conocido.

3.3.3.1 Validación de la conducción axial en el tubo

La comparación entre la solución numérica y analítica ha sido realizada para el siguiente caso (mencionado en García-Valladares, 2004): $T_{extremo, w} = 30 \text{ °C}$, $T_{extremo, e} = 51 \text{ °C}$, $T_{fluido, n} = 45 \text{ °C}$, $T_{fluido, s} = 28.5 \text{ °C}$, $\alpha_{fluido, n} = 20 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, $\alpha_{fluido, s} = 40 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, $D_s = 0.0079 \text{ m}$, $D_n = 0.0095 \text{ m}$, $\lambda_{wall} = 400 \text{ W/m K}$ y una longitud $L = 1 \text{ m}$. La figura 3.3.3.1.1 muestra la comparación para las temperaturas de pared entre el resultado analítico y numérico para el caso de 100 volúmenes de control.

Un excelente grado de correlación puede ser observado en la solución numérica con un razonable número de volúmenes de control.

Este análisis es un problema similar al que se realizará para la conducción de calor en la pared de los tubos del generados de película descendente en tubos horizontales.

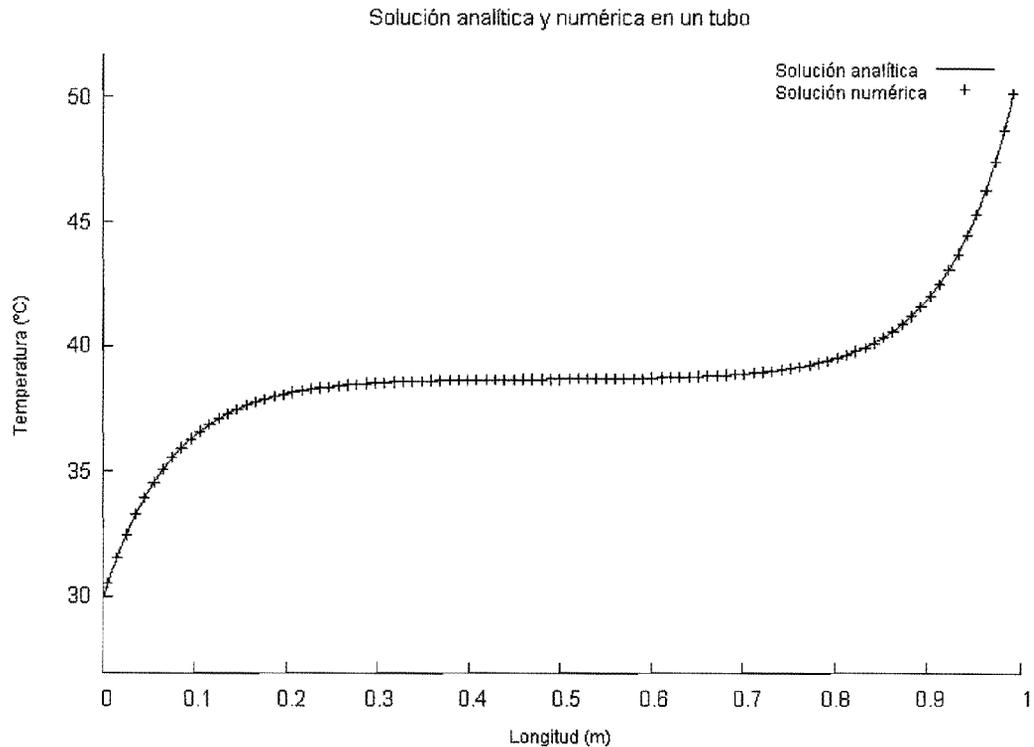


Figura 3.3.3.1.1 Comparación para la temperatura de pared entre soluciones analíticas y numéricas usando cien nodos en malla

3.4 Algoritmo de resolución global del generador de película descendente

Las ecuaciones gobernantes correspondientes a cada zona del dominio (flujo de aceite, pared del tubo y película descendente), formuladas sobre volúmenes de control finitos, se resuelven de manera iterativa, en forma segregada, mediante un esquema numérico del tipo implícito. Adoptando un esquema unidimensional para la pared del tubo y los flujos en el interior y exterior del tubo.

Para unas determinadas condiciones de contorno, el código desarrollado evalúa la distribución de las variables del flujo a lo largo del interior del tubo (temperatura, presión, etc.), así como la distribución de temperaturas en el sólido y las variables de la película descendente a lo largo de los tubos (temperatura, concentración, entalpía, etc.). Los parámetros característicos que definen una situación específica para ser analizada son:

- Geometría: número de tubos, arreglo de tubos, longitud de tubos y diámetros de tubos (interior y exterior), rugosidad de las paredes del tubo y dirección de los flujos.
- Condiciones de contorno: presión a la entrada en el interior del tubo y presión de la coraza en el generador (presión del sistema), flujo de calor axial o temperatura en los extremos del tubo, flujo másico a la entrada para el aceite térmico y la solución, temperatura a la entrada del flujo interno y externo, y la concentración de entrada en la solución.
- Propiedades físicas: tanto de los fluidos como de los materiales sólidos (tuberías)

El dominio se divide en volúmenes de control. Y para cada uno de ellos, se obtiene un sistema de ecuaciones algebraicas mediante la discretización de las ecuaciones gobernantes (continuidad, cantidad de movimiento y energía).

En cada paso, el proceso de resolución se lleva a cabo en base a un algoritmo global que resuelve de forma segregada las diferentes zonas en que se divide el dominio. Para este caso son: flujo de fluidos tanto interno como externo y conducción de calor en el tubo.

El flujo dentro del tubo se resuelve en base a un esquema numérico del tipo implícito por un método tramo a tramo (sección 3.1.2 formulación matemática). Las correlaciones empíricas necesarias para este tipo de formulación: factor de fricción y transferencia de calor por convección son evaluadas, en cada sección transversal del conducto mediante correlaciones empíricas obtenidas de la bibliografía (sección 3.1.3 evaluación de coeficientes empíricos),

La resolución del flujo de calor en la película descendente se resuelve en función al método tramo a tramo mediante la ecuación de flujo de calor con base al cálculo de temperaturas promedio en la película descendente (promedios entre la entrada y salida), realizando balances de masa y calor ocupando las propiedades termodinámicas y físicas de la mezcla nitrato de litio - amoniaco evaluadas en función a sus correspondiente concentración, presión y temperatura. Los flujos de calor, flujos máxicos, temperaturas, las propiedades de la mezcla y el flujo de vapor de amoniaco que se desprende de la mezcla son evaluados para cada volumen de control.

Para los dominios sólidos (pared en el tubo), el sistema de ecuaciones discretas, para la ecuación de la energía, se resuelve mediante un algoritmo numérico TDMA (tri-diagonal matrix algorithm). La convergencia entre los diferentes bucles iterativos se controla mediante adecuados criterios de convergencia (ver criterios de convergencia para el método tramo a tramo).

El acoplamiento para la resolución del generador de película descendente entre las tres subrutinas principales ha sido desarrollado de forma iterativa siguiendo los siguientes pasos:

- Interior del tubo, las ecuaciones son resueltas considerando una distribución de temperaturas en la pared del tubo como condición de contorno, evaluando la transferencia de calor por convección y el factor de fracción para cada volumen de control.
- Exterior del tubo, las ecuaciones son resueltas considerando una distribución de temperaturas en la pared del tubo como condición de contorno, y suponiendo un coeficiente global de transferencia de calor por convección aplicable en cada volumen de control.
- Tubo, la distribución de temperaturas es reevaluada utilizando los coeficientes superficiales de transferencia de calor y temperaturas de los fluidos calculados en los pasos anteriores junto con la ecuación de conducción necesaria.

Los pasos anteriores se realizan hasta alcanzar el criterio de convergencia deseado (sección 3.2.2.3.3, criterio de convergencia).

Capítulo 4

Resultados de la simulación en generador de película descendente en tubos horizontales

4.1 Introducción

En este capítulo se muestran los resultados de la simulación del generador de película descendente en tubos horizontales utilizando la mezcla nitrato de litio – amoniaco, así como los parámetros que se tomaron en cuenta para realizarla. Para tal efecto, a continuación se muestran los cálculos de diseño de un sistema de refrigeración por absorción de una etapa presentado por Llamas (2004), donde aparecen los datos de entrada (tanto en mezcla como en aceite térmico) y las condiciones a las cuales trabajaría el generador de película descendente en tubos horizontales

En la tabla 4.1.1 se presentan las temperaturas de cada uno de los componentes para el sistema de refrigeración diseñado por Llamas (2004).

Tabla 4.1.1 Datos de diseño presentados por Llamas (2004) para un sistema de refrigeración por absorción

Temperatura del absorbedor	40 °C
Temperatura del generador	120 °C
Temperatura del condensador	40 °C
Temperatura del evaporador	0 °C

Con la fórmula de presión para el amoniaco puro se calcula la presión del sistema en base a las temperaturas del condensador y evaporador, las cuales quedan de la siguiente manera:

$p_{ev} = p_{abs}$	4.2898 bar
$p_{co} = p_{gen}$	15.564 bar

También supone que el generador tiene tres vertederos en los que el flujo de la solución se reparte en partes iguales para ser distribuido por los tubos (ver figura 4.1.1), el aceite térmico que va por el interior de los tubos también se divide en tres partes iguales para que el calentamiento sea uniforme en cada fila, la solución comienza a descender por los tubos y el aceite térmico circula internamente por los tubos inferiores hacia la parte superior en cuatro pasos, el diseño plantea el uso de doce tubos en un arreglo de tres columnas por cuatro filas).

Se propone una temperatura de entrada del fluido interno (aceite térmico) en el generador de 140 °C y a una presión de entrada de 2.5 bar ya que el fluido se pasa por una bomba antes de entrar al generador. Este fluido, que transporta el calor internamente en el generador es aceite térmico mobiltherm 603 (ver sus propiedades en el apéndice A).

Los tubos horizontales en el generador son de 90 centímetros de largo y tienen un diámetro nominal exterior de 19.05 milímetros (3/4"), hechos de acero al carbón cédula 40, con los datos anteriores, Llamas (2004) obtiene un flujo másico de

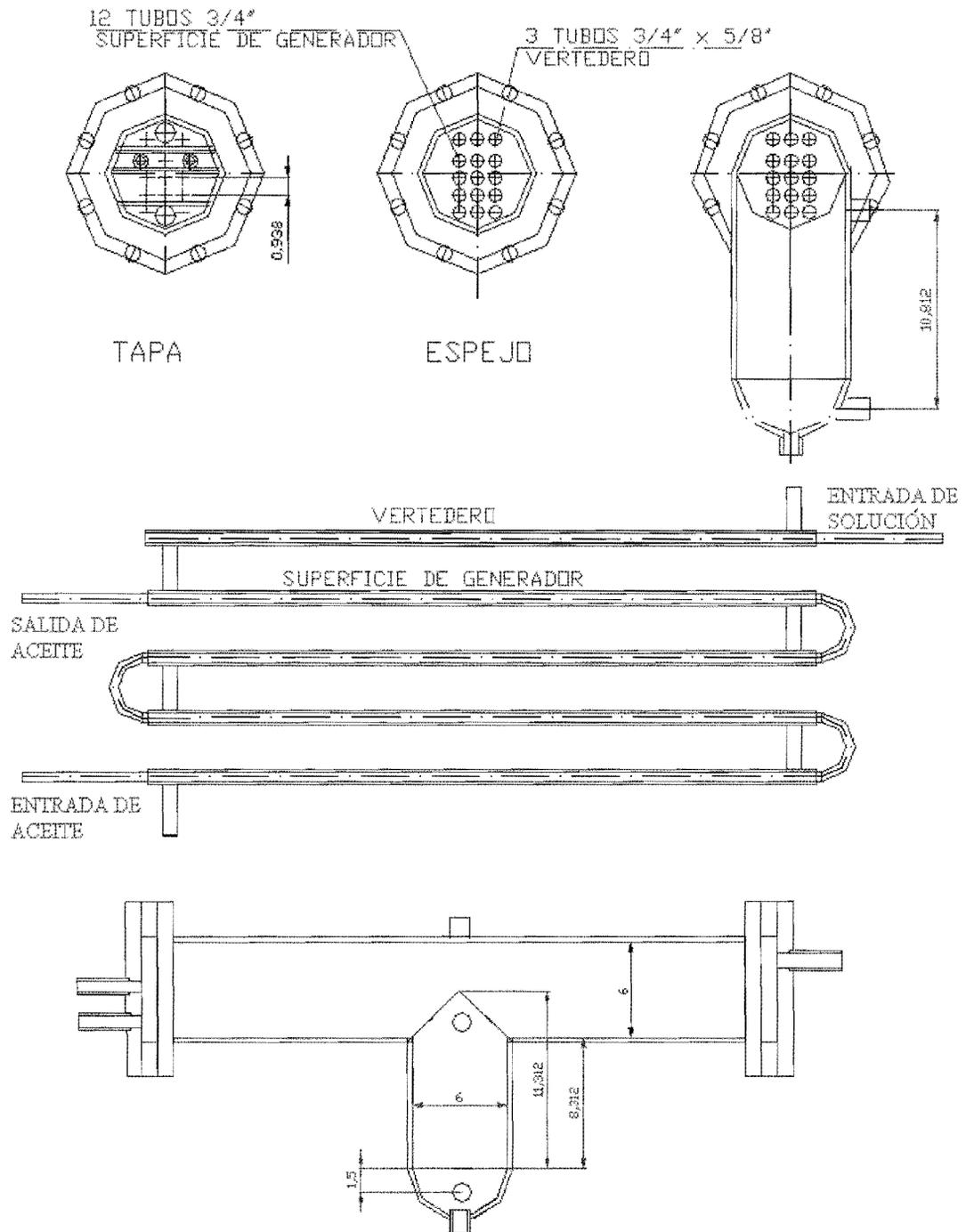
entrada al generador para el aceite térmico de 0.8405 kg/s el cual se reparte en tres tubos en la parte baja del generador, y es enviado al siguiente paso a los tres tubos superiores y así sucesivamente, hasta salir por los tres tubos en la parte de arriba del generador (primera fila). Por otro lado obtiene un flujo másico de entrada al generador para la solución de 0.05524 kg/s el cual también se reparte en tres distribuidores con una temperatura de entrada de 85.43 °C y una concentración de 0.4761 kg NH₃/kg solución.

En base a los datos de diseño presentados por Llamas (2004), se manufacturó un prototipo, cuya geometría se utilizará en la simulación.

Los valores utilizados en la simulación para una columna, es decir, para los cuatro tubos inferiores al vertedero, a las condiciones de diseño se muestran en la tabla 4.1.2 (si no se especifica que alguna condición cambia, para el resto de la simulación se utilizan estos valores).

Tabla 4.1.2 Valores utilizados en la simulación para una sola columna.

Datos del generador	
Presión	15.56 bar
Tubos	
Número de tubos	4
Longitud	0.9 m
Diámetro exterior	19.05 mm
Diámetro interior	16.75 mm
Rugosidad interna	1×10^{-6} m
Material	acero al carbón cédula 40
Conductividad del acero al carbón	45 W/m K
Datos de la solución	
Fluido externo: mezcla nitrato de litio – amoniaco	
Temperatura de entrada	85.43 °C (entra como líquido subenfriado)
Flujo másico de entrada	0.1841 kg/s
Concentración a la entrada	0.4761 kg amoniaco/kg solución
Coefficiente de transferencia de calor por convección	1000 W/m ² K (supuesto)
Datos del aceite térmico	
Fluido interno: Aceite térmico mobiltherm 603	
Temperatura de entrada	140 °C
Flujo másico de entrada	0.2812 kg/s
Presión de entrada	2.5 bar



GENERADOR 10 kW

Figura 4.1.1. Diseño del generador de película descendente.

Por otra parte, El COP de sistema de refrigeración por absorción se define como:

$$COP = \frac{\text{salida deseada}}{\text{entrada requerida}} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{gen} + \dot{W}_{bomba}} \approx \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{gen}} \quad (4.1.1)$$

donde \dot{Q}_{evap} es el flujo de calor que se retira de la cámara de refrigeración ó el efecto de enfriamiento, \dot{Q}_{gen} es el flujo de calor que se debe proporcionar al generador y \dot{W}_{bomba} es el trabajo de la bomba el cual resulta despreciable.

El flujo de calor que se retira de la cámara de refrigeración \dot{Q}_{evap} se calcula de la siguiente manera:

- Fijar la temperatura del evaporador (para nuestro caso $T_{evap} = 0^\circ C$).
- Suponer que la válvula de expansión es isoentálpica y que a la entrada de la misma tenemos líquido saturado, así tenemos:

$$h_{out, valv} = h_{in, valv} = h_{l, sat}(p_{gen}) \quad (4.1.2)$$

- y la calidad a la entrada del evaporador sería:

$$x_{g, in, evap} = \frac{h_{out, valv} - h_{l, sat}(T_{sat} = 0^\circ C)}{h_{fg}(T_{sat} = 0^\circ C)} \quad (4.1.3)$$

por lo tanto:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{NH_3} (1 - x_{g, in, evap}) h_{fg}(T_{sat} = 0^\circ C) \quad (4.1.4)$$

El \dot{Q}_{gen} y el \dot{m}_{NH_3} se obtienen en la subrutina para la mezcla y la entalpía del líquido saturado y el calor de cambio de fase ($h_{l, sat}$ y h_{fg}) del amoníaco son evaluadas a partir de las propiedades del amoníaco puro obtenidas del programa REFPROP v.7.0.

En base a lo propuesto por Llamas (2004), la figura 4.1.2 muestra como quedan divididos los volúmenes de control para una columna formada de cuatro tubos horizontales. Como se puede observar, los volúmenes de control para el fluido interno y pared se toman como un tubo continuo, mientras que los volúmenes de control para la solución que se encuentra en el exterior de los tubos esta dividida en forma de matriz donde el primer número representa la posición en que se encuentra el tubo (la última fila del tubo esta representado como el tubo uno, la penúltima fila como el segundo y así sucesivamente hasta llegar al primer tubo) y cada tubo se encuentra dividido en tantos volúmenes de control como se quiera (en la figura 4.1.2 se pueden observar a modo de ejemplo 10 volúmenes de control por tubo).

4.2 Análisis de diferentes aspectos numéricos

El objetivo de este punto es analizar la influencia de los parámetros numéricos utilizados en el modelo, usando diferente número de volúmenes de control (intensificación de malla) y el grado de convergencia requerida para finalizar las iteraciones.

4.2.1 Intensificación de malla

El objetivo es comparar los valores obtenidos cuando el número de volúmenes de control se incrementa hasta alcanzar una solución independiente de la malla

utilizada. Los resultados se muestran en la tabla 4.2.1.1, donde se presentan el coeficiente de transferencia de calor por convección interno ($\alpha_{prom,AT}$), la temperatura a la salida del aceite térmico ($T_{out,AT}$), la temperatura a la salida en la mezcla ($T_{out,sol}$), la concentración a la salida en la mezcla ($X_{out,sol}$), el flujo de vapor de amoniacos que se genera (m_{NH_3}), el flujo de calor total en el evaporador (\dot{Q}_{evap}), el flujo de calor total en el generador (\dot{Q}_{gen}) y el coeficiente de operación (COP) del sistema de refrigeración.

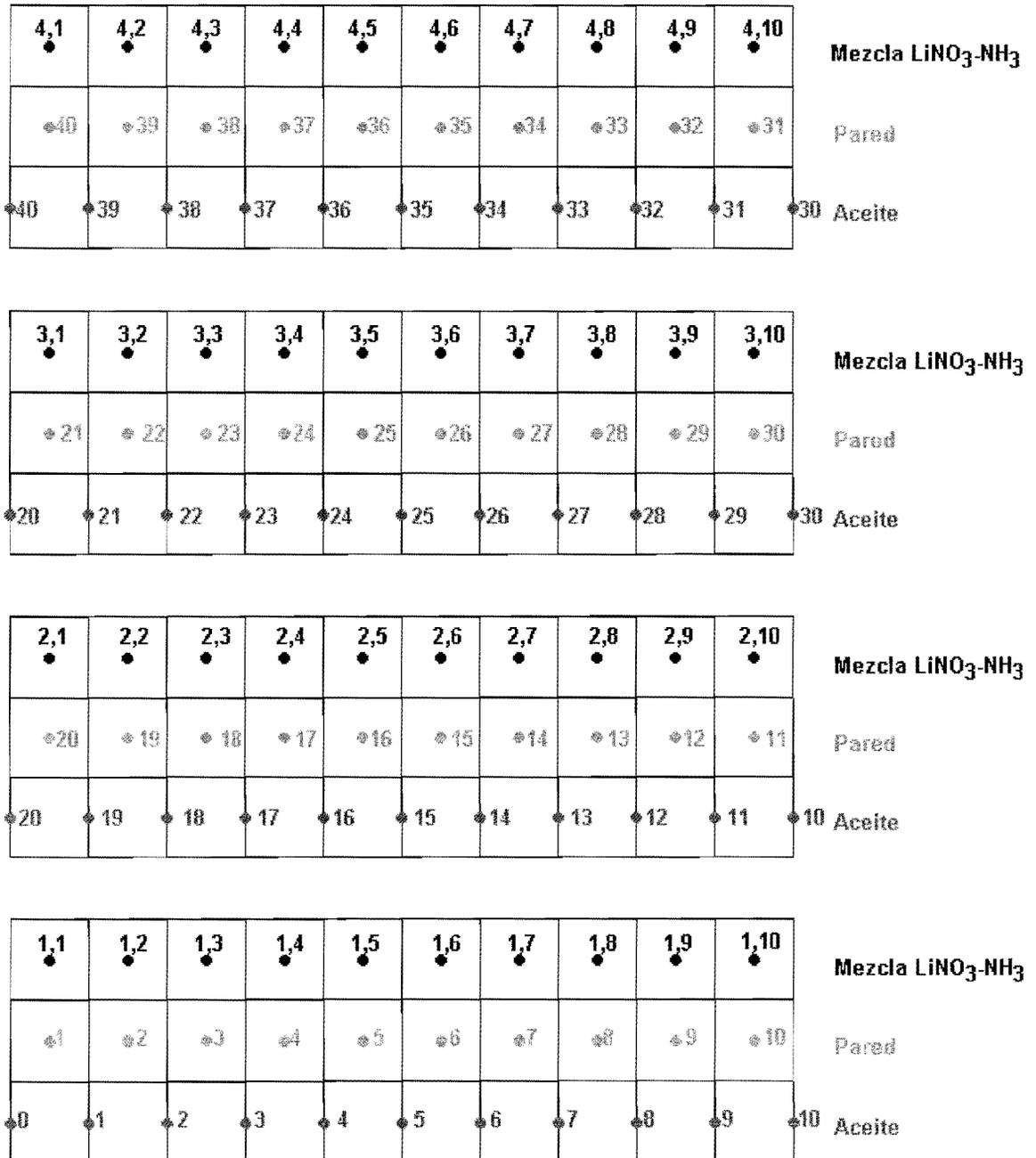


Figura 4.1.2 Discretización para una columna formada de cuatro tubos horizontales

Tabla 4.2.1.1. Resultados numéricos derivados de la simulación obtenida para diferente número de volúmenes de control (la diferencia en porcentaje con respecto a la solución de referencia se da entre paréntesis)

$\delta = 10^{-4}$

n	$\alpha_{prom,AT}$ [W/m ² K]	$T_{out,AT}$ [°C]	$T_{out,sol}$ [°C]	$X_{out,sol}$ [$\frac{kg NH_3}{kg solución}$]	\dot{m}_{NH_3} generado [kg/s]	Q_{evap} [W]	Q_{gen} [W]	COP	tcpu*
10	1519.00 (0.08)	132.39 (0.11)	110.73 (0.02)	0.3852 (0.02)	0.002724 (0.07)	2918.45 (0.06)	4804.18 (1.84)	0.6075 (1.74)	1.00
20	1519.59 (0.04)	132.46 (0.05)	110.72 (0.01)	0.3852 (0.01)	0.002723 (0.04)	2917.57 (0.03)	4760.70 (0.92)	0.6128 (0.88)	1.60
50	1520.39 (0.01)	132.51 (0.02)	110.72 (0.01)	0.3852 (0.01)	0.002722 (0.00)	2917.25 (0.02)	4734.85 (0.37)	0.6161 (0.35)	3.60
100	1520.38 (0.01)	132.52 (0.01)	110.71 (0.00)	0.3852 (0.00)	0.002722 (0.00)	2916.98 (0.01)	4725.93 (0.18)	0.6172 (0.17)	7.20
200	1520.28 (0.01)	132.53 (0.00)	110.71 (0.00)	0.3852 (0.00)	0.002722 (0.00)	2916.79 (0.01)	4721.38 (0.08)	0.6178 (0.08)	14.00
500	1520.22 (0.00)	132.53 (0.00)	110.71 (0.00)	0.3852 (0.00)	0.002722 (0.00)	2916.66 (0.00)	4718.67 (0.03)	0.6181 (0.02)	36.80
1000	1520.20 (0.00)	132.53 (0.00)	110.71 (0.00)	0.3852 (0.00)	0.002722 (0.00)	2916.63 (0.00)	4717.76 (0.01)	0.6182 (0.01)	74.20
2000	1520.18	132.53	110.71	0.3852	0.002722	2916.56	4717.39	0.6183	151.60

El valor de referencia es obtenido utilizando una malla muy densa (n=2000), tcpu: tiempo del CPU adimensionalizado.

* tcpu = (tiempo total de la simulación)/(tiempo total del caso n=10).

La tabla 4.1.1.1 muestra una solución asintótica cuando el número de volúmenes de control se incrementa suficientemente. Para alcanzar una solución numérica independiente de la malla el programa requiere de 200 volúmenes de control para alcanzar un error relativo muy pequeño (por debajo del 0.1%) en las variables presentadas. La importancia de este estudio se fundamenta en que permite observar el número mínimo de volúmenes de control necesario para alcanzar un error mínimo en los resultados numéricos, optimizando el tiempo de CPU (de utilizar 2000 volúmenes de control a utilizar 200 se reduce más de 10 veces el tiempo del cpu). Esto es de gran importancia para la aplicación de este método en componentes complejos del sistema de refrigeración, cuyo tiempo de cálculo representa una variable importante a controlar o en el caso de una solución transitoria de los mismos. De aquí en adelante se utilizará para el análisis 200 volúmenes de control en las simulaciones.

4.2.2 Grado de convergencia

El objetivo de este punto es analizar la influencia de la tasa de convergencia a utilizar en el programa (ver sección 3.1.3.3.1 criterio de convergencia). La tabla 4.2.2.1 muestra los resultados obtenidos en términos de la precisión requerida al finalizar las iteraciones (δ). La situación analizada parte de las condiciones mencionadas en la tabla 4.1.2 tomando ahora el número de volúmenes de control = 200.

Tabla 4.2.2.1. Resultados numéricos derivados de la simulación obtenida para diferentes valores de la tasa de convergencia (la diferencia en porcentaje con respecto a la solución de referencia se da entre paréntesis)

n = 200;

δ	$U_{prom,AT}$ [W/m ² K]	$T_{out,AT}$ [°C]	$T_{out,sol}$ [°C]	$X_{out,sol}$ [$\frac{kg NH_3}{kg solución}$]	\dot{m}_{NH_3} generado [kg/s]	\dot{Q}_{evap} [W]	\dot{Q}_{gen} [W]	COP	tcpu*
1×10^{-1}	1527.51 (0.49)	133.58 (0.80)	122.08 (10.31)	0.3503 (9.10)	0.003566 (31.15)	3821.42 (31.16)	4062.43 (14.08)	0.9407 (52.66)	1.00
1×10^{-2}	1530.86 (0.71)	133.65 (0.86)	113.31 (2.39)	0.3770 (2.17)	0.002930 (7.76)	3139.50 (7.76)	4015.16 (15.08)	0.7819 (26.90)	1.50
1×10^{-3}	1521.30 (0.09)	132.63 (0.09)	110.93 (0.23)	0.3845 (0.21)	0.002740 (0.77)	2935.73 (0.76)	4657.39 (1.50)	0.6303 (2.30)	4.10
1×10^{-4}	1520.28 (0.02)	132.53 (0.01)	110.71 (0.03)	0.3852 (0.03)	0.002722 (0.11)	2916.79 (0.11)	4721.38 (0.15)	0.6178 (0.26)	7.20
1×10^{-5}	1520.02 (0.00)	132.52 (0.00)	110.68 (0.00)	0.3853 (0.00)	0.002719 (0.00)	2913.71 (0.01)	4727.58 (0.01)	0.6163 (0.02)	12.10
1×10^{-6}	1520.01 (0.00)	132.52 (0.00)	110.67 (0.00)	0.3853 (0.00)	0.002719 (0.00)	2913.47 (0.00)	4728.20 (0.00)	0.6162 (0.00)	17.40
1×10^{-7}	1520.00 (0.00)	132.52 (0.00)	110.67 (0.00)	0.3853 (0.00)	0.002719 (0.00)	2913.45 (0.00)	4728.26 (0.00)	0.6162 (0.00)	23.50
1×10^{-8}	1520.00	132.52	110.67	0.3853	0.002719	2913.45	4728.27	0.6162	30.70

El valor de referencia es obtenido utilizando un grado de convergencia muy alto ($\delta=1 \times 10^{-8}$), tcpu: tiempo del CPU adimensionalizado.

* tcpu = (tiempo total de la simulación)/(tiempo total del caso ($\delta=1 \times 10^{-1}$)).

La tabla muestra errores grandes en la solución cuando el grado de convergencia es pequeño ($1 \times 10^{-1} < \delta < 1 \times 10^{-3}$) principalmente para el COP. Cuando se incrementa suficientemente ($\delta > 1 \times 10^{-5}$) la solución es asintótica. Para alcanzar una solución numérica independiente del grado de convergencia el programa requiere de una precisión de 1×10^{-5} para alcanzar un error relativo muy insignificante (por debajo del 0.02%) en las variables presentadas. La importancia de este estudio se fundamenta en que permite tener las mínimas iteraciones necesarias para alcanzar un error mínimo en los resultados numéricos, y consecuentemente con menor tiempo de CPU (de $\delta = 1 \times 10^{-8}$ a $\delta = 1 \times 10^{-5}$ se reduce aproximadamente 2.5 veces el tiempo del cpu) El programa ofrece resultados bastante precisos utilizando una tasa de convergencia de 1×10^{-5} , valor que se utilizará en adelante en los valores presentados.

Las tablas 4.2.1.1 y 4.2.2.1 nos muestran el tiempo de CPU adimensionalizado con respecto al caso n = 10 y $\delta = 0.1$ respectivamente, lo que nos puede dar una idea del incremento en el tiempo de cálculo al incrementarse el número de volúmenes de control y ampliarse el criterio de convergencia o precisión. También muestran una buena precisión de los resultados utilizando 200 de volúmenes de control y una precisión requerida para finalizar las iteraciones de 1×10^{-5} , con estos parámetros numéricos y con las condiciones de entrada del sistema se obtienen las gráficas (figuras 4.2.2.1, 4.2.2.2, 4.2.2.3 y 4.2.2.4) donde se muestra el comportamiento de la temperatura, la concentración, el flujo de amoníaco generado y la variación de las temperaturas en película descendente, en la pared del tubo y en el aceite térmico. En general se han encontrado soluciones independientes de la malla, con n = 200 y $\delta = 1 \times 10^{-5}$.

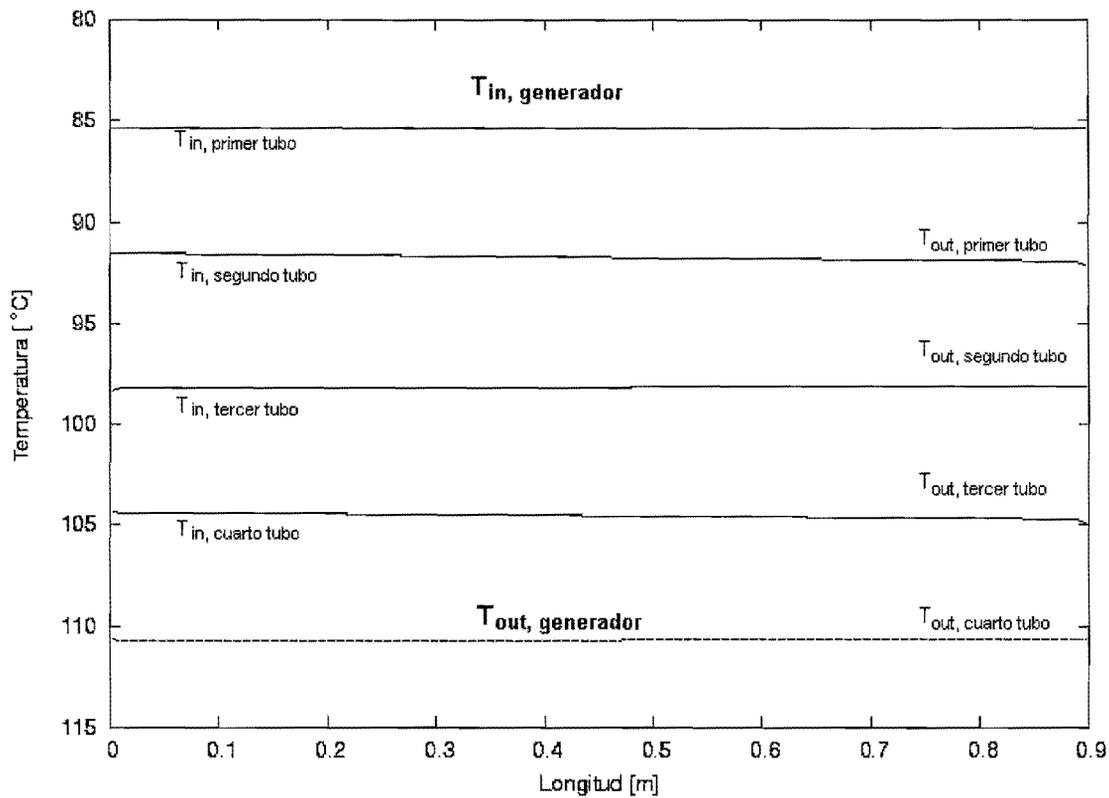


Figura 4.2.2.1. Variación de la temperatura en la solución para el exterior de los tubos ($n = 200$ y $\delta = 1 \times 10^{-5}$).

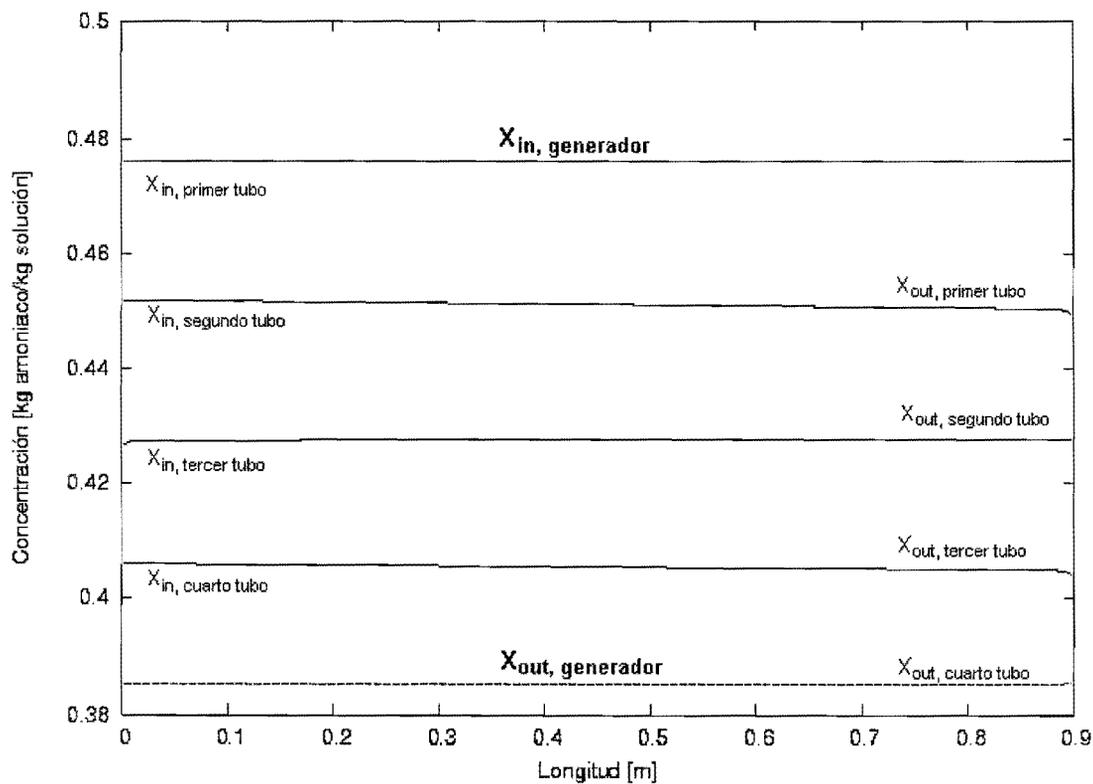


Figura 4.2.2.2. Variación de la concentración en la solución para el exterior de los tubos ($n = 200$ y $\delta = 1 \times 10^{-5}$).

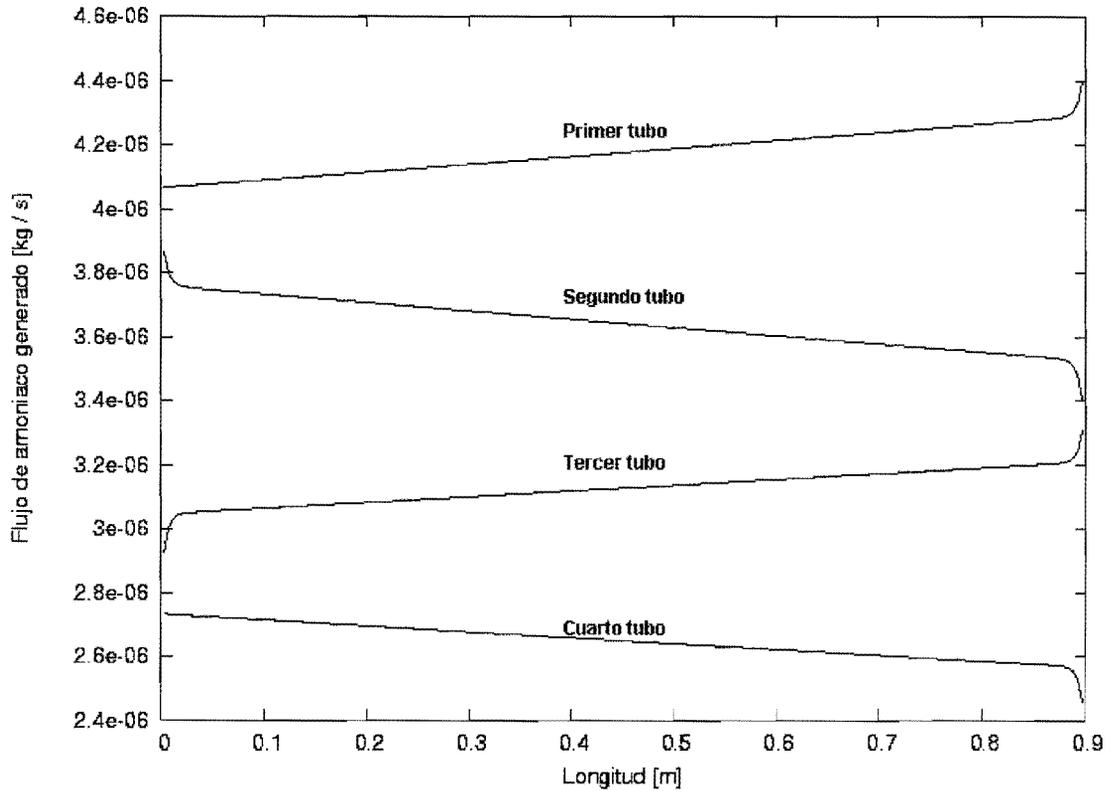
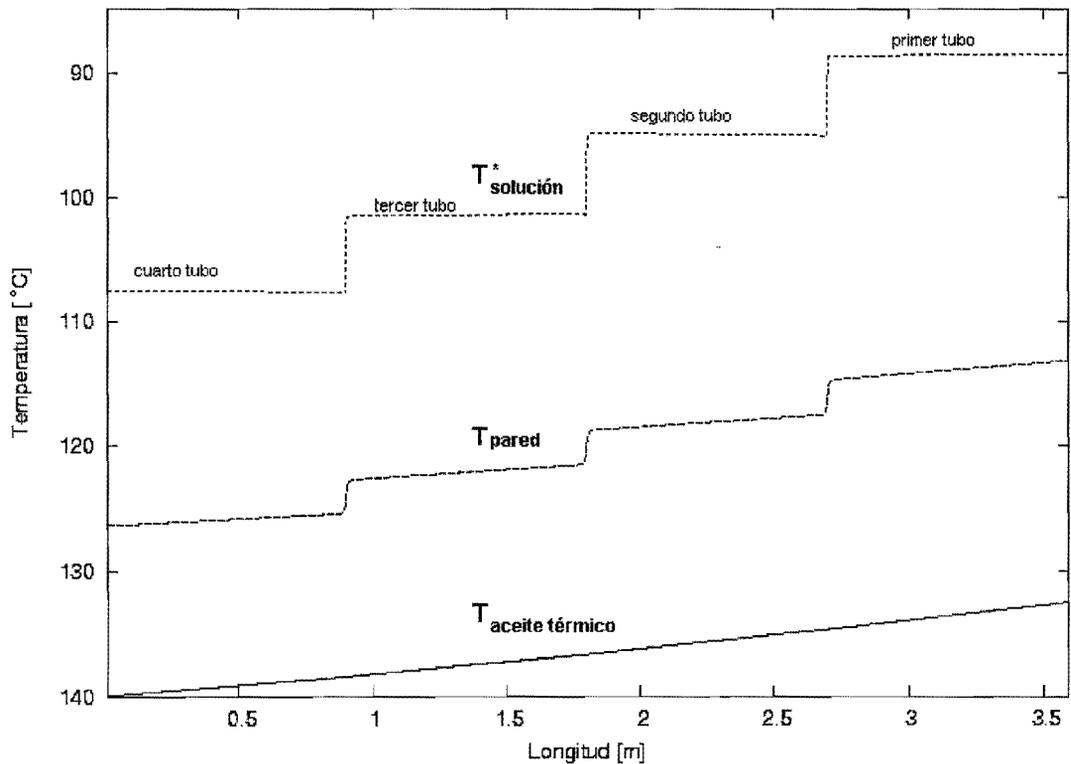


Figura 4.2.2.3. Variación del flujo de amoniaco generado en la solución para el exterior de los tubos ($n = 200$ y $\delta = 1 \times 10^{-5}$).



* Promedio aritmético entre temperatura de entrada y temperatura de salida de cada tubo

Figura 4.2.2.4. Variación de las temperaturas en la mezcla, en la pared y en el aceite térmico en los tubos ($n = 200$ y $\delta = 1 \times 10^{-5}$).

Como se puede observar en las figuras 4.2.2.1 y 4.2.2.2 la temperatura y la concentración a la entrada es igual en todos los puntos, ya que es la temperatura y concentración a la cual la solución se distribuye en todos los volúmenes de control del primer tubo. Las temperaturas y concentraciones en la parte media y en la salida varían muy poco de un extremo al otro en cada tubo. La poca variación de temperatura se debe a que el calor que absorbe la solución se transfiere a la generación de vapor amoníaco como se puede ver en la figura 4.2.2.3, en donde se puede observar que la variación en los valores de un extremo al otro extremo del tubo es mayor, por ejemplo, en el cuarto tubo, el flujo de vapor de amoníaco generado es mayor en la parte izquierda de la gráfica ya que por esta parte entra el aceite más caliente, y va disminuyendo el flujo de vapor de amoníaco conforme se llega al otro extremo ya que la transferencia de calor es menor (salida de aceite del cuarto tubo).

En la figura 4.2.2.4 se presentan las diferentes temperaturas que se tienen en el aceite térmico, en la pared del tubo y en la solución. En la parte izquierda se ve como la temperatura de entrada de aceite térmico es de 140 °C y va disminuyendo hasta aproximadamente 133 °C a la salida del generador donde el aceite recorrió los cuatro tubos (3.6 m). La temperatura en la pared del tubo se nota claramente la diferencia entre la posición que ocupa un tubo y otro, pero en los extremos de cada tubo se llega a notar la continuación en la línea de aceite que físicamente existe entre ambos tubos, lo cual se ve reflejado en los extremos de las temperaturas promedio (promedio entre entrada y salida de cada volumen de control) de la solución.

4.3 Estudio paramétrico en la película descendente

4.3.1 Influencia del coeficiente local de transferencia de calor por convección externo

Este estudio se lleva a cabo, debido a que en la literatura no se encuentra disponible una correlación que describa el comportamiento del coeficiente de transferencia de calor por convección para la solución nitrato de litio – amoníaco, en el generador de película descendente en tubos horizontales. Por lo tanto, se suponen varios valores del coeficiente promedio de transferencia de calor para ver la influencia que tiene sobre el desempeño del generador.

En la tabla 4.3.1.1 se observan los cambios del coeficiente local promedio de transferencia de calor por convección interno ($\alpha_{prom,AT}$), la temperatura a la salida del aceite térmico ($T_{out,AT}$), la temperatura a la salida en la mezcla ($T_{out,sol}$), la concentración a la salida en la mezcla ($X_{out,sol}$), el flujo de vapor de amoníaco generado (m_{NH_3}), el flujo de calor total en el evaporador (Q_{evap}), el flujo de calor total en el generador (Q_{gen}) y el coeficiente de operación del sistema de refrigeración (COP) en función del coeficiente local promedio de transferencia de calor por convección externo ($\alpha_{prom,sol}$). Cuando el coeficiente global de transferencia de calor por convección externo crece, $\alpha_{prom,AT}$, $T_{out,AT}$, $X_{out,sol}$ y el COP disminuyen, mientras que $T_{out,sol}$, m_{NH_3} , Q_{evap} y Q_{gen} aumentan.

Tabla 4.3.1.1. Resultados numéricos derivados por la simulación obtenida para diferentes valores promedio del coeficiente local de transferencia de calor por convección externo.

$n = 200;$ $\delta = 1 \times 10^{-5}$

$\alpha_{prom,sol}$ [W/m ² K]	$\alpha_{prom,AT}$ [W/m ² K]	$T_{out,AT}$ [°C]	$T_{out,sol}$ [°C]	$X_{out,sol}$ [$\frac{kg NH_3}{kg solución}$]	m_{NH_3} generado [kg/s]	Q_{evap} [W]	Q_{gen} [W]	COP
400	1540.74	135.28	100.23	0.4202	0.001775	1901.64	2991.55	0.6357
600	1531.14	134.04	104.72	0.4049	0.002204	2361.78	3767.72	0.6268
800	1524.64	133.17	108.08	0.3937	0.002502	2681.05	4318.35	0.6209
1000	1520.02	132.52	110.68	0.3853	0.002719	2913.71	4727.58	0.6163
1200	1516.60	132.02	112.73	0.3788	0.002884	3090.09	5041.92	0.6129
1400	1514.01	131.62	114.38	0.3736	0.003012	3227.85	5290.15	0.6102
1600	1511.99	131.30	115.74	0.3694	0.003115	3338.30	5490.72	0.6080
1700	1511.14	131.16	116.34	0.3676	0.00316	3385.70	5576.93	0.6071

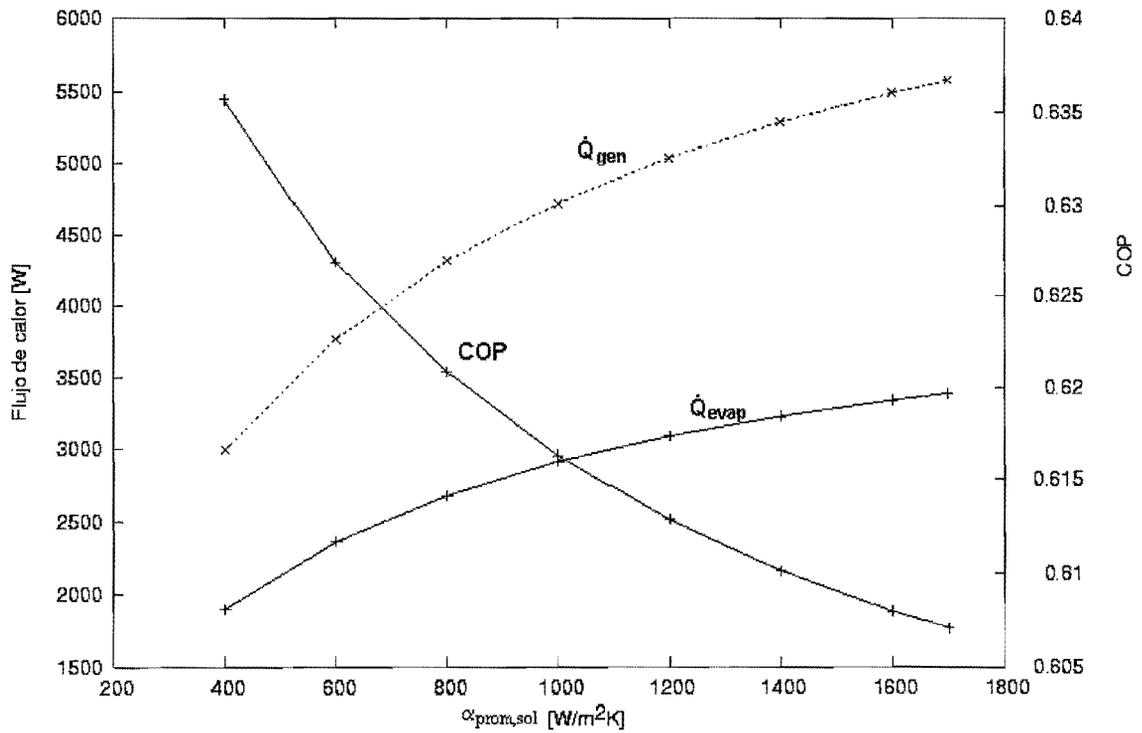


Figura 4.3.1.1 Comportamiento del flujo de calor en el evaporador, el flujo de calor en el generador y el COP al variar el coeficiente de transferencia de calor promedio.

En la figura 4.3.1.1 se presenta el comportamiento del flujo de calor en el evaporador, el flujo de calor en el generador y el COP. Como se puede observar el cambio en la potencia frigorífica (\dot{Q}_{evap}) tiene una tendencia a aumentar cuando el coeficiente de transferencia de calor aumenta, ya que se genera más amoníaco, pero el cambio es menor en comparación con el flujo de calor suministrado al generador (\dot{Q}_{gen}). Con esto, el cambio en el coeficiente de operación del sistema de refrigeración tiende a disminuir.

Además, el coeficiente de transferencia de calor afecta directamente a las temperaturas de la salida de los tubos, a la concentración y al flujo de amoníaco generado, por ejemplo, al disminuir el valor del coeficiente de transferencia de calor de $1000 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ a $600 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, la temperatura a la salida tiene una disminución de $110.5 \text{ }^\circ\text{C}$ a $104.5 \text{ }^\circ\text{C}$ (figura 4.3.1.2), la concentración de salida tiene un aumento de 0.38 a 0.40 (figura 4.3.1.3) y el flujo de amoníaco generado disminuye aproximadamente un tercio cuando el coeficiente de transferencia de calor pasa de $1000 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ a $600 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ (figura 4.3.1.4).

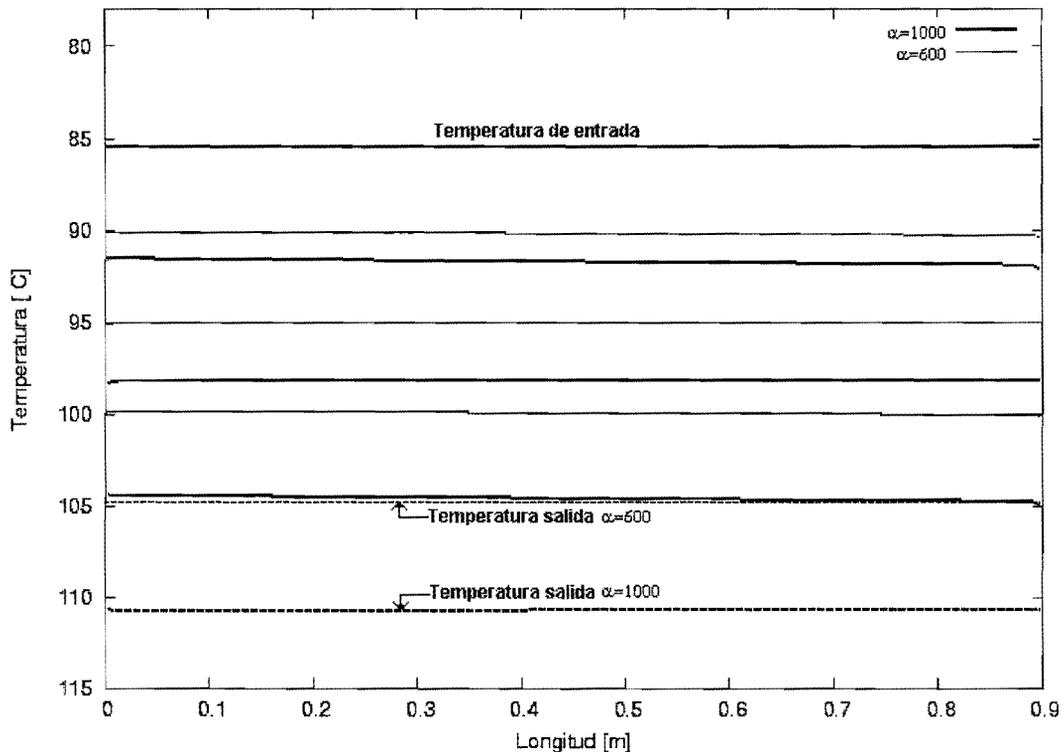


Figura 4.3.1.2. Influencia del coeficiente de transferencia de calor en la temperatura de la solución para el exterior de los tubos.

También, al variar el coeficiente de transferencia de calor, se puede percibir un cambio en temperatura de la pared del tubo y en la temperatura del aceite térmico, como se puede observar en la figura 4.3.1.5, a un valor más pequeño del coeficiente de transferencia de calor (en la gráfica mostrada, de $1000 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ a $600 \text{ W/m}^2 \text{ K}$), la temperatura en la pared es mayor (en la temperatura al final del tubo, de $112 \text{ }^\circ\text{C}$ para $\alpha = 1000 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ a $119 \text{ }^\circ\text{C}$ para $\alpha = 600 \text{ W/m}^2 \text{ K}$) y la temperatura del aceite térmico también es mayor ($T_{\text{out,AT}} = 133 \text{ }^\circ\text{C}$ para $\alpha = 1000 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ y $T_{\text{out,AT}} = 135 \text{ }^\circ\text{C}$ para $\alpha = 600 \text{ W/m}^2 \text{ K}$).

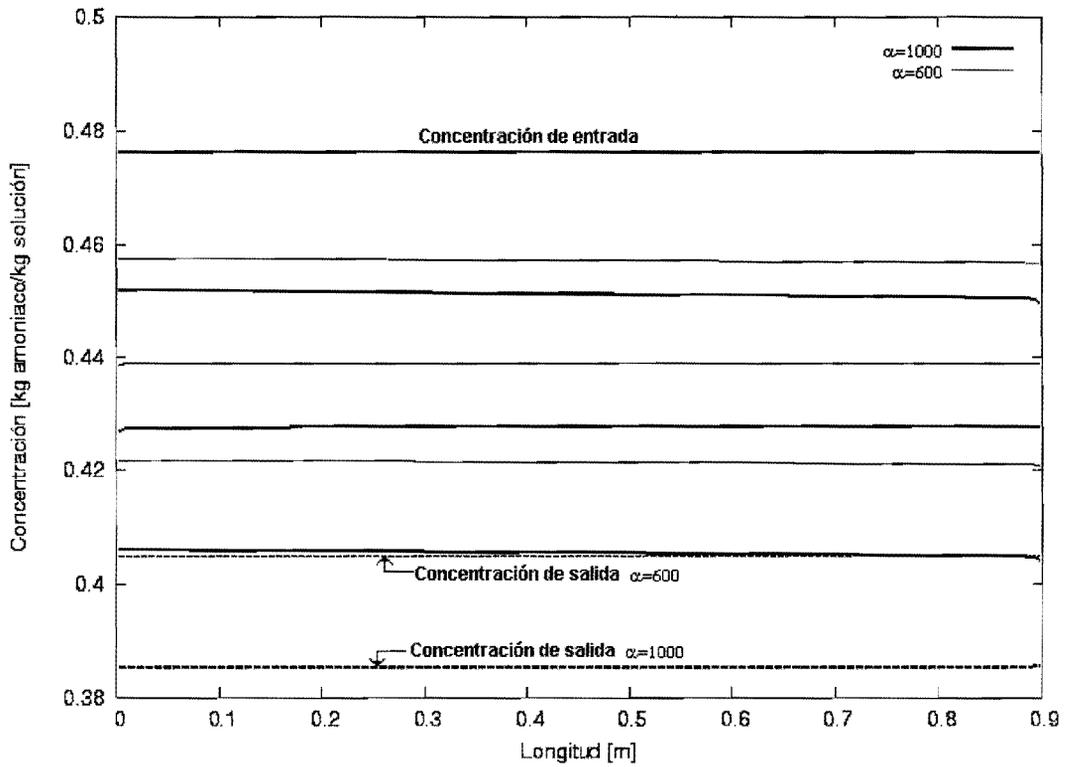


Figura 4.3.1.3. Influencia del coeficiente de transferencia de calor en la concentración de la solución.

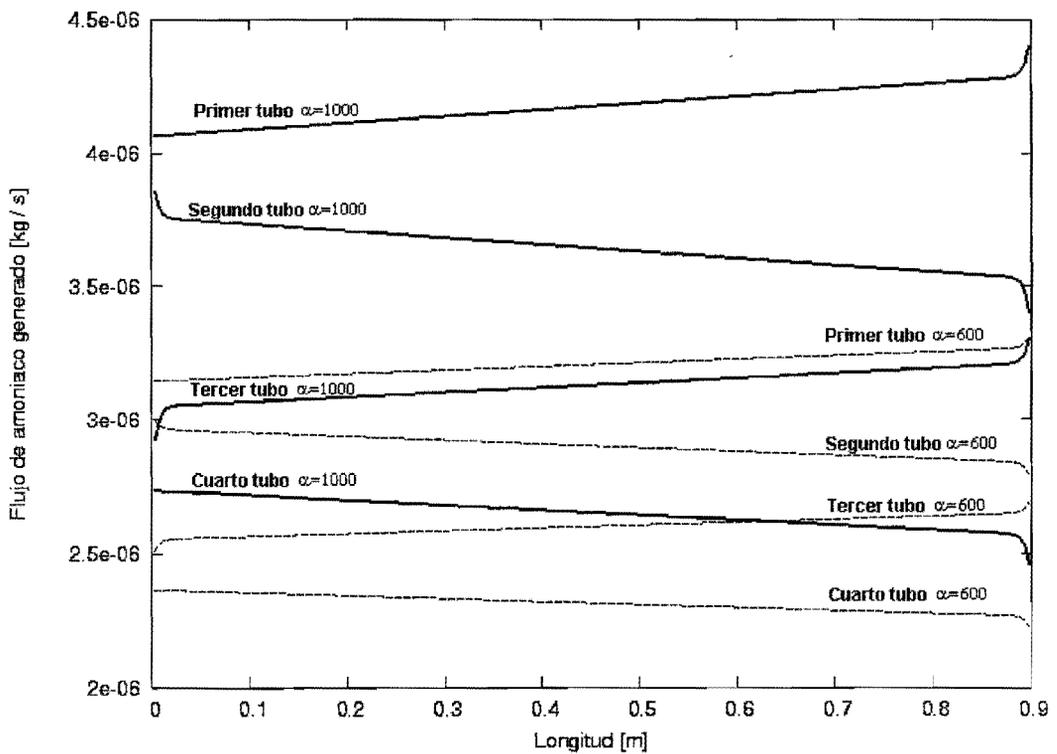


Figura 4.3.1.4. Influencia del coeficiente de transferencia de calor en el flujo de amoniacado generado para cada tubo.

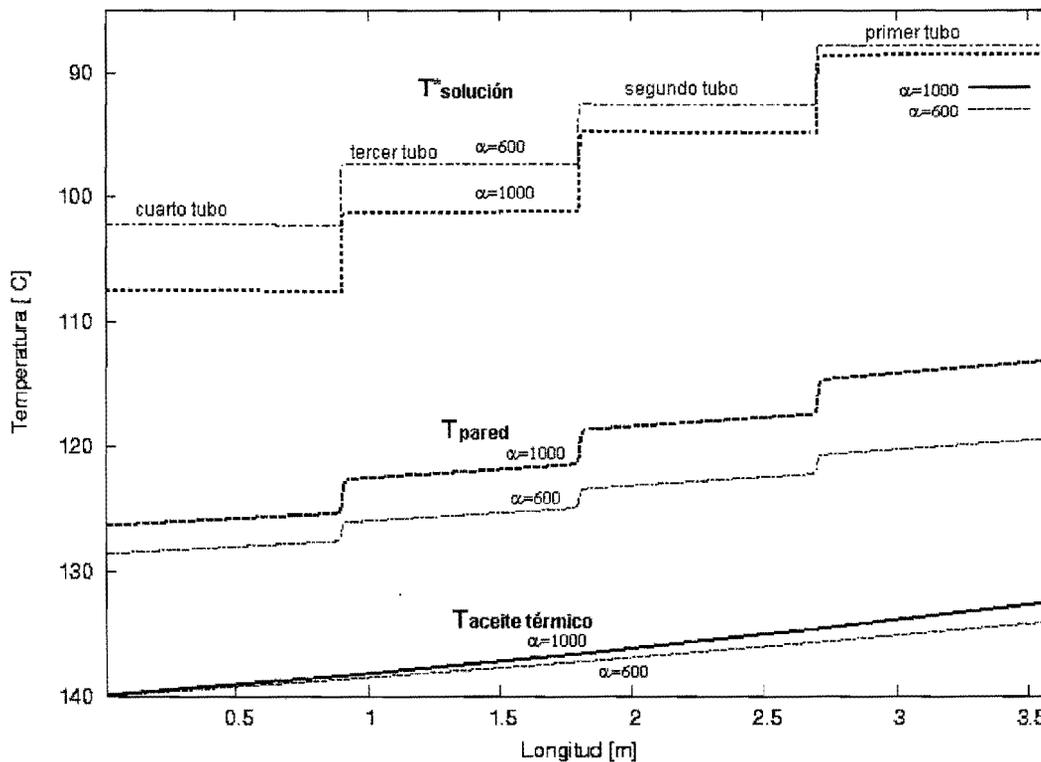


Figura 4.3.1.5. Influencia del coeficiente de transferencia de calor en las temperaturas en la solución, en la pared del tubo y en el aceite térmico.

De la tabla 4.3.1.1, cuando el coeficiente de transferencia de calor por convección tiene un valor de $1000 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ la potencia frigorífica es de 2913.71 W y el calor suministrado al generador es de 4727.58 W , cuando el coeficiente de transferencia de calor pasa a $600 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, la potencia frigorífica y el calor suministrado al generador se reduce aproximadamente un 18% y un 20% respectivamente.

Como se puede ver en los valores obtenidos en la tabla 4.3.1.1 y figuras 4.3.1.2, 4.3.1.3, 4.3.1.4 y 4.3.1.5 el coeficiente de transferencia de calor es un parámetro que se debe evaluar con mucha precisión, ya que su influencia es importante en las potencias obtenidas del sistema, y probablemente se tenga que desarrollar una correlación empírica debido a que no hay en la literatura una que se adapte a nuestro caso.

4.3.2 Análisis de la variación del coeficiente de transferencia de calor en cada fila de tubos horizontales

La relación entre el coeficiente promedio de transferencia de calor debe de ser analíticamente correlacionada con el primer tubo. El coeficiente de transferencia de calor promedio para la columna de tubos compuesta de N tubos horizontales es definido como el promedio de la suma de todos los coeficientes de transferencia de calor promedio para cada tubo en los N tubos individuales; esto es:

$$\bar{\alpha}_{columna} = \frac{\bar{\alpha}_1 + \bar{\alpha}_2 + \dots + \bar{\alpha}_N}{ny} \quad (4.3.2.1)$$

donde n_y es el número de tubos.

Aquí debe ser enfatizado que el coeficiente de transferencia de calor promedio de cada tubo individual es evaluado en base a la temperatura de entrada de la solución. En función de evaluar el coeficiente de transferencia de calor promedio de la columna como función del coeficiente promedio de transferencia de calor en el primer tubo. Kern (1950) presenta las siguientes relaciones para una columna de “ n_y ” tubos puestos horizontalmente.

$$\frac{\bar{\alpha}_i}{\bar{\alpha}_1} = i^{\frac{5}{6}} - (i-1)^{\frac{5}{6}} \quad (4.3.2.2)$$

ó

$$\frac{\bar{\alpha}_{n_y}}{\bar{\alpha}_1} = n_y^{-\frac{1}{6}} \quad (4.3.2.3)$$

Tabla 4.3.2.1. Resultados numéricos derivados por la simulación obtenida para diferentes valores del coeficiente local de transferencia de calor promedio por convección externo para el primer tubo.

$n = 200;$ $\delta = 1 \times 10^{-6}$

$\alpha_{\text{primer tubo en mezcla}} [W/m^2 K]$	$\alpha_{\text{prom,AT}} [W/m^2 K]$	$T_{\text{out,AT}} [^{\circ}C]$	$T_{\text{out,sol}} [^{\circ}C]$	$\frac{X_{\text{out,sol}}}{[kg \text{ NH}_3 / kg \text{ solución}]}$	$m_{\text{NH}_3} \text{ generado} [kg/s]$	$\dot{Q}_{\text{evap}} [W]$	$\dot{Q}_{\text{gen}} [W]$	COP
400	1539.34	135.17	97.15	0.4311	0.001455	1559.471	3057.515	0.5100
600	1528.76	133.87	100.77	0.4183	0.001829	1959.696	3878.190	0.5053
800	1521.32	132.92	103.53	0.4089	0.002095	2244.487	4471.872	0.5019
1000	1515.86	132.21	105.69	0.4016	0.002292	2456.506	4918.661	0.4994
1200	1511.72	131.66	107.42	0.3959	0.002445	2620.085	5265.885	0.4976
1400	1508.49	131.22	108.84	0.3913	0.002566	2750.121	5542.303	0.4962
1600	1505.89	130.86	110.01	0.3875	0.002665	2855.512	5768.162	0.4950
1800	1503.78	130.56	111.01	0.3843	0.002746	2942.735	5955.503	0.4941
2000	1502.03	130.31	111.86	0.3816	0.002815	3016.127	6112.759	0.4934
2200	1500.55	130.09	112.59	0.3792	0.002873	3078.563	6247.520	0.4928
2300	1499.91	130.00	112.92	0.3782	0.002899	3106.482	6307.377	0.4925

En base a lo anterior, es necesario correr el programa de simulación suponiendo

ahora el coeficiente de transferencia de calor en el primer tubo. Los datos son presentados en la tabla 4.3.2.1, donde se observa que los diferentes parámetros presentados son menores en comparación con los resultados obtenidos cuando se propuso un coeficiente de transferencia de calor externo promedio en el generador, pero se comportan de la misma forma, es decir, cuando el coeficiente de transferencia de calor por convección externo crece, $\alpha_{prom,AT}$, $T_{out,AT}$, $X_{out,sol}$ y el COP disminuyen, mientras que $T_{out,sol}$, \dot{m}_{NH_3} , \dot{Q}_{evap} y \dot{Q}_{gen} aumentan.

Comparando la tabla 4.3.2.1 contra la tabla 4.3.1.1 se observa una disminución en los valores del flujo de vapor de amoníaco generado, como el flujo de amoníaco generado es menor, la potencia frigorífica de la cámara de refrigeración es menor y con esto el COP disminuye considerablemente figura 4.3.2.1.

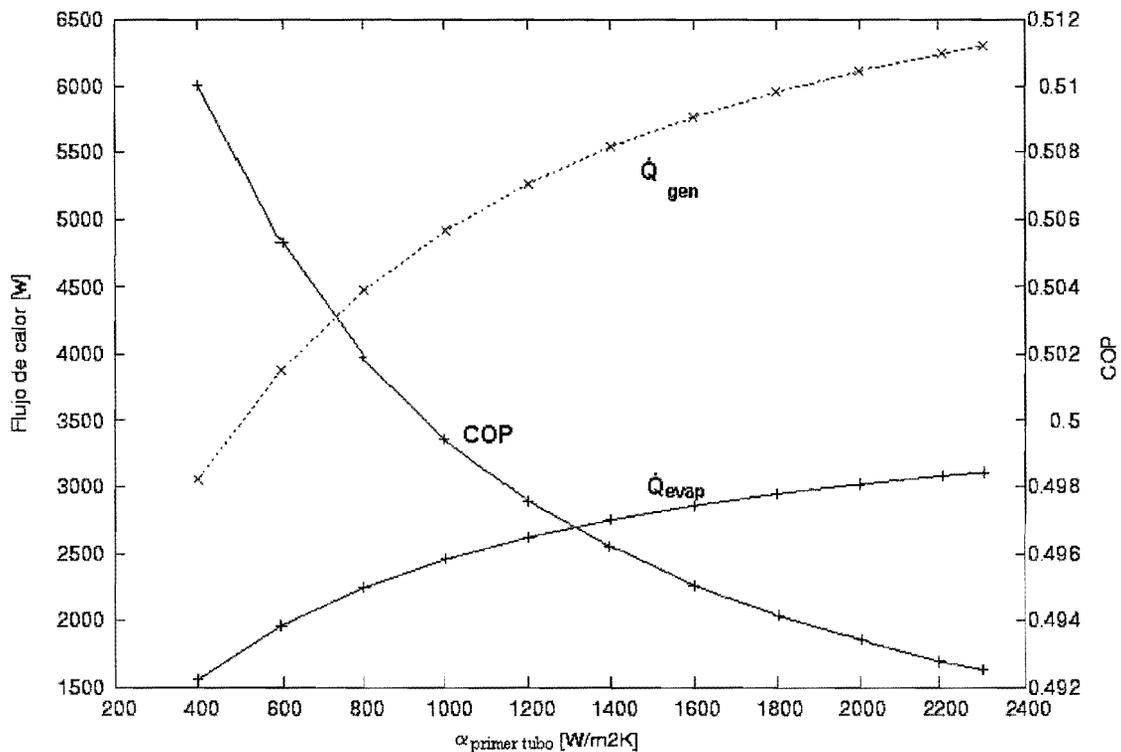


Figura 4.3.2.1 Comportamiento del flujo de calor en el evaporador, el flujo de calor en el generador y el COP al variar el coeficiente local de transferencia de calor en el primer tubo.

4.3.3 Efecto de la presión en el generador de película descendente

Los cambios en el coeficiente local de transferencia de calor por convección interno ($\alpha_{prom,AT}$), la temperatura a la salida del aceite térmico ($T_{out,AT}$), la temperatura a la salida en la mezcla ($T_{out,sol}$), la concentración a la salida en la mezcla ($X_{out,sol}$), el flujo de vapor de amoníaco generado (\dot{m}_{NH_3}), el flujo de calor total en el evaporador (\dot{Q}_{evap}), el flujo de calor total en el generador (\dot{Q}_{gen}) y el coeficiente de operación del sistema de refrigeración (COP) en función de la presión a la cual trabaja el generador (p_{gen}) se muestran en la tabla 4.3.3.1.

Como la presión del generador aumenta, $\alpha_{prom,AT}$, $T_{out,AT}$, $T_{out,sol}$ y $X_{out,sol}$ crecen, mientras que m_{NH_3} , \dot{Q}_{evap} , \dot{Q}_{gen} y COP reducen.

El flujo de calor en el generador tiene una variación pequeña y la potencia frigorífica en el evaporador cambia ligeramente, ambos con una tendencia a disminuir como se ve en la figura 4.3.3.1, con lo cual el vapor de amoníaco generado es menor con una presión de generador mayor y la concentración a la salida es mayor (figura 4.3.3.2). Esto indica que a valores bajos de presión en el generador, llega a ser mejor el funcionamiento del sistema de refrigeración ya que se genera más amoníaco, pero habría complicaciones, ya que al trabajar con presiones bajas, la temperatura de condensación sería también baja (a $p_{gen} = 15.56$, bar la temperatura de condensación es de 40 °C, mientras que con $p_{gen} = 14$ bar la temperatura de condensación es de 36.2°C). Así, en el diseño del generador de película descendente, la presión a la cual trabaja el generador debe ser tan baja como sea posible, sin que esto impida una correcta condensación.

Tabla 4.3.3.1. Resultados numéricos derivados por la simulación obtenida para diferentes valores de la presión del generador.

n = 200; $\delta = 1 \times 10^{-5}$; α de la mezcla = 1000 [W/m² K]

p_{gen} [bar]	$\alpha_{prom,AT}$ [W/m ² K]	$T_{out,AT}$ [°C]	$T_{out,sol}$ [°C]	$X_{out,sol}$ [$\frac{kg NH_3}{kg solución}$]	m_{NH_3} generado [kg/s]	\dot{Q}_{evap} [W]	\dot{Q}_{gen} [W]	COP
14.00	1516.91	132.18	109.13	0.3772	0.002923	3186.03	4941.54	0.6447
14.50	1517.94	132.29	109.64	0.3799	0.002857	3096.45	4870.62	0.6357
15.00	1518.94	132.40	110.14	0.3825	0.002791	3009.10	4801.93	0.6266
15.50	1519.90	132.50	110.62	0.3850	0.002727	2923.83	4735.42	0.6174
15.56	1520.02	132.52	110.68	0.3853	0.002719	2913.71	4727.58	0.6163
16.00	1520.82	132.61	111.08	0.3875	0.002662	2839.56	4671.80	0.6078
16.50	1521.72	132.70	111.52	0.3900	0.002599	2756.99	4610.27	0.5980
17.00	1522.58	132.80	111.95	0.3925	0.002535	2676.02	4550.62	0.5881

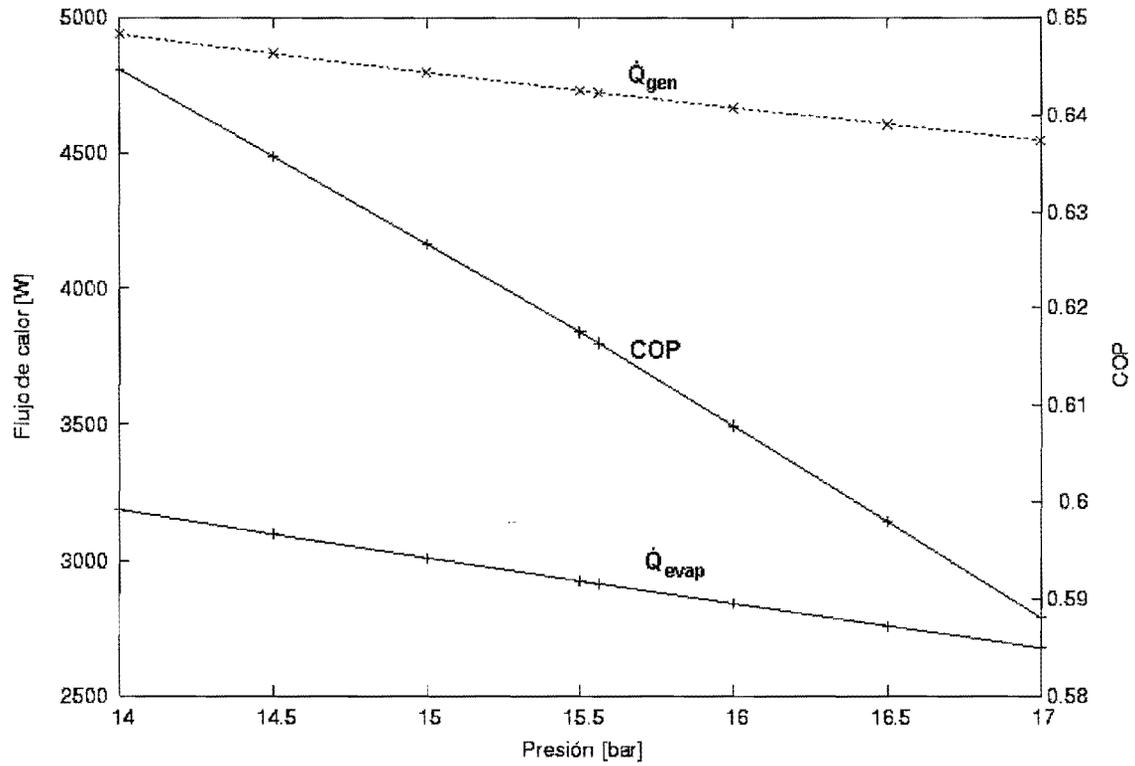


Figura 4.3.3.1 Comportamiento del flujo de calor en el evaporador, el flujo de calor en el generador y el COP al variar la presión del generador.

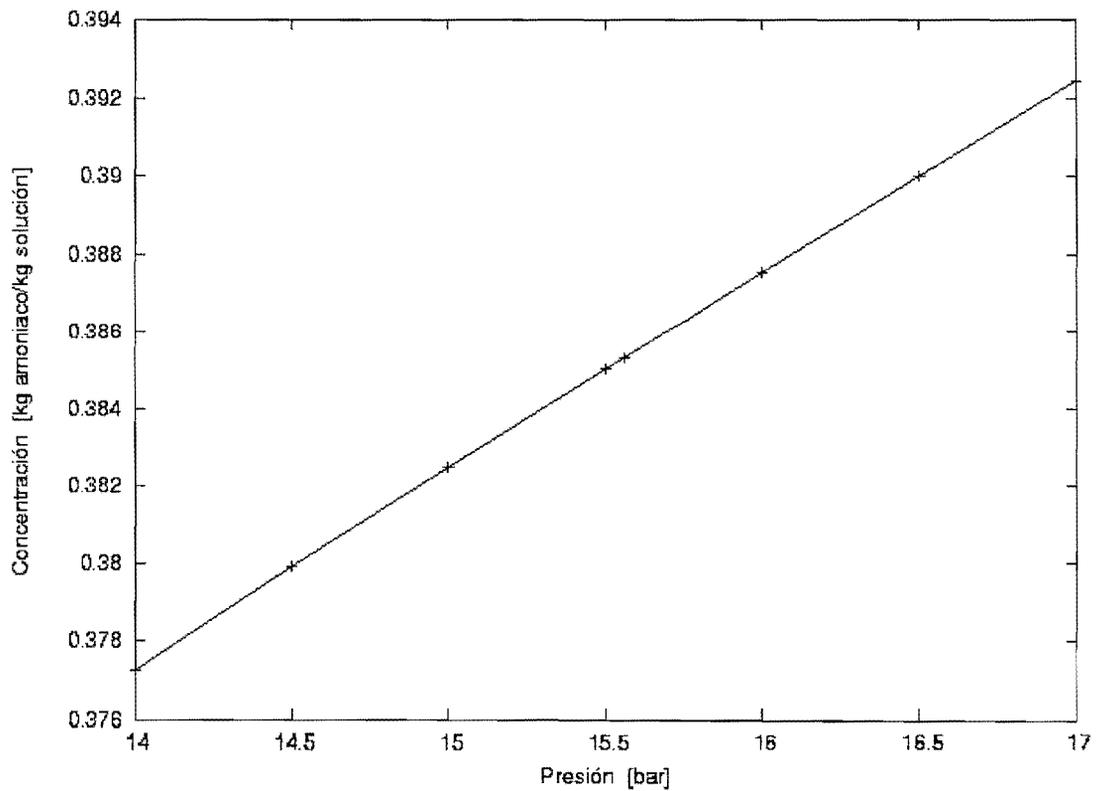


Figura 4.3.3.2. Comportamiento de la concentración a la salida del generador al variar la presión del generador.

4.3.4 Efecto del flujo másico a la entrada en la mezcla

La cantidad de flujo másico de solución que entra al generador ($m_{in,sol}$) es modificada en la tabla 4.3.4.1, donde se presentan los cambios del coeficiente local de transferencia de calor por convección interno ($\alpha_{prom,AT}$), la temperatura a la salida del aceite térmico ($T_{out,AT}$), la temperatura a la salida en la mezcla ($T_{out,sol}$), la concentración a la salida en la mezcla ($X_{out,sol}$), el flujo de vapor de amoniaco generado (m_{NH_3}), el flujo de calor total en el evaporador (Q_{evap}), el flujo de calor total en el generador (Q_{gen}) y el coeficiente de operación del sistema de refrigeración (COP)

Aunque la variación en la transferencia de calor en el generador no tenga un cambio mayor, el vapor de amoniaco generado es mayor debido a la mayor cantidad de fluido circulante, este fluido requiere casi el mismo calor para desprender una mayor cantidad de amoniaco, pero la concentración a la salida es mayor (figura 4.3.4.1), con esta mayor cantidad de amoniaco generado el sistema retira una mayor cantidad de calor en la cámara de refrigeración y por lo tanto el COP aumenta (ver figura 4.3.4.2).

Tabla 4.3.4.1. Resultados numéricos derivados por la simulación obtenida para diferentes valores de flujo másico a la entrada en la solución para el generador.

n = 200; $\delta = 1 \times 10^{-5}$ α de la mezcla = 1000 [W/m² K];

$m_{in,sol}$ [kg/s]	$\alpha_{prom,AT}$ [W/m ² K]	$T_{out,AT}$ [°C]	$T_{out,sol}$ [°C]	$X_{out,sol}$ [kg NH ₃ / kg solución]	m_{NH_3} generado [kg/s]	Q_{evap} [W]	Q_{gen} [W]	COP
0.015	1525.41	132.98	115.45	0.3703	0.002520	2700.31	4438.06	0.6084
0.016	1523.63	132.83	113.90	0.3751	0.002585	2770.34	4533.86	0.6110
0.017	1522.02	132.69	112.48	0.3796	0.002644	2833.64	4620.16	0.6133
0.018	1520.57	132.56	111.18	0.3837	0.002698	2891.37	4697.75	0.6155
0.01841	1520.02	132.52	110.68	0.3853	0.002719	2913.71	4727.58	0.6163
0.019	1519.26	132.45	109.99	0.3875	0.002747	2944.04	4767.82	0.6175
0.020	1518.07	132.35	108.89	0.3911	0.002792	2992.29	4831.36	0.6193
0.021	1516.98	132.26	107.88	0.3944	0.002834	3036.93	4889.21	0.6211

Como el flujo másico aumenta, $\alpha_{prom,AT}$, $T_{out,AT}$ y $T_{out,sol}$ disminuyen, mientras que $X_{out,sol}$, m_{NH_3} , Q_{evap} , Q_{gen} y el COP aumentan.

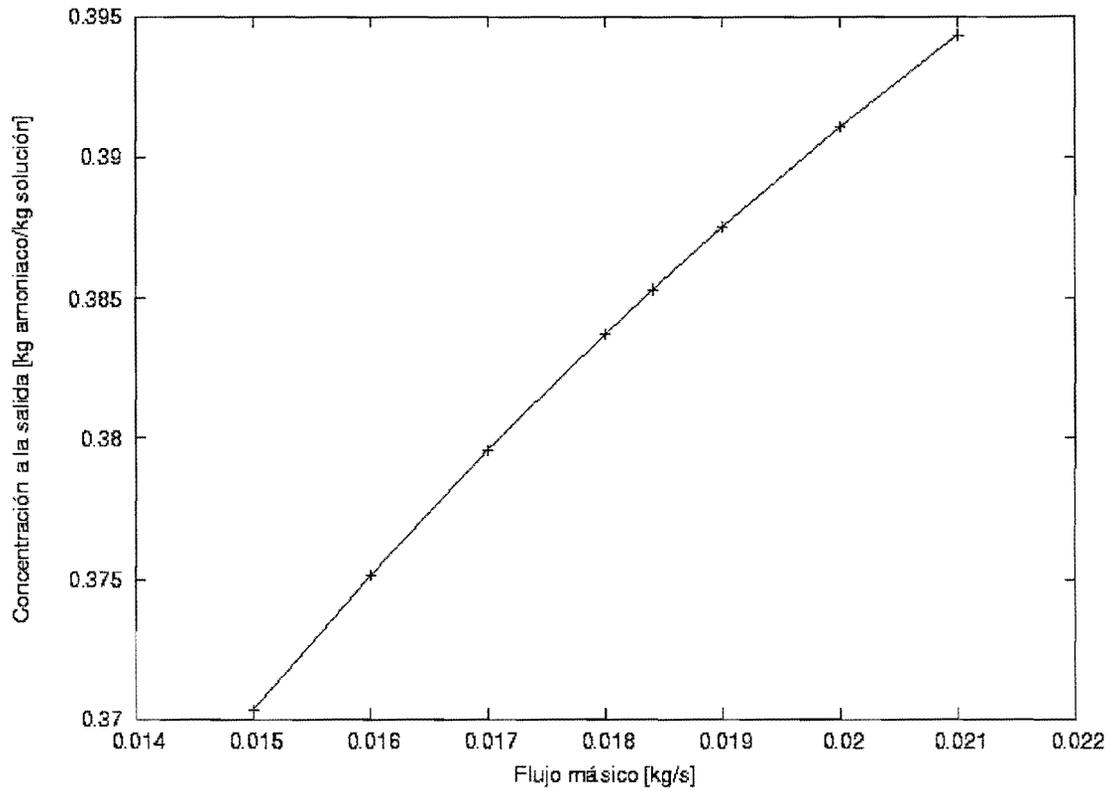


Figura 4.3.4.1 Comportamiento de la concentración a la salida del generador al variar el flujo másico a la entrada en la solución.

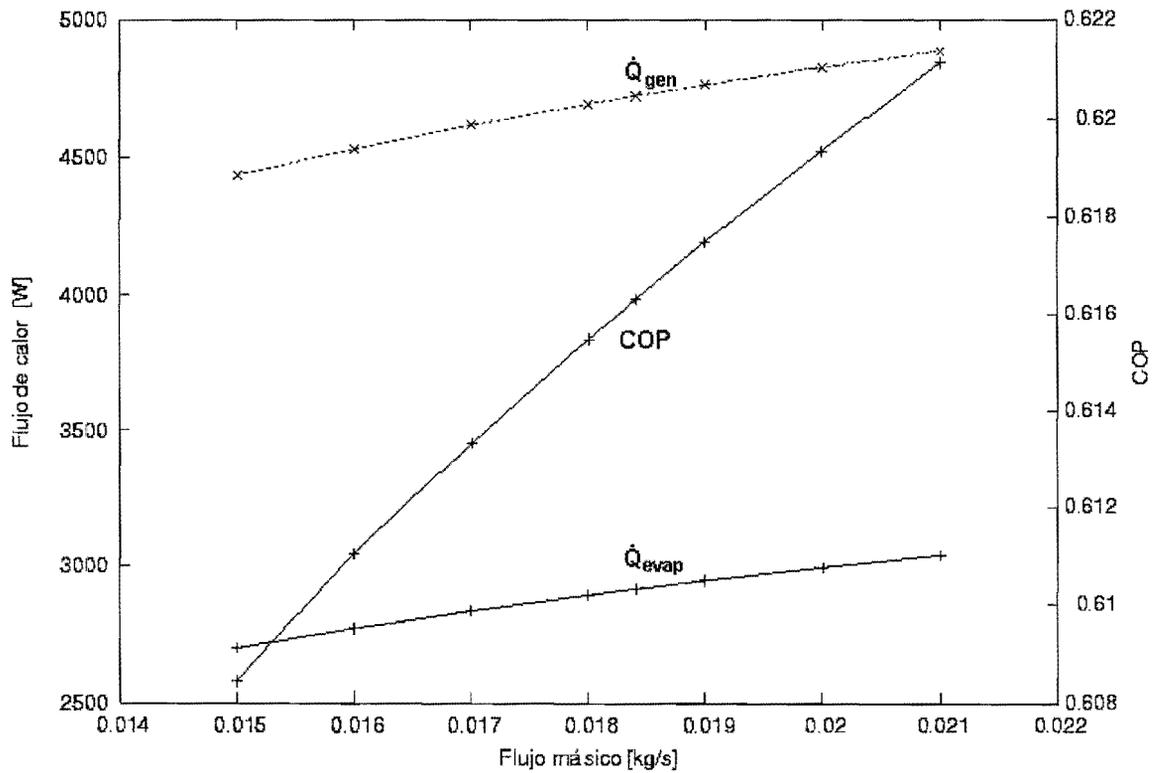


Figura 4.3.4.2 Comportamiento del flujo de calor en el evaporador, el flujo de calor en el generador y el COP al variar el flujo másico a la entrada en la solución.

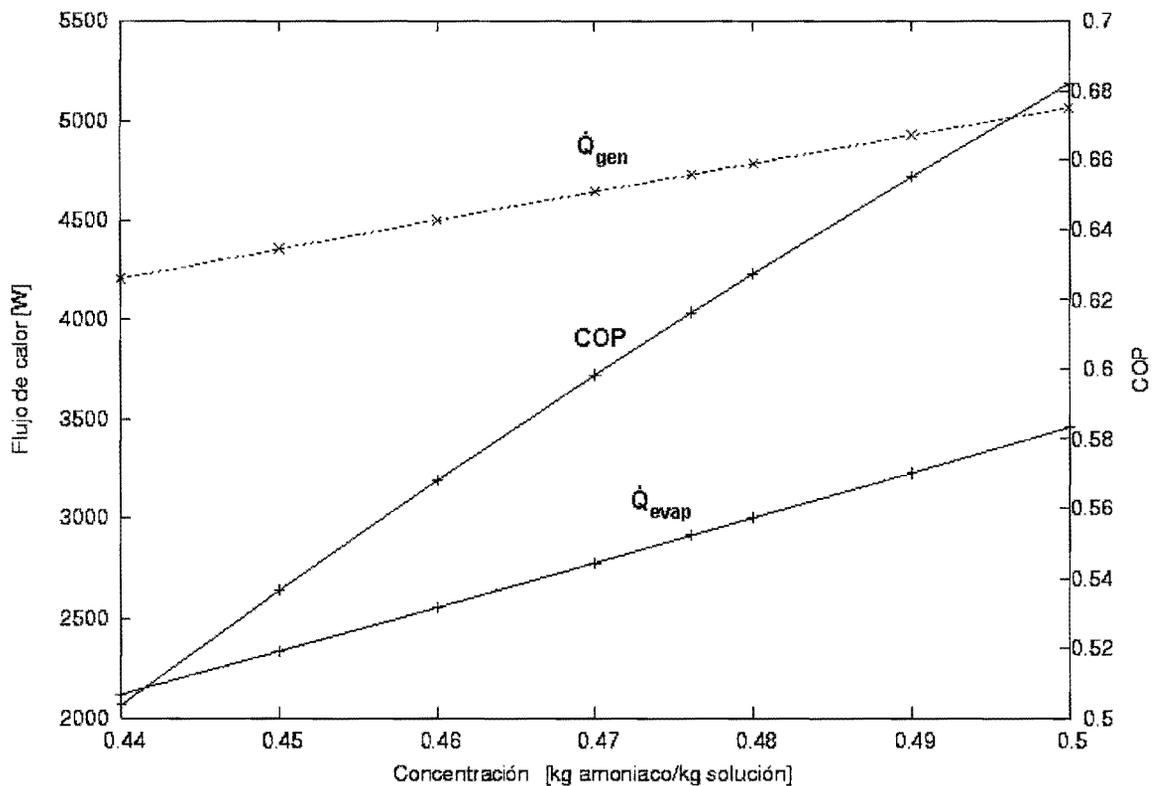


Figura 4.3.5.1 Comportamiento del flujo de calor en el evaporador, el flujo de calor en el generador y el COP al variar la concentración a la entrada en la solución.

Tabla 4.3.6.1. Resultados numéricos derivados por la simulación obtenida para diferentes valores de temperatura de entrada en la solución para el generador.

$n = 200$; $\delta = 1 \times 10^{-5}$; α de la mezcla = $1000 \text{ [W/m}^2 \text{ K]}$

$T_{in,sol}$ [°C]	$\alpha_{prom,AT}$ [W/m ² K]	$T_{out,AT}$ [°C]	$T_{out,sol}$ [°C]	$X_{out,sol}$ [$\frac{\text{kg NH}_3}{\text{kg solución}}$]	\dot{m}_{NH_3} generado [kg/s]	\dot{Q}_{evap} [W]	\dot{Q}_{gen} [W]	COP
79	1517.64	132.15	109.45	0.3893	0.002618	2805.21	4956.43	0.5660
80	1518.00	132.21	109.64	0.3887	0.002634	2822.14	4921.13	0.5735
81	1518.37	132.27	109.83	0.3880	0.002649	2838.98	4885.71	0.5811
82	1518.74	132.32	110.02	0.3874	0.002665	2855.86	4850.18	0.5888
83	1519.11	132.38	110.21	0.3868	0.002681	2872.81	4814.55	0.5967
84	1519.48	132.44	110.40	0.3862	0.002697	2889.69	4778.78	0.6047
85	1519.86	132.49	110.59	0.3856	0.002712	2906.55	4742.90	0.6128
85.42	1520.02	132.52	110.68	0.3853	0.002719	2913.71	4727.58	0.6163

4.3.6 Efecto de la temperatura a la entrada en la mezcla

Los resultados de variar la temperatura a la cual ingresa la mezcla ($T_{in,sol}$) se presentan en la tabla 4.3.6.1. Cuando la temperatura se incrementa, los cambios del coeficiente local de transferencia de calor por convección interno ($\alpha_{prom,AT}$), la temperatura a la salida del aceite térmico ($T_{out,AT}$), la temperatura a la salida en la mezcla ($T_{out,sol}$), varían muy poco, con una tendencia a disminuir, mientras que la concentración a la salida en la mezcla ($X_{out,sol}$) también cambian muy poco, pero con una tendencia a aumentar. Las variables flujo de vapor de amoniaco generado (\dot{m}_{NH_3}), el flujo de calor total en el evaporador (\dot{Q}_{evap}), el flujo de calor total en el generador (\dot{Q}_{gen}) y el coeficiente de operación del sistema de refrigeración (COP) se incrementa al entrar la solución a una temperatura mas alta.

Esto significa que para valores inferiores de 85.42°C en temperatura de entrada en la solución, la mezcla entra como líquido subenfriado, por lo que se le requiere suministrar primero su calor sensible hasta llegar a las condiciones de saturación para después comenzar a evaporar, debido a esto, lo que conviene tener a la entrada del generador son condiciones más cercanas a la saturación de la mezcla y con ello, es mejor el funcionamiento del sistema de refrigeración debido a que la solución que entra al generador llegaría a condiciones de saturación, por lo tanto, al recibir un poco de calor, la solución desprende fácilmente el vapor de amoniaco. Como el vapor de amoniaco generado es mayor, mejora la potencia frigorífica en el evaporador, se requiere de menos calor en el generador y con esto el COP tiende a aumentar como se aprecia en la figura 4.3.6.1.

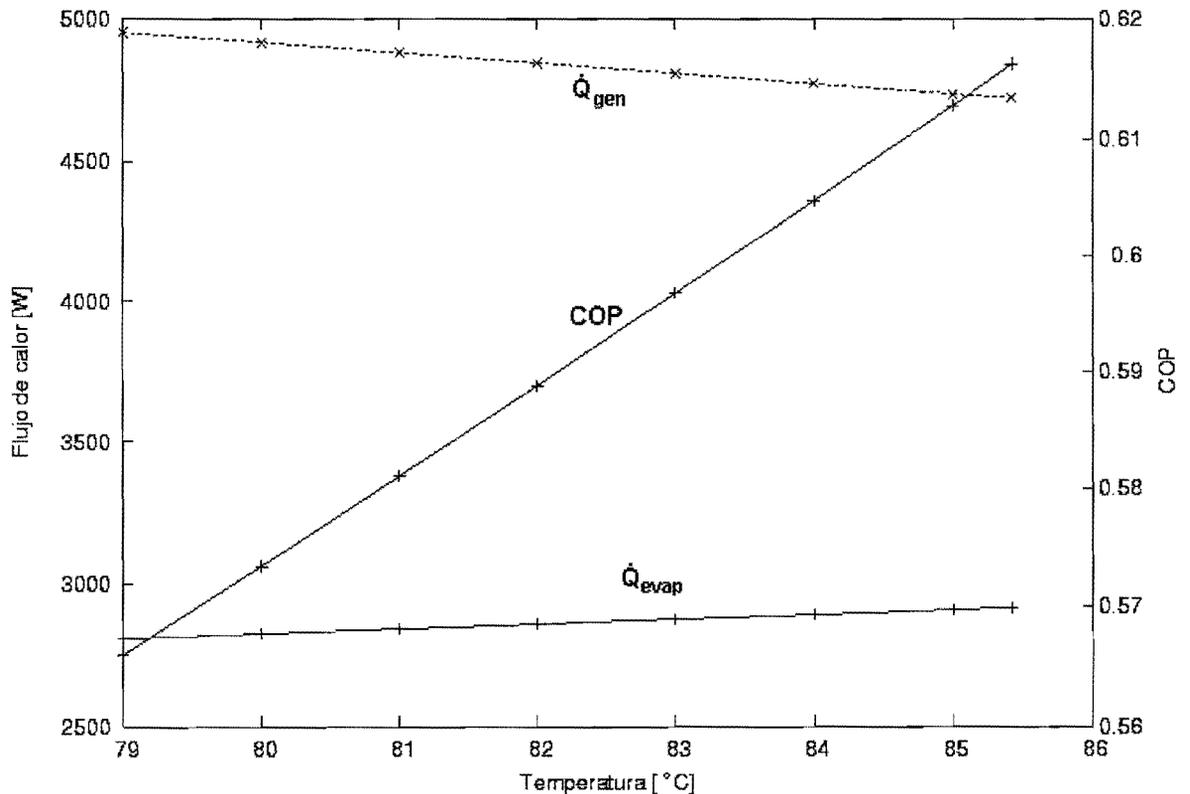


Figura 4.3.6.1 Comportamiento del flujo de calor en el evaporador, el flujo de calor en el generador y el COP al variar la temperatura a la entrada en la solución.

4.4 Variación de las condiciones de entrada del aceite térmico

4.4.1 Efecto del flujo másico de aceite térmico a la entrada en el generador

Cuando el flujo másico de aceite térmico a la entrada en el generador aumenta, $\alpha_{prom,AT}$, $T_{out,AT}$, $T_{out,sol}$, \dot{m}_{NH_3} , \dot{Q}_{evap} y \dot{Q}_{gen} crecen, pero la $X_{out,sol}$ disminuye y el COP tiene pocas variaciones como se muestra en la tabla 4.4.1.1.

Para valores mayores de flujo másico de entrada en el aceite térmico al generador, la transferencia de calor en el generador llega a ser superior, ya que se genera mas amoniaco debido al mayor flujo de calor transportado en el aceite térmico, con la mayor cantidad de amoniaco generado, el calor que se retira de la cámara de refrigeración sería mayor, sin embargo, no se tiene una variación sustancial en el COP porque las variaciones en el \dot{Q}_{eva} y \dot{Q}_{gen} tienen una tendencia parecida. Aunque el coeficiente de operación disminuye un poco ya que el calor que se suministra al generador es mayor (figura 4.4.1.1).

Tabla 4.4.1.1. Resultados numéricos derivados por la simulación obtenida para diferentes valores de flujo másico a la entrada en el aceite térmico para el generador.

n = 200; $\delta = 1 \times 10^{-5}$; α de la mezcla = 1000 [W/m² K]

$\dot{m}_{in, AT}$ [kg/s]	$\alpha_{prom,AT}$ [W/m ² K]	$T_{out,AT}$ [°C]	$T_{out,sol}$ [°C]	$X_{out,sol}$ [$\frac{kg NH_3}{kg solución}$]	\dot{m}_{NH_3} generado [kg/s]	\dot{Q}_{evap} [W]	\dot{Q}_{gen} [W]	COP
0.22	1242.82	131.16	108.46	0.3925	0.002534	2715.26	4378.68	0.6201
0.24	1336.38	131.67	109.27	0.3899	0.002603	2788.92	4507.00	0.6188
0.26	1428.48	132.11	110.00	0.3875	0.002664	2854.40	4622.56	0.6175
0.28	1519.26	132.51	110.67	0.3853	0.002719	2913.27	4726.75	0.6163
0.2802	1520.02	132.52	110.68	0.3853	0.002719	2913.71	4727.58	0.6163
0.3	1608.83	132.88	111.28	0.3834	0.002768	2966.37	4821.15	0.6153
0.32	1697.26	133.20	111.84	0.3816	0.002813	3014.53	4907.07	0.6143
0.34	1784.63	133.50	112.35	0.3800	0.002854	3058.42	4985.68	0.6134

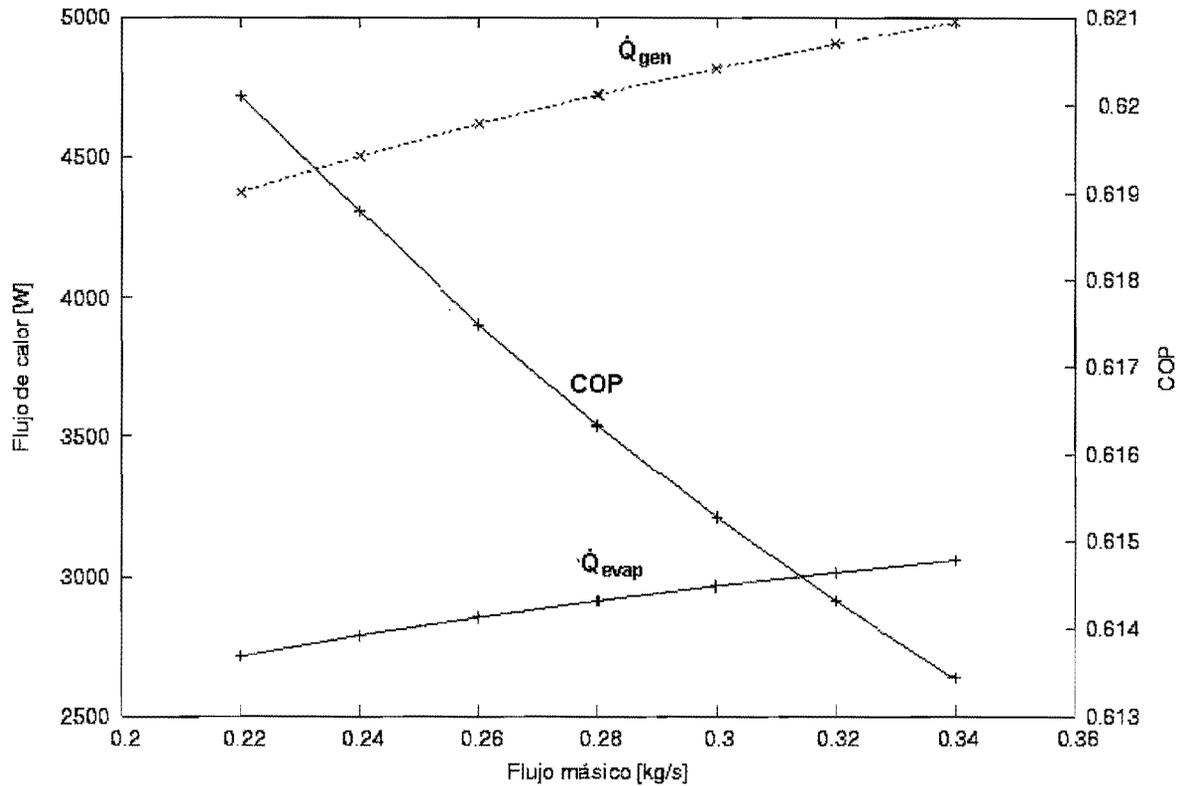


Figura 4.4.1.1 Comportamiento del flujo de calor en el evaporador, el flujo de calor en el generador y el COP al variar la temperatura a la entrada en la solución.

4.4.2 Efecto de la temperatura de entrada del aceite térmico

El efecto de la temperatura del aceite térmico a la entrada en el generador se muestra en la tabla 4.4.2.1, se puede ver un aumento en los valores del coeficiente local de transferencia de calor por convección interno ($\alpha_{prom,AT}$), la temperatura a la salida del aceite térmico ($T_{out,AT}$), la temperatura a la salida en la mezcla ($T_{out,sol}$), el flujo de vapor de amoníaco generado (m_{NH_3}), el flujo de calor total en el evaporador (\dot{Q}_{evap}) y el flujo de calor total en el generador (\dot{Q}_{gen}). La concentración a la salida en la mezcla ($X_{out,sol}$) y el coeficiente de operación del sistema de refrigeración (COP) disminuyen cuando la temperatura de aceite térmico a la entrada en el generador ($T_{in,AT}$) aumenta.

Por lo tanto, para valores mayores de temperatura a la entrada de aceite térmico en el generador, el funcionamiento del generador llega a ser superior, ya que se genera mas amoníaco, con esto el calor que se retira de la cámara de refrigeración sería mayor, sin embargo, hay que tener cuidado porque el coeficiente de operación disminuye un poco como se muestra en la figura 4.4.2.1, ya que el calor que se suministra al generador es mayor.

Tabla 4.4.2.1 Resultados numéricos derivados por la simulación obtenida para diferentes valores de temperatura de entrada en el aceite térmico para el generador.

n = 200; $\delta = 1 \times 10^{-5}$ α de la mezcla = 1000 [W/m² K];

$T_{in,AT}$ [°C]	$\alpha_{prom,AT}$ [W/m ² K]	$T_{out,AT}$ [°C]	$T_{out,sol}$ [°C]	$X_{out,sol}$ [$\frac{kg NH_3}{kg \text{ solución}}$]	\dot{m}_{NH_3} generado [kg/s]	\dot{Q}_{evap} [W]	\dot{Q}_{gen} [W]	COP
128	1337.69	122.24	103.57	0.4087	0.002098	2247.83	3572.58	0.6292
131	1381.11	124.81	105.26	0.4031	0.002253	2414.37	3856.77	0.6260
134	1425.94	127.38	107.00	0.3973	0.002408	2580.80	4144.13	0.6228
137	1472.22	129.95	108.81	0.3913	0.002564	2747.44	4434.48	0.6196
140	1520.02	132.52	110.68	0.3853	0.002719	2913.71	4727.58	0.6163
143	1569.37	135.09	112.60	0.3792	0.002874	3079.59	5023.21	0.6131
146	1620.34	137.66	114.59	0.3730	0.003028	3244.93	5321.17	0.6098
152	1727.39	142.80	118.75	0.3602	0.003335	3573.80	5922.29	0.6034

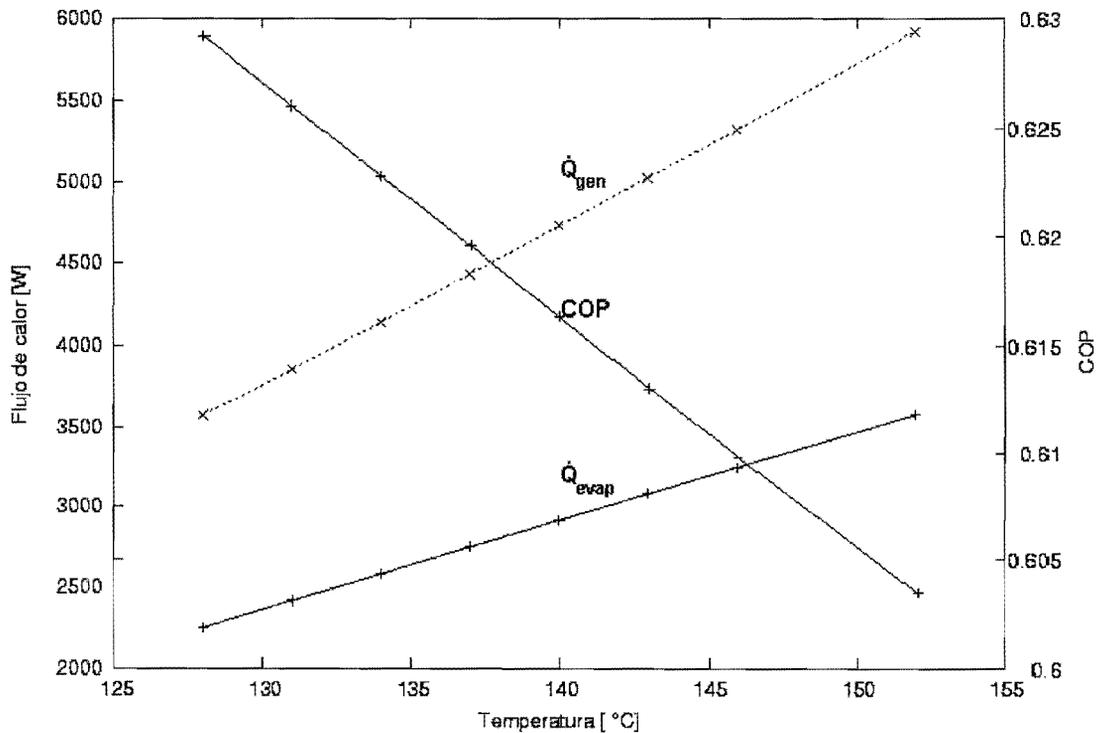


Figura 4.4.2.1 Comportamiento del flujo de calor en el evaporador, el flujo de calor en el generador y el COP al variar la temperatura a la entrada en el aceite térmico.

4.5 Variación de la geometría

En esta sección se varía la geometría de diseño del equipo prototipo, ya que es importante conocer la influencia de estos parámetros para el futuro diseño de los generadores de película descendente en tubos horizontales

4.5.1 Efecto de la longitud de los tubos.

En la tabla 4.5.1.1 se muestran la influencia de la longitud de los tubos en el generador, cuando L_{tubos} aumenta, $\alpha_{\text{prom,AT}}$, $T_{\text{out,AT}}$, $T_{\text{out,sol}}$, m_{NH_3} , \dot{Q}_{evap} y \dot{Q}_{gen} crecen, pero la $X_{\text{out,sol}}$ y el COP disminuyen.

Como se puede observar en la figura 4.5.1.1, con longitudes pequeñas de los tubos del generador la potencia frigorífica disminuye, el calor necesario en el generador también disminuye, pero el coeficiente de operación del sistema de refrigeración aumenta. Por el contrario, si la longitud de los tubos aumenta, el calor que se puede retirar de la cámara de refrigeración es mayor debido a la mayor cantidad de amoníaco generado, el calor que hay que suministrar al generador sería mayor ya que se cuenta con una mayor área de transferencia de calor y con este aumento de calor, el COP disminuiría. Por otro lado, la variación en la concentración a la salida sería menor cuando la longitud de los tubos aumenta debido a la mayor distribución de la solución en el área de transferencia de calor (ver figura 4.5.1.2).

Tabla 4.5.1.1. Resultados numéricos derivados por la simulación obtenida para diferentes valores de longitud en tubos para el generador.

L_{tubo} [m]	$\alpha_{\text{prom,AT}}$ [W/m ² K]	$T_{\text{out,AT}}$ [°C]	$T_{\text{out,sol}}$ [°C]	$X_{\text{out,sol}}$ [$\frac{\text{kg NH}_3}{\text{kg solución}}$]	m_{NH_3} generado [kg/s]	\dot{Q}_{evap} [W]	\dot{Q}_{gen} [W]	COP
0.5	1539.61	135.14	100.70	0.4186	0.001821	1951.73	3075.39	0.6346
0.6	1533.78	134.40	103.39	0.4093	0.002081	2230.43	3544.26	0.6293
0.7	1528.62	133.72	105.96	0.4007	0.002316	2481.77	3973.36	0.6246
0.8	1524.04	133.09	108.38	0.3927	0.002528	2708.47	4367.13	0.6202
0.9	1520.02	132.52	110.68	0.3853	0.002719	2913.71	4727.58	0.6163
1	1516.48	131.99	112.84	0.3785	0.002892	3099.40	5058.69	0.6127
1.1	1513.40	131.51	114.87	0.3721	0.00305	3267.92	5361.77	0.6095
1.2	1510.73	131.06	116.78	0.3662	0.003192	3420.87	5639.62	0.6066

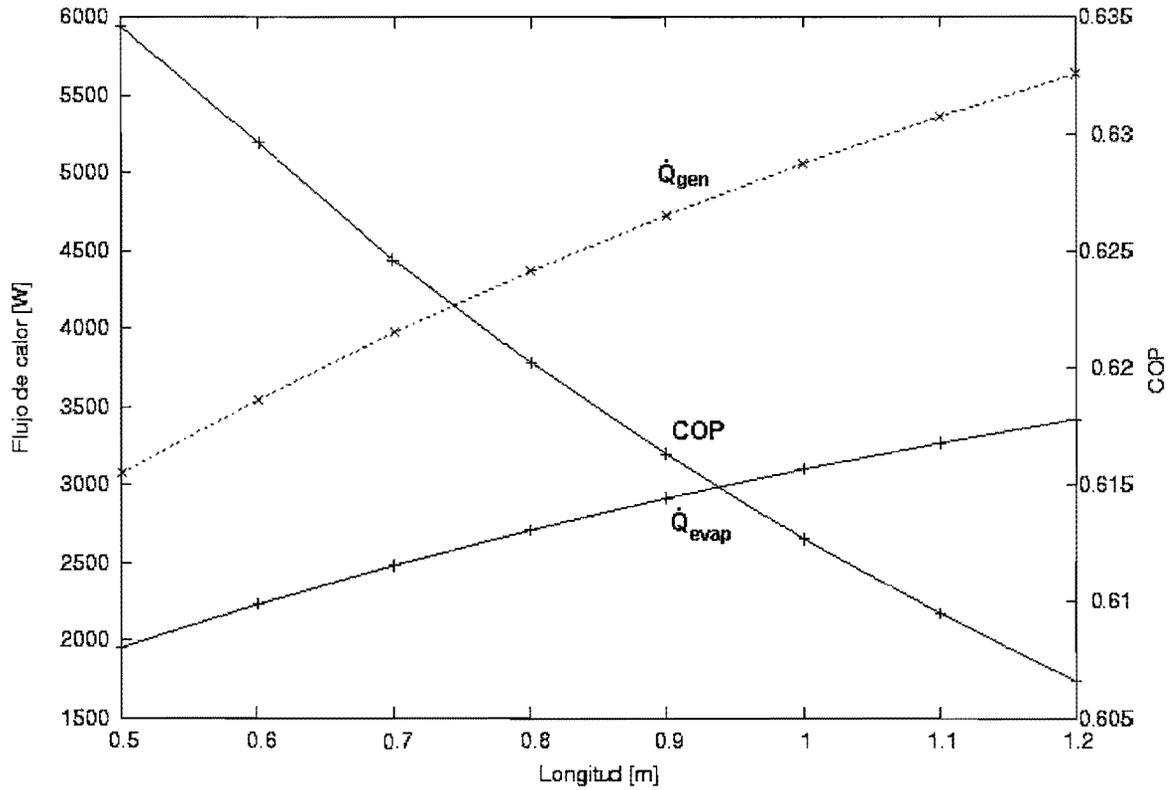


Figura 4.5.1.1. Comportamiento del flujo de calor en el evaporador, el flujo de calor en el generador y el COP al variar la longitud de los tubos en el generador.

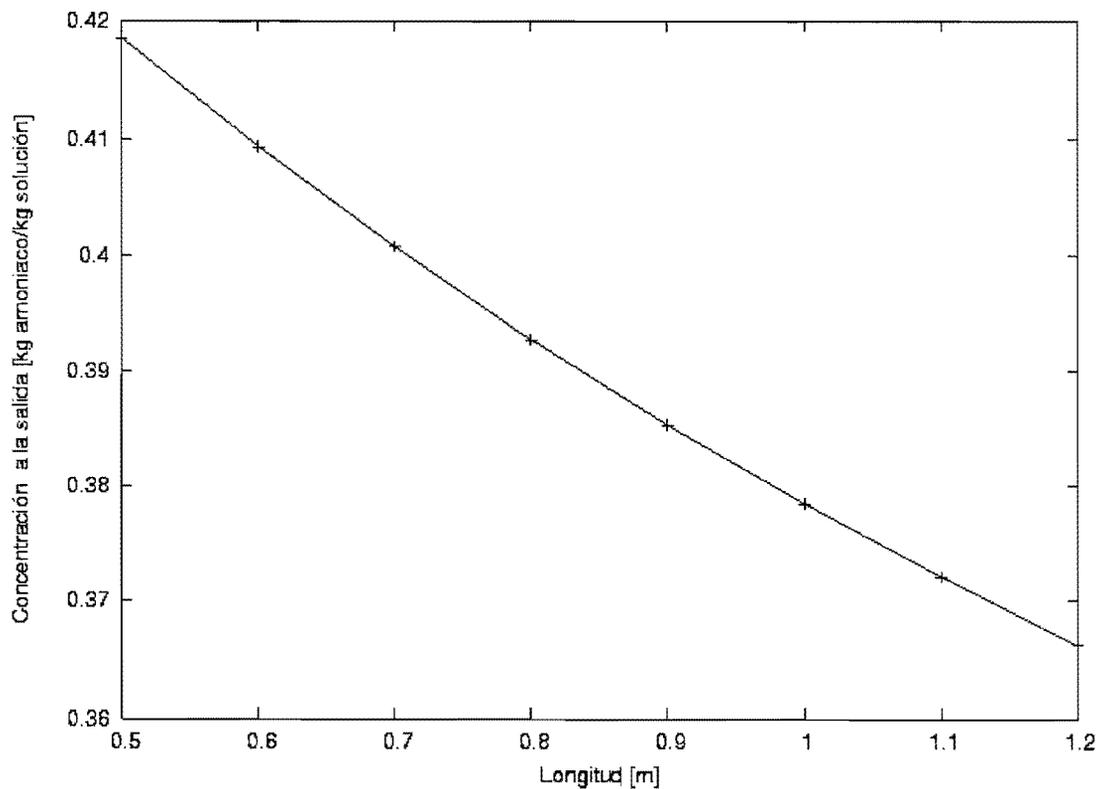


Figura 4.5.1.2. Comportamiento de la concentración al variar la longitud de los tubos en el generador.

4.5.2 Efecto del diámetro nominal de los tubos.

En la tabla 4.5.2.1 se muestran los cambios del coeficiente local de transferencia de calor por convección interno ($\alpha_{prom,AT}$), la temperatura a la salida del aceite térmico ($T_{out,AT}$), la temperatura a la salida en la mezcla ($T_{out,sol}$), la concentración a la salida en la mezcla ($X_{out,sol}$), el flujo de vapor de amoníaco generado (m_{NH_3}), el flujo de calor total en el evaporador (\dot{Q}_{evap}), el flujo de calor total en el generador (\dot{Q}_{gen}) y el coeficiente de operación del sistema de refrigeración (COP) con respecto a la variación del diámetro nominal de los tubos en el generador (D_{tubo}). Como el diámetro de los tubos en el generador aumenta, $T_{out,sol}$, m_{NH_3} , \dot{Q}_{evap} y \dot{Q}_{gen} crecen, pero $\alpha_{prom,AT}$, $T_{out,AT}$, $X_{out,sol}$ y el COP disminuyen.

Como se puede observar en la tabla, con un diámetro más pequeño de los tubos del generador (1/2") el flujo de calor en el evaporador disminuye ya que se genera menos amoníaco porque la transferencia de calor del aceite térmico a la solución es menor, esto se puede ver en las temperaturas de salida del aceite térmico y de la solución, por lo tanto, el calor proporcionado al generador también disminuye, pero el coeficiente de operación del sistema de refrigeración aumenta. Por el contrario, con un diámetro de los tubos más grande, no se tiene un cambio sustancial en el calor que se puede retirar de la cámara de refrigeración debido a que la cantidad de amoníaco generado es muy parecida al diámetro que se maneja actualmente, el calor que hay que suministrar al generador es también parecido y con estos valores semejantes en los flujos de calor, el COP en el sistema de refrigeración es similar.

Tabla 4.5.2.1. Resultados numéricos derivados por la simulación obtenida para diferentes valores del diámetro nominal en tubos para el generador.

n = 200; $\delta = 1 \times 10^{-5}$ α de la mezcla = 1000 [W/m² K];

D_{tubo} nominal [in]	D_{ext} [mm]	D_{int} [mm]	$\alpha_{prom,AT}$ [W/m ² K]	$T_{out,AT}$ [°C]	$T_{out,sol}$ [°C]	$X_{out,sol}$ [$\frac{kg NH_3}{kg \text{ solución}}$]	m_{NH_3} generado [kg/s]	\dot{Q}_{evap} [W]	\dot{Q}_{gen} [W]	COP
1/2	12.7	10.4	3596.05	133.20	107.95	0.3941	0.002491	2669.36	4298.08	0.6211
3/4	19.05	16.75	1520.02	132.52	110.68	0.3853	0.002719	2913.71	4727.58	0.6163
1	24.5	23.1	852.16	132.51	110.71	0.3852	0.002722	2916.70	4733.18	0.6162

4.6 Discusión de resultados

Se llevo a cabo la simulación de una columna formada de cuatro tubos puestos horizontalmente para un generador de película descendente, para el estudio se tomaron los datos de diseño de un equipo ya construido.

Los parámetros que más influyen en el funcionamiento del sistema de refrigeración en general y que son variables a controlar en la entrada del generador son la concentración de entrada, la presión del generador, la temperatura de entrada de solución y la temperatura de entrada aceite térmico. A continuación se describe si deben ser mayores o menores las variables.

- La concentración de entrada de la solución debe ser mayor: como la solución de entrada en el generador es más rica en amoníaco, al proporcionar poco calor al generador, se desprende una mayor cantidad de vapor de amoníaco, el cual al pasar al evaporador, se absorbe una mayor cantidad de calor de la cámara de refrigeración y con esto, el coeficiente de operación del sistema de refrigeración es mejor. Sin embargo, para obtener una concentración mayor en el generador, dependemos del funcionamiento del absorbedor.
- La temperatura de entrada de la solución debe de ser cercana a la temperatura de saturación: para valores más lejanos de la temperatura de saturación, se requiere primero proporcionar su calor sensible hasta llegar a las condiciones de saturación para comenzar a evaporar ya que la solución entra al generador como líquido subenfriado.
- La presión del generador debe ser tan baja como sea posible: con una menor presión en el generador, el coeficiente de operación del sistema de refrigeración aumenta, pero hay que tener en cuenta que al bajar la presión, la temperatura de condensación baja.
- Para la temperatura de entrada del aceite térmico, hay que hacer un balance entre los recursos que se tengan para calentar el aceite y la potencia frigorífica que se pueda obtener. Ya que a temperaturas más bajas que las de diseño, se tiene un mayor coeficiente de operación, pero la potencia frigorífica es menor. Si se suministran temperaturas más altas a las del diseño, el COP tiende a disminuir un poco ya que se esta suministrando mas calor al generador, pero la potencia frigorífica tiende a aumentar. Por lo tanto, hay que tener los recursos para proporcionar una temperatura mayor al sistema, si se requiere una mayor potencia de refrigeración.

Las variables con menos influencia en el sistema de refrigeración por absorción son el diámetro de los tubos, la variación del flujo másico de aceite térmico y el flujo másico de la solución.

Para diseños futuros de generadores de película descendente en tubos horizontales, hay que construir unidades con longitudes más pequeñas si se quiere obtener un mejor coeficiente de operación del sistema de refrigeración, pero con menor capacidad en la potencia frigorífica, por el contrario, si se requiere de una mayor potencia frigorífica, el diseño del generador debe de ser con tubos de mayor longitud aunque se sacrificaría un poco la el coeficiente de operación del sistema de refrigeración. Habría que realizar un balance entre las necesidades que se requieran y la disponibilidad del material para construir el generador.

CONCLUSIONES Y ACCIONES FUTURAS

CONCLUSIÓN

El trabajo presentado en esta tesis se enfoca al estudio de un generador de película descendente en tubos horizontales acoplado a un sistema de refrigeración por absorción utilizando como mezcla de trabajo la solución nitrato de litio – amoníaco ($\text{LiNO}_3 - \text{NH}_3$). El funcionamiento del generador de película descendente en tubos horizontales esta basado en la adición de calor desde el flujo interno dentro de los tubos a la solución de película descendente en el exterior de ellos, es decir, se estudia el fenómeno de generación de amoníaco en película descendente de una solución de nitrato de litio - amoníaco por el exterior de unos tubos colocados horizontalmente.

El estudio llevado a cabo se realizó numéricamente con base a un programa que realiza una simulación de lo que pasa dentro del generador.

Los objetivos alcanzados son:

Diseño de un modelo numérico del generador de película descendente para casos de diseño que consta de las siguientes partes:

- A partir de conocer las condiciones de entrada en el flujo interno (aceite térmico), tomando en cuenta la geometría de los ductos (diámetros, longitud, rugosidad, etc.), y con base en las ecuaciones gobernantes (ecuación de continuidad, ecuación de momentum y ecuación de energía) en forma discretizada, se desarrolla la formulación matemática para el flujo interno dentro de los tubos para un volumen de control característico tomando en cuenta las siguientes suposiciones:
 - Flujo unidimensional (solamente se consideran los valores promediados de las variables en la sección transversal).
 - Volúmenes de control fijos.
 - Fluido Newtoniano.
 - Se desprecian los flujos de calor en la dirección axial del flujo.
 - Se desprecia la transferencia de calor por radiación.
 - Flujo completamente desarrollado.

- La transferencia de calor en la película descendente se obtiene a partir de la discretización de las ecuaciones de flujo de calor, realizando balances de calor y masa, utilizando las propiedades termodinámicas de la mezcla, a partir de suponer un coeficiente de transferencia de calor por convección, y tomando en cuenta las siguientes consideraciones:
 - Asumir una distribución de temperaturas unidimensional.
 - Se ha despreciado el calor por radiación.
 - Flujo completamente desarrollado.
 - Superficies completamente mojadas.
 - Hay transferencia de masa, pero no afecta la transferencia de calor.
 - El vapor que se desprende de la mezcla es amoníaco puro, como vapor sobrecalentado a la temperatura de la solución.

- La ecuación de conducción de calor discretizada en volúmenes finitos dentro de la pared del tubo ha sido resuelta aplicando el método TDMA (Tri-diagonal Matrix Algorithm), asumiendo las siguientes hipótesis: distribución de temperatura en una sola dimensión y se desprecia la transferencia de calor por radiación. Los flujos de calor por conducción son evaluados a partir de la Ley de Fourier y el flujo de calor por convección es determinado por la Ley de Enfriamiento de Newton.
- Para cada sección (flujo interno, flujo exterior y tubo) se realiza una subrutina numérica de simulación con base a las ecuaciones discretizadas para cada volumen de control; estas se acoplan de manera iterativa en un algoritmo hasta alcanzar la convergencia global. Por lo tanto, el final del algoritmo global se realiza cuando el criterio de convergencia global entre dos lazos consecutivos de las tres subrutinas numéricas es verificado.

Predicción de flujos internos y externos, predicción de coeficiente de transferencia de calor interno hacia la película descendente y predicción de flujos de calor a través de la pared de los tubos.

Con base en el programa de simulación, se puede:

- Conocer el coeficiente de transferencia de calor en el fluido interno (para nuestro caso aceite térmico), la velocidad, la presión y la temperatura del aceite térmico a lo largo de los tubos horizontales.
- Suponiendo un coeficiente de transferencia de calor en la película descendente, se conoce la cantidad de flujo de amoníaco que se evapora a que temperatura, concentración; y el flujo de solución que se tiene a la salida del generador de película descendente.
- Fundamentado en el conocimiento de los coeficientes internos y externos de transferencia de calor, y la conducción térmica del material, se calcula la temperatura que tienen los tubos en cualquier punto.

Cálculo para optimizar un generador de película descendente en sistemas de refrigeración por absorción diseñado con tubos horizontales.

Una vez que se desarrolló el programa de simulación, se variaron los parámetros que influyen en funcionamiento del generador, donde se obtienen:

- La cantidad de calor que se necesitan alimentar al generador para poder conocer la potencia frigorífica que se obtendría.
- En consecuencia, se puede calcular el coeficiente de operación del sistema en general al variar la geometría de los tubos.

Con las gráficas presentadas del comportamiento de las temperaturas a lo largo de los tubos horizontales, se ha tenido un conocimiento mayor del funcionamiento del generador.

El modelo numérico desarrollado se puede extender con facilidad a la evaluación de otras soluciones (amoníaco –agua, bromuro de litio - agua, etc.)) únicamente con la correcta programación de las propiedades termofísicas de las mismas, de algunas

suposiciones particulares a la mezcla y del coeficiente de transferencia de calor por convección para la solución que se maneje, obtenida de alguna correlación empírica.

Acciones futuras

El plan de trabajo futuro a desarrollar se describe a continuación.

- Introducción en el programa de simulación de una ecuación empírica (encontrada en la literatura o desarrollada ex-profeso para este fin) para evaluar el coeficiente de transferencia de calor por convección para la película descendente, aunque aquí se propusieron algunos valores es necesario poder obtener un valor real, ya que tiene gran influencia en el funcionamiento del generador y del sistema de refrigeración.
- Trabajar en el programa de simulación con diferentes fluidos de trabajo (amoníaco –agua, bromuro de litio - agua, etc.) para saber cual mezcla es más eficiente en el sistema, así como sus condiciones de operación.
- Montaje del generador en una unidad experimental para el estudio de los fenómenos presentes de cara a validar el programa de simulación desarrollado. Es necesario tener un equipo experimental, donde se puedan controlar las condiciones de entrada de los fluidos y monitorear las condiciones de salida que se obtendrán del generador y como afectan al sistema de refrigeración en general.

Apéndice A. Ecuaciones de las propiedades termodinámicas y físicas del aceite térmico.

En el sistema de refrigeración por absorción se utiliza aceite térmico Mobiltherm 603, por sus propiedades térmicas además, tiene una alta transferencia de calor, alta resistencia a la descomposición y una larga vida de trabajo, reduciendo costos y mejorando la operación.

Este aceite presenta las siguientes correlaciones para sus propiedades termo-físicas:

- Densidad [kg/m³]

$$\rho = 1000 * (0.8747999 - 0.00063 T(^{\circ}C)) \quad (B1)$$

- Calor específico a presión constante [J/kg K]

$$C_p = 1000 * (1.47172 + 0.003767999 T(^{\circ}C)) \quad (B2)$$

- Viscosidad dinámica [Pa s]

$$\mu = (62.4 \times 10^{-6} e^{-0.02722 T(^{\circ}C)}) / \rho \quad (B3)$$

- Conductividad térmica [W/m K]

$$\lambda = 0.000111471 T(^{\circ}C) + 0.147171471 \quad (B4)$$

Estos datos fueron obtenidos a partir de los datos proporcionados por el fabricante.

Nomenclatura

A	área de la sección transversal [m ²]
A _t	área de transferencia de calor [m ²]
\vec{B}	fuerzas máxicas por unidad de área (normalmente se considera B=g) [m/s ²]
COP	coeficiente de operación
CPC	concentrador parabólico compuesto
C _p	calor específico a presión constante [J/kg K]
D	diámetro [m]
e	energía específica (h + v ² /2 + gzsinθ) [J/kg]
f	factor de fricción
\vec{F}_{sup}	vector resultante de las fuerzas superficiales aplicadas sobre las superficies exteriores del volumen de control [N/m]
g	aceleración debida a la gravedad [m/s ²]
h	entalpía de saturación [J/kg]
h _{fg}	calor latente de cambio de fase [J/kg]
j	número de volúmenes de control por tubo
L	longitud [m]
m	masa [kg]
\dot{m}	flujo máxico [kg/s]
Nu	número de Nusselt ($\alpha D/\lambda$)
n	número de volúmenes de control
n _y	número de tubos
P	perímetro [m]
Pr	número de Prandtl ($\mu C_p/\lambda$)
p	presión [Pa]
\dot{Q}	flujo de calor [W]
\dot{q}	flujo de calor por unidad de área [W/m ²]
Re	número de Reynolds ($\rho v D/\mu$)
S	generación interna [W/m ²]
t	tiempo [s]
\vec{T}	tensor de tensiones [N/m ²]
T	temperatura [°C]
u	energía interna específica [J/kg]
v	velocidad [m/s]
V	volumen [m ³]
VC	volumen de control
W	trabajo [W]
W _s	trabajo de flecha [W]
y	altura [m]
X	concentración en la fase líquida [kg amoníaco / kg solución]
x _g	calidad [%]

Símbolos griegos

μ	viscosidad dinámica [Pa s]
λ	conductividad térmica [W /m K]
Δt	incremento de tiempo [s]
Δz	tamaño de la discretización espacial ó del volumen de control [m]
δ	precisión para la convergencia
ϕ	variable dependiente genérica (T, ρ ,...)
ϵ	rugosidad absoluta [m]
τ	tensión cortante [N/m ²]
ρ	densidad [kg/m ³]
θ	ángulo [radianes]
α	coeficiente de transferencia de calor por convección [W/m ² K]

Subíndices

abs	absorbedor
AT	aceite térmico
co	compresor
cond	condensador
cris	cristalización
evap	evaporador
ext	exterior
f	fluido
fg	transición líquido gas
gen	generador
i	entrada del volumen de control
i+1	salida del volumen de control
in	entrada
int	interior
j	volumen de control en la dirección axial
n	número de volumen de control
out	salida
prom	promedio
s	superficie
sat	saturación
sc	superficie de control
sist	sistema
sol	solución
valv	válvula
wall	pared
w, e	posición oeste y este de las caras del volumen de control
W, E	posición oeste y este de los nodos del volumen de control
z	coordenada axial

Superíndices

*	iteración previa
o	instante anterior
~	promedio aritmético de entrada y salida $\tilde{\phi} = (\phi_{in} + \phi_{out})/2$
-	promedio aritmético sobre un volumen de control $\bar{\phi} = (\phi_i + \phi_{i+1})/2$

Referencias

Aggarwal M.K. y Agarwal, R.S. (1986). Thermodynamic properties of lithium nitrate - ammonia and mixtures, Energy Research, Vol. 10 (1), 59-68.

Antonopoulos, K.A. y Rogdakis, E.D., (1996). Performance of a solar - driven ammonia - lithium nitrate and ammonia - sodium thiocyanate absorption systems operating as coolers or heat pumps in Athens, Applied Thermal Engineering. Vol. 16 (2), 127-147.

Arzoz, D., Venegas, M., Rodriguez, P. y Izquierdo, M. (2002). Solar absorption refrigeration using $\text{LiNO}_3\text{-NH}_3$ solution, and flat plate collectors, ISHPC'02, Proceedings of the International Sorption Heat Pump Conference, Shanghai, China, September 24-27, 101-106.

Ayala, R., Heard, C.L. y Holland, F.A. (1994). Development in geothermal energy in Mexico-Part 26. Experimental assessment of an ammonia / lithium nitrate absorption cooler operated on low temperature geothermal energy, Heat Recovery Systems & CHP Vol. 14 (4), 437-466.

Bourouis, M., Vallés, M. y Coronas, A. (2003). Absorption refrigeration cycles driven by thermal energy at low temperature, Proceedings of Eurotherm Seminar No. 72, Thermodynamics, heat and mass transfer of refrigeration machines and heat pumps, Corberán J.S and Royo, R. Eds. IMST, Universidad Politécnica de Valencia, 383-388.

Çengel, Y.A. y Boles, M.A. (2003). Termodinámica, cuarta edición, Mc. Graw Hill, México.

Chinnappa, J.C.V. (1961). Experimental study of the intermittent vapour absorption refrigeration cycle employing the refrigerant-absorbent systems of ammonia water and ammonia lithium nitrate, Solar Energy, Vol. 5 (1), 1-18.

Churchil S. W. (1977). Frictional equation spans all fluid flow regimes. Chemistry. Engineering. Vol. 84, 91-92.

Escanes, F., Pérez-Segarra, C.D. y Oliva, A. (1995). Thermal and fluid-dynamic behaviour of double-pipe condensers and evaporators a numerical study. International Journal Numerical Method of Heat and Fluid Flow, Vol. 5 (9), 781-795.

García-Valladares O., Pérez-Segarra C.D. y Oliva A. (2002). Numerical simulation of capillary tube expansion devices behaviour with pure and mixed refrigerants considering metastable region. Part I: mathematical formulation and numerical model. Applied Thermal Engineering. Vol. 22 (2), 173-182.

García-Valladares O., Pérez-Segarra C.D. y Rigola J. (2004). Numerical simulation of double pipe condenser and evaporators. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 27 (6), 656-670.

Gnielinski V. (1976). New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *International Chemistry. Engineering*. Vol. 16, 359-368.

Henze, G.P., Krarti, M. y Brandemuehl, M.J. (2003). Guidelines for improved performance of ice storage systems, *Energy and Buildings*, Vol. 35 (2), 111-127.

Heard, C.L.; Ayala, R. y Best, R. (1996). An experimental comparison of an absorption refrigerator using ammonia/water and ammonia/lithium nitrate, *Conference Proceedings Ab-Sorption 96, Montreal, Canada*, Vol.1, 245-252.

Incropera, F.P. y DeWitt, D.P. (1999). *Fundamentos de transferencia de calor*, Prentice Hall, México.

Infante Ferreira, C.A. (1984). Thermodynamic and physical property data equations for ammonia - lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate solutions, *Solar Energy*, Vol. 32 (2), 231-236.

Infante Ferreira, C.A. (1995). Operating characteristics of NH_3 - LiNO_3 and NH_3 - NaSCN absorption refrigeration machines. *Proceedings of 19th International Congress of Refrigeration*, Vol. IIIa, 321-328.

Jani, S., Saidi, M. H. y Mozaffari, A. A. (2003). Tube bundle heat and mass transfer characteristics in falling films absorption generators, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol.30 (4), 565-576.

Kakaç, S. y Liu, H. (1998). *Heat exchangers: selection, rating and thermal design*, Boca Raton, Fl. USA. CRC Press.

Kern, D.Q. (1959). *Process heat transfer (student edition)*, Mc-Graw-Hill, Japan.

Llamas, S.U. (2004). Desarrollo de un sistema de refrigeración por absorción utilizando energía alterna. Tesis de licenciatura, Cuernavaca Morelos, Universidad Autónoma del Estado de Morelos, Facultad de Ciencias Químicas e Ingeniería.

Medrano Martorell, M. (2000). Desarrollo de un absorbedor tubular vertical enfriado por aire para un climatizador de absorción de agua-bromuro de litio, Tesis doctoral, Tarragona España, Universitat Rovira i Virgili, Escola Tècnica Superior D'Enginyeria Química.

Patankar, S. V. (1980). *Numerical heat transfer and fluid flow*, Taylor & Francis, U.S.A.

Pilatowsky Figueroa, I., Best y Brown, R., Valiente Banderas, A., Lage Soto, J. C., Quinto Diez, P., Gutierrez Martinez, F., Hernandez Gutierrez, J. I., Hierras Aguirre, J. y Martinez Sanchez, E. (1993). Métodos de producción de frío. UNAM.

Ribatski, G. y Jacobi, A. M. (2005). Falling film evaporation on horizontal tubes – a critical review, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 28 (5), 635-653.

REFPROP v. 7.0. (2002). NIST thermodynamic properties of refrigerants and refrigerant mixtures database, Standard Reference Data Program, USA.

Rivera, W. y Best, R. (1999). Boiling heat transfer coefficients inside a vertical smooth tube for water/ammonia and ammonia/lithium nitrate mixtures, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.42 (5), 905-921.

Rivera Gomez Franco, Wilfrido (1996). Heat transformer technology and stream generation, Ph. D.Thesis, England, University of Salford, Department of Chemical & Gas Engineering.

Sun, Da-Wen (1998). Comparison of the performances of $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ and $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ absorption refrigeration systems, *Energy Conversion Management*. Vol. 39 (5/6). 357-368.

Thome, J.R. (2004). Engineering data book III. Wolverine Tube, Inc. Swiss Federal Institute of Technology Lausanne. Switzerland.

Velázquez Limón, N. (2002). Estudio de sistemas de absorción avanzados para operar con gas natural asistidos por energía solar, Tesis doctoral, México, D. F., UNAM, Facultad de Química.

Venegas, M. (2001). Transferencia de masa y calor en gotas en procesos de absorción con nitrato de litio - amoníaco: nuevas tecnologías, Tesis doctoral, Universidad Carlos III de Madrid.

Venegas, M., Arzoz, P., Rodríguez, M. y Izquierdo, M. (2003). Heat and mass transfer in $\text{LiNO}_3\text{-NH}_3$ spray absorption, *International Communications in Heat Mass Transfer*, Vol. 30(6), 805-815.

Venegas, M., Izquierdo, M., Rodríguez, P. y Lecuona, A. (2004). Heat and mass transfer during absorption droplets. *International Journal Heat and Mass Transfer* Vol. 47 (12/13), 2653-2667.

Versteeg, H. K. y Malalasekera, W. (1995). An introduction to computational fluid dynamics, the finite volume method, Pearson – Prentice Hall, England.

Wang, C. Q., Lu, Z., Li, D. Q., Yu_Chly, B. y Sun, Y. G. (1995). Heat and mass transfer in falling film generator of lithium bromide absorption refrigerating machine, *Proceedings of 19th International Congress of Refrigeration*, Vol. IIIa, 209-214.

Wang, C., Lu, Z., y Zhou, J. (1999). Enhancement of heat and mass transfer in lithium bromide falling film generator, ISHPC'99, Proceedings of the International Sorption Heat Pump Conference, Munich, Germany, March 24-26, 301-305.

Wark, K. (1991). Termodinámica, quinta edición, Mc. Graw Hill, México

Warrent M.. R. y Olivo, T C (1982). Principios de la refrigeración. Editorial Diana, México D.F.

<http://standards.mackido.com> (Specification for number designation of organic refrigerants).

<http://webstore.ansi.org> (Designation and Safety Classification of Refrigerants).

No. Cta 97583358