Universidad Carlos III de Madrid

Repositorio institucional e-Archivo **http://e-archivo.uc3m.es**

Trabajos académicos Proyectos Fin de Carrera

2011-02

Modelización de un absorbedor de burbujas de geometría cilíndrica utilizando la disolución amoniaco-nitrato de litio

López-Rivadulla Sández, Manuel

http://hdl.handle.net/10016/11661

Descargado de e-Archivo, repositorio institucional de la Universidad Carlos III de Madrid

Universidad Carlos III de Madrid

Modelización de un absorbedor de burbujas de geometría cilíndrica utilizando la disolución amoniaco-nitrato de litio

Proyecto fin de carrera

Escuela Politécnica Superior

Ingeniería Industrial

Autor: Manuel López-Rivadulla Sández.
Tutor: Rubén Ventas Garzón.
Directora: María Venegas Bernal.

LEGANÉS, FEBRERO 2011.

"Whenever I am about to do something, I think. Would an idiot do that? And if they would, I do not do that thing."
Dwight Schrute, The office.

***"If you think you can do a thing* or *think you can*'t *do a thing*, you're right"**
Henry Ford (1863-1947)

Título: MODELIZACIÓN DE UN ABSORBEDOR DE BURBUJAS DE GEOMETRÍA CILÍNDRICA UTILIZANDO LA DISOLUCIÓN AMONIACO-NITRATO DE LITIO
Autor: MANUEL LÓPEZ-RIVADULLA SÁNDEZ
Tutor: RUBÉN VENTAS GARZÓN
Director: MARIA VENEGAS BERNAL

EL TRIBUNAL

Presidente: ULPIANO RUIZ-RIVAS HERNANDO

Vocal: JOSÉ ALFONSO ARTERO GUERRERO

Secretario: JUAN FCO. GIRÓN DE ANA

Realizado el acto de defensa y lectura del Proyecto Fin de Carrera el día 24 de Febrero de 2011 en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de 10 SOBRESALIENTE.

Agradecimientos

Este trabajo es la consecución de mis estudios y se lo debo en primer lugar a mis padres, Manolo y Bebel, por haberme dado la oportunidad de estudiar lo que quería.

Gracias a que tengo a mis hermanos Isa, Javi, Marta y Pablo uno nunca se siente solo en el mundo.

Les agradezco a María Venegas y a Rubén Ventas los ánimos, la rapidez y la atención que me han brindado desde el primer momento.

Finalmente a todas las personas que son o han sido mis amigos en estos años, a todos con los que he vivido algo que mereciese la pena de la vida tan buena que he tenido siendo estudiante universitario.

RESUMEN

En este proyecto se realiza un modelo matemático para la predicción del comportamiento de absorbedores de burbujas en máquinas de absorción. Uno de los problemas principales de este tipo de máquinas es la necesidad de disponer de grandes superficies para la transferencia de calor, viendo de esta manera mermada su competencia con máquinas de compresión simple. Los absorbedores de burbujas tienen un diseño que permite la reducción drástica del tamaño de estas máquinas y así poder mejorar el comportamiento de las mismas, convirtiéndolas en un modelo competitivo.

Palabras clave: Máquinas de absorción, absorbedores de burbujas.

ABSTRACT

This project develops a mathematical model for prediction of behavior of bubble absorber in absorption machines. One of the main problems of these machines is the need for having a large surface for heat transfer, looking at it from this point of view diminishes its performance compared to simple compression machines. Bubble absorbers have a design that allows a drastic reduction in size of these machines and thus improves the performance, by making a competitive model.

Key words: Absortion machines, bubble absorbers.

Índice general.

Nomenclatura XVII

1 Capítulo 1. Introducción, objetivos y estructura. 1.1

1.1 Introducción 1.2

1.2 Objetivos 1.6

1.3 Estructura 1.7

2 Capítulo 2. Máquinas de absorción 2.1

2.1 El ciclo de absorción 2.2

2.2 La máquina de absorción 2.3

2.2.1 Balances de masa y energía 2.4

2.2.2 COP 2.8

2.3 Absorbedor 2.8

2.3.1 Clasificación de absorbedores 2.10

2.3.2 Fluidos de trabajo 2.13

2.3.3 Comparativa de fluidos de trabajo con amoniaco 2.17

2.4 Investigación en columnas de burbujas 2.19

2.4.1 Técnicas de mejoras en la transmisión de calor y masa. 2.19

2.4.2 Análisis de absorbedores 2.21

3 Capítulo 3. Modelo matemático 3.1

3.1 Introducción 3.2

3.2 Instalación experimental 3.2

3.3 Modelo matemático unidimensional de un absorbedor de burbujas. 3.6

3.3.1 Sistema general 3.6

3.3.2 Estudio de las burbujas 3.7

3.3.3 Transferencia de calor 3.10

3.3.4 Transporte de masa 3.13

3.3.5 Propiedades termofísicas de todos los fluidos 3.15

4 Capítulo 4. Implementación, resolución y valición. 4.1
4.1 Introducción 4.2
4.2 Software de programación 4.2
4.3 Implementación 4.3
4.4 Datos de entrada 4.8
4.5 Casos de estudio 4.8
4.6 Comentarios sobre el error cometido 4.10
5 Capítulo 5. Presentación y análisis de resultados 5.1
5.1 Introducción 5.2
5.2 Caso STANDARD 5.2
5.3 Caso A 5.7
5.4 Caso B 5.9
5.5 Caso C 5.11
5.6 Caso D 5.12
5.7 Caso E 5.14
5.8 Conclusiones 5.16
5.9 Trabajos futuros 5.18
5.9.1 Mejora del modelo matemático 5.18
5.9.2 Proceso experimental 5.18
6 Capítulo 6. Presupuesto 6.1
6.1 Tareas 6.2
6.2 Costes 6.3
6.2.1 Personal 6.3
6.2.2 Material, licencia y costes indirectos 6.3
6.2.3 Resumen 6.4
6.2.4 Costes totales 6.4
7 Capítulo 7. Bibliografía. 7.1

Índice de tablas

Tabla 1. Propiedades de los fluidos de trabajo. 2.14
Tabla 2. Parámetros geométricos del absorbedor 3.4
Tabla 3. Parámetros constantes en el cálculo (m) 4.4
Tabla 4. Parámetros variables en el cálculo. 4.4
Tabla 5.Valores STANDARD de parámetros iniciales de interés. 4.8
Tabla 6. Tareas realizadas en el proyecto. 6.2
Tabla 7. Salarios de trabajadores. 6.3
Tabla 8. Información detallada de horas y costes salariales. 6.3
Tabla 9. Resumen de costes. 6.4
Tabla 10. Costes Totales 6.4

Índice de figuras

Figura 1. Emisiones de CO_2 en España 1.3
Figura 2. Producción de frío con máquina de absorción de simple efecto 2.2
Figura 3. Máquina de refrigeración por absorción 2.4
Figura 4. Canales en paralelo de tubos de burbujas. (Sujahta et al.,1999) 2.10
Figura 5. Regímenes de flujo en columnas de burbujas. (Muddle, 2005) 2.11
Figura 6. Detalle del interior de cámara adiabática con atomizador, fotografía de cámara adiabática.(Ventas 2010) 2.12
Figura 7. Configuración a) tubos verticales, b) tubos horizontales 2.13
Figura 8.Comparación del efecto de la temperatura del generador en el COP. 2.18
Figura 9. A) Instalación experimental. B) Esquema de la instalación, circuito del absorbedor. 3.3
Figura 10. Plano del absorbedor de burbujas en mm. 3.4
Figura 11. Croquis del plano de planta de la columna de burbujas en mm 3.5
Figura 12. Representación en detalle del volumen de control 3.7
Figura 13. Circuito de resistencias térmicas en cada volumen de control 3.10
Figura 14. Detalla de la interfase entre la fase gaseosa y la fase líquida 3.13
Figura 15. Diagrama de flujo de método iterativo de cálculo. 4.7
Figura 16. Estimación del número de divisiones en función de la diferencia de temperaturas 4.10
Figura 17. Tiempo de computación en función del número de divisiones 4.11
Figura 18. Comparación de resultados variando el número de divisiones realizadas en la columna. 4.12
Figura 19. Evolución de la concentración en caso STADARD 5.2
Figura 20. Evolución de la transferencia de masa en las burbujas. 5.3
Figura 21. Evolución del caudal de vapor a lo largo del absorbedor 5.3
Figura 22.Variación del parámetro ALFA a lo largo del absorbedor. 5.5
Figura 23. Variación del parámetro BETA a lo largo del absorbedor. 5.5
Figura 24. Variación del parámetro GAMMA a lo largo del absorbedor. 5.6
Figura 25. Transferencia de calor en el absorbedor. 5.6
Figura 26. Variación de las temperaturas de agua de refrigeración y disolución a lo largo de la columna. 5.7
Figura 27. Comparación de la evolución de las concentraciones variando el caudal de refrigerante. 5.8

Figura 28. Variación de la altura de absorción en función del caudal de vapor de refrigerante. 5.9
Figura 29. Transferencia de masa desde las burbujas de vapor de refrigerante a la disolución en función de la altura de la columna. 5.9
Figura 30.Comparación de la evolución de las concentraciones variando el caudal de disolución. 5.10
Figura 31. Variación de la temperatura de disolución a lo largo del absorbedor. 5.11
Figura 32. Variación de concentración en función de la altura con cambio de temperaturas.5.12
Figura 33. Variación de la transferencia de calor en función del diámetro de la columna. 5.13
Figura 34. Variación de la concentración para diferentes valores de radio de columna..... 5.14
Figura 35. Flujo de calor en función de la velocidad del agua de refrigeración..... 5.15

NOMENCLATURA

A	Área de transferencia de calor, m^2.
A_b	Área proyectada de burbuja, m^2.
A_{ib}	Área total de disolución, m^2.
A_h	Área hidráulica, m^2.
A_{paso}	Área perpendicular a la dirección del flujo de disolución, m^2.
C_D	Coeficiente de arrastre.
COP	Coeficiente de operación.
COP_e	Coeficiente de operación eléctrico.
Cp	Calor específico, J kg^{-1} K^{-1}.
dA	Diferencial de área de transferencia de calor, m^2.
d_b	Diámetro de burbuja, mm.
d_{ext}	Longitud lado externo, mm.
d_e	Diámetro exterior, mm
d_{in}	Longitud lado interior, mm.
d_i	Diámetro interior, mm.
d_h	Diámetro hidráulico, mm.
$d\dot{m}$	Diferencial de caudal de masa, kg s^{-1}.
d_z	Longitud de volumen de control, mm.
g	Gravedad, 9,8 ms^{-2}.
h	Coeficiente de transferencia de calor por convección, kW $m^{-2}K^{-1}$.
i	Entalpía específica, kJ kg^{-1}.
j	Número de divisiones
k	Coeficiente de transferencia de calor por conducción, kW $m^{-1}K^{-1}$.
km_d	Coeficiente de transferencia de masa de la disolución m s^{-1}.
L	Longitud de la columna, mm
$\dot{m}$	Flujo másico, kg s^{-1}.
m_b	masa de burbuja, kg.
n	Estado.
N	Número de burbujas.
Nu	Número de Nusselt.
P	Presión, bar.
Pm	Perímetro mojado, m.
Pr	Número de Prandl.
Q	Potencia térmica, W.
Q_F	Potencia térmica disipada en columna, W.
Reo	Número de Reynolds referido al inyector.
Re_a	Número de Reynolds referido al agua.
R_1	Resistencia térmica del agua, m^2K kW^{-1}.
R_2	Resistencia térmica de la columna, m^2 K k W^{-1}.
R_3	Resistencia térmica de la disolución, m^2 K k W^{-1}.
RVL	Relación volumen líquido.
T	Temperatura, ºC.

T_{ae}	Temperatura impuesta de entrada del agua, ºC.
T'_{ae}.	Temperatura calculada de entrada del agua, ºC.
T_{as}	Temperatura de salida del agua, ºC.
U	Coeficiente global de transferencia de calor, kW m^{-2} K^{-1}.
v_a	Velocidad del agua de refrigeración, m s^{-1}.
v_b	Velocidad de burbuja, m s^{-1}.
v_d	Velocidad de disolución, m s^{-1}.
v_t	Velocidad terminal, m s^{-1}.
v_g	Velocidad superficial del gas, m s^{-1}.
W_b	Potencia de la bomba de disolución W.
W_e	Potencia termoeléctrica de la bomba de disolución, W.
W_{eb}	Potencia eléctrica de la bomba de disolución, W.
x	Concentración de la disolución.
X_a	Concentración de absorbente de la disolución diluida.
X_g	Concentración de absorbente de la disolución concentrada.
x_{ga}	Concentración de refrigerante de la disolución diluida.
x_{gg}	Concentración de refrigerante de la disolución concentrada.
x_{int}	Concentración en la interfase.

Subíndices

a	agua
ab	absorbedor
b	bomba
c	condensador
d	disolución
e	evaporador
g	generador
v	vapor

Letras griegas

β_d	Difusividad másica m^2 s^{-1}.
ρ	Densidad, kg m^{-3}.
μ	Viscosidad dinámica, Pa s.
η_b	Eficiencia de conversión mecánica a eléctrica de la bomba de disolución.
η_e	Eficiencia termoeléctrica.
σ	Tensión superficial, Nm^{-1}.

Capítulo 1:

Introducción, objetivos y estructura

En este capítulo se realiza una introducción para enmarcar el proyecto en una realidad tecnológica, se determinan los objetivos y se describe la estructura del presente trabajo.

1.1 INTRODUCCIÓN

Hoy en día, la sociedad se ve obligada a afrontar dos problemas básicos derivados del consumo energético. Por un lado, la demanda ligada al crecimiento económico característico de un país y por otro, el impacto sobre la naturaleza que dicha demanda provoca. Existe una situación en la que aún dependiendo de combustibles fósiles para la producción de energía, se comienzan a realizar esfuerzos importantes para cambiar este panorama.

Los combustibles fósiles generan un conjunto de contaminantes como CO, HC, NOx, SOx o CO_2 entre otros. Este último, por su enorme volumen de producción derivado de la generación eléctrica, contribuye de manera significativa al efecto invernadero. *Entiéndase por éste, el efecto que realizan ciertos gases naturales (vapor de agua, dióxido de carbono, metano, oxido nitroso y ozono) y antropogénicos (halocarbonos) de reflejar parte de la radiación que la tierra emite al espacio como lo hace un cristal de ventana de un invernadero, reteniendo el calor e impidiendo su transmisión al exterior*[1].

Entre los elementos que contribuyen al aumento de consumo eléctrico, por lo menos en una zona de temperatura ambiente alta durante gran parte del año como lo es España, están los sistemas de climatización o aire acondicionado accionados por compresión mecánica. A pesar de que el consumo eléctrico no es especialmente significativo, debido a que su utilización principal se da en los meses más calurosos, sí lo es la potencia instalada, que asciende al 20% del total en España, según el IDAE (2006).

Los aparatos de refrigeración basados en compresión mecánica, tienen un doble problema: por un lado, emplean fluidos de refrigeración con una contribución propia al calentamiento global, cuyo efecto evaluado en un lapso de tiempo se conoce como *Potencial de Efecto Invernadero Directo (*PEED) y por otro, contribuyen de manera indirecta, mediante la emisión de CO_2 procedente de las fuentes de generación de la electricidad necesaria para accionar los aparatos de climatización (PEEI). Evaluado en 25 años, según Marcos (2008), el PEEI de estas máquinas empleadas para aire acondicionado es de 330.600 toneladas de CO_2, mientras que el PEED es de 18.375.000 toneladas de CO_2.

[1] *"Los refrigerantes y el Medio Ambiente"*, Geydy Luz Gutiérrez Urueta,UC3M

Según el Inventario de Gases de Efecto Invernadero[2] de España, se puede observar un aumento de las emisiones provocado por el crecimiento económico del país en los últimos 20 años y donde se incluye la influencia de los gases de efecto invernadero, tomando como base de cálculo para su equivalente, la concentración de CO_2.

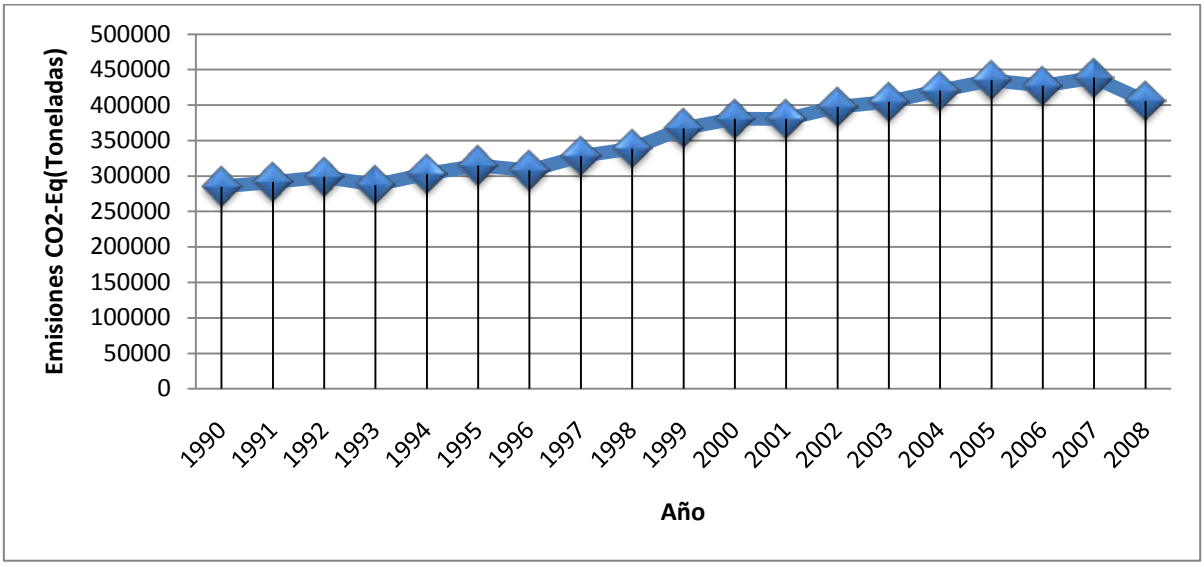


Figura 1. Emisiones de CO_2 en España

El potencial de efecto invernadero, unido al empleo de refrigerantes halogenados, que contribuyen a la destrucción de la capa de ozono (muchos han sido prohibidos o están en proceso de ser prohibidos), marca una nueva vía para la generación de frío.

Este escenario energético está potenciando el empleo de máquinas basadas en el ciclo de **absorción**, que podrían solucionar el conjunto de problemas que se plantean. Por un lado, son máquinas capaces de trabajar con bajas temperaturas para la producción de frío y con un consumo eléctrico muy inferior a los sistemas de compresión mecánica. Por otro lado, pueden emplear fuentes térmicas renovables, como energía solar a partir de colectores solares, o calores residuales, sin impacto negativo directo sobre el medio ambiente. Además, a esto se debe añadir que el empleo de fluidos naturales, cuyo potencial de efecto invernadero es nulo o el natural, requiere un menor coste de producción.

Los ciclos de absorción utilizan de manera convencional mezclas de agua-bromuro de litio (H_2O-LiBr) y amoniaco-agua (NH_3-H_2O). En el primer caso, el bromuro de litio es el absorbente y el agua el refrigerante; estos equipos son en su mayoría enfriadores de agua para aplicaciones de aire acondicionado. En el segundo caso, donde el agua trabaja como

[2] Edición 2010, donde se evalúan las emisiones de CO_2-Eq en toneladas en el período 1990-2010

absorbente y el amoniaco como refrigerante, es una mezcla típica utilizada en plantas de refrigeración industrial.

Si se quiere pensar en la aplicación práctica que se puede esperar de los ciclos de absorción, se debe fijar en particular un coeficiente de operación que sirva para comparar máquinas de absorción con máquinas de compresión simple. El COP (Coefficient Of Performance) es "*La cantidad de refrigeración obtenida de una máquina dividida entre la cantidad de energía que se requiere aportar para conseguir esta refrigeración*"[3] y es el parámetro que evalúa la eficiencia de estas máquinas. Los COP`s esperables de los ciclos de absorción con Bromuro de Litio son muy bajos en comparación con los ciclos de compresión mecánica, que se sitúa en valores de 0.7-0.8 para máquinas de una etapa y hasta 1.2 en máquinas de doble etapa. En el caso de los ciclos de Amoniaco-Agua, se observan valores de COP de 0.5-0.6. Por el contrario, en ciclos de refrigeración con compresores centrífugos o de tornillo, se obtienen COP`s que en las mejores condiciones de funcionamiento, variarían entre 4.5 y 5.5[4]. Debido a esta comparación se podría pensar en dar por terminado aquí el estudio de esta tecnología por la incapacidad de las máquinas de absorción de ofrecer una solución viable. Pero la razón de seguir adelante reside en que desde el punto de vista puramente energético, sin tener en cuenta costes de instalación, explotación, etc, el coste energético de producir el trabajo mecánico necesario para obtener 1 kW de refrigeración por ciclo de compresión mecánica de vapor, es normalmente superior al coste necesario para recuperar la cantidad de calor necesaria para obtener el mismo kW en un ciclo de absorción. El coste de la energía básica es uno de los factores que determina la posible competitividad de los sistemas de absorción frente a los de compresión mecánica; otros factores que limitan el uso de los sistemas de absorción, aunque en menor medida, son su elevado tamaño en comparación con los sistemas de compresión mecánica y la escasa presencia a nivel comercial de máquinas de potencias bajas (en general, inferiores a los 10 kW).

Uno de los principales objetivos en la investigación de la tecnología de absorción es la búsqueda de nuevos fluidos de trabajo que mejoren el comportamiento de los sistemas de absorción, donde se pueden incluir las disoluciones NH_3-$LiNO_3$ o NH_3-NaSCN, con suficientes cualidades para ser sustitutos de la disolución NH_3-H_2O (Infante Ferreira,1984).

[3] ASHRAE (1993)

[4] "*Refrigeración por absorción. Interés energético e impacto ambiental*". José María Cano Marcos. Jornadas técnicas de climatización ATECYR 2001.

Con esta filosofía, este proyecto es una pequeña parte de un estudio general sobre máquinas de absorción. Al estudiar un sistema de ingeniería para la producción de frío como una máquina de absorción, se debe partir de la comprensión del funcionamiento del sistema general, así como de cada una de sus partes. Se necesita acotar los valores del régimen de funcionamiento para el desarrollo de estudios experimentales y facilitar la comprensión de los resultados obtenidos. Todo ello con la idea de disminuir los esfuerzos desempeñados por los investigadores para la realización de un estudio sin mermar la calidad de los resultados.

Un paso importante en una investigación es diseñar un modelo matemático que pueda predecir el comportamiento del sistema. El diseño de tal modelo estará basado en la comprensión de los procesos físicos que se produzcan, la modelización matemática que simule el comportamiento del sistema y el empleo de un conjunto de correlaciones que reproduzcan, en el caso que ocupa este trabajo, los coeficientes de transferencia de calor y masa entre los componentes del sistema.

Este proyecto, pretende estar enmarcado dentro de la investigación de máquinas de absorción con mezcla de NH_3-$LiNO_3$ que se desarrolla en el departamento de Ingenieria Térmica y de Fluidos de la Universidad Carlos III de Madrid.

1.2 OBJETIVOS

El objetivo principal de este proyecto, es presentar un modelo que nos permita comprender los procesos que se producen dentro de la columna de burbujas. Para ello se desarrolla un modelo matemático basado en correlaciones empíricas obtenidas de la literatura que permitirá evaluar la evolución de diferentes parámetros de interés en el comportamiento de la máquina de absorción.

Se debe enmarcar el diseño de este modelo dentro de una realidad tecnológica de absorbedores de burbujas, para lo que es necesario realizar una breve introducción sobre los principios básicos que rigen el funcionamiento de máquinas de refrigeración por absorción, desarrollar una explicación sobre los avances e investigaciones realizadas y comprender la importancia de los diferentes tipos de diseño.

Se busca presentar de manera fiable y sencilla la aplicación del modelo matemático de predicción que se empleará para su programación informática. Para ello se presentan los principios básicos de transferencia de masa y calor, las correlaciones empleadas para el cálculo de coeficientes y el método de desarrollo de la modelización.

Se pretende realizar un conjunto de pruebas sobre el modelo, variando parámetros de interés para el diseño de los absorbedores que nos permitan analizar su influencia sobre el comportamiento del sistema. Estos parámetros serán tanto fluidos de trabajo, temperaturas y características geométricas.

Finalmente, se presentarán el conjunto de resultados obtenidos y se analizarán gráficamente los parámetros de interés.

1.3 ESTRUCTURA

El presente trabajo está compuesto por 6 capítulos.

En el capítulo 1 se presenta una introducción del trabajo así como la determinación de los objetivos y la explicación de la estructura del proyecto.

En el capítulo 2 se realiza una explicación generalista sobre la investigación de máquinas de absorción, desde su concepción hasta las mejoras técnicas desarrolladas en la actualidad. Este capítulo está dividido en tres partes principales: la primera se centra en presentar el ciclo de absorción desde el punto de vista teórico, la segunda parte se centra en la explicación de los absorbedores dentro del sistema general de la máquina, la última parte está destinada a la revisión de los diferentes estudios realizados sobre absorbedores.

En el capítulo 3 se presenta la instalación experimental en la cual se basa el modelo. Se presentan de las leyes de transferencia de masa y energía empleadas para el desarrollo matemático, así como las correlaciones empleadas para el diseño del modelo y sus rangos de aplicación.

En el capítulo 4 se presenta el proceso de implementación del modelo desarrollado en el capítulo 3, el software de programación empleado, se presentan los parámetros reales de funcionamiento de la máquina así como las pruebas que se realizarán en el problema. También se deja un apartado para comentar el error producido por nuestro modelo.

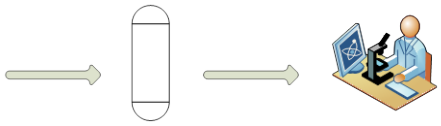
El capítulo 5 se basa en el análisis gráfico de los resultados obtenidos en las pruebas, se obtienen las conclusiones derivadas de dicho análisis y se presenta un conjunto de ideas para trabajos futuros.

El capítulo 6 presenta un presupuesto estimado del coste del presente proyecto.

Capítulo 2:

Estado del arte

En este capítulo se desarrollará un breve resumen sobre el modo de funcionamiento de las máquinas de absorción, centrándose en la función del absorbedor, sus tipos y los fluidos empleados. También se realiza un breve análisis sobre el estado de las investigaciones actuales sobre absorbedores.



2.1 EL CICLO DE ABSORCIÓN

La máquina de absorción, a pesar de haber sido construida por primera vez en el siglo XVIII, es una tecnología prácticamente invariable hasta la década de 1950.

Las primeras máquinas fueron construidas con el ciclo de simple efecto. Estas máquinas son la base de la tecnología de absorción. Principalmente están formadas por cuatro intercambiadores de calor: generador (g), absorbedor (ab), condensador (c) y evaporador (e). Estos sistemas utilizan como fluido de trabajo una disolución, generalmente de dos componentes denominados absorbente y refrigerante. El absorbente transporta el refrigerante entre el absorbedor y el generador, mientras que la función del refrigerante es producir el efecto útil del ciclo.

La segunda ley de la termodinámica establece que para transferir calor desde una sustancia a baja temperatura a otra cuya temperatura es mayor, es necesario consumir un trabajo. Para la transferencia de calor desde un cuerpo frío, a baja temperatura, hasta un cuerpo caliente, a alta temperatura, se puede emplear una máquina inversa de Carnot. De esta manera, observando la figura 2, se puede comprender que la máquina frigorífica a la derecha de la figura absorbe un trabajo mecánico (W) así como la energía calorífica de su foco frío (Q_e), a cierta temperatura (T_e), transportando la suma de ambos hasta el foco caliente a la temperatura T_c.

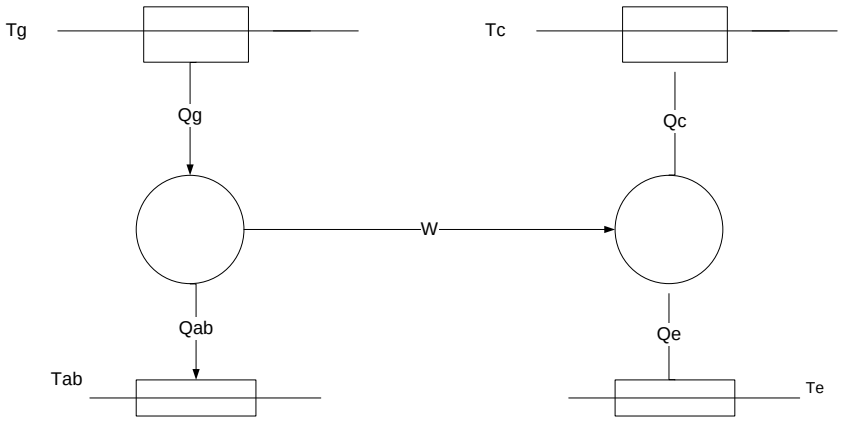


Figura 2. Producción de frío con máquina de absorción de simple efecto

Así pues, se sabe que es posible el funcionamiento de una máquina de absorción mediante el intercambio de calor entre cuatro focos.

Aplicando esta teoría a una máquina real se puede representar una situación donde se transfiera calor utilizando diferencias de temperatura entre focos de temperatura e intercambiadores.

2.2 LA MÁQUINA DE ABSORCIÓN

La concepción habitual de una máquina de absorción es la de aquella que desarrolla un ciclo frigorífico aprovechando la capacidad que tienen algunas sustancias, como el agua o algunas sales como el $LiNO_3$, para absorber en fase líquida vapores de otras sustancias como el amoniaco. En la versión simple de este tipo de máquinas, el compresor mecánico es sustituido por un conjunto denominado compresor térmico, formado por dos intercambiadores de calor (generador y absorbedor), una bomba, una válvula de expansión y en muchos casos, un recuperador de calor. La finalidad de este conjunto es la de subir la presión de vapor refrigerante de igual manera que un compresor termoquímico pero siendo alimentado por calor en vez de trabajo mecánico.

Desde un punto de vista más detallado, se puede observar la máquina de absorción con los cuatro elementos que la conforman. El funcionamiento ideal de esta máquina consiste en varias etapas.

En primer lugar, se tiene una cantidad de disolución en el absorbedor, que es aspirada por la bomba (5) y transportada hasta el generador (6). En el generador, se suministra un cierto calor Q_g a una temperatura T_g hasta que se alcanza la temperatura de ebullición del refrigerante, de tal manera que se pueda evaporar parcialmente y así separarse de la mezcla de disolución, para poder circular desde los puntos 1 a 4 como sustancia pura. De esta manera se tendrá por un lado, una disolución con alta concentración de disolvente y por otro, vapor de refrigerante puro a alta presión. A partir de aquí el camino de ambos componentes se separa.

Por un lado, se tiene el refrigerante, que llega al condensador. En este intercambiador de calor, el vapor (1) se transforma en refrigerante líquido a la temperatura de condensación (2) cediendo calor al foco que se encuentra a la temperatura T_c. En la válvula de expansión, se produce un proceso isoentálpico, de manera ideal, que reduce la presión del refrigerante así como su temperatura hasta la temperatura de evaporación (3). En este punto, se alcanza el evaporador, donde se produce el efecto útil de nuestra máquina de absorción. Esta mezcla bifásica de líquido y vapor extrae el calor del fluido externo (Q_e) que circula por el serpentín del intercambiador a la temperatura T_e, convirtiéndose a su vez en vapor saturado (4) que alcanzará el absorbedor.

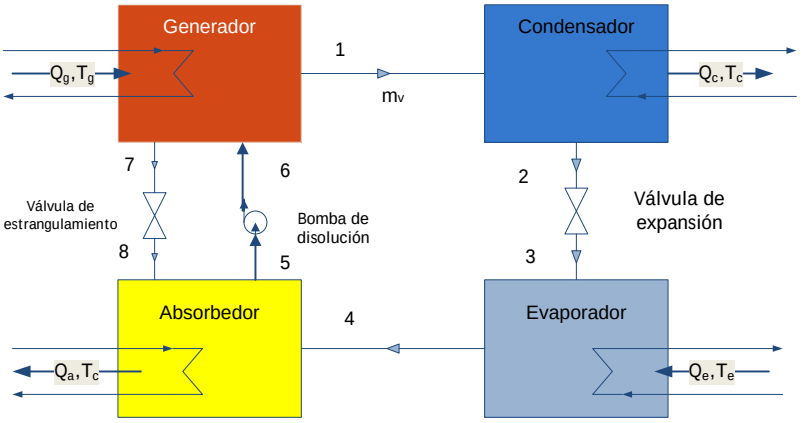


Figura 3. Máquina de refrigeración por absorción

Por el otro lado, la disolución que abandona el generador (7) reduce su presión en la válvula de estrangulamiento isoentálpicamente hasta llegar al absorbedor (8).

En este punto ambas sustancias vuelven a encontrarse. En el absorbedor se producen dos efectos simultáneos. El vapor de refrigerante procedente del evaporador se condensa a la vez que se diluye en el seno de la disolución produciéndose el calor de absorción Q_{ab} como suma del calor de condensación y del calor de dilución.

Así pues, como se puede observar el ciclo de absorción se divide en dos ciclos, el de refrigerante (1-4) y el de disolución (5-8). Se denominará zona de alta presión al conjunto generador y condensador y zona de baja presión al conjunto de evaporador y condensador.

2.2.1 Balances de masa y energía

Aplicando los principios de conservación de masa y energía en cada uno de los componentes, se pueden obtener los balances correspondientes.

2.2.1.1 Energía

a) Generador

El generador es un intercambiador de calor donde se producirá la generación de vapor de refrigerante a partir de la alimentación de la masa de disolución. El calor de generación puede ser obtenido de diferentes formas, ya sea mediante combustibles fósiles desde un punto de vista tradicional, mediante el aprovechamiento de calores residuales, como puede ocurrir en un sistema de cogeneración, o bien directamente de fuentes renovables.

Observando la figura 3, el generador se alimenta del caudal de disolución $\dot{m}_d$ con entalpía i_6. Tras la ebullición, se obtendrá un caudal de refrigerante $\dot{m}_v$ con entalpía i_1,

devolviéndose al absorbedor el caudal de disolución $\dot{m}_d - \dot{m}_v$ con entalpía i_7. Así pues, se puede escribir, suponiendo el generador adiabático, es decir, sin transferencia de calor con el exterior:

$$Q_g + \dot{m}_d \cdot i_6 - \dot{m}_v \cdot i_1 - (\dot{m}_d - \dot{m}_v) \cdot i_7 = 0 \qquad 2.1$$

Que permitirá escribir,

$$Q_g = \dot{m}_d \cdot (i_7 - i_6) + \dot{m}_v \cdot (i_1 - i_7) \qquad 2.2$$

El primer sumando es el calor necesario para transformar la disolución diluida del punto 6 en la disolución concentrada del punto 7. El segundo sumando es el calor necesario para alcanzar la temperatura de ebullición y separar el vapor de refrigerante del resto de la disolución en el punto 7.

b) Absorbedor

El absorbedor es un componente que define de manera crítica el comportamiento de la máquina. Esto es así porque dependiendo de su diseño se dispondrá de una buena o mala capacidad para absorber el vapor de refrigerante procedente del evaporador. De esta manera uno de los puntos básicos en las máquinas de absorción es optimizar conjuntamente la transferencia de masa y calor.

El absorbedor se alimenta por un lado con el caudal de disolución $\dot{m}_d - \dot{m}_v$ y entalpía i_8 procedente del generador y por otro lado del caudal de refrigerante puro en estado vapor $\dot{m}_v$ y entalpía i_4 procedente del evaporador. Del absorbedor se obtendrá el caudal de disolución $\dot{m}_d$, que alimenta al generador, con entalpía i_5. Nuevamente, realizando un balance de energía se puede escribir,

$$Q_a = \dot{m}_d \cdot (i_8 - i_5) - \dot{m}_v \cdot (i_5 - i_4) \qquad 2.3$$

El primer sumando es el calor que aparece cuando la disolución concentrada que entra al absorbedor en (8) se transforma en disolución diluida que sale en (5). El segundo sumando es el calor de condensación del vapor refrigerante en el seno de la disolución concentrada. El calor generado Q_{ab} se transfiere al foco que se encuentra a la temperatura T_{ab}, que normalmente será un agua de refrigeración que transporta el calor al exterior.

c) Válvula de estrangulamiento

En la válvula de estrangulamiento se reduce la presión de la disolución concentrada hasta la presión del absorbedor. Al tratarse de un proceso isoentálpico,

$$i_7 = i_8 \qquad 2.4$$

d) Condensador

En el condensador se producirá el cambio de fase del refrigerante en estado vapor hasta obtener líquido a temperatura T_c. Realizando un balance de energía en el mismo,

$$Q_c = \dot{m}_v \cdot (i_1 - i_2) \qquad 2.5$$

Este calor se transfiere a la atmósfera, por tanto la temperatura del fluido exterior que circula por el condensador debe ser menor que la temperatura de condensación.

e) Válvula de expansión

En la válvula de expansión se transforma el refrigerante líquido desde la temperatura y presión de condensación (P_c), a la temperatura y presión de evaporación (P_e). Se supone un proceso isoentálpico.

$$i_2 = i_3 \qquad 2.6$$

En esta válvula se puede considerar una pérdida, dado que a pesar de que el proceso es isoentálpico a su vez es irreversible, dado que se produce un aumento de entropía al producirse la expansión. La cantidad de vapor producida durante la expansión pierde su capacidad para realizar el efecto útil en el evaporador.

f) Evaporador

En este intercambiador se tiene una mezcla bifásica, de tal manera que circulan por él conjuntamente el vapor, que no produce efecto frigorífico, y el líquido, que al hervir a la presión de evaporación recibe el calor latente necesario desde el fluido exterior que circula por el evaporador. Se puede definir el balance de energía en el evaporador como sigue, suponiendo que no hay pérdidas al exterior, esto es, que el evaporador es adiabático.

$$Q_e = \dot{m}_v \cdot (i_4 - i_3) \qquad 2.7$$

En este caso, el fluido que circule por el exterior del serpentín, debe estar a una temperatura más alta que la de evaporación.

g) Bomba de disolución

La función de la bomba de disolución es hacer circular la disolución desde el absorbedor hasta el generador. Se puede escribir el balance energético como,

$$w_e = \dot{m}_d \cdot (i_6 - i_5) \quad 2.8$$

2.2.1.2 Masa

Para tener una consistencia evaluable en las ecuaciones de los apartados previos, es necesario obtener una expresión que represente el caudal de disolución.

Partiendo de la base de que en el punto 1 se obtiene refrigerante puro, como puede ocurrir en disoluciones de NH_3-$LiNO_3$, por cada kg/s de caudal de disolución ($\dot{m}_d$) que alimenta al generador, se separa una cantidad de kg/s de caudal de refrigerante ($\dot{m}_v$), de tal manera que al absorbedor regresan ($\dot{m}_d - \dot{m}_v$) kg/s de disolución. Así pues realizando un balance de masa en el generador, se define:

$$\dot{m}_d \cdot x_{\mathrm{ga}} = \dot{m}_v + (\dot{m}_d - \dot{m}_v) \cdot x_{\mathrm{gg}} \qquad 2.9$$

De tal manera que x_{ga} y x_{gg} son las concentraciones de refrigerante de las disoluciones diluida y concentrada respectivamente. A partir de la expresión anterior, se obtiene una relación entre los dos caudales, dependiente de las concentraciones de refrigerante.

$$\frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_d} = \frac{x_{ga} - x_{gg}}{1 - x_{gg}} \quad 2.10$$

Se denomina X a la concentración de absorbente, dónde X_a es la concentración de absorbente de la disolución diluida y X_g la disolución concentrada. Dado que $X_g + x_{gg} = 1$ se puede escribir que,

$$\frac{\dot{m}_d}{\dot{m}_v} = \frac{X_g}{X_g - X_a} \qquad 2.11$$

Esta relación permite conocer qué caudal de disolución es bombeado por kg/s de refrigerante que se separa en el generador. De esta manera, conociendo la carga térmica del

espacio a refrigerar, se obtiene el caudal de refrigerante que circula por una máquina real a partir del calor específico de evaporación (Ec. 2.7).

2.2.2 COP

El COP de la máquina de absorción se define como el cociente entre el calor suministrado al evaporador (Q_e) y el calor suministrado al generador (Q_g) más la energía eléctrica suministrada para accionar la bomba de disolución (W_b). La energía consumida por la bomba (W_{eb}) será la relación entre la electricidad suministrada y el rendimiento de conversión de energía eléctrica a mecánica.

$$W_{eb} = \frac{W_b}{\eta_b} \quad 2.12$$

Partiendo del concepto teórico de COP,

$$COP_e = \frac{Q_e}{Q_g + W_{eb}} \quad 2.13$$

Este valor de COP_e no es todo lo exacto que cabría esperar, dado que no se tiene en cuenta el rendimiento del sistema de generación termoeléctrica, que añade otro rendimiento η_e al trabajo realizado por la bomba.

$$W_e = \frac{W_{eb}}{\eta_e} \quad 2.14$$

Por tanto el COP real será,

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g + W_e} \quad 2.15$$

2.3 ABSORBEDOR

Uno de los componentes principales de una máquina de absorción es el absorbedor, dado que el funcionamiento del mismo afecta de manera directa al sistema global. El objetivo de los absorbedores es lograr una adecuada succión de vapor desde el evaporador, a través de un proceso de absorción gobernado por la transferencia de calor y masa entre las dos fases, con el objetivo de que la presión de evaporación (y por tanto la temperatura del fluido externo) se mantenga en los niveles requeridos.

En el proceso de transferencia de masa, el vapor cede su calor latente a la disolución, de forma que a la vez que ésta se diluye, aumenta su temperatura. El aumento de temperatura

de la disolución tiene un efecto perjudicial sobre el funcionamiento de la máquina, dado que disminuye su potencial de absorción. Lo habitual es refrigerar el absorbedor externamente.

El diseño de absorbedores es un punto crítico originado por la complejidad de los procesos de transferencia simultánea de calor y masa. Es por ello, que el buen funcionamiento de un absorbedor dependerá en gran medida de la capacidad de mezclado entre el vapor y la disolución, así como de ofrecer un área óptima de contacto entre la disolución y el intercambiador que refrigere la mezcla.

Ha sido objeto de numerosos estudios el diseño del absorbedor, mediante la aplicación de mejoras técnicas de transferencia de calor y masa. Merril et al (1995) ofrece una visión sobre mejoras técnicas pasivas con la finalidad de aumentar la turbulencia en el intercambiador, por medio de rugosidades en las paredes, alambre en forma de hélice y espaciadores internos. Kang et al (2002) realiza un estudio con técnicas activas mediante la adición de nano partículas en la solución para mejorar su conductividad térmica. Otros estudios se basan en la implicación de las formas geométricas de los conductos en la transferencia de calor [22].

Dentro de las cualidades que debe tener el absorbedor, se atiende a un conjunto de razones básicas para un diseño eficiente:

- Resistencias pequeñas para la transferencia de calor y masa.
- Áreas de transferencia óptimas que puedan transferir la mayor cantidad de calor en el menor espacio posible.
- Se busca que las pérdidas de carga en el absorbedor sean lo menores posibles, dado que al disminuir la presión disminuye la temperatura de saturación, lo que implica que se necesitaría mayor área de transferencia para la misma cantidad de calor debido a que se disminuye la diferencia de temperaturas efectiva.

Todos estos estudios tienen una finalidad principal que es poder disponer de máquinas de absorción compactas, eficientes y de bajo coste.

2.3.1 Clasificación de absorbedores

La clasificación de los absorbedores se realiza tradicionalmente atendiendo a la trayectoria continua o discontinua de las fases líquida y de vapor. Así pues:

- Absorbedores de burbuja. Fase de vapor discontinua y líquida continua.
- Absorbedores de gotas dispersas, espray o aspersión adiabática. Fase de vapor continua y líquida discontinua.
- Absorbedores de película descendente. Fases de vapor y líquida continuas.

2.3.1.1 Absorbedores de burbuja.

Los absorbedores de burbujas son de tipo inundado. La disposición de este absorbedor consiste en un canal inundado de disolución pobre por donde se inyecta el refrigerante en estado vapor en forma de burbujas.

Las burbujas irán diluyéndose en la solución que inunda el canal a la vez que cambian de fase, lo que genera una transferencia de masa y calor simultánea. El canal a su vez estará refrigerado externamente mediante un fluido de refrigeración a menor temperatura que la de absorción.

Es normal que a encontrarse con varios canales en paralelo con distribuidores de solución concentrada y vapor en la parte inferior y colectores de recogida de la solución diluida en la parte superior (Figura 4).

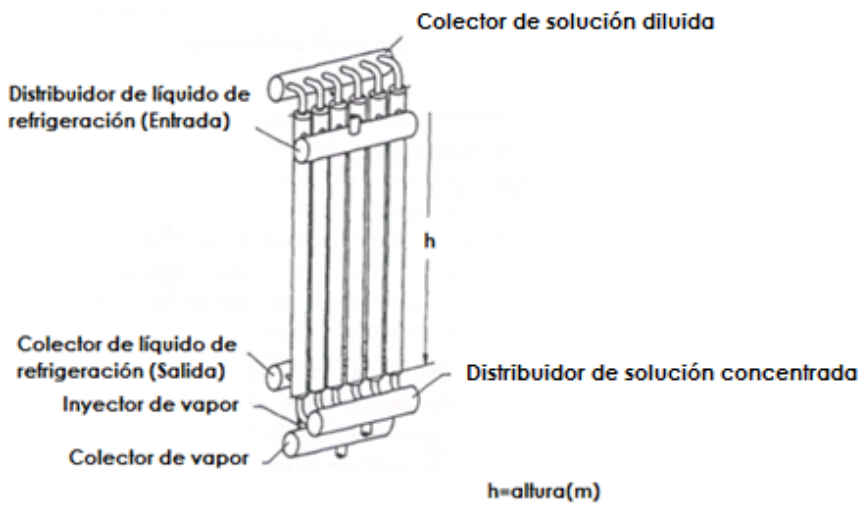


Figura 4. Canales en paralelo de tubos de burbujas. (Sujahta et al.,1999)

Una de las características de las columnas de burbujas que se han ido encontrando en la literatura y que se han observado en diferentes experimentos (Infante Ferreira, 1985), es la variación del régimen de flujo del vapor a lo largo de la columna. Como se puede observar en la figura 5 hay tres regímenes denominados: flujo agitado o *churn flow*, flujo en tapones o balas o *slug flow* y flujo de burbujas o *bubble flow*.

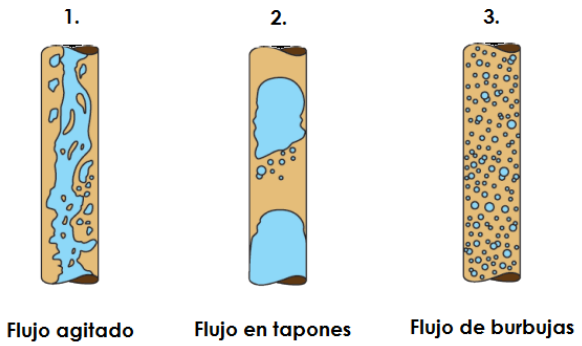


Figura 5. Regímenes de flujo en columnas de burbujas. (Muddle, 2005)

En el caso del *régimen agitado*, se observa una forma indefinida de la fase vapor ocasionada por el efecto de entrada de la solución pobre. La mayor parte del proceso de absorción se supone que se producirá en este punto.

En el *régimen de tapones* o balas, la fase gaseosa se eleva en forma de balas de gran tamaño relativo con respecto a la longitud de la columna, siendo el régimen predominante a lo largo del absorbedor.

Finalmente, el *régimen de burbujas* se caracteriza por pequeñas burbujas separadas entre sí, rodeadas de grandes cantidades de líquido.

Atendiendo a resultados de diferentes estudios (Kang et al. (2002), Merril et al. (1995), I.Ferreira et al. (1984)), se demuestra que la mayor parte de la absorción de la burbuja se produce en el primer tramo de surgimiento. Se puede simplificar el cálculo de transferencia de masa en la columna partiendo de base con la estimación del surgimiento de la burbuja en el inyector y su evolución a lo largo del tubo (Terrasaka et al.,2002)).

Un parámetro, que como se verá es fundamental a la hora de diseñar los absorbedores, es el área de interfase. El área de interfase es el área a través de la cual se produce la transferencia de masa. Esto implica que cuanta mayor área de fase vapor en contacto con fase líquida, se producirá una absorción más eficiente. Los absorbedores de burbujas tienen la ventaja de ver aumentado este valor, permitiendo áreas de interfase por unidad de volumen de vapor mayores, lo que permite la obtención de diseños geométricos más compactos.

2.3.1.2 Absorción de refrigerante por gotas dispersas.

En este caso la diferencia principal con los demas tipos de absorbedores, es que la transferencia de masa y de energía no son simultaneas. Son absorbedores adiabáticos.

Lo primero que se hace es subenfriar la disolución con un intercambiador líquido-líquido, para posteriormente introducirla en forma de gotas pequeñas a través de un atomizador en la cámara adiabática (Figura 6). En este punto, comienza la absorción del vapor procedente del circuito de refrigerante de la máquina. Debido a la transferencia de masa, se produce un cambio de fase del vapor y una dilución de la disolución, que provocará un aumento de temperatura, de tal manera que las gotas pueden llegar a saturarse parándose el proceso de absorción.

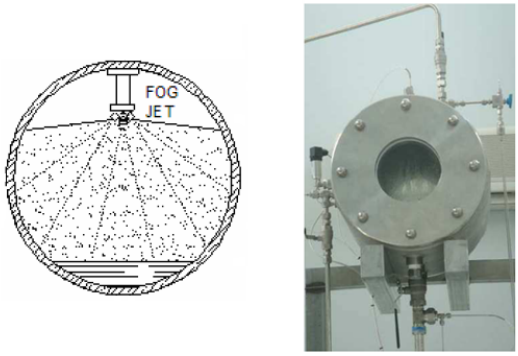


Figura 6. Detalle del interior de cámara adiabática con atomizador, fotografía de cámara adiabática.(Ventas 2010)

A partir de aquí, se hace pasar la disolución concentrada en refrigerante por un intercambiador para disminuir su temperatura, de tal manera que se recircule al absorbedor y de nuevo pueda seguir absorbiendo. El número de recirculaciones se puede disminuir aumentando la diferencia de temperatura con respecto a la de saturación de la disolución a una determinada presión a la entrada del absorbedor (Venegas, 2001).

Una de las ventajas desde el punto de vista de facilitar el diseño es que se sabe que para conseguir que la fase vapor del refrigerante sea absorbida, es necesario superar la presión capilar y penetrar la gota, por tanto la presión del absorbedor debe superar la suma de la presión de saturación de la solución y de la presión capilar de la gota. En consecuencia, hay un diámetro óptimo para el cual se produce la máxima absorción.

2.3.1.3 Absorbedores en película.

El proceso físico de absorción en este tipo de absorbedores está basado en la transferencia de masa de una película de líquido descendente en contacto con la fase vapor del refrigerante. Existen diferentes tipos de configuraciones, ya sea de tubos horizontales o verticales.

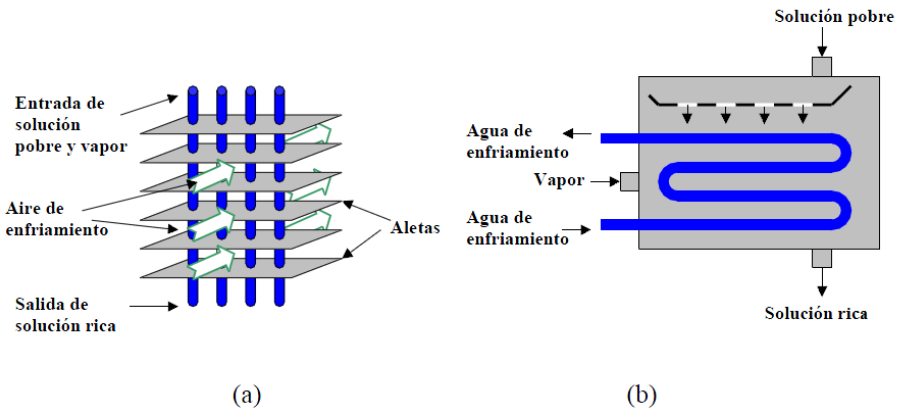


Figura 7. Configuración a) tubos verticales, b) tubos horizontales

En el caso de tubos en configuración horizontal, por el interior circula agua de refrigeración, mientras que la solución pobre en refrigerante cae por el exterior de los mismos formando una película sobre ellos. El absorbedor está sumergido en un entorno saturado de refrigerante en estado vapor.

Uno de los mayores problemas a los que se enfrentan este tipo de absorbedores es que el refrigerante tiene una elevada resistencia térmica, la mala distribución de la disolución así como el escaso porcentaje de superficie mojada (Venegas, 2001), lo que implica la necesidad de emplear grandes áreas para la transferencia, que da como absorbedores de mayor tamaño.

2.3.2 Fluidos de trabajo

Como se ha ido comentando a lo largo de esta memoria, los fluidos de trabajo empleados son un absorbente y un refrigerante. Es bastante lógico pensar que, para producirse un desarrollo idóneo del proceso de absorción, se intentará buscar ciertos fluidos que cumplan un conjunto de requisitos que favorezcan dicho proceso. En la tabla 1, se clasifican, de manera resumida, cierto número cualidades con importancia relevante en la consecución de la actividad de la máquina.

Tabla 1. Propiedades de los fluidos de trabajo[5].

Propiedades principales de los fluidos de trabajo	
Calor latente de vaporización	Alto, para disminuir el caudal másico de refrigerante. Instalación más compacta.
Presión de evaporación	Debe ser del orden de la atmosférica para evitar la entrada de humedad y corrosión.
Temperatura crítica	Debe ser elevada para evitar aumentos de la presión de condensación.
Temperatura de congelación	Baja. De esta manera se evita la solidificación de refrigerante en proceso.
Conductividad térmica	Alta, para mejorar la transferencia de calor.
Viscosidad.	Reducida, para minimizar las pérdidas de carga.
Inactividad y estabilidad	Debe ser inerte frete a los materiales que constituyen el sistema. Aunque no es determinante si condiciona los materiales de empleo en la instalación.
Precio	Se busca bajo precio, algo que no ocurre con refrigerantes tradicionales a excepción de los naturales.

Aunque se han realizado numerosos estudios con diferentes disoluciones, entre las más utilizados:

H_2O/LiBr: Agua como refrigerante y bromuro de litio como absorbente.

NH_3/H_2O: Amoniaco como refrigerante y agua como absorbente

Y en fase de experimentación:

NH_3/ NaSCN: Amoniaco como refrigerante y tiocianato sódico como absorbente.

NH3/$LiNO_3$: Amoniaco como refrigerante y nitrato de litio como absorbente.

2.3.2.1 H_2O/LiBr

Estas disoluciones son conocidas desde las primeras décadas del siglo XX y fueron introducidas en el mercado del aire acondicionado por absorción entre 1950 y 1970.

[5] "*Calor y frío Industrial*" Izquierdo Millán.

El agua es un refrigerante orgánico (R718). Es el líquido con mayor calor latente de evaporización y condensación que existe en la naturaleza. Esta característica es especialmente importante cuando se utiliza en instalaciones de climatización de gran tamaño, dado que el caudal de refrigerante que circula por el sistema es menor que el que circula cuando se emplea cualquier otro refrigerante. La temperatura debe ser superior a 0ºC para evitar formación de sólidos en el evaporador. Las propiedades termofísicas del agua son bien conocidas y aparte de un alto calor latente de evaporización, tienen un calor específico y una conductividad térmica de los mayores entre los líquidos.

Una de las mayores limitaciones es el punto de congelación. Por esta razón, las máquinas de absorción de bromuro de litio trabajan con temperaturas de evaporación superiores a 0ºC, entre 4ºC y 10ºC. Como la presión de evaporación a estas temperaturas está comprendida entre 400 Pa y 900 Pa, el volumen específico del vapor en el evaporador es muy grande, del orden de 200 m^3/kg. En el condensador, que trabaja con presiones absolutas de entre 4000 Pa y 10000 Pa, el volumen específico es unas cinco veces inferior al del evaporador. Este aspecto es importante a la hora de diseñar ambos componentes. Al ser un refrigerante natural, no tienen impacto reseñable sobre el medio ambiente.

El **bromuro de litio** es el absorbente de la disolución. El bromuro de litio es una sal blanca que tiene gran afinidad por el agua, por lo que en presencia de aire húmedo absorbe el vapor de agua contenido en la atmósfera, hidratándose. Su temperatura de fusión es de 535 º C mientras que su temperatura de ebullición es del orden de 2200 ºC (Izquierdo Millán), siendo su presión de vapor extremadamente baja. Es miscible con agua hasta concentraciones elevadas (75%) y se diluye con facilidad.

Las máquinas que emplean esta disolución como refrigerante pueden ser condensadas por agua o aire, de simple efecto (un generador) o de doble efecto (dos generadores). Los primeros emplean fuentes de calor de entre 80 ºC y 115ºC, mientras que las fuentes de calor utilizadas por los segundos necesitan temperaturas del orden de 160ºC.

2.3.2.2 NH_3/H_2O

La mezcla amoniaco-agua, es la disolución típica empleada en plantas de refrigeración industrial.

En este caso, el **amoniaco** actúa como refrigerante (R717) y entra dentro de los refrigerantes naturales. Es un gas incoloro a presión atmosférica con un olor muy penetrante. Se encuentra en la naturaleza, dado que se produce por descomposición de la materia orgánica o industrialmente por el método Haber-Bosch. Uno de los grandes inconvenientes es que se trata de una sustancia tóxica que a partir de concentraciones de 100 p.p.m. tiene

efectos nocivos sobre el organismo por inhalación, contacto cutáneo e ingestión, provocando problemas incluso mayores para concentraciones más elevadas.

Los sistemas de amoniaco-agua, aparte de presentar el problema comentado de la toxicidad, operan a presiones elevadas y requieren procesos de purificación en la separación del amoniaco por su reducida volatibilidad relativa. Generará una reducción del COP y un incremento de la complejidad del sistema general. Por ello es necesario implantar medidas de rectificación que permitan eliminar la presencia de agua en el evaporador. Sin embargo, tiene a su favor que es una mezcla apta para trabajar con temperaturas de menos de 0ºC.

La mezcla amoniaco-agua puede sustituir a cualquier refrigerante orgánico en el rango de temperaturas de -50ºC/50ºC, trabajando en aplicaciones frigoríficas en un amplio intervalo de potencias desde 250 kW hasta órdenes de MW (Izquierdo Millán).

En los últimos años, la implantación de sistemas de cogeneración con turbinas y motores de gas en sectores industriales como el agroalimentario, petroquímico o farmacéutico, ha favorecido el empleo de este tipo de plantas que emplean el calor residual para su activación, siendo el amoniaco-agua la mezcla principalmente utilizada.

2.3.2.3 NH_3/ NaSCN

El **tiocianato de sodio** es una sal incolora miscible en agua. Es estudiada en ciclos de absorción para mezclas de NH_3-NaSCN, donde actúa como absorbente, mientras que el amoniaco actúa como refrigerante.

Según Rogdakis et al (1994), esta disolución es especialmente interesante para la absorción debido a las bajas temperaturas de evaporación del NH_3, así como las bajas temperaturas de generación (desde 60ºC a 90ºC) comparadas con otras mezclas. Esto hace de las mezclas NH_3-NaSCN una disolución interesante para la generación de frío con placas solares. Las propiedades de absorción obtenidas por esta mezcla son similares a las obtenidas si se reemplaza el NaSCN por $LiNO_3$.

Las propiedades de esta mezcla fueron desarrolladas por Infante Ferreira (1984).

Entre las ventajas destacables de esta mezcla, se incluye, como se verá en el punto 2.3.4., que se obtienen mejores coeficientes de operación.

2.3.2.4 NH_3/ $LiNO_3$

El nitrato de litio es una sal inorgánica incolora que tiene gran afinidad por el agua y el amoniaco. La unión de esta sal con el amoniaco produce la disolución amoniaco-nitrato de litio estudiada y utilizada en ciclos de refrigeración por absorción, en los que el amoniaco es el refrigerante y el nitrato de litio el absorbente.

A partir del programa de investigación (1968-1971) en el Instituto de Refrigeración de la Delft University of Technology (Holanda) Infante Ferreira (1984) desarrolló la formulación de las propiedades termodinámicas de la disolución, siendo su formulación la que actualmente se emplea con mayor frecuencia. En la tesis de Infante Ferreira (1985) se realiza un estudio y comparación de diferentes fluidos de trabajo, entre los que aparece el NH_3-$LiNO_3$, y un análisis de las ventajas e inconvenientes y rangos de aplicación de cada uno de ellos.

Una de las ventajas que más se observan en los estudios con NH_3-$LiNO_3$, es la no necesidad de torre de rectificación y, al igual que ocurría con el tiocianato sódico, permite trabajar a temperaturas de accionamiento o generación más bajas, lo que abre de alguna manera la posibilidad de trabajar con máquinas de absorción generadas por fuentes de energía sin tanto impacto ambiental como los combustibles fósiles o directamente sin impacto.

2.3.3 Comparativa de fluidos de trabajo con amoniaco

Dado el interés que suscita el empleo de amoniaco en máquinas de refrigeración, con respecto a las cualidades del agua que impiden su uso para temperaturas menores de 0 ºC, se realiza una comparativa de las propiedades de las disoluciones comentadas en el apartado 2.3.3 que contengan amoniaco en su mezcla.

A la hora de elegir el fluido idóneo para este trabajo, se debe pensar no sólo en las propiedades de los fluidos, sino también en los coeficientes de operación, así como en las facilidades que puedan ofrecer a la hora de diseñar el sistema.

Desde el punto de vista del cálculo, a diferencia de lo que ocurre con mezclas de NH_3-H_2O, las mezclas de NH_3-NaCSN o NH_3-$LiNO_3$ tienen una facilidad añadida dado que la volatilidad relativa entre absorbente($LiNO_3$/NaSCN) y refrigerante (NH_3) es muy superior a la del amoniaco-agua; es decir, al absorbente, al tratarse de una sal, no está presente en la fase vapor producida en el generador, lo que simplifica notablemente el cálculo de transferencia de masa y explica la no necesidad de un rectificador.

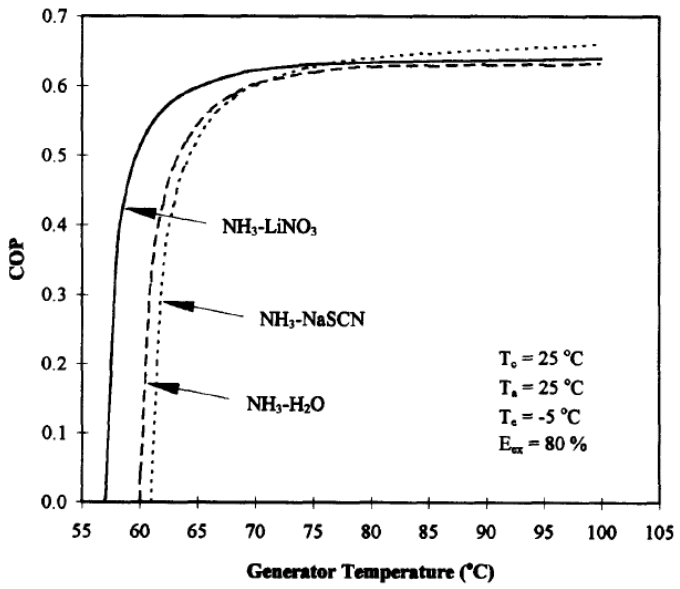


Figura 8.Comparación del efecto de la temperatura del generador en el COP.

Como se puede observar en el estudio de Sun (1996) (figura 8), donde compara los efectos de las temperaturas de diferentes intercambiadores de la máquina de absorción (generador, condensador y absorbedor) en el COP del ciclo, se observa que aquellas mezclas con sales tienen un mayor coeficiente de operación para iguales temperaturas de trabajo. En particular, el caso del NaSCN para altas temperaturas de generación y el caso del $LiNO_3$ para bajas temperaturas de generación, lo que lo convierte en un componente idóneo para aplicaciones ecológicas. Sun (1996) señala la desventaja existente en el uso de tiocianato de sodio en comparación con el nitrato de litio cuando se opera con temperaturas de evaporación por debajo de los -10 ºC, debido al peligro existente de la aparición de cristales.

2.4 INVESTIGACIÓN EN COLUMNAS DE BURBUJAS

Desde hace unos años se viene realizando un esfuerzo de investigación para mejorar desde el punto de vista técnico el diseño de máquinas de absorción. Es indispensable para realizar un estudio como el presente, encuadrar el alcance de las investigaciones publicadas en este campo.

2.4.1 Técnicas de mejoras en la transmisión de calor y masa.

Cuando se revisa la literatura concerniente a las máquinas de absorción, tanto en estudios teóricos como experimentales se observa cómo el gran problema de los absorbedores es su dimensión. Es un problema derivado de la capacidad de transferencia de calor y masa. Para ello se han realizado diferentes esfuerzos de investigación encaminados a la mejora de la transmisión de masa y calor, que conlleva una reducción de las áreas de transmisión y en definitiva del tamaño total de la máquina.

2.4.1.1 Mejoras de técnicas pasivas

En dos estudios experimentales, Merril et al. (1995) y Merril et al. (1998), se explica el conjunto de mejoras técnicas llevadas a cabo en absorbedores compactos de burbujas desarrollados para ciclos GAX (Generator Absorber heat eXchangue absortion cycles). Estas mejoras están destinadas a la fabricación de absorbedores compactos que impliquen una reducción del coste de los mismos sin mermar las capacidades de absorción, partiendo de la base que se pueden obtener COPs competitivos con los de los ciclos de compresión mecánica.

En estos estudios se realizan experimentos sobre un absorbedor de burbujas en columna, con una mezcla bifásica de agua y amoniaco, refrigerando la disolución externamente y a contracorriente. Se busca la mejora de tres parámetros de operación: el coeficiente de transferencia de calor, el área de transferencia de calor efectiva y la cantidad de refrigerante absorbido.

Para ello se prueban tres diseños diferentes aplicando mejoras técnicas para la transferencia de calor basadas en la variación del diámetro del tubo, en las zonas de inyección de vapor de refrigerante y tres mecanismos pasivos diferentes: Rugosidad en las paredes del lado de la disolución, instalación de alambres con forma de hélice en el lado del líquido de

refrigeración exterior y espaciadores internos a la salida de los inyectores. Los dos primeros mecanismos se incluyen con la idea de mejorar la transferencia de calor a base de aumentar la turbulencia, mientras que el último se basa en la mejora de la transferencia de masa mediante el aumento del área de interfase entre las burbujas de vapor y la disolución. De esta manera reduce la coalescencia de las burbujas y mejora la absorción.

En los tres diseños se emplean las mejoras técnicas, pero variando las condiciones en las que son aplicadas.

De los resultados se extrae un conjunto de conclusiones.

1. Se demuestra que es posible conseguir diseños más compactos, a expensas de utilizar circuitos de disolución más complejos y mayores flujos de vapor. Aunque el empleo de mayores flujos conlleve a mayores pérdidas de carga y rendimiento del ciclo, éstas se pueden contrarrestar mediante la aplicación de las mejoras técnicas de transferencia de calor.
2. Uno de los problemas básicos de los absorbedores es el subenfriamiento (entre 5ºC y 25 ºC), que es la diferencia de temperaturas entre la temperatura de disolución a la salida del absorbedor y la temperatura de la disolución en condiciones de saturación. Es un problema dentro del absorbedor dado que durante el proceso de absorción se produce un aumento de temperatura en la disolución que merma la capacidad de la máquina y es necesario regrigerarla.
3. Se llega a la conclusión de que los estudios futuros deberían centrarse en : (1) optimizar el diámetro hidráulico que mejora la mezcla vapor/líquido y permita la introducción de rugosidades internas y (2) mejorar los inyectores de vapor para reducir al máximo la coalescencia de burbujas.
4. El empleo de absorbedores de burbujas tienen una gran ventaja desde el punto de vista de la compacidad sobre otros métodos de absorción.

2.4.1.2 Mejoras técnicas activas

En un estudio realizado por Kim et al. (2005), se desarrolla un método experimental para estudiar el comportamiento de burbujas de NH_3 en el seno de una disolución de NH_3 /H_2O intentando mejorar la absorción mediante el empleo de tensoactivos[6].

Para ello se utiliza el método de gráfico de sombras, con la finalidad de examinar el movimiento de las burbujas en una sección de análisis, calculando el tiempo de absorción de

[6] Los tensoactivos o tensoactivos son sustancias que influyen por medio de la tensión superficial en la superficie de contacto entre dos fases.

las mismas y hallar las condiciones óptimas para el diseño de absorbedores compactos eficientes.

La instalación experimental se basa en una cámara de alta velocidad que permite registrar los movimientos de la burbuja con 300 fotografías por segundo.

El experimento consiste en medir la cantidad de masa absorbida en un lapso de tiempo comparando casos con tensoactivos y sin ellos.

Se emplean 3 tipos de tensoactivos: 2E1H, n-octanol y 2-octanol. Los resultados muestran que la velocidad de absorción con tensoactivos es mayor que sin ellos. Cuando se añade el tensoactivo a la solución de amoniaco, se provoca una disminución de la tensión superficial de la disolución, lo que implica que las burbujas de vapor sean mayores bajo las mismas condiciones de presión de entrada. Según los resultados obtenidos por Kim et al.(2005), donde se afirma que la absorción puede ser casi 5 veces más rápida mediante el empleo de tensoactivos, se puede deducir que para conseguir un mismo comportamiento en un absorbedor, se podría reducir su tamaño significativamente.

2.4.2 Análisis de absorbedores

A parte de los esfuerzos realizados para mejorar las prestaciones de las columnas en cuanto a transferencia, se pueden encontrar en la literatura diversos estudios tanto experimentales como teóricos, que pretenden analizar y obtener información útil para el diseño.

2.4.2.1 Experimentales

En el artículo de Sujatha et al. (1999), se realiza un experimento para observar el comportamiento de columnas de burbujas. Para ello se emplean 6 tubos de acero templado colocados en paralelo. A su vez, tienen unos tubos exteriores concéntricos por donde circulará el flujo de refrigeración. Se estudia el comportamiento mediante la variación de diversos parámetros de funcionamiento, como el flujo de vapor, de disolución, de agua refrigerante, temperatura de agua, presión del absorbedor o concentración inicial de la solución.

Se obtienen resultados que arrojan luz sobre lo que se puede esperar en el comportamiento de una columna de burbujas: la transferencia de masa se ve mejorada cuando aumentan los flujos tanto de vapor como de disolución, obteniéndose de igual manera

un aumento de las caídas de presión. En el caso del agua de refrigeración, se observa una mejora de la absorción, cuando se baja la temperatura del agua y se aumenta su flujo.

En Lee (2002) se estudia un absorbedor de burbujas y analiza el parámetro “hold up”. Este parámetro es muy útil para el cálculo teórico del área interfase, es decir, el área total de fase vapor en contacto con área de líquido. Es una medida de la relación vapor-líquido existente en un volumen. El flujo de absorción depende en gran medida de este parámetro. Treybal (1981) determina la transferencia de masa en una mezcla bifásica empleándolo como valor crítico.

Kang et al (2002) realiza un estudio visual sobre el efecto del tamaño de la burbuja en el absorbedor. Se emplea un contenedor inyectando vapor por la parte inferior. Los autores observaron que el diámetro inicial de la burbuja aumenta con la concentración de la solución y que el efecto potencial de la absorción en el tamaño de la burbuja inicial es más importante que el de la tensión superficial.

En Kim et al. (2005) se desarrolla una investigación experimental sobre el flujo de tapones estudiado en el apartado 2.3.1.1 de este trabajo. En este caso se estudia la transferencia introduciendo la disolución a contracorriente de las burbujas de vapor de refrigerante con una mezcla, de nuevo con la disolución de amoniaco-agua como fluido de trabajo. Mediante la variación de los parámetros de funcionamiento, se observa la formación de burbujas en la entrada, a pesar de la gran turbulencia existente en esta zona. En las conclusiones del trabajo, se determina que la mayor parte de la transferencia de masa se produce en la zona de entrada de vapor, se disminuye la longitud de absorción con el aumento de caudal de disolución y con la disminución del flujo de vapor.

2.4.2.2 Estudios teóricos

En Terasaka (2002) se desarrolla un modelo matemático para estimar el crecimiento de la burbuja en el inyector e investigar el mecanismo de absorción de gas desde la burbuja. Para ello emplea un modelo de formación de burbujas no-esféricas combinado con un cálculo de resistencia a la transferencia de masa basado en las resistencias de las fases líquido, interfaz y vapor. Tras una comprobación con un estudio experimental, se determina que el modelo matemático se adecua con mucha precisión a los resultados experimentales.

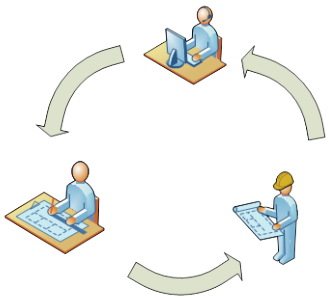
En Elperin (2003) se estudia un modelo matemático para crecimiento de burbujas, explicando que la transferencia simultanea de calor y masa en todos los estados de crecimiento de la burbuja se puede describir mediante un sistema de ecuaciones generalizadas para difusión convectiva no estacionaria y mediante balances de energía. Mediante este análisis se estudian los efectos térmicos producidos durante la absorción, así como el efecto

del nivel de concentración de la disolución en la velocidad de transferencia de masa. De este estudio se deriva que la aplicación de la forma analítica exacta, mediante el uso de soluciones para las velocidades de movimiento de la burbuja, es válida para el uso de cálculos de diseño de absorbedores de burbujas y puede ser incluido en códigos de cómputo.

Fernández-Seara (2006), analiza un absorbedor de burbujas con refrigeración exterior por aire. El modelo consiste columnas de burbujas con aletas exteriores que facilitan la transferencia de calor. Evitando el uso de líquido refrigerante, se pueden conseguir diseños más compactos y económicos. Proponen un cálculo iterativo de la transferencia simultánea de calor y masa. Para la transferencia de calor tienen en cuenta la resistencia del aire, de las aletas, del fluido interior y de la interfaz líquido-vapor. En los resultados se comenta que el diámetro y longitud de los tubos son parámetros claves del diseño del absorbedor y que el coeficiente de transferencia de calor en la fase vapor no tiene efecto significativo en la absorción comparándolo con la fase líquida. Desde el punto de vista del cálculo esto simplifica los esfuerzos de manera determinante.

Capítulo 3.Modelo matemático

En este capítulo se desarrolla el modelo matemático empleado para la realización del cálculo computacional. Para ello, se justifica el desarrollo basado en la instalación experimental, los procesos de transmisión de masa y calor, así como el empleo de los coeficientes de transferencia.



3.1 INTRODUCCIÓN

Dentro del marco de análisis matemático de un proceso físico, como es la absorción de burbujas en una columna, es importante acometer un esfuerzo de investigación que arroje información a la hora de determinar ciertos parámetros. A menudo es necesario utilizar datos empíricos que ayuden a determinar ciertas variables en los procesos de cálculo, partiendo de unas hipótesis determinadas.

En este modelo matemático, se desarrollan cálculos de transferencia, tanto de masa como de energía. En ambos casos es necesario determinar coeficientes de transmisión basados en estudios experimentales. Dentro de los cálculos de transferencia en un flujo bifásico, se ha de tener en cuenta la variación de las condiciones termofísicas de los fluidos, lo que implica la utilización de correlaciones empíricas que se han encontrado en la literatura.

En el caso particular de las columnas, se han de tomar determinadas hipótesis que ayuden a comprender la variación de propiedades y geometría de las burbujas.

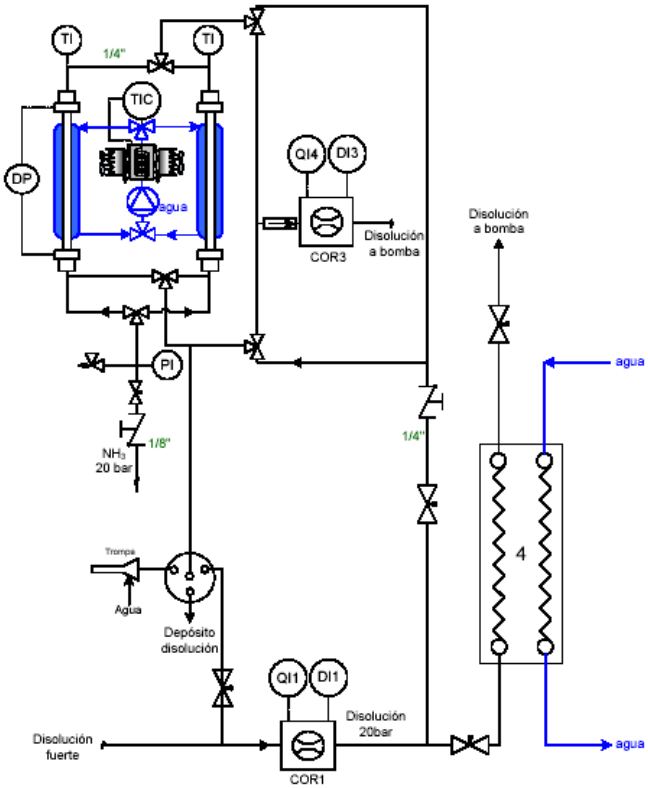
3.2 INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

Para el desarrollo del modelo matemático que se pretender realizar en este trabajo, es necesario hacer una breve descripción del tipo de máquina que se va a caracterizar, con el fin de aplicar las condiciones de trabajo necesarias, los valores de los caudales, parámetros geométricos, etc.

En la figura 9 A) se muestra la instalación experimental con todos sus componentes e instrumentación. La instalación permite la utilización de la máquina de absorción con diferentes tipos de absorbedores. Este trabajo se centra en el estudio del absorbedor en columna de burbujas. Todos los conductos están fabricados de acero inoxidable y está formada por tres circuitos: uno para la mezcla disolución/refrigerante, otro para el agua caliente y el último para agua de torre.

En la figura 9 B) se puede ver una representación de los circuitos de fluidos que llegan al absorbedor de burbujas (resaltando el circuito de refrigeración de agua), que en este caso consta de dos columnas. También se representan toda la instrumentación de la instalación para toma de datos.

A) Instalación experimental (Ventas, (2010))



B) Esquema de la instalación, del absorbedor. TI: Sensores de temperatura. PI: Sensores de presión. QI: Sensores de caudal. DI: Medidores de caudal (COR1-3). DP: Sensor de diferencia de presión.

Figura 9. A) Instalación experimental. B) Esquema de la instalación, circuito del absorbedor.

En la figura 10, se describe en detalle un plano del absorbedor con los datos geométricos que se resumen en la tabla 2.

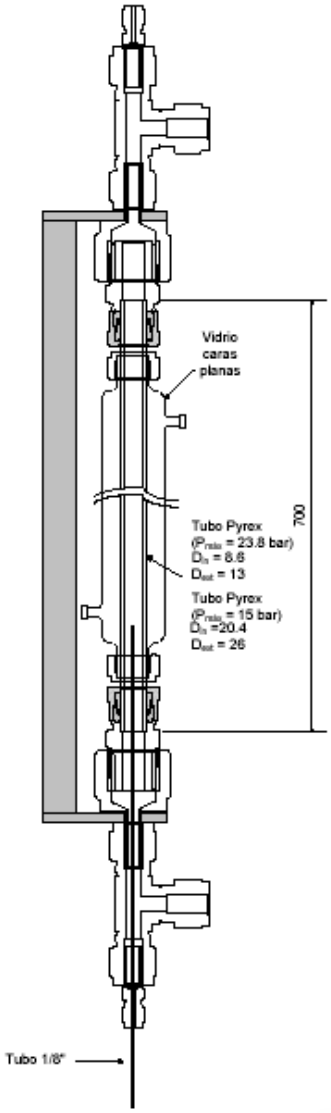


Figura 10. Plano del absorbedor de burbujas en mm.

Tabla 2. Parámetros geométricos del absorbedor

Parámetro	Material	Valor
Diámetro interior(d_i)	Vidrio pirex (conducto disolución)	8.6 mm
Diámetro exterior (d_e)	Vidrio pirex(conducto disolución)	13 mm
Longitud lado interior(d_{in})	Vidrio pirex(conducto refrigeración)	20.4 mm
Longitud lado externo(d_{ext})	Vidrio pirex(conducto refrigeración)	26 mm
Diámetro hidráulico(d_h)	Vidrio pirex(conducto refrigeración)	27.8 mm
Longitud columna (L)	Vidrio pirex	700 mm
Diámetro inyector (d_o)	Acero inox(inyector de vapor)	1/8”

Dado que en la columna de burbujas, el circuito exterior del agua no tiene sección circular, como se observa en el croquis del plano de planta de la figura 11, es necesario determinar el diámetro hidráulico,

$$d_h = \frac{4 \cdot A_h}{P_m} \qquad (3.1)$$

Donde A_h es la sección que atraviesa el agua de refrigeración y P_m es el perímetro mojado por la misma.

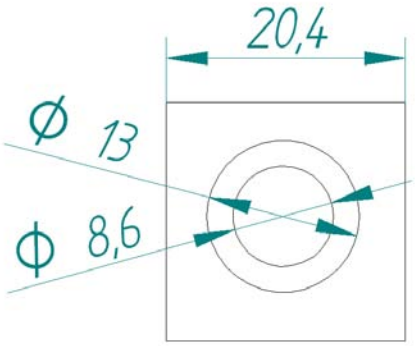


Figura 11. Croquis del plano de planta de la columna de burbujas en mm.

Con todos estos datos quedan inequívocamente definidas las condiciones geométricas que se van a modelizar.

3.3 MODELO MATEMÁTICO UNIDIMENSIONAL DE UN ABSORBEDOR DE BURBUJAS.

Lo que se busca con este modelo es facilitar en la medida de lo posible la comprensión de los mecanismos de transferencia de calor y masa que se producen en el seno de una columna de burbujas con una mezcla NH_3-$LiNO_3$. Mediante el desarrollo del modelo, se analizará su comportamiento y se predecirá con mayor o menor efectividad los criterios de eficiencia.

3.3.1 Sistema general

El absorbedor que se estudia en este proyecto consta de dos canales concéntricos. El canal interior es de sección circular y el exterior es de sección rectangular. Por el interior circula la mezcla de vapor de amoniaco y disolución que es dónde se producirá el proceso de transferencia de masa con disipación de calor Q_F. Por el canal exterior circula el agua de refrigeración encargada de disipar dicho calor Q_F.

Para el estudio matemático es necesario determinar cómo evoluciona el estado de la disolución a lo largo del absorbedor, con lo cual es necesario dividir el conducto en volúmenes de control de igual altura dz, como se ilustra en la figura 12.

En cada uno de los volúmenes de control, se realizará un balance de masa y energía que definen el estado (n) de las condiciones del sistema disolución/refrigeración y permitirá determinar el estado siguiente ($n+1$).

Por el canal central entra el caudal de disolución ($\dot{m}_d$) con una concentración x y el caudal de vapor ($\dot{m}_v$) de NH_3 puro. Ambos entran con temperaturas T_d y T_v respectivamente y en coflujo.

Por el contrario, el caudal de agua ($\dot{m}_a$) entra en contracorriente a temperatura $T_a(n)$, extrayendo el calor producido en el canal central Q_F calentándose hasta la temperatura $T_a(n+1)$.

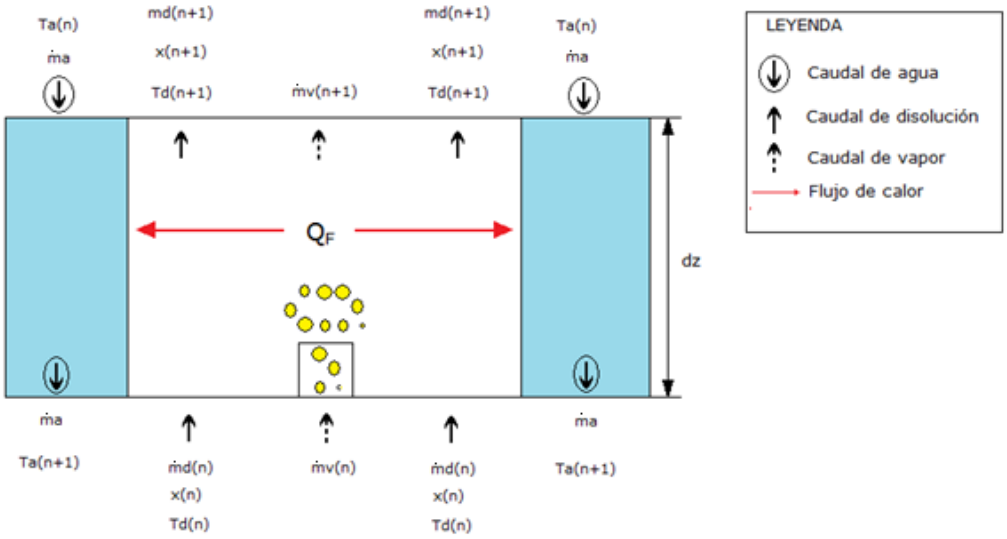


Figura 12. Representación en detalle del volumen de control

Como se ha podido observar, la notación que se emplea en la explicación matemática está dirigida a la formulación del problema en lenguaje de programación.

3.3.2 Estudio de las burbujas

Para desarrollar este modelo de absorción es necesario estudiar la evolución de las burbujas de vapor de NH_3. Se deben formular, por tanto, las hipótesis que se han considerado con la finalidad de simplificar el proceso de cálculo:

- Las burbujas de vapor de NH_3 se consideran esféricas.
- Las fases de líquido y vapor están en equilibrio en la interfase.
- La transferencia de masa es constante en toda la superficie de la esfera.
- Las relaciones de la burbujas de volumen, presión y temperatura están basadas en la ecuación de los gases ideales
- Se desprecian las pérdidas de presión en el absorbedor.
- Las burbujas inyectadas y los valores de entrada de la disolución están a la misma temperatura.

3.3.2.1 Diámetro de burbuja d_b

En Treybal(1981), se presentan un conjunto de correlaciones ampliamente utilizadas en la literatura para calcular el diámetro de burbuja inicial para diferentes regímenes de flujo en un conducto lleno de agua donde se inyecta aire por la parte inferior. En general, el tamaño

de las burbujas depende de la velocidad de flujo a través del orificio de inyección, el diámetro del inyector, las propiedades del fluido y la extensión de la turbulencia.

El diámetro de la burbuja en régimen laminar queda determinado por el diámetro del orificio de salida d_o, la tensión superficial y la flotabilidad. La fuerza generada por la flotabilidad se puede calcular como $(\pi/6)d_b^3\,(\rho_d - \rho_v)g$ y la fuerza generada por la tensión superficial $\pi\, d_o\sigma$. Del balance de estas dos fuerzas, se obtiene el valor del diámetro inicial de burbuja, empleando el número de Reynolds referido al diámetro del inyector d_o.

Cuando Re_o<2100

$$d_b = \left(\frac{6 \cdot \pi \cdot d_o \cdot \sigma}{(\rho_d - \rho_v)}\right)^{1/3} \qquad (3.1)$$

para 2100 < Re_o <10000 no hay datos experimentales que den un valor de la zona de flujo de transición, pero se sugiere que d_b puede ser aproximado por una línea recta en coordenadas logarítmicas entre los puntos dados para un diámetro de burbuja (Lee et al.,2002).

$$d_b = -0.000002 \cdot Re_o + 0.0216 \qquad (3.2)$$

para 10000< Re_o <50000

$$d_b = 0.0071 \cdot Re_o^{-0.05} \qquad (3.3)$$

3.3.2.2 Velocidad de la burbuja v_b

La velocidad de la burbuja se calcula como la suma de la velocidad de la disolución v_d y la velocidad terminal v_t.

$$v_b = v_d + v_t \qquad (3.4)$$

En el seno del fluido, el movimiento de las burbujas estará sometido a fuerzas de restricción ejercidas por el propio fluido. Por esta razón se moverán a la velocidad terminal, que se puede derivar del balance de fuerzas gravitatorias, fuerza de flotabilidad y coeficiente de resistencia total de la burbuja en el seno de la disolución:

$$v_t = \sqrt{\frac{2 \cdot g(\rho_d - \rho_v) \cdot m_b}{A_b \cdot \rho_d \cdot \rho_v \cdot C_D}} \qquad (3.5)$$

Dónde A_b es el área proyectada de la burbuja, C_D es el coeficiente de arrastre de la burbuja y m_b es la masa total de la burbuja en kg.

Por su parte, la velocidad del fluido de disolución puede calcularse como:

$$v_d = \frac{\dot{m}_d}{\rho_d \cdot A_{ib}} \qquad (3.6)$$

Donde $\dot{m}_d$ es el caudal de disolución y A_{ib} es el área obtenida de sustraer el área que ocupan las burbujas del área en cada sección de la columna.

$$A_{ib} = \frac{\pi\left(\frac{d_{in}^2}{4} \cdot dz - N \cdot \frac{d_b^3}{6}\right)}{dz} \qquad (3.7)$$

dz es el tamaño de cada sección y *N* el número de burbujas.

3.3.2.3 Relación vapor-líquido

Para predecir el comportamiento de la burbuja a lo largo de la columna es necesario tener un parámetro que determine la cantidad de vapor que habrá en el sistema. Para ello se necesita un parámetro que represente la fracción en volumen de la mezcla gas-líquido en la columna ocupada por el gas. En Hikita et al. (1981), se propone una correlación para el cálculo de este parámetro obtenido a partir de introducir aire en diferentes soluciones salinas en el seno de una columna de burbujas. En dicho artículo se concluye que los factores que influyen en el valor de RLV son la velocidad superficial del gas, las densidades y viscosidades de disolución y vapor, la tensión superficial y la aceleración de la gravedad.

$$RVL = 0.672 \cdot \left(\frac{v_g \mu_d}{\sigma}\right)^{0.578} \left(\frac{\rho_v}{\rho_d}\right)^{0.062} \left(\frac{\mu_v}{\mu_d}\right)^{0.107} \left(\frac{\mu_d^4 \cdot g}{\rho_d \cdot \sigma^3}\right)^{-0.131} \qquad (3.8)$$

La velocidad superficial del gas v_g, se define como la relación entre el caudal volumétrico de vapor introducido en la columna y la sección transversal de la misma. No se debe confundir este valor con la velocidad de la burbuja.

3.3.2.4 Área de interfase

Si el volumen unitario de una mezcla gas-líquido contiene un volumen RLV de gas formado por N burbujas de diámetro d_b, entonces:

$$N = \frac{6 \cdot RVL}{\pi \cdot d_b^3} \quad (3.9)$$

Si el área de interfase en el volumen unitario es A_{if} entonces,

$$N = \frac{A_{if}}{\pi \cdot d_b^2} \qquad (3.10)$$

De la igualdad de 3.9 y 3.10, se deduce que el área específica es:

$$A_{if} = \frac{6 \cdot RVL}{d_b} \qquad (3.11)$$

3.3.3 Transferencia de calor

3.3.3.1 Coeficiente global de transferencia de calor

Como se observaba en la figura 12, se produce la disipación de calor procedente del proceso de absorción hacia el agua de refrigeración. Para estudiar este efecto, es necesario emplear la ecuación de la transferencia de calor y realizar un balance de energía.

En el cálculo de la ecuación de transferencia de calor se tener en cuenta las resistencias térmicas que existen en el trayecto del flujo de calor (figura 13). A partir del cálculo de las resistencias de este circuito, se podrá calcular el coeficiente global de transferencia de calor U (kW/m^2K) de cada volumen de control.

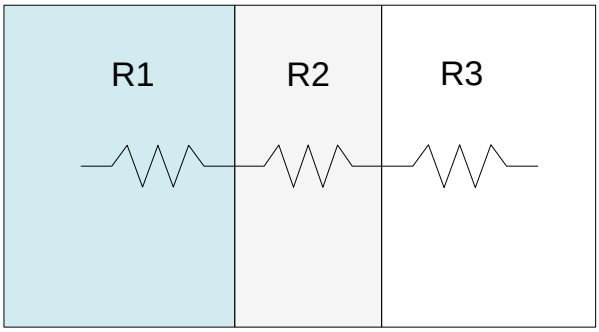


Figura 13. Circuito de resistencias térmicas en cada volumen de control

$$dA = \pi \cdot d_i \cdot dz \quad (3.12)$$

$$R_1 = \frac{d_i}{d_e \cdot h_a} \quad (3.13)$$

$$R_2 = \frac{d_i}{2 \cdot k} \cdot \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right) \qquad (3.14)$$

$$R_3 = \frac{1}{h_d} \qquad (3.15)$$

$$U = (R_1 + R_2 + R_3)^{-1} \qquad (3.16)$$

Dónde dA es el área de transferencia de calor (m^2) del volumen de control, d_i y d_e son los diámetros interior y exterior (m) de la columna, h_a y h_d son coeficientes de transferencia de calor por convección (kW/m^2K) del agua y de la disolución respectivamente y k es el coeficiente de transferencia de calor por conducción de la pared (kW/mK).

Con estos valores, considerando como gradiente de temperaturas la diferencia entre la entrada de la disolución y la salida del agua de refrigeración, se obtiene:

$$Q_F = UA(T_d - T_a) \qquad (3.17)$$

Para determinar el estado energético de cada sección es necesario realizar un balance de energía que tenga en cuenta las entalpías específicas de disolución y refrigerante:

$$Q_F(n+1) = Q_F(n) - \dot{m}_d(n+1) \cdot i_d(n+1) + \dot{m}_d(n) \cdot i_d(n) - \dot{m}_v(n+1) \cdot i_v(n+1) + \dot{m}_v(n) \cdot i_v(n) \quad (3.18)$$

donde i_d y i_v son las entalpías específicas de la disolución y del vapor. La forma de resolución de estas ecuaciones se explicará en el siguiente capítulo.

3.3.3.2 Coeficientes de transferencia de calor

Los coeficientes de transferencia de calor empleados en este estudio, dependen de la naturaleza y el estado de agregación del material a través del cual fluye el calor, pudiendo producirse éste por dos mecanismos diferentes.

De los coeficientes empleados uno de ellos es un coeficiente de transferencia por conducción k, y los otros dos por convección h_a y h_d.

La **conducción** térmica es una propiedad intrínseca de los materiales, que valora la capacidad de conducir calor a través de ellos. En este caso se trata de una propiedad del vidrio Pirex, con un valor de coeficiente de conducción $k = 0.615 \frac{W}{mK}$.

La transferencia por **convección** es un modo de transferencia basado en mecanismos de difusión y movimiento global. Dicho movimiento global de un fluido, en presencia de un gradiente de temperaturas, favorece la transferencia de calor (Incropera, 1999).

En el caso del coeficiente del agua (h_a) se emplean dos hipótesis basadas en el régimen de flujo del agua.

Dados los números de Reynolds obtenidos para las diferentes velocidades del agua de refrigeración, se puede aplicar, para valores de (Re_a > 3000 y 0.5 < Pr_a < 2000) (Incropera, ec.8.63) la correlación de Gnielinski, suponiendo superficie lisa:

$$\mathrm{f} = (0.79 \cdot \log(\mathrm{Re_a}) - 1.64)^{-2} \qquad (3.19)$$

$$Nu = \frac{\frac{f}{8} \cdot (Re_a - 1000) \cdot Pr_a}{1 + 12.7 \cdot \sqrt{f/8} \cdot \left(Pr_a^{\,2/3} - 1\right)} \qquad (3.20)$$

$$h_a = \frac{Nu \cdot k_a}{d_h} \qquad (3.21)$$

donde Pr_a es el número de Prandl del agua, Nu es el número de Nusselt, k_a es el coeficiente de transferencia de calor por conducción del agua y d_h el diámetro hidráulico (3.1).

En caso de no superar el valor necesario de Reynolds para considerarlo un flujo turbulento, se debe tomar un valor de Nusselt que se adecue al tipo de transferencia del sistema. En Incropera (1999, Tabla 8.2) se establecen un conjunto de valores de Nusselt para tubos concéntricos en función de la relación del diámetro interior y el exterior. Suponiendo la característica del $\frac{d_h}{d_e} = 0.45$ para el presente caso, se escoge un valor constante de $Nu = 5.74$.

El cálculo del coeficiente de transferencia de calor para la disolución se hace más complicado debido a la poca información encontrada en la literatura y la complejidad física de calcular la transferencia de calor en una mezcla bifásica en movimiento. En un artículo de Hikita et al. (1981) se estudia experimentalmente la transferencia de calor producida en una columna de burbujas de aire en el seno de diferentes líquidos. Del artículo, se desprende una expresión para el cálculo del coeficiente de transferencia dependiente de las propiedades del fluido en fase líquida y la velocidad superficial del gas (3.3.2.3):

$$h_d = 0.411 \cdot g^{0.308} \cdot v_g^{0.149} \cdot {c_{pd}}^{0.333} {k_d}^{0.667} \cdot \rho_d^{0.692} \cdot \mu_d^{-0.286} \sigma^{-0.073} \qquad (3.22)$$

Para que se pueda aplicar esta expresión existen ciertos parámetros adimensionales que tienen que encontrarse dentro de los siguientes rangos:

$$5.4 \cdot 10^{-4} < \frac{v_g \cdot \mu_d}{\sigma} < 7.6 \cdot 10^{-2}$$

$$4.9 < Pr_d < 93$$

$$7.7 \cdot 10^{-12} < \frac{{\mu_d}^4 g}{\rho_d \sigma^3} < 1.6 \cdot 10^{-6}$$

3.3.4 Transporte de masa

Dentro del absorbedor, se produce una transferencia de masa desde el seno del vapor al seno de la disolución por mecanismos de convección másica y difusión molecular. Entre las zonas gaseosa y líquida, existe una capa límite que se denomina zona interfase. Se considerará que existe un equilibrio de fases en esta zona.

Dado que en este caso, al tratarse de una disolución de NH_3-$LiNO_3$, se tiene una concentración pura de amoniaco en las burbujas de vapor, se supondrá que sólo hay transferencia desde la burbuja a la disolución y no al revés.

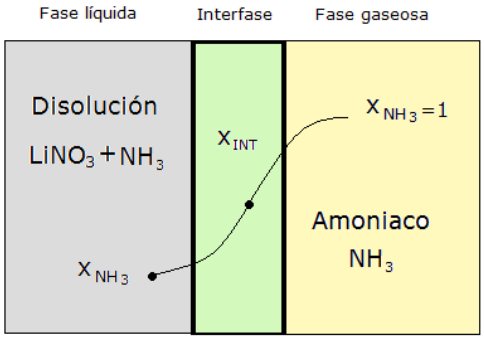


Figura 14. Detalle de la interfase entre la fase gaseosa y la fase líquida

3.3.4.1 Conservación de la masa

Para la conservación de la masa entre sección y sección, se tiene en cuenta los caudales másicos de disolución y vapor de refrigeración obteniendo el balance global:

$$\dot{m}_d(n+1) + \dot{m}_v(n+1) = \dot{m}_d(n) + \dot{m}_v(n) \quad (3.23)$$

Las variaciones en los caudales másicos estarán determinadas por los mecanismos de transferencia de masa desde la fase gaseosa a la fase líquida.

Por otro lado, se tendrá en cuenta la concentración x de NH_3 en la disolución para el balance parcial,

$$\dot{m}_d(n+1) \cdot x(n+1) + \dot{m}_v(n+1) = \dot{m}_d(n) \cdot x(n) + \dot{m}_v(n) \quad (3.24)$$

La forma de resolución de estas ecuaciones se explicará en el siguiente capítulo.

3.3.4.2 Ecuación general de transferencia de masa

De manera general, en la columna, la transferencia de masa hacia la disolución queda determinada por la siguiente expresión,

$$\dot{m}_v(n+1) = \dot{m}_v(n) - \rho_d \cdot km_d \cdot A_{if} \cdot A_{paso} \cdot dz \cdot (x - x_{int}) \qquad (3.25)$$

Donde A_{if} es el área de interfase (m^{-1}), A_{paso} es el área perpendicular a la dirección del flujo de disolución (m^2), dz la longitud de la sección (m), x y x_{int} son las concentraciones de NH_3 en la disolución y en la interfase respectivamente y km_d es el coeficiente de transferencia de masa $\left(\frac{m}{s}\right)$.

Por tanto, el flujo de disolución aumentará al mismo ritmo con el que el flujo de vapor disminuye.

$$\dot{m}_d(n+1) - \dot{m}_d(n) = \dot{m}_v(n) - \dot{m}_v(n+1) \quad (3.26)$$

Estas expresiones están generalizadas a toda la columna. Al realizar la formulación en lenguaje de programación, se verá que para cada sección es necesario calcular los diferenciales de masa en cada paso.

3.3.4.3 Coeficiente de transferencia de masa km_d

El coeficiente de transferencia de masa es un valor que representa la resistencia que se opone a la transferencia de masa entre la interfase de la burbuja y el seno del líquido. Para su cálculo, se emplea una correlación basada en números adimensionales y validada mediante datos experimentales por Akita y Yoshida (1974).

$$km_d = 0.5 \cdot \frac{\beta_d}{d_b}\left(\frac{\mu_d}{\rho_d \cdot \beta_d}\right)^{\frac{1}{2}}\left(\frac{g \cdot d_b^3}{\left(\frac{\mu_d}{\rho_d}\right)^2}\right)^{\frac{3}{4}}\left(\frac{g \cdot d_b^2 \cdot \rho_d}{\sigma}\right)^{\frac{3}{8}} \quad (3.27)$$

- El 1<u>er</u> factor $\frac{\beta_d}{d_b}$ relaciona la difusividad con el diámetro de la burbuja.
- El 2<u>do</u> factor $\frac{\mu_d}{\rho_d \cdot \beta_d}$ se denomina número de *Schmidt (Sc)* y es el cociente entre el momento difusivo (viscosidad dinámica) y la difusividad másica.
- El 3<u>er</u> factor $\frac{g \cdot d_b^3}{\left(\frac{\mu_d}{\rho_d}\right)^2}$ se denomina número de *Galileo (Ga)* es una relación entre las fuerzas gravitatorias y las fuerzas viscosas.

- El 4º factor $\frac{g \cdot d_b^2 \cdot \rho_d}{\sigma}$ se denomina número de *Bond (Bo)* y es el cociente entre las fuerzas sobre el cuerpo y las fuerzas de tensión superficial.
- El coeficiente 0.5 multiplicado por los factores 2$^{\underline{do}}$, 3$^{\underline{ro}}$ y 4º es el número de *Sherwood* (Sh) que compara el transporte de masa convectivo con el difusivo.

3.3.5 Propiedades termofísicas de todos los fluidos

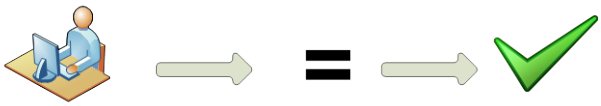
Para poder realizar los cálculos de todas las correlaciones que se han señalado hasta ahora, es necesario obtener los valores de las propiedades de los fluidos.

Para la disolución NH_3-$LiNO_3$ se han empleado las correlaciones obtenidas en Libotean et al. (2007).

Para las propiedades del NH_3 y del agua de refrigeración se ha empleado la base de datos webbook de NIST (National Institute of Standars and Technology).

Capítulo 4: Implementación, resolución y validación

En este capítulo se va a detallar el procedimiento empleando para la implementación del problema, se explicará el desarrollo del programa así como la entrada de datos y se validará mediante la presentación de las pruebas a realizar y un estudio del error.



4.1 INTRODUCCIÓN

Para el cálculo de las condiciones que se ha presentado en el anterior capítulo, es necesario emplear un **programa informático** que facilite la resolución del problema. En este capítulo se realiza una explicación sobre el tratamiento del problema desde el punto de vista de programación.

Dado que se deben obtener resultados que representen el comportamiento del absorbedor, es necesario utilizar los **datos** reales que se supone, se utilizarán en la máquina para un futuro estudio experimental. Estos valores deben ser consecuentes con las dimensiones y las especificaciones de la misma.

Para comprobar el buen funcionamiento del programa informático y estudiar los resultados, se deben realizar diferentes **pruebas** que conllevan la variación de diversos parámetros y la implicación de los mismos en el comportamiento del sistema.

Cuando se realiza un cálculo mediante iteración de resultados, es inevitable cometer cierto **error** derivado de los valores residuales que se transmiten de sección en sección. Parece interesante tener un conocimiento aproximado del error que se espera cometer y la eficiencia del programa.

4.2 SOFTWARE DE PROGRAMACIÓN

La modelización del problema se ha realizado con MATLAB®. Este programa es un software matemático que ofrece un entorno de desarrollo integrado con lenguaje de programación propio (lenguaje M). MATLAB® permite realizar implementación de algoritmos mediante la manipulación de matrices. Se decidió la elección de este programa, por la facilidad en la programación, la característica de poder observar a tiempo real cualquier dato que se esté calculando (detectando errores de manera rápida y efectiva) y la versatilidad a la hora de realizar representaciones gráficas de los datos y su posterior tratamiento.

MATLAB® no es el programa más efectivo para este tipo de cálculos, por estar destinado a la resolución de matrices, así como su carencia de una librería de datos sobre propiedades termofísicas de los fluidos. Pero de todos modos ha sido seleccionado por el autor por su familiaridad con él y sobre todo, por las ventajas relativas a la facilidad de tratamiento del volumen tan grande de datos que se van a tener que tratar.

4.3 IMPLEMENTACIÓN

La resolución de las ecuaciones presentadas en el anterior capítulo requieren el proceso iterativo de cálculo para la temperatura de disolución T_d y la temperatura del agua de refrigeración T_a, lo que implica la iteración de todos los parámetros afectados por estas dos variables.

Una de las variables de entrada es la temperatura *impuesta* de entrada del agua T_{ae}. Tal como se ha definido el comportamiento de los flujos en el capítulo anterior, el agua de refrigeración va a contracorriente de los flujos de vapor y disolución. Para obtener la igualdad en el balance de energía es necesario proponer una temperatura de salida del agua T_{as} resolviendo todo el problema con este supuesto. Al finalizar el cálculo, se obtendrá una temperatura *calculada* de entrada del agua T'_{ae}. Será por tanto necesario realizar un proceso iterativo hasta que $T_{ae} = T'_{ae}$.

Algo similar ocurre en el seno de la disolución, pero en vez de ocurrir en todo el sistema columna, ocurre de sección en sección. Nuevamente se tendrá un valor de entrada de la disolución con un estado n, $T_d(n)$. En este caso, lo que se desconoce son las condiciones del estado $n+1$ que se encuentra a temperatura $T_d(n+1)$. Esta última temperatura debe suponerse y realizar otro proceso iterativo (esta vez en cada sección) hasta que se cumpla la igualdad en el balance energético.

Se presentan a continuación los pasos realizados para la secuencia de cálculo.

<u>1-.Inicialización de la temperatura de salida del agua de refrigeración.</u>

Se introduce un valor inicial para la temperatura de salida del agua T_{as}, que servirá como referente para todo el cálculo.

Durante el desarrollo del programa, se dedujo que podrían introducirse temperaturas de entrada del agua no representativas del proceso por sobreestimación, subestimación o error. Dado que se trabaja con bases de datos limitadas para las propiedades de los fluidos, errores de esta naturaleza podrían provocar fallos de inicio en el programa deteniendo su cálculo sin llegar a comenzar realmente. Por ello, como una **primera aproximación**, se calcula un sistema similar al objeto de estudio, con transferencia de calor pero no de masa y donde las propiedades termofísicas del agua y de la disolución permanecen constantes. En este caso, se aprovecharon los primeros bocetos del programa para desempeñar este papel.

2-.Inicialización de los parámetros de entrada.

En las siguientes tablas, se pueden observar los parámetros de entrada considerados como condiciones iniciales.

Tabla 3. Parámetros constantes en el cálculo (m)

Parámetro	Nomenclatura
Diámetro interior (m)	d_i
Diámetro exterior (m)	d_e
Longitud de la columna (m)	L
Número de divisiones []	j
Incrementos de longitud del absorbedor (m)	$dz = \frac{L}{j}$
Diámetro hidráulico (m)	d_h
Caudal másico del agua(kg/s)	$\dot{m}_a$
Presión de trabajo en el absorbedor (bar)	P_{ab}

En este apartado, conocida la temperatura inicial de la disolución y la concentración, se pueden calcular las propiedades termofísicas de los fluidos de trabajo, lo que permite calcular los demás parámetros físicos como diámetro de burbuja, coeficientes de transferencia, área de interfase, etc.

Tabla 4. Parámetros variables en el cálculo.

Parámetro	Nomenclatura
Temperatura inicial de la disolución (ºC)	$T_d(n)$
Caudal másico inicial de la disolución(kg/s)	$\dot{m}_d(n)$
Caudal másico inicial de vapor(kg/s)	$\dot{m}_v(n)$
Concentración inicial de amoniaco en la disolución	$x(n)$
Concentración inicial de amoniaco en la interfase	$x_{int}(n)$
Diámetro inicial de la burbuja (m)	$d_b(n)$
Velocidad inicial de la burbuja(m/s)	$v_b(n)$
Masa inicial de la burbuja(kg)	$m_b(n)$

El valor de la concentración inicial en la interfase, es un valor que depende de la presión de trabajo en el absorbedor y varía con la temperatura. Dado que se trabajará con una presión de 2.5 bar, el valor de la concentración de equilibrio en la interfase es:

$$x_{int} = -0.00372 \cdot T_d + 1.58226$$

Esta línea se puede obtener del diagrama de Merkel de concentraciones para la disolución.

3-. Cálculo de la transferencia de masa.

En este paso se calcula la transferencia de masa en cada punto, para ello es necesario conocer el coeficiente de transferencia de masa km_d y de la ecuación 3.25, se deduce que en cada intervalo dz se producirá una transferencia $d\dot{m}_v(n) = \dot{m}_v(n+1) - \dot{m}_v(n)$, por tanto:

$$d\dot{m}_v(n) = -\rho_d(n) \cdot km_d(n) \cdot A_{if}(n) \cdot A_{paso} \cdot dz \cdot (x(n) - x_{int}(n)) \qquad (4.1)$$

siguiendo con las hipótesis realizadas en el capítulo 3, se obtienen los demás parámetros,

$$d\dot{m}_d(n) = -d\dot{m}_v(n) \qquad (4.2)$$

$$\dot{m}_v(n+1) = \dot{m}_v(n) + d\dot{m}_v(n) \qquad (4.3)$$

$$\dot{m}_d(n+1) = \dot{m}_d(n) + d\dot{m}_d(n) \qquad (4.4)$$

a su vez, del balance parcial (Ec. 3.24), se obtiene el valor de la nueva concentración.

$$x(n+1) = \frac{dm_d(n) + x(n) \cdot \dot{m}_d(n)}{\dot{m}_d(n+1)} \qquad (4.5)$$

4-. Balance de energía

Para realizar el balance de energía, lo primero que se debe obtener es el coeficiente global de transferencia de calor U, estudiado en el apartado 3.3.3.1, basado en los coeficientes de transferencia de la disolución, la pared de vidrio y agua de refrigeración. Así pues, en cada intervalo dz se producirá una transferencia de calor dQ_F,

$$dQ_F(n) = UdA(T_d(n) - T_a(n)) \qquad (4.6)$$

Observar, para ser consecuentes con lo explicado en la introducción, que en una columna con j divisiones T'_{as}=$T_a(1)$ y $T_{ae} = T_a(j)$.

Una vez obtenido el valor de disipación de calor hacia el agua de refrigeración en el estado n y conocidos los caudales másicos en los estados n y $n+1$ se puede, mediante iteración, calcular la temperatura de la disolución $T_d(n+1)$. Al igual que ocurría en el cálculo de la transferencia de masa, de la ecuación 3.18 se deduce que:

$$dQ_F(n) = Q_F(n+1) - Q_F(n) \quad (4.7)$$

Por tanto, se puede conocer la entalpía de la disolución en el estado $n+1$, reescribiendo la Ec. 3.18:

$$i_d(n+1) = \frac{-dQ_F(n) - \dot{m}_v(n+1) \cdot i_v(n+1) + \dot{m}_d(n) \cdot i_d(n) + \dot{m}_v(n) \cdot i_v(n)}{\dot{m}_d(n+1)} \quad (4.8)$$

Aunque el término $i_v(n+1)$ es desconocido, se supone una temperatura de salida $T_d(n+1)$ de la que se obtiene una entalpía de vapor supuesta $i_v(n+1)$. Se evalúa la ecuación y se obtiene una entalpía de disolución y por tanto una $T'_d(n+1)$ calculada. De la comparación de $T_d(n+1)$ y $T'_d(n+1)$ se itera la Ec. 4.8 hasta obtener un valor de temperatura de disolución que satisfaga la igualdad.

Debido a la variación de temperatura en este paso, es necesario actualizar las propiedades de los fluidos de trabajo. Este cálculo se realiza mientras siga habiendo amoniaco en fase vapor en el seno de la disolución.

5-.Cálculo de la temperatura de salida del agua

Finalmente, para conocer la temperatura del agua, tan sólo se tiene que ver cómo varía en función del calor que está disipando en cada sección y las condiciones termofísicas del agua.

$$T_a(n+1) = T_a(n) - \frac{dQ_F(n)}{\dot{m}_a \cdot Cp_a(n)} \quad (4.9)$$

Para comprender el funcionamiento del programa de cálculo, se facilita en la siguiente página un diagrama de flujo.

Como se puede observar en la figura 15, se tienen dos bucles anidados. El bucle *while*, permite que se siga realizando un cálculo mientras no se cumpla una condición tantas veces como sea necesario contabilizado en el diagrama por el término *iter*. En este caso, el condicionante es la diferencia entre la temperatura de entrada del agua impuesta, y la calculada. Por otro lado, el bucle *for* repite el cálculo en cada intervalo o sección *dz* y finaliza cuando se obtienen todos los valores de temperatura y concentración.

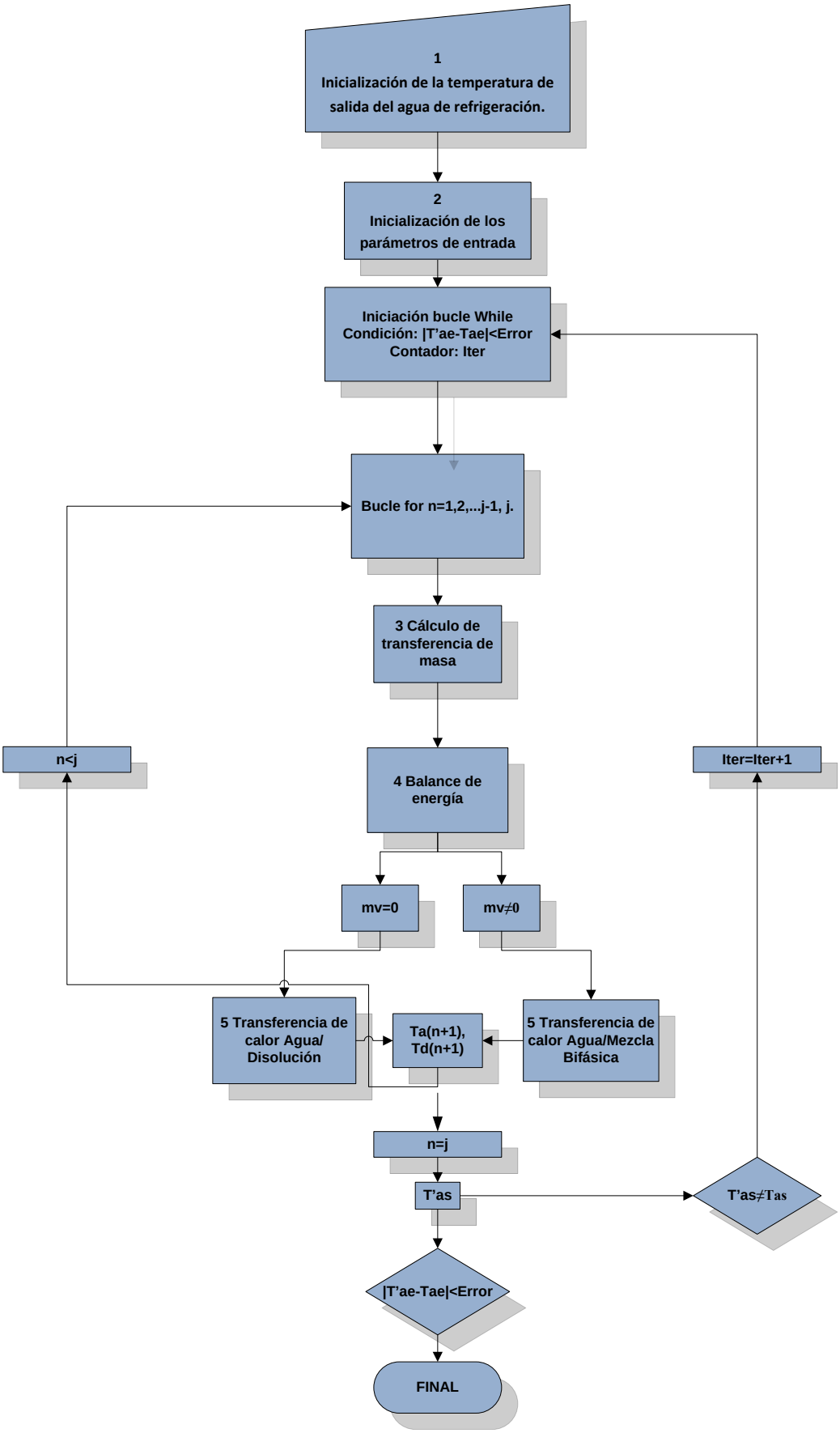


Figura 15. Diagrama de flujo de método iterativo de cálculo.

4.4 DATOS DE ENTRADA

Para los datos de entrada se han determinado parámetros de funcionamiento real de la máquina. Dado que la finalidad de este modelo es predecir el comportamiento en la columna bajo diferentes regímenes de funcionamiento, se irán variando ciertos parámetros de interés para cada caso, partiendo de unos valores **iniciales** que se denomina caso STANDARD.

En la siguiente tabla se clasifican los valores más importantes para el caso general:

Tabla 5.Valores STANDARD de parámetros iniciales de interés.

Parámetro	Valor
Diferencia de temperaturas agua-disolución $(\Delta T = T_{ae} - T_{de})$	$10ºC$
Caudal de entrada de disolución $(\dot{m}_d)$	$0.02\frac{g}{s}$
Caudal de vapor $(\dot{m}_v)$	$0.03 \cdot 10^{-3}\ \frac{g}{s}$
Diámetro de la columna (d_i)	8.6 mm
Concentración inicial	0.45
Velocidad del agua de refrigeración (v_a)	$10^{-2}\frac{m}{s}$
diámetro del inyector (d_o)	1/8”

La razón de representar estos valores, reside en que se trata de los parámetros que se variarán en las pruebas que se han diseñado para describir el comportamiento del absorbedor, conforme varía su régimen de funcionamiento.

4.5 CASOS DE ESTUDIO

En todos los casos, permanecerán iguales los valores del caso STANDARD a excepción del valor que se esté comentando en cada apartado. En este apartado, se especifica el valor numérico de cada parámetro que sufrirá una variación para su posterior análisis.

Así pues, se dividirán en 5 bloques los casos a realizar, nombrados de la A a la E y dentro de cada uno se realizarán, en la mayoría de los bloques, pruebas con 3 valores diferentes, numerados de 1 a 3, siempre de menor a mayor. De esta manera, cada gráfica o comentario se referirá al caso ‘Letra de bloque’ - ‘numeración del valor’ (ej. A-2).

Observar que los valores resaltados en negrita se refieren a los correspondientes valores del caso STANDARD.

A) Variación del caudal de refrigerante

1. $0.015\frac{g}{s}$
2. $\mathbf{0.03\frac{g}{s}}$
3. $0.06\frac{g}{s}$

B) Variación del caudal de disolución

1. $0.01\frac{kg}{s}$
2. $\mathbf{0.02\frac{kg}{s}}$
3. $0.04\ \frac{kg}{s}$

C) Variación de la temperatura de entrada del agua-disolución

1. $40 - 50\ ºC$
2. $40 - 55\ ºC$
3. $40 - 60\ ºC$

D) Variación del diámetro de la columna

1. $8\ mm$
2. $\mathbf{8.6\ mm}$
3. $10\ mm$
4. $12\ mm$

E) Variación de la velocidad del caudal de agua

1. $\mathbf{1\ \frac{cm}{s}}$
2. $5\ \frac{cm}{s}$
3. $10\ \frac{cm}{s}$

4.6 COMENTARIOS SOBRE EL ERROR COMETIDO

Dado que el modelo matemático está basado en la división de volúmenes de control a lo largo de la columna, es necesario estimar para qué numero de divisiones se considerarán válidos los resultados obtenidos.

Para ello se necesita un valor que varíe en cada iteración, influenciado por el número de divisiones y del que se puedan obtener los valores de los residuales que genere. En este caso se trata de la temperatura del agua de refrigeración.

Como se explicó en el apartado 4.3, el mayor problema que se ha tenido que afrontar a la hora de resolver el modelo matemático, es la necesidad de *estimar* un valor de salida de la temperatura del agua de refrigeración T_{as}. Inicialmente se *impone* un valor de temperatura de entrada del agua de refrigeración T_{ae} que es característico del comportamiento. Mediante la resolución del problema sección a sección, se obtiene un valor de la temperatura del agua de entrada calculado T'_{ae} , que debe ser igual al propuesto inicialmente. La diferencia de estos dos valores se considerará como un marcador en el cálculo del error cometido.

Así pues, se ha diseñado un programa que evalúa el absorbedor en condiciones STANDARD, variando en cada caso el número de divisiones empleadas, hasta que se observe una convergencia del error. A partir de ese valor de número de divisiones, se podrá concluir que los resultados que se obtengan son válidos en principio.

En la primera de las gráficas que se muestran a continuación (fig. 16), se representa el error cometido entre las temperaturas calculada e impuesta de la temperatura del agua de refrigeración en función de las divisiones empleadas para el cálculo.

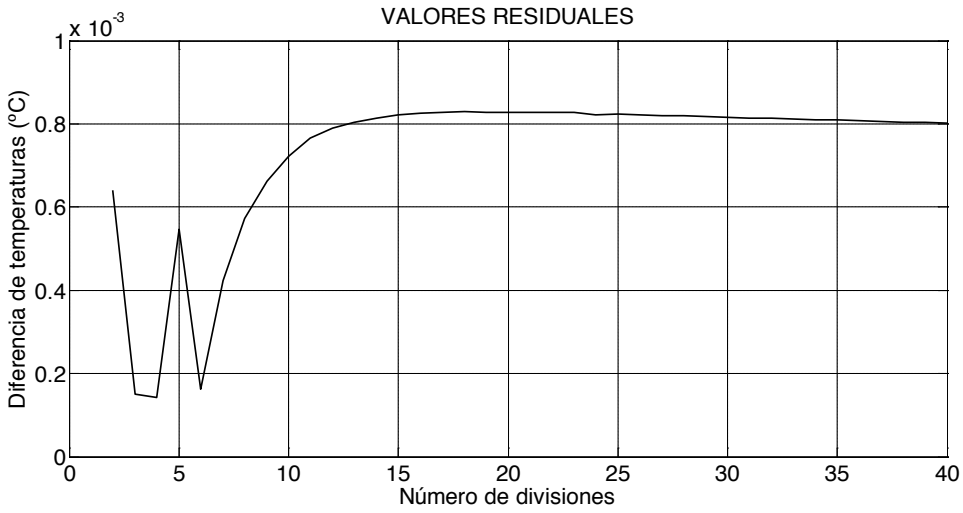


Figura 16. Estimación del número de divisiones en función de la diferencia de temperaturas

Se puede observar que aunque los errores cometidos pueden llegar a ser menores para un número más pequeño de divisiones, lo realmente válido no es en sí que el error sea muy pequeño, sino que sea constante o estable. La razón de ser de los valores pequeños para bajas divisiones es que en un primer instante se realiza una estimación de la temperatura de salida del agua teniendo en cuenta solamente la transferencia de calor; por esto se obtienen menores errores y directamente no se produce el cálculo de la transferencia de masa. Puede considerarse un falso positivo. Se ha realizado el cálculo para diferentes divisiones y se puede ver que el error cometido converge de manera estable entre 20 y 40 divisiones.

En la segunda gráfica, se representa el tiempo que emplea el ordenador en realizar los cálculos pertinentes. Esta gráfica se presenta aquí porque dentro de un estudio computacional es importante determinar los tiempos de cálculo necesarios para realizar un estudio y no sólo pensar en la calidad de los resultados que se va a obtener desde el punto de vista del error cometido, sino también de cuánto tiempo se necesita para realizar dicho cálculo. Este resultado puede convertirse a su vez en una condición para la selección de resultados aceptables y no aceptables.

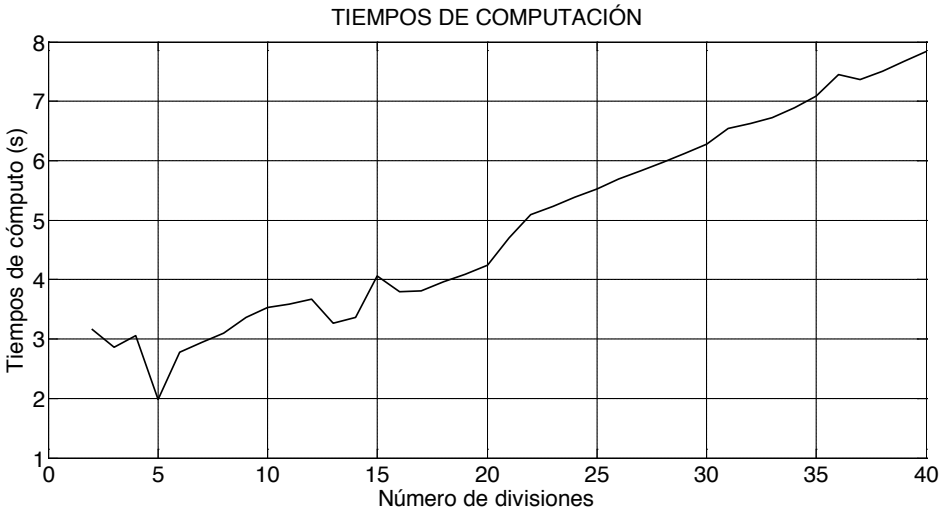


Figura 17. Tiempo de computación en función del número de divisiones

Los valores de los tiempos que se pueden observar en la gráfica, tienen ciertos picos irregulares seguramente debido a otras tareas en paralelo que se estuvieran realizando en el ordenador. Aún así, se ve a simple vista el aumento lineal de tiempo de computación influido por el aumento en el número de divisiones. Se puede observar que son tiempos muy bajos y no tienen una influencia muy importante en la resolución del problema; de todos modos, si se realizan mayores divisiones, este valor se hace más grande y de mayor importancia.

Finalmente, cabe señalar en este punto que el número de divisiones influye en la sensibilidad de los resultados. Esto tiene una importancia significativa en una situación particular; cuando se absorbe completamente el vapor en la disolución. En esa situación se puede producir una discontinuidad. Habrá una división por cada VC (volumen de control) en la que se tendrá masa de vapor en el seno de la disolución. En el caso de que se absorba toda la cantidad de masa de vapor en dicho VC, las condiciones cambiarán completamente en el VC siguiente.

Aunque puede que no se esté cometiendo un error en este caso, sí que se queda sin representar de manera fiable el mecanismo de absorción en una zona crítica. Así pues, aunque en las gráficas de error se observa que éste converge a partir de 20 iteraciones de manera aceptable, no se puede decir que también represente los datos de la manera más satisfactoria. Para que quede constancia de ello, se muestra una gráfica donde se representa la variación del caudal de masa a lo largo de la columna para dos casos diferentes. En el primero, se divide el canal en 20 partes, correspondiente a la línea de puntos y en el segundo se dividen en 40, correspondiente a la línea continua.

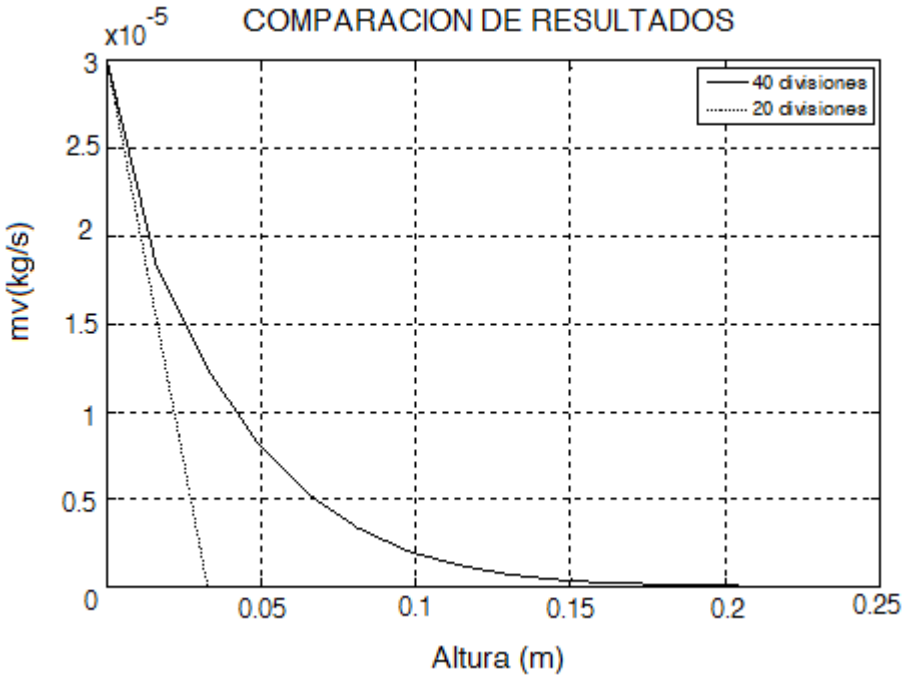


Figura 18. Comparación de resultados variando el número de divisiones realizadas en la columna.

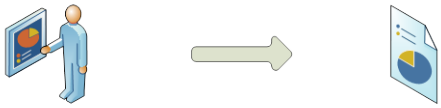
Tal como se había supuesto, a pesar de que queda reflejado que se absorbe todo el vapor refrigerante en forma de burbujas, no se representa para el caso de 20 divisiones de qué manera lo hace. Incluso se comete un error muy significativo si se atiende al lugar último donde existen burbujas de vapor. Para el caso de 40 divisiones, por el contrario, sí que queda

reflejado de manera aceptable la curva que representa la absorción de las burbujas a lo largo de la columna.

Por tanto, a la hora de realizar las divisiones, se debe tener en cuenta no sólo el error que se comete en cada iteración atendiendo a la temperatura o el tiempo computacional sino también a la calidad de los resultados obtenidos.

Capítulo 5: Presentación y análisis de resultados

En este capítulo se presentarán los resultados obtenidos mediante representación gráfica y se analizarán los mismos para la obtención de las conclusiones más importantes.



5.1 INTRODUCCIÓN

Una vez implementado el modelo, se puede realizar un estudio y análisis sobre los fenómenos que ocurren en el absorbedor a partir de las gráficas que se irán obteniendo. A parte de la presentación de resultados, se ha aprovechado la facilidad de obtención de resultados gráficos para validar la correlación utilizada para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor de la disolución. Para esto último se evalúa el caso STANDARD.

5.2 CASO STANDARD

En esta primera situación, se busca comprender cómo se produce el proceso de absorción y se verá la influencia de los diferentes mecanismos en el desarrollo del sistema.

Lo primero que se ha considerado de importancia es estudiar la evolución de la concentración a lo largo de la altura del absorbedor. El mecanismo de absorción, como se determinó en el capítulo 4, viene determinado por un conjunto de parámetros dependientes de las propiedades físicas de la mezcla, la geometría de las burbujas y la concentración inicial.

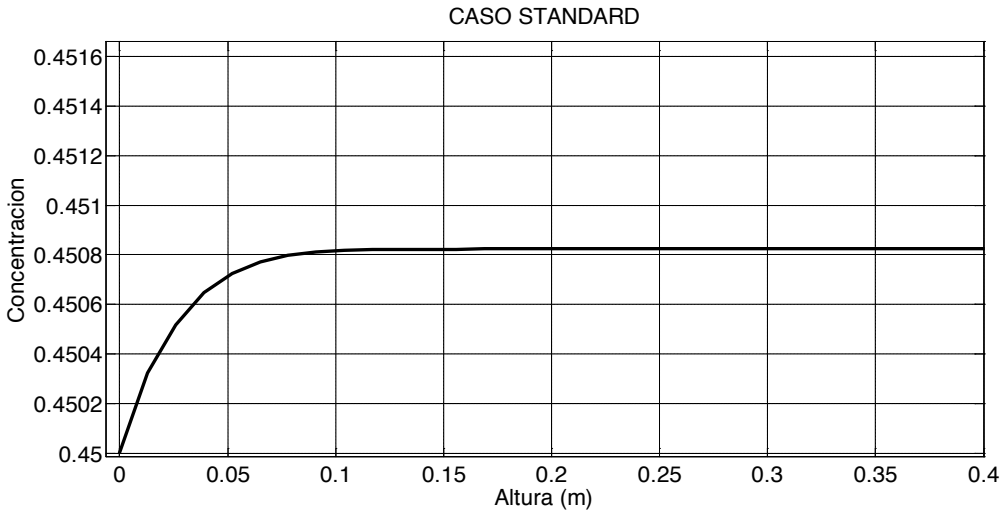


Figura 19. Evolución de la concentración en caso STADARD

Observando la evolución de la concentración de la mezcla representado en la figura 19, se pueden determinar diferentes zonas de comportamiento en la concentración. En primer lugar, se observa un crecimiento acelerado de la absorción en la zona inicial, que demuestra que la mayor parte de la absorción se produce aquí. A continuación, se va ralentizando hasta alcanzar un valor definitivo de concentración en el cual se ha realizado toda la absorción. La concentración final, resulta no ser muy grande debido a un valor pequeño de caudal de refrigerante (0.03 g/s).

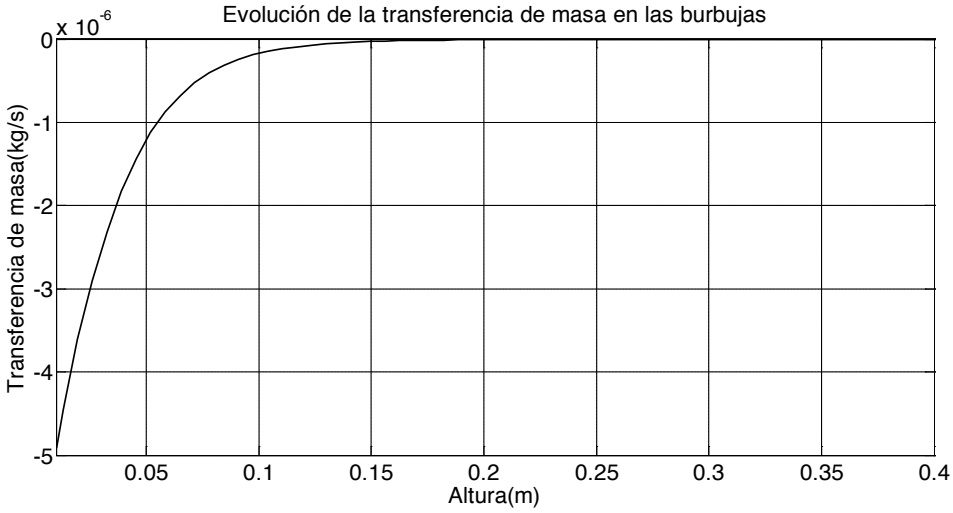


Figura 20. Evolución de la transferencia de masa en las burbujas.

En la figura 20, se representa la evolución de la transferencia de masa desde la burbuja al seno de la disolución por segundo a lo largo de la altura del absorbedor. Este valor, controla la velocidad de absorción mediante el coeficiente de transferencia de masa, las propiedades del fluido, la geometría de las burbujas y la concentración inicial de la disolución. El que esté representado con valores negativos indica la dirección de transferencia de masa.

Finalmente, para ver la influencia de los mecanismos de absorción en el valor del caudal de refrigerante, se representa de qué forma varía éste a lo largo de la columna.

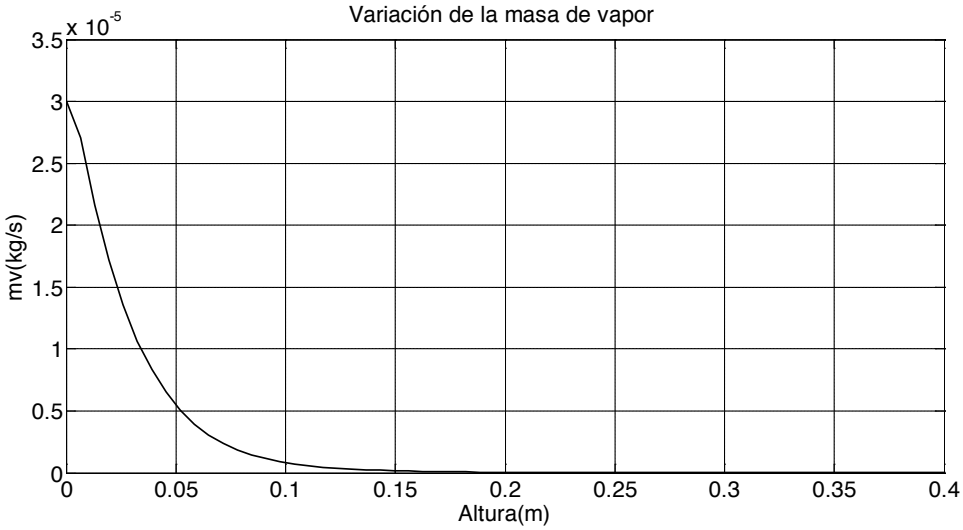


Figura 21. Evolución del caudal de vapor a lo largo del absorbedor

Estudiando las tres figuras anteriores, se puede determinar que la absorción finaliza a los 0.2 metros de altura del absorbedor. En principio, resulta una posición bastante cercana al inicio y se podría pensar en el sobredimensionamiento de la columna. De todos modos, parece interesante disponer de cierta tolerancia a la hora de aumentar la capacidad de la máquina mediante el aumento del caudal de refrigerante.

La lógica de los resultados y la forma similar en el comportamiento observado en la absorción a lo largo de la columna, permite determinar la validez de los resultados obtenidos.

Otro parámetro de influencia es la evolución de la transferencia de calor en todo el proceso de absorción. Antes de determinarlo, es importante estudiar los rangos de utilización del parámetro de transferencia de calor.

Dado que en todos los casos se debe emplear un valor del coeficiente de transferencia de calor para la disolución que depende de una correlación empírica (Eq 3.22), es necesario ver en primer lugar si se cumplen las condiciones comentadas en el apartado 3.3.3.2,

$$5.4 \cdot 10^{-4} < \frac{v_g \cdot \mu_d}{\sigma} < 7.6 \cdot 10^{-2}$$

$$4.9 < Pr_d < 93$$

$$7.7 \cdot 10^{-12} < \frac{{\mu_d}^4 g}{\rho_d \sigma^3} < 1.6 \cdot 10^{-6}$$

Estos números adimensionales, se denominan $\boldsymbol{\alpha}, \boldsymbol{\beta}$ **y** $\boldsymbol{\gamma}$ respectivamente. Así pues, la correlación se podrá utilizar en primer lugar, mientras haya vapor de refrigerante en el seno de la disolución y en segundo lugar, mientras se cumplan los límites decretados por estos números adimensionales. El programa está diseñado para detectar en qué momento se diluye todo el vapor, momento en el cual se pasa a emplear la correlación de Gnielinsky (Eqs. 3.20, 3.21).

Se debe determinar gráficamente la posición a lo largo de la altura de la columna de burbujas a la cual se absorbe completamente el flujo de vapor. De esta manera, se podrá definir el rango de alturas en el cual se puede aplicar la correlación. Como se observó en la figura 21, esto ocurría a 0.2 m de altura de la columna. Por tanto, se podrá aplicar la correlación empírica para el coeficiente de transferencia de calor mientras se encuentre a una altura inferior a este valor. En función de las condiciones de trabajo (cuadal, temperaturas) que se empleen, el valor de esta altura variará.

También se debe comprobar que los tres parámetros cumplen los rangos para los cuales es válida la correlación.

En la figura 22, se puede observar la variación del parámetro adimensional $\boldsymbol{\alpha}$ representado por la **línea continua**. Por otro lado, los valores límite que deben cumplir quedan representados por las **líneas discontinuas**. Al igual que se observó en la figura 21, queda reflejado el rango de alturas de la columna para el cual se cumple la correlación.

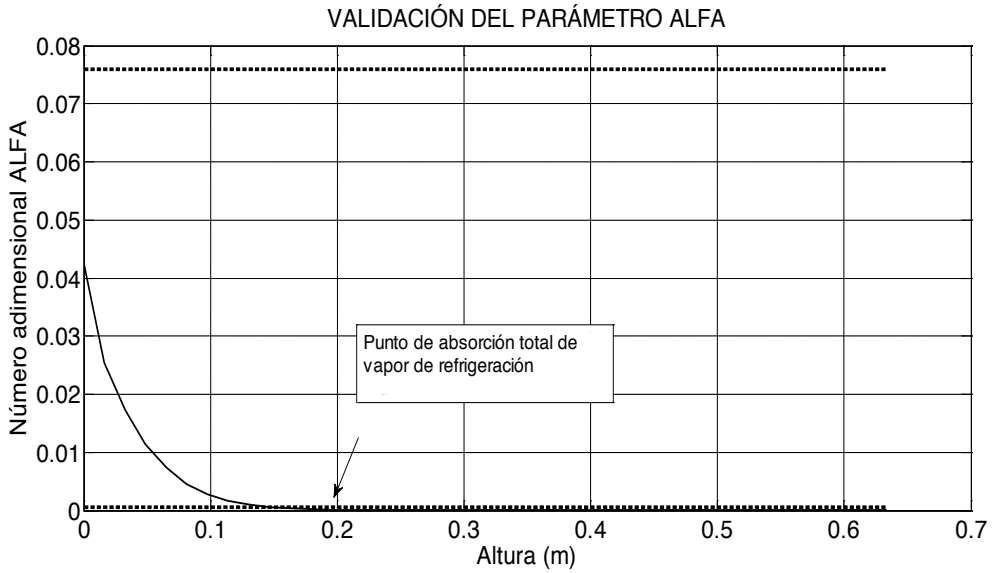


Figura 22.Variación del parámetro ALFA a lo largo del absorbedor.

En las dos gráficas siguientes, se representan los parámetros BETA y GAMMA, donde se puede observar que ambos cumplen los límites fijados (líneas discontinuas) para el uso de la correlación de coeficiente global de transferencia de calor.

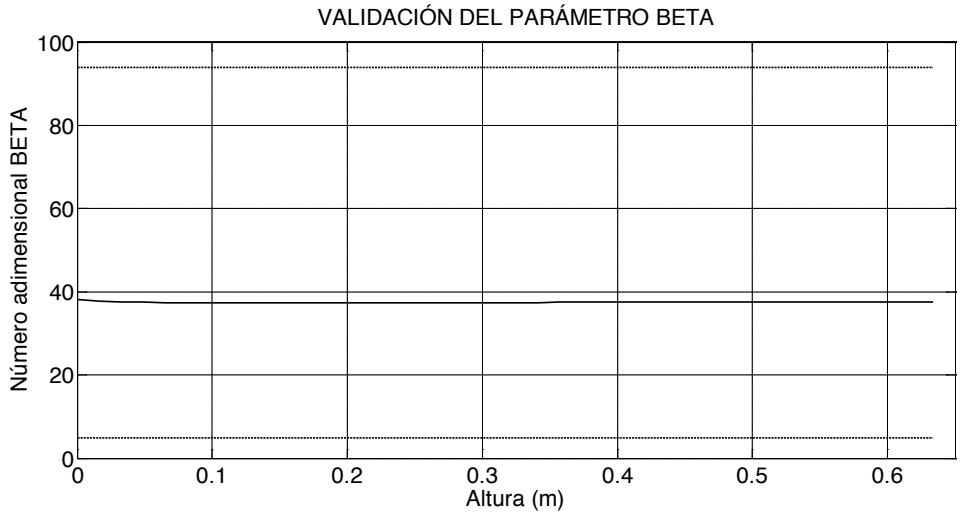


Figura 23. Variación del parámetro BETA a lo largo del absorbedor.

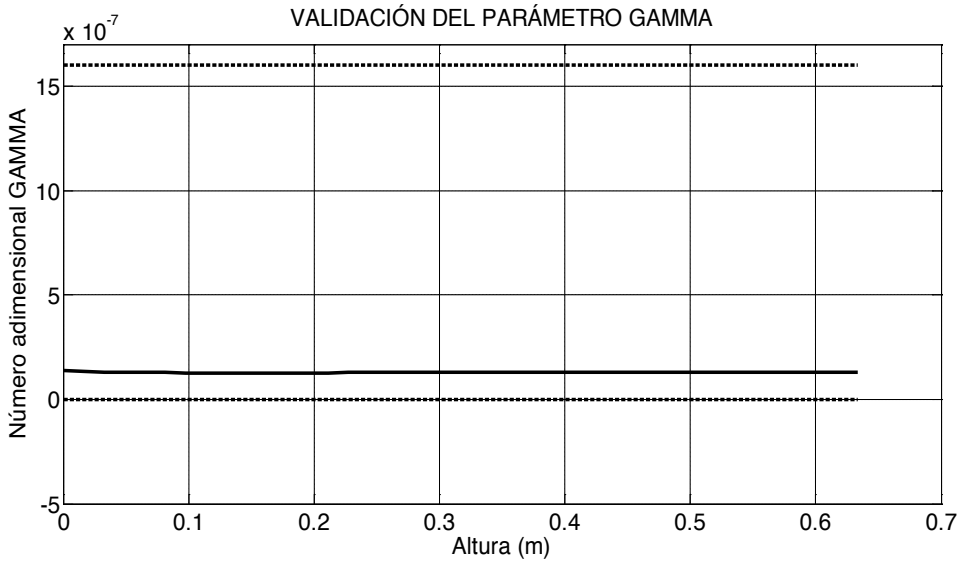


Figura 24. Variación del parámetro GAMMA a lo largo del absorbedor.

Finalmente, se representa la evolución de la transferencia de calor por unidad de superficie a lo largo del absorbedor.

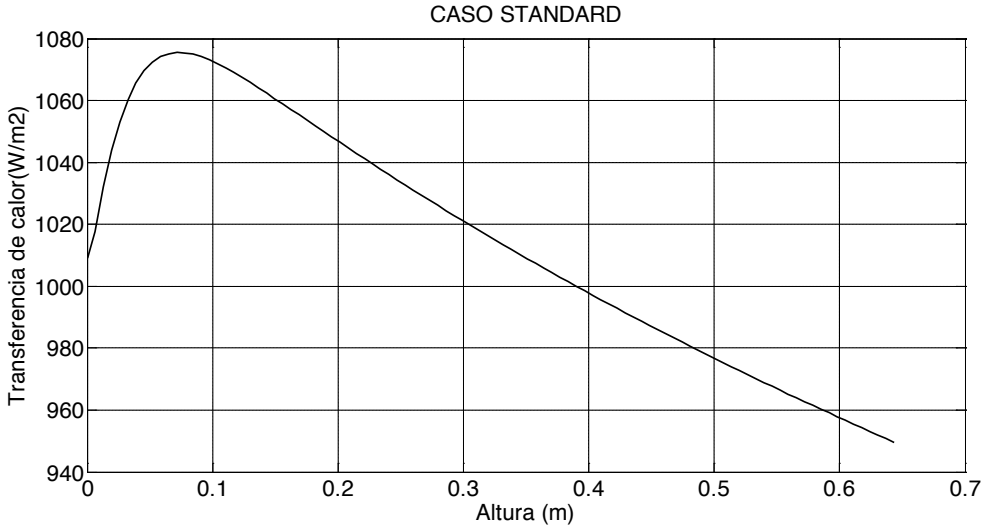


Figura 25. Transferencia de calor en el absorbedor.

Al igual que ocurría en la transferencia de masa, se puede observar que el calor producido en el cambio de fase del caudal de refrigeración, cuando es absorbido por la disolución, provoca que se produzca un máximo en la zona inicial correspondiente a la mayor velocidad de transferencia de masa. La disminución progresiva de la transferencia de masa, no sólo está influenciado por la desaceleración en el proceso de absorción sino también porque la diferencia de temperatura entre disolución y caudal de agua de refrigeración se va haciendo menor.

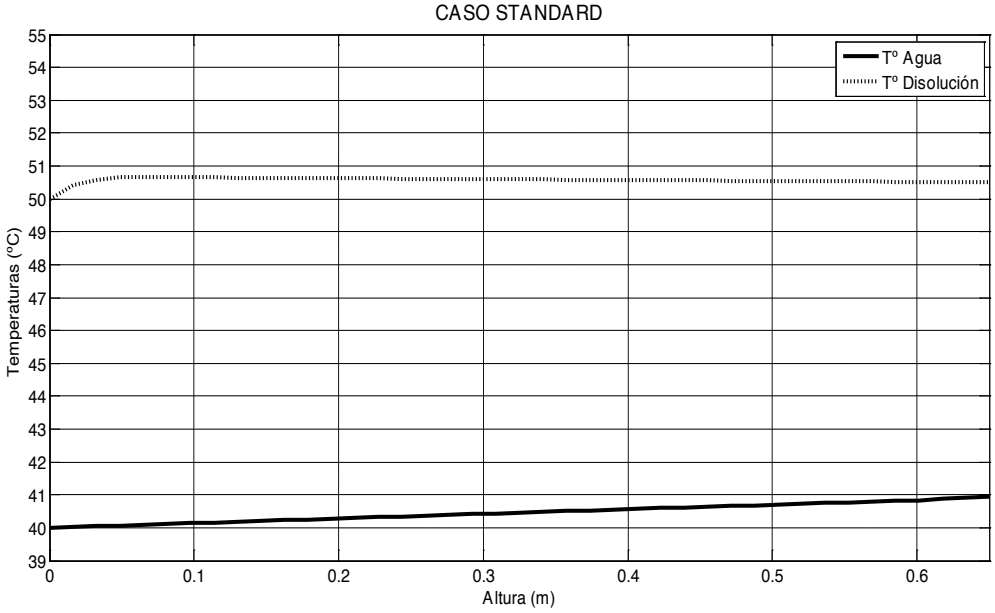


Figura 26. Variación de las temperaturas de agua de refrigeración y disolución a lo largo de la columna.

En un primer momento, debido a la producción de calor por el proceso de absorción, se produce un aumento de la temperatura en el seno de la disolución. Debido a este hecho, es necesario refrigerar el proceso para lograr mantener la capacidad de absorción de la máquina. Este calor se disipa mediante el agua de enfriamiento exterior que a su vez, ve aumentada su temperatura como se puede observar en la figura 26.

5.3 CASO A

En este caso, se compara cómo varían las propiedades en el absorbedor cuando se cambia el caudal de refrigerante que circula por la máquina de absorción. Se supone que al ir aumentando la cantidad de refrigerante que se introduce en el sistema, la concentración final de la disolución irá aumentando también. Este parámetro es particularmente importante dado que puede controlar la capacidad refrigerante de la máquina, por tanto se convierte en un valor crítico en el diseño del absorbedor.

En la siguiente gráfica, se comparan los valores de concentración que se alcanzan dentro del absorbedor.

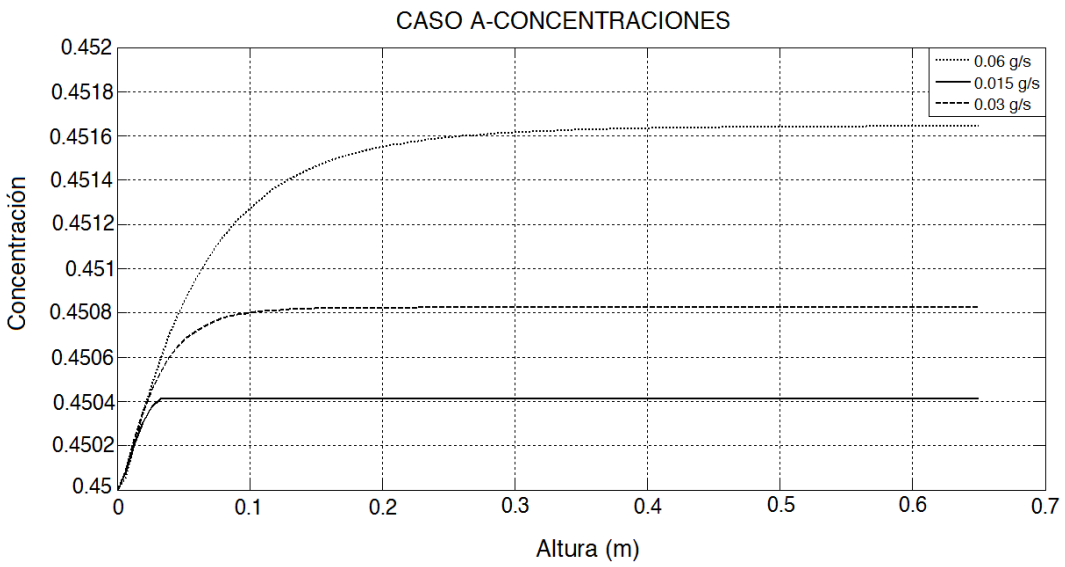


Figura 27. Comparación de la evolución de las concentraciones variando el caudal de refrigerante.

En los tres casos se observa un comportamiento similar al comentado en el apartado anterior, sobre la evolución de la concentración en la columna de burbujas. Es bastante significativo, que para todos los caudales, la pendiente inicial con la que aumenta la concentración de disolución es igual. Esto se debe a que el caudal de disolución es el mismo en todos los casos.

La altura a la que se absorbe completamente el vapor de refrigerante aumenta con el caudal de vapor introducido. Mediante el estudio de este parámetro, la altura a la cual se absorbe todo el refrigerante no depende linealmente del caudal de vapor introducido. Este efecto está influenciado por el régimen de turbulencia con el que se introduce dentro de la disolución, dado que repercute en el diámetro inicial de las burbujas, ralentizando la transferencia de masa debido a la disminución del área interfacial (figura 29). Con los valores de altura de absorción, se puede obtener una ley cuadrática de los tres valores, que permite la estimación de la altura de absorción en función del caudal, como se puede observar en la figura 28.

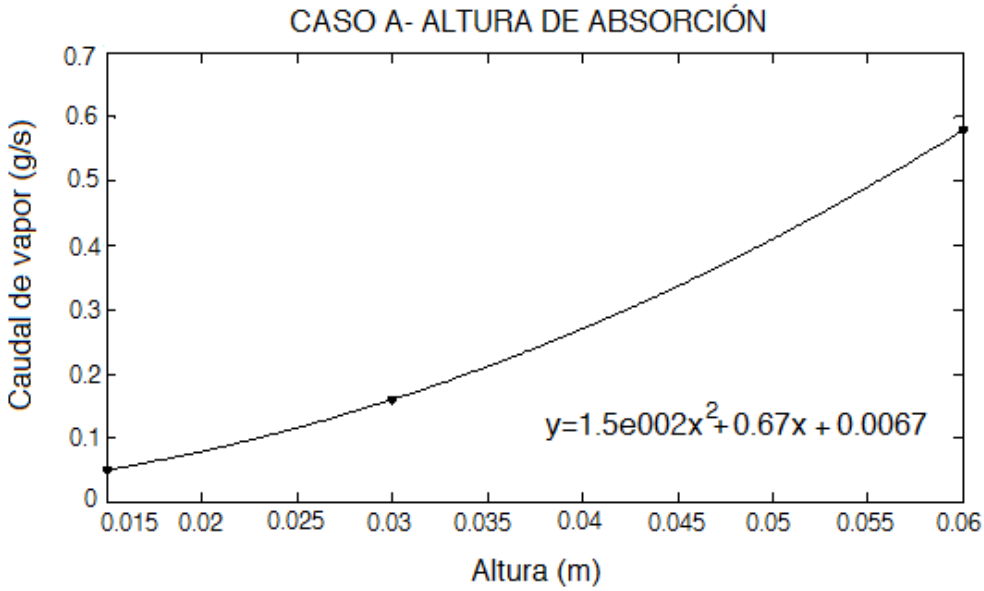


Figura 28. Variación de la altura de absorción en función del caudal de vapor de refrigerante.

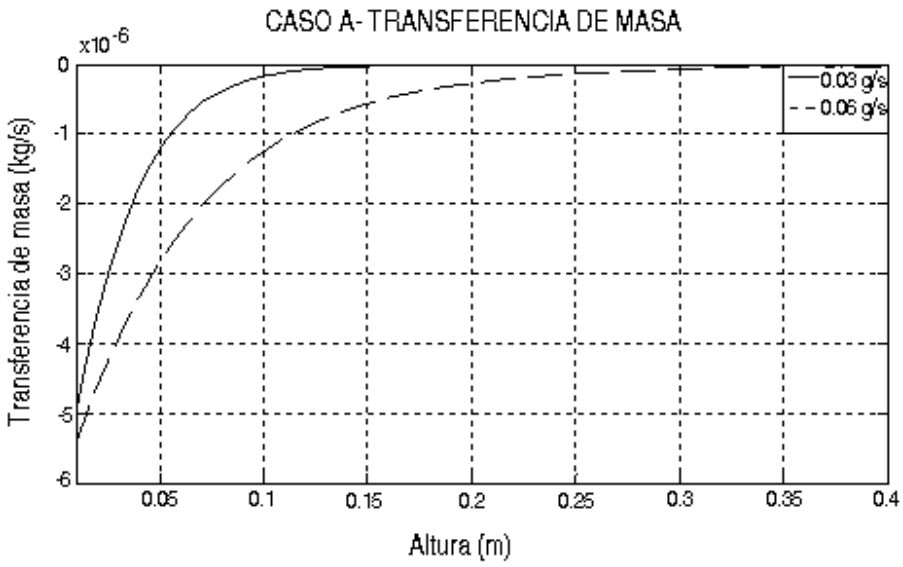


Figura 29. Transferencia de masa desde las burbujas de vapor de refrigerante a la disolución en función de la altura de la columna.

5.4 CASO B

Para seguir con el estudio del absorbedor, a continuación se expone la influencia de la variación del caudal de disolución.

La primera implicación importante que se espera de la variación de caudal de disolución es que la concentración final sea menor cuanto mayor sea el caudal de disolución

dado que será capaz de absorber menos cantidad de vapor de refrigerante. Esto se puede observar en la representación gráfica de concentraciones de la figura 30.

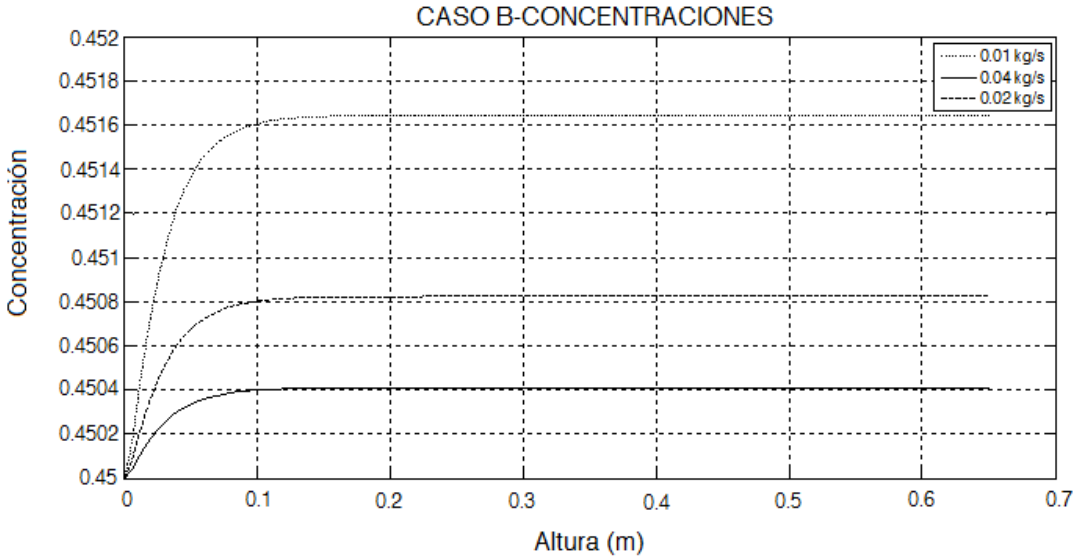


Figura 30.Comparación de la evolución de las concentraciones variando el caudal de disolución.

El comportamiento en la evolución de la absorción es el mismo que se observó en los otros casos.

La segunda implicación que tiene la variación del caudal de disolución en el comportamiento del absorbedor es en la velocidad de las burbujas. Al tener una mayor cantidad de caudal moviéndose en la misma estructura geométrica y las mismas condiciones de temperatura y presión, se espera un aumento de la velocidad de las burbujas y con ello una disminución en el ritmo al cual las burbujas pierden masa. Se puede observar una representación de esto en la figura 30, dónde la pendiente que toma el aumento de concentración en cada caso disminuye con el aumento del caudal de disolución. Esta implicación de la velocidad de la disolución en el desarrollo del comportamiento tiene también influencia en la altura a la que se absorbe todo el refrigerante.

En el caso A, se observó que mediante la variación del caudal de vapor se obtenían diferentes alturas a las cuales se absorbe completamente el vapor refrigerante, mientras que variando el caudal de disolución la altura alcanzada en la absorción total es la misma en todos los casos, produciéndose una diferencia en la concentración final y en la velocidad a la que varía la concentración.

Por otro lado, dentro del estudio de la transferencia de calor del absorbedor, es importante saber qué implicaciones tiene sobre las temperaturas alcanzadas dentro de la columna.

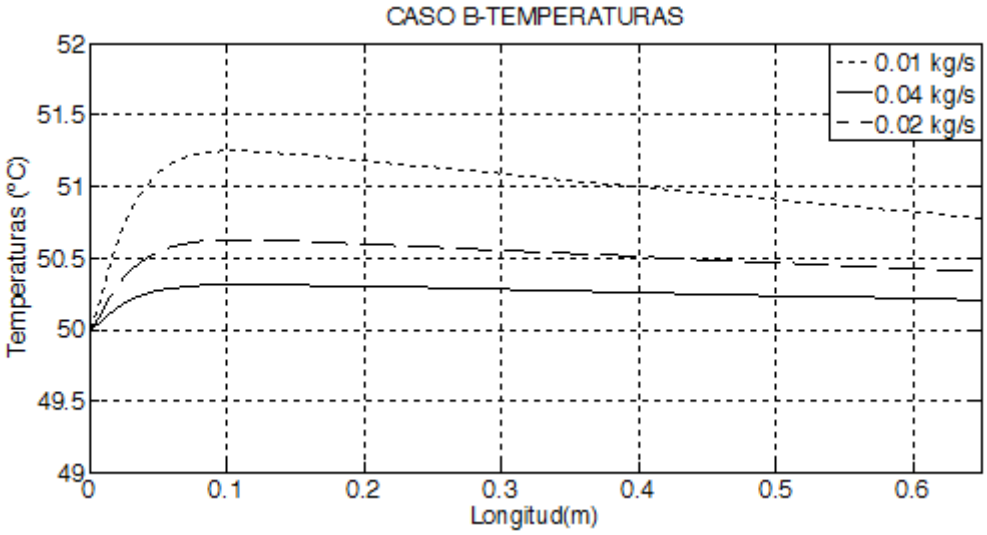


Figura 31. Variación de la temperatura de disolución a lo largo del absorbedor.

Observando la variación de temperaturas para el absorbedor se puede determinar que para el caudal menor de disolución se alcanzan valores mayores de temperatura. Esto supone un problema, dado que el aumento de la diferencia de temperatura a la salida de la disolución con la temperatura de saturación en las mismas condiciones, merma la capacidad de la máquina de absorción. Para solucionar esto se podría pensar en la mejora de las técnicas para disipar el calor generado en la absorción de tal manera que se alcancen temperaturas menores.

5.5 CASO C

Cuando se varía la temperatura de la disolución se observa una influencia inmediata en las propiedades del fluido. La diferencia de temperaturas entre el agua de refrigeración y de la disolución va determinar el gradiente para la transmisión de calor entre la disolución y el agua de refrigeración. Dado que para mantener el agua de refrigeración a cierta temperatura se deberá emplear parte del efecto útil de la máquina, esto influirá en el comportamiento final de la máquina. La idea principal es alcanzar un punto de comportamiento que favorezca la absorción dentro de la columna sin mermar de manera crítica la eficiencia de la máquina de absorción.

A continuación se exponen un conjunto de pruebas que se han realizado variando las diferencias de temperatura de disolución y de agua de refrigeración.

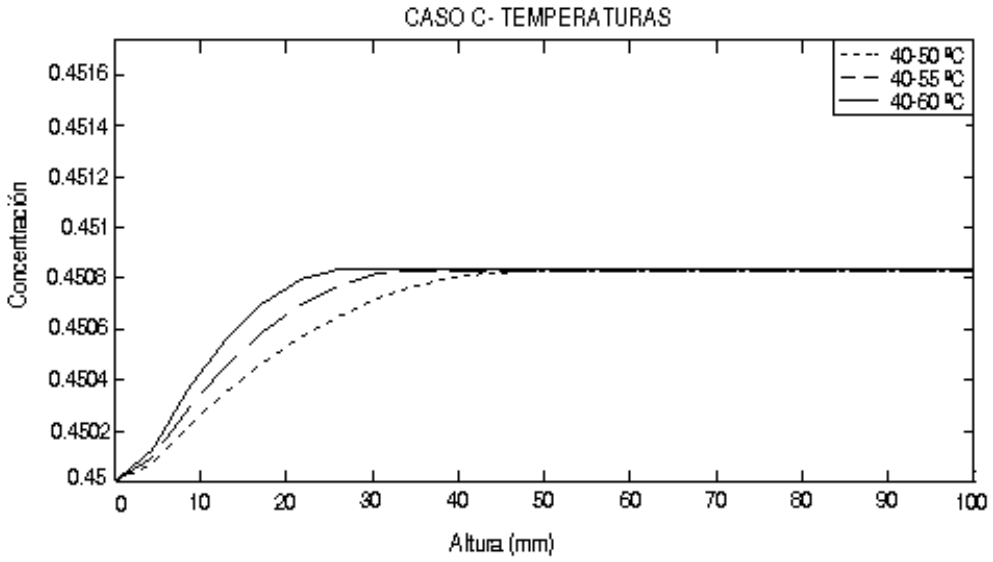


Figura 32. Variación de concentración en función de la altura con cambio de temperaturas.

Los tres casos que se exponen se relacionan por tener la misma temperatura de agua de refrigeración, mientras que aumenta el agua de disolución. La mayor diferencia de temperaturas corresponde a un efecto de absorción más rápido que en los dos casos anteriores. La concentración final resulta ser la misma, pero una variación de las propiedades de los fluidos desde el punto de vista de la temperatura, provoca una variación en la longitud máxima de absorción alcanzada, así como una variación de la aceleración en el proceso de absorción.

5.6 CASO D

Para completar el estudio de la columna de burbujas, es necesario realizar un análisis sobre la influencia de los aspectos geométricos en la columna.

Desde el punto de vista de la transferencia de calor, una variación del diámetro de la columna puede influir en el comportamiento durante la absorción, variando las propiedades de los fluidos debido a la variación de la transferencia de calor. Para analizar el caso se evalúa el flujo de calor que se produce en la columna para los diferentes valores de radios de columna de burbujas que se considere.

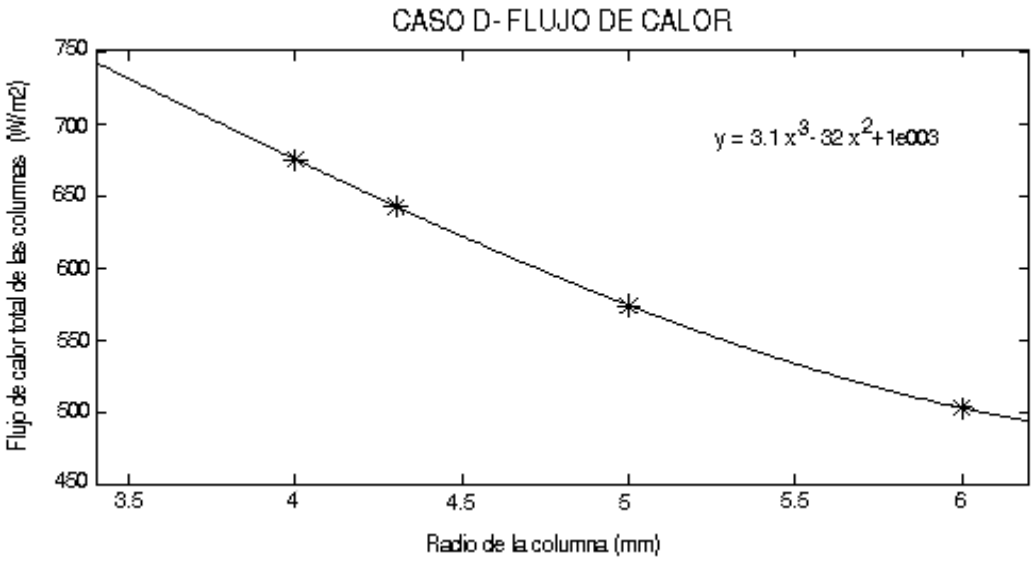


Figura 33. Variación de la transferencia de calor en función del diámetro de la columna.

Tras evaluar 4 radios diferentes, se obtienen los puntos que nos indican la transferencia total de calor por unidad de superficie en cada caso. Se puede adecuar la curva a una solución cuadrática de la que se obtiene la ley que aparece en la propia gráfica. Esto supone una utilidad a la hora de su comparación experimental o para predecir, en función de la columna que se emplee cual será el comportamiento desde el punto de vista de la transferencia de calor.

Cuando se aumenta el diámetro de la columna, se aumenta por un lado el área de paso de las burbujas y por otro, si se mantienen los mismos caudales, se disminuye la velocidad de paso de la mezcla bifásica. Desde un punto de vista físico, se está permitiendo que la disolución y las burbujas estén durante más tiempo en contacto favoreciendo la absorción. En la siguiente gráfica (fig. 34), se puede observar la influencia de la variación del radio de la columna en el proceso de absorción.

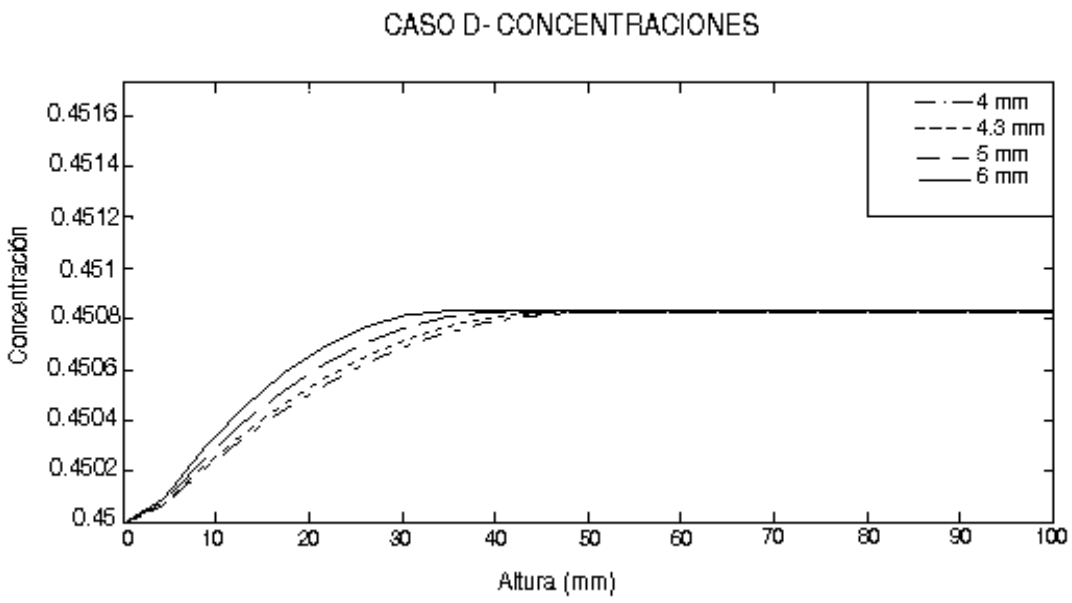


Figura 34. Variación de la concentración para diferentes valores de radio de columna.

Conforme se va aumentando el radio, se produce una mejora del proceso de absorción, disminuyendo la altura a la cual se produce la absorción total del refrigerante. Esta implicación geométrica implica la realización de un estudio para estimar de manera correcta cual sería la relación altura/diámetro óptima no sólo desde el punto de vista del proceso de absorción, sino también desde el punto de vista de construcción y fabricación de las columnas.

5.7 CASO E

La última de las pruebas que se debe realizar, es la influencia del caudal del agua de refrigeración en el proceso de disipación de calor del proceso de absorción. Para la realización de este último estudio, se varía la velocidad del agua por el conducto exterior de refrigeración. Se debe tener en cuenta la influencia de las correlaciones empleadas para el cálculo de transferencia de calor, dado que habrá un punto en el que se pase de flujo laminar a flujo turbulento del agua. Obviamente, cuanto más turbulento es el flujo de agua, existe una mayor facilidad de transferencia de calor hacía el exterior. De todos modos, a la hora de realizar los cálculos, hay que tener en cuenta la discontinuidad producida por el cambio de régimen. Así pues, en este caso, el estudio se centra en detectar esta discontinuidad y un dato interesante desde el punto de vista experimental, sería detectar el comportamiento del caudal de agua entre los valores en los que se produzca dicha discontinuidad. La representación del flujo de calor en función de la velocidad del agua de refrigeración de la figura 35 ofrece una visión del cambio de régimen que se produce.

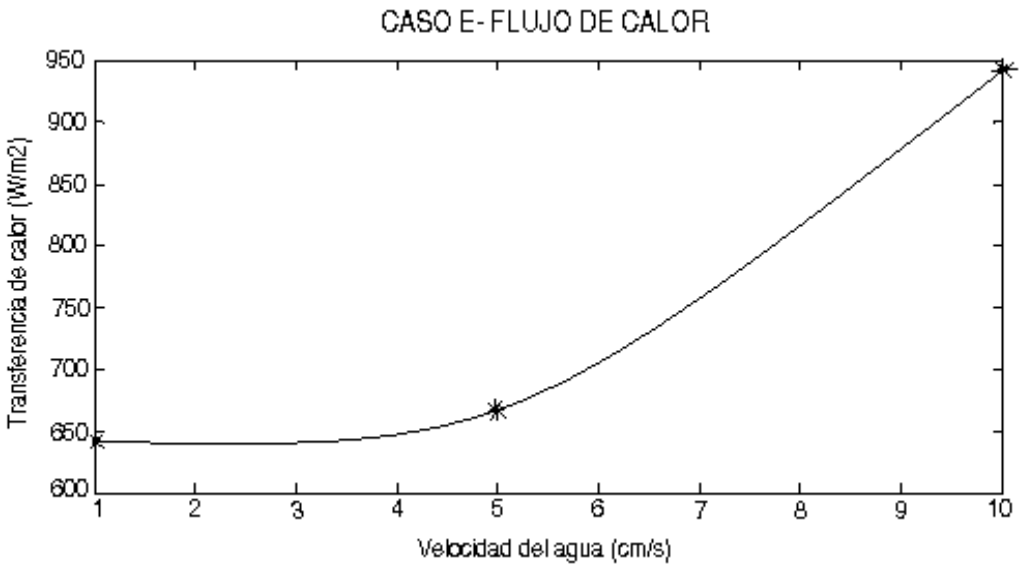


Figura 35. Flujo de calor en función de la velocidad del agua de refrigeración.

Cuando la velocidad del agua pasa de 5 a 10 cm/s, se observa el cambio de régimen decretado por las correlaciones de transferencia de calor empleadas. Lo que se puede deducir de estos resultados, es que a pesar de que no queda totalmente esclarecido el comportamiento real en el flujo de calor, sí arroja información sobre la mejora de la transferencia cuando se aumenta el caudal de agua de refrigeración. Este aumento del caudal, implica que se emplea mayor cantidad de trabajo en el circuito del agua para bombear el fluido. Teniendo en cuenta la influencia que puede tener sobre el rendimiento final de la máquina el aumento de la velocidad de agua de refrigeración, debería estudiarse desde el punto de vista experimental, su influencia en la absorción total. Se puede considerar un parámetro de diseño interesante para comprobar las prestaciones de la máquina.

5.8 CONCLUSIONES

Tras la realización de las diferentes pruebas con nuestro modelo, se pueden sacar un conjunto de conclusiones que sirvan para comprender el funcionamiento dentro de la columna de burbujas.

En primer lugar, dado que se trata de un modelado matemático, es bastante evidente que los resultados están sometidos a la exactitud de las correlaciones empleadas. Se ha realizado un esfuerzo desde el punto de vista de investigación para la obtención de correlaciones que representasen de manera fehaciente el comportamiento de un proceso tan complejo como es la transferencia de masa y calor simultanea en una mezcla bifásica. También se ha realizado un esfuerzo por demostrar que se cumplen los rangos de utilización de dichas correlaciones.

Otro de los factores que han influido de manera determinante en el comportamiento del modelo, es emplear bases de datos para el cálculo de propiedades del amoniaco. Esto implica que muchos de los valores de propiedades termofísicas, están basados en la interpolación de resultados que pueden llevar a cometer ciertos errores. A pesar de todo, se ha considerado que la influencia de los mismos es despreciable desde el punto de vista de cálculo.

A pesar de que numéricamente los valores obtenidos deberían contrastarse con un resultado experimental, lo que se ha conseguido es obtener un modelo que describe el comportamiento dentro de la columna. Esto permitirá predecir el tipo de situaciones esperadas desde el punto de vista experimental, así como de la importancia desde el punto de vista de diseño, de las diferentes partes del absorbedor.

Se ha conseguido determinar el tipo de comportamiento que se produce en el seno del absorbedor, atendiendo a la variación de la concentración. Se ha podido detectar que la mayor parte de la absorción se produce en los instantes iniciales de entrada de las burbujas dentro de la columna, generando un aumento repentino de la temperatura de todo el sistema, que puede mermar las capacidades de eficiencia del absorbedor. Esto arroja luz a la hora de emplear mejoras técnicas que favorezcan la transferencia de calor en esta zona crítica dentro del proceso.

Se ha podido determinar el conjunto de cambios producidos debido a la variación del caudal de vapor de refrigeración, ralentizándose la absorción del mismo con el aumento de caudal y aumentando de esta manera la altura a la que se absorbe completamente. Este resultado es especialmente importante para el diseño geométrico de la columna de burbujas.

Se ha determinado que la velocidad de absorción disminuye conforme aumenta el caudal de disolución, sin influir de manera importante en la altura de absorción total. También se ha visto que los bajos caudales de disolución generan un aumento de la temperatura del sistema en los instantes iniciales y obteniéndose una temperatura mayor de subenfriamiento total del absorbedor, disminuyendo la capacidad total de la máquina.

Respecto a la variación de la geometría de la columna se ha podido observar que el aumento del diámetro de la columna manteniendo constantes el resto de parámetros favorece el proceso de absorción debido a la disminución de la velocidad de paso de disolución y vapor de refrigeración. Gracias a los resultados se ha obtenido una ley de comportamiento para el diámetro.

Finalmente, se ha podido detectar que el régimen del agua de refrigeración influye de manera significativa en el proceso de transferencia de calor, mejorándose la misma conforme el flujo exterior de refrigeración se hace más turbulento. Este proceso puede perjudicar el comportamiento final del sistema debido a la necesidad de bombear agua de refrigeración a mayor velocidad.

Con todos los resultados obtenidos, concluimos que se ha podido predecir cuál es el comportamiento que cabe esperar de un absorbedor de burbujas, con amoniaco-nitrato de litio como fluido de trabajo, desde el punto de vista cualitativo del estudio experimental de una máquina de absorción.

5.9 TRABAJOS FUTUROS

Partiendo de los conceptos que se han comprendido con este estudio, se pueden citar un conjunto de cambios a realizar para la mejora del modelo. Así pues, se pueden considerar dos líneas básicas a seguir; en primer lugar desde el punto de vista de mejora del modelo matemático y posteriormente su validación desde el punto de vista experimental.

5.9.1 Mejora del modelo matemático

Una de las simplificaciones que se ha realizado en este estudio, ha sido considerar que el coeficiente de transferencia de calor entre la burbuja y la disolución es despreciable y por ello se no se ha considerado como un parámetro de importancia la temperatura del vapor de refrigeración. Esto tiene cierta influencia sobre la variación de los resultados dado que las propiedades del vapor de refrigeración se han calculado en base a la temperatura predominante en el sistema disolución/vapor de refrigeración.

Otra de las simplificaciones que se han tenido en cuenta a la hora del diseño de este modelo es considerar que las burbujas toman una forma perfectamente esférica. Esto puede aceptarse como un resultado válido una vez se compare la influencia o no de la forma de las esferas en el comportamiento general del absorbedor. Realizar un estudio con un modelo de burbujas no-esféricas, complicaría en gran medida el cálculo de la trasferencia de masa en el sistema, pero supondría una mejora en la modelización más realista del modelo.

5.9.2 Proceso experimental

El actual estudio puede servir como un referente básico a la hora de comprender el tipo de soluciones que cabe esperar dentro de un estudio experimental. Aunque como se comentó en las conclusiones no podemos aceptar este modelo como una realidad absoluta dentro de los resultados numéricos, sí arroja luz sobre lo que cabe esperar dentro de los resultados experimentales.

Se espera que un estudio de esta índole se base en una retroalimentación entre los datos obtenidos empíricamente y la comprobación del comportamiento con modelos matemáticos. Esto permitirá obtener un modelo más robusto, que permita obtener resultados fiables y de predicción.

.

Capítulo 6. Presupuesto

En este capítulo se realiza una estimación del presupuesto necesario para el desarrollo del proyecto.

6.1 TAREAS

Con la finalidad de poder cuantificar económicamente el desarrollo de este proyecto, se ha decidido dividir el proceso de realización del mismo en un conjunto de tareas, así como una estimación de las horas empleadas en cada tarea.

Tabla 6. Tareas realizadas en el proyecto.

Tarea	Tiempo(horas)
1. Programación Matlab	300
2. Desarrollo de memoria	210
3. Investigación artículos	60
4. Preparación de pruebas	5
5. Ejecución de pruebas	10
6. Comunicación Correo	10
7. Estudio teórico	10
TOTAL	605

Las tareas a realizar presentadas en la tabla se resumen de la siguiente manera:

1. Programación Matlab. Actividad que incluye el desarrollo del modelo matemático en lenguaje M.
2. Tiempo dedicado a escribir la memoria, elaboración de figuras, tablas, diseño de estructura, etc.
3. Incluye el tiempo empleado en la comprensión y lectura de los artículos empleados para el desarrollo del proyecto.
4. Tiempo dedicado a preparar las pruebas a realizar.
5. Tiempo de cómputo empleado para el desarrollo de todas las pruebas.
6. El tiempo empleado en la redacción de mails para comunicación con los directores del proyecto, así como reuniones de tutoría para el proyecto.
7. Tiempo empleado en estudiar los conceptos de transmisión de masa empleados en el proyecto.

Dadas las horas empleadas para el desarrollo del proyecto, asumiendo 8 horas diarias de trabajo equivale a 75 días laborables.

6.2 COSTES

Para el desarrollo de los costes, se divide el presupuesto en cuatro grupos importantes: Personal, material, licencias y costes indirectos.

6.2.1 Personal

Se describe en la tabla 7, el salario en función del trabajo desempeñado.

Tabla 7. Salarios de trabajadores.

Personal	€/h
Jefe de Proyecto	40
Programador	25
Analista	25
Pruebas	30

En la siguiente tabla se describe detalladamente el conjunto de horas dedicadas por empleado, el coste de los salarios según el puesto de trabajo y el coste total de personal.

Tabla 8. Información detallada de horas y costes salariales.

Tarea	Jefe de Proyecto	Programador	Analista	Pruebas	
Programación Matlab (h)	5	265	15	15	
Desarrollo de memoria (h)	10		200		
Investigación artículos (h)	10		50		
Preparación de pruebas (h)				5	
Ejecución de pruebas (h)				10	
Comunicación Correo (h)	2,5	2,5	2,5	2,5	
Estudio teórico (h)		2,5	5	2,5	
Total Horas	27,5	270	272,5	35	**TOTAL**
Costes (€)	1100	6750	6812,5	1050	**15712,5**

6.2.2 Material, licencia y costes indirectos

El material empleado para la realización del proyecto es un ordenador *HP®Pavillion Entertainment PC* con procesador Intel® Core Duo™ CPU P8600@2.4GHZ, valorado en **880 €.**

La licencia académica de MATLAB®2010 necesaria para el desarrollo del proyecto es de **498 €.**

Dentro de los costes indirectos se incluyen coste de electricidad, conexión a Internet, coste de las instalaciones cuyo valor asciende a **1280 €.**

6.2.3 Resumen

Con los costes considerados en los apartados anteriores, podemos detallar en una tabla el valor bruto del proyecto, representado en la tabla 9.

Tabla 9. Resumen de costes.

Tipo	Coste(€)
Costes Salariales	15712,5
Material	880
Licencia	498
C. Indirectos	1280
TOTAL	18370,5

6.2.4 Costes totales

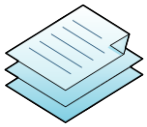
Para el desglose de los costes totales se tiene en cuenta un riesgo del 5 %, un beneficio del 15% y el valor correspondiente de I.V.A.

Tabla 10. Costes Totales

Tipo	Coste(€)
Total	18370,5
Riesgo	918,525
Beneficio	2755,575
IVA (18%)	3306,69
Coste Total	25351,29

El valor total del proyecto es de **VEINTICINCO MIL TRESCIENTOS CINCUENTA Y UNO CON VIENTINUEVE EUROS.**

Capítulo 7. Bibliografía.



[1] Akita, K. anf G. Yoshida. "Bubble size, interfacial area and liquid phase mass transfer coefficient in bubble column. Ind. Eng.Chem. Process Des.Develop.., 13(1), pp. 84-91, 1974.

[2] Bhavaraju S.M., Russel T.W.F., Blanch H.W., "*The design of gas sparged devices for viscous liquid system*", AIChE J. 24 454e466, 1978.

[3] Cano Marcos J. M. "*Refrigeración por absorción. Interés energético e impacto ambiental*".

[4] Cerezo J. "*Estudio del proceso de absorción con amoniaco-agua en intercambiadores de placas para equipos de refrigeración por absorción*". PhD Thesis, Universitat Rovira i Virgili de Tarragona , 2006.

[5] Elperin T., Fominykh A., "*Four stages of the simultaneous mass and heat transfer during bubble formation and rise in bubbly absorber*", Chem. Engrg. Sci. 58 (2003) 3555–3564.

[6] Fernández-Seara J., Sieres J., Rodríguez C., Vázquez M." Ammonia–water absorption in vertical tubular absorbers" *Área de Máquinas y Motores Térmicos, Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, Campus Lagoas-Marcosende, No 9, 36200 Vigo, Spain, 2004*

[7] Gutiérrez Ureta G. L. *"Los refrigerantes y el Medio Ambiente"*. Universidad Carlos III de Madrid.

[8] Hikita H. S., Tanigawa K., Segawa K., Kitao M. "*The volumetric liquid phase mass transfer coeficient in bubble columns*". Chemical Engineering Journal 1981.

[9] Incropera, F.P., D.P. De Wiit. "*Funfamental of heat and mass transfer*" Ed. 3er, New York, NY [etc.] John Wiley & Sons cop., 1990.

[10] Infante Ferreira C. A. *"Vertical tubular absorbers for ammonia-salt absorption refrigeration*". Tesis doctoral, Universidad técnica, Dlft, Holanda, 1985.

[11] lnfante Ferreira C.A. "*Thermodynamic and physical property data equations for ammonia-lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate solutions"*. Solar Energy 32, 231 236 (1984).

[12] Kang, T.K., T. Nagano, T. Kashiwagi. "*Visualization of bubble and bubble diameter correlation for NH_3-H_2O bubble absortion"* IJR 25, pp. 127-135, 2002.

[13] Kang, T.K., T. Nagano, T. Kashiwagi. "*Mass transfer correlation of NH_3-H_2O bubble absortion."* IJR 25, pp. 878-886, 2002.

[14] Kim, J.-K., Akisawa A., Kashiwagi T., Kang Y. T. "*Numerical design of ammonia bubble absorber applying binary nanofluids and surfactants"* Graduate School of Bio-Applications and Systems Engineering, Tokyo University of Agriculture and Technology, 1997.

[15] Kim, J.-K., Jung, J. Y., Kim J. H., Kim, M.-G., Kashiwagi, T., Kang Y. T. "*The effect of chemical surfactants on the absorption performance during NH_3/H_2O bubble absorption process*". 2005. Elsevier.

[16] Lee J., Lee K., Chun B., Lee C., Ha J., Kim S. H.. "*A study on numerical simulations and experiments for mass transfer in bubble mode absorber of ammonia and water*". Department of Chemical Engineering, Korea University, Sungbuk-ku, Seoul 136-701, South Korea, 2002.

[17] Marcos del Cano J. D. *"Prototipo de máquina frigorífica de absorción de LiBr/H2O de doble efecto condensada por aire"*. PhD Thesis, Universidad Carlos III de Madrid, 2008.

[18] Merrill, T.L., Setoguchi T., Pérez-Blanco, H. "Passive heat transfer enhancement techniques applied to compact bubble absorber design".Journal of enhanced heat transfer. Vol 2, 1995.

[19] Merrill T.L., Setoguchi T., Pérez-Blanco H.. "Compact bubble absorber design". Journal of enhanced heat transfer. Vol 5. 1998.

[20] Mudde R. F. *"Gravity-driven bubbly flows Annual Review of Fluid Mechanics"* Vol. 37: 393 423 (Volume publication date January 2005).

[21] Rogdakis D., Antonopoulos K. A., "*Thermodynamic cycle, correlations and nomograph for NH_3 NASCN absorption refrigeration systems*" National Technical University of Athens, Mechanical Engineering Department, Thermal Section, 42 Patission Street, Athens 106 82, Greece. 1997.

[22] Shah K. "*Laminar flow friction and forced convection heat transfer in ducts of arbitrary geometry"*. Harrison radiator division, general motors corporation, lockport, ny 14094, U.S.A., 1975.

[23] Sujatha K.S., Mani A., Srinivasa Murthy S. "*Experiments on a bubble absorber*". Pergamon. Vol 26, 1999.

[24] Sun D. W. "Comparison of the performances of NH_3-H_2O, NH_3-$LINO_3$ and NH_3-NASCN" Engineering, University College Dublin, National University of Ireland, Earlsfort Terrace, Dublin 2, Republic of Ireland.1998.

[25] Treybal R. "Operaciones de Transferencia de Masa"

[26] Terasaka K., Oka J. Tsuge, K."Ammonia absorption from a bubble expanding at a submerged orifice into water". Pergamon, 2002.

[27] Vallès, J. M. "Estudio experimental del proceso de absorción de fluidos orgánicos con intercambiadores de placas" Tesis doctoral, Universidad Rovira y Virgili, Tarragona, España, 2002.

[28] Venegas M. "*Transferencia de masa y calor en gotas en procesos de absorción con nitrato de litio-amoniaco: Nuevas Tecnologias*", PhD Thesis, Universidad Carlos III de Madrid, 2001.

[29] Ventas R. "*Estudio de máquinas de absorción con la disolución nitrato de litio-amoniaco. Ciclos híbridos potenciados con compresión mecánica*" PhD Thesis, Universidad Carlos III de Madrid, 2010.

El ingeniero proyectista

Fdo. Manuel López-Rivadulla Sández