



UNIVERSITAT  
ROVIRA I VIRGILI

**ESCOLA TÈCNICA SUPERIOR D'ENGINYERIA QUÍMICA**

**ESTUDIO DEL PROCESO DE EBULLICIÓN FORZADA  
DE LA MEZCLA AMONIACO/AGUA EN  
INTERCAMBIADORES DE PLACAS PARA EQUIPOS DE  
REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN**

Memoria presentada por:

**Francisco Táboas Touceda**

Para optar al grado de

Doctor por la Universidad Rovira i Virgili

Trabajo dirigido por:

**Dr. Manel Vallès Rasquera**

**Dr. Alberto Coronas Salcedo**

Àrea de Màquines i Motors Tèrmics

Departament d'Enginyeria Mecànica

Universitat Rovira i Virgili

Tarragona, 2006

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI  
ESTUDIO DEL PROCESO DE EBULLICIÓN FORZADA DE LA MEZCLA AMONIACO/AGUA EN INTERCAMBIADORES DE PLACAS PARA EQUIPOS DE  
REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.  
Francisco Táboas Touceda  
ISBN: 978-84-690-7588-3 / DL: T.1587-2007

Los abajo firmantes, Dr Manel Vallès Rasquera, Titular de Universidad del Área de Máquinas y Motores Térmicos del Departament d'Enginyeria Mecànica de la Universitat Rovira i Virgili de Tarragona, y el Dr Alberto Coronas Salcedo, Catedrático del Área de Máquinas y Motores Térmicos del Departament d'Enginyeria Mecànica de la Universitat Rovira i Virgili de Tarragona:

#### CERTIFICAN

Que el presente trabajo, titulado:

ESTUDIO DEL PROCESO DE EBULLICIÓN FORZADA DE LA MEZCLA AMONIACO/AGUA EN INTERCAMBIADORES DE PLACAS PARA EQUIPOS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

Que presenta el Sr. Francisco Táboas Touceda para optar al grado de Doctor por la Universitat Rovira i Virgili, ha sido realizado bajo su dirección inmediata en el Centro de Innovación Tecnológica en Revalorización energética y Refrigeración (CREVER), y que todos los resultados han sido obtenidos del los experimentos realizados por dicho doctorando.

Que este trabajo ha sido realizado en el marco del proyecto de investigación titulado:

*Desarrollo de componentes avanzados para el diseño y fabricación de máquinas de refrigeración por absorción con NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O de pequeña potencia y activación a baja temperatura.* Ref DPI2002-04536. Plan Nacional de I&D, del Ministerio de Ciencia y Tecnología.

Y para que así conste a los efectos oportunos, firmamos este documento

Tarragona, Diciembre 2006

Fdo Dr Manel Vallès Rasquera

Fdo Dr. Alberto Coronas Salcedo

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI  
ESTUDIO DEL PROCESO DE EBULLICIÓN FORZADA DE LA MEZCLA AMONIACO/AGUA EN INTERCAMBIADORES DE PLACAS PARA EQUIPOS DE  
REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.  
Francisco Táboas Touceda  
ISBN: 978-84-690-7588-3 / DL: T.1587-2007

## Lista de publicaciones realizadas

### Revistas

- (Aceptada). F. Táboas, M. Vallès, M. Bourouis, A. Coronas. *Pool boiling of Ammonia/Water and its pure components: Comparison of literature experimental data with the predictions of standard correlations*. Int. J. Refrigeration.

### Congresos internacionales

- F. Táboas, J. Cerezo, M. Bourouis, M. Vallès, A. Coronas. (2005) *Absorption/desorption processes with ammonia/water in plate heat exchangers for refrigeration machines of small capacity and thermal activation at low temperature*. Proceedings Lecture 003. International Sorption Heat Pump Conference. Broomfield, Colorado (Estados Unidos).
- F. Táboas, M. Vallès, M. Bourouis, A. Coronas. (2005). *Ammonia-water boiling in plate heat exchangers for absorption chillers*. (2005) HEATSET Grenoble (Francia).
- F. Táboas, M. Vallès, M. Bourouis, A. Coronas. (2006). *A new correlation for pool boiling of ammonia water mixture*. 6<sup>th</sup> International conference on boiling heat transfer. Spoleto (Italia).
- F. Táboas, M. Vallès, M. Bourouis, A. Coronas. (2006). *Experimental study of flow boiling heat transfer of the ammonia water mixture in a plate heat exchanger*. 6<sup>th</sup> International conference on boiling heat transfer. Spoleto (Italia).

### Congresos nacionales

- F. Táboas, M. Vallès, M. Bourouis, A. Coronas. (2003). *Transferencia de calor en ebullición forzada con mezclas binarias*. III Jnit. Valencia.(España)
- F. Táboas, M. Vallès, M. Bourouis, A. Coronas. (2003). *Banco de ensayos para la caracterización térmica de generadores de amoníaco-agua en intercambiadores de placas*. Libro de actas II Congreso Español de Ciencias y Técnicas del Frío. pp. 270-280. Vigo (España)
- F. Táboas, M. Vallès, M. Bourouis, A. Coronas. (2005). *Revisión bibliográfica de las correlaciones de ebullición de la mezcla amoníaco agua en recintos cerrados para su aplicación a sistemas de refrigeración por absorción*. Libro de actas III Congreso Español de Ciencias y Técnicas del Frío. Barcelona (España). pp. 270-280.
- F. Táboas, M. Vallès, M. Bourouis, A. Coronas. (2005). *Estudio experimental de la ebullición del amoníaco-agua en intercambiadores de placas para equipos de refrigeración por absorción*. IV Jnit. Barcelona (España).

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI  
ESTUDIO DEL PROCESO DE EBULLICIÓN FORZADA DE LA MEZCLA AMONIACO/AGUA EN INTERCAMBIADORES DE PLACAS PARA EQUIPOS DE  
REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.  
Francisco Táboas Touceda  
ISBN: 978-84-690-7588-3 / DL: T.1587-2007

*A mi familia y a Cristina,  
un modelo de superación*

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI  
ESTUDIO DEL PROCESO DE EBULLICIÓN FORZADA DE LA MEZCLA AMONIACO/AGUA EN INTERCAMBIADORES DE PLACAS PARA EQUIPOS DE  
REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.  
Francisco Táboas Touceda  
ISBN: 978-84-690-7588-3 / DL: T.1587-2007

## Agradecimientos

Quisiera mostrar mi más sincero agradecimiento a mis directores, Manel Vallès Rasquera y Alberto Coronas Salcedo, por haberme dado la oportunidad de introducirme en el mundo de la investigación, y las aportaciones al trabajo realizado. Sin vuestras aportaciones esta tesis nunca se hubiese llevado a cabo. A vosotros sinceramente, muchas gracias.

En segundo lugar quisiera manifestar mi agradecimiento a Mahmoud Bourouis por el apoyo recibido y sus aportaciones al trabajo realizado.

A Simona L., Dan, Luizildo, Fátima, Pedro, Simona S., César, Nuria, Meri, Pep y Magdeta, que en todos estos años me han marcado especialmente, y han hecho que nunca perdiera la sonrisa. En general, a todos los compañeros y amigos que han pasado por la ETSEQ y el CREVER.

A Álvaro y a Gustavo, por mostrarme esa “particular” visión de las instalaciones que nunca está descrita en los libros. A María y a Miguel que en su trabajo también dieron y siguen dando soporte la investigación.

A todos aquellos que han estado implicados en el pasado en el CREVER en mayor o menor medida, y que han sacrificado parte de su vida por una idea distinta de hacer investigación. Todos ellos han dejado huellas de su trabajo, allanando el camino para el resto.

Al área de Máquinas y Motores Térmicos de la URV, por la concesión de la beca de investigación que hizo posible la realización de esta tesis.

A la empresa Alfa Laval por el material y ayuda técnica proporcionados.

Al Ministerio de Ciencia y Tecnología por la financiación del proyecto titulado “*Desarrollo de componentes avanzados para el diseño y fabricación de máquinas de refrigeración por absorción con  $NH_3-H_2O$  de pequeña potencia y activación térmica a baja temperatura*” Ref. DPI 2002-04536-01 Plan Nacional de I&D, por haber dado soporte a esta investigación.

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI  
ESTUDIO DEL PROCESO DE EBULLICIÓN FORZADA DE LA MEZCLA AMONIACO/AGUA EN INTERCAMBIADORES DE PLACAS PARA EQUIPOS DE  
REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.  
Francisco Táboas Touceda  
ISBN: 978-84-690-7588-3 / DL: T.1587-2007

## Índice

## **1. Introducción.....1.1**

1.1. Principio de funcionamiento de los equipos de absorción.....	1.2
1.2. Evaluación económica de los ciclos de absorción.....	1.4
1.3. Acondicionamiento de aire por medio de energía solar.....	1.6
1.3.1. Acondicionamiento de aire por medio de energía solar con la mezcla amoniaco/agua .....	1.8
1.3.2. Análisis de costes de instalaciones de captadores solares con máquinas de absorción de amoniaco/agua.....	1.8
1.3.3. Líneas de investigación abiertas en máquinas de absorción con la mezcla amoniaco/agua.....	1.10
1.4. El generador de una máquina de absorción de amoniaco/agua.....	1.11
1.4.1. Generadores de tipo inundado de tubos y carcasa.....	1.12
1.4.2. Generadores de flujo forzado de tubos y carcasa.....	1.13
1.4.3. Generadores de película descendente de tubos y carcasa.....	1.15
1.4.4. Intercambiadores compactos como generadores de equipos de absorción.....	1.16
1.4.5. Ebullición forzada de la mezcla amoniaco/agua en intercambiadores de placas.....	1.18
1.5. Objetivo.....	1.19

## **2. Transferencia de calor en intercambiadores de placas.....2.1**

2.1. Aplicaciones de intercambiadores de placas en refrigeración.....	2.2
2.2. Geometría del intercambiador de placas.....	2.3
2.3. Características hidrodinámicas del intercambiador de placas.....	2.5
2.4. Transferencia de calor en intercambiadores de placas.....	2.6
2.4.1. Flujo en simple fase en intercambiadores de placas.....	2.7
2.4.2. Ebullición en intercambiadores compactos e intercambiadores de placas.....	2.11
2.5. Conclusiones.....	2.18

## **3. Análisis crítico de correlaciones de ebullición.....3.1**

3.1. Ebullición en recintos cerrados.....	3.2
3.1.1. Resultados de las correlaciones con datos experimentales de agua.....	3.3
3.1.2. Resultados de las correlaciones con datos experimentales de amoniaco.....	3.6
3.1.3. Resultados y discusión de las predicciones de las correlaciones en su aplicación a la mezcla amoniaco/agua.....	3.9
3.1.4. Correlación propuesta para el cálculo de los coeficientes de	

ebullición de la mezcla en recintos cerrados.....	3.13
3.2. Ebullición forzada .....	3.16
3.2.1. Resultados de las correlaciones con datos experimentales de agua.....	3.16
3.2.2. Resultados de las correlaciones con datos experimentales de amoniaco.....	3.21
3.2.3. Resultados y discusión de las predicciones de las correlaciones en su aplicación a la mezcla amoniaco/agua.....	3.28
3.3. Conclusiones.....	3.32

## **4. Descripción del dispositivo experimental.....4.1**

4.1. Intercambiador de placas ensayado.....	4.2
4.2. Selección de las condiciones de ensayo del intercambiador.....	4.3
4.3. Descripción de la instalación experimental.....	4.3
4.3.1. Circuito de solución.....	4.4
4.3.2. Circuitos auxiliares de la instalación.....	4.6
4.4. Instrumentación y control.....	4.8
4.4.1. Sensores de temperatura.....	4.8
4.4.2. Medición de caudal.....	4.8
4.4.3. Sensores de presión.....	4.8
4.4.4. Sensor de nivel.....	4.9
4.4.5. Sistema de control.....	4.9
4.4.6. Sistema de adquisición de datos.....	4.10
4.5. Carga de la mezcla amoniaco/agua y determinación de la concentración de la mezcla.....	4.11
4.6. Obtención de datos experimentales en los ensayos realizados.....	4.11
4.6.1. Reducción de datos experimentales en los experimentos de simple fase..	4.12
4.6.2. Reducción de datos experimentales en cambio de fase.....	4.13
4.7. Resultados típicos obtenidos.....	4.15

## **5. Resultados experimentales.....5.1**

5.1. Resultados de intercambio de calor agua/agua.....	5.1
5.2. Resultados del intercambio de calor en ebullición con la mezcla.....	5.3
5.2.1. Efecto del flujo másico en la transferencia de calor.....	5.3
5.2.2. Efecto del flujo de calor en la transferencia de calor.....	5.5
5.2.3. Efecto de la presión en la transferencia de calor.....	5.7
5.2.4. Efecto de la concentración de la mezcla en el coeficiente de transferencia de calor.....	5.9
5.3. Análisis de errores.....	5.11
5.3.1. Error experimental en los ensayos de ebullición.....	5.12
5.4. Comparación de los datos experimentales de la mezcla en el intercambiador de	5.13

placas con las correlaciones propuestas en la bibliografía.....	
5.4.1. Correlaciones de ebullición nucleada.....	5.14
5.4.2. Correlaciones de ebullición forzada en tubos.....	5.18
5.4.3. Correlaciones de ebullición de intercambiadores de placas.....	5.20
5.5. Aplicación de modelos de correlaciones de ebullición a los datos experimentales de la mezcla en el intercambiador de placas.....	5.21
5.5.1. Análisis de correlaciones de tipo convectivo.....	5.22
5.5.2. Análisis de correlaciones de tipo Kandlikar.....	5.23
5.5.3. Análisis de correlaciones de tipo asintótico.....	5.24
5.6. Propuesta de correlación para el intercambiador de placas.....	5.25
5.7. Conclusiones.....	5.30

<b>6. Conclusiones.....</b>	<b>6.1</b>
-----------------------------	------------

6.1. Conclusiones del análisis bibliográfico de ebullición.....	6.1
6.2. Conclusiones del análisis de la experimentación.....	6.2
6.3. Conclusiones del modelo de cálculo de la ebullición de amoníaco agua.....	6.3
6.4. Futuros trabajos a desarrollar.....	6.3
6.5. Bibliografía.....	6.5

<b>Anexo I: Transferencia de calor en ebullición.....</b>	<b>I.1</b>
---	------------

I.I. Ebullición en recintos cerrados (pool boiling).....	I.1
I.I.i. Correlaciones de ebullición de fluidos puros en recintos cerrados (pool boiling).....	I.2
I.I.ii. Correlaciones de ebullición de mezclas en recintos cerrados.....	I.5
I.II. Ebullición forzada.....	I.7
I.II.i. Correlaciones de ebullición forzada de fluidos puros.....	I.8
I.II.ii. Análisis de los factores de aumento de los coeficientes de ebullición convectiva.....	I.18
I.II.iii. Correlaciones de ebullición forzada de mezclas binarias.....	I.21
I.III. Correlaciones de ebullición en canales estrechos.....	I.27
I.III.i. Correlaciones generales para intercambiadores compactos.....	I.28
I.III.ii. Correlaciones de ebullición específicos de intercambiadores de placas....	I.29

## Nomenclatura

$A$	Área [m <sup>2</sup> ]
$b$	Separación media entre placas [m]
$B_0$	Constante en correlaciones de ebullición nucleada de mezclas.
$Bo$	Número de Boiling $Bo = \frac{q''}{G \cdot h_{fg}}$
$Co$	Número de convección $Co = \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \left( \frac{(1-x)}{x} \right)^{0.8}$
$C_p$	Capacidad calorífica a presión constante [J/kg·K]
$D_0$	Diámetro de la burbuja [m]
$D_h$	Diámetro de hidráulico [m]
$D_{ij}$	Difusividad másica del componente $i$ en el componente $j$ [m <sup>2</sup> /s]
$D_{puerto}$	Diámetro interior del puerto de un intercambiador de placas [m]
$e$	Espesor [m].
$E_{CB}$	Factor de aumento de la ebullición convectiva para intercambiadores compactos (correlación de Kandlikar).
$E_{NB}$	Factor de aumento de la ebullición nucleada para intercambiadores compactos (correlación de Kandlikar).
$F$	Factor de aumento de la ebullición convectiva
$f$	Factor de fricción
$F_{fl}$	factor de asociación superficie fluido en la correlación de Kandlikar
$Fr$	Número de Froude de la parte líquida
$g$	Aceleración de la gravedad [m/s <sup>2</sup> ]
$G$	Flujo másico [kg/m <sup>2</sup> s]
$G_{eq}$	Flujo másico equivalente $G_{eq} = G \left( (1-x_m) - x_m \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{1/2} \right)$ [kg/m <sup>2</sup> s]
$H$	Altura del intercambiador [mm]
$h$	Entalpía [J/kg]

$\tilde{h}$	<i>Entalpía molar [J/kmol]</i>
$q_0''$	<i>Flujo de calor de referencia [W/m<sup>2</sup>]</i>
$h_{fg}$	<i>entalpía de vaporización [J/kg]</i>
$Ja$	<i>Número de Jakob</i>
$L_h$	<i>Longitud horizontal entre los centros de los puertos de un intercambiador de placas [m]</i>
$L_p$	<i>Longitud vertical entre centros de los puertos de un intercambiador de placas [m]</i>
$M$	<i>Peso molecular [kmol/kg]</i>
$m$	<i>Caudal [kg/s]</i>
$N_{conf}$	<i>Número de confinamiento</i> $N_{conf} = \left[ \frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{0.5} / D_h$
$P$	<i>Presión [Pa]</i>
$P_c$	<i>Presión crítica [Pa]</i>
$Pr$	<i>Número de Prandtl</i>
$p_r$	<i>Presión reducida (P/P<sub>c</sub>)</i>
$P_{sat}$	<i>Presión de saturación del fluido [Pa]</i>
$Q$	<i>Calor intercambiado [W]</i>
$q''$	<i>Flujo de calor [W/m<sup>2</sup>]</i>
$q_{ONB}$	<i>Flujo de calor mínimo para la existencia de la ebullición nucleada en ebullición forzada [W/m<sup>2</sup>]</i>
$R_a$	<i>Rugosidad media. [μm]</i>
$R_{a0}$	<i>Rugosidad media de referencia [μm]</i>
$r_{cr}$	<i>Radio crítico para el desprendimiento de las burbujas [m]</i>
$Re$	<i>número de Reynolds</i>
$Re_l$	<i>Número de Reynolds de líquido</i> $Re_l = \frac{G(1-x)D_h}{\mu_l}$
$R_p$	<i>Rugosidad portante. Distancia vertical entre el pico más alto y la media de la superficie [μm]</i>
$R_{p0}$	<i>Rugosidad portante de referencia [μm]</i>

$S$	<i>Factor de supresión de la ebullición nucleada</i>
$T$	<i>Temperatura [K]</i>
$T_w$	<i>Temperatura de la pared [K]</i>
$U$	<i>Coefficiente global de transferencia de calor [W/m<sup>2</sup>K]</i>
$W$	<i>Ancho del intercambiador de placas [m]</i>
$w$	<i>fracción másica (kg amoniaco/kg mezcla)</i>
$We$	<i>Número de Weber</i> $We = \frac{G^2 \cdot D_h}{\rho_l \cdot \sigma}$
$x$	<i>Título de vapor, concentración de líquido</i>
$y$	<i>Concentración del vapor</i>
$\tilde{x}$	<i>Concentración molar de líquido [kmol /kmol]</i>
$\tilde{y}$	<i>Concentración molar de vapor [kmol /kmol]</i>

### Símbolos griegos

$\alpha$	<i>Coefficiente de transferencia de calor [W/m<sup>2</sup>K]</i>
$\Delta T_{bp}$	<i>Diferencia de temperaturas entre saturación y rocío [K]</i>
$\Delta T_{lm}$	<i>Diferencia media logarítmica de temperaturas [K]</i>
$\Delta T_s$	<i>Diferencia de temperaturas entre la pared y el líquido [K]</i>
$\Lambda$	<i>Separación entre corrugaciones (pitch) [m]</i>
$\beta$	<i>Ángulo de corrugación medido desde la horizontal, ángulo de contacto de las burbujas.</i>
$\beta_L$	<i>Coefficiente de transferencia de masa. [m/s]</i>
$\chi_{tt}$	<i>Parámetro de Martinelli</i>
$\phi$	<i>Relación entre el área real de transferencia de un intercambiador de placas y la proyección sobre un plano horizontal de este área de transferencia (<math>A_{real}/A_{proyectada}</math>).</i>
$\Phi_L^2$	<i>Multiplicador de pérdidas de carga en flujo bifásico (<math>\Delta P_{TP}/\Delta P_L</math>)</i>
$\varphi$	<i>Ángulo de corrugación medido desde la vertical</i>
$\kappa_l$	<i>Difusividad térmica del líquido [m<sup>2</sup>/s]</i>
$\kappa_{pared}$	<i>Conductividad de pared [W/m·K]</i>

$\lambda_l$	<i>Conductividad de líquido</i> [W/m·K]
$\mu$	<i>Viscosidad</i> [kg/m·s]
$\rho$	<i>Densidad</i> [kg/m <sup>3</sup> ]
$\tilde{\rho}$	<i>Densidad molar</i> [kmol/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	<i>Tensión superficial</i> [N/m]

## Subíndices

<i>cal</i>	<i>lado de calentamiento</i>
<i>conv</i>	<i>convectivo</i>
<i>eq</i>	<i>equivalente</i>
<i>int</i>	<i>intercambio</i>
<i>l</i>	<i>líquido</i>
<i>LO</i>	<i>todo el flujo considerado como líquido</i>
<i>medio</i>	<i>medio</i>
<i>mix</i>	<i>mezcla</i>
<i>nb</i>	<i>ebullición nucleada</i>
<i>pool</i>	<i>recintos cerrados</i>
<i>s</i>	<i>lado de solución</i>
<i>sat</i>	<i>saturación</i>
<i>sol</i>	<i>solución</i>
<i>sub</i>	<i>subenfriamiento</i>
<i>TP</i>	<i>Flujo bifásico</i>
<i>v</i>	<i>vapor</i>
<i>w</i>	<i>agua</i>

## **1. Introducción.....1.1**

1.1. Principio de funcionamiento de los equipos de absorción.....	1.2
1.2. Evaluación económica de los ciclos de absorción.....	1.4
1.3. Acondicionamiento de aire por medio de energía solar.....	1.6
1.3.1. Acondicionamiento de aire por medio de energía solar con la mezcla amoniaco/agua .....	1.8
1.3.2. Análisis de costes de instalaciones de captadores solares con máquinas de absorción de amoniaco/agua.....	1.8
1.3.3. Líneas de investigación abiertas en máquinas de absorción con la mezcla amoniaco/agua.....	1.10
1.4. El generador de una máquina de absorción de amoniaco/agua.....	1.11
1.4.1. Generadores de tipo inundado de tubos y carcasa.....	1.12
1.4.2. Generadores de flujo forzado de tubos y carcasa.....	1.13
1.4.3. Generadores de película descendente de tubos y carcasa.....	1.15
1.4.4. Intercambiadores compactos como generadores de equipos de absorción.....	1.16
1.4.5. Ebullición forzada de la mezcla amoniaco/agua en intercambiadores de placas.....	1.18
1.5. Objetivo.....	1.19

## 1. Introducción

Actualmente los equipos de refrigeración por absorción utilizan como fluidos de trabajo las mezclas agua/bromuro de litio ( $\text{H}_2\text{O} - \text{BrLi}$ ) y amoniaco/agua ( $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ ). Los equipos de agua/bromuro de litio en su mayoría son enfriadoras de agua para aplicaciones de aire acondicionado, mientras el amoniaco/agua es la mezcla típica utilizada en plantas de refrigeración industrial. Las limitaciones tecnológicas actuales de estos equipos tienen que ver con las propiedades de estos fluidos. Así, en el caso del agua/bromuro de litio la corrosión y cristalización de las disoluciones salinas limitan las temperaturas de operación del ciclo de absorción: temperaturas hasta  $150\text{ }^\circ\text{C}$  como máxima temperatura de generación, una temperatura mínima del evaporador de unos  $5\text{ }^\circ\text{C}$ , y temperaturas en torno a  $35\text{ }^\circ\text{C}$  de máxima temperatura en el absorbedor y condensador, lo que obliga al uso de torres de refrigeración. Por su parte, los sistemas con amoniaco/agua, además del problema de la toxicidad del amoniaco, operan a presiones elevadas y requieren procesos de purificación en la separación del amoniaco por su volatilidad relativa en comparación con el par agua/bromuro de litio. Este hecho implica un aumento de complejidad del sistema y provoca una reducción del COP. Como principales ventajas del par amoniaco/agua se identifican la posibilidad de trabajar con temperaturas inferiores a  $0\text{ }^\circ\text{C}$  y que no necesitan torre de refrigeración para poder operar.

Los equipos de absorción para climatización se pueden clasificar en tres grupos según el tipo de energía térmica de activación utilizada, Bourouis et al. (2005a):

- En la *climatización a gas*, la energía procede de la combustión generalmente del gas natural o de los gases licuados LPG (propano o butano). Al disponer de una fuente térmica a temperatura elevada, las enfriadoras de agua/bromuro de litio son de llama directa, operando mediante ciclos doble efecto con valores de COP entre 1 y 1.3, y potencias a partir de 18 kW, usando agua de torre de refrigeración tanto para el condensador como para el absorbedor. En el caso de las enfriadoras de amoniaco/agua, la gama de los equipos comerciales de llama directa se reduce a unidades modulares de unos 18 kW para ciclos de simple efecto con COP de 0.5 como máximo y condensados por aire. Dentro de este grupo, los nuevos desarrollos tienen como objetivo no solo mejorar el COP mediante ciclos avanzados (triple efecto en el caso de agua/bromuro de litio, o GAX en el de  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ) sino también reducir el tamaño y extender la gama de equipos al sector residencial y comercial con equipos de pequeña potencia e incorporando la posibilidad de actuar como bomba de calor, y para el caso de la mezcla amoniaco/agua siempre siendo refrigeradas por aire, pues pocas veces para pequeña potencia está justificado el uso de torres de refrigeración.
- La *climatización con calor residual* procedente de sistemas de cogeneración tuvo una amplia implantación en España en la década de los noventa, debido al auge de la cogeneración en el sector servicios (hospitales, hoteles, etc.). Los equipos de absorción solían ser enfriadoras de agua/bromuro de litio de simple efecto de gran capacidad, accionadas con agua caliente a temperaturas de unos  $90\text{ }^\circ\text{C}$  o *vapor de baja*. La reciente aparición en el mercado de equipos de microcogeneración (turbinas de gas y motores alternativos) en la gama de 30 a 100 kW de potencia ha ampliado notablemente el mercado de los equipos de climatización de pequeña potencia. Los nuevos desarrollos de equipos de absorción aparecidos en este sector pretenden mejorar el COP con ciclos de doble efecto activados directamente con los gases de escape, sino también con

sistemas dotados con activación dual (gases calientes y llama directa) o bien equipos con activación térmica a dos niveles de temperatura.

- Los equipos para *climatización con energía solar* térmica con tecnologías de absorción suelen ser enfriadoras de agua/bromuro de litio de simple efecto accionadas con agua caliente a temperaturas inferiores a 90 °C y condensadas con agua de torre. Estos equipos suelen también utilizarse en los sistemas de cogeneración. Algunos de ellos pueden incluso incorporar bombas de burbujas accionadas térmicamente para la circulación de la solución con la consiguiente independencia de la red eléctrica para poder operar.

Las aplicaciones frigoríficas son el otro campo de aplicación en que la tecnología de refrigeración por absorción sigue siendo interesante y competitiva en determinadas aplicaciones, frente a la tecnología de compresión mecánica. En este caso la mezcla amoniaco/agua es la única opción existente dentro de los equipos de absorción, para producción de frío hasta temperaturas de -60 °C, con un amplio intervalo de potencias desde 250 kW hasta megavatios. En los últimos años la implantación de los sistemas de cogeneración con turbinas y motores de gas en sectores industriales como el agroalimentario, petroquímico y farmacéutico, ha favorecido la utilización de este tipo de plantas que utilizan el calor residual para su activación. Normalmente, estas plantas se diseñan y construyen a medida para cada aplicación específica.

En la última década, las instalaciones realizadas en España con máquinas de absorción han tenido una gran expansión, en la mayoría de casos formando parte de plantas industriales de cogeneración de más de 500 kW, para la producción de electricidad, calor y frío. Este desarrollo tecnológico a nivel europeo se ha realizado gracias a los programas europeos de I&D JOULE y de demostración THERMIE (Plan de trabajo I&D, 2003). Como resultado existen varias empresas europeas, entre las que se encuentran algunas españolas, desarrollando actividades en este ámbito tecnológico, tanto a nivel de fabricación como de ingeniería

Como tecnologías ya implantadas con un mercado estable y con crecimiento limitado es necesario recordar la existencia de los frigoríficos y congeladores de pequeña potencia, entre 50 y 250 W, que utilizan la mezcla amoniaco/agua junto con un gas inerte, usualmente hidrógeno, en un ciclo denominado de absorción-difusión. Estos equipos tienen como principal característica la ausencia de bomba de solución, y la fuente de calor para su accionamiento depende de la aplicación del equipo. De esta forma se suelen instalar en las habitaciones de los hoteles, por su funcionamiento silencioso, en cuyo caso se utilizan resistencias eléctricas para su funcionamiento, o se suelen instalar también en aquellos sitios donde la red eléctrica no se encuentra disponible, en cuyo caso llevan un quemador de gases licuados de petróleo LPG.

## 1.1. Principio de funcionamiento de los equipos de absorción

Los equipos de absorción, al igual que los de compresión de vapor, se basan en el principio de condensación y evaporación de un refrigerante a diferentes presiones. La principal diferencia entre estos ciclos reside en el proceso en el cual dicho fluido se trasvasa desde la zona de baja presión a la zona de alta presión. En el caso de los ciclos de compresión de vapor dicho trasvase se debe a la acción mecánica de un compresor. En el caso de un sistema de absorción, el refrigerante vaporizado en la zona de baja presión es absorbido por una solución que tiene afinidad fisicoquímica por dicho fluido y conocido como absorbente. La mezcla líquida resultante es bombeada a la zona de alta presión, donde el refrigerante es extraído de nuevo de la solución mediante la aportación de calor. En la Figura 1.1 se muestran los principales

componentes de un ciclo de absorción de simple efecto situados sobre un diagrama genérico de Presión-Temperatura-Composición.

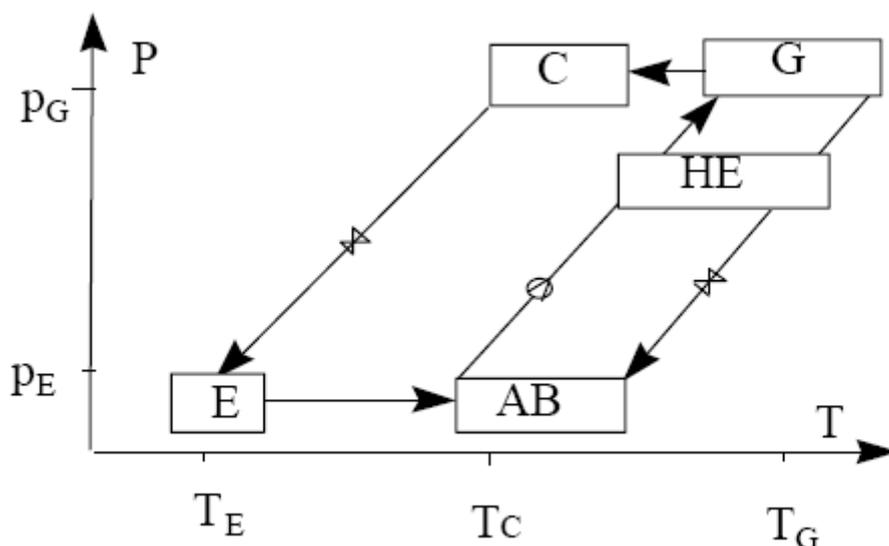


Figura 1.1 Principales componentes de un ciclo de absorción de simple efecto en un diagrama PTX.

Como se observa en Figura 1.1, un ciclo básico de absorción de simple efecto esta formado por los siguientes componentes:

**Condensador.** El refrigerante vaporizado procedente del generador es condensado, cediendo su calor de cambio de fase a otro fluido externo, ya sea aire o agua.

**Válvula de expansión.** En la válvula de expansión se produce la caída de presión desde el nivel de presión más alto perteneciente al condensador, hasta el nivel de presión más bajo presente en el evaporador. En los equipos de agua/bromuro de litio, como la diferencia de presiones entre el condensador y el evaporador es pequeña, alrededor de 5 kPa, se suele emplear simplemente trampas de líquido y orificios. En el caso de equipos que operan con la mezcla amoniaco/agua, la gran diferencia de presiones entre dichos componentes hace necesario el uso de dispositivos similares a los utilizados en los equipos de compresión de vapor.

**Evaporador.** En este componente, el refrigerante procedente de la válvula de expansión se evapora tomando calor del medio que le rodea, ya sea aire o bien otro fluido como agua, salmuera. En este punto hay que distinguir claramente cuando el refrigerante se halla en el interior del evaporador en estado puro o no. Si el refrigerante es puro, la presión de operación en dicho componente será la que corresponda a su temperatura de saturación, mientras que si aparecen restos de absorbente, como sucede en las máquinas de amoniaco/agua, la presión de operación irá disminuyendo a medida que la acumulación de absorbente en su interior sea cada vez más significativa. Es por ello que en los equipos de amoniaco es importante la rectificación de la corriente de refrigerante.

**Absorbedor.** En este dispositivo se pone en contacto la fase vapor del evaporador con la solución procedente del generador, con el fin de que el refrigerante se absorba en la solución. A su salida se obtiene una solución concentrada en refrigerante, la cual es de nuevo impulsada hacia el generador por medio de una pequeña bomba. Como el proceso de absorción es

exotérmico, la energía liberada debe ser transferida a una corriente externa para no detener dicho proceso de absorción. La corriente externa suele ser el mismo medio que el del condensador.

Generador. En este elemento se produce la evaporación parcial de la mezcla refrigerante/absorbente, de forma que el líquido restante rico en absorbente retorna al absorbedor y el vapor generado se condensa y expande hasta el evaporador. En el caso de la mezcla agua/bromuro de litio, el flujo de vapor está compuesto por agua pura, pues la separación refrigerante/absorbente es total. En el caso de la mezcla amoniaco/agua, debido a que la diferencia de temperaturas de saturación no es suficiente, suele ser necesario rectificar la mezcla por medio de una condensación parcial o por medio de una columna de destilación, para que no llegue absorbente al evaporador.

Intercambiador de calor solución-solución. Este intercambiador de calor, conocido también con el nombre de economizador, permite mejorar el rendimiento del ciclo debido a la disminución de la carga térmica en el generador y en el absorbedor. Su ausencia implicaría, que en el generador habría que calentar la solución desde la temperatura de operación del absorbedor hasta la ebullición, mientras que en absorbedor se debería enfriar la solución desde la temperatura del generador hasta la temperatura del absorbedor, para poder iniciar el proceso de absorción.

A partir de la configuración básica indicada en la Figura 1.1, se han superpuesto otros componentes con el fin de mejorar el rendimiento térmico y reducir las irreversibilidades internas del ciclo. La localización de estos componentes depende del fluido de trabajo utilizado. Así, los equipos que operan con agua/bromuro de litio, debido a que operan a niveles de presión muy bajos, junto a la limitación por cristalización de la sal, obliga la superposición de nuevos componentes en el eje de las presiones. Como consecuencia, los ciclos de doble efecto que operan con dicho fluido requieren tres niveles de presión diferentes. En cambio, para sistemas de amoniaco/agua, al operar ya con presiones considerables en la configuración de simple efecto, el incremento de eficiencia se dirige a la inclusión de componentes en la dirección de la solubilidad, debido a que dicho par de trabajo tiene miscibilidad total.

## 1.2. Evaluación económica de los ciclos de absorción

Comparando los ciclos de absorción, con los equipos de compresión mecánica, las diferencias de COP conforme la temperatura de evaporación desciende se reducen. A tal efecto en la Figura 1.2 se muestra el COP frente a la temperatura de evaporación, de un ciclo de compresión, en comparación con un ciclo de absorción de simple efecto de amoniaco/agua, para temperaturas inferiores a 0 °C en el evaporador. Se puede apreciar como para temperaturas inferiores a -25 °C el rendimiento de los equipos de compresión mecánica baja considerablemente, lo que haría comparable el rendimiento de los dos tipos de tecnologías.

Para mostrar los resultados de las evaluaciones económicas que deciden el uso o no de las máquinas de absorción de amoniaco/agua, se muestran los resultados obtenidos por Hudson (2002), que evaluó la viabilidad de los equipos de absorción de amoniaco/agua en refrigeración. En la Figura 1.3 se muestran los resultados de este estudio donde se muestra una estimación de costes de operación para diferentes costes de la tonelada de vapor, en comparación con las máquinas de compresión. Se puede apreciar que existe una zona de rendimiento económico que depende del coste de la energía de accionamiento y de la temperatura de evaporación de la instalación, para la cual las máquinas de absorción llegan a tener costes de operación inferiores. Además de estos costes, también debe de tenerse en cuenta que, dado que el rendimiento de las máquinas de compresión baja considerablemente,

la potencia de los compresores se eleva, y por tanto, también el coste de adquisición de los compresores.

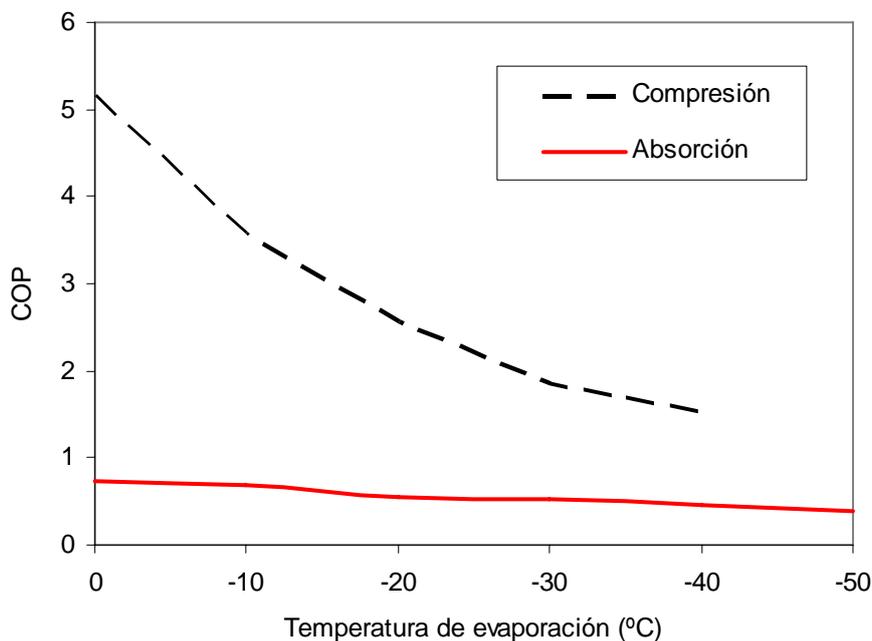


Figura 1.2 Figura comparativa de COP de las máquinas de absorción frente a las máquinas de compresión mecánica. (Fuente: Hudson (2002)). (Temperatura condensación y absorción 35 °C, Temperatura generador 150 °C).

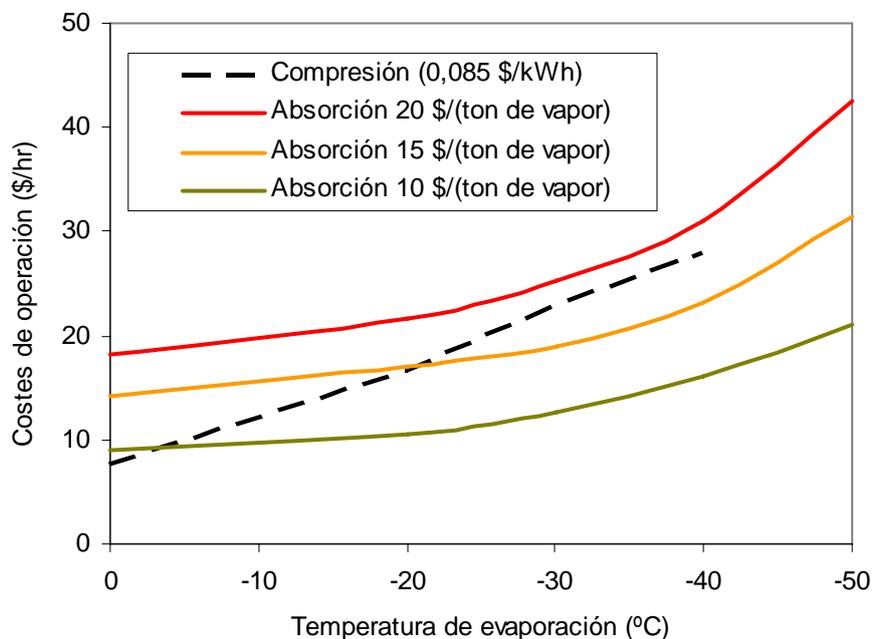


Figura 1.3 Comparación de costes de operación de una máquina de amoníaco de una potencia de 500 kW de potencia instalada para equipos de compresión mecánica de vapor, en función del coste energético de la fuente de activación térmica de la máquina de absorción. (Fuente: Hudson (2002)).

Se ha visto que solo para potencias grandes, el coste mayor de los equipos de absorción se puede compensar por un menor coste de la energía de activación. En las máquinas de absorción el coste específico (€/kW) aumenta cuando se reducen las potencias, y este hecho plantea un inconveniente al uso de este tipo de tecnologías en sectores como el residencial, que se caracteriza por demandas de frío y aire acondicionado pequeñas.

Si la energía disponible no lleva asociado costes de operación, como en el caso de energía solar térmica o energía residual (a excepción del coste de bombeo), las máquinas de absorción vuelven a establecerse como alternativa económica. Actualmente no existe ningún equipo de absorción comercial de pequeña potencia, con amoniaco/agua como mezcla refrigerante/absorbente, activado por energía térmica de baja temperatura. Como ejemplo de estimación económica de equipos de absorción, se ha escogido el trabajo de Rafferty (1998), que estudió los plazos de retorno de equipos de absorción de agua/ bromuro de litio, de baja potencia de la compañía Yazaki utilizando fuentes de calor residual, en comparación con un sistema rooftop en las mismas condiciones. En la Figura 1.4. se representa el plazo de retorno simple de diferentes máquinas de absorción con diferentes potencias (1 tonelada de refrigeración = 3.516 kW), en función del precio de la energía eléctrica, considerando que la máquina de absorción aprovecha calor de una corriente térmica sin ningún coste asociado. Como se puede apreciar, también en el caso de que estas máquinas sean activadas con fuentes de calor residual, el plazo de retorno se acorta conforme se eleva la potencia instalada.

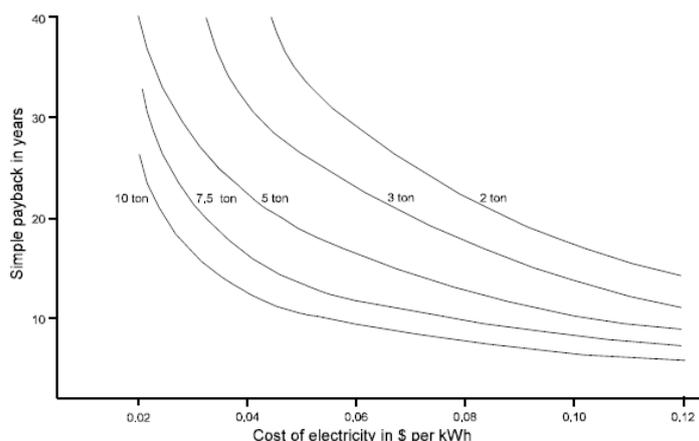


Figura 1.4 Plazo de retorno simple, en comparación con los equipos de compresión mecánica. (Fuente: Rafferty (1998)).

### 1.3. Acondicionamiento de aire por medio de energía solar

En los últimos años ha existido una preocupación por parte de la Unión Europea por reducir las emisiones de CO<sub>2</sub>, pues plantea problemas medioambientales, y además se eleva la dependencia de recursos externos, al ser estas emisiones en su mayor parte debidas a combustibles fósiles. Es por eso que la idea del enfriamiento solar está ganando adeptos, y principalmente en aquellos países del sur de Europa, como España, donde en el sector residencial la demanda de aire acondicionado está creciendo en mayor medida, generando puntas en el consumo eléctrico en los meses de verano.

El aumento de las necesidades energéticas para aire acondicionado hace que el interés en el aprovechamiento de las tecnologías de absorción dejen a un lado parcialmente la cuestión económica y se plantee el uso de estas tecnologías desde un punto de vista estratégico, para

poder suplir las necesidades energéticas en las puntas de demanda de energía, reduciendo a la vez las emisiones de CO<sub>2</sub> a la atmósfera.

El principal escollo a la hora del montaje de plantas solares es el coste de adquisición, lo que ha llevado a los países de la Unión Europea a fomentar por medio de subvenciones o leyes el uso de captadores solares. Si bien la reducción de precios en captadores planos es probable que suceda, los costes de instalación pueden corresponder al 50 % de la inversión, por lo que el coste final de la instalación no se reduciría en la misma medida. Sin embargo, la demanda actual de captadores solares de media y alta eficiencia está aumentando y las investigaciones en nuevos materiales adecuados para estas temperaturas están reduciendo sus costes. Es probable que en un futuro no muy lejano, captadores más eficientes se encuentren disponibles a precios competitivos.

En cuanto a la posibilidad de climatización solar actualmente se han implantado dos tipos de tecnología: adsorción con silica-gel como adsorbente, y absorción con agua/bromuro de litio como mezcla refrigerante/absorbente.

En primer lugar, la tecnología de adsorción (con "d"), se ha posicionado como una de las alternativas más clara a la posibilidad de enfriamiento solar, pues la bajas temperaturas de activación la hace apta para el uso en conjunción con colectores planos, aunque sin embargo, los costes de este tipo de máquinas superan a los sistemas de absorción, por lo que es necesario utilizar potencias grandes para compensar una mayor inversión. Actualmente se está investigando en diferentes áreas como son: el uso de nuevas mezclas de refrigerante y adsorbente, la posibilidad de refrigerar con aire, reducir el tamaño y coste de los equipos, mejorar el comportamiento cíclico de estas máquinas, e incluso se está trabajando en la reducción de las temperaturas de activación. Probablemente para que se implanten con mayor facilidad es obligatorio el uso de materiales desecantes más económicos. A tal efecto, se están probando desecantes líquidos, como LiCl.

De los equipos de absorción que se utilizan en conjunción con plantas de energía solar, los primeros que se han posicionado en el mercado son los equipos de agua/bromuro de litio, debido principalmente a su mejor rendimiento frente a los equipos de amoniaco/agua. Las posibilidades de uso de este tipo de tecnologías en conjunción con energía solar son varias: es posible hacer la conjunción de máquinas de doble efecto funcionando con calderas en la etapa de alta y con energía solar en la primera etapa, es posible instalar colectores concentradores de alta temperatura para instalaciones de doble efecto, o incluso colectores de vacío en una máquina de simple efecto. Como principales inconvenientes de estas máquinas deben mencionarse en primer lugar, el espacio que ocupan, dado que este tipo de máquinas trabajan en condiciones de vacío y tienden a ser voluminosas, y en segundo lugar, probablemente el principal inconveniente: necesitan una torre de enfriamiento para poder operar, que se encuentra condicionada a la disponibilidad de agua, los costes de mantenimiento regular, y problemas de la legionella. Estos problemas hacen que este tipo de equipos sólo se encuentran justificados en determinados casos, y se justifican de una manera especialmente difícil en equipos de pequeña potencia. En los años 90 se trabajó en la posibilidad de refrigerar por aire este tipo de mezclas, con aditivos que aumentasen la solubilidad de la mezcla (Bourouis et al. (2005b)), e intensificando los procesos de transferencia de calor. Prueba de estos desarrollos se ha puesto en el mercado la máquina Rotártica, con una potencia nominal de 4.5 kW de frío. De todas formas, este tipo de máquinas se encuentran cerca del límite de operación de una máquina de absorción con agua/bromuro de litio.

### **1.3.1. Acondicionamiento de aire por medio de energía solar con la mezcla amoniaco/agua**

Se ha comentado anteriormente que actualmente se están creando expectativas para la climatización con energía solar. En principio se había visto que a no ser que las temperaturas del evaporador fuesen suficientemente bajas, las máquinas de absorción de amoniaco/agua no eran capaces de competir con las tecnologías actuales, sean de absorción, de adsorción o de compresión mecánica, debido principalmente a las necesidades de temperaturas de generación altas, y rendimientos bajos, por lo cual, en principio es un tipo de tecnología no adecuada para temperaturas superiores a cero grados. Sin embargo, existen determinadas barreras en el resto de tecnologías de refrigeración que las máquinas de amoniaco/agua no tienen.

En primer lugar, este tipo de máquinas no necesitan una torre de refrigeración para poder operar, y esto es una ventaja importante para equipos de pequeña potencia, donde una torre de refrigeración difícilmente se encuentra justificada, y es que el resto de tecnologías con las que compite la mezcla amoniaco/agua, o no son capaces de operar sin torre de refrigeración, o tienen una temperatura de operación limitada (Rotártica).

En segundo lugar, el coste de adquisición de los equipos es inferior a los equipos de adsorción (con "d"), y actualmente su coste es comparable a los de las máquinas de agua/bromuro de litio, lo que haría estas máquinas adecuadas a equipos de pequeña potencia. Este es un factor que debe ser trabajado, pues aún siguen siendo más caros que un equipo de compresión mecánica y además necesitan también captadores solares capaces de trabajar con temperaturas altas. Balaras et al. (2006) al respecto, identifican que el coste de la instalación de captadores solares para operar con máquinas de amoniaco/agua, como el factor determinante que hace que estas máquinas no se hayan implantado aún en el mercado.

En tercer lugar, las posibilidades de reducción del tamaño de los equipos son muy grandes, dado que las pérdidas de carga no son críticas, como sucede en los equipos de agua/bromuro de litio. El tamaño en un equipo de pequeña potencia es muy importante también, pues es necesario que el producto sea atractivo al consumidor, que quizás pueda decidirse a instalar un equipo por una cuestión medioambiental, si el equipo es de dimensiones reducidas, aún a pesar de que sea más caro que un equipo de compresión mecánica.

En conclusión, para que exista en el mercado una máquina de absorción de amoniaco/agua, se deben eliminar determinadas barreras económicas y tecnológicas: aumentar la compacidad de los equipos, pues suelen ser más voluminosos que los equipos de compresión mecánica, reducir la carga necesaria para evitar los problemas de seguridad que pueden plantear, reducir el coste de adquisición (pues tienen que competir con otras tecnologías que exigen temperaturas de generación inferiores), reducir la temperatura de activación.

Como barrera no asociada a las máquinas de absorción de amoniaco/agua, aunque si al uso de éstas en conjunción con energía solar térmica, se encuentra el coste actual de adquisición los captadores solares con concentrador. Como hecho alentador para las máquinas de amoniaco/agua se está apreciando que la tendencia del mercado es a una reducción de los costes de adquisición de captadores solares de alta eficiencia.

### **1.3.2. Análisis de costes de instalaciones de captadores solares con máquinas de absorción de amoniaco/agua**

Para ilustrar la influencia de los tipos de captadores en conjunción con una máquina de absorción de amoniaco/agua, se ha escogido el trabajo de Dong - Seon et al. (2005). Estos autores construyeron un prototipo de máquina de absorción de amoniaco/agua, e hicieron un estudio teórico y práctico para la optimización de sistemas de absorción de amoniaco/agua en

conjunción con captadores solares. En este trabajo se mostraba que, para temperaturas inferiores a 100 °C el sistema de absorción no era capaz de funcionar con rendimientos aceptables. En la Figura 1.5 se muestran los coeficientes de operación del prototipo construido por estos autores para dos concentraciones de amoniaco en la carga inicial. Los datos experimentales obtenidos para una carga inicial del 42.5 % en concentración de amoniaco, sirven para establecer una evaluación de la opción de tecnología de captadores solares más adecuada a este prototipo.

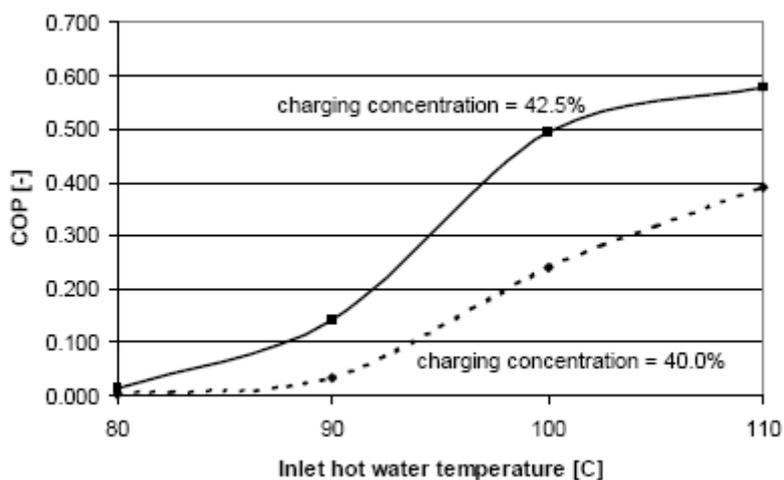
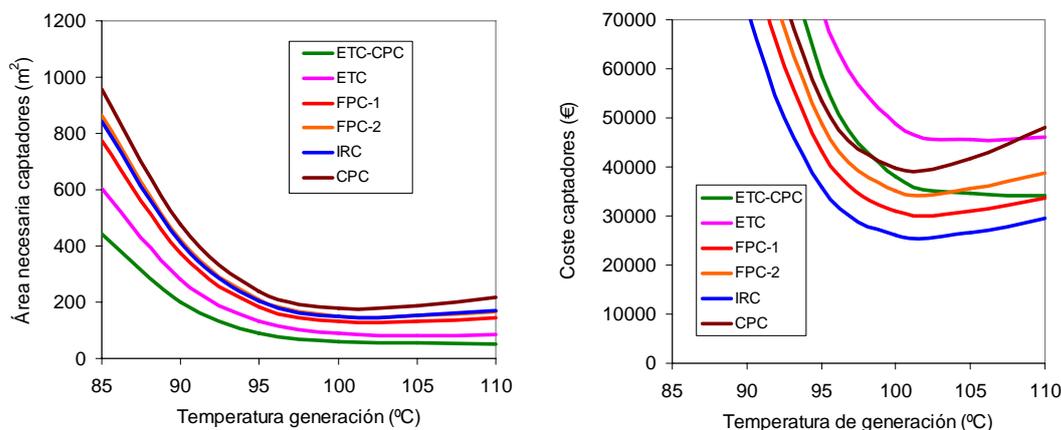


Figura 1.5. Coeficiente de operación ( $COP$ ) de una máquina de absorción para diferentes temperaturas de generación. (Fuente: Dong - Seon et al. (2005)).

Los cálculos se han realizado a partir de datos de eficiencia de colectores recogidos en Hans-Martin (2004), el procedimiento de cálculo propuesto en este manual. Con el valor del COP de la máquina descrita por Dong - Seon et al. (2005), esta máquina trabajaría en conjunción con seis tipos de captadores solares atendiendo a una demanda anual de 15 MWh, de aire acondicionado. Los cálculos han sido realizados con datos solares de Barcelona. En los cálculos se obtiene la máxima potencia de frío obtenida, que se encontraría entre 17 kW (para los captadores de peor rendimiento, y con la temperatura más baja de generación de 85 °C), y 37 kW (para los captadores de mejor rendimiento a la mayor temperatura de generación de 110 °C). Los resultados se muestran en la Figura 1.6. Como se puede apreciar, la solución más económica pasaría por el uso de captadores integrados en tejados, y después se encontraría la mejor solución tanto los captadores planos como los tubos de vacío con concentrador tipo Sydney. Atendiendo a la superficie instalada, la mejor solución sería la de tubos de vacío con concentrador. Como debe entenderse que la superficie disponible para captadores solares se encuentra limitada, los captadores solares con concentrador serían la mejor opción en la mayoría de los casos.

De las Figura 1.6 a) y b) se obtiene también la conclusión de que, utilizando intercambiadores de calor más eficientes, sería posible aprovechar mejor la temperatura de la fuente de calor, y por tanto es posible mejorar el comportamiento de la máquina en aquellos días donde la radiación solar no es suficiente para alcanzar las temperaturas máximas de diseño. Los intercambiadores compactos, debido a las características de buenos coeficientes de transferencia de calor son unos intercambiadores adecuados para aprovechar al máximo los gradientes térmicos de instalaciones solares. Si el interés es reducir el coste de la máquina de absorción, dentro de los intercambiadores compactos los intercambiadores de placas son la solución más económica, y como muestran las líneas de investigación abiertas en los últimos

años son probablemente los intercambiadores de calor adecuados para máquinas de amoníaco/agua en conjunción con instalaciones de captadores solares.



**LEYENDA:**

ETC-CPC(Tubo de vacío con concentrador)	FPC (planos solución (b))
ETC (Tubos de vacío)	IRC ( integrados en tejado)
FPC (planos solución (a))	CPC (Concentradores)

Figura 1.6. a) Área calculada de captadores frente a la temperatura de generación. b) Costes estimados de instalación en función de la temperatura de generación para las soluciones adoptadas.

**1.3.3. Líneas de investigación abiertas en máquinas de absorción con la mezcla amoníaco/agua**

El potencial de la mezcla amoníaco/agua en máquinas de absorción de pequeña potencia ha dado lugar a trabajos de investigación orientados fundamentalmente a la conjunción de este tipo de equipos con instalaciones solares. En estos prototipos se intenta reducir los costes, adoptando ciclos sencillos, aumentando la compacidad de los equipos para aprovechar al máximo las temperaturas de las fuentes de calor disponibles, y mejorando el conocimiento de los dispositivos que componen los equipos de absorción.

El CREVER ha desarrollado en el periodo 2002-06 un proyecto de investigación titulado “Desarrollo de componentes avanzados para el diseño y fabricación de máquinas de refrigeración por absorción con NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O de pequeña potencia y activación térmica a baja temperatura” financiado por el Plan Nacional de I&D, dentro del Programa de Diseño y Producción Industrial (Ref. DPI 2002-04536-01). Este proyecto, en el que intervino también la Universidad de Vigo, tuvo como objetivo estudiar de forma teórica y experimental los procesos de transferencia de calor y masa en los componentes claves de un equipo de absorción (absorbedor, generador, rectificador y columna de destilación) utilizando en todos los casos intercambiadores de calor compactos o superficies de intercambio avanzadas. Esta tesis doctoral se realizó en el marco de este proyecto.

Brendel et al. (2004) propusieron una instalación de absorción de amoníaco/agua con intercambiadores de placas en todos los equipos de la instalación, salvo en el generador. El prototipo construido tenía una potencia nominal de 9 kW, y propusieron como trabajo futuro operar con mejores eficiencias y rediseñarla para pueda ser construida con costes competitivos.

Roriz et al. (2004) también desarrollaron una máquina de pequeña potencia de amoníaco/agua de 5 kW de potencia nominal, con intercambiadores de placas en todos los dispositivos del equipo. La propuesta se hizo con colectores tipo CPC.

Para reducir la necesidad de rectificación de los ciclos de amoníaco/agua sin que eso implique el aumento de las temperaturas de activación, también se ha planteado el usar aditivos que aumenten la volatilidad relativa entre el absorbente y el refrigerante. Como ejemplo representativo, el CREVER está llevando a cabo un nuevo proyecto, con la base de la mezcla amoníaco/agua titulado "*Mejora de las propiedades termofísicas y de los fenómenos de transporte en intercambiadores de placas mediante la adición de agua a la mezcla  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  en refrigeración solar por absorción*", financiado por el Plan Nacional de I&D dentro del Programa de Energía (Ref. ENE2005-03346), donde el principal objetivo es mejorar las propiedades de transferencia de calor y masa de la mezcla amoníaco/nitrato de litio, con la adición de agua.

## 1.4. El generador de una máquina de absorción de amoníaco/agua

En el generador de una máquina de absorción se produce la separación parcial de la mezcla amoníaco/agua. En el generador se produce la separación del refrigerante, es decir, del componente más volátil de la mezcla, por lo que se obtiene el refrigerante vapor y una disolución débil, a partir de la disolución fuerte procedente del absorbedor. Dicho proceso de separación o generación de refrigerante requiere el aporte de calor externo, a una temperatura superior a la de saturación de la disolución fuerte líquida, correspondiente a la presión existente en el generador.

Los generadores pueden clasificarse en función de la forma en la que se aporta el calor externo:

- Generadores de calentamiento directo: Son aquellos en los que el calor se aporta directamente desde la fuente de energía, por combustión, cuya llama incide directamente sobre las superficies del generador, o calentamiento directo mediante resistencias eléctricas. La mayor aplicación comercial de estos generadores se encuentra en los sistemas de  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  de reducida potencia, en los que se suele utilizar gas natural como combustible. El calentamiento mediante resistencias eléctricas solamente se utiliza en montajes experimentales.
- Generadores de calentamiento indirecto. Son aquellos en los que se utiliza un fluido caloportador que cede calor a la disolución en un intercambiador que constituye el generador. El aporte de energía al fluido calefactor puede realizarse quemando algún combustible en una caldera, para producir agua caliente o vapor de agua, o bien utilizando calores residuales de distintos procesos.

Los generadores de calentamiento indirecto son los generadores adecuados para el uso de energía solar. Dentro de estos generadores se encontrarían los siguientes tipos:

- De tipo inundado. Este tipo de intercambiadores se caracteriza porque el líquido permanece estancado en un recinto donde se sitúa un serpentín por donde circula el fluido de calentamiento. El tipo de ebullición es fundamentalmente ebullición nucleada, por lo que la diferencia de temperaturas entre la pared y el fluido es la que caracteriza los coeficientes de transferencia de calor. El tipo más representativo sería el Kettle, y quizás el más utilizado en plantas de amoníaco/agua, cuando el calentamiento es indirecto.
- En flujo forzado. Se caracteriza por que la corriente de líquido fluye por los tubos con un cierto componente de velocidad, lo que hace que se obtengan mejores coeficientes de transferencia de calor, y no se encuentran tan

influenciado por la diferencia de temperaturas entre la pared y el líquido. Dentro de este tipo, quizás los más utilizados en todos los procesos industriales son los intercambiadores de flujo forzado inducido por termosifón.

- En película descendente. Este tipo de generadores se caracterizan porque el fluido se evapora a partir de una capa delgada sobre una pared.

Los generadores por calentamiento indirecto pueden ser en principio cualquier tipo de intercambiador, aunque normalmente se utilizan tubos y carcasa.

#### 1.4.1. Generadores de tipo inundado de tubos y carcasa

Uno de los generadores más utilizados en instalaciones de amoniaco/agua son los generadores de carcasa tipo **Kettle**, (Colibri, Technicold Services Inc., Gordon Brothers Industries). La principal razón que ha llevado al uso de este tipo de intercambiadores en las plantas de amoniaco/agua ha sido que dado que las máquinas de absorción de amoniaco/agua se han caracterizado por ser proyectos tipo llave en mano, donde la empresa instaladora diseña los equipos en función de la demanda, y a la vez la empresa instaladora es la empresa encargada del mantenimiento de la misma, lo que provoca que los diseños se hacen con un objetivo cumplir con seguridad los cálculos del diseño.

Estos generadores se caracterizan por una carcasa de mayor diámetro que el haz de tubos, separándose en esta carcasa el líquido del vapor, y donde normalmente el nivel de líquido se mantiene por medio de deflectores. En la Figura 1.7 se muestra la configuración de un generador tipo Kettle.

Estos intercambiadores tienen como principal ventaja la no dependencia de condiciones hidrodinámicas, y que el coeficiente global de transferencia de calor no es demasiado sensible a la cantidad de vapor generado, salvo que se genere mucho vapor. Como principal inconveniente tienen que, para mezclas con diferencias grandes entre sus temperaturas de saturación, se produce un aumento de la temperatura de ebullición por acumulación del componente pesado, lo cual reduce el gradiente de temperaturas disponible para la ebullición. Este efecto causa que los Kettle y los generadores de vapor internos sean los intercambiadores que peor aprovechan los gradientes de temperaturas disponibles.

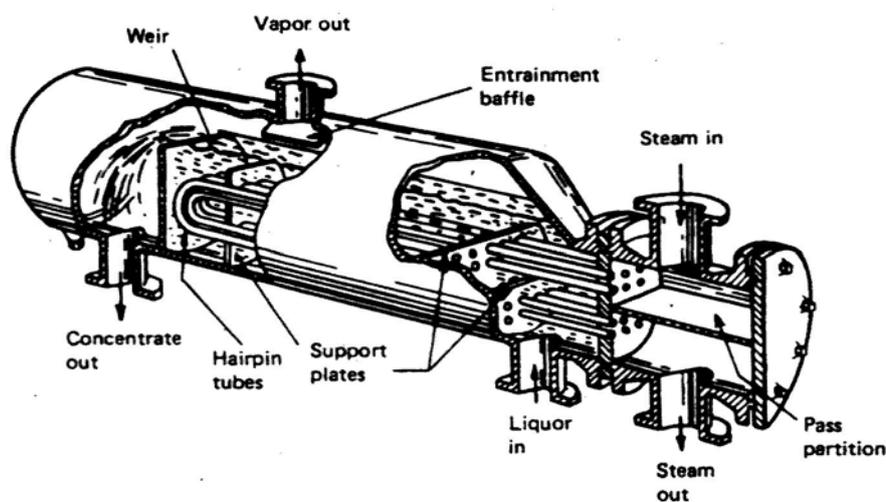


Figura 1.7 Figura de un Reboiler o generador de vapor tipo Kettle.

En la Figura 1.8 se muestra el esquema de como sería la instalación de un generador de vapor en una máquina de absorción de amoníaco/agua.

Existen dentro de los generadores de tipo inundado, los generadores de vapor internos, que consisten en un haz de tubos encastrado directamente en el fondo de la columna de destilación, lo que los hace más económicos que los generadores tipo kettle, al ahorrar costes de la carcasa, aunque para aquellos diseños en los que se requieran diferencias de temperatura pequeñas, las necesidades de área de intercambio del haz de tubos hace que sea imposible situarlos en la carcasa de la columna de destilación.

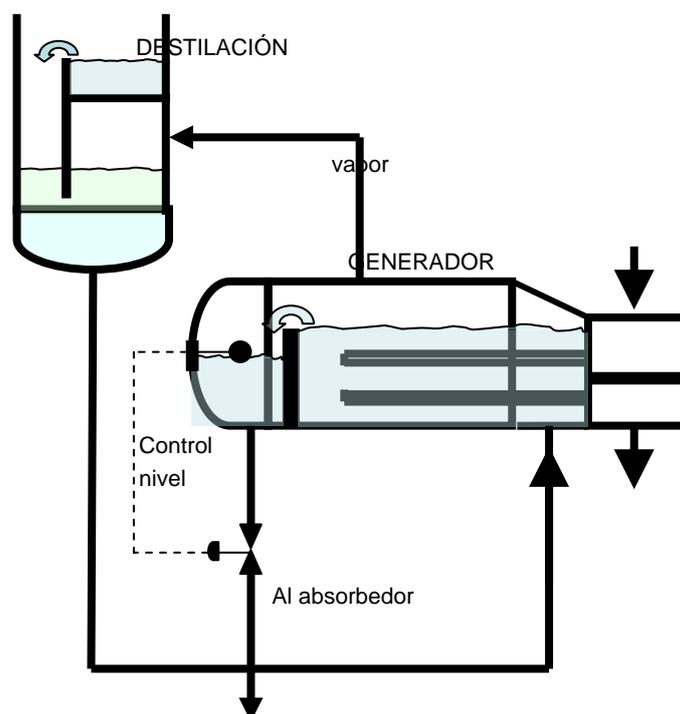


Figura 1.8 Esquema de un generador de vapor en una instalación de amoníaco/agua.

#### 1.4.2. Generadores de flujo forzado de tubos y carcasa

En cuanto a los generadores de flujo forzado, los más comunes son aquellos donde la recirculación del fluido se hace por medio de termosifón. El interés de un intercambiador de flujo forzado como generador en máquinas de absorción surge cuando se requieren diferencias de temperatura pequeñas entre el fluido de calentamiento y el fluido en ebullición. Son por tanto adecuados para utilizarlos con mezclas binarias con una diferencia de temperaturas de ebullición grande, como es el caso de la mezcla amoníaco/agua. En el diseño de este tipo de intercambiadores debe tenerse en cuenta las características de las conexiones de salida del intercambiador, porque son propensos a inestabilidades y bajos ratios de recirculación si han sido mal diseñados.

A pesar de que este tipo de generadores serían más adecuados a la mezcla amoníaco/agua no es habitual el uso de termosifones en los equipos de absorción. El principal inconveniente de un diseño termosifón para este tipo de equipos es que requiere conocer las características hidrodinámicas y de transferencia de calor en ebullición y un mal diseño compromete a toda la instalación

Los generadores de vapor horizontales por termosifón se caracterizan por tener la ebullición en el lado de carcasa. Además, si el diseño de este tipo de generadores es bueno, se pueden obtener ratios de circulación elevados, lo que redundaría en altas eficiencias en el intercambio de calor, y un mejor comportamiento a los problemas de ensuciamiento. Debido a la dependencia de las características hidrodinámicas la conexión de salida a la torre de destilación debe de ser diseñada con mucho cuidado, pues conexiones pequeñas pueden producir inestabilidades, y diámetros grandes provocan una separación de fases. La separación de fases es problemática para mezclas con altas diferencias de temperatura pues el componente pesado se tiende a acumular en el generador, aumentando la temperatura de ebullición.

En los generadores de vapor verticales por termosifón puede producirse la ebullición tanto en la parte de carcasa o en el interior de los tubos, siendo más común en el interior de los tubos. El parámetro crítico en el diseño es el diámetro del tubo. Con un buen diseño las posibilidades de que aparezca ensuciamiento son menores aunque en el caso de que la ebullición se produzca en el lado de tubos, la limpieza del mismo se hace más fácil. Existe la posibilidad también de establecer el flujo forzado por medio de una bomba. El uso de una bomba de recirculación aumenta los costes de la instalación por lo que este tipo de configuración sólo se encuentra justificada para flujos muy viscosos o en el caso de que el riesgo de ensuciamiento sea alto.

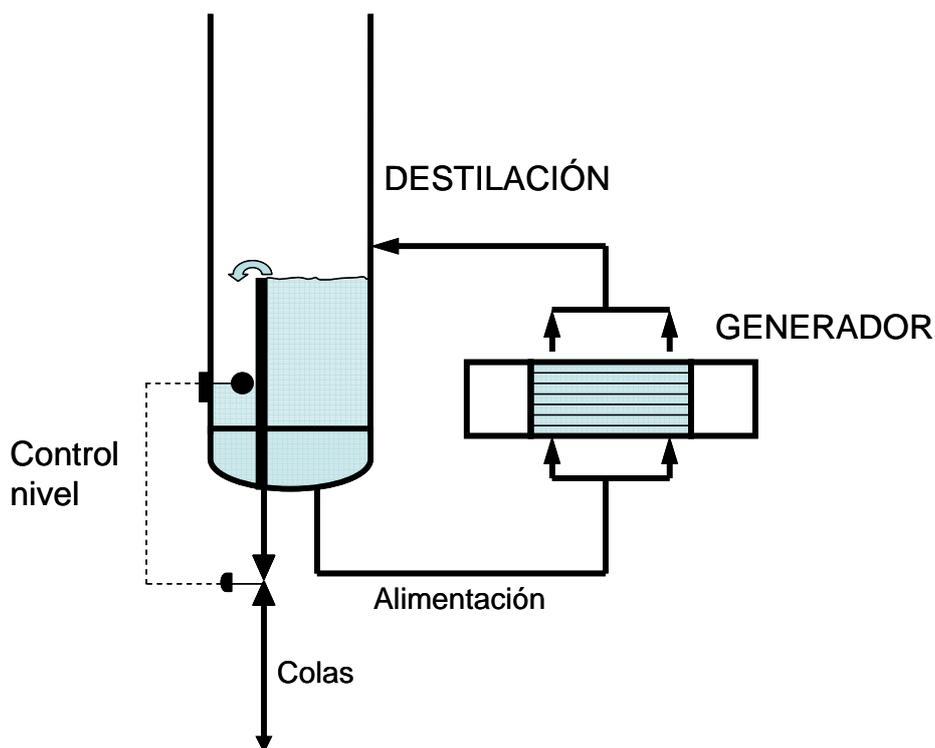


Figura 1.9 Generador de vapor horizontal en termosifón.

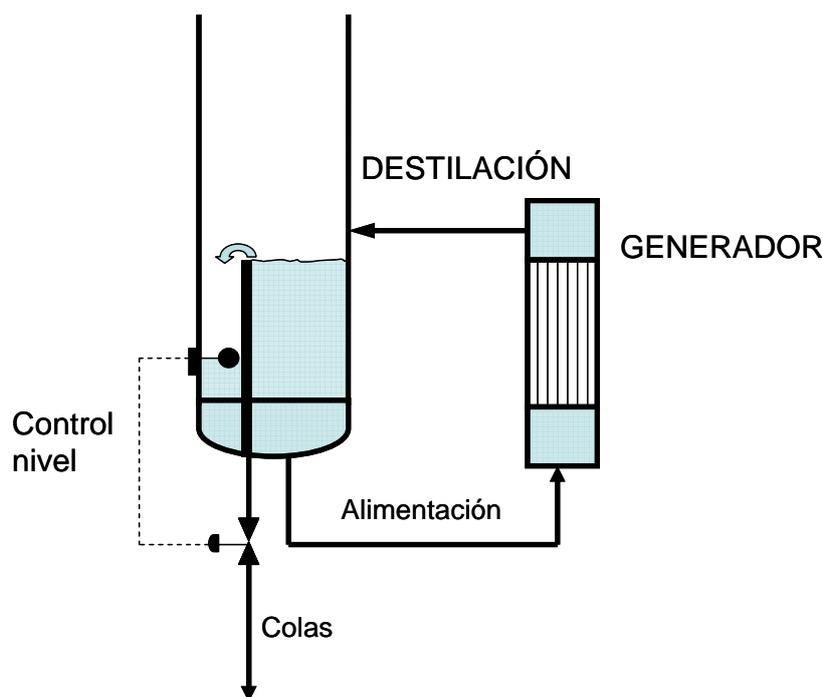


Figura 1.10 Generador de vapor vertical en termosifón.

### 1.4.3. Generadores de película descendente de tubos y carcasa

Al igual que los generadores de flujo forzado, pueden ser horizontales produciéndose la ebullición en el lado de carcasa, o de tipo vertical, con la película en el exterior o el interior de los tubos.

Este tipo de generadores se suelen utilizar cuando los gradientes de temperatura disponibles sean pequeños, pues siguen obteniendo coeficientes de ebullición altos. Los más comunes tienen la evaporación en el interior de los tubos con el líquido introducido en la parte superior y cayendo por gravedad con una delgada película bajando en el interior de los tubos. La principal desventaja de producir el vapor en el interior de los tubos es que necesitan diámetros de tubo mayores haciendo este tipo de unidades más grandes. Es posible que el vapor fluya en sentido contrario, aunque lo más normal es que se recojan tanto el líquido como el vapor en la parte inferior.

Los generadores de película descendente con la ebullición en el lado de la carcasa también se suelen utilizar, teniendo como ventaja principal el evitar la posible inundación del intercambiador, aunque es más difícil conseguir una buena distribución de la película en los tubos. Estos generadores adolecen de los mismos problemas que los generadores de película descendente con ebullición en el lado de los tubos, y es que necesita una bomba para poder operar.

La principal ventaja de este tipo de generadores es que al encontrarse estos tubos sin presión estática entre la cabeza y el fondo, no existe un efecto de aumento de la temperatura de ebullición, por lo que los hacen adecuados para condiciones de alto vacío, aunque no es el caso de la mezcla amoniaco/agua. Este tipo de configuraciones quizás son la mejor solución para mezclas con diferencias de temperatura de saturación grandes, y adecuadas en el caso de que se tengan condiciones de vacío, como es el caso de la mezcla agua/bromuro de litio, donde es posible encontrar este tipo de configuraciones.

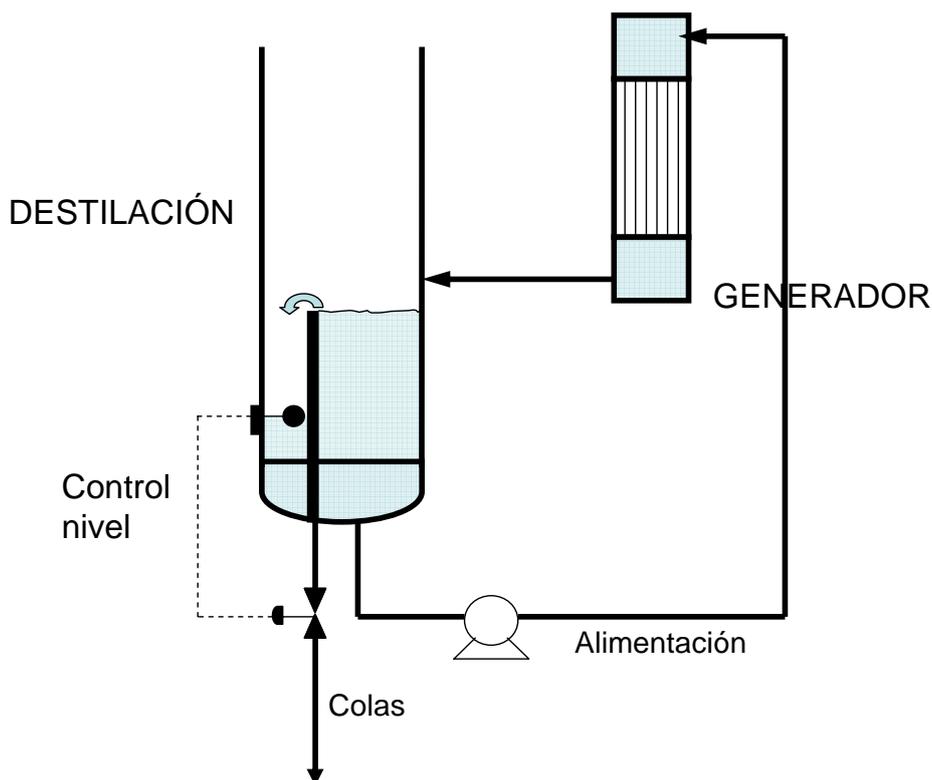


Figura 1.11 Generador de vapor tipo película descendente con ebullición en el interior de los tubos.

#### 1.4.4. Intercambiadores compactos como generadores de equipos de absorción

Frente a los intercambiadores de calor convencionales de tubos y carcasa como generadores de equipos de absorción, en los últimos años se ha planteado el uso de intercambiadores compactos, aunque son relativamente escasos los trabajos de investigación al respecto.

Shitara y Nishiyama (1995) hicieron el estudio del comportamiento de intercambiadores compactos con aleteado serrado y aleteado plano, donde se estudiaron las configuraciones más efectivas en el intercambio de calor. Las configuraciones estudiadas fueron, a) Flujo de solución y vapor hacia arriba b) película descendente con el flujo de solución hacia abajo y flujo de vapor hacia arriba, y por último c) película descendente, donde el flujo de vapor y el flujo de solución fluyen en la misma dirección hacia abajo.

a) Sentido único hacia arriba de solución y vapor.

En esta configuración encontraron que el serrado de las aletas incrementaba el coeficiente de transferencia de calor en un 50 % mientras que las aletas planas tenían por contra menores pérdidas de carga. En cuanto a los coeficientes de transferencia de calor observaron que los coeficientes de transferencia de calor dependían de la posición en el intercambiador. En la parte baja del generador se generaba vapor inmediatamente cuando entra la solución y se observaban coeficientes de transferencia de calor altos. En la parte superior del intercambiador, debido a la cantidad de vapor generada, se manifestaba una pérdida de área de transferencia de calor, de forma que el coeficiente de transferencia de calor disminuía.



spray. En este trabajo se manifiesta la imposibilidad de comparar los dos intercambiadores ensayados (convencional de tubos y carcasa e intercambiador de placas), pues observaron que el uso de los intercambiadores de placas generaba diferentes condiciones de trabajo en el resto de los dispositivos del prototipo. De todas formas, en el análisis del COP de la instalación encontraron que eran similares, algo que demuestra que en ningún momento el uso de intercambiadores de placas afecta al rendimiento del ciclo global, aunque sorprende que no hubiesen planteado la reducción de volumen de la instalación.

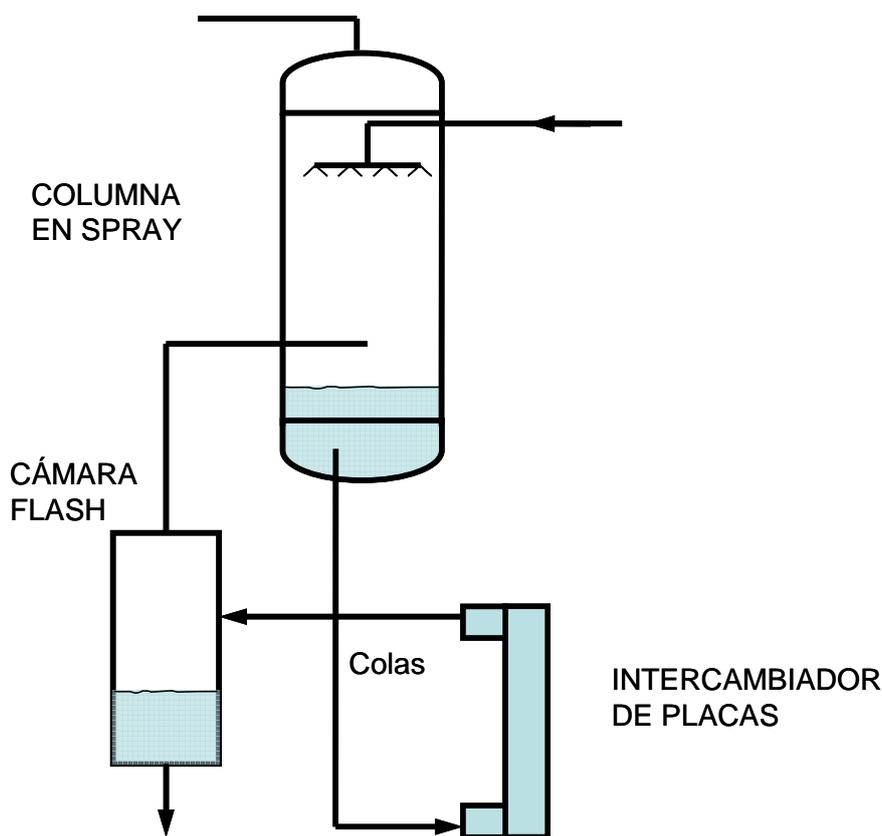


Figura 1.13 Configuración propuesta por Roriz et al. (2004) para una máquina de absorción de amoníaco/agua con un intercambiador de placas como generador.

#### 1.4.5. Ebullición forzada de la mezcla amoníaco/agua en intercambiadores de placas

En el anterior apartado se ha mostrado que los intercambiadores de placas se han instalado con éxito como generadores de equipos de absorción de amoníaco/agua. Contrariamente al buen comportamiento de los intercambiadores de placas en máquinas de absorción, no existen datos experimentales acerca de la ebullición de amoníaco/agua en este tipo de intercambiadores.

En realidad, el estudio bibliográfico realizado en el desarrollo de esta tesis ha puesto de manifiesto que existen pocos datos experimentales de ebullición de esta mezcla, ya sea en recintos cerrados o ebullición forzada en tubos. En ebullición nucleada se han encontrado tres trabajos realizados por el mismo grupo investigador, que corresponden a los trabajos de Inoue et al. (2002a), Inoue et al. (2002b), Arima et al. (2003). En estos trabajos se manifiesta que no existe una correlación que sea capaz de predecir el comportamiento de la mezcla en ebullición nucleada.

Para el caso de ebullición en flujo forzado de la mezcla amoniaco/agua, en la bibliografía abierta sólo se han encontrado los estudios de Rivera y Best (1999) y los trabajos de Khir et al. (2005a) y Khir et al. (2005b). Todos estos datos experimentales de ebullición de la mezcla se han obtenido en flujo forzado para tubos lisos en posición vertical, donde el sentido de circulación del vapor generado y el sentido del flujo son los mismos. Las condiciones experimentales de estos estudios son muy dispares, haciendo difícil su síntesis

La poca cantidad de información referente a procesos de ebullición en intercambiadores de placas con la mezcla amoniaco/agua, ha obligado a extender la revisión bibliográfica a otros fluidos. En cuanto a la ebullición de mezclas binarias en intercambiadores de placas, los estudios encontrados hasta ahora se basan principalmente en ebullición de mezclas binarias de refrigerantes que se caracterizan por tener “glide” de unas décimas de grado, (como el R410A (Hsieh y Lin (2002)), no suficientes como para considerar el fluido como una mezcla. A pesar de que es un campo en el que poco a poco van apareciendo nuevas investigaciones, muchos autores manifiestan la inexistencia de una base de datos de ebullición en este tipo de intercambiadores que permita el desarrollo de modelos de cálculo de coeficientes de transferencia de calor incluso para fluidos puros. La revisión bibliográfica de ebullición ha reflejado que las tendencias a la hora de correlacionar los datos de ebullición en intercambiadores de placas difieren mucho entre las distintas fuentes consultadas. Las distintas publicaciones analizadas consideran para correlacionar los datos de ebullición tanto correlaciones de ebullición nucleada (Claesson (2004)), como correlaciones de ebullición forzada en tubos lisos (Hsieh y Lin (2003)), correlaciones diseñadas para canales estrechos (Claesson (2004)) , o incluso correlaciones específicas para intercambiadores de placas (Yan y Lin (1999), Donowski y Kandlikar (2000), Hsieh y Lin (2002), Sterner y Sunden (2006), Han et al. (2003)).

## 1.5. Objetivo

La preocupación de la Unión Europea por la reducción de emisiones de CO<sub>2</sub> ha provocado un nuevo interés por las máquinas de absorción. El desarrollo de máquinas de absorción con la mezcla amoniaco/agua puede tomar un nuevo impulso en su desarrollo, como equipos de pequeña potencia capaces de aprovechar calor residual o energía solar térmica. Los intercambiadores compactos pueden ayudar a favorecer el desarrollo de estos equipos si llegan a introducirse en los generadores de estos equipos, pues este tipo de intercambiadores serían capaces de reducir al máximo las temperaturas de las fuentes de calor. Dentro de los intercambiadores compactos, se ha visto que probablemente los intercambiadores de placas son idóneos para el uso como generadores, debido principalmente a su coste de adquisición en comparación con otras soluciones.

Los nuevos desarrollos de intercambiadores de placas, como los de placas termosoldadas, están en sintonía con las dos necesidades apuntadas de los equipos de absorción: intensificación de los procesos y excelente eficiencia térmica. Así ya en la actualidad los fabricantes de equipos de absorción incorporan en la mayoría de nuevos diseños de NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O intercambiadores de placas tanto para el evaporador como el condensador, aprovechando de esta forma la experiencia adquirida en los equipos de refrigeración de compresión mecánica de amoniaco. Sin embargo, debido al desconocimiento sobre los métodos de cálculo, la utilización de intercambiadores compactos no se ha extendido a los otros componentes más importantes del ciclo de absorción: absorbedor y generador.

En este contexto, en el período 2002-06 se ha desarrollado en CREVER el proyecto de investigación coordinado titulado “*Desarrollo de componentes avanzados para el diseño y fabricación de máquinas de refrigeración por absorción con NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O de pequeña potencia y*

*activación térmica a baja temperatura*” financiado por el Plan Nacional de I&D, dentro del Programa de Diseño y Producción Industrial (Ref. DPI 2002-04536-01). El objetivo principal de este proyecto ha sido contribuir al desarrollo de equipos de absorción de amoníaco/agua capaces de aprovechar fuentes de calor residual o energía solar térmica. En este proyecto, en el que intervino también la Universidad de Vigo, se estudió de forma teórica y experimental los procesos de transferencia de calor y masa en los componentes claves de un equipo de absorción (absorbedor, generador, rectificador y columna de destilación) utilizando en todos los casos intercambiadores de calor compactos o superficies de intercambio avanzadas

El objetivo de esta tesis doctoral es estudiar el proceso de ebullición forzada de la mezcla amoníaco/agua, en un canal de un intercambiador de placas en las condiciones de operación típicas de los generadores de equipos de absorción de amoníaco/agua, capaces de operar con calor residual o energía solar térmica. Para ello se han planteado los siguientes objetivos específicos:

- Revisión bibliográfica de estudios de transferencia de calor en flujo forzado en intercambiadores de placas para fluidos tanto en simple fase como en ebullición.
- Recopilación y análisis crítico de datos experimentales bibliográficos de ebullición de los fluidos puros agua y amoníaco y de la mezcla amoníaco/agua, tanto en ebullición en recintos cerrados como en ebullición forzada en tubos.
- Diseño y construcción de un dispositivo experimental para la obtención de datos experimentales de ebullición forzada en un canal de un intercambiador de placas con la mezcla amoníaco/agua en las condiciones de operación de un generador de un equipo de absorción.
- Estudio experimental del proceso de ebullición forzada de la mezcla amoníaco/agua en un canal de un intercambiador de placas, en las condiciones de operación de un generador de un equipo de absorción de amoníaco/agua y estudio del efecto en los coeficientes de transferencia de calor del flujo másico en el intercambiador, flujo de calor, presión y concentración de la mezcla.
- Análisis de las correlaciones de ebullición en recintos cerrados, ebullición forzada en tubos y ebullición forzada en intercambiadores de placas propuestas en la bibliografía, aplicadas a los datos experimentales de ebullición de la mezcla amoníaco/agua obtenidos en el intercambiador de placas ensayado.
- Estudio de propuestas de modelos de correlaciones aplicados a los datos experimentales de ebullición de la mezcla amoníaco/agua obtenidos.
- Propuesta de correlación para el cálculo de coeficientes de ebullición en el intercambiador de placas a partir de los datos experimentales.

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI  
ESTUDIO DEL PROCESO DE EBULLICIÓN FORZADA DE LA MEZCLA AMONIACO/AGUA EN INTERCAMBIADORES DE PLACAS PARA EQUIPOS DE  
REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.  
Francisco Táboas Touceda  
ISBN: 978-84-690-7588-3 / DL: T.1587-2007

<b>2. Transferencia de calor en intercambiadores de placas.....</b>	<b>2.1</b>
2.1. Aplicaciones de intercambiadores de placas en refrigeración.....	2.2
2.2. Geometría del intercambiador de placas.....	2.3
2.3. Características hidrodinámicas del intercambiador de placas.....	2.5
2.4. Transferencia de calor en intercambiadores de placas.....	2.6
2.4.1. Flujo en simple fase en intercambiadores de placas.....	2.7
2.4.2. Ebullición en intercambiadores compactos e intercambiadores de placas.....	2.11
2.5. Conclusiones.....	2.18

## 2. Transferencia de calor en intercambiadores de placas

En este capítulo se muestra una clasificación de los intercambiadores de placas, se establecen las características geométricas e hidrodinámicas del flujo en simple fase en este tipo de intercambiadores y se analizan las características de transferencia de calor de este tipo de intercambiadores tanto en flujo en simple fase y ebullición.

El concepto de los intercambiadores de placas no es nuevo, una de las primeras patentes que se conocen con este tipo de tecnología ha sido obtenida en 1890 por Langem y Hundhansseng, una compañía alemana. Hoy en día la aplicación de este tipo de intercambiadores en la industria es grande, abarcando sectores como los de alimentación, procesado de pasta de papel, ingeniería química, agua caliente sanitaria, refrigeración y aire acondicionado.

Un intercambiador de placas convencional está conformado una sucesión de finas placas que se encuentran selladas por juntas de goma. Las juntas de goma además de evitar la mezcla de los fluidos, establecen los canales de circulación del fluido. El conjunto de las placas se comprime con dos planchas metálicas rígidas haciendo una distribución de flujos paralelos donde uno de los fluidos circula en los canales pares, y el otro fluido circula en los canales impares. La configuración de los intercambiadores de placas convencionales se muestra en la Figura 2.1.

A partir de los primeros desarrollos de intercambiadores de placas, con juntas de goma, han aparecido diferentes materiales para el sellado de los canales del intercambiador. Hoy en día pueden encontrarse juntas de grafito, caucho, y otros materiales, en función de la compatibilidad del fluido a utilizar.

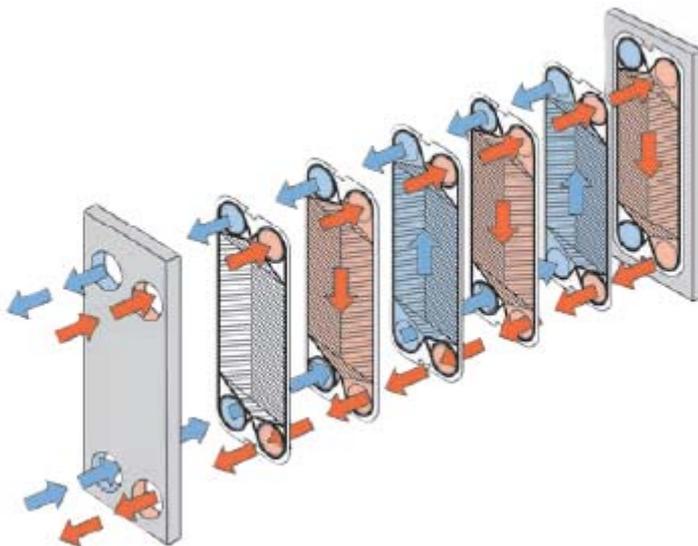


Figura 2.1. Gráfico ilustrativo del funcionamiento de un intercambiador de placas. Fuente: Alfa laval.

## 2.1. Aplicaciones de intercambiadores de placas en refrigeración

Los intercambiadores de placas convencionales de juntas de goma han sido y siguen siendo utilizados en refrigeración. En general las limitaciones de temperatura y presión quizás son los factores que determinan el campo de aplicación de este tipo de intercambiadores. También es posible que las juntas de goma puedan sufrir dilataciones, incorporando el fluido a las cadenas poliméricas por fenómenos de difusión lo que provoca pérdidas de fluido y afecta a la seguridad de la instalación. Los choques térmicos por continuas paradas también provocan problemas, e incluso los fluidos pueden alterar la estructura química de las juntas. El uso de los intercambiadores de placas convencionales han llevado asociado el riesgo de fugas debido a los problemas de sellado de los canales. Si bien en un pasado estos intercambiadores no eran demasiado utilizados en la industria debido a estos problemas de seguridad, el intento de reducir las cargas de refrigerante han provocado un mayor interés en este tipo de intercambiadores. Hoy en día, los intercambiadores de placas con juntas de elastómeros se suelen utilizar cuando las cargas térmicas a disipar son variables y se necesita variar el área de intercambio, o cuando se utilizan fluidos sucios o propensos a crear problemas de corrosión, pues esta configuración ayuda al limpiado. En cualquier otro caso los intercambiadores de placas utilizados son intercambiadores de placas termosoldadas.

En los años 70 Alfa laval desarrolló el primer prototipo de intercambiadores de placas con placas termosoldadas. Los intercambiadores de placas con placas termosoldadas sustituyen las juntas de sellado de los intercambiadores por medio de un metal con un punto de fusión inferior al punto de fusión del acero inoxidable. En la Figura 2.2 se muestra la configuración de las placas termosoldadas. Entre cada una de las placas se inserta una hoja de cobre (o níquel en el caso de que exista incompatibilidad con el fluido de trabajo como en el caso de amoniaco), y con la ayuda de una prensa hidráulica se apila el número de placas deseado. Una vez prensado, el conjunto de placas se coloca en un horno de vacío y se calienta el conjunto hasta el punto de fusión del material de aporte (cobre o níquel). Por fenómenos de capilaridad, el material de aporte se funde y tiende a acumularse en los bordes y en los puntos de contacto de las placas formando de manera eficaz un sellado de los canales. Esta configuración permite operar a los intercambiadores de placas termosoldadas en rangos de temperaturas entes -160 °C y 150 °C y presiones de hasta 30 o 40 bares, muy por encima de los intercambiadores de placas convencionales.



Figura 2.2. Fotografía de la configuración de las placas de un intercambiador de placas, de placas termosoldadas de cobre.

## 2.2. Geometría del intercambiador de placas

Pese a que el tipo de corrugación de este tipo de intercambiadores puede ser casi cualquiera, el patrón de la corrugación típico de estos intercambiadores es de corrugado tipo chevron. El patrón de las corrugaciones es de tipo sinusoidal, donde las corrugaciones están orientadas con un determinado ángulo con respecto a la dirección principal de flujo. Esta corrugación proporciona varios puntos de contacto entre las placas adyacentes, mejorando el mezclado de las corrientes y aumentando la turbulencia. Para el intercambiador de placas ensayado en este trabajo un intercambiador de placas NB51, fabricado por Alfa Laval, las dimensiones geométricas se muestran en la Figura 2.3.

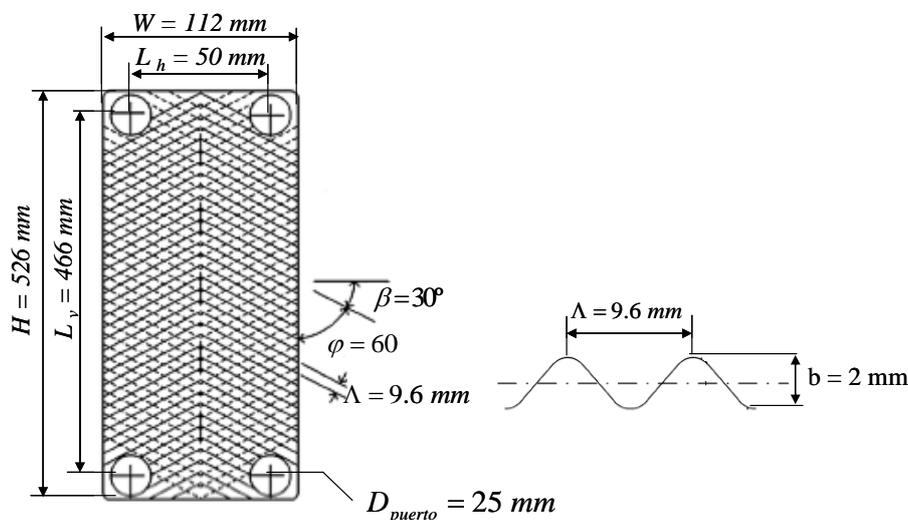


Figura 2.3. Dimensiones geométricas del intercambiador de placas ensayado en esta tesis.

Los parámetros de mayor importancia a la hora de caracterizar este tipo de intercambiadores son el ángulo de la corrugación (ángulo de chevron), y la profundidad de la corrugación. El primer parámetro caracteriza la mejora de la turbulencia en el intercambiador (y por tanto la transferencia de calor y las pérdidas de carga), y el segundo parámetro caracteriza el diámetro hidráulico del intercambiador. Otros factores que se tienen en cuenta a la hora de caracterizar los intercambiadores son el factor de aumento del área de intercambio y el pitch. El factor de aumento del área de intercambio es el cociente del área de intercambio real, frente a la proyección del área en un plano paralelo al de la placa. La profundidad de la corrugación y la separación entre corrugaciones (pitch) definen este factor de aumento.

El diseño de intercambiadores de placas permite casi un número infinito de combinaciones de parámetros geométricos para el patrón de las placas, diseño de los puertos, pasajes de los canales, aunque por simplicidad se muestran los más comunes.

Normalmente todas las placas de un mismo intercambiador tienen un patrón idéntico, pero alternativamente se rotan  $180^\circ$  de forma que el patrón de dos placas adyacentes apunta a sentidos diferentes. De esta manera se forman una estructura interior en forma de celda de abeja, donde cada celda se encuentra delimitada por los puntos de contacto de las placas. En la Figura 2.4 se muestra una sección de un intercambiador comercial tipo CB14 de la firma Alfa Laval.

La geometría de cada celda en la estructura se determina por la forma y tamaño de las corrugaciones. La corrugación es usualmente cercana a la sinusoidal, y se describe por los siguientes parámetros:

- El ángulo chevron  $\varphi$ , ó  $\beta$ .
- La profundidad media de la placa  $b$ .
- La separación entre corrugaciones  $\Lambda$ .
- El radio de curvatura de las corrugaciones  $R$ .

La mayoría de intercambiadores de placas del mercado tienen las mismas configuraciones, mientras que los ángulos de las corrugaciones dependen de la aplicación. Las dimensiones típicas de estos parámetros se muestran en la Tabla 2.1.



Figura 2.4 Sección de un intercambiador de placas tipo CB14.

Considerando el conjunto del intercambiador, los parámetros más importantes necesarios para definir el intercambiador de calor son la distancia vertical entre los puertos de entrada y de salida, y la cantidad de placas.

Tabla 2.1 Parámetros geométricos máximo y mínimo de los intercambiadores comerciales.

Parámetro	Mínimo	Máximo
Ángulo Chevron (°)	30	65
Profundidad de placa (mm)	1.2	5
Separación de las corrugaciones (mm)	7	15
Radio de curvatura (mm)	3	4

### 2.3. Características hidrodinámicas del intercambiador de placas

Existen dos formas de establecer el diámetro hidráulico de los intercambiadores de placas. Probablemente el más usado sea el que se obtiene como el doble de la distancia de separación entre placas. Eq.(2.1).

$$D_h = 2b \quad \text{Eq. (2.1)}$$

Siendo  $b$  la separación entre placas.

La otra definición probablemente más correcta sea la que se define a partir de la definición de el diámetro hidráulico. Eq.(2.2).

$$D_h = \frac{4V_{canal}}{A_{int}} = \frac{4 \cdot L \cdot W \cdot b}{2 \cdot L \cdot W \cdot \phi} = \frac{2b}{\phi} \quad \text{Eq.(2.2)}$$

Como en la mayoría de documentación encontrada se suele utilizar la definición de la Eq. (2.1), se utilizará esta ecuación para la definición de los siguientes parámetros. De esta forma se define el número de Reynolds como Eq.(2.3).

$$Re = \frac{G \cdot D_h}{\mu} = \frac{2 \cdot G \cdot b}{\mu} \quad \text{Eq. (2.3)}$$

Para el número de Nusselt y considerando lo anteriormente dicho para la salida tenemos Eq. (2.4).

$$Nu = \frac{\alpha \cdot D_h}{\lambda} = \frac{2 \cdot \alpha \cdot b}{\lambda} \quad \text{Eq.(2.4)}$$

Debido al ángulo de la corrugación el patrón de flujos se vuelve complejo. El patrón de flujos promueve una rápida transición a flujo turbulento con un flujo en torbellino secundario. Este flujo provoca unos coeficientes de transferencia de calor grandes y altas pérdidas de presión.

(Dovic, Palm et al. 2000) hicieron un estudio visual de las características del flujo en intercambiadores de placas en flujo en simple fase. Para hacer este estudio, inyectaban tinta en diversas localizaciones del intercambiador de placas. Según las apreciaciones de estos autores existen dos componentes de la velocidad del flujo, una longitudinal y otra entre surcos de las placas, que dependen del ángulo de corrugación chevron ( $\varphi$  ó  $\beta$  según se prefiera), el número de Reynolds y la relación entre la profundidad de las corrugaciones ( $b$ ), y la relación entre la profundidad de las corrugaciones y la separación de las corrugaciones (ó pitch) ( $b/\Lambda$ ).

Para el ángulo de corrugación más horizontal ( $\beta = 39^\circ$ ) a partir de  $Re=60$  la tinta tendía a mezclarse totalmente. Sin embargo, estos autores también mostraron como para el caso de ángulos de corrugación más verticales ( $\beta = 72^\circ$ ) la componente transversal del flujo tendía a tener más importancia, y el mezclado de los flujos es menor. El flujo en este caso cambia de dirección en alguna de las celdas provocando un menor mezclado hasta números de Reynolds de 250.

Otro de los parámetros que genera confusión es la definición de los factores de fricción, pues debe de considerarse una nueva dimensión que es la longitud del flujo. También en este caso se definen dos parámetros, uno es la longitud desarrollada y otra la longitud entre los puertos de entrada y salida. La definición más común y sencilla del factor de fricción es la recomendada por (Claesson 2004) Eq.(2.5), donde la longitud  $L_p$  es la longitud vertical entre los centros de los diámetros de los puertos.

$$f = \frac{\rho \cdot \Delta P \cdot D_h}{2 \cdot L_p \cdot G^2} \quad \text{Eq.(2.5)}$$

Sin embargo, otros autores consideran como longitud de flujo, la relación entre el área de intercambio entre el ancho de las placas, parámetro conocido como longitud de flujo desarrollado Eq.(2.7), de forma que el factor de fricción se calcula por medio de Eq. (2.6).

$$f = \frac{\rho \cdot \Delta P \cdot D_h}{2 \cdot L \cdot G^2} \quad \text{Eq.(2.6)}$$

$$L = \frac{A_{trans}}{W} \quad \text{Eq. (2.7)}$$

## 2.4. Transferencia de calor en intercambiadores de placas

Como se verá en este apartado, hoy en día puede considerarse que es conocida y se encuentra suficientemente bien caracterizada la transferencia de calor en simple fase. Con respecto a ebullición en este tipo de intercambiadores, la bibliografía referente a este tema continúa creciendo pero aún es pronto para establecer un método general de diseño de intercambiadores de placas. La controversia en la predominancia de los fenómenos convectivos y de ebullición nucleada continua, y los métodos propuestos hasta ahora no son capaces de predecir la tendencia de los datos experimentales en algunos casos. La geometría

del intercambiador es posible que afecte a los coeficientes de convección, pero los resultados hallados no son determinantes para todas las condiciones.

### 2.4.1. Flujo en simple fase en intercambiadores de placas

Entre finales de los años 80 y los años noventa se han hecho numerosos estudios de transferencia de calor con este tipo de intercambiadores en ensayos de simple fase. En el trabajo llevado a cabo por (Ayub 2003), con la corrección (Ayub 2004), se hace una revisión bibliográfica de las correlaciones que han sido realizadas para el cálculo del coeficiente de simple fase en intercambiadores de placas. La recopilación de correlaciones realizada por este autor es grande, fuera del objetivo de esta tesis. Sin embargo, las correlaciones propuestas para el cálculo de coeficientes sugeridas por este autor, han sido las correlaciones de (Kumar 1984), en el caso en el que se requiera un cálculo sencillo, y las correlaciones más depuradas de (Heavner, Kumar et al. 1993), (Wanniarachchi, Ratman et al. 1995), y (Muley and Manglik 1999).

En esta tesis se han considerado las correlaciones de (Okada, Ono et al. 1972), (Kumar 1984), (Wanniarachchi, Ratman et al. 1995), (Thonon 1995), (Muley and Manglik 1999).

#### 2.4.1.1. Correlación de Kumar

La correlación de (Kumar 1984) tiene la expresión dada por Eq. (2.8), con las constantes calculadas por medio de Tabla 2.2.

$$Nu = C_1 \cdot Re^m \cdot Pr^{0.33} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.17} \quad \text{Eq. (2.8)}$$

Con el cálculo del factor de fricción calculado por medio de la ecuación Eq. (2.9)

$$f = \frac{C_2}{Re^p} \quad \text{Eq. (2.9)}$$

Tabla 2.2 Constantes de las ecuaciones Eq. (2.8) y Eq. (2.9)

$\beta$	$Re$	$C_1$	$m$	$Re$	$C_2$	$P$
<b>30</b>	$\leq 10$	0.718	0.349	$\leq 10$	50	1
	$> 10$	0.348	0.663	$> 10$	19.40	0.589
				$> 100$	2.990	0.183
<b>45</b>	$< 10$	0.718	0.349	$< 15$	47	1
	10-100	0.400	0.598	10-300	18.29	0.652
	$> 100$	0.300	0.663	$> 300$	1.441	0.206
<b>50</b>	$< 20$	0.630	0.333	$< 20$	34	1
	20 - 300	0.291	0.591	20 - 300	11.25	0.631
	$> 300$	0.130	0.732	$> 300$	0.772	0.161
<b>60</b>	$< 20$	0.562	0.326	$< 40$	0.760	1.0
	20 - 400	0.306	0.529	40 - 400	24.0	0.451
	$> 400$	0.108	0.703	$> 400$	2.80	0.213

$\geq 65$	$\leq 20$	0.562	0.326	$< 50$	24.0	1
	20 - 500	0.331	0.503	50- 500	2.80	0.451
	$> 500$	0.087	0.718	$> 500$	0.639	0.213

### 2.4.1.2. Correlación de Wanniarachchi

Una expresión más desarrollada es la expresión obtenida por (Wanniarachchi, Ratman et al. 1995) que permite obtener los coeficientes de transferencia de calor incluso para las transiciones de laminar a turbulento. Esta correlación tiene un rango de aplicabilidad muy alto tanto en número de Reynolds, como para ángulos de placas.

El coeficiente de transferencia de calor se obtiene a partir del siguiente grupo de ecuaciones:

$$Nu = \left( Nu_l^3 + Nu_t^3 \right)^{1/3} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left( \mu / \mu_w \right)^{0.17} \quad \text{Eq. (2.10)}$$

$$Nu_l = 3.65 \cdot \beta^{-0.455} \cdot \phi^{0.661} \cdot Re^{0.339} \quad \text{Eq. (2.11)}$$

$$Nu_t = 12.6 \cdot \beta^{-1.142} \cdot \phi^{1-m} \cdot Re^m \quad \text{Eq. (2.12)}$$

$$m = 0.646 + 0.0011\beta \quad \text{Eq. (2.13)}$$

Para el cálculo del factor de fricción Wanniarachchi et al. proponen la siguiente serie de ecuaciones

$$f = \left( f_l^3 + f_t^3 \right)^{1/3} \quad \text{Eq. (2.14)}$$

$$f_l = 1774 \cdot \beta^{-1.026} \cdot \phi^2 \cdot Re^{-1} \quad \text{Eq. (2.15)}$$

$$f_t = 46.6 \cdot \beta^{-1.08} \phi^{(1+p)} Re^{-p} \quad \text{Eq. (2.16)}$$

$$p = 0.0043\beta + 0.0000223\beta^2 \quad \text{Eq. (2.17)}$$

### 2.4.1.3. Correlación de Thonon

Además de este grupo de tres correlaciones, en este trabajo he seleccionado también la correlación de (Thonon 1995) que responde también al mismo esquema de la ecuación de Dittus Boelter modificada por la geometría del intercambiador. Eq. (2.18) y Eq. (2.19)

$$Nu = C_1 \cdot Re^m \cdot Pr^{1/3} \quad \text{Eq. (2.18)}$$

$$f = C_2 \cdot Re^{-P} \quad \text{Eq.(2.19)}$$

Tabla 2.3 Constantes de las ecuaciones Eq. (2.18) y Eq.(2.19) de la correlación de (Thonon 1995).

$\beta$	$Re$	$C_1$	$m$	$Re$	$C_2$	$P$
75	$50 \leq Re \leq 15000$	0.1000	0.687	$\leq 1000$	28.21	0.900
				$> 1000$	0.872	0.392
60	$50 \leq Re \leq 15000$	0.2267	0.631	$\leq 550$	26.34	0.830
				$> 550$	0.572	0.217
45	$50 \leq Re \leq 15000$	0.2998	0.645	$\leq 200$	18.19	0.682
				$> 200$	0.6857	0.172
30	$50 \leq Re \leq 15000$	0.2946	0.700	$\leq 160$	45.57	0.670
				$> 160$	0.370	0.172

#### 2.4.1.4. Correlación de Muley y Manglik

El último trabajo que se conoce de cálculo de coeficientes de transferencia de calor en simple fase con intercambiadores de placas es la correlación de (Muley and Manglik 1999). Esta correlación se encuentra bastante referenciada en los últimos años, aunque tiene un rango de aplicación limitado a Reynolds superiores a 1000. En aplicaciones de simple fase este límite no plantea un problema, pues generalmente las velocidades de entrada en este tipo de intercambiadores es superior. La principal ventaja de esta correlación es que incluye tanto el efecto del ángulo de la corrugación como el efecto de la superficie real de intercambio. La serie de ecuaciones que permiten calcular los coeficientes es la siguiente.

$$Nu = C_1 \cdot C_2 \cdot Re^{C_3} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad \text{Eq. (2.20)}$$

$$C_1 = 0.2668 - 0.006967 \cdot \beta + 7.244 \cdot 10^{-5} \cdot \beta^2 \quad \text{Eq. (2.21)}$$

$$C_2 = 20.78 - 50.94 \cdot \phi + 41.16 \cdot \phi^2 - 10.51 \cdot \phi^3 \quad \text{Eq. (2.22)}$$

$$C_3 = 0.728 + 0.0543 \cdot \text{sen} \left( \frac{\pi \cdot \beta}{45} + 3.7 \right) \quad \text{Eq. (2.23)}$$

En cuanto al factor de fricción en el intercambiador, se calcula por medio de las siguientes expresiones

$$f = C_4 \cdot C_5 \cdot Re^{C_6} \quad \text{Eq. (2.24)}$$

$$C_4 = 2.967 - 0.1277 \cdot \beta + 2.016 \cdot 10^{-3} \cdot \beta^2 \quad \text{Eq. (2.25)}$$

$$C_5 = 5.474 - 19.02 \cdot \phi + 18.93 \cdot \phi^2 - 5.341 \cdot \phi^3 \quad \text{Eq. (2.26)}$$

$$C_3 = -0.2 + 0.0577 \cdot \text{sen}\left(\frac{\pi \cdot \beta}{45}\right) + 2.1 \quad \text{Eq. (2.27)}$$

#### 2.4.1.5. Correlación de Okada

Una correlación más antigua, corresponde a la correlación de (Okada, Ono et al. 1972). En función del ángulo de la corrugación propone diferentes expresiones.

$$Nu = 0.157 \cdot Re^{0.66} \cdot Pr^{0.4} \quad \text{Si } \beta = 60^\circ \quad \text{Eq. (2.28)}$$

$$Nu = 0.249 \cdot Re^{0.64} \cdot Pr^{0.4} \quad \text{Si } \beta = 45^\circ \quad \text{Eq. (2.29)}$$

$$Nu = 0.327 \cdot Re^{0.65} \cdot Pr^{0.4} \quad \text{Si } \beta = 30^\circ \quad \text{Eq. (2.30)}$$

$$Nu = 0.478 \cdot Re^{0.66} \cdot Pr^{0.4} \quad \text{Si } \beta = 15^\circ \quad \text{Eq. (2.31)}$$

Donde  $700 < Re < 25000$ . Siendo estas ecuaciones sólo válidas para agua.

#### 2.4.1.6. Evaluación de correlaciones

Para mostrar las diferencias de las ecuaciones propuestas se han comparado varias de ellas considerando el intercambiador usado en este estudio. El intercambiador de este trabajo tiene un ángulo de corrugación de  $\beta = 30$  grados, y un factor de aumento de área de intercambio de  $\phi = 1.17$ . En la Figura 2.5 se hace una presentación de los resultados obtenidos por las correlaciones para el caso de agua a 100 °C ( $Pr=1.787$ ). Como se puede apreciar en la Figura 2.5., tanto la correlación de Thonon como la correlación propuesta por Kumar y Wanniarachchi predicen resultados similares con desviaciones entre ellas de un 10 %, no así la correlación propuesta por Muley y Manglik que muestra mayores desviaciones, prediciendo coeficientes mayores que las correlaciones anteriores

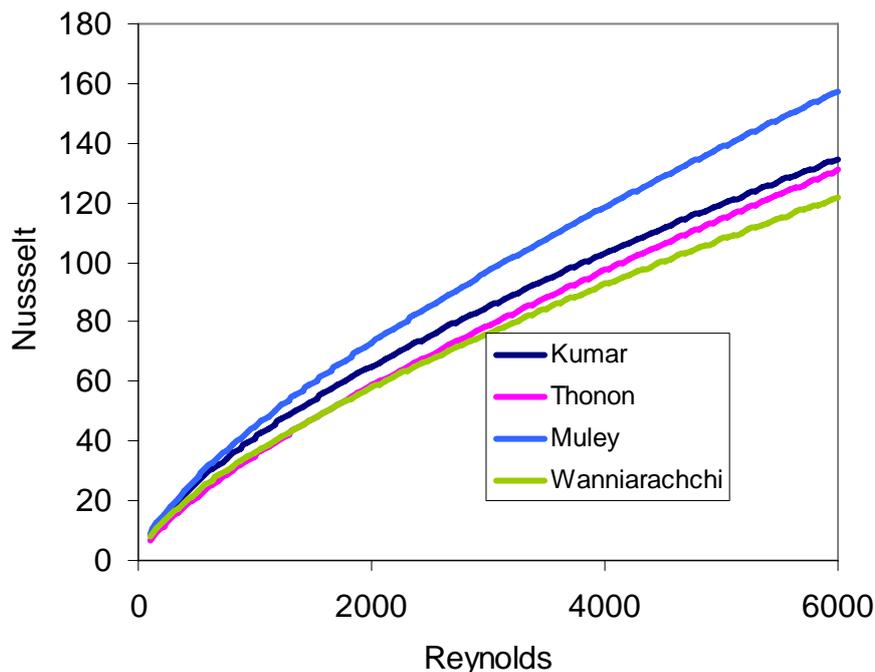


Figura 2.5. Evolución del número de Nusselt frente al número de Reynolds, temperatura 100 °C (Prandtl=1.787) y diferencia de viscosidades entre la pared y el seno del fluido despreciable.

#### 2.4.2. Ebullición en intercambiadores compactos e intercambiadores de placas

Si bien hoy en día existen numerosas instalaciones donde los intercambiadores de placas se utilizan, existe un vacío a la hora de establecer modelos de ebullición para este tipo de intercambiadores en condiciones de ebullición. Hoy en día existe un crecimiento de datos experimentales de este tipo de intercambiadores y se espera que, conforme exista un mejor conocimiento de los procesos de ebullición, nuevas expresiones generales se propongan para el modelado de este tipo de intercambiadores.

(Panchal, Hillis et al. 1983) investigaron las características térmicas de intercambiadores de placas con amoníaco y con R22. Estos autores fueron incapaces de establecer los coeficientes de transferencia de calor en ebullición, debido a que parecía que el coeficiente de transferencia de calor se veía afectado por el flujo del fluido de calentamiento, sin embargo, mostraron como la ebullición nucleada se manifestaba presente, sugiriendo además que el coeficiente de transferencia de calor no mostraba sensibilidad a la geometría utilizada.

(Cohen and Carey 1989) investigaron los procesos de ebullición en canales con acanalado cruzado, geometría muy similar a la de los intercambiadores de placas, con R-113 y metanol como fluidos de trabajo. Utilizaron un plato transparente y les permitió la inspección de los fenómenos de ebullición. El espaciado de los canales y los ángulos de corrugación mostraban un claro efecto en los coeficientes de ebullición, y los coeficientes de ebullición en flujo eran considerablemente superiores a los de tubos, y dependientes de la geometría de los canales. A pesar de la poca nucleación observada se pudo apreciar como el flujo de calor afectaba el coeficiente de ebullición para algunas configuraciones del ángulo de los canales. Los autores postularon que era posible que, dependiendo de la configuración geométrica, se formasen zonas muertas de flujo cerca de las aletas de los canales, por lo que en estas zonas era posible la existencia de ebullición nucleada.

(Engelhorn and Reinhart 1990) midieron coeficientes de ebullición en intercambiadores de placas en como evaporadores, con flujos máscicos de 26 a 43 kg/m<sup>2</sup>s. El flujo de refrigerante tenía pequeña influencia en el coeficiente de ebullición, frente al flujo de agua y el flujo de calor. Los mismos autores experimentaron el mismo intercambiador de placas con un distribuidor de flujo a la entrada, observando que los coeficientes mejoraban considerablemente.

(Osterberger and Slipcevic 1990) experimentaron con R22 en un intercambiador de placas. Los flujos de calor y los flujos máscicos se encontraban dentro del rango de aplicación de las bombas de calor donde el mecanismo observado era ebullición nucleada.

(Heggs, Ingham et al. 1996), presentaron correcciones al NTU y LMTD, para intercambiadores de placas donde una de las dos corrientes tenía cambio de fase. Tres casos fueron considerados: a) el flujo de cambio de fase tienen un canal más que el flujo de simple fase, b) el flujo de cambio de fase tiene un canal menos que la corriente de simple fase y, finalmente el número de canales de las dos corrientes son iguales. Estos autores concluyeron de sus investigaciones que los canales exteriores deberían de contener la corriente de cambio de fase.

(Hasseler and Butterworth 1995) discutieron la ebullición en intercambiadores compactos (incluidos los intercambiadores de placas). Estos autores sugieren que el parámetro de Martinelli debería ser calculado a través de la definición original, como el ratio de las pérdidas de presión del gas y líquido. Además, sugieren que los intercambiadores con altos coeficientes de transferencia de calor en simple fase no necesariamente tienen altos coeficientes de transferencia de calor en ebullición.

(Kumar 1992) obtuvo experimentalmente el coeficiente de ebullición en un intercambiador de placas y concluyó que el secado del intercambiador tendía a aparecer a calidades de vapor superiores al 70 %. También encontraron que el coeficiente de transferencia de calor era independiente del flujo máscico.

En los trabajos de (Thonon 1995) y (Thonon, Feldman et al. 1997), se manifiesta que para el caso de fluidos puros, las superficies estructuradas o superficies avanzadas pueden superar los coeficientes de transferencia de calor hasta 10 veces los obtenidos en una superficie plana, y esta mejora es mayor cuando la ebullición nucleada se mostraba presente. Estos autores establecieron un criterio para establecer la transición de ebullición nucleada a ebullición convectiva. Como (Hasseler and Butterworth 1995), recomiendan el uso de la definición primera del parámetro de Martinelli, debido a que sería posible diferentes regímenes de flujo de las corrientes líquida y gaseosa. La propuesta del criterio incluye los parámetros adimensionales de Martinelli (Eq.(2.32)) y el número de Boiling (Eq.(2.33)). Los flujos máscicos ensayados en este estudio entre 200 y 900 kg/m<sup>2</sup>s, que distan mucho de las condiciones ensayadas por aquellos autores que anuncian la escasa influencia del título de vapor en los coeficientes de transferencia de calor.

$$Bo = \frac{q''}{G \cdot h_{lg}} \quad \text{Eq (2.32)}$$

$$X = \sqrt{\frac{\Delta p_l}{\Delta p_g}} \quad \text{Eq (2.33)}$$

Como se puede apreciar en este criterio no se incluye en ningún momento los parámetros geométricos del intercambiador, por lo que es posible que no sea posible aplicar este criterio de una forma general.

(Pelletier and Palm 1997) estudiaron el proceso de ebullición de los hidrocarburos propano, mezclas de propano y propeno, en su intención del uso de las mismas bombas de calor domésticas. De acuerdo con estos autores, la transición de ebullición nucleada a convectiva es abrupta, y debiera de considerarse el mayor de los valores del coeficiente de ebullición, en contraste con los modelos de superposición y los modelos de supresión.

(Yan and Lin 1999) investigaron el proceso de ebullición en un intercambiador de placas donde apreciaron que los coeficientes de ebullición dependían fundamentalmente del título de vapor, y el flujo de calor sólo afectaba a los coeficientes de ebullición en la zonas de bajo título de vapor y altas diferencias de temperatura.

(Donowski and Kandlikar 2000) propusieron una modificación a la correlación propuesta anteriormente (Kandlikar 1990), utilizando datos experimentales obtenidos por (Yan and Lin 1999) con el refrigerante R134a en un intercambiador de placas, demostrando que las correlaciones de ebullición en tubos si son modificadas pueden ser aplicadas a intercambiadores de placas.

(Hsieh, Chiang et al. 2002) con R134a investigaron el comportamiento de un intercambiador de placas en condiciones de subenfriamiento, mostrando como los coeficientes de transferencia aumentan drásticamente a partir del inicio de la ebullición saturada. Los fenómenos de histéresis sólo eran importantes para flujos másicos pequeños. El coeficiente de ebullición se encuentra afectado por el flujo másico pero aumenta con la temperatura de saturación y la temperatura de subenfriamiento solo afecta en una pequeña medida la transferencia de calor.

(Hsieh and Lin 2002) (Hsieh and Lin 2003) estudiaron la ebullición del refrigerante R410A en intercambiadores de placas con flujos másicos entre 50 a 100 kg/m<sup>2</sup>s y con flujos de calor de 10 a 20 kW/m<sup>2</sup>, donde mostraron que los coeficientes de transferencia de calor se veían fundamentalmente afectados por el flujo de calor. Además propusieron una correlación para el cálculo de coeficientes de ebullición.

(André, Kabelac et al. 2003) hicieron el estudio de un intercambiador de placas de una instalación de amoniaco, obteniendo coeficientes locales de transferencia de calor en ebullición. Los flujos de calor en los ensayos se encontraban entre 10 y 20 kW/m<sup>2</sup>K, y los flujos másicos de 10 a 20 kW/m<sup>2</sup>s. Se desconocen las dimensiones geométricas del intercambiador.

(Ayub 2003) hizo una recopilación de correlaciones de simple fase y ebullición en intercambiadores de placas. A partir de datos experimentales de evaporadores en instalaciones con R22 y amoniaco propusieron dos correlaciones a usar tanto para evaporadores de expansión directa como para evaporadores inundados.

(Han, Lee et al. 2003) y obtuvieron datos experimentales de ebullición del refrigerante R410A en intercambiadores de placas con diferentes ángulos de corrugación de 45 ° 35° y 20 ° (medidos con respecto a la horizontal ( $\beta$ )), los flujos másicos se encontraban entre 13-34 kg/m<sup>2</sup>s y flujos de calor entre 2.5-8.5 kW/m<sup>2</sup>. Estos autores encontraron que los coeficientes de ebullición aumentaban conforme el título de vapor se eleva. Con el objetivo de comparar los datos experimentales con las correlaciones consideradas utilizaron la correlación de (Hsieh and Lin 2002), donde mostraron que si bien la correlación era capaz de predecir el comportamiento del R410A en el intercambiador de placas para ángulo de corrugación superior a 30 ° en el caso del ángulo de corrugación de 20° los coeficientes tendían a ser superiores. Con los datos

experimentales propuestos por estos autores, se propone una nueva correlación que tiene en cuenta el efecto del ángulo en el coeficiente de ebullición.

(Watel 2003) hizo una revisión cualitativa de los efectos del flujo de calor, flujo másico, título de vapor flujo de vapor geometría, tipo de aleteado en intercambiadores compactos gravedad y tensión superficial. Según Watel los patrones de flujo encontrados para canales de diámetro inferior a 10 mm son diferentes a los que se encuentran en sistemas de mayor diámetro. Según se apunta en este artículo el parámetro de mayor influencia en el coeficiente de transferencia de calor es la geometría del canal y el tamaño del mismo. Como se apunta en este artículo, es escasa la información obtenida en la literatura abierta acerca de este tipo de intercambiadores en ebullición. Watel afirma que para desarrollar correlaciones en intercambiadores se requiere una base de datos fiable, un conocimiento de los patrones de flujo, y una comprensión de la relación existente entre el flujo y la transferencia de calor y los mecanismos físicos presentes.

(Jokar, Eckels et al. 2004) realizó un análisis adimensional para el cálculo de coeficientes de transferencia en intercambiadores de placas con datos experimentales de R134a. En este estudio se muestra como los modelos de transferencia de calor en ebullición pueden no ser aplicables directamente al estudio de intercambiadores de placas.

(Longo, Gasparella et al. 2004) obtuvieron datos experimentales de ebullición y condensación en intercambiadores de placas corrugadas con superficies mecanizadas y placas lisas, mostrando que la superficie favorecía tanto la condensación como la evaporación con mejoras del 30 al 60 %. Los experimentos mostraban como el coeficiente de transferencia de calor se veía afectado por el flujo de calor, con un exponente de 0.5. A la hora de proponer correlaciones para el cálculo de coeficientes proponen la correlación de (Cooper 1984) y la correlación de (Gorenflo 1997), mostrando como la correlación de Gorenflo era capaz de predecir los coeficientes de transferencia de calor con las distintas superficies.

(Claesson 2005) afirma a partir de ensayos con R134a y R22 en un intercambiador de placas donde encontraron que el fenómeno predominante era la ebullición nucleada, que la ebullición nucleada no debiera plantearse con términos que incluyan la corrugación de las placas. Claesson también planteó en su estudio si era necesario corregir el parámetro de corrección de LMTD suponiendo que los coeficientes de ebullición de fluidos puros estaban gobernados fundamentalmente por el flujo de calor, y concluyeron que, para diferencias de media logarítmica de temperaturas de unos 3 grados esta diferencia tendía a ser escasa.

(Sterner and Sunden 2006) estudiaron cinco intercambiadores placas (Tabla 2.4) con y sin distribuidor de flujo a la entrada y propusieron correlaciones para cada uno de los intercambiadores. Estos modelos planteados son los primeros que se han visto que incluyen el número de Jakob modificado para caracterizar intercambiadores de placas.

Como se puede apreciar, a pesar de que no existe una correlación validada para correlacionar datos experimentales de ebullición en intercambiadores de placas, la cantidad de estudios experimentales de ebullición en estos intercambiadores continúa aumentando. Los estudios considerados muestran que los coeficientes de ebullición en estos intercambiadores o responden a efectos fundamentalmente de nucleación o fundamentalmente convectiva dependiendo de la fuente considerada.

Tabla 2.4 Datos geométricos de los intercambiadores placas considerados por (Stern and Sunden 2006).

	HX1	HX2	HX3	HX4	HX5
<b>Alto (m)</b>	0.178	0.178	0.178	0.178	0.25
<b>Ancho(m)</b>	0.605	0.605	0.605	0.605	0.75
<b>Diametro de puertos(mm)</b>	5	5	5	3.6	5.6
<b>Ángulo corrugación <math>\phi</math></b>	59	59	59	59	65
<b>Area de intercambio (una placa, m<sup>2</sup>)</b>	0.095	0.095	0.095	0.1	0.124

#### 2.4.2.1. Influencia de las características del intercambiador y el tipo de flujo en intercambiadores compactos

De los estudios experimentales considerados en el anterior apartado se ha visto que si bien el proceso de ebullición en intercambiadores compactos es similar al de tubos, existen algunas diferencias que debieran de tenerse en cuenta. Los intercambiadores compactos tienen diámetros hidráulicos inferiores a 10 mm, por lo que los efectos de la tensión superficial, frente a la gravedad comienzan a ser importantes.

El flujo másico tiende a influir también en el coeficiente de ebullición en la ebullición nucleada en flujo forzado. (Cornwell and Kew 1992), mostraron como para flujos másicos pequeños y bajo título de vapor, las burbujas tienden a fluir en el tubo de manera confinada, mientras que para flujos mayores las burbujas tienden a fluir sin oposición. Estos autores, propusieron el uso del número de confinamiento adimensional, para mostrar el efecto de la geometría en el aumento del coeficiente de ebullición.

Con un aumento del flujo de calor, la densidad de la generación de burbujas aumenta y las burbujas tiende a agruparse, creciendo y cambiando su forma de manera aleatoria. A medida que el flujo se vuelve mayor, el canal se ocupa en mayor medida por el vapor, y el líquido entra en el tubo en forma de gotas con un repetido secado y mojado. Si los flujos de calor son suficientemente grandes, la pared llega a secarse. La influencia del título de vapor en la transición de flujo en tapones a anular se ve afectado también por el tamaño del canal, según las investigaciones de (Wambsganss, France et al. 1993), haciendo que el flujo anular se desplace en la curva de ebullición hacia títulos de vapor superiores.

Como se ha visto, el diámetro influencia los patrones de flujo observados en canales de intercambiadores con diámetros inferiores a 10 mm. De esta forma la posibilidad de plantear un modelo genérico para estos diámetros se complica, y es en cierta medida una justificación a la no existencia de un modelo predictivo de coeficientes de ebullición.

#### 2.4.2.2. Patrones de flujo en ebullición en intercambiadores de placas

Hemos visto en el anterior apartado que a pesar de que los estudios de ebullición en intercambiadores de placas, y por extensión en intercambiadores compactos, tienden a aumentar conforme discurren los años, todavía no se ha podido establecer un modelo de predicción de coeficientes, al menos para una geometría determinada, como son los intercambiadores de placas. Además continúa la discusión de si existen o no efectos convectivos en el intercambiador, y los modelos tienden a ser correlaciones de los propios datos experimentales. En cuanto a estudios de patrones de flujo planteados para intercambiadores de placas en flujo en dos fases, se han encontrado dos referencias.

(Vlasogiannis, Karagiannis et al. 2002) obtuvieron un mapa de flujos en intercambiadores de placas, por medio de observaciones de una mezcla de aire agua introducida en un intercambiador de placas donde en un canal externo se le había colocado una placa

transparente. Obteniendo fotografías con una cámara de alta velocidad, distinguieron cuatro zonas de patrones de flujo, A, B, AB, y C. Figura 2.6.

El régimen de flujo A corresponde a velocidades de líquido por debajo de 0.025 m/s, se caracteriza porque el líquido tiende a moverse en pequeños chorros en la parte inferior del intercambiador, dejando la mayor parte del espacio de canal para la fase gaseosa. El patrón de flujo B se obtiene para bajas velocidades de gas se debe a que el aire se encuentra disperso en la forma de pequeñas burbujas dentro del seno del líquido. Entre estas configuraciones se encuentra del patrón de flujo AB, donde el gas comienza a fluir con una fase continua de manera aleatoria. Este patrón de flujo se invierte conforme el líquido tiende a disminuir. Para velocidades de aire superiores, estos autores observaron flujo en tapones o tipo C, el cual afirman que depende mucho de las condiciones de entrada del flujo al intercambiador.

(Asano, Takenaka et al. 2004) propusieron el estudio de flujos agua/aire y ebullición del refrigerante R141b por un método de radiografía de neutrones, fluyendo el flujo hacia abajo, midiéndose también pérdidas de carga en el intercambiador. Estos autores encontraron dos posibles patrones de flujo. Para flujo de gas superior a 3 m/s el flujo de aire tiende a fluir intermitentemente mientras que para flujos inferiores las fases fluían uniformemente. Esta transición se encuentra cercana a la obtenida por (Vlasogiannis, Karagiannis et al. 2002), para la transición de flujo tipo AB ó BA a flujo tipo C.

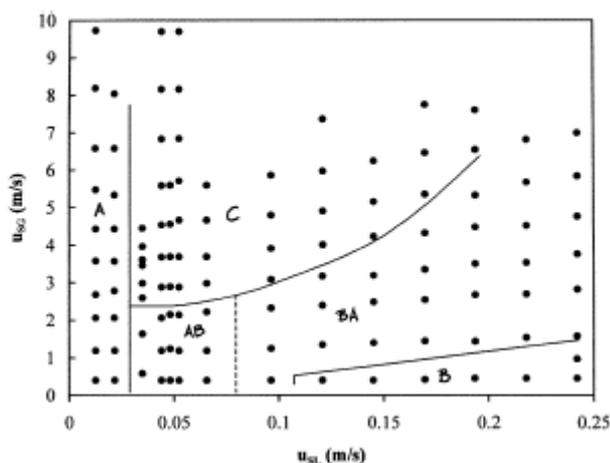


Figura 2.6. Patrón de flujos propuesto por (Vlasogiannis, Karagiannis et al. 2002) para un intercambiador de placas.

#### 2.4.2.3. Pérdidas de carga en ebullición forzada en intercambiadores de placas

A la hora de correlacionar datos experimentales de pérdidas de carga en intercambiadores placas, la propuesta de correlaciones se debe a (Lockhart and Martinelli 1949), y al posterior desarrollo de (Chisholm 1967), o en su defecto, calcular las pérdidas de carga según una expresión dependiente del número de Reynolds. (Tribbe and Muller-Steinhagen 2001) estudiaron las pérdidas de carga en flujo forzado en intercambiadores de placas por medio de mezclas agua/aire, con diferentes corrugaciones de las placas, y encontraron que la pérdida de carga se veía fundamentalmente influenciada por la geometría de las placas, además observaron como para un flujo másico constante la pérdida de carga aumentaba linealmente con el título de vapor del intercambiador. Asimismo la viscosidad del líquido solo influenciaba las pérdidas de carga para los flujos de calor más pequeños. La correlación propuesta en su estudio se muestra en Eq.(2.34).

$$\phi_L = 1.423 - 0.0724 \cdot \ln(\chi) + \frac{1.031}{\chi} \quad \text{Eq.(2.34)}$$

(Hsieh and Lin 2002) proponen la expresión de Eq. (2.35), que permitía correlacionar el 85 % de sus datos con un 20 % de desviación.

$$f = 61000 \cdot \text{Re}_{eq}^{-1.25} \quad \text{Eq. (2.35)}$$

Donde el número de reynolds equivalente,  $\text{Re}_{eq}$ , se calcula por medio del flujo másico equivalente obtenido por medio de Eq.(2.36)

$$G_{eq} = G \cdot \left[ (1 - x_m) - x_m \cdot \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{1/2} \right] \quad \text{Eq. (2.36)}$$

(Asano, Takenaka et al. 2004) proponen una correlación adaptada a sus datos experimentales a partir del modelo de Chisholm, y ajustaron la constante dando un valor de 2.73.

$$\Phi_L^2 = 1 + \frac{2.73}{\chi} + \frac{1}{\chi^2} \quad \text{Eq. (2.37)}$$

El análisis de las pérdidas de carga propuesto por (Palm and Claesson 2006), sugiere que para el cálculo de pérdidas de carga se pueda utilizar la constante 4.67 según Eq.(2.38)

$$\Phi_L^2 = 1 + \frac{4.67}{\chi} + \frac{1}{\chi^2} \quad \text{Eq. (2.38)}$$

(Sternier and Sunden 2006) en sus experimentos variaron los números de Reynolds desde 50 a 220, y mostraron como la constante C del modelo de (Chisholm 1967), dependía del número de Reynolds. Para las configuraciones consideradas la propuesta de la correlación son las siguientes.

$$\Phi_L^2 = 1 + \frac{C}{\chi} + \frac{1}{\chi^2} \quad \text{Eq. (2.39)}$$

Con la constante C calculada por medio de las ecuaciones siguientes.

$$C = \frac{51348}{\text{Re}_l^{1.592}} \quad D_h = 5 \text{ mm} \quad \phi(\text{ángulo de corrugación}) = 59 \quad \text{Re}_l \geq 70 \quad \text{Eq. (2.40)}$$

$$C = \frac{2400}{\text{Re}_l^{0.997}} \quad D_h=3,6 \text{ mm} \quad \phi(\text{ángulo de corrugación})=59 \quad \text{Re}_l \geq 40 \quad \text{Eq.(2.41)}$$

$$C = \frac{41307}{\text{Re}_l^{1.398}} \quad D_h=5,6 \text{ mm} \quad \phi(\text{ángulo de corrugación})=59 \quad \text{Re}_l \geq 40 \quad \text{Eq.(2.42)}$$

La propuesta de la correlación de (Han, Lee et al. 2003) incluye los efectos de los ángulos de la corrugación de las placas y el pitch o separación de las corrugaciones.

$$f = Ge_3 \cdot \text{Re}_{eq}^{Ge_4} \quad \text{Eq.(2.43)}$$

$$Ge_3 = 64.710 \cdot \left(\frac{\Lambda}{D_h}\right)^{-5.27} \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \beta\right)^{-3.03} \quad \text{Eq.(2.44)}$$

$$Ge_3 = -1.314 \cdot \left(\frac{\Lambda}{D_h}\right)^{-0.62} \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \beta\right)^{-0.47} \quad \text{Eq.(2.45)}$$

## 2.5. Conclusiones

En este capítulo se ha revisado la bibliografía existente acerca de transferencia de calor en intercambiadores de placas.

En flujo en simple fase, se ha visto que existe una gran cantidad de correlaciones propuestas en la bibliografía, que en general tienden a dar valores semejantes entre ellas, por lo que hoy en día puede considerarse un tema resuelto.

En cuanto a transferencia de calor en ebullición, existen cada vez más estudios en este tipo de intercambiadores. Sin embargo debe apuntarse que las diferentes condiciones ensayadas han provocado cierta controversia con respecto a las apreciaciones de predominancia de los efectos de ebullición convectiva y ebullición nucleada.

A la hora de la proposición de correlaciones de ebullición, se han propuesto correlaciones de ebullición en recintos cerrados, correlaciones de ebullición en tubos lisos, e incluso correlaciones de ebullición específicas para placas.

En la revisión bibliográfica realizada no se han encontrado datos experimentales de coeficientes de ebullición con la mezcla amoniaco/agua, y es escasa la bibliografía de ebullición de mezclas en este tipo de intercambiadores.

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI  
ESTUDIO DEL PROCESO DE EBULLICIÓN FORZADA DE LA MEZCLA AMONIACO/AGUA EN INTERCAMBIADORES DE PLACAS PARA EQUIPOS DE  
REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.  
Francisco Táboas Touceda  
ISBN: 978-84-690-7588-3 / DL: T.1587-2007

### **3. Análisis crítico de correlaciones de ebullición.....3.1**

3.1. Ebullición en recintos cerrados.....	3.2
3.1.1. Resultados de las correlaciones con datos experimentales de agua.....	3.3
3.1.2. Resultados de las correlaciones con datos experimentales de amoníaco.....	3.6
3.1.3. Resultados y discusión de las predicciones de las correlaciones en su aplicación a la mezcla amoníaco/agua.....	3.9
3.1.4. Correlación propuesta para el cálculo de los coeficientes de ebullición de la mezcla en recintos cerrados.....	3.13
3.2. Ebullición forzada .....	3.16
3.2.1. Resultados de las correlaciones con datos experimentales de agua.....	3.16
3.2.2. Resultados de las correlaciones con datos experimentales de amoníaco.....	3.21
3.2.3. Resultados y discusión de las predicciones de las correlaciones en su aplicación a la mezcla amoníaco/agua.....	3.28
3.3. Conclusiones.....	3.32

### 3. Análisis crítico de correlaciones de ebullición

Si bien el objetivo de esta tesis ha sido el estudio de intercambiadores de placas como generadores de equipos de absorción de amoniaco/agua, la inexistencia de datos experimentales de ebullición de esta mezcla en estos intercambiadores, y el relativo poco conocimiento experimental en ebullición de esta mezcla en otras geometrías ha condicionado este estudio. Según Thonon et al. (1997), en intercambiadores compactos es posible encontrar los dos regímenes de ebullición encontrados en tubos lisos: ebullición nucleada y ebullición convectiva, prevaleciendo uno de los dos fenómenos en función de las características del flujo pero también de la geometría del intercambiador. Del trabajo de Thonon et al. (1997), puede extraerse que es posible considerar una correlación de ebullición forzada en tubos lisos (donde se incluyesen los fenómenos convectivos y de ebullición nucleada) y adaptarla a intercambiadores compactos, aunque debiera de ser modificada para considerar el efecto de la geometría en el intercambiador. Otros autores, Tran (1999) y Wadekar (1995), por contra, muestran que para intercambiadores compactos, los coeficientes de ebullición no dependen del título de vapor en el intercambiador, manifestando que los fenómenos convectivos son inexistentes.

Los datos experimentales de esta tesis obtenidos en el intercambiador de placas muestran una dependencia del título de vapor, y una ligera dependencia del flujo de calor, manifestando la existencia de los dos tipos de mecanismos de transferencia de calor en ebullición, acercándose a las conclusiones obtenidas por Thonon et al. (1997). Este hecho ha supuesto la necesidad de realizar una revisión bibliográfica de datos experimentales y correlaciones tanto de ebullición en recintos cerrados, como de los modelos de ebullición en flujo forzado de tubos lisos e intercambiadores compactos.

En este capítulo se muestra la revisión de datos experimentales en comparación con las predicciones de las correlaciones, con datos experimentales de ebullición los fluidos puros agua y amoniaco y mezclas de sus componentes, en condiciones de ebullición en recintos cerrados y ebullición en forzada en tubos. En la Tabla 3.1 se muestra un resumen de las correlaciones consideradas en este estudio, mientras que las expresiones de las correlaciones se encuentran en el Anexo I.

Tabla 3.1 Correlaciones consideradas en la revisión bibliográfica de correlaciones de ebullición.

<i>Ebullición en recintos cerrados</i>		<i>Ebullición forzada en tubos</i>	
<i>Fluidos puros</i>	<i>Mezclas</i>	<i>Fluidos puros</i>	<i>Mezclas</i>
Mostinski (1963)	Schlünder (1982)	Chen (1963)	Steiner (1993)
Cooper (1984)	Thome y Shakir (1987)	Jung et al. (1989)	Jung et al. (1989)
Stephan y Abdelsalam (1980)	Fujita y Tsutsui (1997)	Shah (1982)	Kandlikar (1990)
Gorenflo (1997)		Gungor y Winterton (1987)	
		Steiner y Taborek (1992)	
		Liu y Winterton (1991)	
		Kandlikar (1990)	
		Wadekar (1995)	

### 3.1. Ebullición en recintos cerrados

Se denomina ebullición en recintos cerrados, cuando el único movimiento del fluido se produce por corrientes de convección natural y la interacción de las burbujas en el seno del líquido. En la ebullición en recintos cerrados, las burbujas se forman en la superficie de calentamiento y este proceso se encuentra fuertemente influenciado por la diferencia de temperaturas entre la superficie de calentamiento y el líquido, siendo en el caso de fluidos puros, una relación de  $\Delta T^3$ . En la práctica, es muy difícil establecer una correlación capaz de calcular los coeficientes de ebullición con precisión, bajo todas las condiciones experimentales posibles, debido a que los coeficientes de ebullición también dependen del tipo de fluido, acabado de la superficie, geometría de la pared, e incluso de variables difíciles de controlar como impurezas.

En cuanto a ebullición en recintos cerrados con mezclas, se sabe que existe una fuerte reducción de los coeficientes de transferencia de calor incluso con pequeñas concentraciones de otro componente. Esta reducción de los coeficientes se debe a que en la interfase líquido/vapor se forma una resistencia a la transferencia de masa debido a fenómenos de difusión.

Las correlaciones utilizadas para modelizar los efectos de la mezcla, utilizan las características de las curvas de burbuja y de rocío para establecer esta reducción del coeficiente de ebullición ideal calculado a partir de correlaciones de fluidos puros. En este apartado se ha establecido una pequeña base de datos experimentales de ebullición en recintos cerrados de los fluidos agua pura, y amoníaco puro, y la mezcla amoníaco/agua, con el objetivo de establecer la correlación que mejor prediga el comportamiento de estos fluidos en condiciones de ebullición en recintos cerrados.

### 3.1.1. Resultados de las correlaciones con datos experimentales de agua

En la bibliografía se pueden encontrar muchos datos publicados acerca de la ebullición nucleada de agua. En los últimos años, los estudios realizados se han centrado en experimentos a presión atmosférica con diversos tipos de superficies.

Para este trabajo, se han seleccionado los datos de la clásica referencia de Addoms (1948) obtenidos en un filamento de platino de diámetro  $D=0.122$  mm con un rango amplio de condiciones de flujo de calor y presiones. Se han considerado también los datos experimentales de Kang (2000), obtenidos a presión atmosférica con tubos en posición horizontal, en su estudio del efecto de la rugosidad en la ebullición en tubos colocados en diferentes posiciones con respecto a la horizontal (de  $0^\circ$ ,  $45^\circ$ , y  $90^\circ$ ). Además de estos datos, se ha contado con los datos experimentales de diferentes autores recopilados por Gorenflo (1997) en el VDI Heat Atlas. Con respecto a esta última referencia, estos datos se han obtenido a presiones relativas diferentes y sólo se han considerado en el análisis de errores.

Los datos experimentales de esta base de datos se han comparado con los datos experimentales de Arima et al. (2003) y los datos experimentales de Inoue et al. (2002a) e Inoue et al. (2002b), que realizaron un estudio experimental de ebullición en recintos cerrados con los fluidos puros agua y amoníaco y mezclas de estos componentes. Arima et al. (2003), obtuvieron datos experimentales de agua en una superficie plana horizontal de plata a las presiones de 2, 4 y 7 bar. Inoue et al. (2002a) e Inoue et al. (2002b), por contra, obtuvieron la curva de ebullición nucleada de agua a la presión de 1 bar en un rango de flujos de calor de 20 a  $1600 \text{ kW/m}^2$ , y datos experimentales de ebullición de agua pura a 4 y 7 bar con flujos de calor de  $400 \text{ kW/m}^2$  y  $1500 \text{ kW/m}^2$ , en un alambre de 0.3 mm de diámetro y 37 mm de longitud.

En la Figura 3.1 a) se representan los datos de ebullición de agua de Addoms (1948) y Kang (2000) e Inoue et al. (2002a), a presión atmosférica, y se comparan con las correlaciones de la bibliografía seleccionadas. Como puede apreciarse, las correlaciones consideradas predicen coeficientes de transferencia de calor similares para flujos de calor entre 50 y  $100 \text{ kW/m}^2$ . Para flujos de calor por debajo de  $50 \text{ kW/m}^2$ , la correlación de Gorenflo se acerca más a los datos experimentales y, finalmente, para flujos de calor por encima de  $100 \text{ kW/m}^2$ , todas las correlaciones consideradas predicen valores similares y se encuentran cercanos a los datos experimentales de Addoms (1948), aunque sin embargo, los datos experimentales de Inoue et al. (2002a), se sitúan por debajo de las predicciones. En este caso, la correlación de Mostinski, que ofrece los valores más altos parece la correlación más adecuada para correlacionar los datos experimentales de estos autores a esta presión.

La Figura 3.1 b) muestra los datos experimentales presentados por Arima et al. (2003) de ebullición nucleada de agua sobre la superficie horizontal de plata a la presión de 2 bar. En contraste con los datos experimentales a la presión de 1 bar de Inoue et al. (2002a), los puntos experimentales se sitúan por encima de las predicciones de las correlaciones, incrementándose la diferencia a flujos de calor elevados. Esta apreciación muestra las diferencias obtenidas entre superficie plana de Arima y el alambre de platino de Inoue.

Para presiones superiores a la presión atmosférica hay muchos menos datos disponibles en la bibliografía. En la Figura 3.2 a), se muestran los datos experimentales obtenidos por Inoue et al. (2002a), donde se puede apreciar que la correlación de Mostinski (1963) sigue ofreciendo la mejor predicción de los datos experimentales. En cambio, los resultados experimentales de Addoms se ajustan muy bien a las predicciones de las correlaciones, como se puede apreciar en la Figura 3.2.b). La mejor predicción de los resultados experimentales en este caso se obtiene en este caso con las correlaciones de Stephan y Abdelsalam y la correlación de Gorenflo.

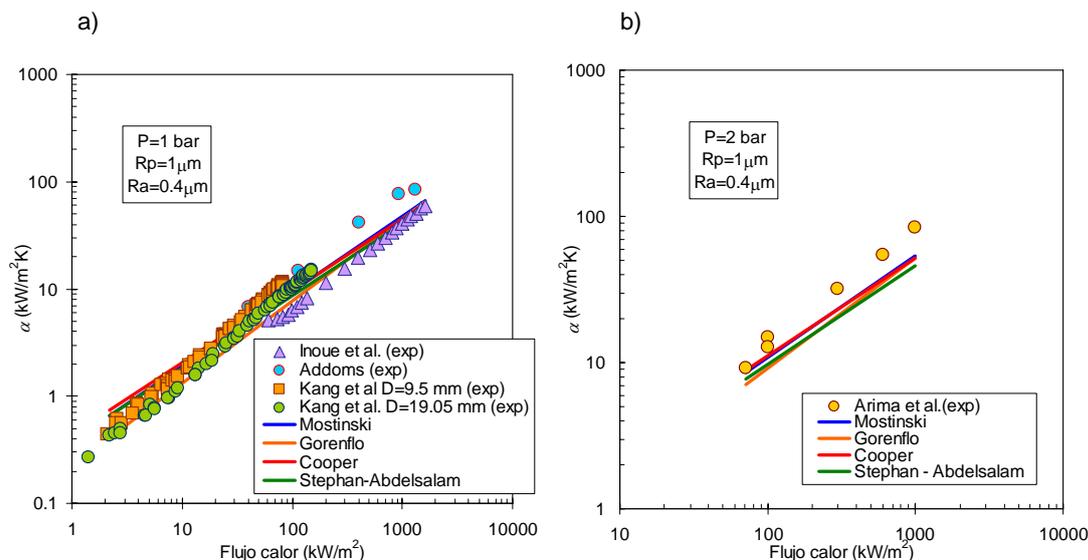


Figura 3.1. a) Comparación de los datos experimentales Inoue et al. (2002a) y de Inoue et al. (2002b), Addoms (1948) y los datos de Kang (2000) en comparación con los modelos analizados. b) Comparación de los datos experimentales de Arima et al. (2003) de ebullición de agua a 2 bar, con las correlaciones consideradas.

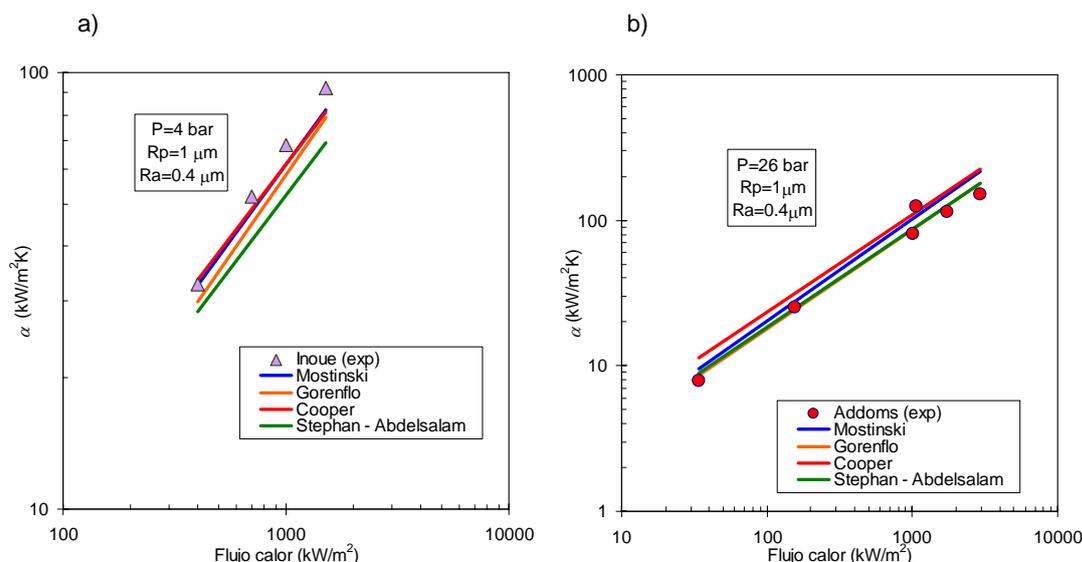


Figura 3.2. Comparación de datos experimentales de ebullición nucleada de agua de a) Inoue et al. (2002a) a 4 bar b) Addoms (1948) a 26 bar en comparación con los modelos considerados.

En la Figura 3.3 se muestran la comparación de los coeficientes de ebullición experimentales frente a las predicciones de las correlaciones para todos los datos considerados. En esta figura se incluyen los datos recopilados por Gorenflo (1997) en ebullición nucleada, que no se habían considerado hasta ahora por la imposibilidad de utilizarlos en las anteriores figuras. Como se puede apreciar la bondad de ajuste de todas las correlaciones consideradas es semejante.

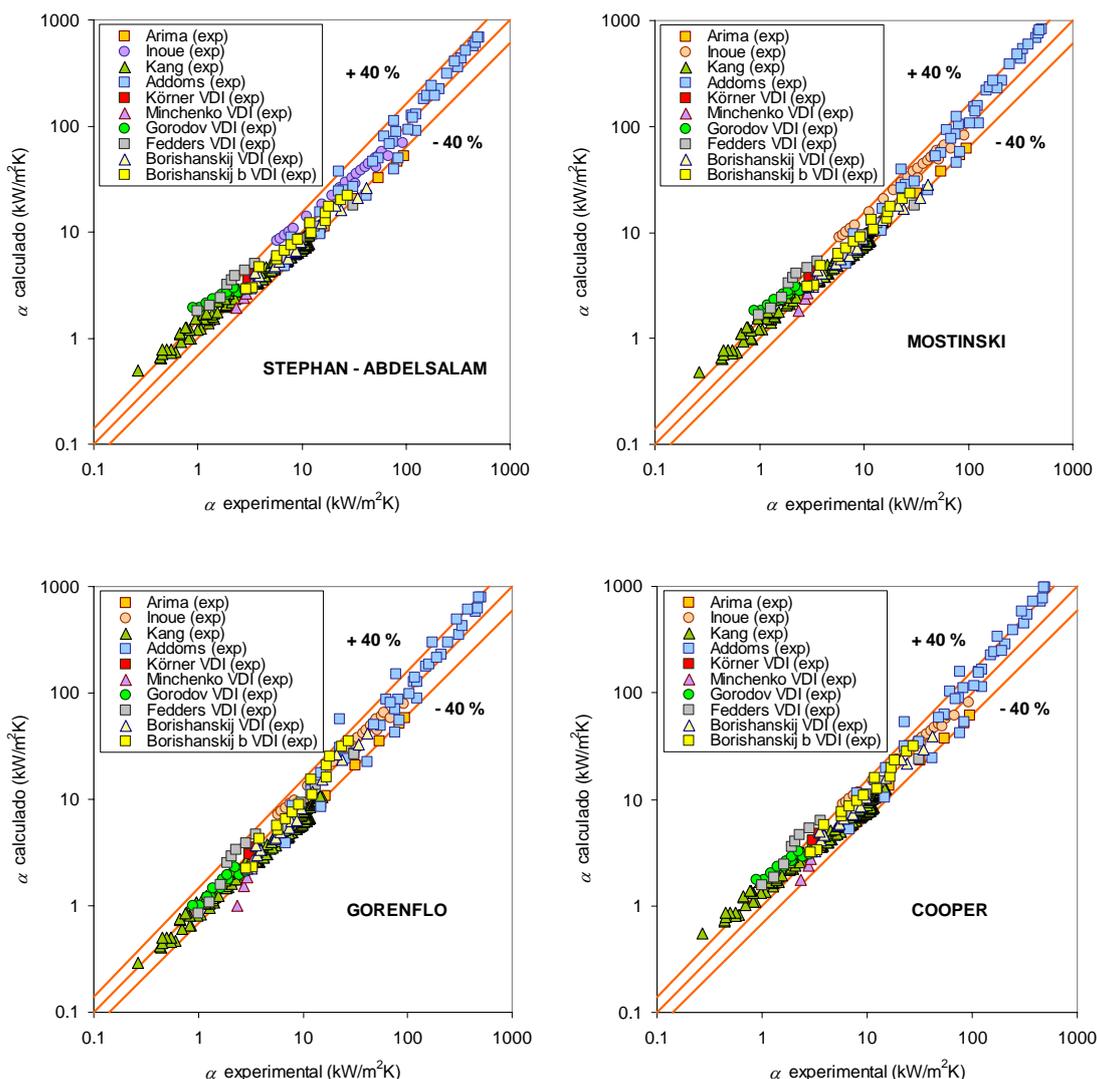


Figura 3.3. Comparación de datos experimentales de ebullición nucleada de agua de Inoue et al. (2002a) Inoue et al. (2002b), Arima et al. (2003), Kang (2000), Addoms (1948) y datos de diferentes autores recopilados por Gorenflo (1997) frente a las predicciones de las correlaciones.

En este estudio se ha visto que a pesar de que existe una cierta dispersión de las predicciones frente a los datos experimentales, la mayoría de las correlaciones predicen resultados similares, lo que provoca que, dependiendo de la fuente consultada, una correlación se ajusta mejor que otra. Atendiendo a la tendencia de las predicciones frente a los datos experimentales, la correlación de Gorenflo, que contempla la posibilidad de que el exponente  $n$

de  $\left(\frac{q''}{q_0''}\right)^{n(p_r)}$  se modifique en función de la presión, como la que mejor muestra la tendencia de

los datos experimentales.

Considerando que la mezcla amoniaco/agua es la mezcla de interés en este estudio, y que los datos de Arima e Inoue tienden a acercarse a las predicciones de la correlación de Mostinski, se ha escogido esta correlación para la modelización del fluido puro agua. De todas formas, como ya se ha dicho, las diferencias apreciadas entre las correlaciones para este fluido son escasas, por lo que puede considerarse cualquiera de ellas como válida para este fluido.

### 3.1.2. Resultados de las correlaciones con datos experimentales de amoniaco

La mayoría de datos experimentales obtenidos para el amoniaco en condiciones de ebullición en recintos cerrados se han obtenido en los años 60 y gran parte de ellos no se han publicado. Al igual que para agua, también se han recogido datos experimentales recopilados por Gorenflo (1997) en el VDI Heat Atlas, que corresponden a datos experimentales de Barthau. De datos experimentales actuales, se han encontrado los datos experimentales de Zheng et al. (2001). Este trabajo se había orientado a la obtención de coeficientes de transferencia de calor en un serpentín de tubos horizontales como reboiler, aunque para validar el procedimiento experimental obtuvieron datos experimentales de ebullición en recintos cerrados para un único tubo, donde encontraron que la correlación de Stephan y Abdelsalam (1980) se ajustaba bien a los datos experimentales obtenidos. Esta base de datos experimental se ha comparado con los datos de ebullición de amoniaco puro en los experimentos de Arima et al. (2003) e Inoue et al. (2002a) con la mezcla amoniaco/agua.

En la Figura 3.4 se representan los datos experimentales de Zheng et al. (2001), frente a las cuatro correlaciones seleccionadas. Como puede verse en las figuras la correlación de Stephan y Abdelsalam se ajusta muy bien a los resultados experimentales mientras que las demás predicen coeficientes muy superiores. También se puede apreciar que las diferencias en las predicciones de las correlaciones son superiores a las observadas en agua.

Presiones cercanas a 15 bar son de interés en este trabajo, considerando las presiones típicas en los sistemas de absorción. La única fuente disponible de datos para esta presión es la de Arima et al. (2003), y las predicciones de estas correlaciones se muestran en la Figura 3.5. Se puede apreciar que la tendencia de la curva para flujos de calor bajos tiende a acercarse a la correlación de Stephan y Abdelsalam (1980), mientras que para flujos superiores, Mostinski ofrece mejores resultados en las predicciones.

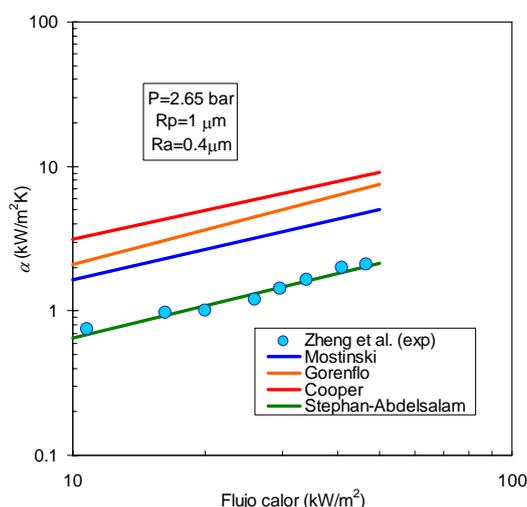


Figura 3.4. Predicción de las correlaciones para amoniaco frente a los datos experimentales de Zheng et al. (2001) en tubos horizontales.  $P=2.65$  bar.

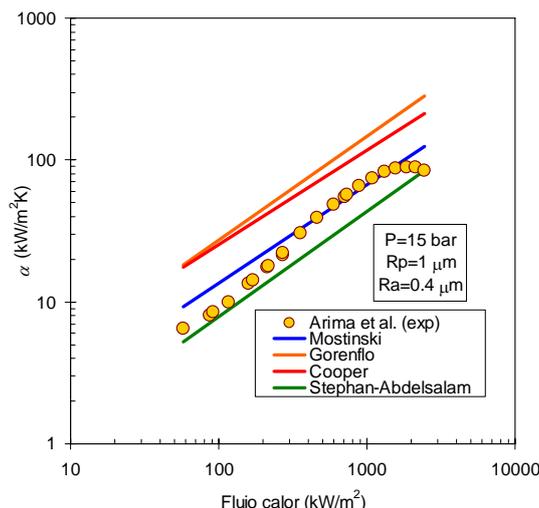


Figura 3.5 Predicción de las correlaciones consideradas en comparación con datos experimentales de Arima et al. (2003), obtenidos en una superficie plana, P= 15 bar.

En la Figura 3.6 a) se presenta la comparación de los datos experimentales de Inoue et al. (2002a) e Inoue et al. (2002b) obtenidos en un hilo de platino, un único dato de Barthau obtenido de los datos recopilados por Gorenflo (1997). En primer lugar cabe destacar que entre los datos experimentales de Barthau y de Zheng a pesar de haber sido obtenidos en las mismas condiciones, estos autores obtienen experimentalmente valores muy diferentes. Este hecho puede deberse al tipo de superficie empleada en los experimentos, aunque sin embargo llama la atención la precisión con la cual la correlación de Stephan y Abdelsalam es capaz de reproducir los datos experimentales de Zheng et al. (2001). Para datos cercanos a 7 bar sin embargo, Figura 3.6 b), se puede apreciar una cierta continuidad de las experiencias de Inoue et al. (2002a), e Inoue et al. (2002b), con los datos de Zheng et al. (2001).

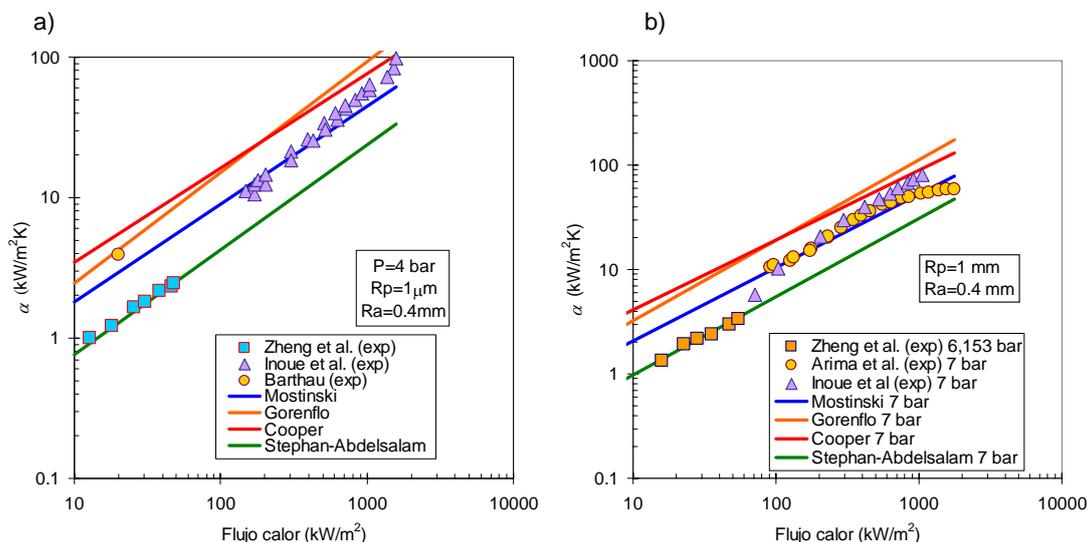


Figura 3.6. Predicción de las correlaciones consideradas frente a los datos experimentales a de Zheng et al. (2001), Barthau (Gorenflo (1997)), Inoue et al. (2002a) y Arima et al. (2003). a) Presión 4 bar b) 6.153<Presión<7 bar.

Estas diferencias encontradas entre los resultados experimentales de los distintos autores considerados, confirman que serían necesarios más datos experimentales sobre el proceso de ebullición nucleada de amoníaco. En la Figura 3.7 se muestra la predicción de las correlaciones para todas las experiencias de amoníaco consideradas. En esta figura se puede apreciar que la correlación de Stephan y Abdelsalam (1980), tiende a dar valores inferiores que los experimentales, y las correlaciones de Cooper (1984) y Gorenflo (1997) tiende a dar valores superiores. La correlación de Mostinski (1963), sin embargo, tiende a predecir bastante bien los datos experimentales de Arima y de Inoue, aunque tiene tendencia a dar valores superiores en las condiciones de flujos de calor bajos. Con los datos experimentales disponibles se puede concluir que la correlación de Mostinski es la más indicada para calcular el coeficiente de ebullición con tubos horizontales, a pesar de que la capacidad de predicción de las correlaciones se puede considerar como mala, en comparación con las predicciones en agua.

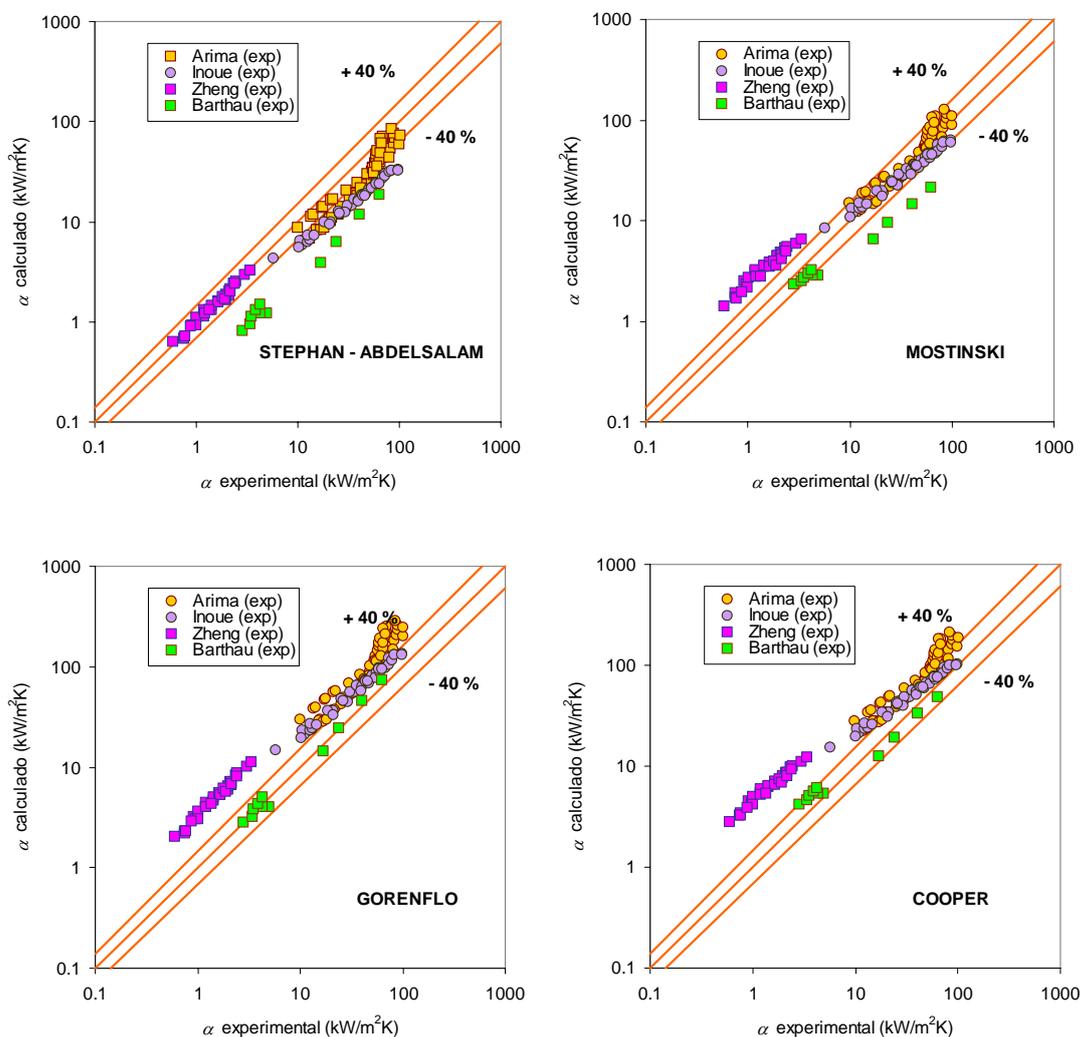


Figura 3.7. Comparación de datos experimentales de ebullición nucleada de agua de Inoue et al. (2002a) Inoue et al. (2002b), Arima et al. (2003) y datos de diferentes autores recopilados por Gorenflo (1997) frente a las predicciones de las correlaciones consideradas.

### **3.1.3. Resultados y discusión de las predicciones de las correlaciones en su aplicación a la mezcla amoniaco/agua**

Como ya se ha dicho, se han encontrado tres referencias del mismo grupo investigador donde se obtienen datos experimentales de ebullición en recintos cerrados de la mezcla amoniaco/agua, estas son Inoue et al. (2002a), Inoue et al. (2002b) y Arima et al. (2003). En estas referencias, se comenta la existencia de datos anteriores de ebullición de la mezcla amoniaco/agua, datos obtenidos por Filatkin (1969), de los que no se ha dispuesto.

En el estudio de Inoue et al. (2002a) e Inoue et al. (2002b), se midieron coeficientes de transferencia de calor en ebullición de mezclas binarias en un filamento de platino de 0.3 mm de diámetro y una longitud de 37 mm horizontal a presiones de 4 y 7 bar, y con flujos de calor inferiores a 2000 kW/m<sup>2</sup> en todo el intervalo de fracción másica de amoniaco.

En el estudio de la ebullición en recintos cerrados realizada por Arima et al. (2003), se obtuvieron datos experimentales de ebullición para una superficie plana de plata. Los ensayos incluían datos experimentales para rangos de concentración superiores al 50 % de amoniaco para tres presiones de 7, 10 y 15 bar, y datos experimentales para tres presiones de 2, 4 y 7 bar para concentraciones inferiores al 30 %.

La principal conclusión de la serie de trabajos realizada por el grupo investigador, ha sido la de manifestar la incapacidad de las correlaciones actuales de predecir el comportamiento de los coeficientes de ebullición de la mezcla amoniaco/agua.

Para hacer la comparación de las predicciones de las correlaciones, se seleccionaron las correlaciones de Schlünder (1982), Thome y Shakir (1987), y Fujita y Tsutsui (1997). En la Figura 3.8 se muestra la comparación de los datos experimentales de Arima et al. (2003) con datos experimentales de ebullición de la mezcla amoniaco/agua a presiones de 7 y 15 bar. Como puede verse en las figuras, para concentraciones altas de amoniaco la correlación de Schlünder es la que mejor sigue la tendencia de los resultados experimentales. Para presiones de 7 bar, sin embargo, la predicción de la correlación de Schlünder tiende a dar valores superiores, a pesar de que es la correlación que más se acerca a la predicción de los datos experimentales.

Las correlaciones de Thome y Shakir y las correlaciones de Fujita y Tsutsui predicen resultados muy similares y, como puede verse en Figura 3.8, pero sin embargo, a concentraciones altas de amoniaco las correlaciones predicen un coeficiente de ebullición inferior al experimental y tampoco siguen la tendencia de los datos experimentales. La dependencia de estas correlaciones de la diferencia entre la temperatura de rocío y la temperatura de burbuja lleva a pronosticar un mínimo del coeficiente de ebullición muy próximo al amoniaco puro, que les aparta de la tendencia de los resultados experimentales.

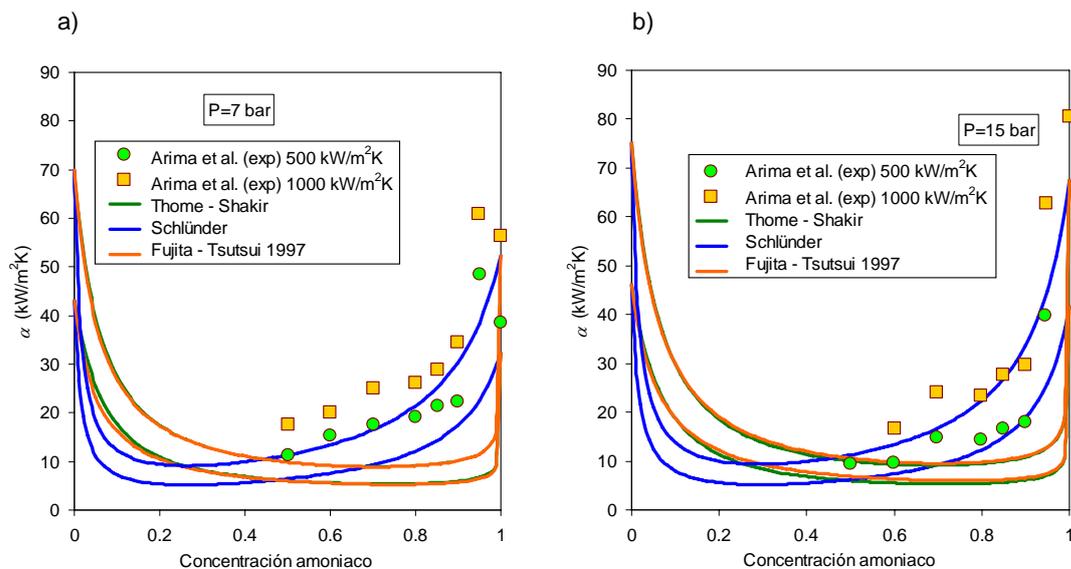


Figura 3.8. Comparación de los datos experimentales de Arima et al. (2003) Presiones de 7 bar y 15 bar con las predicciones de las correlaciones consideradas.

Para concentraciones de amoníaco inferiores al 30 %, Figura 3.9, al contrario que para concentraciones altas se puede apreciar como la correlación de Schlünder ofrece una tendencia que no se corresponde con los resultados experimentales observados y en este caso mejora el comportamiento de las correlaciones de Thome y Shakir y la correlación Fujita y Tsutsui de 1997, aunque la reducción de los coeficientes no es en ningún momento la que predicen estas correlaciones.

Como se ha visto, las dos tendencias de las correlaciones existentes (Schlünder (1982) por un lado, y Thome y Shakir (1987) y Fujita y Tsutsui (1997) por otro) muestran un comportamiento muy diferente entre si. Los errores en las predicciones se atribuyeron a que las dos tendencias en las correlaciones existentes hasta ahora, pretenden reducir el coeficiente ideal de transferencia de calor en ebullición nucleada por medio de términos que, o bien son dependientes de la diferencia de concentraciones o dependientes de la diferencia de temperaturas de burbuja y de rocío.

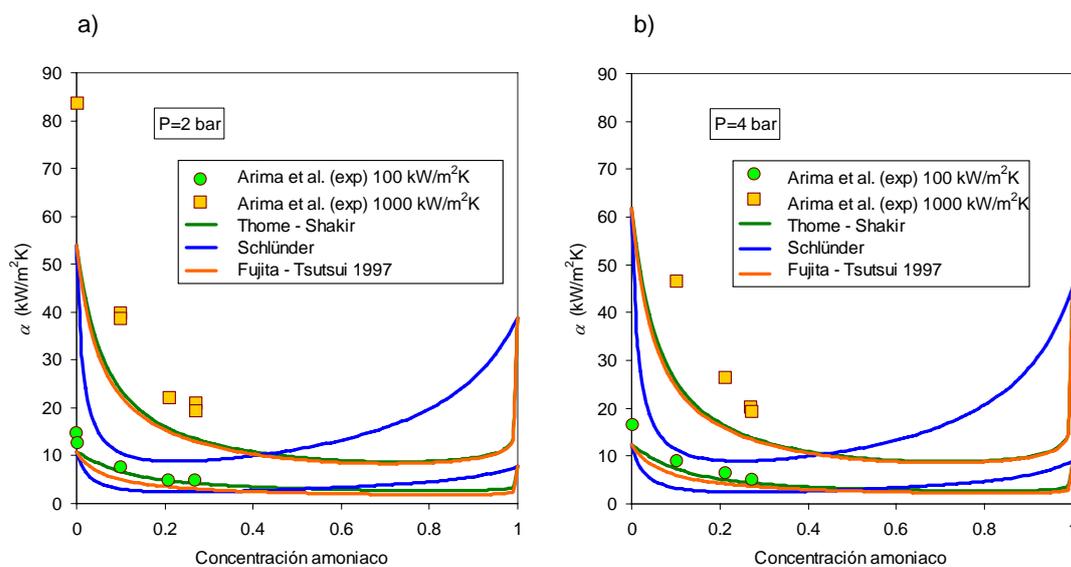


Figura 3.9. Comparación de los datos experimentales con las predicciones de Thome, Schlünder y Fujita para concentraciones inferiores al 30 %. Datos a 2 y 4 bar. Flujos de calor de 100 y 1000 kW/m<sup>2</sup>.

Inoue et al. (2002a) e Inoue et al. (2002b) mostraron las grandes diferencias que se obtienen para el caso de esta mezcla en los cálculos del coeficiente de ebullición nucleada, debido a que los máximos se encuentran en concentraciones diferentes. Para mostrar estas diferencias, en la Figura 3.10 se ha representado la curva de equilibrio de la mezcla amoniaco/agua a 1 bar, y la representación de la diferencia de temperaturas entre burbuja y rocío, y la diferencia de concentraciones entre el líquido y el vapor, donde se puede apreciar que los máximos de estas diferencias se encuentran muy desplazados entre sí. Asimismo Inoue et al, hicieron una comparación con el resto de las mezclas estudiadas en ebullición nucleada, mostrando como la mezcla amoniaco/agua puede ser considerada como una mezcla singular.

En la Figura 3.11 se muestran los datos experimentales de la curva completa de ebullición de amoniaco a 4 bares, publicado por Inoue et al. (2002b). En este caso los datos experimentales corresponden a una presión de 4 bar y flujos de calor de 400 y 1000 kW/m<sup>2</sup>. Como puede verse en la figura, a bajas concentraciones de amoniaco, la correlación de Schlünder, por su dependencia de la diferencia de concentraciones del equilibrio líquido/vapor, predice coeficientes más bajos que las correlaciones de Thome y Shakir, y Fujita y Tsutsui alejándose mucho de los datos experimentales. Para esta presión, se observa también que se separan las predicciones de las correlaciones Thome y Shakir y Fujita y Tsutsui.

Los datos experimentales muestran que el coeficiente de transferencia de calor en ebullición nucleada tiene una fuerte dependencia de la concentración de amoniaco, y el mínimo del coeficiente de transferencia de calor se tiene a concentraciones medias, frente a las predicciones de las correlaciones, que predicen este mínimo a altas o bajas concentraciones de acuerdo con la dependencia de las correlaciones en la diferencia de concentraciones o la diferencia de temperaturas.

En la Figura 3.12 se muestran los resultados de las predicciones de las correlaciones de ebullición nucleada de mezclas, considerando todos los datos de ebullición nucleada de la mezcla amoniaco/agua presentados por Arima et al. (2003), Inoue et al. (2002a) e Inoue et al. (2002b). Como se puede apreciar, todas las correlaciones consideradas tienen errores en las predicciones en algunos casos excesivos, mostrando que no son capaces de explicar el comportamiento de la mezcla en función de la concentración. De entre todas las correlaciones consideradas, la correlación de Schlünder (1982) es la que más se acerca a los datos experimentales, aún con grandes diferencias en parte de los datos considerados.

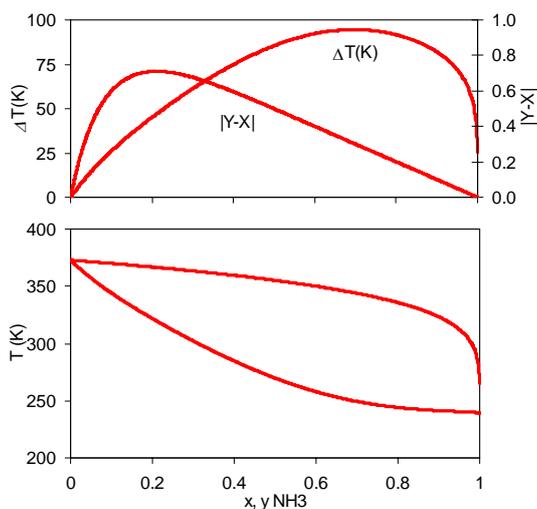


Figura 3.10. Diagrama de fases de la mezcla amoniaco/agua a la presión de 1 bar.

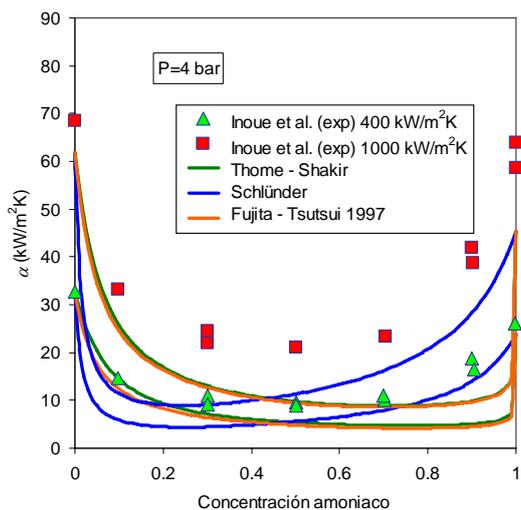


Figura 3.11. Comparación de los datos experimentales con las predicciones de Thome y Shakir (1987), Schlünder (1982) y Fujita y Tsutsui (1997) para concentraciones inferiores al 30 % de amoníaco. Datos a 2 y 4 bar. Flujos de calor de 400 y 1000 kW/m<sup>2</sup>.

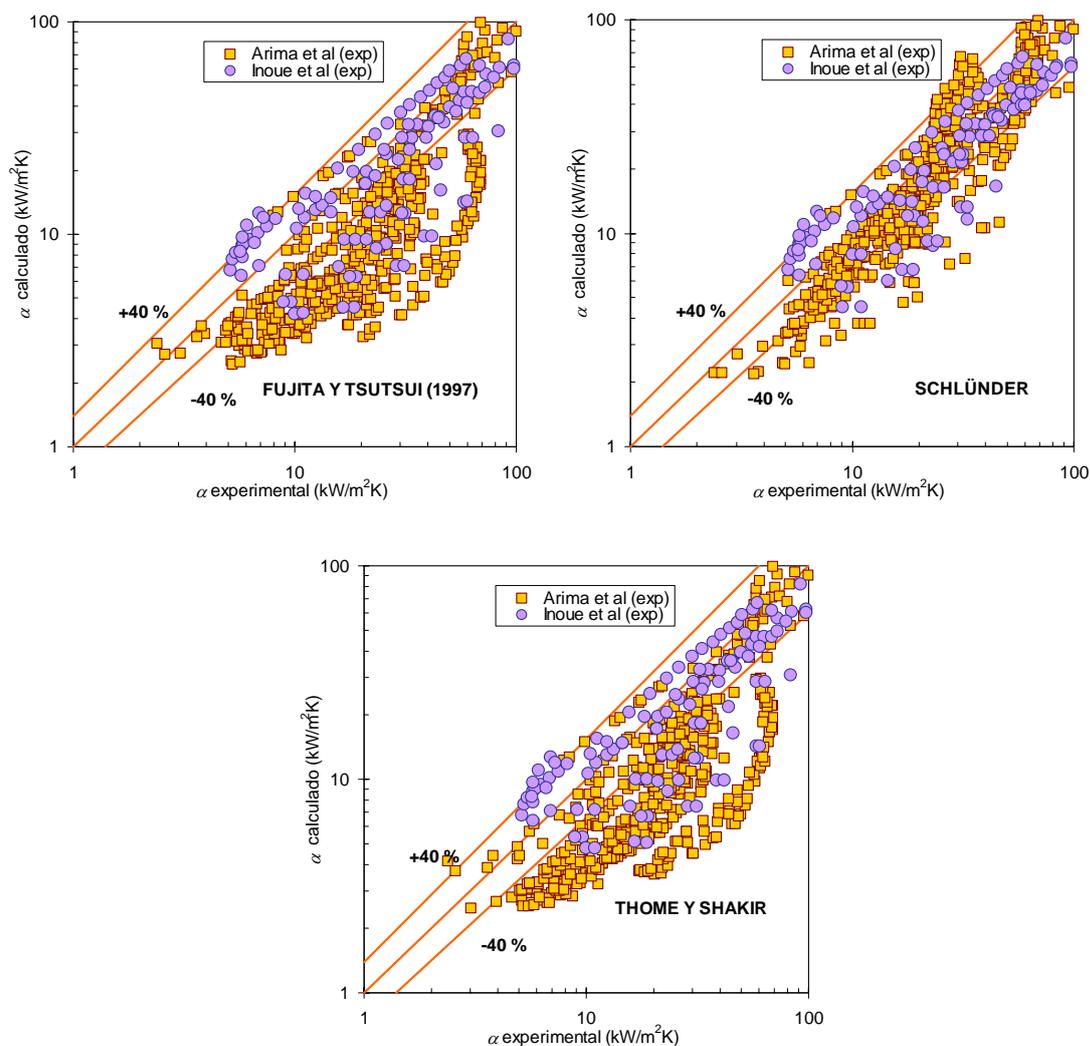


Figura 3.12. Comparación de los datos experimentales de Arima et al. (2003), Inoue et al. (2002a) e Inoue et al. (2002b) con las predicciones de Thome y Shakir (1987), Schlünder (1982) y Fujita y Tsutsui (1997)

### 3.1.4. Correlación propuesta para el cálculo de los coeficientes de ebullición de la mezcla en recintos cerrados.

Dado que todas las correlaciones analizadas en este trabajo, y las correlaciones analizadas por Arima et al. (2003), Inoue et al. (2002a), y Inoue et al. (2002b) fallan en la predicción de los coeficientes de ebullición, se ha propuesto una nueva correlación, que es aplicable a la mezcla, obteniendo unos resultados que claramente mejoran las predicciones.

Como se ha visto hasta ahora, todas las correlaciones muestran su tendencia a marcar un mínimo en el coeficiente en uno u otro extremo de la concentración dependiendo de la diferencia de concentraciones entre el líquido y el vapor, o de la diferencia de temperaturas entre el punto de burbuja o el punto de rocío. Se puede apreciar también, que la correlación que mejor predice los coeficientes de ebullición de la mezcla para concentraciones altas de amoníaco es la correlación de Schlünder, y para concentraciones bajas es la correlación de Thome la que mejor se ajusta a los datos experimentales.

El modelo propuesto en este trabajo aúna las características de las correlaciones de Thome y Shakir y la correlación de Schlünder en una sola. La idea propuesta consiste en darle mayor importancia a la correlación de Thome y Shakir en la zona de concentración baja de amoníaco (lejos del mínimo de esta correlación), y dar mayor importancia en la zona de concentraciones altas de amoníaco a la correlación de Schlünder (lejos también del mínimo de esta correlación). El resultado es una correlación que predice una reducción de los coeficientes mucho más suave que las mismas por separado, y que explica mejor el efecto de la concentración de la mezcla en los coeficientes de ebullición nucleada. Para ello, se ha utilizado un nuevo coeficiente A que se ve ponderado por el título de vapor. El factor K necesario para la ecuación Eq.(3.1) se calcula por medio de la Eq. (3.2).

En la Figura 3.13 se muestra el ajuste de la nueva correlación propuesta para flujos de calor inferiores a 1000 kW/m<sup>2</sup>K. Como se puede apreciar el ajuste de las correlaciones puede ser considerado como excelente, incluso considerando que para el caso de estos datos experimentales, los fluidos puros han sido difíciles de correlacionar.

$$\frac{\alpha_{pool}}{\alpha_{id}} = \frac{1}{1+K} \quad \text{Eq. (3.1)}$$

$$K = A(x) \frac{\alpha_{id}}{q''} (T_{sat,1} - T_{sat,2}) (\tilde{y}_1 - \tilde{x}_1) \left[ 1 - \exp\left(\frac{B_0 q''}{\rho_L h_{LV} \beta_L}\right) \right] + A(1-x) \frac{\alpha_{id}}{q''} \Delta T_{bp} \left[ 1 - \exp\left(\frac{B_0 q''}{\rho_L h_{LV} \beta_L}\right) \right] \quad \text{Eq. (3.2)}$$

El valor del parámetro A de la ecuación Eq. (3.2) que mejor ajusta todos los valores se ha encontrado es el valor 0.5. En el caso del parámetro  $\frac{B_0}{\beta_L}$ , Schlünder (1982) y Thome y Shakir (1987), utilizan diferentes valores del mismo. Las diferencias entre uno y otro son pequeñas, se ha escogido el valor  $\frac{B_0}{\beta_L} = 5 \cdot 10^3 \left[ \frac{s}{m} \right]$  recomendada por Schlünder.

En la Figura 3.14 se muestran los resultados obtenidos por la correlación propuesta para todos los datos experimentales considerados en las anteriores gráficas. La tendencia de las curvas se ajusta mejor a los datos experimentales y se ha podido apreciar que en los extremos de todas las curvas la influencia de la predicción de los fluidos puros es importante, decayendo su importancia para concentraciones medias.

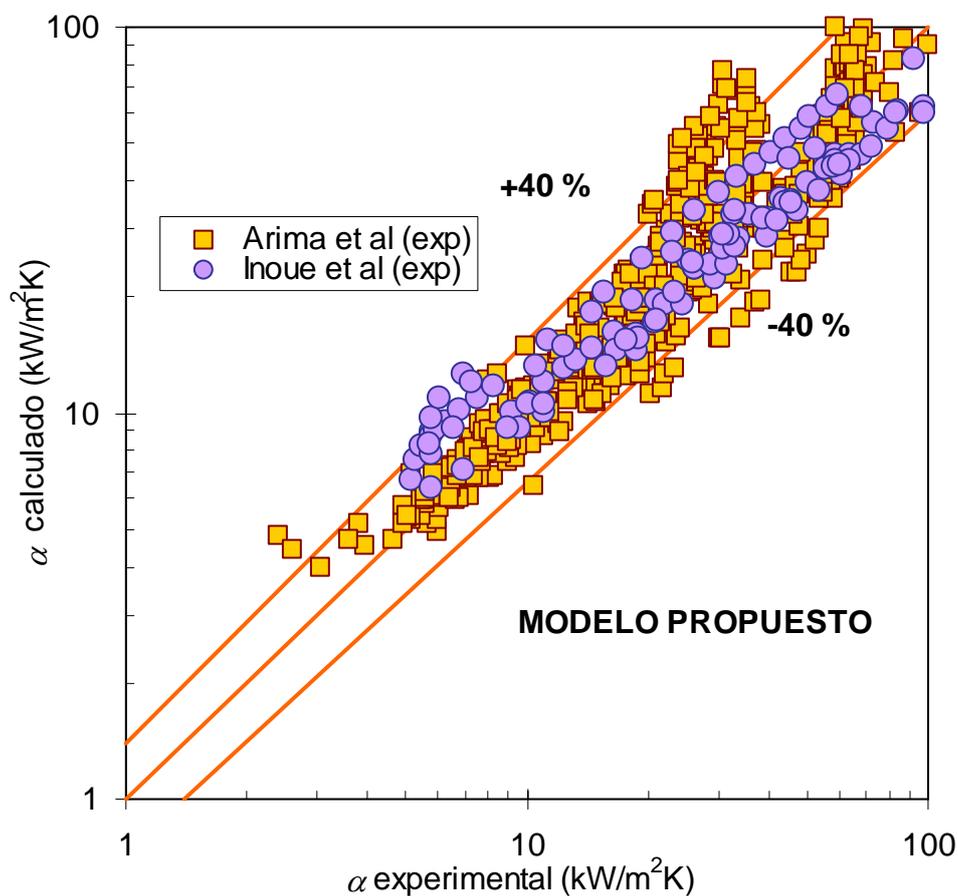


Figura 3.13. Comparación de las predicciones de la correlación propuesta con los datos experimentales de Arima et al. (2003), Inoue et al. (2002a) y Inoue et al. (2002b).

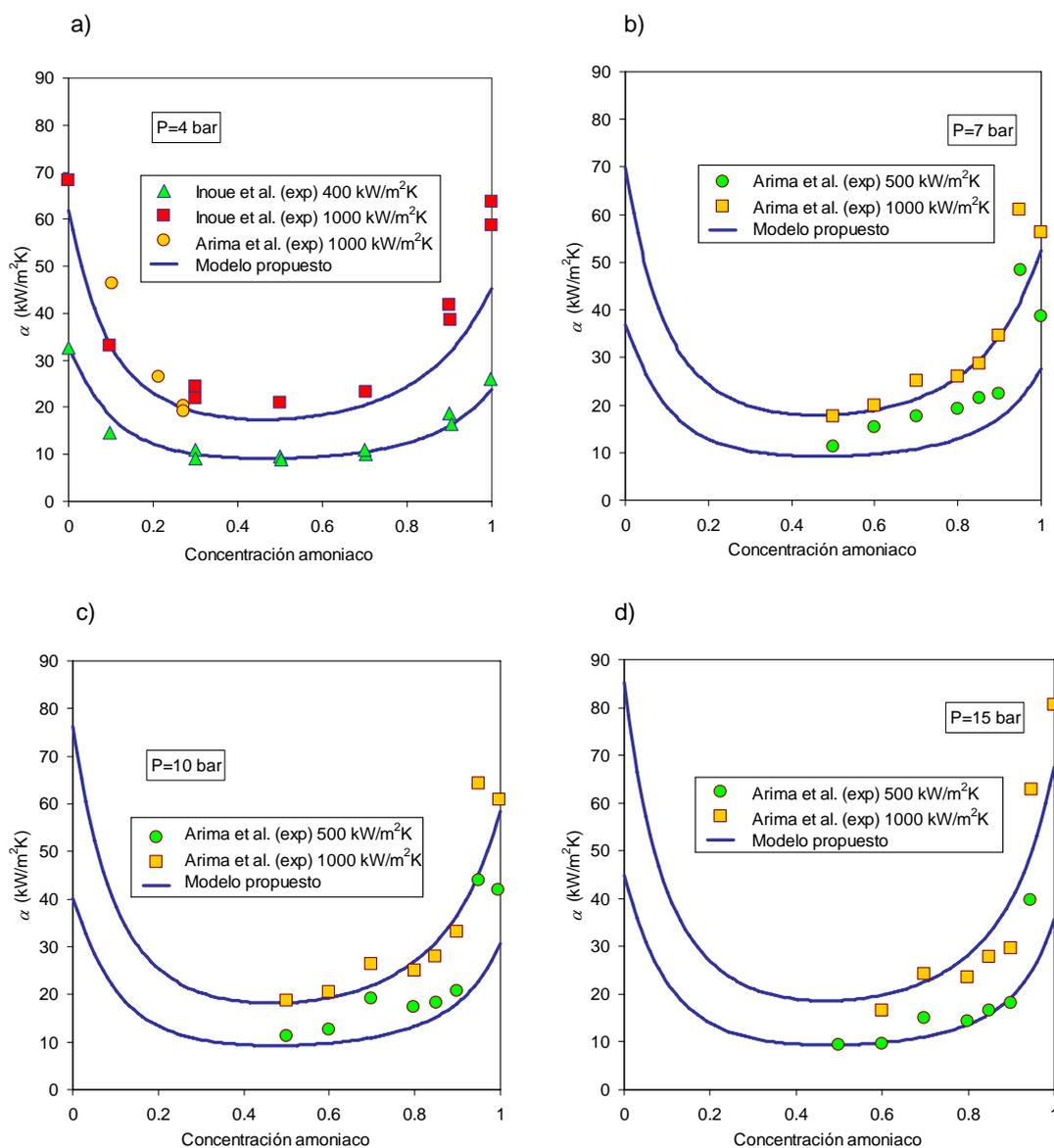


Figura 3.14. Resultados de la nueva correlación propuesta en comparación con los datos considerados de ebullición de la mezcla amoníaco/agua. a) Presión 4 bar. b) Presión 7 bar. c) Presión 10 bar. d) Presión 15 bar.

## 3.2. Ebullición forzada

Las correlaciones de ebullición de fluidos puros calculan dos efectos de ebullición en los coeficientes de transferencia de calor: ebullición nucleada y ebullición convectiva. El término de ebullición nucleada se suele calcular con correlaciones de ebullición en recintos cerrados, y el término convectivo de la correlación se calcula por medio de correlaciones de simple fase, aumentadas por un factor F de aumento de la ebullición convectiva, dependiente del título de vapor.

En los estudios de ebullición de mezclas, se ha mostrado como principalmente la reducción de los coeficientes de transferencia de calor se produce principalmente en la zona de influencia de la ebullición nucleada. Como ejemplo, Jung et al. (1989) manifiesta que en la zona de ebullición convectiva la reducción de los coeficientes puede considerarse que en torno a un 80% se debe al empeoramiento de las propiedades termofísicas, mientras que el 20% restante se debe a los fenómenos de resistencia a la transferencia de masa por fenómenos de difusión. Este hecho explica porque algunos modelos de mezclas utilizan correlaciones planteadas para fluidos puros, corrigiendo el término de ebullición nucleada con correlaciones de ebullición de mezclas en recintos cerrados, y no incluyen ninguna corrección de los términos de ebullición convectiva.

### 3.2.1. Resultados de las correlaciones con datos experimentales de agua

La mayoría de estudios de ebullición forzada realizados en los últimos años con agua como fluido, se han centrado en ensayar el fluido en flujos críticos de ebullición. El principal interés del agua como fluido refrigerante es la tecnología nuclear donde la densidad de flujo de calor a disipar es alta. Para flujos de calor algo más moderados, se han encontrado los datos experimentales de Bennett et al. (1961), los datos experimentales de Collier et al. (1964), y la referencia de Kenning y Cooper (1989).

Kenning y Cooper (1989), publicaron datos experimentales de ebullición de agua en dos tubos verticales de 9.6 y 14.4 mm de diámetro interior. Las principales conclusiones que encontraron al trabajo fueron que la correlación de Chen predecía bien el comportamiento del fluido en la zona de flujo anular y que los efectos de la ebullición nucleada y la ebullición convectiva no eran aditivos. Los flujos ensayados por estos autores son flujos de calor de entre 20 y 300 kW/m<sup>2</sup>, que pueden considerarse flujos moderados, y flujos másicos de 65 a 300 kg/m<sup>2</sup>s. En este estudio se muestran una gran cantidad de datos experimentales de ebullición y se hace una revisión bibliográfica de correlaciones. Con respecto a la revisión bibliográfica observaron que en condiciones de ebullición convectiva, las correlaciones mostraban un buen comportamiento, mientras que el efecto del flujo de calor en la predicción de los coeficientes de ebullición podía considerarse bastante malo y lo justifican considerando que siendo el flujo de calor proporcional al cubo con la diferencia de temperaturas  $\Delta T_s$ , y debido también a que existen parámetros de influencia difíciles de controlar, como los sitios de nucleación existentes en la superficie, hacen que las predicciones del cálculo de los coeficientes en ebullición tengan una incertidumbre de incluso el 200 %.

En la Figura 3.15.a) se muestran los coeficientes experimentales de ebullición de agua a diferentes flujos de calor para los datos experimentales de Kenning y Cooper (1989) (D=9.6 mm Presión= 1.6 bar G=123 kg/m<sup>2</sup>s). Para este flujo másico se puede apreciar la nula influencia del flujo de calor en los coeficientes de convección, lo que manifiesta que cuando la ebullición convectiva se muestra presente, los efectos de "aparente nucleación" desaparecen. En la Figura 3.15, se muestran el resultado de las predicciones de las correlaciones consideradas, donde se puede apreciar que tanto la correlación de Chen, como la correlación

de Shah, la correlación de Steiner y Taborek y la correlación de Kandlikar ofrecen buenos resultados en las predicciones para todas las condiciones de flujo de calor y flujo másico consideradas en este estudio. Con comportamientos erráticos se muestra la correlación de Jung, que para todos los casos considerados ofrece valores superiores a los experimentales y las correlaciones de Liu y Winterton, Gungor y Winterton y la correlación de Wadekar, que no muestran la tendencia de los datos experimentales y los errores en las predicciones son grandes. También sirve este grupo de figuras para manifestar que las correlaciones de Shah, Kandlikar y la correlación de Chen, tienden a aumentar el valor de la predicción de los coeficientes de ebullición conforme el flujo de calor aumenta, algo no apreciado en los experimentos, como ya se pudo apreciar en la Figura 3.1.a). Aún con este comportamiento no observado, estas correlaciones son capaces de hacer una buena predicción de los coeficientes.

La segunda referencia analizada corresponde a los datos de Bennett et al. (1961) que corresponden a datos experimentales obtenidos en un tubo vertical de 9.5 mm de diámetro interior, calentado eléctricamente. Estos experimentos se centraron en analizar el comportamiento del flujo de calor, flujo másico y título de vapor, de los cuales graficaron parte de los datos experimentales obtenidos.

En la Figura 3.16 se muestran dos gráficas para un mismo flujo de calor de  $400 \text{ kW/m}^2$  y diferentes flujos másicos de  $150$  y  $290 \text{ kg/m}^2\text{s}$ . De las correlaciones consideradas y comparando las dos gráficas se aprecia como tanto la correlación de Kandlikar como la correlación de Steiner y Taborek tienden a acercarse al comportamiento del fluido, y de entre ellas, la correlación de Kandlikar tiende a ofrecer mejor tendencia con la predicción, aunque tiende a sobrevalorar los coeficientes de transferencia de calor. Se aprecia también como la correlación de Jung et al. muestra un buen comportamiento con el flujo másico, aunque tiende a dar valores superiores a los experimentales.

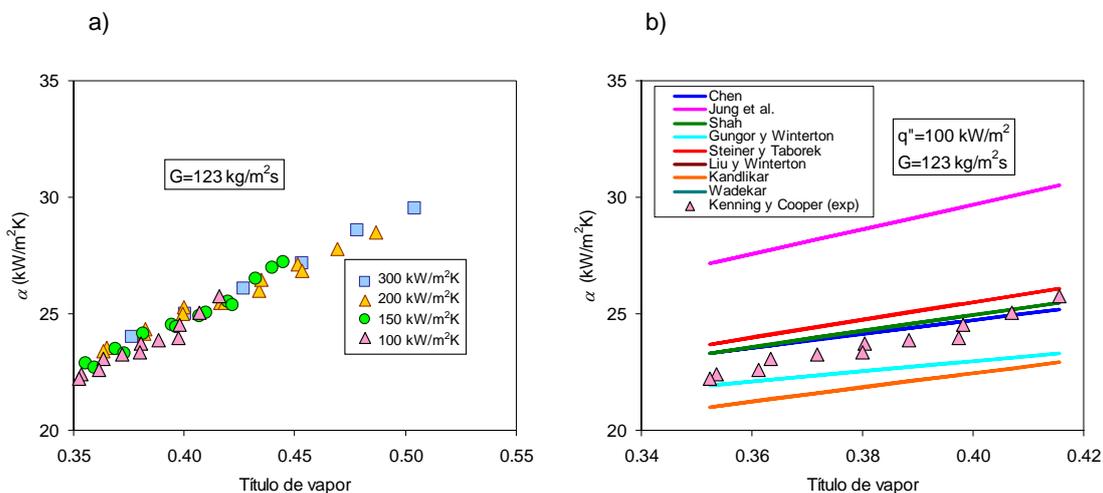
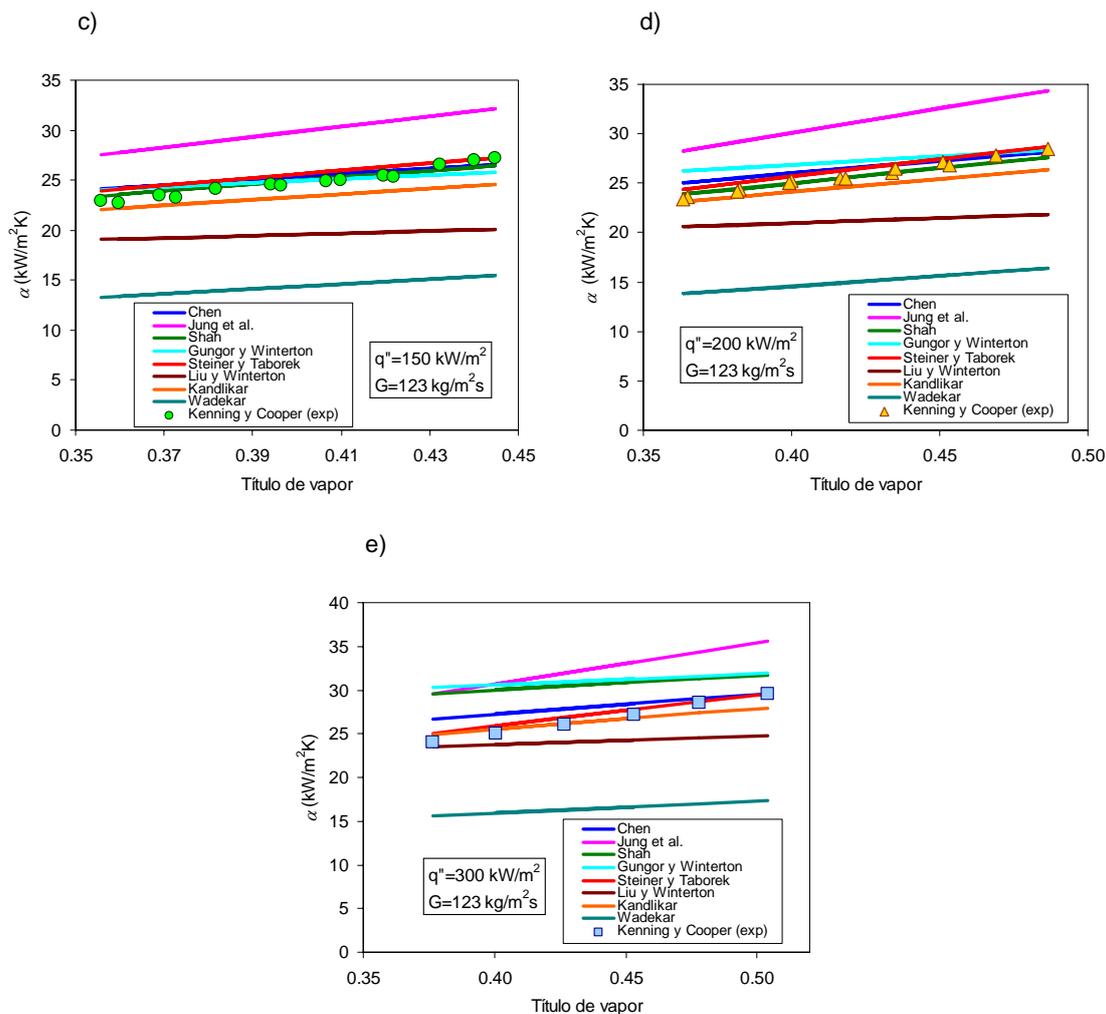


Figura 3.15. Datos experimentales de ebullición de Kenning y Cooper (1989) ( $D=9.6 \text{ mm}$  Presión=  $1.6 \text{ bar}$   $G=123 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ). a) Resultados experimentales con diferentes flujos de calor de  $100$  hasta  $300 \text{ kW/m}^2$ . b) Predicción de las correlaciones a  $100 \text{ kW/m}^2$ . **(Continúa en la página siguiente)**



(Continuación) Figura 3.15 Datos experimentales de ebullición de Kenning y Cooper (1989) ( $D=9.6 \text{ mm}$  Presión= 1.6 bar  $G=123 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ). c) Predicción de las correlaciones a  $150 \text{ kW/m}^2$ . d) Predicción de las correlaciones a  $200 \text{ kW/m}^2$ . e) Predicción de las correlaciones a  $300 \text{ kW/m}^2$ .

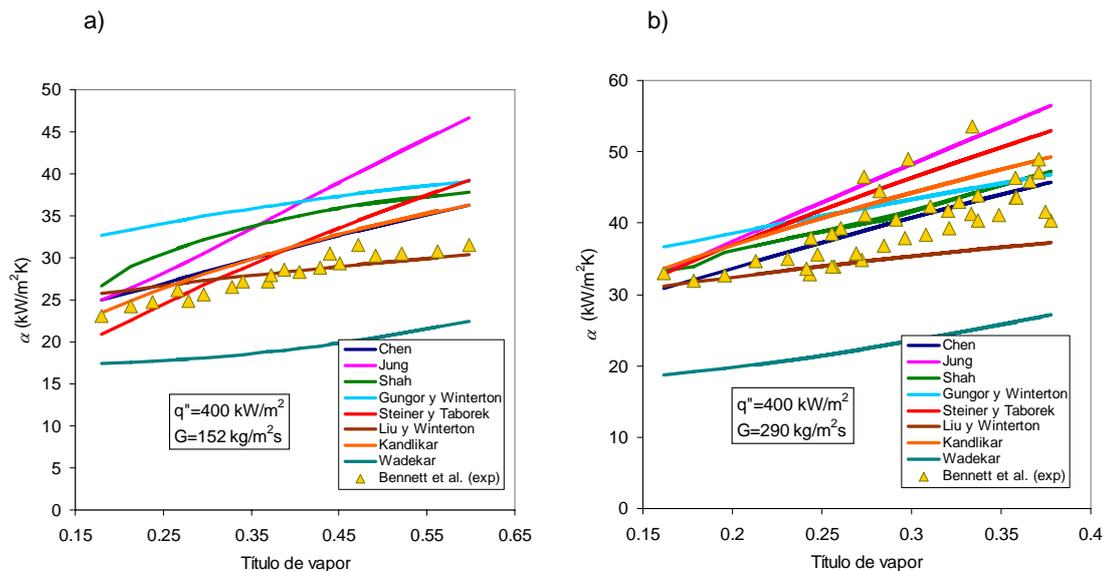


Figura 3.16. Resultados experimentales frente a las predicciones de las correlaciones consideradas para los datos de Bennett et al. (1961) Diámetro 9.5 mm, presión media de 1.7 bar, flujo calor  $400 \text{ kW/m}^2$ . a) flujo másico  $152 \text{ kg/m}^2\text{s}$  b) flujo másico  $290 \text{ kg/m}^2\text{s}$ .

La tercera referencia corresponde a datos experimentales de Collier et al. (1964) obtenidos para un tubo de 16.13 mm de diámetro interior con flujos máscicos de 135 y 257 kg/m<sup>2</sup>s, con flujos de calor de 200 y 400 kW/m<sup>2</sup> respectivamente. En la Figura 3.17 se muestran los resultados de las predicciones. Los datos experimentales muestran como la correlación de Kandlikar si bien tiende a ofrecer valores superiores a los experimentales la tendencia de las predicciones es la adecuada. Se aprecia también como para títulos de vapor bajos, incluso esta correlación tiende a predecir el comportamiento del fluido.

En la Figura 3.18 se muestran las predicciones de los distintos modelos para los datos experimentales de Collier et al. (1964) Bennett et al. (1961) y Kenning y Cooper (1989). Como se puede apreciar para el caso del agua, asimismo como sucede en ebullición nucleada, el comportamiento de las correlaciones se encuentra bastante igualado. Un análisis más minucioso muestra como para el caso de la correlación de Jung et al. y la correlación de Steiner y Taborek, los valores de las predicciones muestran coeficientes superiores a los experimentales, y para el caso de la correlación de Kandlikar, y la correlación de Shah tienen unas gráficas de error muy parecidas. El error medio observado decide que la correlación de Kandlikar como adecuada para el cálculo de coeficientes de transferencia de calor. De todas las correlaciones consideradas, tanto la correlación de Liu y Winterton como la correlación de Gungor y Winterton, se alejan del comportamiento de los datos experimentales, y las predicciones tienden a establecer errores de cálculo superiores. En el caso de la correlación de Wadekar, las predicciones de los coeficientes son inferiores a los experimentales.

Los datos experimentales de Bennett et al. (1961), Collier et al. (1964) y Kenning y Cooper (1989) muestran como el comportamiento de las correlaciones es muy parejo para el caso del fluido puro agua en ebullición forzada. Con las tres referencias consideradas parece adecuado considerar la correlación de Kandlikar como la correlación adecuada para calcular coeficientes de transferencia de calor en ebullición forzada para este fluido, aunque tanto la correlación de Steiner y Taborek como las correlaciones de Shah y la correlación de Kandlikar tienden a dar valores similares en las predicciones.

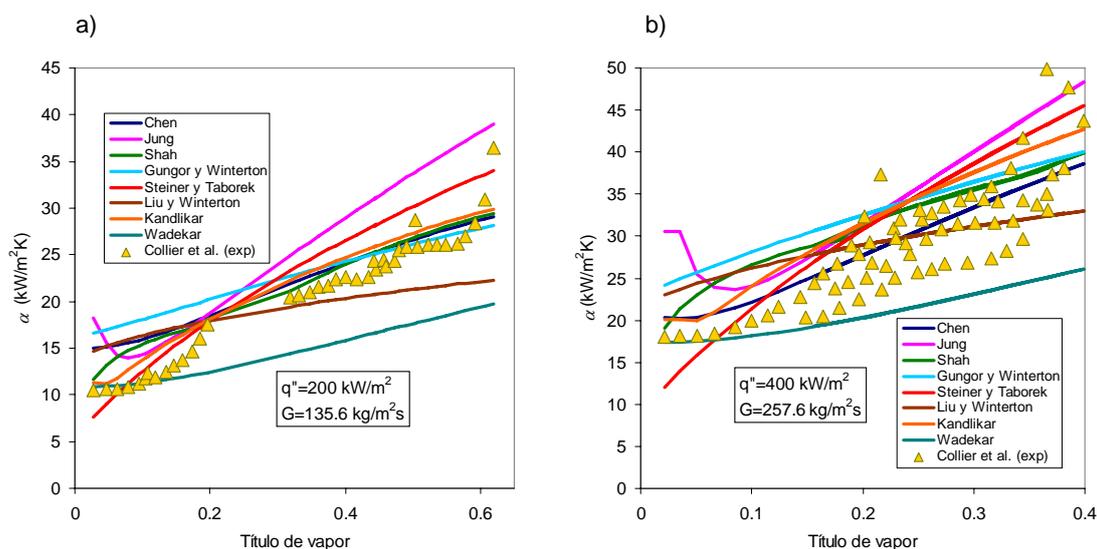


Figura 3.17. Datos experimentales de Collier et al. (1964) obtenidos en un tubo vertical de 16.13 mm de diámetro interior. a) Flujo calor 200 kW/m<sup>2</sup>, flujo máscico 135.6 kg/m<sup>2</sup>s. b) Flujo calor 400 kW/m<sup>2</sup>, flujo máscico 257.6 kg/m<sup>2</sup>s.

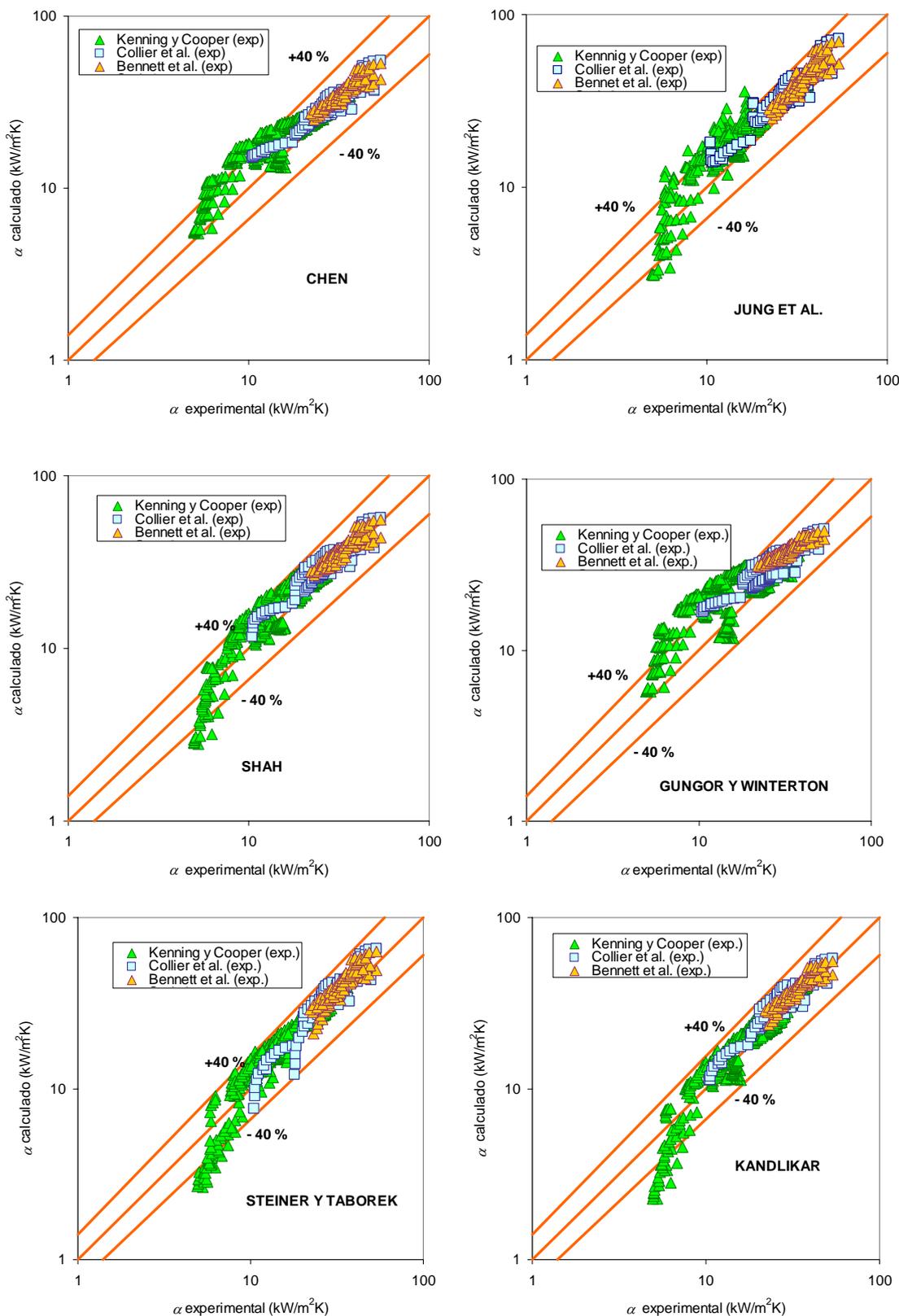
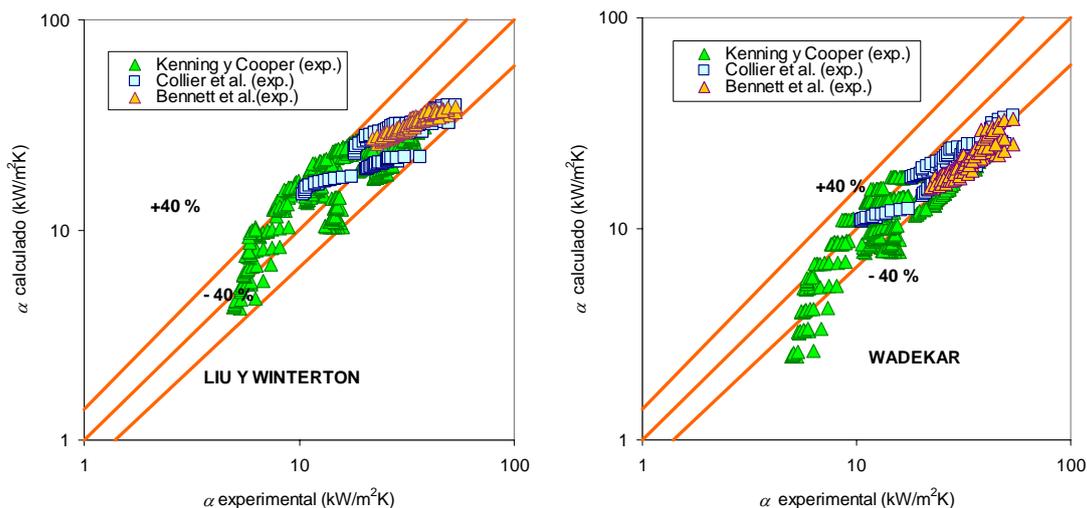


Figura 3.18. Predicción de los resultados experimentales de Collier et al. (1964), Bennett et al. (1961) y Kenning y Cooper (1989), frente a las predicciones de las correlaciones. Diferentes características de los ensayos. **(Continúa en la página siguiente).**



(Continuación). Figura 3.18. Predicción de los resultados experimentales de Collier et al. (1964), Bennett et al. (1961) y Kenning y Cooper (1989), frente a las predicciones de las correlaciones. Diferentes características de los ensayos.

### 3.2.2. Resultados de las correlaciones con datos experimentales de amoniaco

En cuanto al amoniaco, dado que se utiliza como refrigerante, los flujos de calor de los estudios son moderados, cerca de los flujos de calor de este trabajo. La aplicación de este fluido a equipos de refrigeración por compresión ha condicionado los estudios de ebullición de flujo forzado, tendiendo en general a estudios en tubos lisos en posición horizontal.

Los datos experimentales de ebullición de amoniaco en evaporadores operando en plantas de frío no se debieran de considerar, por lo que es posible que en los experimentos existan trazas de aceite. El aceite utilizado en compresores no es miscible con el amoniaco, por lo que los coeficientes de transferencia de calor se ven empeorados. Para manifestar los problemas de las correlaciones consideradas, se muestran los resultados experimentales obtenidos por Chaddock y Buzzard (1986) en un evaporador con un serpentín helicoidal de 6 vueltas. En la Figura 3.19 se puede apreciar, si bien para títulos inferiores a 0.1, el coeficiente puede ser bien correlacionado, conforme el título de vapor aumenta los errores en las predicciones aumentan también. Este hecho se debe a que la cantidad de aceite presente en el líquido, aumenta conforme se eleva la cantidad de vapor generada.

Considerando datos experimentales sin trazas de aceite, se ha encontrado el trabajo de Barthau (1976), que hizo sus experimentos con amoniaco en un tubo vertical. El equipo constaba de un tubo vertical de diámetro 30.34 mm con una sección de ensayo de 474 mm, con una rugosidad  $R_p$  medida de 5  $\mu m$ . Los datos experimentales presentados se obtuvieron para un flujo másico de 1000 kg/m<sup>2</sup>s, variando el flujo de calor desde 50 kW/m<sup>2</sup> hasta 1000 kW/m<sup>2</sup>. En este estudio la presión relativa de los ensayos se varió desde 0.30 hasta 0.95. En la Figura 3.20 se muestra el resultado de las correlaciones para los datos experimentales de Barthau (1976). En este caso la correlación de Steiner y Taborek se acerca más a los datos experimentales que el resto de las correlaciones. Steiner y Taborek a partir de datos experimentales de Barthau, proponen una corrección al término de ebullición nucleada, por lo que parece normal que la predicción de esta correlación se ajuste mejor que otras a los datos experimentales. Del resto de correlaciones, se puede apreciar el buen comportamiento de la correlación de Jung et al. (1989), Liu y Winterton (1991), y Wadekar (1995), y no tan buena predicción del resto de correlaciones consideradas.

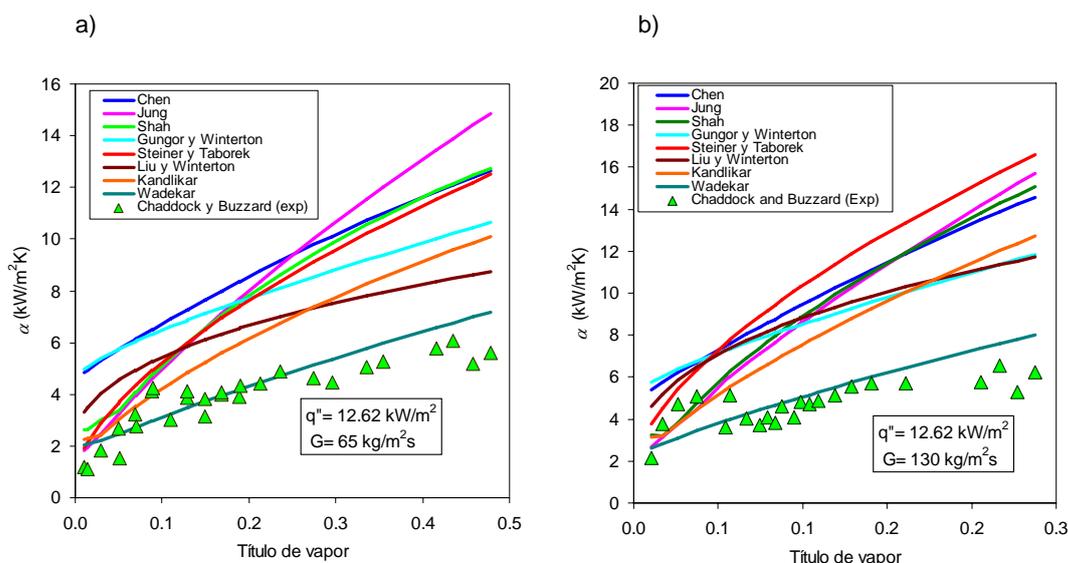


Figura 3.19. Datos experimentales obtenidos por Chaddock y Buzzard (1986), en un serpentín de tubo horizontal  $D=13.39$  mm  $P=1.2$  bar. a)  $q''=12.62$  kW/m<sup>2</sup>  $G= 65$  kg/m<sup>2</sup>s. b)  $q''=12.62$  kW/m<sup>2</sup>  $G= 130$  kg/m<sup>2</sup>s.

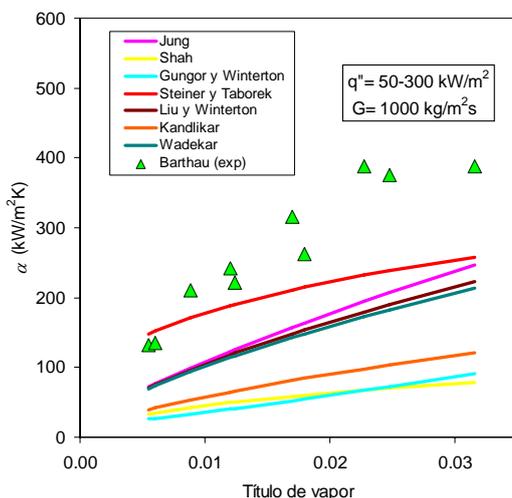


Figura 3.20. Datos experimentales de ebullición de amoníaco en tubos verticales obtenidos por Barthau (1976), en comparación con la predicción de las correlaciones.

Malek y Colin (1985) hicieron su estudio de ebullición en tubos verticales y horizontales y propusieron una correlación para la obtención del coeficiente transferencia de calor para amoníaco fluyendo en un tubo liso. El diámetro interior del tubo era 21.6 mm y de longitud de 10 m. Los flujos máscicos ensayados estaban entre 20 a 500 kg/m<sup>2</sup>s.

En la Figura 3.21 a) y b), se muestran los resultados experimentales de amoníaco realizados por Malek y Colin (1985) en un tubo vertical, frente a la predicción de los coeficientes con las correlaciones consideradas para diferentes condiciones de flujo de calor y flujo máscico superiores a 44 kg/m<sup>2</sup>s. En este caso se aprecia como la correlación de Steiner y Taborek tiende a predecir coeficientes experimentales superiores a los experimentales, y la correlación de Kandlikar tiende a predecir los datos experimentales con valores ligeramente inferiores. De todas las correlaciones consideradas, la correlación de Shah se acerca más a los datos experimentales, aunque con tendencia a dar valores inferiores conforme disminuye el flujo máscico. En la Figura 3.21 c) y d) se muestran los resultados experimentales de amoníaco realizados por Malek y Colin (1985) en un tubo vertical, frente a la predicción de los coeficientes

con las correlaciones consideradas un flujo másico inferiores a  $44 \text{ kg/m}^2\text{s}$ . Cuando el flujo másico desciende, la correlación de Jung se acerca a los datos experimentales. Con una buena tendencia aunque con valores inferiores se encuentra las correlaciones de Kandlikar y de Shah.

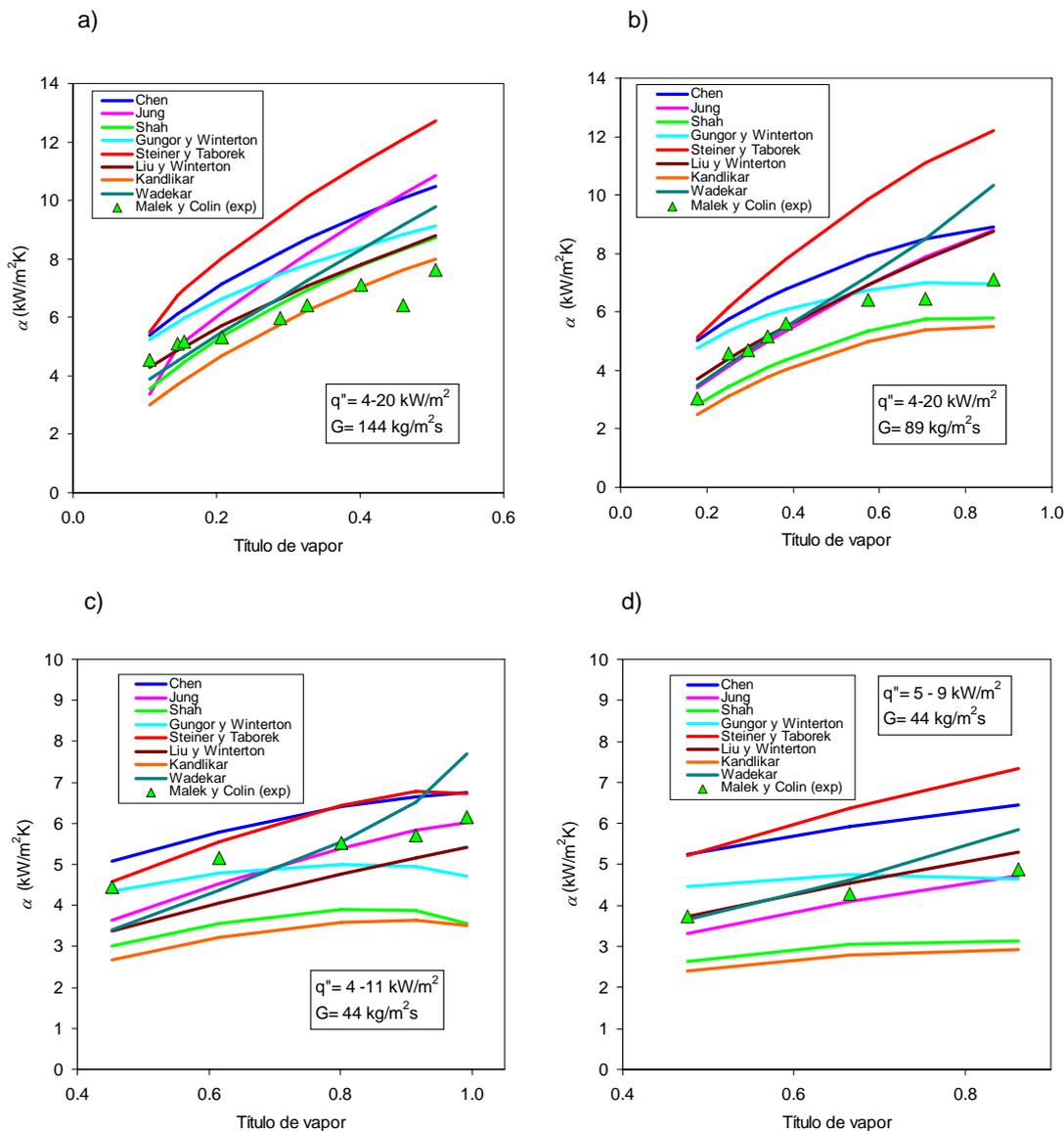


Figura 3.21. Datos experimentales de Malek y Colin (1985), en un tubo vertical, frente a las predicciones de las correlaciones consideradas para flujos másicos superiores a  $44 \text{ kg/m}^2\text{s}$ . a) Flujo calor de 5 a  $20 \text{ kW/m}^2$  flujo másico  $144 \text{ kg/m}^2\text{s}$ . b) Flujo calor de 4 a  $20 \text{ kW/m}^2$  flujo másico  $89 \text{ kg/m}^2\text{s}$ .

En la década de los noventa, fue publicado por parte de Ohadi et al. (1996), un análisis crítico de las correlaciones existentes para la caracterización térmica de amoníaco en cambio de fase. En este artículo se manifestaba la inexistencia de una base de datos experimentales contrastada de coeficientes de ebullición de este fluido. Estos autores recomendaron la correlación de Shah (1982) para el cálculo de coeficientes de ebullición forzada en tubos lisos. Según los autores esta correlación predecía los datos experimentales de amoníaco con un rango de precisión del  $\pm 6 \%$  salvo en los casos de flujos de calor grandes y para tubos horizontales, donde la dispersión era mayor, aunque en ningún momento se presentan los datos experimentales considerados en el estudio.

Recientemente Zamfirescu y Chiriac (2002) han obtenido unos pocos datos experimentales de ebullición de amoníaco en tubos verticales y como Barthau (1976), para títulos de vapor

pequeños. En la Figura 3.22 se muestran los resultados de las predicciones frente a los datos experimentales de estos autores. Como se puede apreciar la correlación de Steiner y Taborek (1992) ofrece buenas predicciones. Asimismo, la correlación de Jung vuelve a establecer buenos valores en los coeficientes de transferencia de calor, aunque ligeramente superiores a los de Steiner.

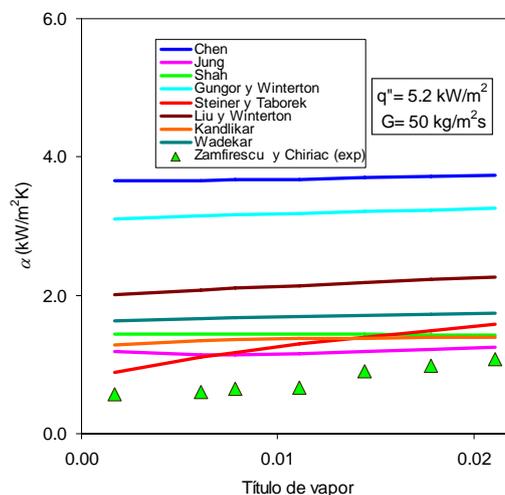


Figura 3.22. Datos experimentales de ebullición de amoníaco en un tubo vertical de 32 mm de diámetro interior, presión 4.2 bar, obtenidos por Zamfirescu y Chiriac (2002), en comparación con la predicción de las correlaciones.

Si bien el principal interés de este estudio es el centrarse en datos experimentales de ebullición en tubos verticales, debido a la escasez de referencias recopiladas, ha sido necesario considerar datos experimentales de ebullición en tubos horizontales, y seleccionar aquellos datos donde se tenga flujo anular. La aplicabilidad de las correlaciones de ebullición de tubos verticales al caso de tubos horizontales ha sido cuestionada por Kattan et al. (1998). La diferencia que existe en la ebullición de tubos verticales frente a tubos horizontales es principalmente que la gravedad actúa en el proceso de ebullición haciendo que el líquido remanente en el tubo tienda a fluir en el fondo del mismo, provocando incluso el secado de la parte superior de la sección transversal del tubo y afectando a los fenómenos de transferencia de calor. Para hacer el análisis de las correlaciones se ha utilizado el modelo de patrones de flujo de Wojtan et al. (2005), última modificación del modelo de Kattan, y se han considerado los datos experimentales que se encuentran en la región de flujo anular donde es posible en principio considerar aún correlaciones de ebullición en tubos verticales. Estos modelos tienen añadida la ventaja de que han sido validados con datos experimentales de amoníaco obtenidos por Zurcher et al. (2002).

Kabelac y de Buhr (2001) hicieron el estudio de coeficientes de transferencia de calor en ebullición en tubos horizontales tanto con tubos lisos como con ligero aleteado, en dos secciones horizontales de 45 cm de longitud y un diámetro interior de 10 mm, con una de las secciones como un tubo liso y otro con aleteado interior, en condiciones de temperatura de pared constante conseguido a través de un medio condensante en el tubo exterior. Además comprobaron los patrones de flujo existentes en la ebullición de este fluido. Los rangos de estudio han sido de  $-40 < T_{\text{sat}} < 4 \text{ }^\circ\text{C}$  títulos de vapor desde 0 hasta 0.9 y flujos máxicos de 50 a  $150 \text{ kg/m}^2\text{s}$  con recalentamientos de la pared de hasta  $15 \text{ }^\circ\text{C}$ . La elección de la temperatura constante en la pared hizo que la obtención de los resultados fuese más complicada comparado con los otros métodos.

En la Figura 3.23 se muestran los datos experimentales de Kabelac y de Buhr (2001) a un flujo de calor constante de  $40 \text{ kW/m}^2$ , resultados obtenidos en tubos horizontales. En comparación con los datos de Malek y Colin, la correlación de Jung predice coeficientes sustancialmente más altos que los obtenidos por estos autores. Para estos datos experimentales puede considerarse la correlación de Kandlikar como la más apropiada para estos datos experimentales.

Zurcher et al. (2002) han ensayado amoniaco a flujos de calor inferiores a  $71 \text{ kW/m}^2$ , y flujos máscicos de  $10$  a  $140 \text{ kg/m}^2\text{s}$  en tubos horizontales. En la Figura 3.24. a) se muestran los datos experimentales de ebullición de amoniaco a una presión de  $5 \text{ bar}$ , con un flujo máscico de  $60 \text{ kg/m}^2\text{s}$ . Se puede apreciar como para este flujo máscico, el criterio de Wojtan et al. (2005) predice que el flujo es estratificado en todas las regiones de título de vapor, y aún de esta forma el coeficiente de transferencia se puede predecir con las correlaciones de tubos verticales. En condiciones de flujo anular (Figura 3.24.b-e)) la predicción de las correlaciones de tubos verticales ofrecen buenos resultados siendo la correlación de Kandlikar y la correlación de Wadekar las que mejor predicción de los coeficientes ofrece.

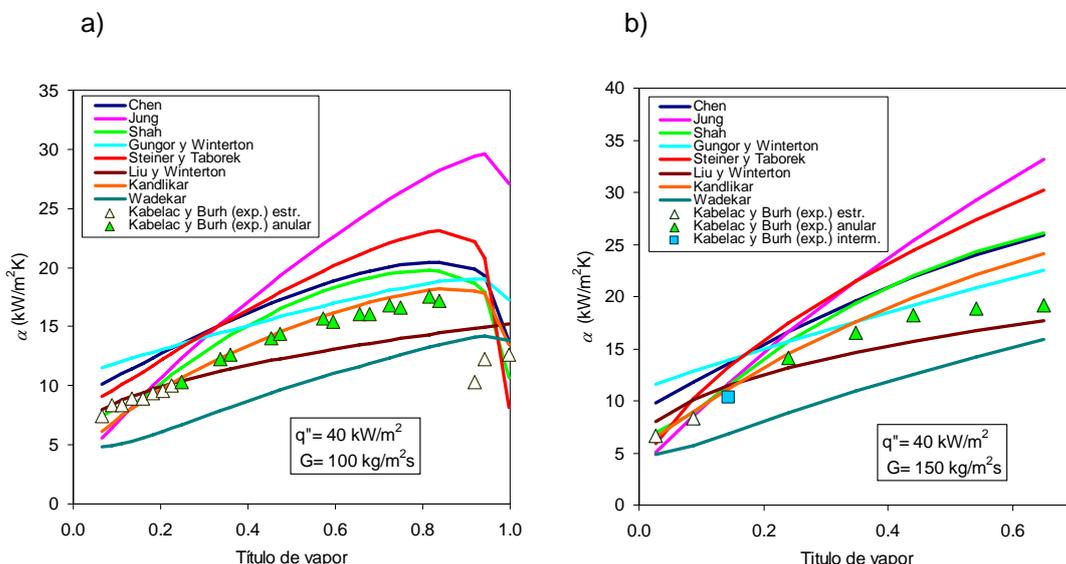


Figura 3.23. Datos experimentales de ebullición de amoniaco en tubos verticales obtenidos por Kabelac y de Buhr (2001), con un flujo de calor de  $40 \text{ kW/m}^2$  Presión  $1.9 \text{ bar}$  a) flujo máscico  $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$  b) flujo máscico  $150 \text{ kg/m}^2\text{s}$ .

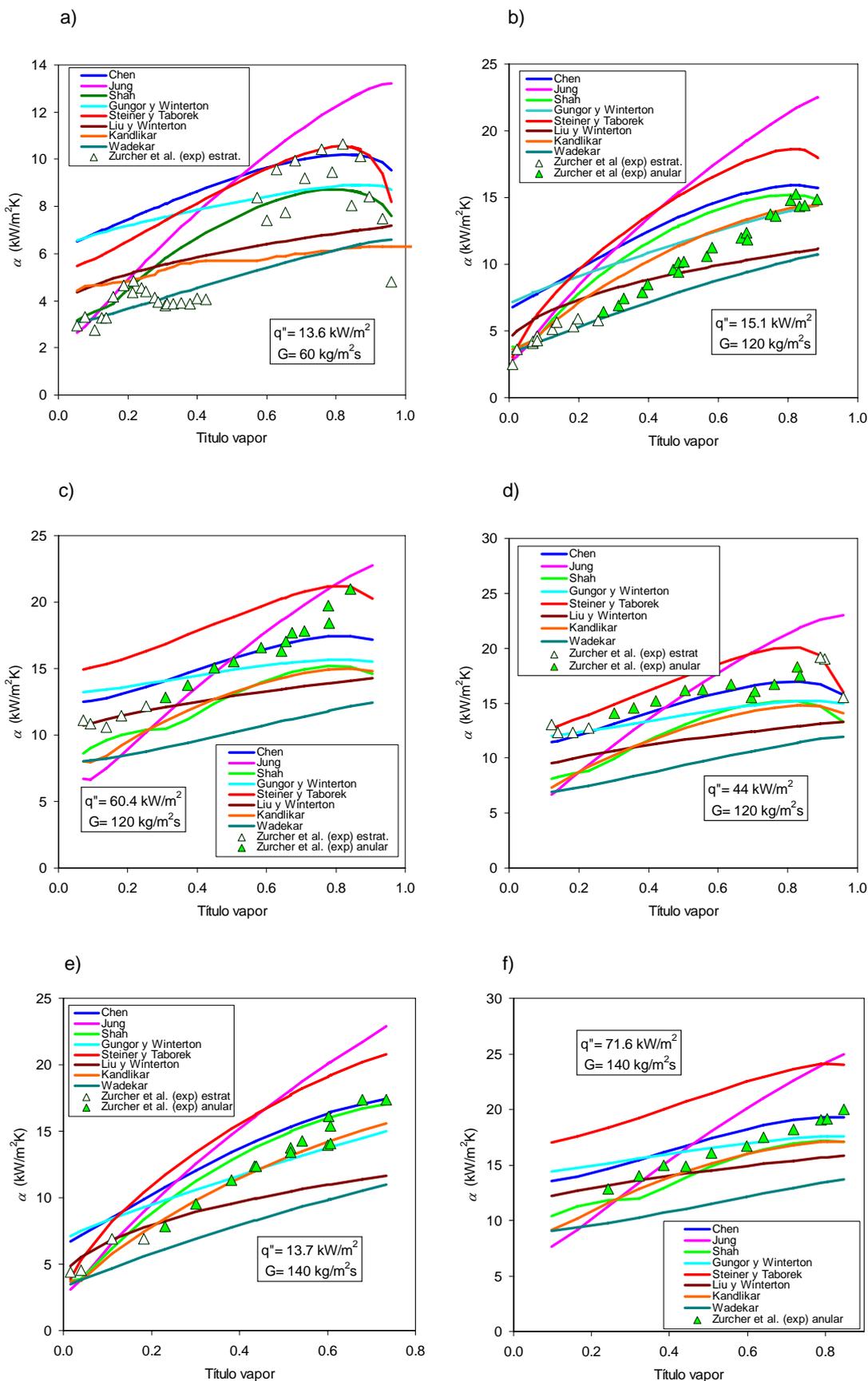


Figura 3.24. Datos experimentales de ebullición de amoníaco obtenidos por Zurcher et al. (2002) en comparación con la predicción de las correlaciones, Datos obtenidos en un tubo horizontal,  $D=14 \text{ mm}$ ,  $P=4.98 \text{ bar}$ . a)  $G=60 \text{ kg/m}^2\text{s}$   $q''=13.6 \text{ kW/m}^2$ . b)  $G=120 \text{ kg/m}^2\text{s}$   $q''=15 \text{ kW/m}^2$ .

En la Figura 3.25 se presentan el resumen de los datos considerados de amoniaco en condiciones de ebullición forzada. La principal conclusión de la comparativa del ajuste de los datos experimentales con las correlaciones consideradas es que la correlación de Steiner y Taborek es capaz de ajustarse mejor a todas las fuentes de datos experimentales. Steiner y Taborek corrigieron para el caso del amoniaco con los datos experimentales de Barthau (1976), y es la única correlación que es capaz de predecir el comportamiento de este fluido para estos datos. Sin considerar esta fuente de datos, la correlación de Steiner y Taborek (1992), tiende a dar valores superiores. La correlación de Jung et al. (1989), que fue definida para refrigerantes muestra un buen comportamiento para flujos máscicos relativamente pequeños. Del resto de correlaciones se aprecia que sólo la correlación de Kandlikar (1990), es capaz de predecir algún dato experimental de Zamfirescu y Chiriac (2002), dentro de la banda de error del 40 %. Con los datos experimentales considerados es difícil concluir cual es la correlación adecuada para la predicción de los coeficientes experimentales. A pesar de su tendencia a la sobreestimación de los datos experimentales parece adecuado el uso de la correlación de Steiner y Taborek en la predicción de los datos de amoniaco en ebullición en tubos.

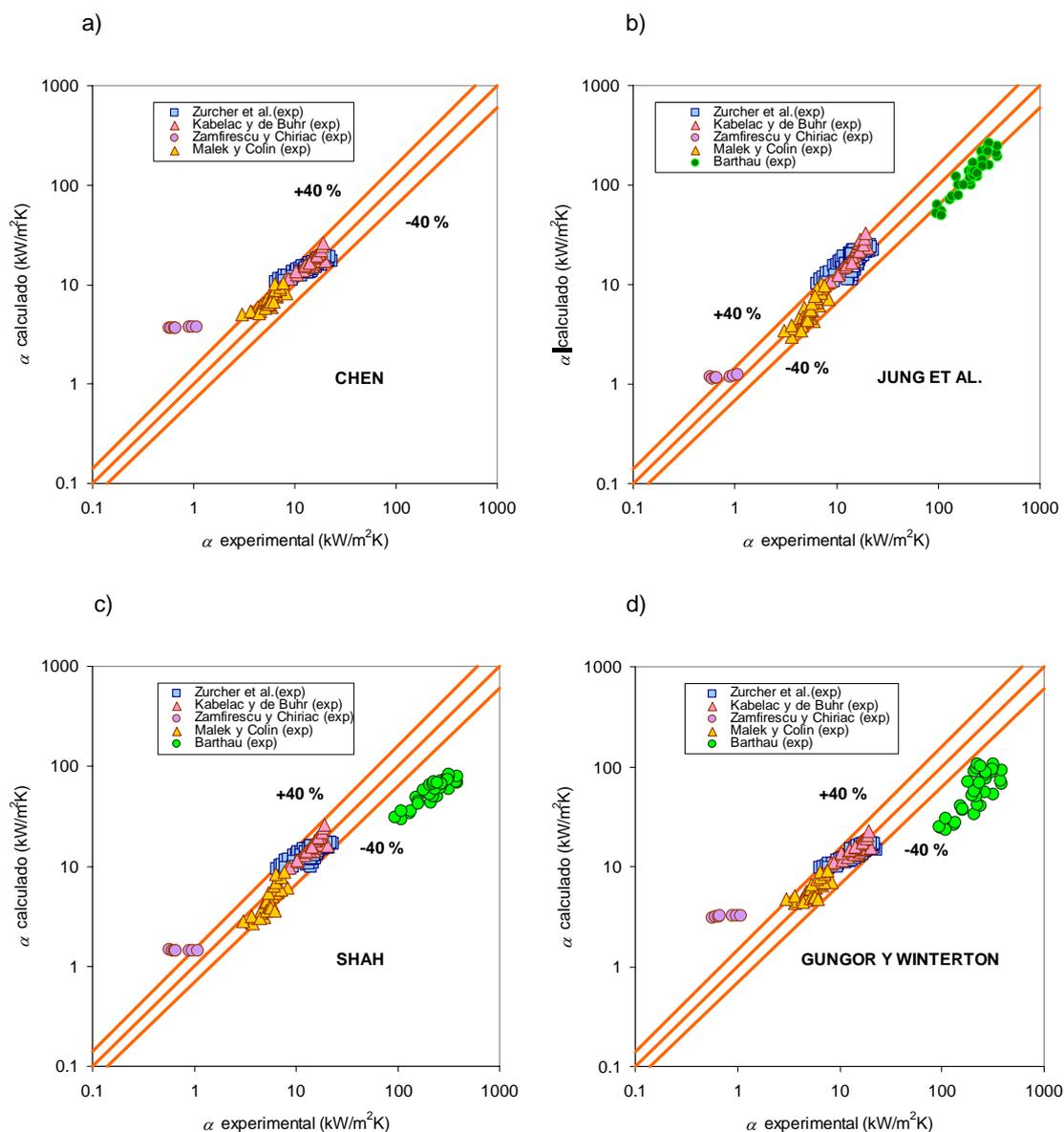
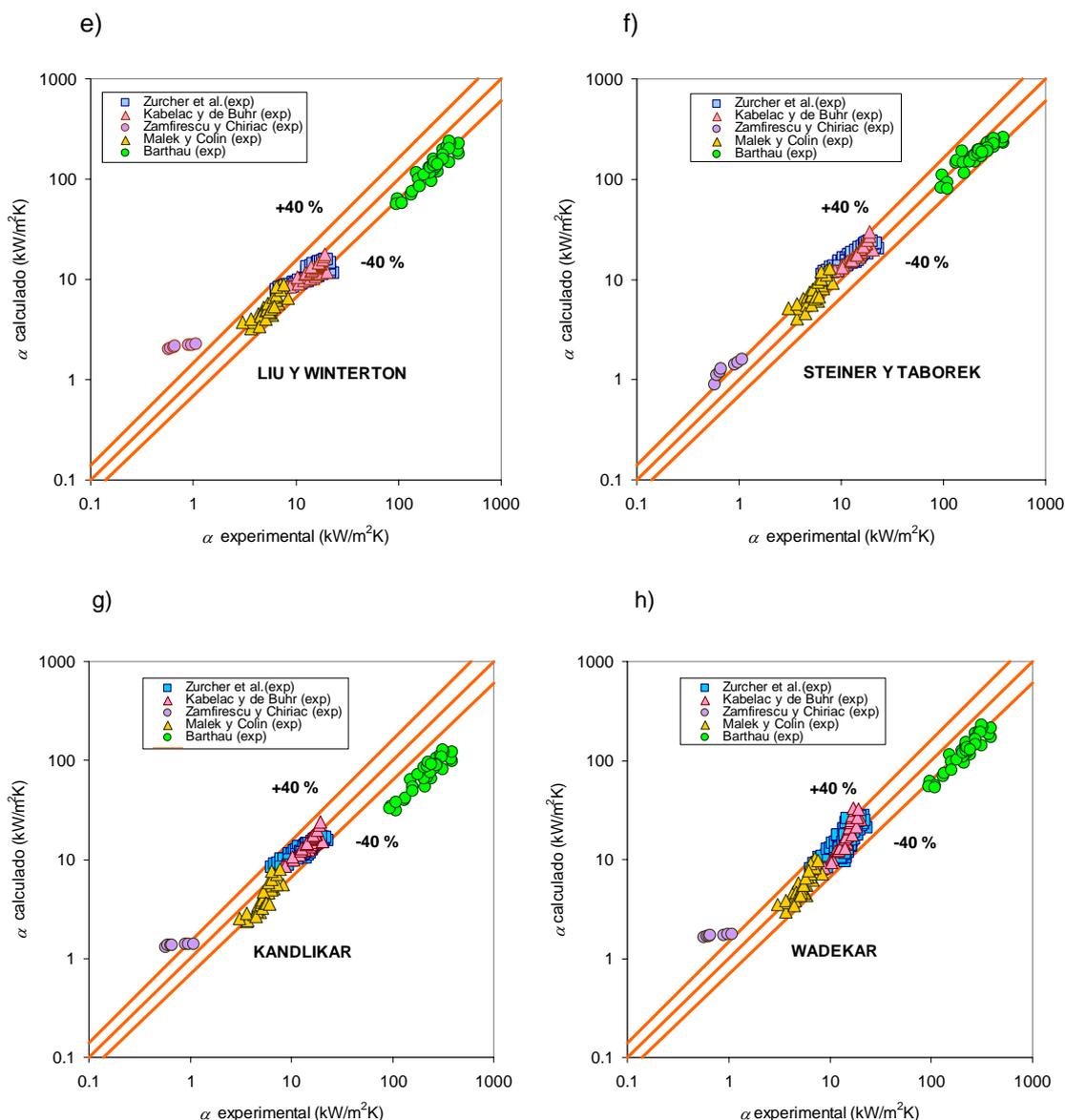


Figura 3.25. Datos experimentales de ebullición de amoniaco en comparación con la predicción de las correlaciones consideradas. (Continúa en la página siguiente).



(Continuación). Figura 3.25. Datos experimentales de ebullición de amoniaco en comparación con la predicción de las correlaciones consideradas.

### 3.2.3. Resultados y discusión de las predicciones de las correlaciones en su aplicación a la mezcla amoniaco/agua

Al inicio de esta tesis, los únicos datos experimentales de ebullición de la mezcla amoniaco/agua en flujo forzado eran los datos de Rivera y Best (1999), que habían sido obtenidos en un tubo vertical calentado eléctricamente, con las mezclas amoniaco/agua y amoniaco/nitrato de litio, con flujos máscicos relativamente pequeños y con flujos de calor moderados. En este trabajo observaron que el coeficiente de transferencia de calor en ebullición se veía fuertemente afectado por el flujo de calor para el caso del amoniaco/nitrato de litio, y sin embargo, para el caso de amoniaco/agua, era el título de vapor el que influía en mayor medida en el coeficiente de transferencia de calor. También apreciaron que, con flujos de calor altos, las diferencias de los coeficientes de transferencia de calor eran menores entre las distintas mezclas ensayadas, mientras que para flujos de calor pequeños, el amoniaco/agua

ofrecía mayores coeficientes de transferencia de calor. Los autores compararon los modelos de Bennett y Chen (1980) y el modelo de Mishra et al. (1981).

Posteriormente en el año 2005 han aparecido los trabajos de Khir et al. (2005a) y Khir et al. (2005b) de ebullición de la mezcla amoniaco/agua en un tubo vertical de 1 metro de longitud y de 6 mm de diámetro interior. En los datos experimentales de Khir et al. (2005a) las experiencias fueron realizadas con flujos máscicos de 35 a 99 kg/m<sup>2</sup>s, con concentraciones desde 49 a 61% y flujos de calor entre 30 y 100 kW/m<sup>2</sup>K. La segunda referencia se ensayó la mezcla en el mismo dispositivo experimental con flujos de calor de desde 8 hasta 18 kW/m<sup>2</sup>, con flujos máscicos desde 700 hasta 2700 Kg/m<sup>2</sup>s, y concentraciones del 42 al 61 %. En el intento de correlacionar los datos experimentales, habían propuesto la utilización del modelo de Bennett y Chen (1980), el modelo de Jung et al. (1989) (considerando el fluido como puro) y el modelo de Mishra et al. (1981). Los autores recomiendan asimismo como sucedió con los datos de Rivera y Best (1999), la utilización de la correlación de Mishra, esta vez sin modificaciones.

En la Figura 3.26 se muestran los resultados experimentales de Khir et al. (2005a) para una misma presión de 16.76 bar y la misma concentración de 55 % de amoniaco, con distintos flujos de calor y distintos flujos máscicos. Como se puede apreciar los datos experimentales se encuentran muy por encima de las predicciones de las correlaciones.

De los resultados experimentales de estos autores se extrae que es posible que los datos experimentales se encuentren en la zona de aparente nucleación. Esto abre la puerta a una posible corrección de las correlaciones en el término de ebullición nucleada. Como se pudo apreciar en el apartado 3.1.3, la predicción de los modelos de mezclas en ebullición en recintos cerrados tiende a infravalorar los coeficientes de ebullición de la mezcla amoniaco/agua, y de esta manera en el apartado 3.1.4 se ha propuesto una nueva correlación aplicable a la mezcla y que ha sido validada con los datos de Arima et al. (2003), Inoue et al. (2002a) e Inoue et al. (2002b). La ecuación para el cálculo de coeficientes de transferencia de calor en ebullición nucleada corresponde a Eq (3.3).

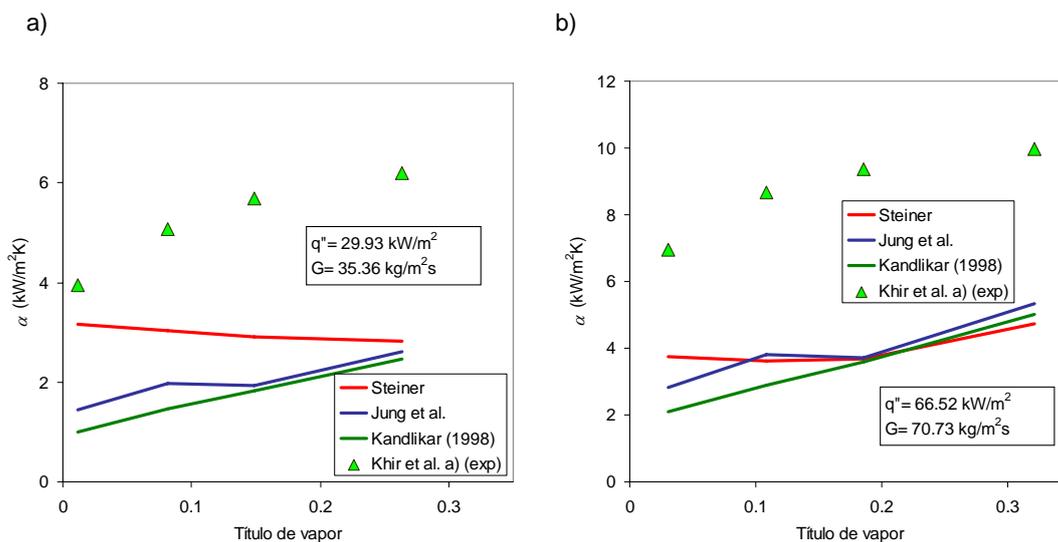


Figura 3.26. Comparación de los datos experimentales de Khir et al. (2005b) en comparación las predicciones de las correlaciones consideradas a una presión de 16.76 bar, concentración 55 % de amoniaco. a) Flujo calor= 29.93 kW/m<sup>2</sup>, flujo máscico=35.35 kg/m<sup>2</sup>s b) Flujo calor= 66.52 kW/m<sup>2</sup>, flujo máscico=70.73 kg/m<sup>2</sup>s.

$$\frac{\alpha_{pool}}{\alpha_{id}} = \frac{1}{1+K} \quad \text{Eq. (3.3)}$$

Con el parámetro  $K$  calculado por medio de Eq. (3.4)

$$K = A(x) \frac{\alpha_{id}}{q''} (T_{sat,1} - T_{sat,2}) (\tilde{y}_1 - \tilde{x}_1) \left[ 1 - \exp\left(\frac{B_0 q''}{\rho_L h_{LV} \beta_L}\right) \right] +$$

$$A(1-x) \frac{\alpha_{id}}{q''} \Delta T_{bp} \left[ 1 - \exp\left(\frac{B_0 q''}{\rho_L h_{LV} \beta_L}\right) \right] \quad \text{Eq. (3.4)}$$

Los tres modelos considerados a la hora de correlacionar las mezclas se han modificado en el término de ebullición nucleada. En el modelo de Steiner (1993) se propone la nueva correlación (Eq (3.3) y Eq (3.4)) en vez de la correlación de Schlünder (1982). En el caso de la correlación de Jung, se sustituye la correlación Unal (1986) por la nueva correlación, y en la correlación de Kandlikar se calcula el factor de reducción del coeficiente  $F_D$  como cociente del valor de la nueva correlación, frente del coeficiente de transferencia de calor ideal. Los resultados se muestran en la Figura 3.27.

Como se puede apreciar en la Figura 3.27, los tres modelos mejoran en la predicción de los coeficientes para las condiciones ensayadas, siendo en este caso, tal y como pasaba en la predicción de los coeficientes de ebullición de amoníaco puro con flujos másicos bajos, la correlación de Jung la que predice coeficientes de transferencia de calor en ebullición cercanos a los datos experimentales, e incluso la tendencia de las predicciones con respecto al título de vapor se siguen. Sin embargo, debe hacerse notar, que la predicción de la correlación de Jung tiende a considerar los coeficientes como convectivos, frente a los datos experimentales que son de ebullición nucleada.

Para el caso del otro artículo publicado por Khir et al. (2005b), las conclusiones sacadas son bien diferentes y es, que se pone en duda la posibilidad de medir coeficientes de transferencia de calor de esta magnitud en un dispositivo experimental como el descrito. Los coeficientes de transferencia de calor obtenidos experimentalmente se encuentran en el rango experimental de 10 a 50 kW/m<sup>2</sup>K, mientras que los flujos de calor experimentales se encuentran en el intervalo de 8 a 18 kW/m<sup>2</sup>. Con estos valores las diferencias de temperatura apreciadas son extremadamente pequeñas, en el mejor de los casos de 0.4 °C, estableciendo errores experimentales superiores para un termopar calibrado con 0.2 °C de desviación, una incertidumbre experimental del 100 %.

De todas formas se muestran los resultados de las correlaciones. En la Figura 3.28 se muestran dos experimentos realizados por estos autores. Como se puede apreciar ninguna de las correlaciones consideradas es capaz de predecir los coeficientes experimentales, y ni tan siquiera la tendencia de la misma. En este caso, no tiene sentido la corrección de las correlaciones originales, por cuanto tendrían a dar valores superiores.

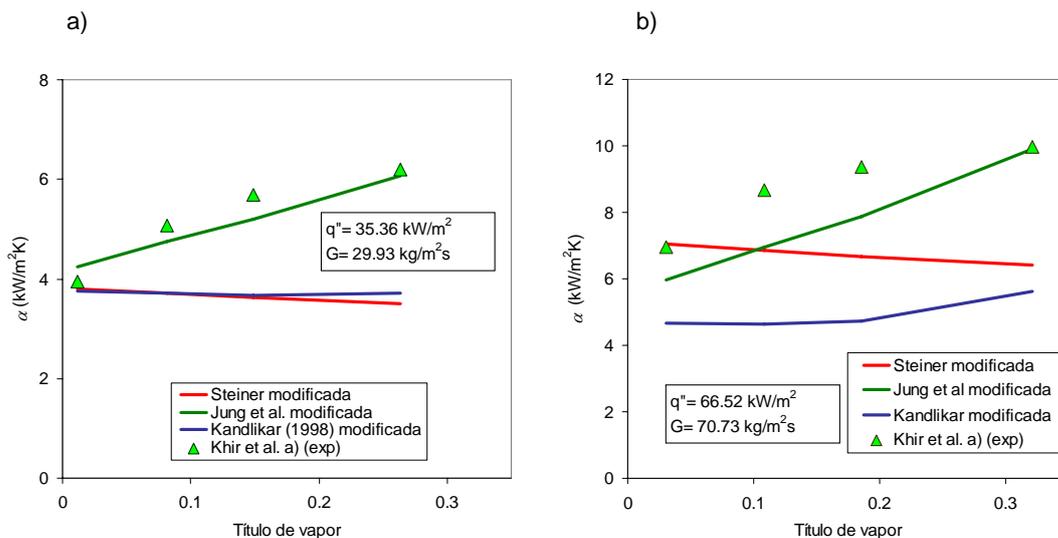


Figura 3.27 Resultados de la nueva correlación propuesta para mezclas para los datos experimentales de Khir et al. (2005a) en comparación las predicciones de las correlaciones consideradas a una presión de 16.76 bar, concentración 55 %. a) Flujo calor= 29.93 kW/m<sup>2</sup>, flujo másico=35.35 kg/m<sup>2</sup>s b) Flujo calor= 66.52 kW/m<sup>2</sup>, flujo másico=70.73 kg/m<sup>2</sup>s.

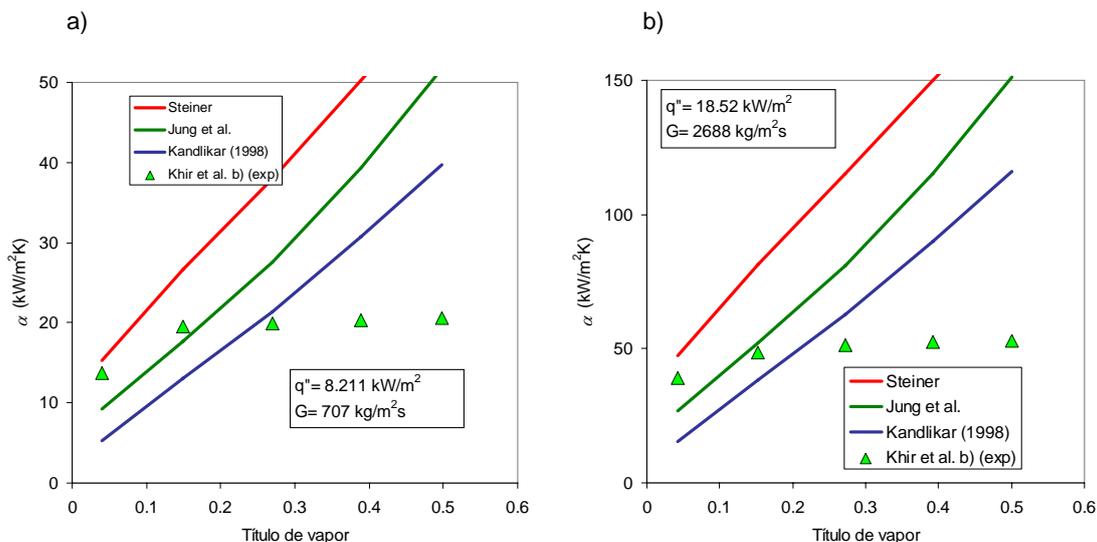


Figura 3.28. Datos experimentales de las correlaciones propuestas en comparación con los datos de Khir et al. (2005b), en un tubo de 6 mm de diámetro, con concentración global de amoniaco de 55 % en peso. Presión ebullición 16.76 bar. a) Flujo calor =8.211 kW/m<sup>2</sup> flujo másico=707 kg/m<sup>2</sup>s b) Flujo calor =18.521 kW/m<sup>2</sup> flujo másico=2688 kg/m<sup>2</sup>s.

Rivera y Best (1999), proporcionan datos experimentales de ebullición con flujos másicos entre 5 y 10 kg/m<sup>2</sup>s, y flujos de calor cercanos los 15 kW/m<sup>2</sup>. En la Figura 3.29 se muestran los resultados de la comparación de los datos experimentales de estos autores frente las predicciones de las correlaciones. Como se puede apreciar, los datos experimentales se encuentran por encima de las predicciones de las correlaciones en todas las correlaciones consideradas. Se ha propuesto en este caso una corrección de las correlaciones en el término de ebullición nucleada y los resultados de esta modificación se presentan en la Figura 3.30.

Como se puede apreciar, la correlación de Jung et al es capaz de ajustarse mejor a los datos experimentales, aunque tiende a ofrecer valores inferiores, y además las dispersiones de las predicciones son grandes, probablemente debidas a que el flujo se encuentra en la transición a flujo laminar.

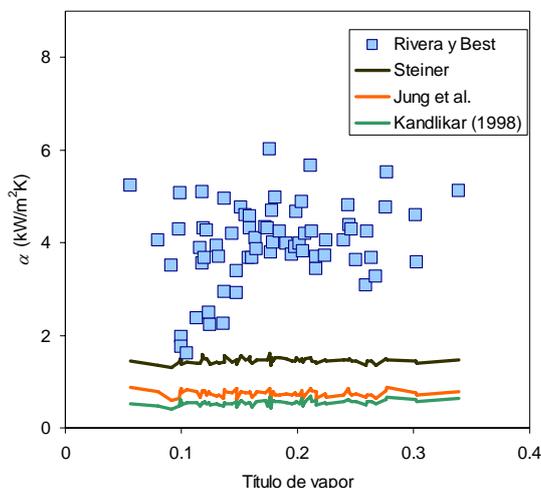


Figura 3.29. Datos experimentales de ebullición de la mezcla amoníaco/agua en un tubo vertical de 2.58 cm. Datos de Rivera y Best (1999), flujo másico entre 5 y 10 kg/m<sup>2</sup>s. Presión entre 9 y 11 bar. concentración entre 39 y 48 %.

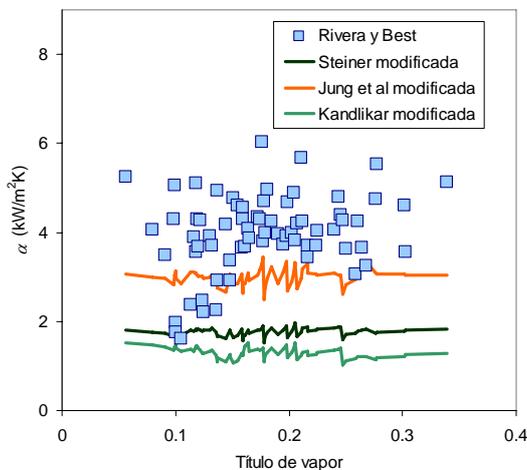


Figura 3.30. Datos experimentales de ebullición de la mezcla amoníaco/agua en un tubo vertical de 2.58 cm. Datos de Rivera y Best (1999), flujo másico entre 5 y 10 kg/m<sup>2</sup>s. Presión entre 9 y 11 bar. concentración entre 39 y 48 %.

### 3.3. Conclusiones

Se ha realizado una revisión bibliográfica de los datos experimentales de ebullición nucleada y ebullición forzada del amoníaco puro, agua pura, y la mezcla amoníaco/agua.

En ebullición en recintos cerrados, para el caso del agua, las correlaciones consideradas obtienen valores similares del coeficiente de transferencia de calor. Considerando la tendencia de los datos experimentales considerados la correlación de Gorenflo (1997), es la que mejor predice los coeficientes. Sin embargo, se ha considerado que la correlación de Mostinski (1963)

es la ecuación de mejor se ajusta a los datos de Inoue et al. (2002a), Inoue et al. (2002b), y Arima et al. (2003) de agua pura, y se ha utilizado ésta en el cálculo de los coeficientes de mezcla. Como ya se ha dicho, todas las correlaciones obtienen datos similares, por lo que en cualquier caso puede utilizarse cualquiera de las correlaciones consideradas para este fluido

El análisis de la ebullición nucleada de amoniaco muestra una discrepancia entre los datos experimentales de las dos fuentes bibliográficas consultadas. Los datos Zheng et al., con presiones y flujos de calor bajos coinciden con las predicciones de la correlación de Stephan y Abdelsalam. Los datos experimentales de Arima et al. (2003) muestran valores más altos del coeficiente de ebullición. Para la presión de 7 bar los valores experimentales se sitúan siempre por encima de la predicción de Mostinski y para 15 bar entre las predicciones de la correlación de Mostinski y las predicciones de la correlación de Stephan y Abdelsalam. Considerando el global de los experimentos considerados, la recomendación es utilizar la correlación de Mostinski para el cálculo de coeficientes de ebullición nucleada de amoniaco.

Con respecto a las correlaciones de mezclas consideradas en este estudio, se ha visto que éstas predicen valores del coeficiente de ebullición muy por debajo de los valores experimentales de Arima et al. (2003), aunque estas diferencias se reducen al aumentar la presión. Para concentraciones de más del 50 % de amoniaco es la correlación de Schlünder, la que mejor sigue la tendencia de los resultados experimentales mientras que, para concentraciones inferiores al 50 % la correlación de Thome-Shakir obtiene mejores resultados. Estas discrepancias manifiestan la necesidad de más datos experimentales de la ebullición nucleada de la mezcla para contrastar estos datos, teniendo en cuenta además, que los valores experimentales del coeficiente de ebullición de los fluidos puros obtenidos por Arima et al. (2003), ya sean de agua o de amoniaco, también se encuentran por encima de los valores experimentales de las otras fuentes consideradas.

En esta tesis se ha propuesto una nueva correlación para mezclas que es capaz de predecir el efecto de la concentración en los coeficientes de transferencia de calor de ebullición de la mezcla amoniaco/agua. Esta correlación es de sencillo cálculo y exige conocer la curva de equilibrio de la mezcla amoniaco/agua, que por otra parte es fácil encontrar.

Se ha elaborado una base de datos experimentales de ebullición de los fluidos puros agua y amoniaco, y la mezcla amoniaco/agua en condiciones de flujo forzado.

Para el caso del agua se ha visto como tanto la correlación de Chen como las correlaciones de Steiner y Taborek y Kandlikar predicen bien los resultados experimentales de agua de Kenning y Cooper, la correlación de Shah, muestra comportamientos no apreciados experimentalmente en la variación del flujo de calor. El resto de correlaciones consideran el flujo como fundamentalmente nucleada, por lo que los errores son mayores.

En el caso de amoniaco, se ha visto como la correlación de Jung predice mejor los datos experimentales de ebullición en tubos verticales considerados. Para el caso de los datos experimentales de ebullición del fluido puro en tubos horizontales se aprecia como para flujo anular, o cerca de la transición a flujo anular, la correlación de Shah o la correlación de Kandlikar se ajusta a los datos experimentales para las condiciones consideradas, mientras que la correlación de Jung tiende a dar valores superiores a los experimentales.

Para el caso de la mezcla amoniaco/agua los datos experimentales considerados en este estudio se consideran insuficientes para dictaminar la manera adecuada de correlacionar los datos experimentales. Las correlaciones de mezclas consideradas tienden a infravalorar los coeficientes de transferencia de calor de esta mezcla.

Se ha propuesto una modificación de las correlaciones de mezclas para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor en el término de ebullición convectiva, utilizando la correlación propuesta para ebullición nucleada del apartado 3.1.4 de esta tesis.

La modificación propuesta muestra como la correlación de Jung es capaz de predecir los datos experimentales de Khir et al. (2005a). En los datos experimentales de Khir et al. (2005b) se ha cuestionado la validez de los datos experimentales debido a posibles imprecisiones en la obtención de los coeficientes de transferencia de calor. Ninguna de las correlaciones considerada ni sus modificaciones posteriores han sido capaces de predecir el comportamiento de los datos experimentales de Rivera y Best (1999). Estos datos han sido obtenidos con flujos másicos y flujos de calor pequeños y no se ha dispuesto de datos experimentales de fluidos puros en las mismas condiciones. Estos flujos másicos corresponden a regímenes de líquido de transición a régimen laminar y se cree que pueda ser esta la fuente de las imprecisiones en los cálculos.

<b>4. Descripción del dispositivo experimental.....</b>	<b>4.1</b>
4.1. Intercambiador de placas ensayado.....	4.2
4.2. Selección de las condiciones de ensayo del intercambiador.....	4.3
4.3. Descripción de la instalación experimental.....	4.3
4.3.1. Circuito de solución.....	4.4
4.3.2. Circuitos auxiliares de la instalación.....	4.6
4.4. Instrumentación y control.....	4.8
4.4.1. Sensores de temperatura.....	4.8
4.4.2. Medición de caudal.....	4.8
4.4.3. Sensores de presión.....	4.8
4.4.4. Sensor de nivel.....	4.9
4.4.5. Sistema de control.....	4.9
4.4.6. Sistema de adquisición de datos.....	4.10
4.5. Carga de la mezcla amoniaco/agua y determinación de la concentración de la mezcla.....	4.11
4.6. Obtención de datos experimentales en los ensayos realizados.....	4.11
4.6.1. Reducción de datos experimentales en los experimentos de simple fase..	4.12
4.6.2. Reducción de datos experimentales en cambio de fase.....	4.13
4.7. Resultados típicos obtenidos.....	4.15

## 4. Descripción del dispositivo experimental

El objetivo del trabajo experimental era el estudio de la ebullición forzada de la mezcla amoniaco/agua en un intercambiador de placas. Para evitar la mala distribución de flujos en el intercambiador, que provocaría una mayor indeterminación de los coeficientes de transferencia de calor, se contó con un sólo canal de un intercambiador de placas. En este capítulo se muestra el dispositivo experimental ensayado, el sistema de obtención de datos experimentales y el método de cálculo de los coeficientes de transferencia de calor.

En la decisión del método de calentamiento de este canal se consideraron las siguientes posibilidades

### Calentamiento directo

- Calentamiento por medio de una resistencia eléctrica. Esta configuración tiene la ventaja de que en principio es posible establecer condiciones de flujo de calor constante en el intercambiador. Sin embargo, debido a la corrugación del canal, sería muy difícil adaptar una resistencia eléctrica a la corrugación, por lo que el objetivo de flujo de calor constante en el canal no se conseguiría.
- Calentamiento por medio de la aplicación directa de una diferencia de voltaje en las placas del intercambiador. Esta configuración, (Margat (1997)), elimina la necesidad de adaptar un dispositivo a la corrugación de las placas, aunque sin embargo, en los puntos de contacto de las placas se formarían caminos preferenciales de la corriente eléctrica.

### Calentamiento indirecto

- Calentamiento por medio de otro fluido. Esta configuración necesita dos canales más en el intercambiador. Sin embargo, tiene la ventaja añadida de que el comportamiento de los coeficientes de ebullición se acercan más al comportamiento real del intercambiador. Este tipo de configuración hace más complicado el poder obtener temperaturas de pared o fluido en el intercambiador, por lo que generalmente se tienden a poner sensores de temperatura a las entradas y a las salidas del mismo, obteniéndose el coeficiente global de transferencia de calor como dato experimental, e infiriendo el coeficiente de ebullición a partir del coeficiente del lado de calentamiento obtenido previamente por una correlación de simple fase. Claesson (2004) propuso una técnica que permitía obtener el flujo de calor local en el intercambiador con esta configuración, pero la configuración del dispositivo es compleja, lo que encarece la instalación, y lleva asociado riesgos de fugas, no admisibles con la mezcla que se pretende estudiar en esta tesis.

Se ha considerado la opción de calentamiento indirecto del intercambiador como la adecuada medir coeficientes de transferencia de calor en ebullición forzada en el canal del intercambiador de placas. Este intercambiador ha sido proporcionado por la compañía Alfa Laval, era un intercambiador tipo NB51, con corrugación de 30° con la horizontal. El intercambiador de placas constaba de cuatro placas formando tres canales, y se utilizaba agua como fluido de calentamiento, circulando esta en los canales exteriores. Este intercambiador de placas ha sido instalado en un banco de ensayos diseñado y construido en el CREVER en el transcurso de esta tesis, donde tanto el flujo de líquido como el flujo de vapor fluyen de abajo hasta arriba. Se obtuvieron datos experimentales para diversas condiciones de entrada al intercambiador, gracias a un sistema de precalentamiento, donde la mezcla podía entrar ligeramente subenfriada, saturada o con un cierto grado de título de vapor.

La cantidad de datos experimentales obtenidos han sido también una medida de la fiabilidad de los equipos considerados en este estudio. Se han estimado las horas de trabajo experimental

en unas 2000, y parte de estas experimentaciones se encontraban cerca de los límites máximos de trabajo de los equipos considerados.

#### 4.1. Intercambiador de placas ensayado

En la Figura 4.1 se muestra el intercambiador de placas utilizado. Este intercambiador de placas corresponde a un prototipo construido expresamente para este estudio por la firma Alfa Laval. Las placas utilizadas en este intercambiador corresponden a las del intercambiador comercial NB51 de acero inoxidable, termosoldadas con níquel, y con una corrugación tipo “chevron”, formando un ángulo de 30° con la horizontal. Este prototipo consta de 4 placas, formando 3 canales, donde en el canal central circula la solución y en los canales laterales circula el fluido de calentamiento. En la Figura 4.1 a) se muestran los sentidos de circulación del intercambiador. La solución de amoniaco/agua entra por la parte inferior del intercambiador (flechas verdes) y tanto el vapor como el flujo de líquido circulan en el mismo sentido hacia arriba, en los canales exteriores circula el fluido de calentamiento (en rojo). Este intercambiador es un intercambiador típico en sistemas de refrigeración como evaporador de amoniaco, por lo que era de esperar que no debiera de tener incompatibilidades con la mezcla estudiada. Las dimensiones de este intercambiador se muestran en la Tabla 4.1.

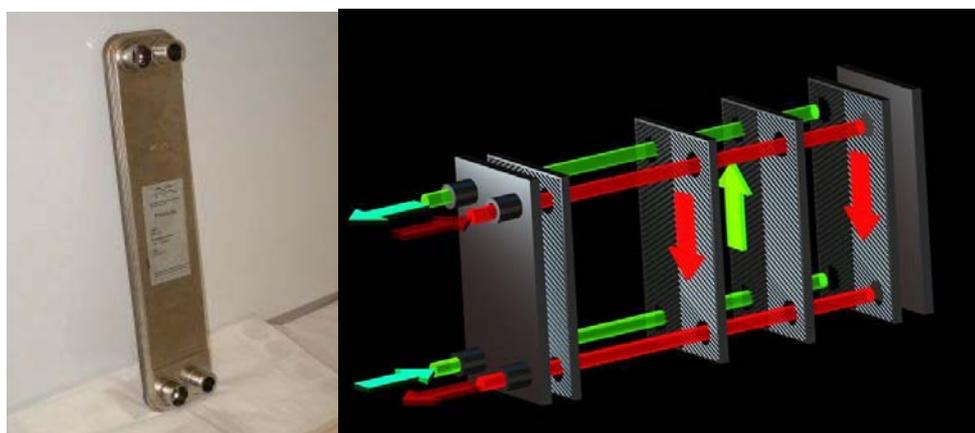


Figura 4.1 a) Intercambiador de placas utilizado b) Sentidos de circulación del fluido de calentamiento y de la mezcla.

Tabla 4.1 Características del intercambiador NB 51.

<b>Geometría</b>	<b>Valor</b>
<b>Área de la placa, (m<sup>2</sup>)</b>	0.05
<b>Longitud, (m)</b>	0.536
<b>Ancho, (m)</b>	0.112
<b>Área de paso del canal, cm<sup>2</sup></b>	2
<b>Separación de placas, (mm)</b>	2
<b>Espesor de la placa, (mm)</b>	0.4
<b>Diámetro de los puertos, (mm)</b>	18/25 (int./ext.)
<b>Presión máx/min de trabajo (bar)</b>	21/vacío
<b>Temperatura max/min (°C)</b>	225/(-160)
<b>Diámetro hidráulico(m)</b>	0.004
<b>Volumen canal (litros)</b>	0.095
<b>Caudal máximo por puertos (m<sup>3</sup>/h)</b>	3.6

## 4.2. Selección de las condiciones de ensayo del intercambiador

El intercambiador de placas utilizado en la experimentación, tiene como límite máximo de trabajo unos 21 bares. En cuanto a las temperaturas máximas de trabajo se encuentran a unos 225 °C. En la experimentación se han elegido como presiones máximas de 15 bares, típicas de sistemas de absorción, y permitía un margen de seguridad considerable, considerando que era un prototipo y la poca cantidad de placas disminuye la resistencia mecánica de este tipo de intercambiadores.

Aunque el método de obtención de los coeficientes de ebullición experimental es independiente del número de Reynolds de solución, cuando se quiere comparar este coeficiente experimental con las predicciones de las correlaciones, si que se necesita este número adimensional. En la experimentación realizada con agua en los dos lados del intercambiador, se observó una transición para números de Reynolds inferiores a 1000, y para no tener que cambiar de correlación, el flujo de solución mínimo escogido en la experimentación fue de 50 kg/m<sup>2</sup>s. El flujo másico máximo de 170 kg/m<sup>2</sup>s fue seleccionado por una cuestión de potencia de la instalación. La mezcla amoniaco/agua tiene una entalpía de ebullición relativamente grande y la potencia necesaria para generar título de vapor tendía a ser excesiva.

Los flujos de calor ensayados en el intercambiador se establecieron entre 20 y 70 kW/m<sup>2</sup>. El máximo flujo de calor corresponde a la potencia máxima de la resistencia de calentamiento, y en cuanto al mínimo, fue elegido porque se ha considerado suficientemente pequeño, para generar una cierta cantidad de vapor en el intercambiador. Se ha escogido una temperatura máxima de 140 °C en los circuitos de la instalación, lo que redundaba en una operación del dispositivo experimental más segura, suficientes para generar títulos de vapor nunca superiores al 40 %, que se han creído adecuados a las condiciones típicas de un generador de una máquina de absorción de amoniaco/agua. El límite autoimpuesto de temperatura máxima de trabajo no se ha superado nunca, pues se han encontrado inestabilidades para títulos de vapor superiores al 0.3, probablemente debidas a las conexiones de salida del intercambiador, aunque no se ha comprobado.

## 4.3. Descripción de la instalación experimental

El banco de ensayos fue concebido de forma que era posible variar los parámetros que se habían identificado como de mayor influencia en los coeficientes de transferencia de calor en ebullición forzada, como caudal de solución, flujo de calor, título medio en el intercambiador, concentración de amoniaco y presión.

En la Figura 4.2 se muestra un esquema de la instalación experimental. En color verde se puede apreciar el circuito de la solución amoniaco/agua, y en la esquina inferior izquierda se aprecia la sección de test, donde se ha instalado el intercambiador de placas que se ha ensayado. Se pueden apreciar tres circuitos auxiliares que son los que proporcionan el intercambio de calor con el circuito de solución. Se identifica el *circuito del preevaporador*, que es el circuito que proporciona las condiciones de entrada de la solución al intercambiador de placas, el *circuito de calentamiento* del intercambiador, que es el que proporciona el flujo de calor de ensayo al intercambiador, y el circuito del condensador, que permite condensar la solución para poder recircularla al tanque de solución.

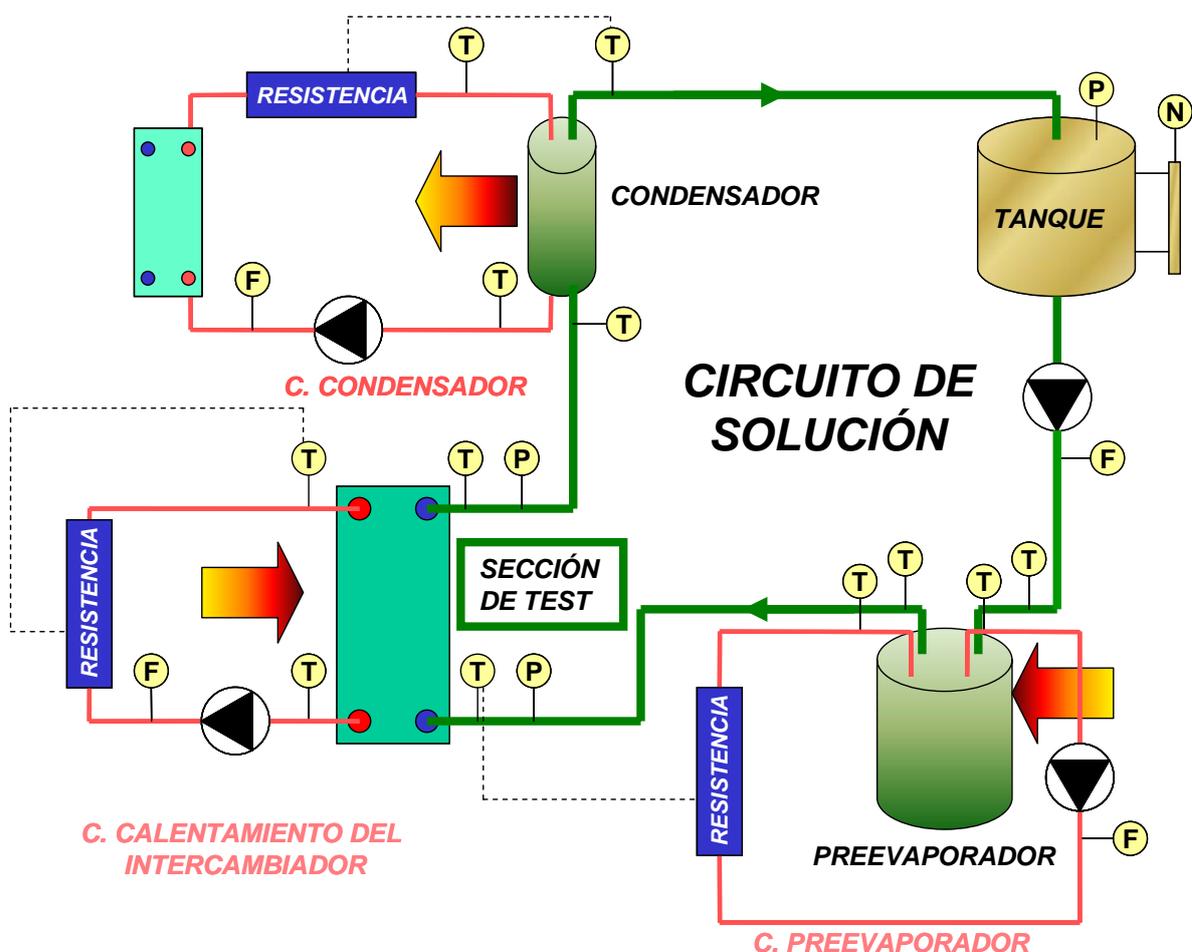


Figura 4.2 Vista esquemática del dispositivo experimental.

### 4.3.1. Circuito de solución

En la Figura 4.3 se muestra esquemáticamente el circuito principal de la instalación construida. Este circuito consta de la sección de test (intercambiador de placas a ensayar), un condensador, para condensar el vapor generado, un tanque de almacenamiento de solución, una bomba de recirculación, y un preevaporador para establecer las condiciones de entrada al intercambiador.

La solución almacenada en el tanque de solución se bombea a través del preevaporador, donde la solución se precalienta para establecer las condiciones de entrada de la solución al intercambiador, que pueden ir desde condiciones de subenfriamiento a una cierta generación de título de vapor. Atravesando el preevaporador, la solución entra en el intercambiador de placas, donde por medio del aporte de calor del circuito de calentamiento se produce la ebullición de la solución. El flujo bifásico resultante a la salida del intercambiador se condensa por medio del condensador y se almacena la solución en el tanque de almacenamiento. De este circuito se miden temperaturas en la entrada y en la salida del intercambiador de placas que permitiría obtener los coeficientes de transferencia de calor experimentales, y la temperatura de salida de la solución del condensador. Las temperaturas de entrada y de salida del preevaporador se tenían como dato accesorio para verificar que el comportamiento de la instalación fuese el correcto, pues las temperaturas de operación suponían un riesgo. Además de la medida de temperaturas se dispuso de medidas de presión a la entrada y a la salida del intercambiador de placas, y la presión del tanque de solución, que junto con la temperatura de

salida del condensador permitía establecer la concentración de equilibrio. Además se dispuso de un sensor de nivel que permitía obtener el nivel de llenado del circuito. La carga total del circuito eran sobre 12 litros.

El material utilizado para todo el circuito de solución era acero inoxidable. La bomba utilizada ha sido proporcionada por Micropump, correspondiendo al modelo 220 0/C GC M35 PTSF, y fue ensamblada por Axflow. Esta bomba está construida en acero inoxidable y es una bomba de engranajes de acople magnético. Las especificaciones se muestran en la Tabla 4.2.

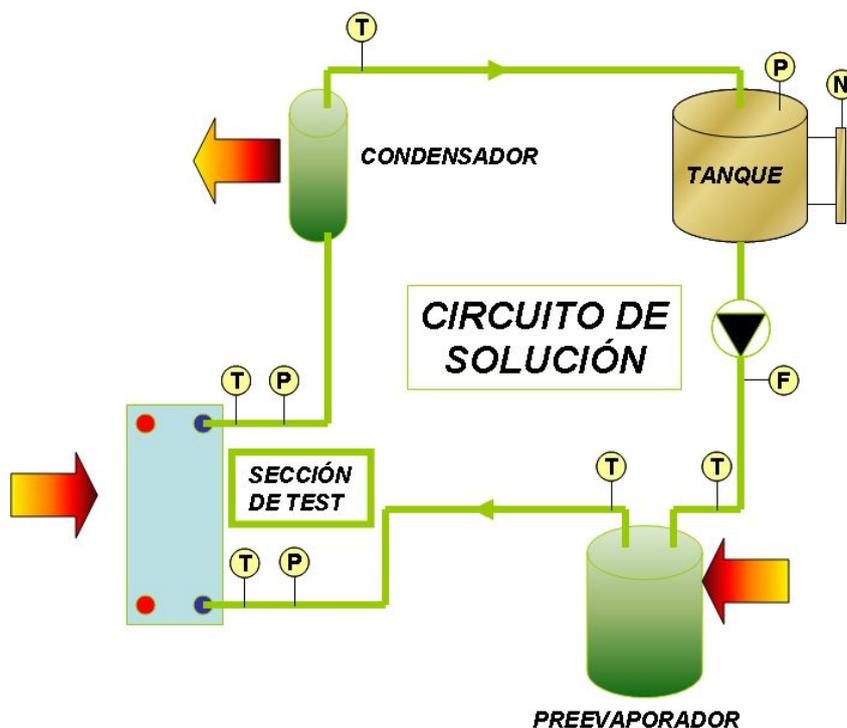


Figura 4.3 Esquema del circuito principal del dispositivo experimental.

Tabla 4.2. Descripción técnica de la bomba de arrastre magnético.

<b>Bomba arrastre magnético para circuito solución (Modelo 220 (0C GC M35PTSF))</b>	
<b>Diseño de engranajes</b>	Zapata de presión
<b>Caudal máximo (l/min)</b>	10
<b>Velocidad máxima (rpm)</b>	4000
<b>Presión diferencial máxima (bar)</b>	8,7
<b>Máxima presión del sistema (bar)</b>	103
<b>Rango de viscosidad (cps)</b>	0,2 a 1500
<b>Máxima temperatura</b>	177
<b>Tipo de conexiones</b>	3/8"

El tanque de almacenamiento de la solución era un depósito de acero inoxidable estándar. Un esquema de este depósito se muestra en la Figura 4.4. Este depósito constaba de varias conexiones de entrada y de salida, y dos conexiones auxiliares que se utilizaron para conectar un nivel de boya. Se escogió el más pequeño de los disponibles en el CREVER para la realización de anteriores tesis con el objetivo de minimizar la carga de la solución. La concentración de amoniaco en el dispositivo experimental se estableció considerando condiciones de saturación con la temperatura de salida del condensador y la presión del tanque. Estas medidas se compararon con las medidas de densidad obtenidas en el caudalímetro de tipo coriolis, y con medidas de densidad en un densímetro de laboratorio de tipo tubo vibrante, lo que permitió establecer el error en la determinación de la concentración de la solución en un 1 %.

El resto de elementos del dispositivo experimental son comunes a los circuitos auxiliares de la instalación, y por tanto se describen en los siguientes apartados.

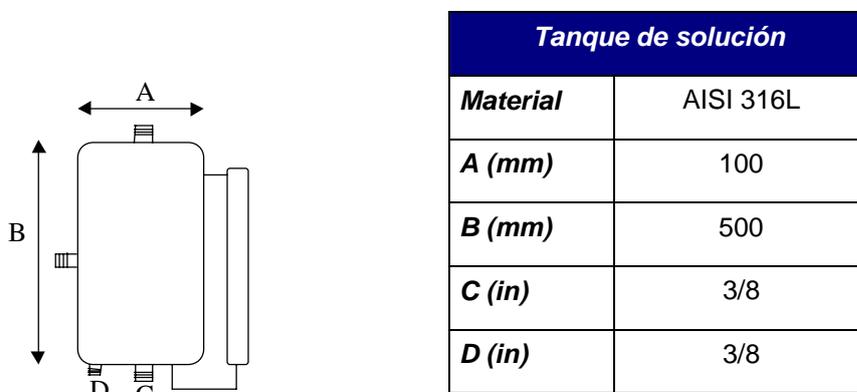


Figura 4.4 Dimensiones del tanque usado como tanque de solución.

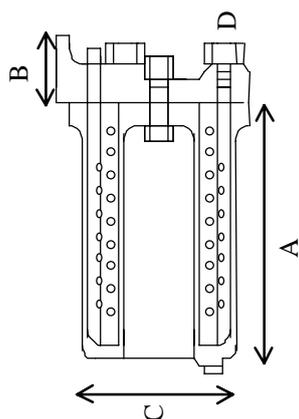
### 4.3.2. Circuitos auxiliares de la instalación

Como se ha visto en la Figura 4.2 existen tres circuitos auxiliares: el circuito de preevaporación, el circuito de calentamiento, y el circuito de condensación. En estos circuitos se ha utilizado agua como fluido de trabajo. Para controlar las temperaturas de operación del dispositivo se utilizaron resistencias eléctricas controladas por PID y comandadas por tiristores.

#### 4.3.2.1. Circuito del preevaporador

El circuito del preevaporador tenía como objetivo el precalentamiento de la solución antes de entrar en el intercambiador de placas. Este circuito es un circuito cerrado que consta de una resistencia eléctrica, una bomba de recirculación y el preevaporador. El preevaporador constaba de dos intercambiadores de serpentín de acero AISI 304, en una carcasa de acero al carbono. La solución se hizo pasar por el lado de tubos, y el agua por el lado de la carcasa, conectándose los dos intercambiadores en serie. En la Figura 4.5 se muestran las dimensiones de estos intercambiadores.

La bomba de recirculación tenía como requerimiento buscado que fuese capaz de aguantar temperaturas de 140 °C. Esta bomba utilizada corresponde al modelo GET - E de la marca Salmson, diseñada para agua como fluido de trabajo, con temperaturas máximas de 210 °C. La única tarea de mantenimiento que se realizó fue el cambio de los retenes y el cambio de los rodamientos, y estas tareas se realizaron al comienzo de la experimentación.



<b>Intercambiador de calor marca BW/IP</b>	
<b>Modelo</b>	NX 0750 FW
<b>Material tubo</b>	AISI 304
<b>Material envolvente</b>	Acero al Carbono
<b>Diámetro exterior del serpentín (mm)</b>	19
<b>Área intercambio (m<sup>2</sup>)</b>	0.54
<b>Peso (kg)</b>	54
<b>A (mm)</b>	406
<b>B (mm)</b>	106
<b>C (mm)</b>	205
<b>D (in)</b>	¾

Figura 4.5 Dimensiones geométricas de los intercambiadores utilizados como preevaporador.

#### 4.3.2.2. Circuito de calentamiento

El circuito de calentamiento tenía como elemento común al circuito de solución el intercambiador de placas ensayado, el cual ya se ha descrito anteriormente. Este circuito constaba de una resistencia eléctrica que proporcionaba el calor necesario en el intercambiador de placas, una bomba de recirculación, y el intercambiador de placas. La bomba también tenía el requerimiento de temperaturas máximas de trabajo de 140°. La bomba utilizada corresponde a un modelo de la marca SIHI de tipo centrífugo modelo AKHE1201BN137010 de 0.75 kW. Esta bomba es capaz de aguantar 320 °C a 10 bares en servicio, muy lejos de las especificaciones requeridas.

#### 4.3.2.3. Circuito del condensador

El circuito del condensador constaba de un intercambiador de calor como condensador, una resistencia eléctrica para controlar la temperatura de la mezcla a la salida del condensador, un intercambiador de placas convencional de juntas de goma para intercambiar calor entre el agua de refrigeración del condensador y agua de red, y una bomba de recirculación.

El condensador utilizado en la experimentación es un intercambiador compacto de tipo espiral, modelo K4N construido por SPIREC, especialmente diseñados para cambio de fase. La configuración de los flujos es algo compleja, como se puede apreciar en la Figura 4.6. La marca recomienda utilizar el lado de carcasa para que se produzca la condensación del fluido, respecto a la posición recomiendan que sea vertical. El funcionamiento del condensador no ha planteado problemas en su funcionamiento.

La bomba de recirculación era una bomba de recirculación tipo centrífuga convencional, con temperatura máxima de servicio de 90 °C. El intercambiador de placas utilizado para la transferencia de calor del circuito cerrado del condensador con el agua de red se instaló debido a la cantidad de sólidos disueltos que tenía el agua de red disponible. Este tipo de intercambiador se eligió por su facilidad de limpieza. De hecho durante toda la experimentación (2000 horas de trabajo estimadas), ha sido necesario limpiarlo varias veces.

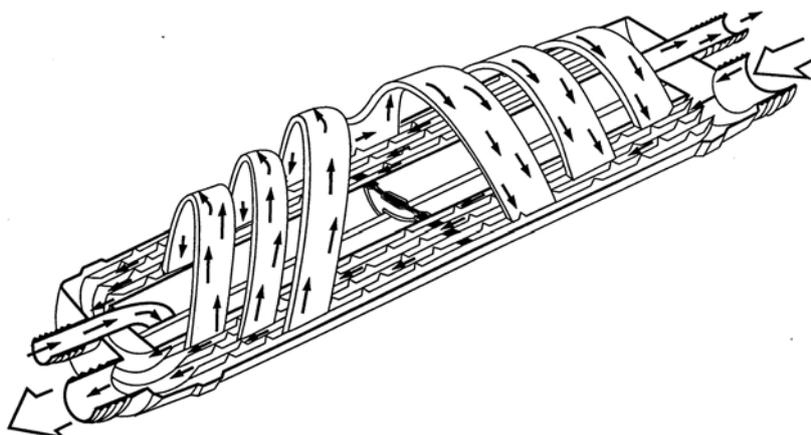


Figura 4.6. Esquema de flujos del intercambiador de calor instalado como condensador.

## 4.4. Instrumentación y control

Se han descrito hasta ahora los dispositivos de la instalación, con una breve descripción de cada uno de ellos. Los sensores y el sistema de control se describen a continuación.

### 4.4.1. Sensores de temperatura

Para la medida de la temperatura de las corrientes de solución y de agua de enfriamiento se emplearon termo-resistencias Pt 100, de 4 hilos, con un límite de temperatura máxima de 250 °C, y una precisión de  $\pm 0.10$  °C a 0 °C y de  $\pm 0.35$  °C a 100 °C sin calibración. Como esta precisión no era admisible para la obtención de datos experimentales se propuso una calibración de las mismas. Todas las temperaturas se calibraron utilizando un baño térmico marca HAAKE C35, modelo F6-C35, con una estabilización de las temperaturas en las experiencias de  $\pm 0.04$  K. A partir de estas medidas se establecieron rectas de calibración para cada uno de los sensores, de forma que se pudo asegurar para cada uno de los sensores una repetitibilidad con esta calibración de  $\pm 0.1$  K.

### 4.4.2. Medición de caudal

La medición del caudal de solución se ha hecho por medio de un caudalímetro de tipo coriolis, de la marca MicroMotion Elite y modelo CMF025M. Además de la buena precisión que tienen en la obtención de caudales, obtiene medidas de densidad por el método de tubo vibrante. Esto es especialmente útil cuando se trabaja con una mezcla binaria con suficiente diferencia de densidades entre los dos fluidos. La precisión en la medida del caudal se encuentra en el  $\pm 0.1\%$  del fondo de escala, de  $\pm 0.5$  kg/m<sup>3</sup> en la medida de la densidad. Este caudalímetro estaba conectado a un transmisor modelo RFT9739.

Para el caso del lado de calentamiento, debido a su coste, no estaba en ningún momento justificado el uso de un caudalímetro de tipo Coriolis. En su lugar se utilizó un caudalímetro tipo Vórtex, fabricado por Emerson Process, con una precisión de  $\pm 0.65\%$  para números de Reynolds en la sección de medida superiores a 20000.

### 4.4.3. Sensores de presión

Se dispuso de dos transmisores de presión de la marca Wika modelo Unitrans, que medían las presiones de entrada y de salida del intercambiador con límite superior de 16 bar. Este tipo de transmisores constan de un sensor de presión, una interfaz de control, y un encapsulado con display. El rango de salidas es 4- 20 mA típicos de transmisores industriales. Este tipo de sensores de presión se han escogido en primer lugar por su display y en segundo lugar por su

precisión. La precisión de los equipos es inferior a 0.1 % del rango de medida, lo que equivale  $\pm 0.016 \text{ bar}$ .

En el caso del sensor de presión del tanque de solución, corresponde a un modelo más sencillo de la marca Wika modelo S10, sin display. Este sensor se caracteriza por los siguientes errores en su medición. Ninguno de los sensores de presión se han podido calibrar, así que se han considerado estos errores.

Tabla 4.3. Precisión del transmisor de presión situado en el tanque.

	<b>Error</b>
<b>Precisión</b>	$\pm 0.04 \text{ bar}$
<b>Histéresis</b>	$\pm 0.016 \text{ bar}$
<b>Repetibilidad</b>	$\pm 0.008 \text{ bar}$
<b>Estabilidad a un año</b>	$\pm 0.032 \text{ bar}$

#### 4.4.4. Sensor de nivel

En el tanque de solución se situó un nivel, para la verificación de carga del equipo. Constaba de un transmisor de nivel de acero inoxidable de tipo flotador de la marca Kluber, modelo AEV 1.5 VK5 L500, dispuesto con convertidor R/I con señal de salida 4 20 mA.

Para el caso del nivel instalado el funcionamiento fue el correcto salvo para concentraciones altas de amoniaco donde la boya no era capaz de flotar, lo que obligó al vaciado de la máquina para verificar su funcionamiento. Cuando se comprobó que el único problema era la densidad del fluido, la máquina operaba a "ciegas". Este funcionamiento no planteó problemas debido al conocimiento previo de la carga de solución.

#### 4.4.5. Sistema de control

Por motivos de seguridad de operación, el sistema de control instalado en la máquina era independiente del sistema de adquisición de datos, El sistema de control constaba de tres reguladores de tipo PID con programación por bloques. Este tipo de controladores corresponden a la serie LS-3000 de la marca Desin Instruments, con numerosas opciones de programación por teclado, que también pueden ser modificados por software. La señal de entrada de estos controladores provenía de sondas de temperatura tipo Pt100 situadas en la entrada de la solución al intercambiador, entrada del agua caliente al intercambiador, y la temperatura de condensación de la solución. Los controladores actuaban con una señal de mando de tipo 0-10 V sobre tres tiristores trifásicos modelo UPTF de 45 A máx. de Desin Instruments. Los tiristores constaban con un sistema de disipación de tipo forzado sobre una superficie aleteada de aluminio. La relación entre temperaturas y resistencias del circuito se puede apreciar en la Tabla 4.4, y el esquema de control se puede apreciar en la Figura 4.7.

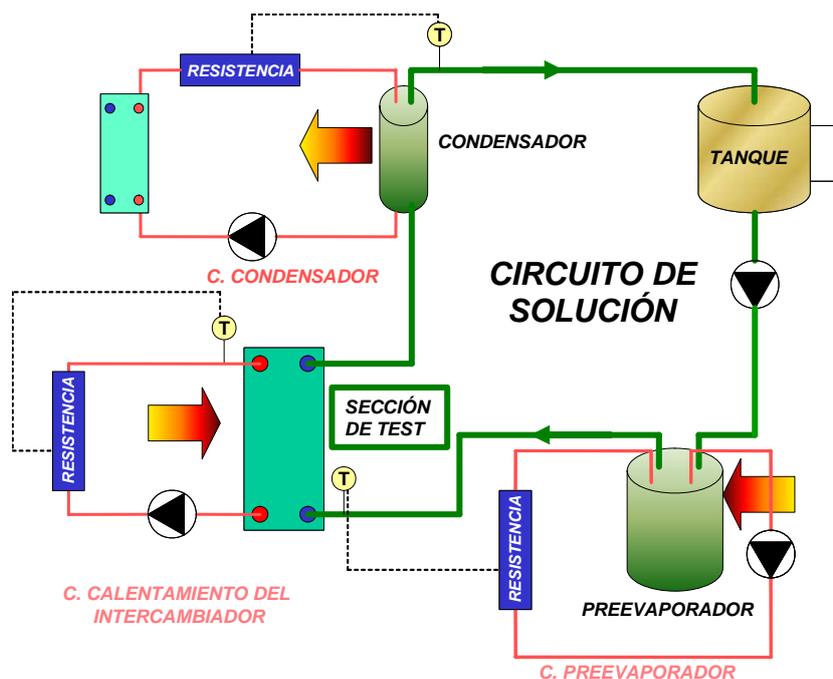


Figura 4.7. Esquema de mando de la instalación.

Tabla 4.4. Relación entre las resistencias eléctricas y las variables controladas.

<i>Resistencia</i>	<i>Temperatura controlada</i>
Resistencia circuito de preevaporador	Entrada de la solución al intercambiador
Resistencia circuito de condensación	Salida de la solución del condensador
Resistencia circuito calentamiento	Entrada del agua de calentamiento al intercambiadorde placas

#### 4.4.6. Sistema de adquisición de datos

El sistema de adquisición de datos utilizado fue proporcionado por la marca Keithley, modelo 2700 de 6 1/2-dígitos. Este equipo puede medir voltajes, corrientes continua y alterna, resistencias de sensores a 2 y 4 hilos, temperaturas (termopar, termo-resistores y RTD de 4 hilos), frecuencias y periodos y realizar test de continuidad. Dispone de dos alojamientos para conectar tarjetas de adquisición de datos con 40 canales cada una, haciendo un total de 80 canales.

Este sistema de adquisición de datos se conecta a un PC vía conexión GPIB o RS-232, para el registro de las señales de medidas. El programa del mismo fabricante permite guardar los datos y generar gráficas que emulan un registrador industrial, además de leer los valores instantáneos. El escaneo es secuencial, y gracias a una sencilla interfaz gráfica es posible configurar el calibrado de señales por medio de funciones lineales, el tiempo entre diferentes medidas y el tiempo de retardo entre la medida de los canales.

La principal conclusión de la utilización de este equipo ha sido la de un funcionamiento muy sencillo, siendo los tiempos de aprendizaje del software muy cortos.

## 4.5. Carga de la mezcla amoniaco/agua y determinación de la concentración de la mezcla

La primera carga realizada en la máquina se preparó en el exterior, cargando en un depósito externo donde previamente se había hecho el vacío, la carga deseada de agua, para después, refrigerando el depósito por medio de un serpentín ir realizando la carga de amoniaco. A la hora de introducir la solución en la planta, se hacía vacío en la instalación y la mezcla se iba introduciendo en la máquina desde la fase líquida. Las cargas posteriores se hicieron directamente en el tanque de solución, en un primer lugar introduciendo el agua y posteriormente el amoniaco.

En cuanto al cálculo de la concentración de los ensayos se han probado diferentes métodos de cálculo. En primer lugar se ha equipado el dispositivo experimental con un caudalímetro de tipo coriolis, lo que permitía establecer densidades del fluido que circula por el interior. Se había inferido también la concentración del equilibrio formado en el tanque de solución, con la presión del tanque y la temperatura de entrada de la solución al tanque en cada uno de los experimentos. Los resultados de estos dos métodos se compararon con mediciones de densidades en un densímetro de laboratorio de tipo tubo vibrante haciendo extracciones puntuales. Las diferencias entre los tres métodos de cálculo se han estimado en un 1 % en peso. Obtener mejores datos en la estimación de la concentración se consideró que era probablemente difícil, pues influye el error de las expresiones que estiman la concentración a partir de la densidad y el equilibrio.

## 4.6. Obtención de datos experimentales en los ensayos realizados

En la experimentación se obtienen datos experimentales de temperatura de entrada y salida del agua de calentamiento y temperatura de entrada y salida de la solución al intercambiador. Se obtienen además los datos experimentales de caudal en los dos lados del intercambiador y la presión de entrada y la presión de salida de la solución del intercambiador. De esta forma y conociendo la concentración de la mezcla en ebullición se obtiene experimentalmente el coeficiente global de transferencia de calor en el intercambiador. Eq. (4.1).

$$U_{\text{exp}} = \frac{Q_{\text{medio}}}{(A_{\text{int}} \Delta T_{\text{lm}})} \quad \text{Eq. (4.1)}$$

Con  $Q_{\text{medio}}$  calculado por medio de Eq. (4.2)

$$Q_{\text{medio}} = \frac{(Q_{w,\text{cal}} + Q_{s,\text{sol}})}{2} \quad \text{Eq. (4.2)}$$

Y tanto  $Q_{w,\text{cal}}$  como  $Q_{s,\text{sol}}$  obtenidos por medio de Eq. (4.3) y Eq.(4.4), respectivamente

$$Q_{w,\text{cal}} = m_{\text{cal}} C_{p,\text{cal}} \Delta T_{\text{cal}} \quad \text{Eq. (4.3)}$$

$$Q_{s,\text{sol}} = m_{\text{sol}} \Delta h_{\text{sol}} \quad \text{Eq.(4.4)}$$

El uso de la media logarítmica de la diferencia de temperaturas se obtiene como expresión si se considera un coeficiente global de transferencia de calor constante en el intercambiador, afirmación que no es cierta para condiciones de ebullición. A tal efecto Claesson (2005), hizo un estudio donde se discutía la validez de esta simplificación, donde encontró que estas diferencias podían ser pequeñas para determinadas condiciones. A efectos de simplificación por conveniencia se considerará como válida esta consideración.

En la Eq. (4.1) el coeficiente global de transferencia de calor experimental obtenido en el intercambiador, depende tanto del coeficiente de transferencia de calor del lado de calentamiento como el coeficiente de transferencia de calor del lado de la solución siendo la expresión Eq.(4.5), la que relaciona los dos coeficientes de convección.

$$U_{global,teórico} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{w,cal}}\right) + \left(\frac{1}{\alpha_{s,sol}}\right) + \frac{e}{\kappa_{pared}}} \quad \text{Eq. (4.5)}$$

Para calcular el coeficiente de ebullición a partir del coeficiente global de transferencia de calor experimental se necesita conocer de antemano el coeficiente de transferencia de calor en simple fase el fluido de calentamiento. Con el objetivo de obtener los coeficientes del lado de calentamiento se hicieron ensayos de transferencia de calor con agua en los dos lados del intercambiador obteniéndose una correlación experimental, según el procedimiento que se proporciona en el apartado siguiente.

#### 4.6.1. Reducción de datos experimentales en los experimentos de simple fase

Para la obtención de la correlación de simple fase que permita obtener los coeficientes de experimentales de ebullición transferencia de calor en ebullición, han sido realizados experimentos de transferencia de calor en simple fase con agua en los dos lados del intercambiador. Estos experimentos han sido realizados con varios flujos máxicos, dentro del rango de temperaturas de los ensayos de ebullición. El procedimiento de obtención de la correlación de simple fase se describe a continuación.

El balance de energía del lado de calentamiento se puede expresar con la Eq. (4.6)

$$Q_{w,cal} = m_{w,cal} C_{p,w,cal} \Delta T_{cal} \quad \text{Eq. (4.6)}$$

En el lado de solución, con agua en el interior del circuito, se puede plantear el balance de energía también según Eq. (4.7).

$$Q_{w,sol} = m_{w,sol} C_{p,w,sol} \Delta T_{sol} \quad \text{Eq. (4.7)}$$

El valor usado para el calor intercambiado fue tomado como la media de los valores obtenidos por Eq. (4.6) y Eq. (4.7), según Eq. (4.8)

$$Q_{medio} = \frac{Q_{w,cal} + Q_{w,sol}}{2} \quad \text{Eq. (4.8)}$$

El coeficiente global de transferencia de calor experimental  $U_{exp}$  de Eq. (4.9), fue calculado con el valor del calor medio obtenido en la expresión Eq. (4.8), el área nominal de transferencia de calor  $A_{int}$  y diferencia media logarítmica de temperaturas  $\Delta T_{lm}$ , según la expresión Eq. (4.9).

$$U_{exp} = \frac{Q_{medio}}{(A_{int} \Delta T_{lm})} \quad \text{Eq. (4.9)}$$

El valor experimental obtenido en el coeficiente de transferencia de calor  $U_{exp}$  obtenido en Eq. (4.9), se compara posteriormente con el coeficiente de transferencia de calor global teórico calculado ( $U_{teórico}$ ), usando las ecuaciones Eq.(4.10-12), sustituyendo los valores de  $\alpha_{w,cal}$  y  $\alpha_{w,sol}$  calculados por medio de una ecuación de Dittus Boelter modificada, y ajustando los valores a, b, y c de Eqs. (4.11) y (4.12), por mínimos cuadrados considerando todos los experimentos realizados.

$$\left( \frac{1}{U_{calc}} \right) = \left( \frac{1}{\alpha_{w,cal}} \right) + \left( \frac{1}{\alpha_{w,sol}} \right) + \frac{e}{\kappa_{pared}} \quad \text{Eq. (4.10)}$$

$$Nu_{w,cal} = a Re_{w,cal}^b Pr_{w,cal}^c \quad \text{Eq. (4.11)}$$

$$Nu_{w,sol} = a Re_{w,sol}^b Pr_{w,sol}^c \quad \text{Eq. (4.12)}$$

#### 4.6.2. Reducción de datos experimentales en cambio de fase

Una vez obtenidos los coeficientes de transferencia de calor del lado de calentamiento por medio de la correlación propuesta, ya es posible obtener los coeficientes experimentales de ebullición a partir del coeficiente de transferencia de calor.

El calor medido en el lado de calentamiento se calcula a partir del caudal de calentamiento y las temperaturas de entrada y de salida del agua del intercambiador. Eq.(4.13).

$$Q_{w,cal} = m_{w,cal} Cp_{w,cal} \Delta T_{w,cal} \quad \text{Eq. (4.13)}$$

El coeficiente global de transferencia de calor en el intercambiador de placas se obtiene a partir del calor del lado de calentamiento obtenido por medio de Eq. (4.13) y las temperaturas de entrada y salida del lado de calentamiento y del lado de la solución. Eq. (4.14).

$$Q_{cal} = U_{global} \cdot \Delta T_{mlog} \quad \text{Eq.(4.14)}$$

El coeficiente de transferencia de calor fue determinado por medio de Eq. (4.15), que expresa la relación entre el coeficiente de transferencia de calor experimental, con el coeficiente de transferencia de calor del lado de calentamiento, obtenido por el procedimiento descrito en el apartado anterior.

$$\left( \frac{1}{\alpha_{s,sol}} \right) = \left( \frac{1}{U_{global}} \right) - \left( \frac{1}{\alpha_{w,cal}} \right) - \frac{e}{\kappa_{pared}} \quad \text{Eq. (4.15)}$$

Las entalpías de entrada y de salida de la solución a la entrada y a la salida del intercambiador, se obtuvieron considerando condiciones de equilibrio a la entrada y a la salida del intercambiador, por medio de la concentración global de la mezcla, y la temperatura y presión medidas a la entrada y a la salida del intercambiador. Eq. (4.16) y Eq. (4.17).

$$\left( x_{ent,sol}, y_{ent,sol}, h_{ent,sol} \right) = f \left( T_{ent,sol}, P_{ent,sol}, w \Big|_{\% \text{ peso}} \right) \quad \text{Eq. (4.16)}$$

$$\left( x_{sal,sol}, y_{sal,sol}, h_{sal,sol} \right) = f \left( T_{sal,sol}, P_{sal,sol}, w \Big|_{\% \text{ peso}} \right) \quad \text{Eq. (4.17)}$$

El título de vapor se calculó por medio de los valores de entalpía de entrada y de salida de la solución (Eq. (4.16) y Eq. (4.17)). Cuando el fluido entra en el intercambiador en condiciones de saturación, el título de vapor a la entrada del intercambiador se calcula por medio de Eq. (4.18).

$$\text{Título} = \frac{h_{entrada} - h_{l,sat}}{h_{v,sat} - h_{l,sat}} \quad \text{Eq. (4.18)}$$

Y cuando la solución entra en condiciones de subenfriamiento, se puede expresar el título de subenfriamiento por medio de Eq. (4.19).

$$\text{Título} = - \frac{Cp\Delta T_{sub}}{h_{v,sat} - h_{l,sat}} \quad \text{Eq. (4.19)}$$

De forma que el título de vapor medio en el intercambiador se calcula como media de los títulos de vapor de entrada y de salida. Eq.(4.20).

$$\text{Título}_{medio} = \frac{\text{Título}_{ent} + \text{Título}_{sal}}{2} \quad \text{Eq. (4.20)}$$

Para verificar la validez de los experimentos, se comparó el calor calculado por medio de la ecuación Eq. (4.13), con el balance de energía obtenido en el lado de solución, Eq. (4.21). Sólo si la diferencia entre estos dos balances era inferior al 10 % en cada uno de los experimentos, los datos experimentales fueron consideradas como válidos.

$$Q_{s,sol} = m_{s,sol} \Delta h_{s,sol} \quad \text{Eq. (4.21)}$$

## 4.7. Resultados típicos obtenidos

En la Figura 4.8 se muestran los resultados típicos obtenidos en la instalación para las temperaturas medidas en el intercambiador. Los datos experimentales han sido obtenidos para un flujo másico de  $140 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , con un flujo de calor medio de  $30 \text{ kW/m}^2$ . En la Figura 4.9 se muestra la evolución de la temperatura de entrada de la solución al intercambiador, donde se pueden apreciar las inestabilidades que sufría el dispositivo experimental.

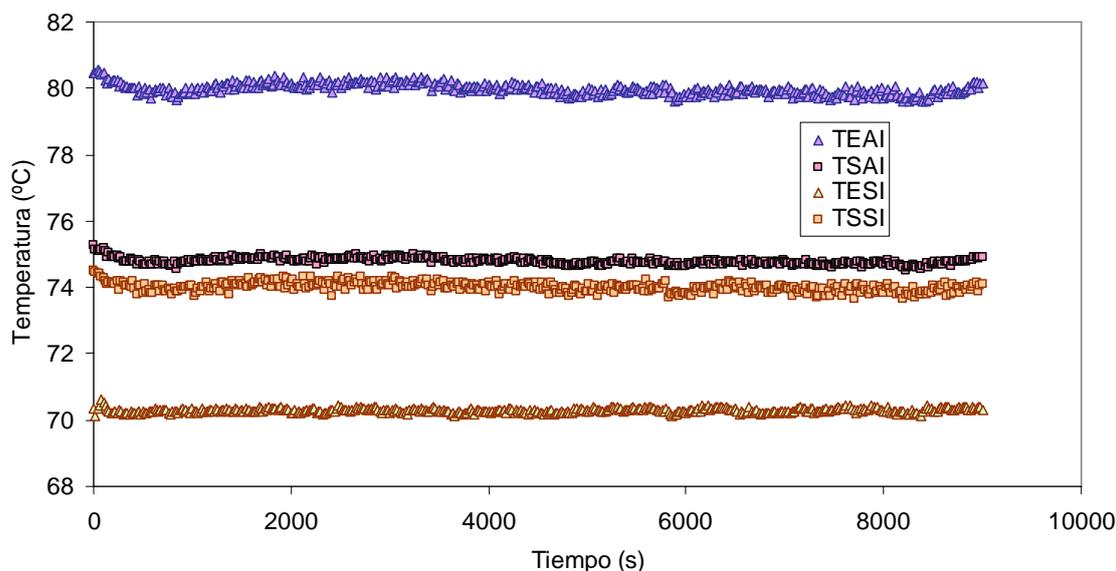


Figura 4.8 Resultados típicos de temperatura de entrada al intercambiador

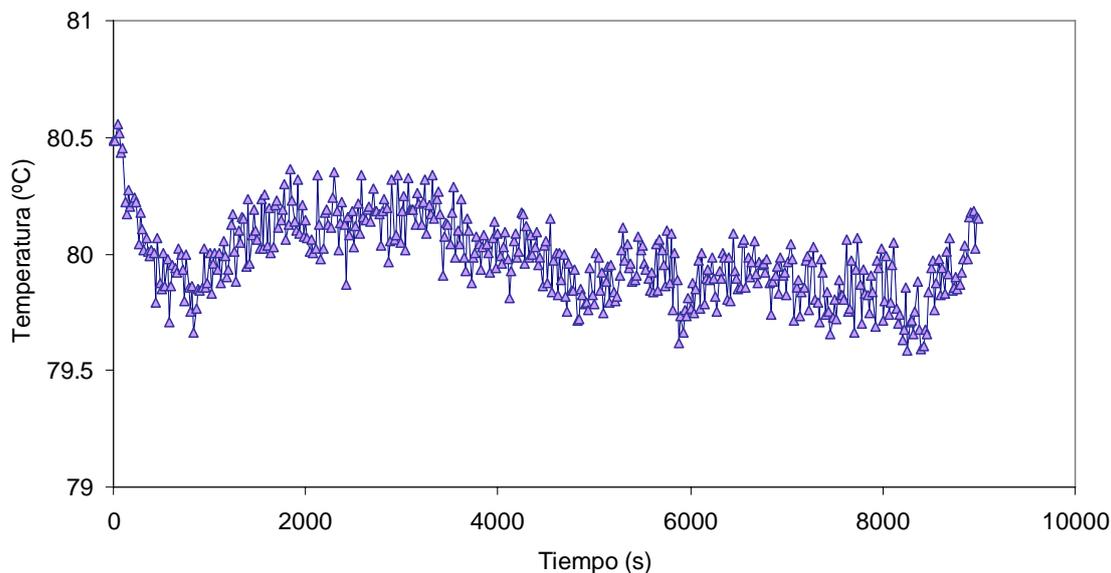


Figura 4.9 Evolución de la temperatura de entrada del agua al intercambiador para un ensayo experimental típico.

En cuanto a los cálculos realizados en el intercambiador, en la Figura 4.10 se muestra el flujo de calor calculado para el lado de calentamiento y para el lado de la solución. Como se puede apreciar, si bien para el flujo de calor calculado para el lado del calentamiento se puede considerar estable, en el caso de la solución, se tenían unas ciertas inestabilidades. Esto se debe a la relación de caudales considerados en las experimentaciones, provocando que las inestabilidades apreciadas en el lado de calentamiento, queden amplificadas en el lado de la solución.

En la Figura 4.11 se muestra el coeficiente experimental calculado para esta experiencia típica. En este caso, se puede apreciar que el coeficiente se mostraba razonablemente estable en las experiencias.

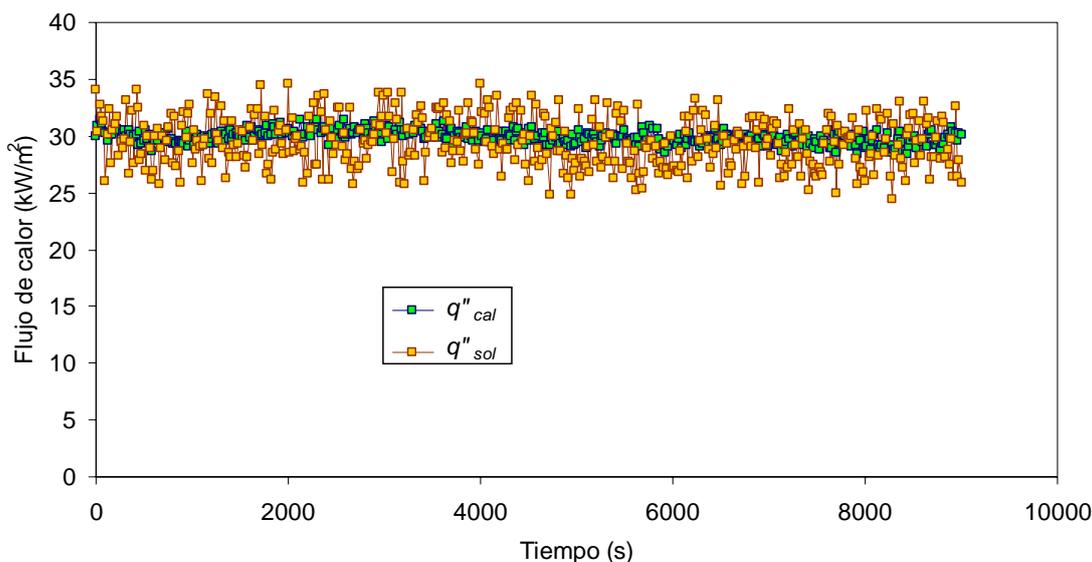


Figura 4.10 Evolución de los flujos de calor de calentamiento y solución calculados para un ensayo experimental típico.

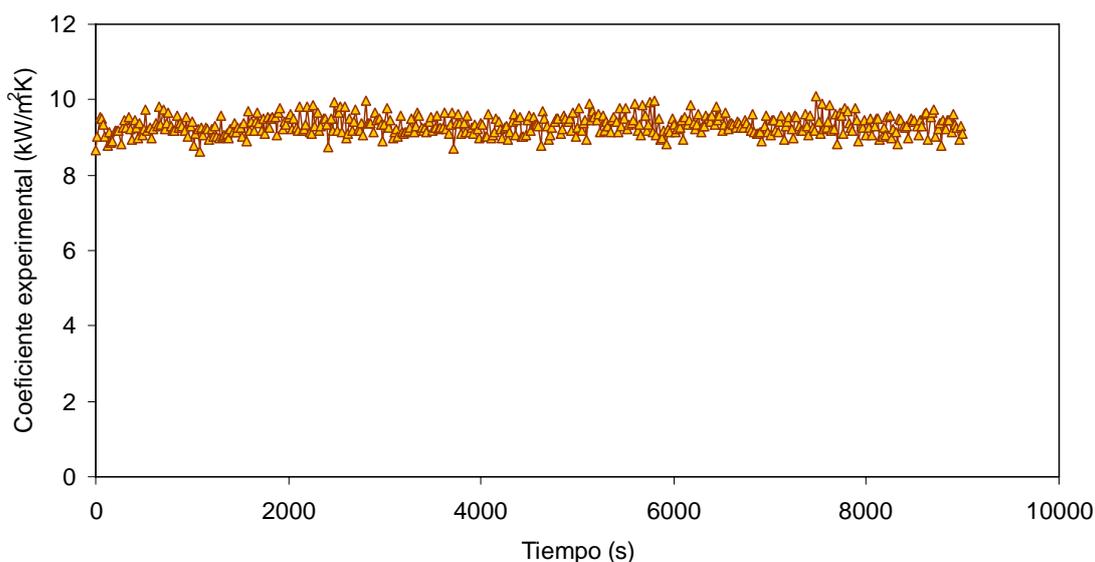


Figura 4.11 Evolución de los coeficientes de ebullición de la mezcla para un ensayo experimental típico.

El cálculo del título de vapor depende principalmente de las entalpías de entrada y de salida de la mezcla, que fueron calculadas a partir de las condiciones de equilibrio consideradas en el intercambiador. Como se puede apreciar en la Figura 4.12, a pesar de que los balances de energía en el lado de la solución daban dispersiones grandes, el título de vapor medio en el intercambiador se muestra aceptablemente estable.

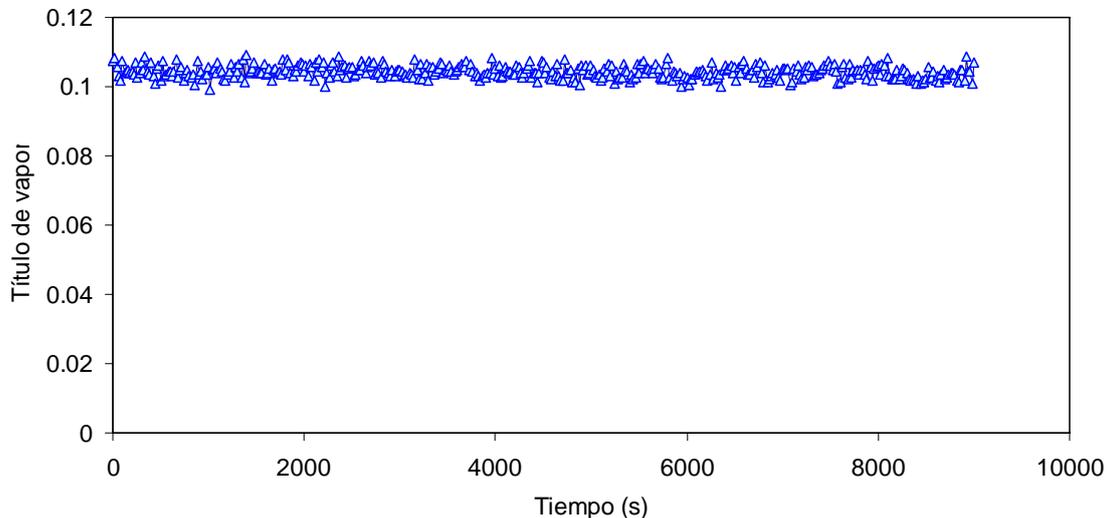


Figura 4.12 Evolución de los coeficientes de ebullición de la mezcla para un ensayo experimental típico.

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI  
ESTUDIO DEL PROCESO DE EBULLICIÓN FORZADA DE LA MEZCLA AMONIACO/AGUA EN INTERCAMBIADORES DE PLACAS PARA EQUIPOS DE  
REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.  
Francisco Táboas Touceda  
ISBN: 978-84-690-7588-3 / DL: T.1587-2007

## Bibliografía

Claesson, J. (2004). Thermal and Hydraulic performance of compact brazed plate heat exchangers operating as evaporators in domestic heat pumps. Stockholm, KTH (Royal institute of technology): 252.

Claesson, J. (2005). *Correction of Logarithmic Mean Temperature Difference in a compact brazed plate evaporator assuming heat flux governed flow boiling heat transfer coefficient*. International Journal of Refrigeration-*Revue Internationale Du Froid* **28**(4): 573-578.

Margat, L. (1997). Étude thermohydraulique en evaporation de la charge en fluide diphasique dans un canal corrugué brasé. Grenoble, Université de Provence Aix-Marseille: 306.

<b>5. Resultados experimentales.....</b>	<b>5.1</b>
5.1. Resultados de intercambio de calor agua/agua.....	5.1
5.2. Resultados del intercambio de calor en ebullición con la mezcla.....	5.3
5.2.1. Efecto del flujo másico en la transferencia de calor.....	5.3
5.2.2. Efecto del flujo de calor en la transferencia de calor.....	5.5
5.2.3. Efecto de la presión en la transferencia de calor.....	5.7
5.2.4. Efecto de la concentración de la mezcla en el coeficiente de transferencia de calor.....	5.9
5.3. Análisis de errores.....	5.11
5.3.1. Error experimental en los ensayos de ebullición.....	5.12
5.4. Comparación de los datos experimentales de la mezcla en el intercambiador de placas con las correlaciones propuestas en la bibliografía.....	5.13
5.4.1. Correlaciones de ebullición nucleada.....	5.14
5.4.2. Correlaciones de ebullición forzada en tubos.....	5.18
5.4.3. Correlaciones de ebullición de intercambiadores de placas.....	5.20
5.5. Aplicación de modelos de correlaciones de ebullición a los datos experimentales de la mezcla en el intercambiador de placas.....	5.21
5.5.1. Análisis de correlaciones de tipo convectivo.....	5.22
5.5.2. Análisis de correlaciones de tipo Kandlikar.....	5.23
5.5.3. Análisis de correlaciones de tipo asintótico.....	5.24
5.6. Propuesta de correlación para el intercambiador de placas.....	5.25
5.7. Conclusiones.....	5.30

## 5. Resultados experimentales

En este capítulo se muestran los resultados experimentales obtenidos en el dispositivo experimental mostrado en el capítulo anterior. La revisión bibliográfica ha mostrado que los coeficientes de transferencia de calor en ebullición se caracterizan por diferentes parámetros que influyen en el proceso de ebullición, como es la geometría del intercambiador, el flujo másico, la presión relativa del sistema, el flujo de calor, e incluso para ebullición de mezclas la concentración de la misma. La experimentación planteada ha intentado estudiar la influencia de todos estos parámetros dejando constantes las variables geométricas y de superficie del intercambiador.

Debido al método de obtención de datos experimentales propuesto, ha sido necesaria la obtención del coeficiente de transferencia de calor del lado de calentamiento. Este coeficiente se ha calculado a partir de resultados experimentales de intercambio de calor en simple fase. De los modelos de simple fase considerados, se ha seleccionado la correlación que mejor se ajustaba a los datos experimentales, lo que ha servido también para realizar la validación de los equipos de medida.

El interés de este trabajo se centró en obtener una correlación válida para el diseño de generadores de equipos de absorción. Considerando el rango de concentraciones típicas de un equipo de absorción, se seleccionó un rango de concentraciones desde 33 % hasta 65 %. En un generador de un equipo de absorción la generación de título de vapor influye en el rendimiento de la máquina de absorción, debido a que la generación de títulos de vapor altos requiere una mayor rectificación de los vapores, y sin embargo, si se generan títulos de vapor pequeños no se obtiene suficiente refrigerante en el evaporador. El rendimiento máximo de un ciclo de absorción de simple etapa, en una simulación tiende a encontrarse con una generación de título cercana al 10 %. El rango de títulos seleccionado en este estudio se ha obtenido para una generación máxima de vapor de un 30%, que se cree se encuentra cerca de la aplicación real de un equipo de absorción. En cuanto al estudio de presiones se ha restringido a presiones desde 7 hasta 15 bar, con flujos de calor entre 20 kW/m<sup>2</sup> hasta 70 kW/m<sup>2</sup>. Los flujos másicos fueron elegidos en función de las precisiones de los equipos y se seleccionó un rango de flujos másicos desde 50 a 170 kg/m<sup>2</sup>s.

### 5.1. Resultados de intercambio de calor agua/agua

En el capítulo anterior se ha manifestado la necesidad del conocimiento previo del coeficiente de transferencia de calor del lado del calentamiento. Para ello se han establecido una serie de experimentos con el objetivo de correlacionar los datos experimentales.

Según la mayoría de las correlaciones propuestas en la bibliografía, se admite que el régimen laminar en un intercambiador con un ángulo de 30 grados con respecto a la horizontal (como el que se ha instalado), existe para números de Reynolds entre 50 y 160, que se encuentran muy lejos de las condiciones experimentales ensayadas en este trabajo. Muley y Manglik (1997) consideran que sólo para Reynolds superiores a 1000 el flujo puede considerarse turbulento. En la experimentación se ha encontrado también una transición en el coeficiente de transferencia de calor para Reynolds inferiores a 1000, lo que implicaría la definición de una nueva ecuación para Reynolds bajos.

La precisión de los coeficientes de ebullición experimentales en el dispositivo depende en gran medida de los coeficientes de simple fase del lado de calentamiento en el intercambiador de placas. La resistencia térmica global del intercambiador en la medida en que se encuentre dominada por la resistencia térmica del lado del calentamiento tiende a dar precisiones del coeficiente de transferencia de calor peores. Para evitar esto, el caudal del agua debiera de ser

lo más alto posible sin que la diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida del agua caliente introduzca grandes errores experimentales en la obtención del calor del calentamiento. Con esta premisa, los experimentos realizados con números de Reynolds inferiores a 1000 se han eliminado del análisis de las correlaciones.

En la Figura 5.1 se muestran los resultados experimentales de los ensayos de transferencia de calor de simple fase frente a las correlaciones seleccionadas para la predicción de los coeficientes de transferencia de calor en simple fase. Las bandas de error en el coeficiente de transferencia de calor son del 10 %. Como se puede apreciar, las correlaciones generalistas de Wanniarachchi et al. (1995) y de Muley y Manglik (1999), ofrecen valores calculados inferiores al experimental. De las correlaciones más sencillas en su cálculo, la correlación de Thonon (1995) predice coeficientes ligeramente superiores, y la correlación de Okada et al. (1972) que predice coeficientes semejantes a los de Wanniarachchi et al. (1995) y de Muley y Manglik (1999). De entre todas estas correlaciones, la correlación de Kumar (1984) se muestra como la mejor correlación para nuestro intercambiador, y esta es la correlación utilizada en el cálculo del coeficiente de simple fase del lado del calentamiento en los ensayos ebullición. Esta comparación no debe de tomarse como una regla general por cuanto el coeficiente de transferencia de calor obtenido en este trabajo sólo incluye un intercambiador, y el rango de Reynolds estudiado es limitado. En cualquier caso, en las condiciones ensayadas, cualquiera de las correlaciones considerada puede considerarse como válida.

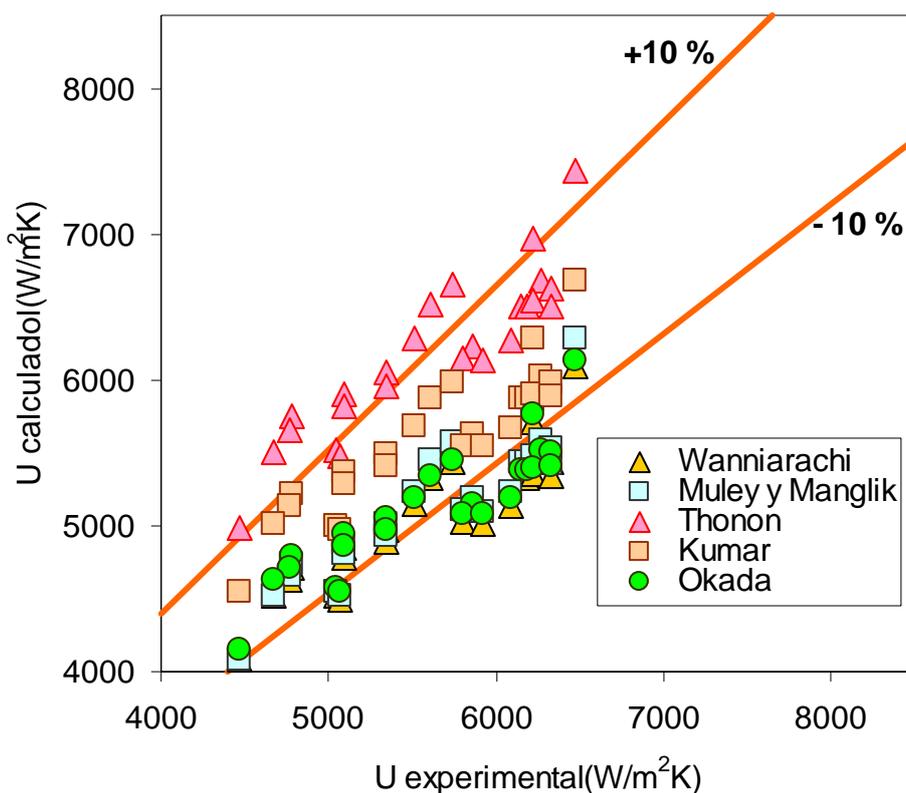


Figura 5.1 Coeficiente global de transferencia de calor en simple fase frente al coeficiente de transferencia de calor global calculado con las correlaciones consideradas.

## 5.2. Resultados del intercambio de calor en ebullición con la mezcla

En la revisión bibliográfica realizada se han recopilado las variables de posible influencia en los coeficientes de ebullición de amoniaco/agua en el intercambiador de placas. A partir de este estudio se han hecho una serie de experimentos para mostrar la evolución de la curva de ebullición en función del título medio en el intercambiador, con el resto de las condiciones constantes.

En el procedimiento experimental se han obtenido datos experimentales considerando diferentes títulos de vapor de entrada al intercambiador. El primer dato experimental se obtiene para condiciones de un cierto subenfriamiento a la entrada del intercambiador, de forma que los sucesivos datos experimentales se obtienen con subenfriamiento inferior, o con un cierto título de entrada al intercambiador. A la hora de representar los datos experimentales se han subdividido en cuatro subapartados, mostrando el efecto de las variables que podían mostrar influencia en los coeficientes de ebullición en el intercambiador: flujo másico, flujo de calor, presión y concentración de la mezcla.

### 5.2.1. Efecto del flujo másico en la transferencia de calor

La experimentación ha mostrado como el flujo másico es la variable que muestra más influencia en el valor experimental de los coeficientes de ebullición para las condiciones experimentales consideradas. En la Figura 5.2 se muestran los coeficientes experimentales en función del título de vapor en el intercambiador de placas ensayado, mostrando el efecto del flujo másico en los coeficientes de ebullición. Cada una de las gráficas mostradas muestran los coeficientes de ebullición para un flujo de calor constante. Como se puede apreciar en las gráficas mostradas, conforme se eleva el título medio de vapor en el intercambiador, se pueden diferenciar tres regiones de comportamiento del coeficiente de ebullición. En primer lugar se puede apreciar un aumento rápido del coeficiente de ebullición hasta títulos de vapor cercanos al 5 % hasta una estabilización para títulos cercanos al 10 %. A partir de la estabilización del coeficiente de transferencia de calor, el valor de los coeficientes tiende a descender ligeramente, conforme se avanza en la curva de ebullición para los flujos másicos de 70 y 50 kg/m<sup>2</sup>s, mientras que para los flujos másicos de 100 y 140 kg/m<sup>2</sup>s a partir de un punto este coeficiente tiende a aumentar conforme aumenta el título de vapor. Se puede apreciar también que la pendiente de este crecimiento depende del flujo másico considerado.

El rápido incremento de los coeficientes de ebullición para títulos de vapor más bajos se ha justificado debido a que es posible que el fluido entrase en condiciones de subenfriamiento en el intercambiador. El cálculo del título de subenfriamiento, se calcula por medio de Eq.(5.1).

$$título_{sub} = -\frac{Cp\Delta T}{h_{v,sat} - h_{l,sat}} \quad \text{Eq.(5.1)}$$

En la Figura 5.3 se muestran los mismos resultados de la Figura 5.2, pero esta vez se representan los coeficientes de ebullición en función del título de vapor de entrada al intercambiador. Como se puede apreciar el máximo local del coeficiente de ebullición para títulos de vapor bajos se produce cuando el fluido entra a la temperatura cercana de saturación.

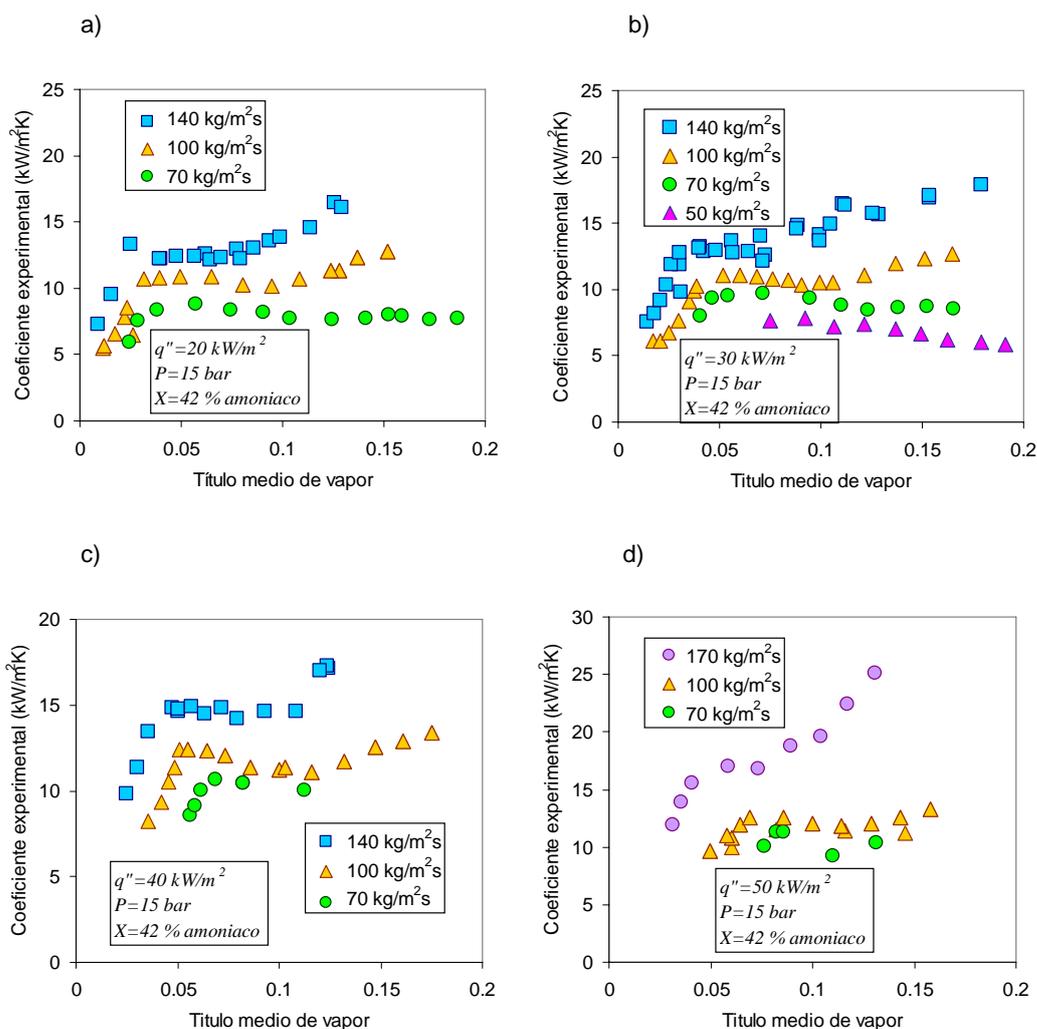


Figura 5.2. Evolución del coeficiente de transferencia de calor en función del título de vapor para una concentración constante de 42 %. Presión 15 bar. a) Flujo de calor de 20 kW/m<sup>2</sup>. b) Flujo de calor de 30 kW/m<sup>2</sup> c) Flujo de calor de 40 kW/m<sup>2</sup> d) Flujo de calor de 50 kW/m<sup>2</sup>.

A partir de este máximo local en los coeficientes de ebullición, cuando la temperatura de entrada al intercambiador se iguala a la temperatura de saturación, los coeficientes de ebullición tienden a disminuir ligeramente conforme el título de vapor aumenta en el intercambiador. Este descenso en los coeficientes de ebullición es más pequeño conforme el flujo másico aumenta, siendo ya imperceptible este descenso para flujos másicos de 140 kg/m<sup>2</sup>s, Figura 5.3. Esta disminución del coeficiente de ebullición en la zona de estabilización de los coeficientes de ebullición en principio se atribuyó a una mejora en la transferencia de masa en la interfase líquido/vapor, debido a que la composición del líquido en el intercambiador se modifica conforme aumenta el título de vapor. Sin embargo, conforme el líquido remanente se enriquece en agua, la predicción de la correlación de Schlünder-Thome de ebullición nucleada de mezclas propuesta en este trabajo tiende a dar valores superiores, y por tanto los efectos de mezcla no justifican este comportamiento.

También se aprecia, en la zona de aparente nucleación, que el coeficiente de transferencia de calor se ve incrementado por el flujo másico, lo que implicaría una cierta superposición de los efectos convectivos y de nucleación que también apreciaron Hsieh y Lin (2003) en ebullición de R410A en intercambiadores de placas.

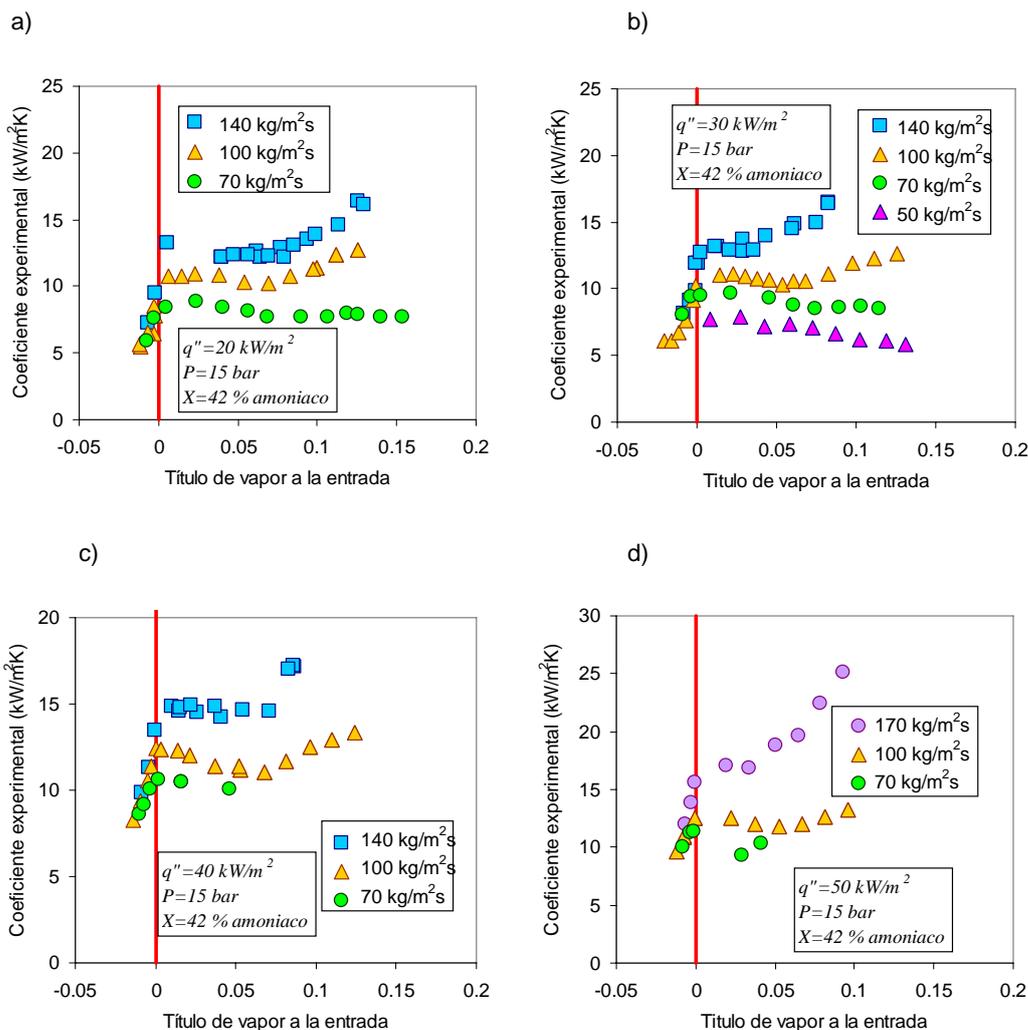


Figura 5.3 Evolución del coeficiente de transferencia de calor en función del título de vapor a la entrada del intercambiador para una concentración constante de 42 %. Presión 15 bar. a) Flujo de calor de 20 kW/m<sup>2</sup>. b) Flujo de calor de 30 kW/m<sup>2</sup>.

### 5.2.2. Efecto del flujo de calor en la transferencia de calor

En la revisión bibliográfica realizada de transferencia de calor en ebullición forzada en intercambiadores de placas, y por extensión en intercambiadores compactos, se ha visto que dependiendo de la fuente consultada, se afirma que los coeficientes de ebullición se ven influenciados por el flujo de calor o por el título de vapor. Cada uno de estos comportamientos representa los fenómenos de transferencia de calor de ebullición nucleada y convectiva.

En el análisis de datos experimentales realizado en el apartado anterior, se mostraba que la estabilización de los coeficientes de transferencia de calor con el título de vapor se producía para títulos de vapor bajos y el tamaño de la zona de aparente nucleación se reducía conforme el flujo másico aumentaba. Esta zona se había identificado como una zona de ebullición nucleada, la forma de confirmar efectos de ebullición nucleada sería mostrar la dependencia del coeficiente de ebullición con el flujo de calor.

En la Figura 5.4 se muestra el efecto del flujo de calor en el coeficiente de ebullición para una concentración del 42 % de amoniaco a una presión de 15 bar. En este caso, el coeficiente de ebullición se obtuvo para flujos másicos de 70 y 100 kg/m<sup>2</sup>s. En estas gráficas se muestran que los coeficientes de ebullición en la zona de aparente nucleación se encuentran afectados por el flujo de calor. En primer lugar se aprecia que la influencia del flujo de calor es apreciable pero

no tan grande como la influencia del flujo másico. En los datos experimentales obtenidos para un flujo másico de  $70 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , se aprecia que la zona de aparente nucleación se extiende hasta títulos de vapor de entrada cercanos al 20 % sin apreciarse en ningún momento la transición a la ebullición convectiva. Los datos experimentales de ebullición obtenidos para un flujo másico de  $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$  sin embargo, muestran que esta transición se produce a partir del 10 % de generación de título de vapor. A partir de este título de vapor, los datos se agrupan en la misma pendiente y el flujo de calor no muestra ninguna influencia en los coeficientes de ebullición, típico comportamiento la ebullición convectiva en ebullición en tubos lisos.

En la Figura 5.5 se muestran los datos experimentales para diferentes flujos de calor y con un flujo másico de  $140 \text{ kg/m}^2\text{s}$ . En este caso, la dispersión de los datos es mayor, justo donde el coeficiente de transferencia de calor tiene mayor error. Se aprecia en primer lugar que la zona de aparente nucleación se acorta, en comparación con los datos obtenidos a  $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$  de la Figura 5.4 b), y se muestra otra vez que la transición de la ebullición nucleada a convectiva es una transición abrupta, donde una vez que el flujo se vuelve convectivo, el flujo de calor no influye en los coeficientes de transferencia de calor.

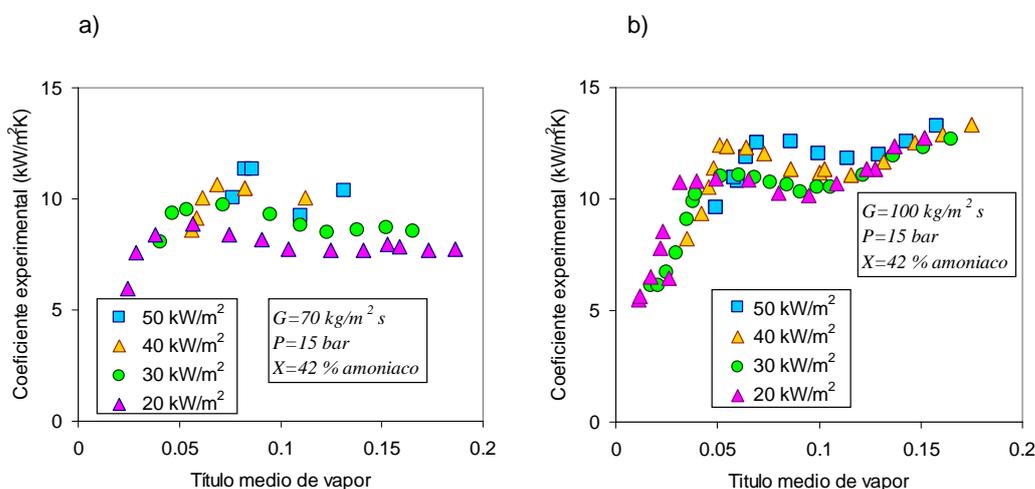


Figura 5.4. Efecto del flujo de calor en el coeficiente de ebullición para diferentes flujos másicos a una presión de 15 bar y concentración 42 %. Flujos másicos de 70 100  $\text{kg/m}^2\text{s}$ .

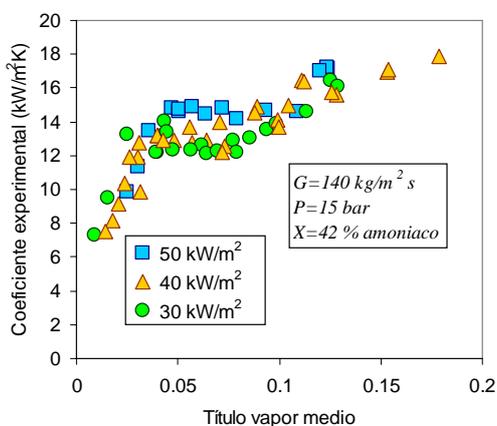


Figura 5.5. Efecto del flujo de calor en el coeficiente de ebullición para diferentes flujos másicos a una presión de 15 bar y concentración 42 %. Flujo másico de  $140 \text{ kg/m}^2\text{s}$ .

### 5.2.3. Efecto de la presión en la transferencia de calor

Se sabe que la presión ejerce influencia en el coeficiente de transferencia de calor en ebullición. Además se sabe que este efecto es más acusado en la ebullición nucleada que en la ebullición convectiva, de hecho, la mayoría de correlaciones de ebullición nucleada utilizan la presión relativa del sistema para el cálculo de coeficientes de transferencia de calor en condiciones de ebullición en recintos cerrados. El aumento de la presión en un fluido hace que la entalpía de vaporización disminuya, provocando que la generación de burbujas sea más intensa a igualdad de otras propiedades. Para el caso de una mezcla, la entalpía de vaporización no disminuye en la misma medida.

Como ejemplo de lo citado anteriormente, en la Figura 5.6 se muestra la influencia de la presión en los coeficientes de ebullición nucleada. Los resultados de esta Figura se han calculado para mismo flujo de calor de  $30 \text{ kW/m}^2$  con amoníaco puro, y se han comparado con las predicciones del modelo de ebullición nucleada de mezclas propuesto en esta tesis para un rango de presiones relativas (del fluido puro y de la mezcla respectivamente) desde 0.2 a 0.5. Como se puede apreciar las predicciones del modelo de mezclas considerado, considera la presión relativa como una variable de escasa influencia en el coeficiente de ebullición nucleada.

Los intercambiadores de placas con placas termosoldadas, tienen limitada la presión máxima de trabajo de unos 20 bares, con una temperatura máxima de trabajo de  $225 \text{ }^\circ\text{C}$ . En el estudio los coeficientes de ebullición, además de estar impuesta presión máxima de trabajo, la presión mínima vino determinada por las temperaturas mínimas de condensación. De esta forma las presiones de ensayo de este trabajo se han seleccionado entre 7 y 15 bares. El estudio de la influencia de la presión en los coeficientes de ebullición corresponde a un rango relativamente pequeño de presiones reducidas, aunque teniendo en cuenta las condiciones de operación de la mezcla amoníaco/agua en sistemas de absorción, podría considerarse un rango amplio de presiones.

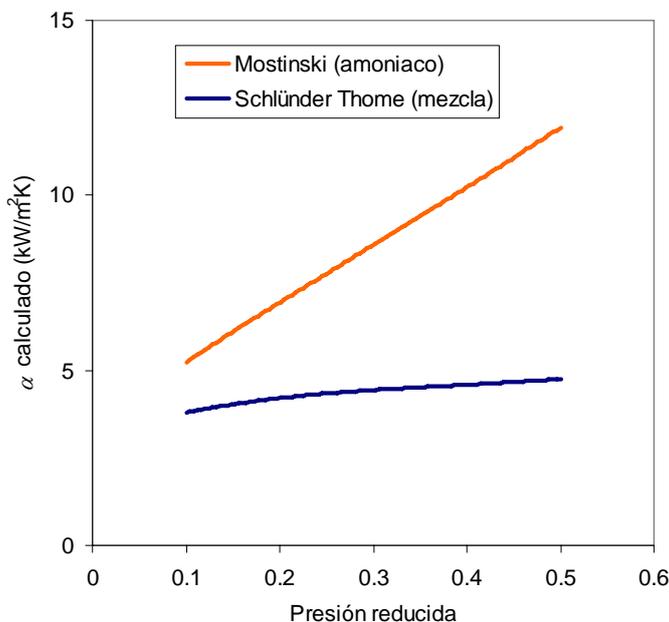


Figura 5.6 Comparación de la obtención de los coeficientes de ebullición del fluido puro amoníaco y la mezcla amoníaco/agua con un flujo de calor de  $30 \text{ kW/m}^2$ . En el caso de la mezcla, se ha considerado una concentración del 30% en peso.

En los datos experimentales obtenidos se han observado discrepancias en el comportamiento de los datos experimentales que se han atribuido a errores en la experimentación, o a que como los experimentos han sido realizados en diferentes momentos, es posible que las condiciones experimentales hubiesen cambiado a lo largo de la experimentación. De todas formas, las diferencias en los coeficientes experimentales son pequeñas.

En la Figura 5.7 se muestran los coeficientes de ebullición experimentales para un flujo másico de  $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , para una concentración del 42 % de amoníaco. Como se puede apreciar comparando los datos experimentales de la Figura 5.7 a) a  $30 \text{ kW/m}^2$  con los datos de la Figura 5.7 b) para un flujo de calor de  $20 \text{ kW/m}^2$ , a las presiones de 7 y 15 bar, se muestra un desplazamiento del inicio de la ebullición convectiva, un comportamiento que no se había observado anteriormente. También se aprecia como la zona de ebullición de aparente nucleación se acorta, lo que podría significar una reducción de los coeficientes de ebullición nucleada

Para comprobar este comportamiento, se han obtenido datos experimentales con flujos másicos inferiores, de  $70 \text{ kg/m}^2\text{s}$ . Figura 5.8. Se puede apreciar en las dos figuras que los valores experimentales del coeficiente de ebullición tienen poca desviación entre ellos, por lo que se concluye que si es que existe algún efecto de la presión en los coeficientes, ésta es escasa.

Se han obtenido datos con flujos másicos superiores de  $140 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , pero en este caso sólo se han obtenido para las presiones de 10 y 15 bar. Figura 5.9. Donde se puede apreciar como escasa la influencia de la presión en los coeficientes.

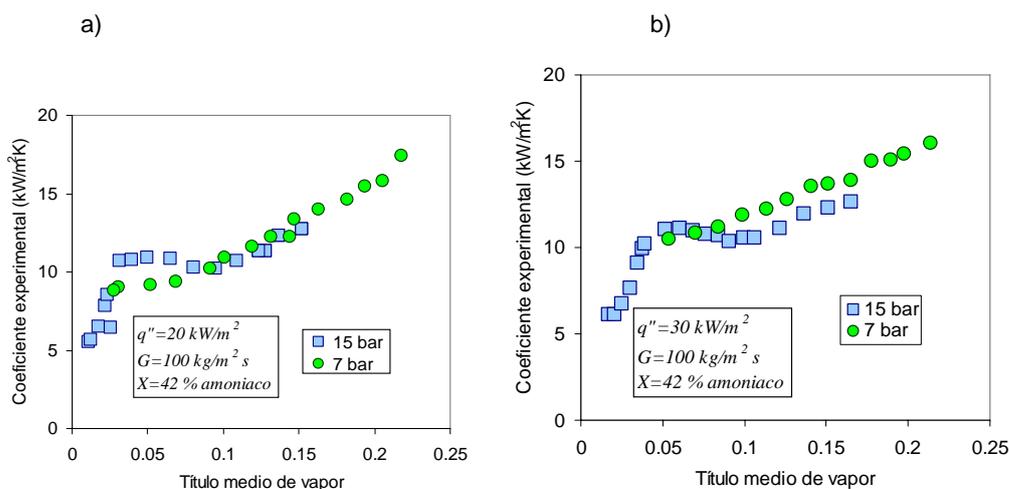


Figura 5.7 Efecto de la presión en el coeficiente de transferencia de calor de la mezcla a lo largo del título de vapor. Flujo másico en las dos gráficas de  $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ . a) flujo de calor  $30 \text{ kW/m}^2$  b) flujo de calor  $20 \text{ kW/m}^2$ .

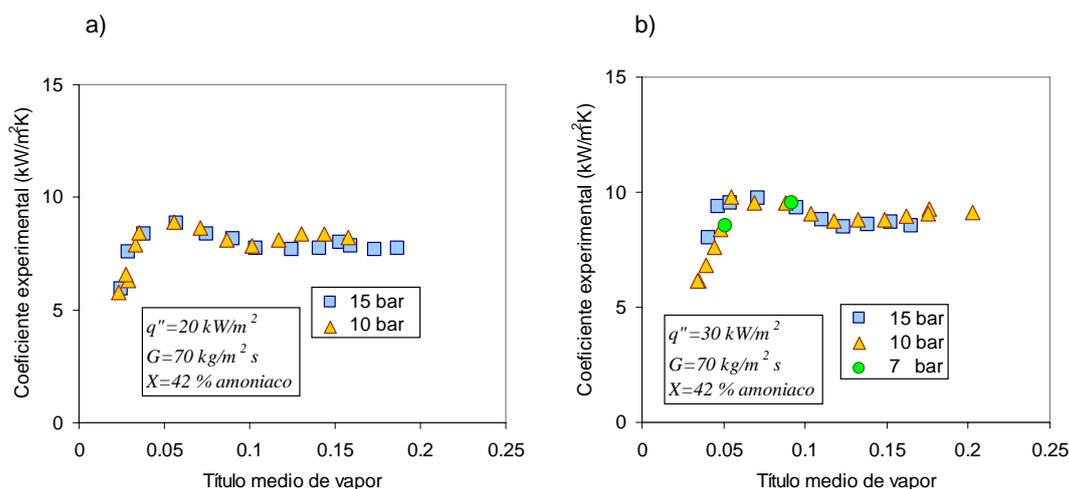


Figura 5.8 Efecto de la presión en el coeficiente de transferencia de calor de la mezcla a lo largo del título de vapor. Flujo de calor en las dos gráficas de  $70 \text{ kg/m}^2\text{s}$ . a) flujo calor  $20 \text{ kW/m}^2$  b) flujo calor  $30 \text{ kW/m}^2$ .

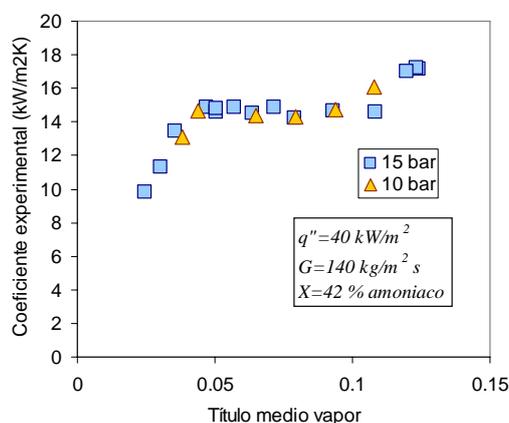


Figura 5.9 Efecto de la presión en el coeficiente de transferencia de calor de la mezcla a lo largo del título de vapor. Flujo de calor  $40 \text{ kW/m}^2$ . flujo másico  $140 \text{ kg/m}^2\text{s}$ .

#### 5.2.4. Efecto de la concentración de la mezcla en el coeficiente de transferencia de calor

En ebullición forzada se considera que el efecto de la concentración en los coeficientes de ebullición se produce principalmente en los coeficientes de nucleación. Las concentraciones consideradas en este trabajo fueron seleccionadas considerando las concentraciones típicas de un generador de un equipo de absorción de amoníaco/agua. La concentración del fluido que entra en el generador se encuentra determinada en gran medida por la temperatura del fluido de refrigeración del absorbedor y el condensador, con concentraciones de amoníaco entre el 35% hasta un 60% en peso. Los ensayos realizados en el dispositivo experimental han oscilado entre un 33% y un 62% de concentración, que se puede considerar que incluye el rango de posible funcionamiento de una máquina de absorción de amoníaco/agua.

Para mostrar el efecto de estas concentraciones en los coeficientes de ebullición nucleada, en la Figura 5.10 se muestra el resultado del cálculo de coeficientes por medio de la correlación propuesta en este trabajo, mostrándose el efecto de la concentración en los coeficientes de ebullición para concentraciones de amoníaco entre un 20% a un 60%. Se puede apreciar que el mínimo de estos coeficientes se encuentra a concentraciones del 45%, mientras que el

máximo de estos coeficientes se encuentra a la concentración mínima considerada. La máxima variación de estos coeficientes se cuantifica en un 26 %.

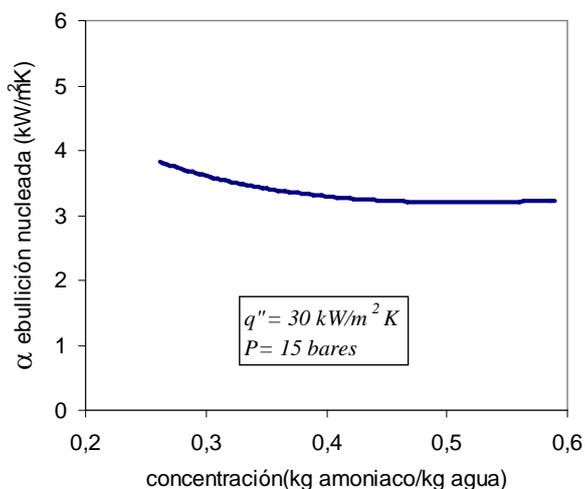


Figura 5.10. Resultados de las correlaciones propuestas para el cálculo de coeficientes de ebullición de la mezcla amoníaco/agua en condiciones de ebullición en recintos cerrados y ebullición en flujo forzado.

Considerando esta vez los datos experimentales obtenidos en el intercambiador de placas, en la Figura 5.11 se muestran los datos experimentales obtenidos para las concentraciones de 62, 53 y 42 %, a una presión de 15 bar, flujo de calor de 30 kW/m<sup>2</sup> y flujos máxicos de 70 y 140 kg/m<sup>2</sup>s. Como se puede apreciar, las diferencias obtenidas para el coeficiente de transferencia de calor son pequeñas entre si. Se puede apreciar también que la dispersión de los datos de ebullición obtenidos con una concentración del 62 % es grande, y es difícil sacar conclusiones de los valores experimentales.

En la Figura 5.12 se muestran datos experimentales de ebullición a una presión de 10 bares con un flujo de calor de 50 kW/m<sup>2</sup> y con un flujo máxico de 140 kg/m<sup>2</sup>s, donde se tienen datos de ebullición con concentración de 34 %. Se puede apreciar una cierta diferencia en la zona de aparente nucleación a pesar de los pocos datos experimentales considerados.

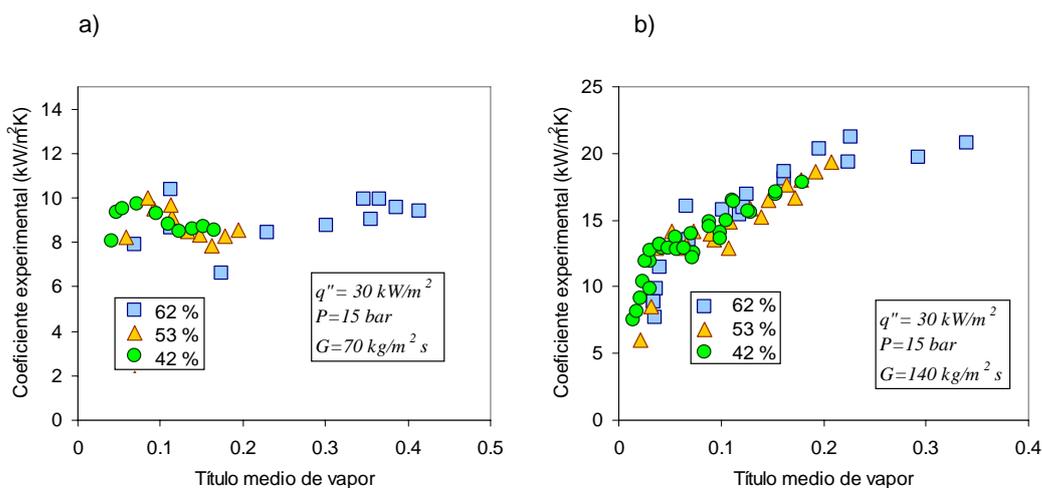


Figura 5.11. Flujo de calor en las dos gráficas de 30 kW/m<sup>2</sup>, Presión 15 bar. a) Flujo máxico 70 kg/m<sup>2</sup>s. b) Flujo máxico 140 kg/m<sup>2</sup>s.

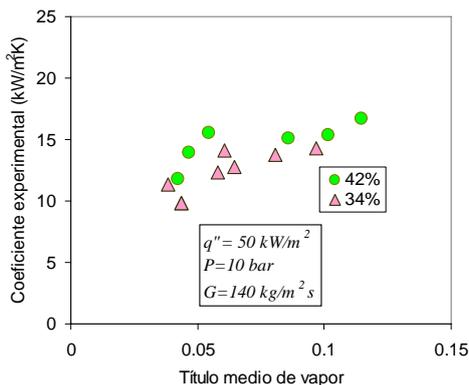


Figura 5.12. Curvas de ebullición obtenidas para el coeficiente de transferencia de calor en ebullición. Flujo de calor en las dos gráficas de  $50 \text{ kW/m}^2$ , Presión de 10 bar. Flujo másico  $140 \text{ kg/m}^2\text{s}$ .

### 5.3. Análisis de errores

En este apartado se muestran los resultados del análisis de errores realizado con parte de los datos experimentales. Para hacer el análisis de errores se ha utilizado el software EES que lleva implementado el método descrito en la nota técnica del NIST 1297 (Taylor B.N. and Kuyatt, C.E., Guidelines for Evaluating and Expressing the Uncertainty of NIST Measurement Results, National Institute of Standards and Technology Technical Note 1297, 1994), en donde se asume que si las variables medidas no son correlacionadas y son aleatorias, el error asociado a la variable se expresa a partir de Eq.(5.2).

$$Error_y = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left( \frac{\partial y}{\partial x_i} \right)_i^2 Error_{x_i}^2} \quad \text{Eq.(5.2)}$$

En el primer apartado de este capítulo se ha visto como el coeficiente de transferencia de calor en simple fase se puede predecir con un 10 % de error experimental, lo que limita la precisión en la obtención de los coeficientes de ebullición. En las medidas tanto de transferencia de calor en ebullición como en el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor en simple fase se han utilizado caudalímetros de diferente precisión. El caudalímetro del lado de calentamiento tiene un error asociado de  $\pm 3.6 \text{ kg/s}$ . En el caso del caudalímetro del lado de solución el error experimental era de  $\pm 1.6 \text{ kg/s}$ . Los sensores de presión tanto a la entrada como a la salida del intercambiador tenía una precisión de  $\pm 0.016 \text{ bar}$ . Las sondas de temperatura utilizadas son unas Pt100 tanto en la entrada como en la salida del intercambiador. Estas sondas Pt100 después de la calibración ofrecen  $0.1 \text{ }^\circ\text{C}$  de precisión en la medida de la temperatura. En cuanto a las propiedades del agua, se han supuesto un error del  $\pm 2 \%$ . Considerando que el fluido es agua puede parecer excesivo, pero se ha tenido en cuenta una posible contaminación del agua por impurezas en los circuitos. En cuanto a la mezcla, debe conocerse la concentración para poder establecer el título de vapor a la salida del intercambiador. La concentración en los ensayos se obtiene a través del equilibrio en el tanque de solución, y se ha visto que el error experimental es de  $\pm 1 \%$  en la concentración. Se ha considerado que el error asociado a la concentración, lleva implícito el error en la determinación de las propiedades de amoníaco para el cálculo del título de vapor.

### 5.3.1. Error experimental en los ensayos de ebullición

En las subsiguientes gráficas se muestran los resultados obtenidos del análisis de errores en los ensayos de ebullición. En primer lugar, en cuanto al título de vapor se observa que cuanto mayor es éste, mayor es la incertidumbre en la determinación del mismo. Para títulos de vapor pequeños el error experimental se reduce, y esto se debe a que si la mezcla entra en condiciones de subenfriamiento, los gradientes de temperatura son mayores, permitiendo una menor indeterminación en el título de vapor. En cuanto al coeficiente de transferencia de calor, se aprecia que los errores experimentales se elevan conforme se elevan los coeficientes de ebullición. La mayoría de los experimentos realizados se han hecho con un coeficiente de calentamiento de entre 20 y 23 kW/m<sup>2</sup>K. En cuanto al coeficiente de transferencia de calor del lado de solución se acerca al valor del coeficiente del lado de calentamiento, el coeficiente global se ve influenciado por los dos coeficientes.

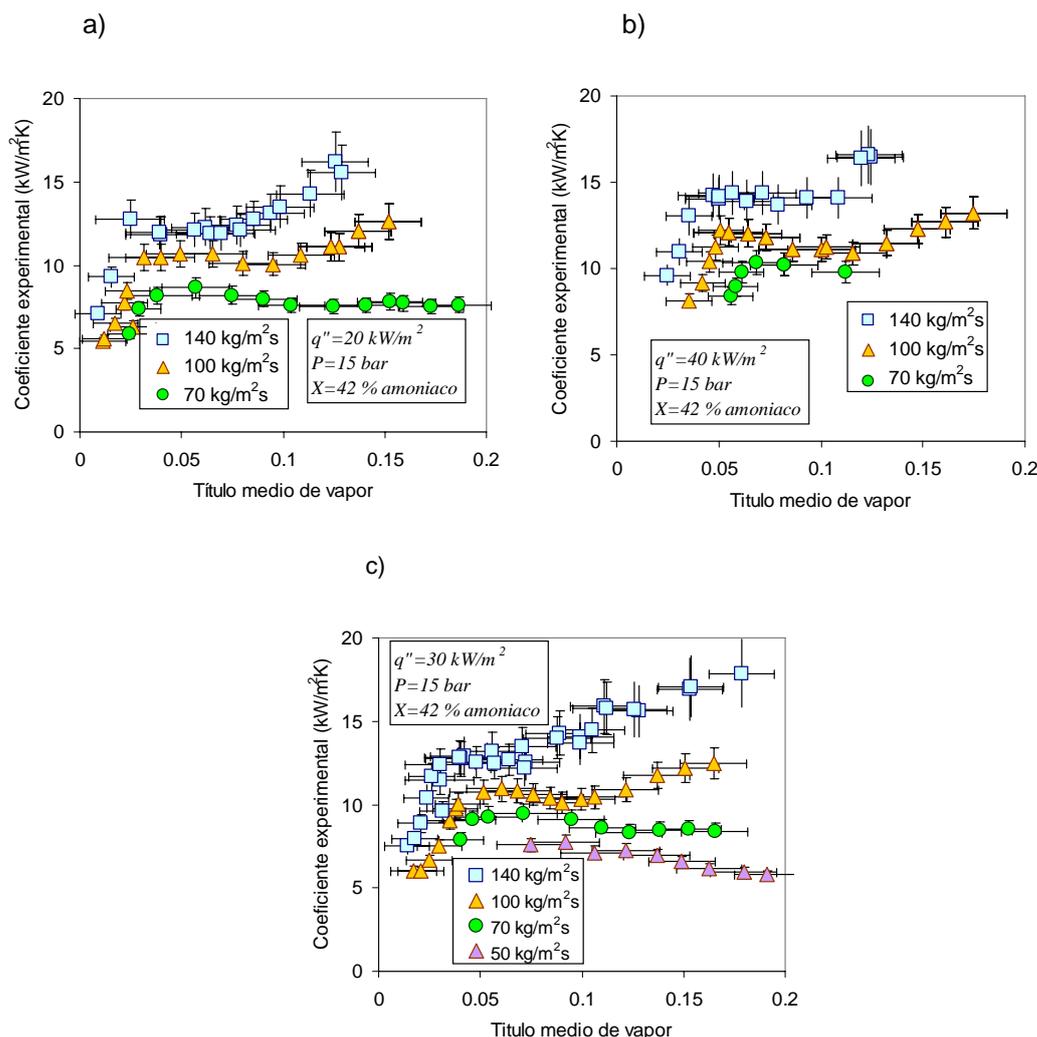


Figura 5.13 Análisis de errores para los datos experimentales considerados. a) Flujo de calor 20 kW/m<sup>2</sup>. b) Flujo de calor 30 kW/m<sup>2</sup>. c) Flujo de calor 40 kW/m<sup>2</sup>.

Para ilustrar las fuentes de errores experimentales del proceso de ebullición en el intercambiador, se muestran en la Tabla 5.1 el cálculo de errores experimentales para una experiencia con un título de salida del intercambiador de 0.33, obtenido experimentalmente para el flujo másico de 140 kg/m<sup>2</sup>s y con un flujo de calor de 30 kW/m<sup>2</sup>s. Esta experiencia lleva asociado un 14 % de error. Como se puede apreciar el mayor error en la determinación del coeficiente se encuentra en la estimación del coeficiente de transferencia de calor del lado de calentamiento, seguido por la temperatura de salida del agua del intercambiador. La temperatura de salida del agua en el intercambiador tiene influencia en el cálculo del calor de calentamiento, y también en el cálculo de la diferencia de temperaturas media logarítmica.

Tabla 5.1 Valor obtenido de las derivadas parciales de las variables experimentales del intercambiador

$\frac{\partial \alpha_{sol}}{\partial Variable}$	Valor de las derivadas parciales	Porcentaje de influencia en el error
$m_{cal}$	0.111	1.54
$Cp_w$	13.05	2.9
$T_{w,ent,int}$	4.7464	2.17
$T_{sol,ent,int}$	7.7659	5.81
$T_{w,sal,int}$	-19.3604	36.12
$T_{sol,sal,int}$	6.8481	4.52
$A_{int}$	-548,4202	0.03
$K_{pared}$	-7.7863	0.14
$\alpha_{cal}$	1.1209	46.77

#### 5.4. Comparación de los datos experimentales de la mezcla en el intercambiador de placas con las correlaciones propuestas en la bibliografía

Atendiendo a las orientaciones encontradas en la bibliografía, para hacer el estudio de correlaciones a aplicar para el cálculo del coeficiente de ebullición de la mezcla amoniaco/agua, es posible considerar por una parte la aplicación de correlaciones de ebullición de mezclas en recintos cerrados, se pueden plantear también correlaciones de ebullición en tubos verticales, e incluso correlaciones de ebullición definidos para ebullición de fluidos puros en canales estrechos o, en su defecto, utilizar correlaciones específicas de intercambiadores de placas. Para cada una de estas orientaciones, se han propuesto en la bibliografía diferentes correlaciones, de las cuales en este estudio se han considerado las referenciadas en la Tabla 5.2.

Tabla 5.2 Correlaciones consideradas en este estudio

<b>Ebullición nucleada</b>	<b>Ebullición forzada mezclas (tubo lisos)</b>	<b>Específicos placas</b>
<b>Mezclas</b>	Bennett y Chen (1980)	Yan y Lin (1999)
Propuesta (esta Tesis)	Kandlikar (1998)	Donowski y Kandlikar (2000)
<b>Canales estrechos</b>	Jung et al. (1989)	Hsieh y Lin (2002)
Lazarek y Black (1982)	Steiner (1993)	Han et al. (2003)
Tran (1999)		Ayub (2003),(Ayub (2004))

### 5.4.1. Correlaciones de ebullición nucleada

En el análisis de los datos experimentales realizado, se ha visto que fundamentalmente es el flujo másico quien influencia en mayor medida el coeficiente de ebullición, seguido por el flujo de calor en el intercambiador. Sin embargo, Claesson (2004) encontró que de entre todas las correlaciones consideradas las correlaciones fundamentalmente dependientes del flujo de calor eran las que más se adecuaban a los datos experimentales en el intercambiador. En principio, esto se contradice con los datos experimentales de esta tesis, pero habría que tener en cuenta que flujos másicos de refrigerante ensayados por este autor son inferiores a lo del presente trabajo. Este autor recomendó la correlación de Cooper como la correlación adecuada para correlacionar los datos experimentales de ebullición en placas afectando los coeficientes por una constante que tomaba el valor de 1.5.

Como en este estudio se ha trabajado con una mezcla, en vez de la correlación de Cooper, se ha considerado la correlación de ebullición nucleada que se ha propuesto en el capítulo 3, dado que esta correlación reproduce con suficiente fidelidad los datos experimentales de ebullición nucleada de la mezcla amoniaco/agua.

Para cuantificar los efectos de la ebullición nucleada en los coeficientes de ebullición, se ha considerado el criterio de Thonon et al. (1997) descrito en el segundo capítulo de esta tesis. En la Figura 5.14 se muestran los resultados del criterio. Como se puede apreciar, si bien existe una tendencia de los datos experimentales a disminuir conforme aumentan los parámetros de Boiling y Martinelli en el intercambiador, los valores finales de los coeficientes de transferencia de calor en ebullición nucleada a partir de  $Bo \chi_{tt} > 5 \cdot 10^{-3}$  no sólo dependen del coeficiente de ebullición nucleada, lo que podría dar a entender un cierto efecto del flujo másico en los

coeficientes de transferencia de calor para estas condiciones. Se puede apreciar también en esta gráfica, que el coeficiente de ebullición reducida tiene como valor mínimo 2, lo que reafirma la hipótesis de que los datos experimentales se han obtenido en condiciones de transición de ebullición nucleada a convectiva.

Sin embargo, Wettermann y Steiner (2000) manifiestan en su trabajo, que en ebullición forzada de mezclas en tubos lisos, los coeficientes de ebullición nucleada pueden verse mejorados al haber una cierta renovación de la capa límite de las burbujas, mejorando los coeficientes de transferencia de masa. La cuantificación de estos coeficientes no ha sido comprobada para intercambiadores de placas lo que provocaría ir a “ciegas” en los modelos predictivos.

Para establecer la validez del postulado de Wettermann y Steiner (2000), el coeficiente reducido calculado se obtuvo a partir el valor del coeficiente de transferencia de calor en ebullición ideal, sin considerar los efectos de la mezcla. En la Figura 5.15 se muestran los resultados del criterio de Thonon considerando la mezcla como ideal. Se puede apreciar que a partir de  $Bo\chi_{tt} > 5 \cdot 10^{-3}$  los valores del coeficiente reducido de ebullición no tienen todavía una región de convergencia, lo que muestra que, para encontrar una región de ebullición nucleada pura, sería necesario realizar experiencias con flujos máscicos inferiores o flujos de calor más altos. También se puede apreciar como el límite del coeficiente de transferencia de calor reducido se encuentra en valores inferiores a la unidad, lo que implica que no se puede descartar que suceda de alguna manera el fenómeno manifestado por estos autores.

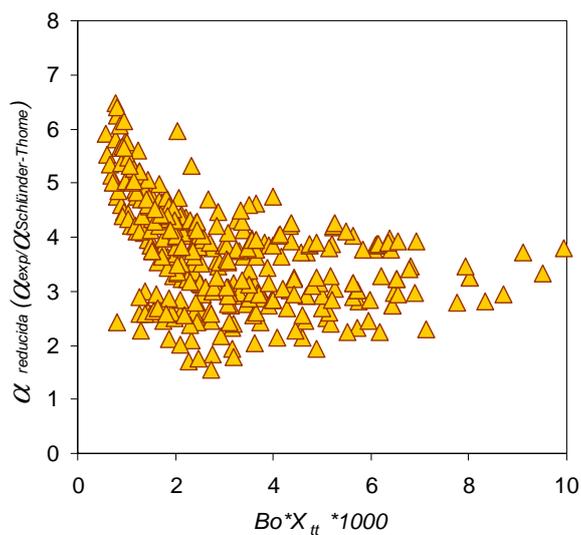


Figura 5.14. Resultados al criterio de Thonon de coeficientes de transferencia de calor, calculando el coeficiente de ebullición nucleada por medio de la correlación propuesta en el capítulo 3.

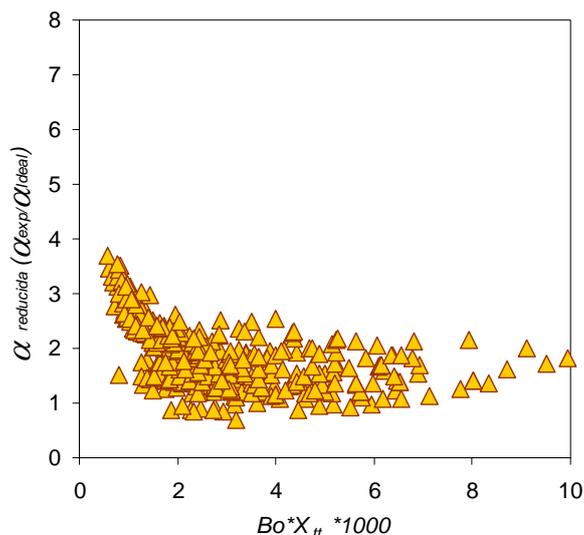


Figura 5.15. Resultados al criterio de Thonon de coeficientes de transferencia de calor calculados con el coeficiente de ebullición nucleada ideal.

#### 5.4.1.1. Correlaciones de ebullición en canales estrechos

En el estudio de los coeficientes de ebullición nucleada se ha visto que éstos no son capaces de predecir el comportamiento en la zona de aparente nucleación. Se había planteado la posibilidad de que los coeficientes de transferencia de calor en ebullición nucleada se viesen aumentados por el flujo másico de solución, al mejorarse la transferencia de materia en la interfase líquido-vapor. Para ello se había planteado el criterio de Thonon et al. (1997) considerando la mezcla como un fluido ideal, y se había observado que no existía una zona de convergencia de los coeficientes de ebullición reducidos conforme el título de vapor se elevaba en el intercambiador.

También es posible que los coeficientes de ebullición nucleada se vean mejorados por un confinamiento de las burbujas en el intercambiador. Si la ebullición se produce en canales de dimensiones reducidas se sabe que las burbujas tienden a fluir de manera confinada. Este confinamiento de las burbujas tiende a mejorar los coeficientes de ebullición. Para analizar esta posibilidad se han considerado las correlaciones de Tran et al. (1996) y Lazarek y Black (1982).

El modelo propuesto por Tran, considera que, para números de confinamiento superiores a 0.5, las burbujas tienden a fluir de manera confinada. El resultado de este número adimensional en los ensayos realizados en el intercambiador de placas se encuentra entre 0.53 y 0.58, lo que justificaría en cierta medida el uso de esta correlación.

En el siguiente análisis se evalúa otra vez con el criterio de Thonon et al. (1997), los resultados de considerar el coeficiente de ebullición reducido con las correlaciones de canales estrechos consideradas. Como estos modelos no se plantearon para mezclas, se ha utilizado un factor de corrección de la ebullición nucleada  $F_D$ , calculado como cociente entre la correlación de ebullición nucleada que se ha propuesto en esta tesis en el capítulo 3, frente al coeficiente de transferencia de ebullición nucleada considerando la mezcla como ideal.

En la Figura 5.16 se muestran los resultados obtenidos cuando se obtiene el coeficiente de ebullición reducido por medio de la correlación de Lazarek y Black (1982). Como se puede apreciar, los datos experimentales no tienden a converger conforme  $Bo\chi_{tt}$  aumenta.

En la Figura 5.17 se muestran los resultados de la correlación de Tran et al. (1996) frente al resultado del criterio de Thonon et al. (1997). Como se puede apreciar, el comportamiento de la correlación de Tran mejora en una cierta medida los coeficientes de ebullición nucleada, tendiendo a agruparse estos datos conforme aumenta el producto  $Bo\chi_{tt}$ . De todas formas, sigue habiendo dispersión en los datos considerados, con valores del coeficiente experimental entre 1.5 y 3 veces el coeficiente de ebullición nucleada.

Este análisis muestra que, aparentemente, no existen datos experimentales suficientes como para manifestar que se ha alcanzado la zona de ebullición nucleada pura.

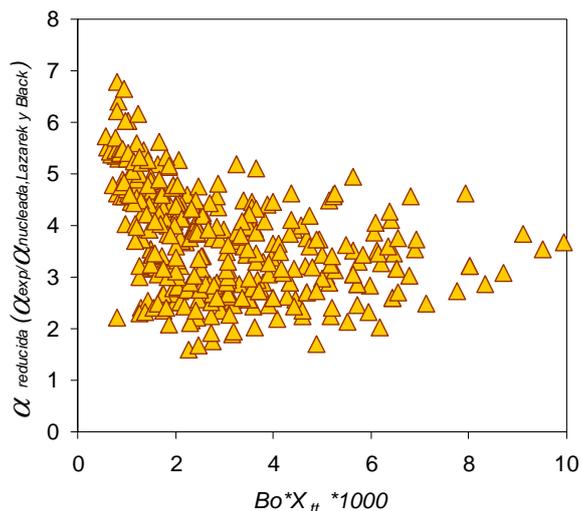


Figura 5.16 Resultados del criterio de Thonon et al. (1997) aplicado a los experimentos realizados con la mezcla considerando válida la correlación de Lazarek y Black (1982).

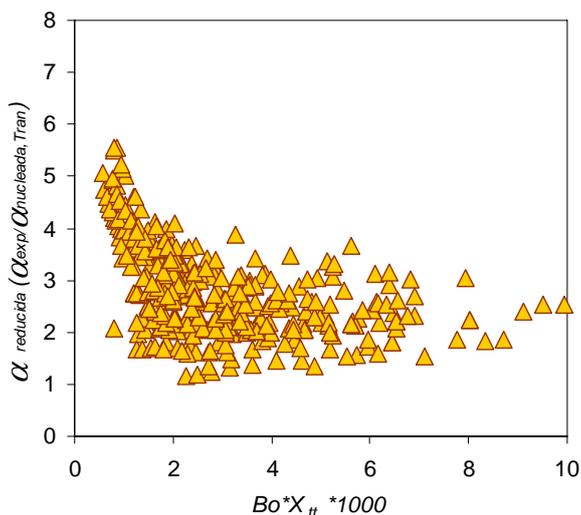


Figura 5.17 Resultados del criterio de Thonon et al. (1997) aplicado a los experimentos realizados con la mezcla considerando válida la correlación de Tran et al. (1996).

### 5.4.2. Correlaciones de ebullición forzada en tubos

De todas las variables analizadas en este trabajo, se ha visto que el flujo másico influencia en mayor medida el coeficiente de ebullición, seguido por el título de vapor, lo que hacía entrever que los fenómenos convectivos se mostraban presentes en los experimentos realizados. Considerando este comportamiento en los coeficientes de ebullición obtenidos en este trabajo, sería posible que el coeficiente de transferencia de calor fuese relativamente bien representado por el término convectivo de las correlaciones de ebullición forzada en tubos.

Los factores de aumento de la ebullición convectiva de mezclas en tubos son en general iguales a los de fluidos puros. Si se considera como acertado el razonamiento de Hsieh y Lin (2003), es posible que los modelos de ebullición forzada en tubos lisos sean válidos para establecer los coeficientes de ebullición en los intercambiadores de placas. Hsieh y Lin (2003) plantearon que la correlación de Gungor y Winterton (1986), calculando el coeficiente de líquido con la correlación de Dittus Boelter para tubos lisos, era capaz de ajustarse a los datos experimentales de ebullición de su intercambiador de placas.

En la Figura 5.18 se han representado los factores de aumento de la ebullición convectiva típicos de tubos frente a los datos experimentales de ebullición reducidos por el coeficiente de líquido calculado por medio de una ecuación de Dittus Boelter para tubos. En la Figura 5.18 se muestran los resultados de esta comparación, donde se puede apreciar que los coeficientes de ebullición tienden a dar valores superiores a los de tubos, lo que muestra que no sería válido aplicar correlaciones de simple fase de tubos lisos, si no es por medio de una corrección de los factores de aumento.

Por otro lado, si se aplica la correlación de simple fase de placas de Kumar (1984), las predicciones de las correlaciones tienden a ser superiores a los datos experimentales. En la Figura 5.19, se muestran los resultados de una correlación de simple fase de placas, el resultado de las predicciones de las correlaciones de ebullición forzada de mezclas de Bennett y Chen (1980), Kandlikar (1998), Steiner (1993), y Jung et al. (1989). Como se puede apreciar los factores de aumento obtenidos con estas correlaciones tienden a dar valores superiores del coeficiente de ebullición conforme el título de vapor se eleva, justificando una obligada corrección de los factores de aumento de la ebullición convectiva.

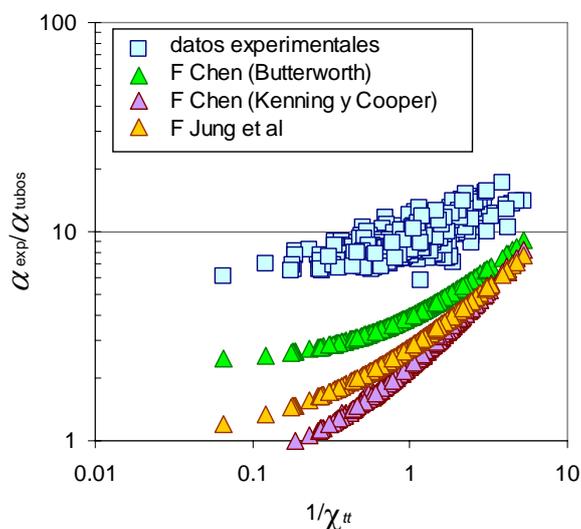


Figura 5.18 Comparación de los factores F de aumento de ebullición convectiva propuestas para tubos, en comparación con los datos experimentales.

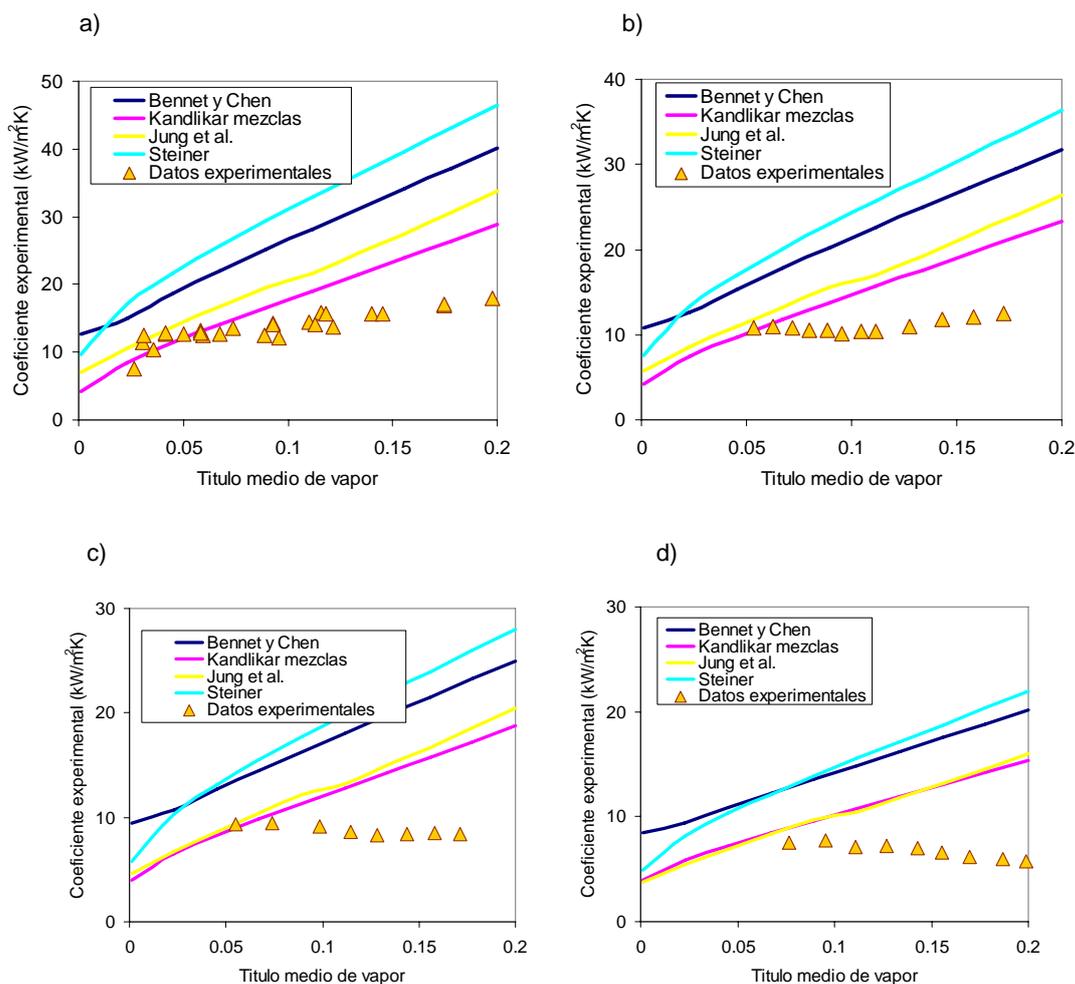


Figura 5.19. Datos experimentales frente a las correlaciones consideradas de mezclas para una presión de 15 bar, concentración 42 %, flujo calor 30 kW/m<sup>2</sup>. a) Flujo másico 140 kg/m<sup>2</sup>s. b) Flujo másico 100 kg/m<sup>2</sup>s.

En la Figura 5.20 se muestra el resultado de comparar todos los datos experimentales frente a típicas expresiones de factores de aumento de la ebullición convectiva calculando el coeficiente de líquido por medio de la expresión de Kumar (1984). Como se puede apreciar, todas las predicciones de los factores de aumento dan valores superiores a los datos experimentales conforme el título de vapor aumenta en el intercambiador, lo que refleja que en intercambiadores de placas los factores de aumento de tubos tienden a dar valores superiores a los experimentales. Esto ya fue apreciado por Donowski y Kandlikar (2000), que ajustaron el exponente del número convectivo a -0.3 en placas, mientras que el modelo original de Kandlikar (1990), se encontraba en -0.9.

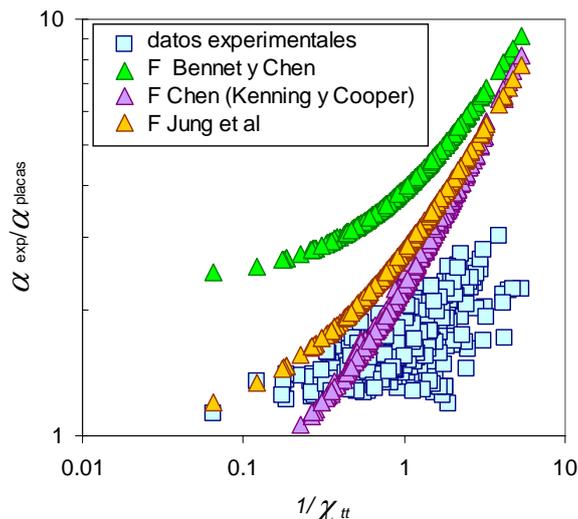


Figura 5.20 Comparación de los factores F de aumento de ebullición convectiva propuestas para tubos, en comparación con los datos experimentales.

### 5.4.3. Correlaciones de ebullición en intercambiadores de placas

Los modelos de ebullición que se pueden encontrar en la bibliografía, muestran un predominio de la ebullición nucleada o convectiva dependiendo de lo que hayan mostrado los datos experimentales, lo que hace difícil la aplicabilidad de todas estas correlaciones para todas las condiciones ensayadas por los distintos autores. Los modelos específicos de intercambiadores de placas considerados son los modelos de Yan y Lin (1999), Donowski y Kandlikar (2000), Han et al. (2003) y el modelo de Ayub (2003). En todos estos modelos, por simplicidad se han evaluado los resultados considerando la mezcla amoníaco/agua como un fluido ideal con las propiedades de la mezcla

La correlación de Gungor y Winterton (1986), propuesta por Hsieh y Lin (2003) no se ha escogido, porque en cierta medida este tipo de modelos se han discutido en el análisis de correlaciones de ebullición en tubos lisos realizado anteriormente. En su lugar se considera la correlación de Hsieh y Lin (2002), de sencillo cálculo, la cual ofrece algunos resultados interesantes.

Para comparar el comportamiento de los modelos de ebullición de intercambiadores de placas se han considerado los datos experimentales obtenidos para un mismo flujo de calor de 30 kW/m<sup>2</sup>, y diferentes flujos máscicos de 50, 70, 100 y 140 kg/m<sup>2</sup>s. Los resultados de estos modelos en comparación con los datos experimentales se muestran en Figura 5.21. Para estas condiciones se puede apreciar en primer lugar que la correlación propuesta por Donowski y Kandlikar (2000) es la única correlación que predice el aumento del coeficiente de ebullición, reflejando que el exponente de los factores de aumento de la ebullición convectiva se ajustan bastante bien con este modelo. Se había apreciado también en los experimentos que para flujos máscicos pequeños los experimentos mostraban una independencia del título de vapor, hecho que el modelo de Donowski y Kandlikar (2000) no es capaz de reproducir. El exponente del número de Boiling de este modelo es muy grande y por tanto, tampoco este modelo es capaz de reproducir el comportamiento de la ebullición nucleada en esta región.

El resto de las correlaciones tienen un comportamiento horizontal o casi horizontal conforme se eleva el título de vapor, lo que provoca que no sean capaces de reproducir la zona convectiva de los experimentos. Sin embargo se puede apreciar que la correlación de Hsieh et al. (2002) se ajusta bastante bien al comportamiento de los datos experimentales de la zona de aparente

nucleación para todos los flujos máscos. En cuanto al flujo de calor, se ha visto que el exponente del número de Boiling de 0.5 propuesto por estos autores, resulta excesivo para cuantificar el efecto del flujo de calor.

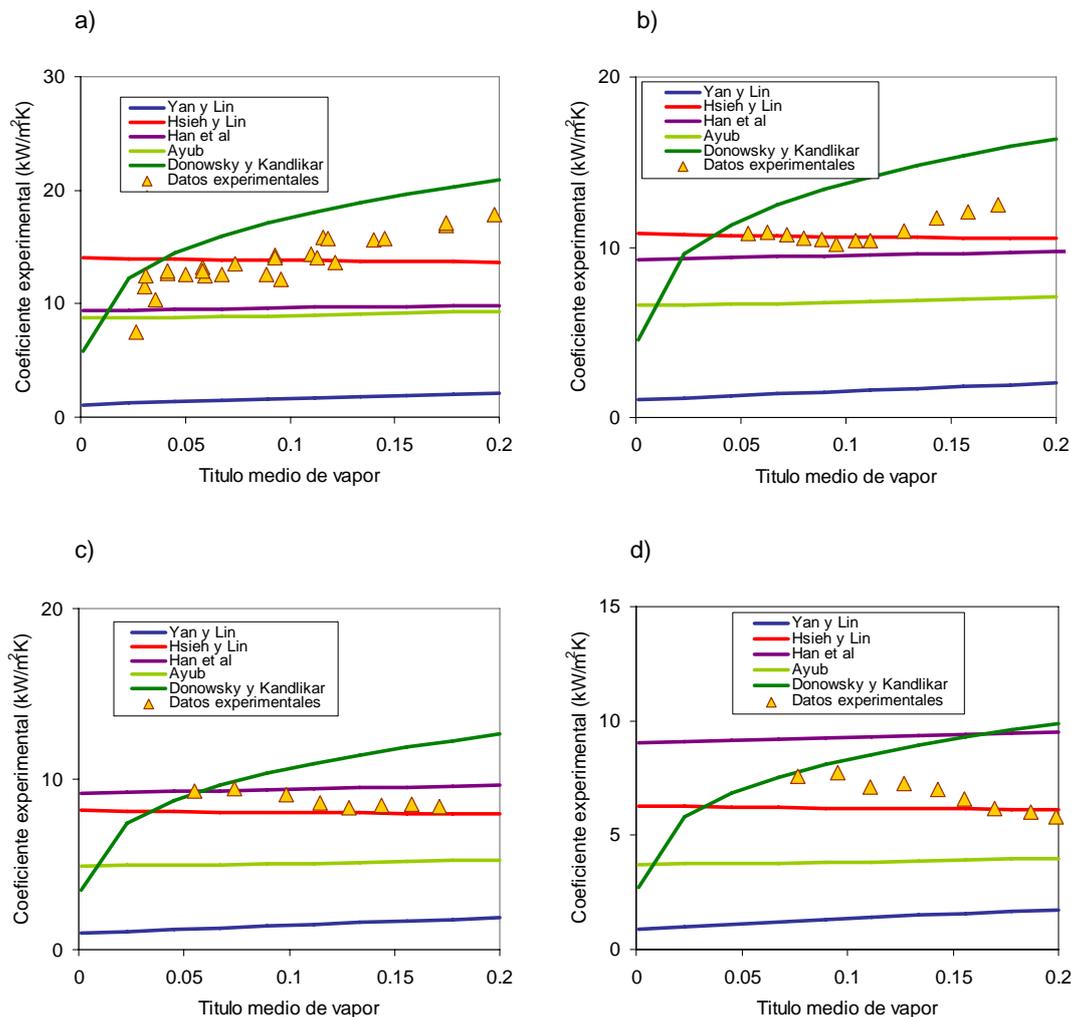


Figura 5.21 Comparación de los factores F de aumento de ebullición convectiva propuestas para intercambiadores de placas, en comparación con los datos experimentales. a) Flujo máscico 140 kg/m<sup>2</sup>s. b) Flujo máscico 100 kg/m<sup>2</sup>s. c) Flujo máscico 70 kg/m<sup>2</sup>s. d) Flujo máscico 50 kg/m<sup>2</sup>s.

## 5.5. Aplicación de modelos de correlaciones de ebullición a los datos experimentales de la mezcla en el intercambiador de placas

De la revisión de las correlaciones de ebullición se ha visto en primer lugar que los factores de aumento de ebullición convectiva deben de ser corregidos para adecuarse a la geometría del intercambiador de placas. De las correlaciones planteadas en la bibliografía, la correlación de Donowski y Kandlikar (2000) es la que mejor se ajusta a los datos experimentales, aunque tiende a dar valores superiores.

En cuanto al término de ebullición nucleada se ha visto que la correlación propuesta de ebullición nucleada planteada en esta tesis no es capaz de reproducir los datos experimentales en el intercambiador, y sin embargo un esquema tipo  $\alpha_{TP} = a \cdot \alpha_{líquido} Bo^b$ , planteado por Hsieh et al. (2002), es posible que reproduzca los coeficientes de ebullición en esta zona aunque debieran de ser corregidas estas constantes.

Para analizar los modelos de ebullición se han considerado tres posibilidades de cálculo de coeficientes:

- Corregir los factores de aumento de los coeficientes de ebullición de las correlaciones de ebullición convectiva con una expresión tipo Eq.(5.3). Esta propuesta de cálculo se ha propuesto debido a la escasa influencia de los efectos de flujo de calor. Kenning y Cooper (1989) consideran que en la mayoría de los casos, y fundamentalmente para flujos de calor pequeños la influencia de los fenómenos de nucleación en los coeficientes de ebullición es pequeña, y por tanto puede no considerarse el término de ebullición nucleada.

$$F = \left(1 + \frac{b}{\chi_{tt}}\right)^c \Rightarrow \alpha_{TP,placas} = F \alpha_{líquido,placas} = \left(1 + \frac{b}{\chi_{tt}}\right)^c \alpha_{líquido,placas} \quad \text{Eq.(5.3)}$$

- Como se ha visto que los coeficientes de ebullición de placas eran bastante bien correlacionados con la ecuación de Donowski y Kandlikar (2000), se propone una modificación del modelo original de Kandlikar (1991), para mejorar su comportamiento.

$$\alpha_{TP,placas} = \alpha_{LO} \left[ 1.1360 \cdot Co^{-0.9} (1-x)^{0.8} E_{CB} + 667.2Bo^{0.7} (1-x)^{0.8} F_{fl} E_{NB} \right] \quad \text{Eq.(5.4)}$$

- Se propone también un modelo de correlación de tipo asintótico, a partir de una ecuación de aumento de ebullición convectiva propuesta anteriormente en Eq.(5.3). En este caso, la supresión de la ebullición nucleada se encuentra implícita, por lo que no es necesario plantear ninguna modificación al término de ebullición nucleada.

$$\alpha_{TP,placas} = \sqrt[3]{\left(\alpha_{pool}\right)^3 + \left(F \alpha_{líquido}\right)^3} \quad \text{Eq.(5.5)}$$

### 5.5.1. Análisis de correlaciones de tipo convectivo

Para la primera propuesta, los coeficientes b y c de Eq.(5.3) se ajustaron por mínimos cuadrados a partir de los datos experimentales. El resultado de este ajuste se muestra en Eq.(5.6), y la representación de los errores de las predicciones se muestra en la Figura 5.22. Como se puede apreciar, el ajuste de mínimos cuadrados es bueno para los datos experimentales con la mayoría de los datos en la franja de error de un  $\pm 20\%$ . En la zona de ebullición nucleada, sin embargo, las dispersiones de esta correlación son superiores. Se puede apreciar que fundamentalmente el exponente del factor de aumento se modifica sustancialmente frente a las correlaciones de tubos.

$$\alpha_{TP} = F \alpha_{líquido} = \left(1 + \frac{4.27}{\chi_{tt}}\right)^{0.31} \quad \text{Eq.(5.6)}$$

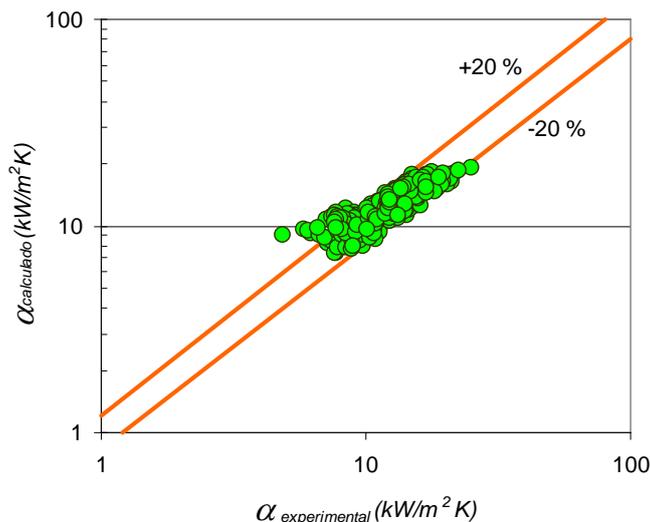


Figura 5.22 Resultado del ajuste de los datos experimentales de ebullición en el intercambiador de placas con una correlación de tipo convectivo.

### 5.5.2. Análisis de correlaciones tipo Kandlikar

El ajuste del modelo de Kandlikar requiere una cierta discusión. Donowski y Kandlikar (2000) propusieron el siguiente esquema para el cálculo de coeficientes de ebullición.

$$\alpha_{TP} = [y_1 Co^{y_2} E_{CB} + y_3 Bo^{y_4} F_{fl} E_{NB}] (1-x)^{y_5} \alpha_{LO} \quad \text{Eq.(5.7)}$$

El problema ha surgido en la constante  $y_5$  de Eq.(5.7). Originalmente en el modelo de ebullición en tubos, esta constante tomaba el valor de 0.8. Si en ebullición forzada en tubos se considera la correlación de Dittus Boelter de tubos lisos para el cálculo del coeficiente de líquido, el producto de  $(1-x)^{0.8} \alpha_{LO}$  se convierte en el coeficiente de líquido según Eq.(5.8). Esta suposición se acerca más al comportamiento de las correlaciones en ebullición de otros autores, que evalúan sólo el coeficiente de líquido, y no el coeficiente de todo-líquido.

$$(1-x)^{0.8} \cdot \alpha_{LO} = (1-x)^{0.8} \cdot 0.023 \cdot Re_{LO}^{0.8} \cdot Pr_{líquido}^{0.33} = 0.023 \cdot Re_{líquido}^{0.8} \cdot Pr_{líquido}^{0.33} \quad \text{Eq.(5.8)}$$

De forma que la ecuación de ajuste de coeficientes utilizando el razonamiento de Eq.(5.8), y agrupando las constantes  $y_1 E_{CB}$  y las constantes  $y_3 E_{NB}$  toman la forma de Eq.(5.9).

$$\alpha_{TP} = [a \cdot Co^{y_2} + b \cdot Bo^{y_4} \cdot F_{fl}] \cdot \alpha_{líquido} \quad \text{Eq.(5.9)}$$

Ajustando por mínimos cuadrados, y calculando el coeficiente de líquido con la correlación de simple fase de placas planteada por Kumar (1984), los resultados de este ajuste se resumen en Eq.(5.10).

$$\alpha_{TP} = [1.477 \cdot Co^{-0.267} + 523 \cdot Bo^{2.669} \cdot F_{fl}] \cdot \alpha_{líquido} \quad \text{Eq.(5.10)}$$

La constante de aumento de la ebullición convectiva  $a = 1.477$  de Eq.(5.11), es superior a la constante original de Kandlikar  $a = 1.1360$  planteada para tubos. En cuanto al término de ebullición nucleada, tiene una escasa influencia en el cálculo de los coeficientes para las condiciones consideradas. Como el modelo de Donowski y Kandlikar (2000), se obtuvo a partir de los datos experimentales de Yan y Lin (1999), y el exponente del número convectivo tiene un valor de  $-0.3$ , se ha planteado el análisis considerando este exponente y ajustando la constante del término convectivo. El resultado de este ajuste se muestra en la Eq.(5.12).

$$\alpha_{TP} = [1.44 \cdot Co^{-0.3} + 523 \cdot Bo^{2.669} \cdot F_{fl}] \cdot \alpha_{liquido} \quad \text{Eq.(5.12)}$$

Los resultados del ajuste del modelo representados por la Eq.(5.12) se muestran en la Figura 5.23. Como se puede apreciar, el comportamiento de esta correlación es casi idéntico a la correlación propuesta en el apartado anterior.

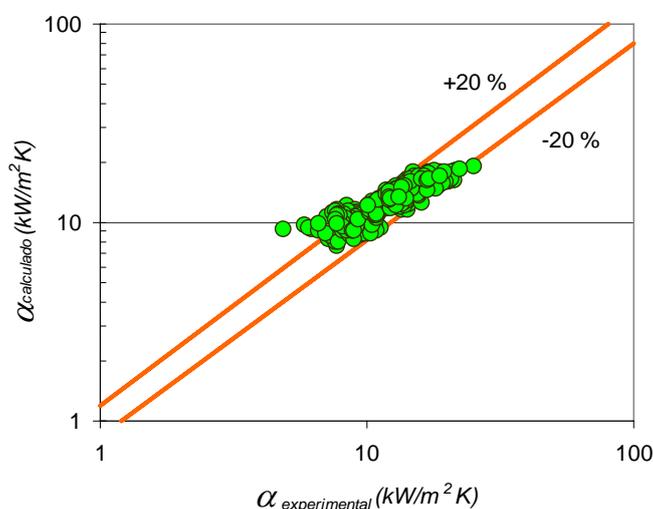


Figura 5.23 Resultados del ajuste de los datos experimentales de ebullición de la mezcla amoniaco/agua con el modelo de Kandlikar (1991) modificado al intercambiador de placas utilizado. Eq.(5.12).

### 5.5.3. Análisis de correlaciones de tipo asintótico

Los modelos de tipo asintóticos quizás sean el tipo de modelos apto para mostrar el comportamiento de los coeficientes de ebullición experimentales, pues modifican la pendiente de la curva de ebullición en función de la importancia relativa de los términos de ebullición nucleada y convectiva. Del análisis de ebullición forzada en tubos lisos con los fluidos puros agua y amoniaco se apreció que el modelo de Steiner y Taborek (1992), se ajustaba aceptablemente bien a los datos experimentales. El factor de aumento de los coeficientes de ebullición propuesto por Steiner y Taborek resulta complicado, por tener excesivos parámetros de dependencia. En vez de esto se plantea una ecuación típica de factor de aumento de ebullición convectiva del modelo de Chen (1963), considerando el coeficiente de nucleada como el obtenido por la correlación propuesta en el capítulo 3. Una vez ajustadas las constantes, la ecuación tiene la siguiente expresión.

La dependencia en el modelo de los coeficientes de ebullición del término de nucleada es escasa. En cuanto al exponente de la parte convectiva de este ajuste, se acerca mucho al exponente del resto de correlaciones planteadas.

$$\alpha_{TP} = \sqrt[3]{\left(\alpha_{Schlinder-Thome}\right)^3 + \left(\left(1 + \frac{3.96}{\chi_{tt}}\right)^{0.31} \alpha_{liquido,placas}\right)^3} \quad \text{Eq.(5.13)}$$

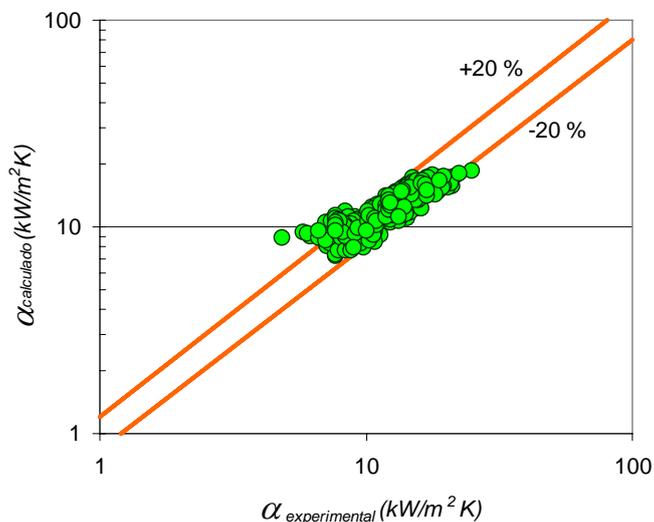


Figura 5.24 Resultados del ajuste de los datos experimentales de ebullición de la mezcla amoniaco/agua con un modelo de superposición modificado al intercambiador de placas utilizado. Según Eq.(5.13).

## 5.6. Propuesta de correlación para el intercambiador de placas

En el estudio de las correlaciones de ebullición convectiva, la correlación de ebullición de Kandlikar y la correlación de tipo asintótico ha mostrado que debido a la escasa influencia del flujo de calor en los coeficientes de ebullición, estas correlaciones tendían a considerar nula la influencia del flujo de calor en los coeficientes. La correlación de fuese capaz de predecir el comportamiento de la mezcla en condiciones de ebullición, debiera de modificar la pendiente de la zona convectiva conforme el flujo másico disminuye y además, dado que se ha apreciado en los experimentos, debiera de incluir efectos convectivos en la zona de influencia del flujo de calor.

De todos los modelos de correlaciones considerados, el único modelo que modifica su pendiente conforme disminuye el flujo másico, es el modelo de correlación de tipo asintótico. El comportamiento de los modelos asintóticos se suele representar en gráficos como los de la Figura 5.25, donde se representa en el eje de ordenadas el cociente del coeficiente de ebullición frente al término de ebullición convectiva, y en el eje de abscisas, el cociente del flujo de calor entre un flujo de calor de referencia (en la Figura 5.25, es el flujo de calor crítico). En esta gráfica, se aprecia que la transición de la ebullición nucleada a la ebullición convectiva se produce para estos modelos de una manera más gradual conforme disminuye el exponente, convirtiéndose en un modelo de efectos separados para exponentes  $n = \infty$ , hasta modelos de superposición para exponentes  $n = 1$ .

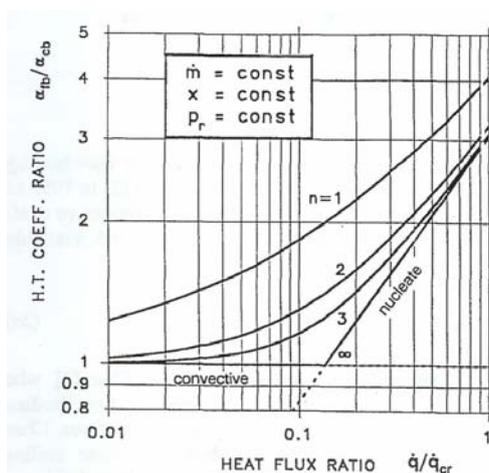


Figura 5.25. Gráfico explicativo de los modelos de tipo asintótico. Condiciones de experimentación de flujo másico constante, título de vapor, y presión relativa constante. (Fuente: Steiner y Taborek (1992)).

Se ha visto que en la zona de aparente nucleación, los coeficientes dependen también del coeficiente de líquido en el intercambiador, reflejando que los datos experimentales se encuentran en una zona de transición de ebullición nucleada a convectiva.

Si se considera un modelo sólo de tipo convectivo, debido a este cambio de pendiente de la curva de ebullición, el mejor ajuste se encuentra cuando las correlaciones tienden a dar valores superiores que los coeficientes experimentales en la zona de ebullición nucleada.

En el caso del la correlación de superposición propuesta por Kandlikar, el ajuste mejor se encuentra cuando la influencia del término de ebullición nucleada es nulo, reflejando que es muy difícil adecuar esta correlación a los datos experimentales obtenidos.

Dada la escasa dependencia del título de vapor y el flujo de calor en los coeficientes de ebullición, resulta difícil establecer los exponentes de un modelo asintótico. Se plantea como alternativa considerar un modelo de efectos separados, que consiste en establecer independientemente los efectos de nucleación y efectos convectivos, aún a riesgo de perder precisión en la tendencia de los coeficientes. Para correlacionar los datos de ebullición nucleada, se ha utilizado la correlación de Hsieh y Lin (2002) que fue propuesta para intercambiadores de placas, Eq.(5.14), que se había apreciado que reproducía bastante bien el comportamiento de los datos experimentales en la zona de aparente nucleación. En este tipo de ecuación, estos autores encontraron que el exponente del número de boiling era 0.5, y no 0.7 como sería normal en ebullición nucleada, reflejando en cierta medida que las experiencias realizadas por estos autores se encontraban en zona de transición.

$$\alpha_{TP} = a \cdot \alpha_{LO} Bo^b \quad \text{Eq.(5.14)}$$

El ajuste de los parámetros responde a Eq.(5.15), presentándose las curvas obtenidas por esta ecuación para algunos datos experimentales en la Figura 5.26.

$$\alpha_{TP} = 5 \cdot \alpha_{LO} \cdot Bo^{0.15} \quad \text{Eq.(5.15)}$$

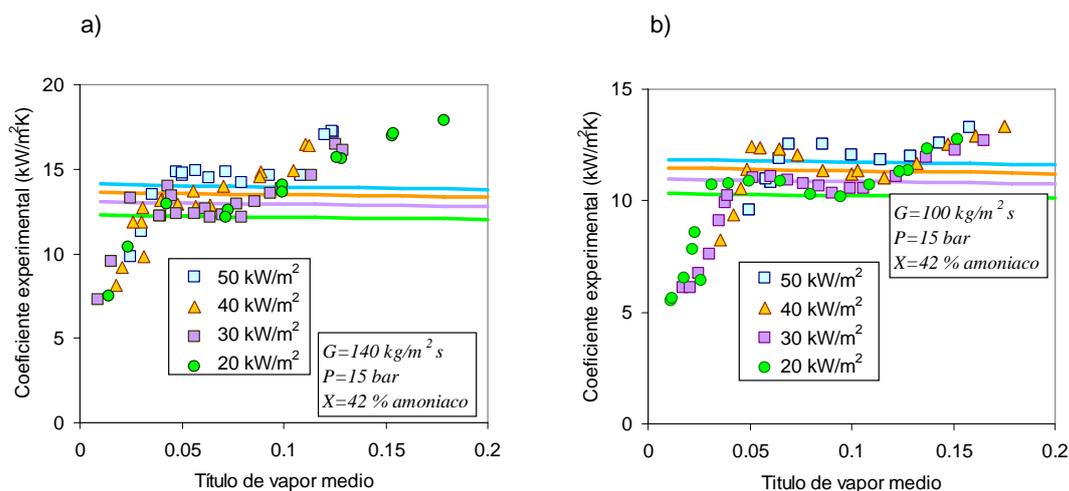


Figura 5.26. Resultados del ajuste de los datos experimentales de ebullición de la mezcla amoniaco/agua en la zona de aparente nucleación con un modelo tipo Hsieh y Lin (2002).

El exponente del número de Boiling de 0.15 encontrado para esta ecuación, dista mucho del vapor 0.5 encontrado por Hsieh y Lin (2002) con R410A en intercambiadores de placas, aunque sin embargo este exponente corresponde también al valor del exponente encontrado por Rivera y Best (1999) de ebullición forzada de la mezcla amoniaco/agua en tubos lisos, que se había analizado en el capítulo de revisión bibliográfica de datos experimentales. Este exponente reflejaría que, al menos para la mezcla amoniaco/agua, la dependencia del flujo de calor en intercambiadores de placas y ebullición en tubos lisos es la misma, en contradicción con las experiencias de Hsieh y Lin (2002) con R410A en intercambiadores de placas, que encontraron una reducción del exponente del número de Boiling en comparación con tubos lisos

La ecuación Eq.(5.15) incorpora efectos convectivos en los coeficientes de ebullición nucleada y por tanto no tiene sentido plantear un modelo de tipo asintótico pues no sería capaz de encontrar la transición de ebullición nucleada a convectiva. Es por tanto necesario plantear un criterio de modelos separados, para que los datos experimentales se puedan adecuar al comportamiento de la mezcla en el intercambiador de placas. Tanto Shah (1982), como Kandlikar (1990), para tubos lisos, plantearon un modelo de fenómenos separados de ebullición nucleada y convectiva. En estos modelos se calculan las expresiones de ebullición nucleada dominante y las expresiones de ebullición convectiva dominante y se escoge el que ofrezca el mayor de los dos. Este tipo de correlaciones sería capaz de explicar el comportamiento de los datos experimentales para flujos másicos de mezcla superiores a  $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ . Sin embargo, para el caso de flujos másicos de  $70 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , el modelo encontraría la transición a ebullición convectiva, que no se ha apreciado.

Para evitar este tipo de problemas, se propone un criterio por conveniencia, dependiente de las velocidades de líquido y de vapor. La correlación propuesta se calcula por medio de Eq.(5.16) y Eq.(5.17). En la Figura 5.27 se representan las velocidades del líquido y del vapor de todas las experiencias realizadas. En esta figura, se representa también con una línea a trazos, la recta que ha permitido establecer el criterio. El resultado de las predicciones de la correlación propuesta, frente a los datos experimentales se muestra en la Figura 5.28.

$$\text{Si } V_{\text{vapor}} < -111.88 \cdot V_{\text{liq}} + 11.848 \left[ \frac{m}{s} \right] \quad \alpha_{TP} = \alpha_{nb} = 5Bo^{0.15} \alpha_{\text{liquido}} \quad \text{Eq.(5.16)}$$

$$\text{Si } V_{\text{vapor}} > -111.88 \cdot V_{\text{liq}} + 11.848 \left[ \frac{m}{s} \right] \quad \alpha_{TP} \text{ el mayor de } \begin{cases} \alpha_{nb} = 5 \cdot Bo^{0.15} \cdot \alpha_{\text{liquido}} \\ \alpha_{cb} = \left( 1 + \frac{0.8}{\chi_{tt}} \right)^{0.79} \alpha_{\text{liquido}} \end{cases} \quad \text{Eq.(5.17)}$$

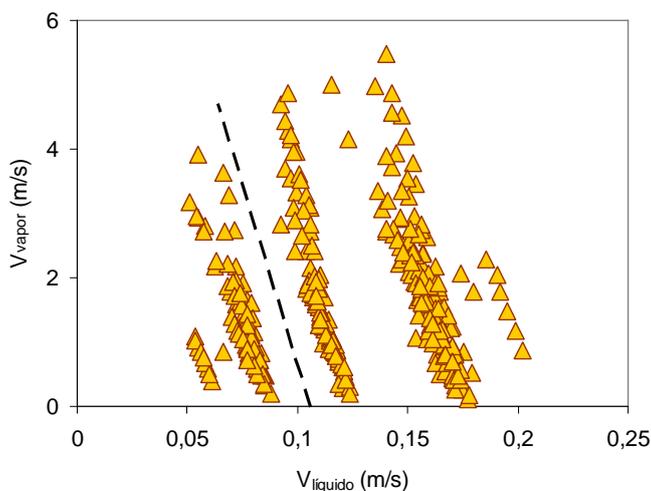


Figura 5.27. Representación de los datos experimentales obtenidos, y representación del criterio de transición de ebullición nucleada a convectiva.

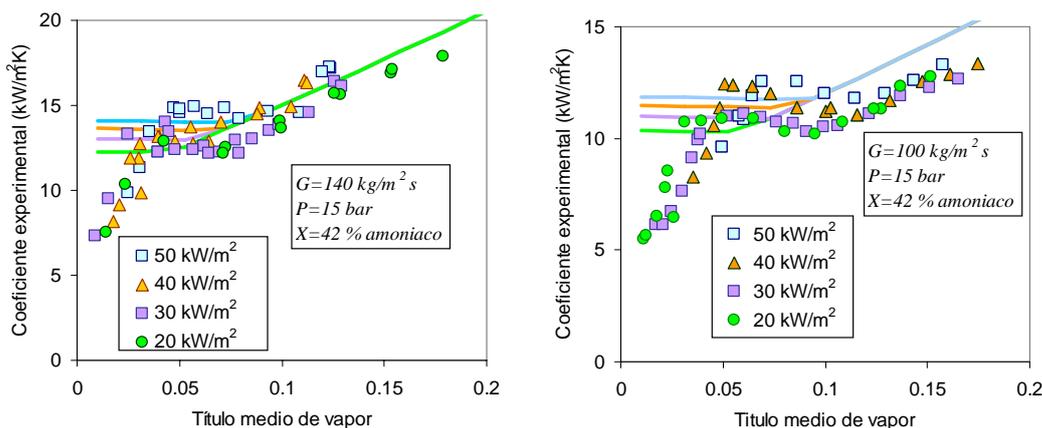
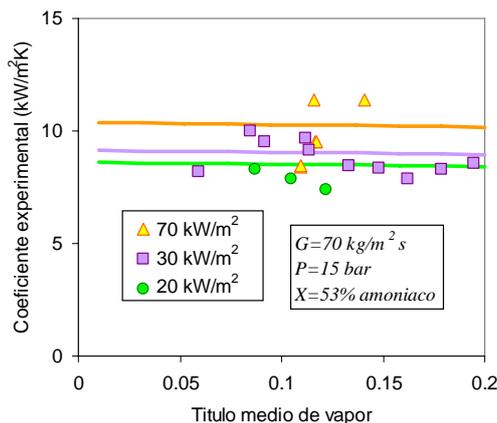


Figura 5.28. Representación del modelo propuesto para diferentes datos experimentales de ebullición en el intercambiador de placas. (Continúa en la página siguiente)



(Continuación) Figura 5.28. Representación del modelo propuesto para diferentes datos experimentales de ebullición en el intercambiador de placas.

El modelo propuesto se ha basado en las observaciones del comportamiento de los coeficientes de ebullición en el intercambiador de placas, que tiene relativa validez por cuanto la geometría sólo se encuentra implícita en el coeficiente de líquido, y además el título de vapor alcanzado es limitado.

El exponente del número de Boiling ajustado con los experimentos coincide con el encontrado en las experiencias de Rivera y Best (1999), lo que sugiere que al menos para generadores de equipos de absorción tenga aplicabilidad.

Se ha escogido un criterio para establecer cuando debe de considerarse una correlación de ebullición nucleada y cuando debe considerarse una correlación mixta de ebullición convectiva y nucleada, que se ajustase al comportamiento del intercambiador en ebullición. El comportamiento de los datos experimentales se acerca más a una competición entre tendencias de ebullición en el intercambiador, disminuyendo la pendiente de la curva de ebullición conforme el flujo másico de solución disminuye, siendo abrupta esta transición en el modelo propuesto.

En la Figura 5.29 se muestra el resultado del ajuste de la correlación propuesta. El porcentaje de datos experimentales que se encuentran dentro de la banda de error del 20 % es del 94.85%.

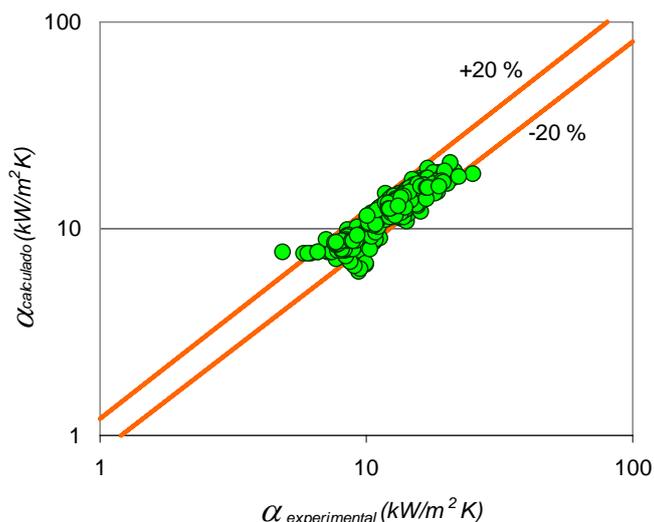


Figura 5.29. Resultados de la correlación propuesta en esta tesis en ebullición de intercambiadores de placas.

## 5.7. Conclusiones

En este capítulo se han mostrado los resultados experimentales de los ensayos de simple fase con agua en los dos circuitos del intercambiador y los resultados de ebullición de la mezcla amoniaco/agua en condiciones de ebullición.

El dispositivo experimental considerado es capaz de obtener datos experimentales de ebullición de la mezcla amoniaco/agua.

Los datos experimentales se han considerado satisfactorios considerando la precisión de los equipos.

En los ensayos experimentales de ebullición de la mezcla amoniaco/agua se muestra como la variable de mayor influencia es el flujo másico. Sin embargo, se han encontrado indicios de que la ebullición nucleada se encuentra presente. Tanto la presión como la concentración de la mezcla han mostrado una influencia pequeña en los coeficientes de ebullición.

Se han comparado los datos experimentales con tres propuestas de cálculo de coeficientes. Estas propuestas fallan en la predicción de los coeficientes en la zona de aparente nucleación. Aunque no es capaz de reproducir la zona de ebullición convectiva, se ha apreciado que la correlación de Hsieh y Lin (2002) para intercambiadores de placas se ajusta a los datos experimentales en la zona de aparente nucleación, lo que abre la posibilidad de plantear un modelo de efectos separados.

Finalmente se ha propuesto una correlación de efectos de ebullición separados. La correlación diferencia dos zonas de ebullición dependiendo de la velocidad de líquido y de vapor. Se distingue una primera zona donde existe una competición entre efectos convectivos y efectos de nucleación, y una segunda zona de supresión de ebullición convectiva, donde sólo es posible que existan fenómenos de nucleación.

En la correlación propuesta, el porcentaje de datos experimentales que se encuentran dentro de la banda de error del 20 % es del 94.85%.

El criterio de velocidades de líquido y de vapor para establecer donde la ebullición convectiva se suprime, es un criterio que se ha escogido por conveniencia de los datos experimentales, y

debieran considerarse más estudios de ebullición en intercambiadores de placas para considerar este planteamiento como válido.

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI  
ESTUDIO DEL PROCESO DE EBULLICIÓN FORZADA DE LA MEZCLA AMONIACO/AGUA EN INTERCAMBIADORES DE PLACAS PARA EQUIPOS DE  
REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.  
Francisco Táboas Touceda  
ISBN: 978-84-690-7588-3 / DL: T.1587-2007

<b>6. Conclusiones.....</b>	<b>6.1</b>
6.1. Conclusiones del análisis bibliográfico de ebullición.....	6.1
6.2. Conclusiones del análisis de la experimentación.....	6.2
6.3. Conclusiones del modelo de cálculo de la ebullición de amoníaco agua.....	6.3
6.4. Futuros trabajos a desarrollar.....	6.3
6.5. Bibliografía.....	6.5

## 6. Conclusiones

El trabajo desarrollado en esta tesis ha permitido avanzar en el conocimiento del proceso de ebullición forzada de la mezcla amoniaco/agua en intercambiadores de placas. Además, la información recopilada en la revisión bibliográfica aporta información sobre el proceso de ebullición de la mezcla en otras geometrías que pueden ser de gran interés para el diseño de generadores de equipos de absorción de amoniaco/agua.

Un resumen de las principales conclusiones de cada una de las partes de esta tesis se presenta a continuación.

### 6.1. Conclusiones de la revisión bibliográfica sobre intercambiadores de placas

En la revisión bibliográfica realizada se ha visto que la caracterización de la transferencia de calor y las pérdidas de carga en flujo forzado en simple fase se encuentra bien establecida, con resultados similares para todas las correlaciones consideradas. Estas correlaciones incluyen parámetros geométricos del intercambiador lo que permite establecer las diferencias de comportamiento de las diferentes corrugaciones de los intercambiadores de placas existentes en el mercado.

La revisión bibliográfica ha puesto de manifiesto la escasez de datos disponibles de ebullición forzada en estos intercambiadores. Los resultados hasta ahora no permiten concluir si en los intercambiadores de placas predomina la ebullición nucleada, convectiva, o coexisten los dos mecanismos. Los autores de dichos trabajos utilizan correlaciones de ebullición nucleada, otros autores plantean correlaciones de ebullición en flujo forzado en tubos, e incluso algunos se plantean correlaciones de ebullición específicas para la geometría ensayada con el fluido ensayado.

### 6.2. Conclusiones del análisis bibliográfico de la transferencia de calor de la ebullición nucleada y convectiva de fluidos puros y mezclas

Dado que las correlaciones recomendadas por la bibliografía para predecir los coeficientes de ebullición en intercambiadores de placas han incluido tanto correlaciones de ebullición en flujo forzado como correlaciones en ebullición nucleada, la revisión bibliográfica se ha extendido a datos experimentales de la mezcla amoniaco/agua en otras geometrías.

Los datos experimentales considerados del fluido puro agua en ebullición en recintos cerrados presentan desviaciones de hasta el 40 % para las correlaciones que mejor predicen el coeficiente de ebullición nucleada. En el caso del amoniaco estas desviaciones son mayores. Para el caso del agua, la mayoría de las correlaciones proporcionan resultados similares siendo las correlaciones de Gorenflo y la de Mostinski las que mejor explican el comportamiento experimental. En el caso del amoniaco, sin embargo, las dispersiones son mayores, siendo la correlación de Mostinski la que obtiene mejores predicciones.

La comparación de los datos experimentales de la mezcla amoniaco/agua en recintos cerrados se ha realizado a partir de los datos de Arima et al. (2003), Inoue et al. (2002b) e Inoue et al. (2002a). Con estos datos se ha propuesto una nueva correlación de ebullición nucleada en recintos cerrados que explica mejor el comportamiento de los coeficientes de ebullición nucleada frente a la concentración y el flujo de calor para la mezcla amoniaco/agua. El cálculo de la reducción de los coeficientes de ebullición nucleada mediante la correlación propuesta, tiene en cuenta tanto la diferencia de las temperaturas de rocío y de burbuja de la mezcla,

como la diferencia de concentraciones de las fases líquida y de vapor. Esta correlación será útil para el diseño de generadores de plantas de refrigeración de absorción industriales.

El análisis de datos bibliográficos de ebullición en flujo forzado de agua ha revelado el buen comportamiento de las correlaciones de ebullición de Shah, de Kandlikar y de Steiner-Taborek. La correlación de Jung ofrece una mejor predicción de los coeficientes en la zona de ebullición nucleada, aunque su tendencia es a ofrecer valores del coeficiente de ebullición superiores al del resto de correlaciones.

En el caso del amoníaco en flujo forzado en tubos, la precisión de las correlaciones consideradas es similar al obtenido para el agua. Sin embargo, los datos de Barthau (1976) se aproximan solamente a los obtenidos con la correlación de Steiner y Taborek, lo cual se puede justificar por el hecho de que estos autores utilizaron precisamente los datos experimentales de Barthau para ajustar el término de ebullición nucleada de su correlación.

En cuanto a la ebullición forzada de la mezcla amoníaco/agua sólo se han encontrado dos referencias. La primera corresponde a Rivera y Best (1999) para flujos máscicos inferiores a 10 kg/m<sup>2</sup>s, siendo los coeficientes experimentales superiores a las predicciones de las correlaciones. La segunda referencia corresponde a los trabajos de Khir et al. (2005a) y Khir et al. (2005b). Uno de estos trabajos corresponde a flujos máscicos altos de hasta 2700 kg/m<sup>2</sup>s para el cual las correlaciones consideradas predicen coeficientes de ebullición superiores a los datos experimentales. El otro trabajo realizado con flujos máscicos entre 30 y 90 kg/m<sup>2</sup>s, para títulos de vapor inferiores al 30% muestran una escasa dependencia del título de vapor lo que indicaría un predominio de la ebullición nucleada. Las correlaciones consideradas obtienen valores inferiores a los experimentales y la tendencia de las predicciones es fundamentalmente convectiva.

### **6.3. Conclusiones del análisis de la experimentación realizada en el intercambiador de placas**

El dispositivo experimental ha permitido realizar ensayos con flujos máscicos de solución entre 50 y 170 kg/m<sup>2</sup>s con flujos de calor entre 20 y 70 kW/m<sup>2</sup>, en las condiciones típicas de presión y concentración de un generador de un equipo de absorción de amoníaco/agua. Se han obtenido datos experimentales con una generación máxima de vapor de 30 %. Para títulos de vapor superiores se han encontrado problemas de inestabilidad.

En los experimentos realizados en el dispositivo experimental se han distinguido tres tendencias de los coeficientes de transferencia de calor en ebullición conforme se avanza en la curva de ebullición: Una primera tendencia de crecimiento rápido de los coeficientes de transferencia de calor hasta un título de un 10%. Una segunda tendencia a partir de este título, donde los coeficientes descienden ligeramente conforme el título de vapor aumenta, siendo el tamaño de esta zona menor cuanto mayor es el flujo máscico ensayado, y una tercera zona de ligero crecimiento de los coeficientes. Este tercer comportamiento de los coeficientes solo fue apreciado para los flujos máscicos grandes.

De todas las variables consideradas, el flujo máscico influencia en mayor medida los coeficientes de ebullición. El flujo de calor solo influye en el valor de los coeficientes de ebullición en la zona donde la tendencia de los coeficientes se estabiliza pero su efecto es pequeño frente al flujo máscico. Los datos experimentales obtenidos a concentraciones y presiones diferentes no mostraron ninguna tendencia concluyente.

Los datos experimentales obtenidos experimentalmente han manifestado, dependiendo del flujo máscico de la mezcla, la presencia de efectos de nucleación y efectos convectivos para las

condiciones ensayadas. La calidad de los datos experimentales se han considerado como satisfactorios y dentro de lo adecuado en este tipo de experimentos.

## 6.4. Conclusiones del análisis de correlaciones aplicadas a los datos experimentales de ebullición de la mezcla amoniaco agua

Ninguna de las correlaciones bibliográficas consideradas es capaz de predecir aceptablemente el comportamiento de los datos experimentales obtenidos en este trabajo, en las condiciones consideradas, sobretodo en la zona de aparente nucleación. Como se considera que los coeficientes de transferencia de calor en ebullición en recintos cerrados se encuentran bien establecidos con la correlación propuesta, se entiende que puede existir algún efecto sobre los coeficientes de ebullición nucleada que no se encuentre reflejado en estas correlaciones.

Dado que ninguna de las correlaciones propuestas explica la tendencia de los datos experimentales, se han propuesto tres tipos de correlaciones modificando las constantes de los mismos:

- Correlación de ebullición convectiva pura, donde los efectos de nucleación no se consideran.
- Correlación propuesta por Kandlikar (1990), para establecer el comportamiento de los coeficientes de ebullición en intercambiadores de placas.
- Correlación de tipo asintótico donde los efectos de nucleación y convección se suprimen mutuamente.

Los tres tipos de correlaciones consideradas no son capaces de predecir el comportamiento de los coeficientes de ebullición en la zona de aparente nucleación. El modelo de Kandlikar se acerca mucho a los datos experimentales, sólo considerando una corrección en el exponente del número convectivo, lo que manifiesta que los modelos de ebullición convectiva si son modificados pueden ser aplicados a geometrías complejas.

Para mejorar la predicción de los coeficientes en la zona de ebullición nucleada se propone una nueva correlación que considera dos zonas de ebullición en función de la velocidad del líquido y de vapor en el intercambiador. El criterio ha sido elegido por conveniencia, por lo cual debiera de ser verificado en otros intercambiadores de placas. La predicción de los coeficientes se ajusta a las tendencias de los datos experimentales tanto en la zona de ebullición convectiva como en la zona de aparente nucleación.

## 6.5. Futuros trabajos a desarrollar

A partir de este trabajo de investigación se plantean futuros trabajos de investigación:

- Se propone la obtención de nuevos datos experimentales de la mezcla en ebullición en recintos cerrados, pues el modelo de cálculo de coeficientes de ebullición nucleada con la mezcla amoniaco/agua no está suficientemente contrastado, al haberse comparado con datos experimentales de dos fuentes bibliográficas que pertenecen al mismo grupo investigador.
- Se propone como trabajo futuro la construcción de un dispositivo experimental capaz de medir coeficientes de transferencia de calor en ebullición con la mezcla amoniaco/agua en tubos lisos, pues los datos experimentales de ebullición de la mezcla amoniaco/agua en tubos lisos se han considerado como escasos para establecer conclusiones.

En cuanto al dispositivo experimental se plantean como trabajos futuros los siguientes:

- Se sugiere modificar tanto el circuito de entrada al intercambiador, como el circuito de salida del intercambiador hasta el condensador. A pesar de que

obtener experimentalmente títulos de vapor más altos no son de aplicación en equipos de absorción, estos datos permitirían el desarrollo de correlaciones más precisas en la zona de ebullición convectiva.

- Sería necesario plantear otros métodos de toma de datos en el dispositivo experimental, si se quiere estudiar un intercambiador de placas como generador por termosifón que incluyan las pérdidas de carga y el estudio de la fracción de vacío en el intercambiador.

## Bibliografía

Addoms, J. N. (1948). Heat transfer at high rates to water boiling outside Cylinders., Massachusetts Institute of Technology.

André, M., S. Kabelac y B. De Vries (2003). Heat transfer in the evaporation of ammonia in a plate heat exchanger. *Chemie Ingenieur Technik* 75(11): 1628-1633.

André, M., S. Kabelac y B. De Vries (2003). Heat transfer in the evaporation of ammonia in a plate heat exchanger. *Chemie Ingenieur Technik* 75(11): 1628-1633.

Arima, H., M. Monde y Y. Mitsutake (2003). Heat transfer in pool boiling of ammonia/water mixture. *Heat and Mass Transfer* 39(7): 535-543.

Asano, H., N. Takenaka y T. Fujii (2004). Flow characteristics of gas-liquid two-phase flow in plate heat exchanger - (Visualization and void fraction measurement by neutron radiography). *Experimental Thermal and Fluid Science* 28(2-3): 223-230.

Ayub, Z. H. (2003). Plate heat exchanger literature survey and new heat transfer and pressure drop correlations for refrigerant evaporators. *Heat Transfer Engineering* 24(5): 3-16.

Ayub, Z. H. (2004). Plate heat exchanger literature survey and new heat transfer and pressure drop correlations for refrigerant evaporators (vol 24, pg 14, 2003). *Heat Transfer Engineering* 25(1): 72-72.

Balaras, C. A., H. M. Henning, E. Wiemken, G. Grossman, E. Podesser y C. A. I. Ferreira (2006). Solar cooling - An overview of European applications & design guidelines. *Ashrae Journal* 48(6): 14-+.

Balaras, C. A., H. M. Henning, E. Wiemken, G. Grossman, E. Podesser y C. A. I. Ferreira (2006). Solar cooling - An overview of European applications & design guidelines. *Ashrae Journal* 48(6): 14-+.

Barthau, G. (1976). Experimental investigation of ammonia flow boiling at high pressure. . 5th All Union Heat and Mass Transfer Conference.

Barthau, G. (1997). *VDI-Warmeatlas*. Dusseldorf, VDI - Verlag,.

Bennett, D. L. y J. C. Chen (1980). Forced Convective Boiling in Vertical Tubes for Saturated Pure Components and Binary-Mixtures. *Aiche Journal* 26(3): 454-461.

Bennett, J. A., J. G. Collier, H. R. C. Pratt y T. J. D. (1961). Heat transfer to two phase gas liquid systems. Part 1: steam water mixtures in the liquid dispersed region in an annulus. *Transactions of the Institution of Chemical Engineers* 39: 113-126.

Bjorge, R. W., G. R. Hall y W. M. Rohsenow (1982). Correlation of Forced-Convection Boiling Heat-Transfer Data. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 25(6): 753-757.

Bogaert, R. y A. Bolcs (1995). Global performance of a prototype brazed plate heat exchanger in a large Reynolds number range. *Experimental Heat Transfer* 8(4): 293-311.

Borishanskii, V., A. Kozyrev y L. Svetlova (1964). Heat transfer in the boiling of water in a wide range of saturation pressure. . *High Temperature* 2 (1): 119-121.

Bourouis, M., J. C. Bruno y A. Coronas (2005a). Avances en equipos de absorción para aire acondicionado. . Avances en ingeniería de climatización y refrigeración; International workshop, Trodesillas-Valladolid-Spain.

Bourouis, M., M. Valles, M. Medrano y A. Coronas (2005b). Absorption of water vapour in the falling film of water-(LiBr plus LiI+LiNO<sub>3</sub>+LiCl)in a vertical tube at air-cooling thermal conditions. *International Journal of Thermal Sciences* 44(5): 491-498.

- Brendel, T., H. Drück, K. Spindler y H. M. Muller-Steinhagen (2004). Development of an absorption solar cooling system for experimental and demonstration purposes, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik- Stuttgart.
- Butterworth, D. (1979). The correlation of cross flow pressure drop data by means of permeability concept. Harwell, Atomic Energy Research Establishment AERE-R9435.
- Calus, W. F. y D. Leonidopoulos (1974). Pool Boiling - Binary-Liquid Mixtures. International Journal of Heat and Mass Transfer 17(2): 249-256.
- Chaddock, J. y G. Buzzard (1986). Film coefficients for in tube evaporation of ammonia and R502 with and without small percentages of mineral oil. ASHRAE Transactions 92(Pt-1a): 22-39.
- Chen, J. C. (1963). A correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow. Industrial Engineering Chemistry and process design development 5: 322-329.
- Chisholm, D. (1967). A Theoretical Basis for Lockhart-Martinelli Correlation for 2-Phase Flow. International Journal of Heat and Mass Transfer 10(12): 1767-&.
- Claesson, J. (2004). Thermal and Hydraulic performance of compact brazed plate heat exchangers operating as evaporators in domestic heat pumps. Stockholm, KTH (Royal institute of technology): 252.
- Claesson, J. (2005). Correction of Logarithmic Mean Temperature Difference in a compact brazed plate evaporator assuming heat flux governed flow boiling heat transfer coefficient. International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid 28(4): 573-578.
- Cohen, M. y V. P. Carey (1989). A Comparison of the Flow Boiling Performance-Characteristics of Partially-Heated Cross-Ribbed Channels with Different Rib Geometries. International Journal of Heat and Mass Transfer 32(12): 2459-2474.
- Collier, J. G. (1982). Convective boiling and condensation. New York, McGraw Hill.
- Collier, J. G., P. M. C. Lacey y D. J. Pulling (1964). Heat transfer to two- phase gas - liquid systems part II. Further data on steam/water mixtures in the liquid dispersed region in an annulus. Transactions of the Institution of Chemical Engineers 42.
- Cooper, M. G. (1984). Heat flow rates in saturated nucleate pool boiling - A wide ranging examination using reduced properties. Orlando Florida, Harnett, J. P. Irvine Jr, T. F.
- Cooper, M. G. (1984). Saturation nucleate boiling: A simple correlation. International Chemical Engineering Symposium Series.
- Cornwell, K. y P. A. Kew (1992). Boiling in small parallel channels. International conference on energy efficiency in process technology, Atenas, Elsevier Applied Science.
- Dong - Seon, K., C. Infante-Ferreira, G. Tanda y P. Pronk. (2005). Optimization of a Solar Ammonia-Water Absorption chiller.
- Donowski, V. D. y S. G. Kandlikar (2000). Correlating evaporation heat transfer coefficient of refrigerant R134a in a plate heat exchanger. Engineering foundation conference on pool and flow boiling, Alaska.
- Dovic, D., B. Palm y S. Svaic (2000). Visualization of one-phase flow in chevron-plate heat exchangers and their performance. Strojniski Vestnik-Journal of Mechanical Engineering 46(7): 429-435.
- Engelhorn, H. R. y A. M. Reinhart (1990). Investigations on heat transfer in a plate evaporator. Chemical Engineering Process 28: 143-146.
- Filatkin, V. N. (1969). Boiling heat transfer to water- ammonia mixtures. Problems of heat transfer and hydraulics of two phase media. S. S. Kutateladze, pergamon press.
- Forster, H. K. y N. Zuber (1955). Dynamics of Vapor Bubbles and Boiling Heat Transfer. AiChe Journal 1(4): 531-535.
- Fritz, W. (1935). Berechnung des maximal volume von Dampfblasen. Phys. Z. 36: 379-388.

- Fujita, Y. (1997). Predictive methods of heat transfer coefficient and critical heat flux in mixture boiling. *Experimental heat transfer fluid mechanics and thermodynamics*.
- Fujita, Y. y M. Tsutsui (1997). Heat transfer in nucleate boiling of binary mixtures (development of a heat transfer correlation). *J. SME Int. J. Series*.
- Gorenflo, D. (1997). *VDI-Warmeratlas*. Dusseldorf, VDI - Verlag,.
- Gungor, K. E. y R. H. S. Winterton (1986). A General Correlation for Flow Boiling in Tubes and Annuli. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 29(3): 351-358.
- Gungor, K. E. y R. H. S. Winterton (1987). Simplified General Correlation for Saturated Flow Boiling and Comparisons of Correlations with Data. *Chemical Engineering Research & Design* 65(2): 148-156.
- Han, D. H., K. J. Lee y Y. H. Kim (2003). Experiments on the characteristics of evaporation of R410A in brazed plate heat exchangers with different geometric configurations. *Applied Thermal Engineering* 23(10): 1209-1225.
- Han, D. H., K. J. Lee y Y. H. Kim (2003). Experiments on the characteristics of evaporation of R410A in brazed plate heat exchangers with different geometric configurations. *Applied Thermal Engineering* 23(10): 1209-1225.
- Hasseler, L. E. y D. Butterworth (1995). Boiling in compact heat exchangers/Industrial practice and problems In Convective flow boiling, Taylor and Francis.
- Heavner, R. L., H. Kumar y A. S. Wanniarachchi (1993). Performance of an industrial hest exchanger: effest of Chevron angle. *AIChE Symposium series*.
- Heggs, P. J., D. B. Ingham y P. D. Sanderson (1996). Thermal performance of plate heat exchangers with flow maldistribution, looped configuration. *2nd european thermal science*.
- Hsieh, Y. Y. y T. F. Lin (2002). Saturated flow boiling heat transfer and pressure drop of refrigerant R-410A in a vertical plate heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 45(5): 1033-1044.
- Hsieh, Y. Y. y T. F. Lin (2002). Saturated flow boiling heat transfer and pressure drop of refrigerant R-410A in a vertical plate heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 45(5): 1033-1044.
- Hsieh, Y. Y. y T. F. Lin (2003). Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-410A flow in a vertical plate heat exchanger. *Journal of Heat Transfer-Transactions of the Asme* 125(5): 852-857.
- Hsieh, Y. Y., L. J. Chiang y T. F. Lin (2002). Subcooled flow boiling heat transfer of R-134a and the associated bubble characteristics in a vertical plate heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 45(9): 1791-1806.
- Hudson, D. W. (2002). Ammonia absorption refrigeration plant. *The official journal of australian institute of refrigeration air conditioning and heating*.
- Inoue, T. y M. Monde (1994). Nucleate Pool Boiling Heat-Transfer in Binary-Mixtures. *Warne Und Stoffubertragung-Thermo and Fluid Dynamics* 29(3): 171-180.
- Inoue, T., M. Monde y Y. Teruya (2002a). Pool boiling heat transfer in binary mixtures of ammonia/water. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 45(22): 4409-4415.
- Inoue, T., M. Monde, Y. Teruya y I. H. (2002b). Pool Boiling Heat transfer in Binary Mixtures of Ammonia/Water: Effect of Heat of Dilution and Dissolution on Heat Transfer Coefficient. *Heat Transfer- Asian Research* 31: pp. 272-283.
- Inoue, T., S. Kawae y M. Monde (1997). Characteristics of heat transfer during nucleate Pool Boiling of Binary Mixtures. *Trans. JSME (Japonés) Series B* 63-608: 1312-1319.
- Jokar, A., S. J. Eckels, M. H. Hosni y T. P. Gelda (2004). Condensation heat transfer and pressure drop of brazed plate heat exchangers using refrigerant R-134a. *Journal of Enhanced Heat Transfer* 11(2): 161-182.

- Jung, D. S., K. Y. An y J. Park (2004). Nucleate boiling heat transfer coefficients of HCFC22, HFC134a, HFC125, and HFC32 on various enhanced tubes. *International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid* 27(2): 202-206.
- Jung, D. S., M. Mclinden, R. Radermacher y D. Didion (1989). A Study of Flow Boiling Heat-Transfer with Refrigerant Mixtures. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 32(9): 1751-1764.
- Jung, D. y R. Radermacher (1993). Prediction of Evaporation Heat-Transfer Coefficient and Pressure-Drop of Refrigerant Mixtures in Horizontal Tubes. *International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid* 16(3): 201-209.
- Jungnickel, H., P. Wassilew y W. E. Kraus (1980). Investigations on the heat transfer of boiling binary refrigerant mixtures. *Internal Journal of Refrigeration* 3: 129-133.
- Kabelac, S. y H. J. de Buhr (2001). Flow boiling of ammonia in a plain and low finned horizontal tube. *Internal Journal of Refrigeration* 24: 41-50.
- Kandlikar, S. G. (1990). A General Correlation for Saturated 2-Phase Flow Boiling Heat-Transfer inside Horizontal and Vertical Tubes. *Journal of Heat Transfer-Transactions of the Asme* 112(1): 219-228.
- Kandlikar, S. G. (1991). A Model for Correlating Flow Boiling Heat-Transfer in Augmented Tubes and Compact Evaporators. *Journal of Heat Transfer-Transactions of the Asme* 113(4): 966-972.
- Kandlikar, S. G. (1998). Boiling heat transfer with binary mixtures: Part II - Flow boiling in plain tubes. *Journal of Heat Transfer-Transactions of the Asme* 120(2): 388-394.
- Kandlikar, S. G. (1999). *Handbook of phase change: boiling and condensation*, Taylor and Francis.
- Kandlikar, S. G. y M. Bulut (2003). An experimental investigation on flow boiling of ethylene-glycol/water mixtures. *Journal of Heat Transfer-Transactions of the Asme* 125(2): 317-325.
- Kang, M. G. (2000). Effect of surface roughness on pool boiling heat transfer. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 43: pp 4073 - 4085.
- Kattan, N., J. R. Thome y D. Favrat (1998). Flow boiling in horizontal tubes: Part 1 - Development of a diabatic two-phase flow pattern map. *Journal of Heat Transfer-Transactions of the Asme* 120(1): 140-147.
- Kenning, D. B. R. y M. G. Cooper (1989). Saturated Flow Boiling of Water in Vertical Tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 32(3): 445-458.
- Kew, P. A. y K. Cornwell (1995). Confined bubble flow and boiling in small channels. 10th International heat transfer conference, Brighton, U. K.
- Khair, T., A. Ben Brahim y R. K. Jassim (2005a). Boiling by forced convection of water-ammonia mixtures in a vertical tube. *Canadian Journal of Chemical Engineering* 83(3): 466-476.
- Khair, T., R. K. Jassim, N. Ghaffour y A. Ben Brahim (2005b). Experimental study on forced convective boiling of ammonia-water mixtures in a vertical smooth tube. *Arabian Journal for Science and Engineering* 30(1B): 47-63.
- Kumar, H. (1984). *The plate heat exchanger: Construction and Design*. Institute of chemical engineering Symposium series.
- Kumar, H. (1992). *The design of plate heat exchangers for refrigerants*, Institute of refrigeration.
- Kutateladze, S. S. (1952). Heat transfer in condensation and boiling, AEC- tr-3770.
- Lazarek, G. M. y S. H. Black (1982). Evaporative Heat-Transfer, Pressure-Drop and Critical Heat-Flux in a Small Vertical Tube with R-113. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 25(7): 945-960.

- Liu, Z. y R. H. S. Winterton (1991). A General Correlation for Saturated and Subcooled Flow Boiling in Tubes and Annuli, Based on a Nucleate Pool Boiling Equation. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 34(11): 2759-2766.
- Lockhart, R. W. y R. C. Martinelli (1949). Proposed Correlation of Data for Isothermal 2-Phase, 2-Component Flow in Pipes. *Chemical Engineering Progress* 45(1): 39-48.
- Longo, G. A., A. Gasparella y R. Sartori (2004). Experimental heat transfer coefficients during refrigerant vaporisation and condensation inside herringbone-type plate heat exchangers with enhanced surfaces. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47(19-20): 4125-4136.
- Malek, A. y R. Colin (1985). Experimental-Study of Heat-Transfer and Pressure Drops for Ammonia Flowing inside a Long Tube. *Revue Generale De Thermique* 24(277): 23-40.
- Margat, L. (1997). Étude thermohydraulique en évaporation de la charge en fluide diphasique dans un canal corrugué brasé. Grenoble, Université de Provence Aix-Marseille: 306.
- Mishra, M. P., H. K. Varma y C. P. Sharma (1981). Heat transfer coefficients in forced convection evaporation of refrigerant mixtures. *Letters of heat and mass transfer* 8: 127-136.
- Mostinski, I. L. (1963). Application of the rule of corresponding states for calculation of heat transfer and critical heat flux. *Teploenergetika* 4: 66.
- Muley, A. y R. M. Manglik (1997). Enhanced heat transfer characteristics of single-phase flows in a plate heat exchangers with mixed chevron plates. *Journal of Enhanced Heat Transfer* 4(3): 187-201.
- Muley, A. y R. M. Manglik (1999). Experimental study of turbulent flow heat transfer and pressure drop in a plate heat exchanger with chevron plates. *Journal of Heat Transfer-Transactions of the Asme* 121(1): 110-117.
- Nishikawa, K. y Y. Fujita (1977). On the pressure factor in nucleate boiling heat transfer, Kyushu University: 303-341.
- Ohadi, M. M., S. S. Li, R. Radermacher y S. Dessiatoun (1996). Critical review of available correlations for two-phase flow heat transfer of ammonia (vol 19, pg 272, 1996). *International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid* 19(8): 530-530.
- Okada, K., M. Ono, T. Tomimura, T. Okuma, H. Konno y S. Ohtani (1972). Design and Heat transfer Characteristics of a new plate heat exchanger. *Heat transfer Japanese Research* 1(1): 90-95.
- Osterberger, R. y B. Slipcevic (1990). Heat transfer during nucleate boiling within plate heat exchanger (alemán). *Ki Klima -Kälte-Heizung* 11/1990: 481-483.
- Palm, B. y J. Claesson (2006). Plate heat exchangers: Calculation methods for single-and two-phase flow. *Heat Transfer Engineering* 27(4): 88-98.
- Panchal, C. B., D. L. Hillis y A. Thomas (1983). Convective boiling of ammonia and Freon 22 in plate heat exchangers. *ASME/JSME Thermal engineering Joint Conference*.
- Pelletier, O. y B. Palm (1997). Boiling of hidrocarbons in small plate heat exchangers. *International institute of refrigeration Commission B1, College park USA*.
- Rafferty, K. (1998). *Geothermal Direct Use Engineering and Design Guidebook*.
- Rivera, W. y R. Best (1999). Boiling heat transfer coefficients inside a vertical smooth tube for water/ammonia and ammonia/lithium nitrate mixtures. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 42(5): 905-921.
- Roriz, L., M. A. y Mendes. L. F. (2004). Study of a plate heat exchanger desorber with a spray column for a small solar powered absorption machine. *3rd International conference on heat powered cycles, Cyprus*.

- Salavera, D., S. Libotean, K. R. Patil, X. Esteve y A. Coronas (2006). Densities and heat capacities of the ammonia plus water plus NaOH and ammonia plus water plus KOH solutions. *Journal of Chemical and Engineering Data* 51(3): 1020-1025.
- Schlünder, E. U. (1982). Heat transfer in nucleate boiling of mixtures. *International Chemical Engineering*.
- Shah, M. M. (1976). A new correlation of heat transfer During boiling flow through pipes. *ASHRAE Transactions* 82(2): 66-86.
- Shah, M. M. (1982). Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study. *ASHRAE Transactions* 88(1): 185-196.
- Shah, R. K. y W. W. Focke (1988). *Heat transfer equipment desing*. Washington DC, Hemisphere.
- Shitara, A. y N. Nishiyama (1995). Study on heat transfer of plate-fin type generator for absorption machine. 19th International congress of refrigeration
- Steiner, D. (1993). *Wärmeübertragung beim Sieden gesättigter Flüssigkeiten*. Düsseldorf.
- Steiner, D. y J. Taborek (1992). Flow Boiling Heat-Transfer in Vertical Tubes Correlated by an Asymptotic Model. *Heat Transfer Engineering* 13(2): 43-69.
- Steiner, D. y J. Taborek (1993). Flow Boiling Heat-Transfer in Vertical Tubes Correlated by an Asymptotic Model (Vol 13, Pg 54, 1992). *Heat Transfer Engineering* 14(3): 61-61.
- Stephan, K. y M. Abdelsalam (1980). Heat-Transfer Correlations for Natural-Convection Boiling. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 23(1): 73-87.
- Stephan, K. y M. Körner (1969). Calculation of Heat Transfer of Evaporating Binary Liquid Mixtures. *Chemie Ingenieur Technik* 41(7): 409-&.
- Stephan, K. y P. Preusser (1979). Heat-Transfer and Maximum Heat-Flux Density in Vessel-Boiling of Binary and Ternary Mixtures of Liquids. *Chemie Ingenieur Technik* 51(1): 37-37.
- Stern, D. y B. Sunden (2006). Performance of plate heat exchangers for evaporation of ammonia. *Heat Transfer Engineering* 27(5): 45-55.
- Thome, J. R. y S. A. Shaker (1987). New correlation for nucleate pool boiling of aqueous mixtures. *AIChE Symp. Series*.
- Thonon, B. (1995). Design method for plate evaporators and condensers. 1st International conference on process Intensification for the vhemical industry.
- Thonon, B., A. Feldman, L. Margat y C. Marvillet (1997). Transition from nucleate boiling to convective boiling in compact heat exchangers. *International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid* 20(8): 592-597.
- Tran, T. N. (1999). Pressure drop and heat transfer study of two phase flow in small channels, Texas Tech University: 229.
- Tran, T. N., M. W. Wambsganss y D. M. France (1996). Small circular- and rectangular-channel boiling with two refrigerants. *International Journal of Multiphase Flow* 22(3): 485-498.
- Tribbe, C. y H. M. Muller-Steinhagen (2001). Gas/liquid flow in plate-and-frame heat exchangers - Part II: Two-phase multiplier and flow pattern analysis. *Heat Transfer Engineering* 22(1): 12-21.
- Unal, H. C. (1986). Prediction of Nucleate Pool Boiling Heat-Transfer Coefficients for Binary-Mixtures. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 29(4): 637-640.
- Van Male, J. y E. A. Cosijn (1967). Cooler output as a function of the recircularion number of the refrigerant. XIIth international congress of refrigeration, Madrid.
- Vlasogiannis, P., G. Karagiannis, P. Argyropoulos y V. Bontozoglou (2002). Air-water two-phase flow and heat transfer in a plate heat exchanger. *International Journal of Multiphase Flow* 28(5): 757-772.

- Wadekar, V. V. (1995). An alternative model for flow boiling heat transfer. International conference on convective flow boiling, Washington DC.
- Wadekar, V. V. (1995). An alternative model for flow boiling heat transfer. International conference on convective flow boiling, Washington DC.
- Wambsganss, M. W., D. M. France, J. A. Jendrzejczyk y T. N. Tran (1993). Boiling Heat-Transfer in a Horizontal Small-Diameter Tube. *Journal of Heat Transfer-Transactions of the Asme* 115(4): 963-972.
- Wanniarachchi, A. S., U. Ratman, B. E. Tilton y K. Dutta-Roy (1995). Aproximate correlations for chevron-type plate heat exchangers. 30th National heat transfer conference, ASME, New York.
- Watel, B. (2003). Review of saturated flow boiling in small passages of compact heat-exchangers. *International Journal of Thermal Sciences* 42(2): 107-140.
- Wettermann, M. y D. Steiner (2000). Flow boiling heat transfer characteristics of wide-boiling mixtures. *International Journal of Thermal Sciences* 39(2): 225-235.
- Wojtan, L., T. Ursenbacher y J. R. Thome (2005). Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part I - A new diabatic two-phase flow pattern map. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48(14): 2955-2969.
- Yan, Y. Y. y T. F. Lin (1999). Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger. *Journal of Heat Transfer-Transactions of the Asme* 121(1): 118-127.
- Zamfirescu, C. y F. Chiriac (2002). Heat transfer measurements on ammonia forced convection boiling in vertical tubes. *Experimental Thermal and Fluid Science* 25(7): 529-534.
- Zheng, J. X., G. P. Jin, M. C. Chyu y Z. H. Ayub (2001). Flooded boiling of ammonia with miscible oil outside a horizontal plain tube. *Hvac&R Research* 7(2): 185-204.
- Zurcher, O., D. Favrat y J. R. Thome (2002). Evaporation of refrigerants in a horizontal tube: an improved flow pattern dependent heat transfer model compared to ammonia data. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 45(2): 303-317.

## **Anexo I: Transferencia de calor en ebullición.....I.1**

I.I. Ebullición en recintos cerrados (pool boiling).....	I.1
I.I.i. Correlaciones de ebullición de fluidos puros en recintos cerrados (pool boiling).....	I.2
I.I.ii. Correlaciones de ebullición de mezclas en recintos cerrados.....	I.5
I.II. Ebullición forzada.....	I.7
I.II.i. Correlaciones de ebullición forzada de fluidos puros.....	I.8
I.II.ii. Análisis de los factores de aumento de los coeficientes de ebullición convectiva.....	I.18
I.II.iii. Correlaciones de ebullición forzada de mezclas binarias.....	I.21
I.III. Correlaciones de ebullición en canales estrechos.....	I.27
I.III.i. Correlaciones generales para intercambiadores compactos.....	I.28
I.III.ii. Correlaciones de ebullición específicos de intercambiadores de placas....	I.29

## I. Anexo I: Transferencia de calor en ebullición

En este anexo se muestran los modelos considerados en la revisión bibliográfica de datos experimentales de ebullición en recintos cerrados y de ebullición en el interior de tubos, tanto para los fluidos puros amoniaco y agua, como para la mezcla amoniaco/agua.

Los procesos de ebullición son muy frecuentes en la industria y han sido objeto de estudio en las últimas décadas. A causa de la complejidad de los procesos de ebullición tan solo modelos empíricos están disponibles en la bibliografía y los coeficientes que predicen pueden tener diferencias incluso del 100 %.

La ebullición es un proceso de cambio de fase en donde las burbujas se forman en la superficie de calentamiento y/o en una capa de líquido sobrecalentada cerca de la superficie de calentamiento. Se denomina ebullición en recintos cerrados, cuando los procesos de ebullición se encuentran referidos a ebullición en convección natural, estando el líquido cerrado en un recipiente y se denomina ebullición forzada el líquido fluye sobre la superficie de calentamiento por medio de una bomba o otro medio.

En ebullición forzada, se asume que existen dos fenómenos de ebullición: ebullición nucleada y ebullición convectiva. El primer proceso se tiende a calcular partir de correlaciones de ebullición en recintos cerrados, y la ebullición convectiva, tiende a calcularse a partir de correlaciones de simple fase multiplicadas por un factor de aumento.

La revisión de estudios de ebullición en intercambiadores de placas realizada, ha mostrado como el mundo de la investigación no se ha puesto de acuerdo en los fenómenos de ebullición predominantes en este tipo de intercambiadores. Algunos autores afirman que solo existen fenómenos de ebullición nucleada en estos intercambiadores (Pelletier y Palm (1997)), otros autores afirman que solo existen fenómenos de ebullición convectiva (Yan y Lin (1999)), y otros autores afirman que los dos fenómenos se encuentran presentes Thonon et al. (1997).

Debido a que el estudio bibliográfico reflejó diferentes tendencias a la hora de correlacionar los datos experimentales de ebullición en intercambiadores de placas, se ha propuesto hacer un estudio de correlaciones de ebullición en ebullición en recintos cerrados y ebullición forzada en tubos lisos para compararlos con datos experimentales bibliográficos de los fluidos puros agua y amoniaco y la mezcla amoniaco/agua.

### I.1. Ebullición en recintos cerrados (pool boiling)

La Figura 1 muestra cualitativamente la curva de ebullición típica que se obtiene en ebullición en recintos cerrados representando el flujo de calor frente a la diferencia de temperaturas entre la pared y el líquido.

Cuando el flujo de calor aumenta, el primer modo de transferencia de calor que aparece en presencia de un campo gravitatorio es la convección natural. En un punto determinado de sobrecalentamiento de la pared (punto A), las burbujas de vapor aparecen en la superficie del líquido. Este punto se denomina el punto de inicio de la ebullición nucleada (onset of nucleate boiling ONB). Las burbujas se forman en las cavidades o en las fisuras de la superficie, que contienen núcleos de vapor. En líquidos que son capaces de mojar bien la superficie el punto de inicio de la ebullición nucleada se retrasa. En estos líquidos, la generación de burbujas causa una reducción de la temperatura superficial mientras que el flujo de calor se mantiene constante aunque este comportamiento no se observa cuando se reduce el flujo de calor mostrándose efectos de histéresis.

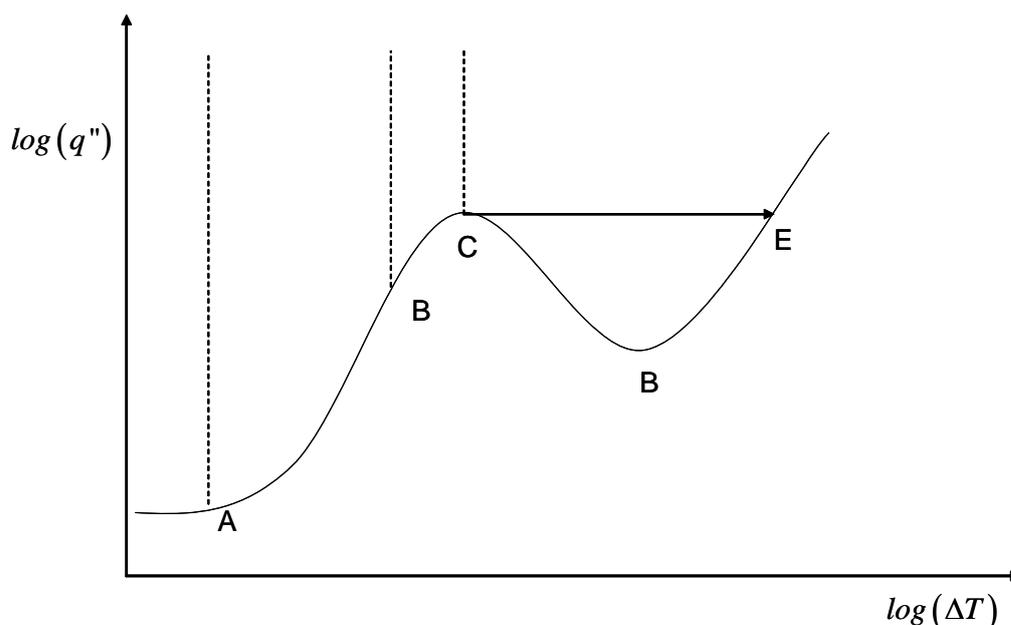


Figura 1 Curva de ebullición nucleada en recintos cerrados representando el flujo de calor frente a la temperatura.

Después de la primera generación de burbujas se encuentra un fuerte aumento de la pendiente de la curva de ebullición conforme el flujo de calor se eleva. En la ebullición nucleada parcial (Curva AB) se generan burbujas discretas en sitios de nucleación en la superficie de calentamiento. La transición de las burbujas aisladas al desarrollo total de la ebullición sucede cuando se produce la coalescencia de las mismas. En esta región el vapor tiende a dejar la superficie de calentamiento en la forma de chorros. A partir de esta región la pendiente de la curva de ebullición tiende a decrecer hasta la región de transición de la ebullición, cuando se alcanza el flujo de calor crítico. Después de alcanzar el flujo de calor crítico de ebullición, la superficie se cubre con vapor, y la superficie se cubre de vapor, de forma que la temperatura de la superficie aumenta rápidamente

### I.1.i. Correlaciones de ebullición de fluidos puros en recintos cerrados (pool boiling)

Durante los últimos 70 años se han llevado a cabo muchos estudios del proceso de ebullición nucleada con componentes puros. Esto ha permitido ampliar el conocimiento de los procesos físicos que se producen en la generación de burbujas en ebullición, aunque todavía no se han podido establecer modelos teóricos que predigan los coeficientes con suficiente exactitud, debido principalmente a la cantidad de parámetros de influencia en este tipo de ebullición. Por ello la mayoría de trabajos presentan correlaciones que se basan en resultados experimentales. Estas correlaciones muestran que el coeficiente de transferencia de calor en ebullición depende del flujo de calor, la presión, las propiedades del fluido y de algunas características de la superficie de calentamiento (rugosidad, orientación, forma, propiedades termofísicas, etc.). La mayoría de estas correlaciones predicen muy bien los resultados experimentales correlacionados, aunque también es cierto que se encuentran diferencias importantes entre los resultados experimentales de diversas fuentes.

En la bibliografía se pueden encontrar multitud de correlaciones, que han sido propuestas para el cálculo de los coeficientes de ebullición nucleada en fluidos puros. Debido a la gran cantidad de modelos propuestos, la solución ha sido la de considerar los modelos más referenciados hasta ahora para el cálculo de coeficientes de transferencia de calor en ebullición nucleada,

estos son la correlación de Gorenflo (1997), la correlación de Cooper (1984), la correlación de Stephan y Abdelsalam (1980) y la correlación de Mostinski (1963). De todos estos modelos, destacan la correlación de Cooper y la correlación de Mostinski por su sencillez de aplicación, y porque para su cálculo se necesitan pocas variables termodinámicas. Por contra, la correlación de Gorenflo necesita establecer valores de referencia experimentales, y la correlación de Stephan y Abdelsalam, si bien ofrece según la literatura científica, valores buenos de los coeficientes de ebullición, depende de bastantes propiedades termofísicas, que pueden ser difíciles de obtener para algunos fluidos. Los modelos seleccionados se describen a continuación.

#### I.I.i.a. Correlación de Mostinski

Mostinski (1963) aplicó el principio de los estados correspondientes para correlacionar datos experimentales de ebullición nucleada y llegó a una correlación simple sin dependencia de las características de la superficie ni de las propiedades del fluido. La correlación de presión reducida adimensional se describe por Eq. (1).

$$\alpha_{pool} = 3.596 \times 10^{-5} P_C^{0.69} q^{*0.7} F_p \quad \text{Eq. (1)}$$

Donde la presión crítica se calcula en kPa. Los efectos de la presión en la ebullición nucleada son correlacionados utilizando el factor  $F_p$ , determinado mediante la ecuación Eq. (2)

$$F_p = 1.8(p_r)^{0.17} + 4(p_r)^{1.2} + 10(p_r)^{10} \quad \text{Eq. (2)}$$

Con:  $p_r$  presión reducida del fluido [ $P_{sat}/P_C$ ]

#### I.I.i.b. Correlación de Cooper

Cooper (1984) presentó la siguiente correlación de presión reducida, que incorpora además la información de rugosidad de la superficie y el peso molecular del fluido. Cuando se desconoce la rugosidad de la superficie se aconseja utilizar un valor de 1  $\mu\text{m}$ .

$$\alpha_{pool} = 55 \cdot (p_r)^{0.12 - 0.043 \ln(R_p)} (-\log p_r)^{-0.55} M^{-0.5} q^{*0.67} \quad \text{Eq. (3)}$$

Con:  $M$  masa molecular de la sustancia [kmol/kg]

#### I.I.i.c. Correlaciones de Stephan Abdelsalam

La correlación de Stephan y Abdelsalam (1980) es una de las correlaciones más referenciada en los trabajos de ebullición nucleada. Utilizando un método de regresión múltiple correlacionaron gran cantidad de datos experimentales, con características geométricas de la superficie de calentamiento similares, agrupando las propiedades termofísicas de los fluidos en

números adimensionales. Como resultado de la regresión obtuvieron correlaciones individuales para cuatro tipos de fluidos (agua, orgánicos, refrigerantes y criogénicos) que reproduzcan los datos experimentales con un error medio inferior al 15%. También presentaron una expresión general válida para todos los fluidos. En este caso el error medio era inferior al 25 %.

La correlación aplicable para el agua es:

$$\frac{\alpha_{pool} D_0}{\lambda_L} = 0.246 \cdot 10^7 \left( \frac{q'' D_0}{\lambda_l} \right)^{0.673} \left( \frac{\Delta h_{fg} D_0^2}{\kappa_l^2} \right)^{-1.58} \left( \frac{Cp_l T_{sat} D_0}{\kappa_l^2} \right)^{1.26} \left( \frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_l} \right)^{5.22} \quad \text{Eq. (4)}$$

Para el amoniaco se ha utilizado la correlación para refrigerantes.

$$\frac{\alpha_{pool} D_o}{\lambda_l} = 207 \left( \frac{q'' D_o}{\lambda_l T_{sat}} \right)^{0.745} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.581} \left( \frac{v_l}{\kappa_l} \right)^{0.533} \quad \text{Eq. (5)}$$

El diámetro de partida de las burbujas  $D_0$  se calcula mediante la ecuación de Fritz (1935). Eq (6)

$$D_o = 0.0146 \cdot \beta \cdot \left[ \frac{2\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/2} \quad \text{Eq. (6)}$$

El ángulo de contacto  $\beta$ , es en el caso del agua de 45 ° y para los refrigerantes de 35°.

#### I.I.i.d. Correlaciones de Gorenflo

Gorenflo (1997) propuso una correlación dependiente de la presión reducida que utiliza un valor experimental del coeficiente de ebullición nucleada específico de cada fluido medido en una condiciones de referencia: una presión reducida de  $p_{r0} = 0.1$ , una rugosidad de  $R_{a0} = 0.4 \mu\text{m}$  y un flujo de calor de  $q_0 = 20.000 \text{ W/m}^2$ . La expresión para calcular el coeficiente de ebullición nucleada en otras condiciones es:

$$\frac{\alpha_{pool}}{\alpha_0} = \left( \frac{q''}{q_0''} \right)^{n(p_r)} \cdot F(p_r) \cdot \left( \frac{R_a}{R_{a0}} \right)^{0.133} \quad \text{Eq. (7)}$$

Donde el factor de corrección de la presión sigue la misma expresión para todos los fluidos excepto para el agua. La expresión de los factores de corrección de la presión y los valores de los coeficientes de ebullición nucleada en las condiciones de referencia para el amoniaco y el agua se muestran en la siguiente tabla:

Para el propósito de este trabajo, las correlaciones de fluidos puros seleccionadas se han comparado con los datos experimentales obtenidos de la bibliografía. En el cálculo se ha considerado una rugosidad de la superficie de 0.4  $\mu\text{m}$  para el cálculo de la correlación de Gorenflo.

Tabla 1. Obtención de los factores de Eq. (7) para los fluidos agua y amoniaco.

Fluido	$F(p_r)$	$n(p_r)$	$\alpha_o (W/m^2)$
<b>Amoniaco</b>	$F(p_r) = 1.2 \cdot p_r^{0.27} + \left(2.5 + \frac{1}{1-p_r}\right) \cdot p_r$	$n(p_r) = 0.9 - 0.3 \cdot p_r^{0.15}$	7000
<b>Agua</b>	$F(p_r) = 1.73 \cdot p_r^{0.27} + \left(6.1 + \frac{0.68}{1-p_r}\right) \cdot p_r^2$	$n(p_r) = 0.9 - 0.3 \cdot p_r^{0.3}$	5600

### I.I.ii. Correlaciones de ebullición de mezclas en recintos cerrados

Cuando se obtiene la curva de ebullición nucleada de una mezcla binaria se observa que esta se ve considerablemente alterada con respecto a la de los respectivos compuestos puros. En primer lugar se observa que es necesario un mayor exceso de temperatura para que se inicie la ebullición. En segundo lugar los coeficientes de transferencia de calor en la zona de ebullición nucleada se ven fuertemente reducidos con respecto a los de los componentes puros. Esta reducción presenta un máximo en los puntos donde la diferencia de concentraciones molares entre la fase vapor y la fase líquida  $|\tilde{y}_1 - \tilde{x}_1|$  también pasan por un máximo. Este máximo en la diferencia de concentraciones normalmente también coincide con un máximo en la diferencia entre la temperatura de rocío y la temperatura de burbuja. Por ello, la mayoría de correlaciones publicadas para el cálculo del coeficiente de ebullición nucleada de la mezcla incluyen un término de corrección que tiene en cuenta la diferencia de concentraciones o la diferencia de temperaturas.

Esta reducción del coeficiente de ebullición nucleada de la mezcla se atribuye en gran medida a un aumento en la concentración del componente pesado en la interfase de la burbuja. Este incremento en la concentración del componente pesado produce un aumento de la temperatura de burbuja y una reducción en la diferencia de temperatura disponible, llevando a una reducción de la velocidad de crecimiento de la burbuja y por lo tanto del coeficiente. El aumento de la concentración del componente pesado en la interfase de la burbuja esta controlado por los procesos de difusión de materia, por ello, algunas correlaciones actuales, incluyen el coeficiente de transferencia de materia o la difusividad en el cálculo del coeficiente de ebullición nucleada de la mezcla.

Estos dos términos de corrección se introducen en las correlaciones para el cálculo del coeficiente de ebullición nucleada de las mezclas de manera semiempírica como corrección de un coeficiente de ebullición nucleada de la mezcla ideal en ausencia de efectos de difusión de masa.

En la literatura se siguen dos aproximaciones para el cálculo de este coeficiente ideal. En la primera, un coeficiente de transferencia de calor ideal es definido en base a un promedio molar del exceso de temperatura

$$\Delta T_{id} = \tilde{x}_1 \Delta T_1 + \tilde{x}_2 \Delta T_2 \quad \text{Eq. (8)}$$

Lo cual lleva al cálculo del coeficiente ideal como promedio recíproco molar de los componentes puros a la misma presión o temperatura calculados con correlaciones de ebullición nucleada de fluidos puros. Eq.(9).

$$\frac{1}{\alpha_{id}} = \frac{\tilde{x}_1}{\alpha_1} \Big|_{P \text{ ó } T} + \frac{\tilde{x}_2}{\alpha_2} \Big|_{P \text{ ó } T} \quad \text{Eq. (9)}$$

Existe también la posibilidad de calcular el coeficiente de ebullición ideal calculado con las propiedades de la mezcla aunque esta aproximación es menos utilizada por la dificultad para determinar las propiedades termofísicas.

Si bien para el caso de ebullición en flujo forzado, existen grandes diferencias en los modelos propuestos, las correlaciones seleccionadas en la ebullición de mezclas, se pueden reducir todas a la forma de la ecuación Eq. (10) con la expresión de K presentada en la Tabla 1 para cada correlación:

$$\frac{\alpha_{pool,mix}}{\alpha_{pool,id}} = \frac{1}{1 + K} \quad \text{Eq. (10)}$$

Debido a los trabajos previos de Arima et al. (2003), Inoue et al. (2002a) y Inoue et al. (2002b), donde se manifiesta la imposibilidad de las correlaciones de predecir el comportamiento de la mezcla amoniaco/agua en ebullición nucleada en todos los rangos de concentraciones, se ha realizado una comparación de los datos de ebullición nucleada de la mezcla con las correlaciones probablemente más referenciadas actualmente. Las correlaciones que se han estudiado han sido las correlaciones de Schlünder, la modificación a la correlación de Schlünder (1982) llevada a cabo por parte de Thome y Shakir (1987), y la correlación de Fujita y Tsutsui en su última versión de 1997. Las razones de la utilización de cada una de ellas es la siguiente. La correlación de Schlünder es la primera correlación que ha obtenido buena reputación en la comunidad científica, por sus buenos resultados en la mayoría de mezclas, la modificación posterior propuesta por Thome y Shakir (1987) parece ser que se ajusta mejor que la correlación de Schlünder a los datos experimentales de mezclas acuosas (recordemos que la mezcla que se estudia en este trabajo es una mezcla con agua), y la correlación de Fujita y Tsutsui, se ha escogido por ser una correlación que no necesita el parámetro  $\beta_L$ . Todas estas correlaciones tienen la gran ventaja de que para su cálculo sólo se necesitan variables termodinámicas, relativamente fáciles de conseguir para mezclas.

Tabla 2. Factores K en Eq. (10)

Autores	Factor K	Comentarios
Schlünder (1982)	$\frac{\alpha_{pool,id}}{q''} \cdot (T_{sat,1} - T_{sat,2}) \cdot (\tilde{y}_1 - \tilde{x}_1) \times \left[ 1 - \exp\left(\frac{B_0 \cdot q''}{\rho_L \cdot \Delta h_{fg} \cdot \beta_L}\right) \right]$	$B_0=1$ $\beta_L=2 \times 10^{-4} \text{ m/s}$
Thome y Shakir (1987)	$\frac{\alpha_{pool,id}}{q''} \Delta T_{bp} \left[ 1 - \exp\left(\frac{B_0 \cdot q''}{\rho_l \cdot \Delta h_{fg} \cdot \beta_L}\right) \right]$	$B_0=1$ $\beta_L=3 \times 10^{-4} \text{ m/s}$
Fujita y Tsutsui (1997)	$\frac{\alpha_{pool,id}}{q''} \Delta T_{bp} \cdot \left\{ 1 - \exp\left[\frac{-60 \cdot q''}{\rho_l \cdot \Delta h_{fg}} \left(\frac{\rho_v}{\sigma \cdot g \cdot (\rho_l - \rho_v)}\right)^{1/4}\right] \right\}$	

## I.II. Ebullición forzada

El proceso de transmisión de calor en ebullición forzada es un fenómeno complejo, en el que intervienen una serie de patrones de flujo, que caracterizan la transferencia de calor. Dado que los patrones de flujo se ven influenciados por la geometría de la superficie donde se produce la ebullición, se ha creado una simplificación que permite obtener resultados aceptables, y con continuas evoluciones se ha estado utilizando a lo largo de los últimos 40 años.

Esta simplificación consiste en considerar dos términos de ebullición, la ebullición nucleada y ebullición convectiva. A lo largo de los años se han propuesto diferentes formas de establecer la transición de uno a otro fenómeno, y éstos se pueden agrupar correlaciones de superposición (Chen (1963)), correlaciones de efectos separados (Shah (1982)) y correlaciones de tipo asintótico (Steiner y Taborek (1992)). Fuera de esta clasificación, se encontraría el modelo de Kandlikar (1990), que separa zonas de dominancia de los fenómenos, y en cada una de estas zonas considera la influencia de los efectos convectivos y de nucleación. Aparte del modelo de Kandlikar el resto de los modelos pueden ser generalizados por medio de la Eq.(11), donde el exponente se modifica en función del modelo. De esta forma, para  $n=1$ , tendríamos un modelo de superposición, para  $n=\infty$  tendríamos un modelo de efectos separados, y para otros valores de n tendríamos un modelo de tipo asintótico, aunque generalmente se suele utilizar  $n=3$ .

$$\alpha_{TP} = \sqrt[n]{(\alpha_{nb})^n + (F\alpha_l)^n} \quad \text{Eq. (11)}$$

En Eq. (11) el factor  $F$ , se denomina el factor de aumento de la ebullición convectiva, el término  $\alpha_l$  es el coeficiente de transferencia de calor del líquido. El término de ebullición

nucleada  $\alpha_{nb}$  de Eq. (11) suele calcularse por medio de ecuaciones de ebullición en recintos cerrados, e incluso ser afectados por un término  $S$ , denominado factor de supresión de la ebullición nucleada, según Eq. (12).

$$\alpha_{nb} = S \cdot \alpha_{pool} \quad \text{Eq. (12)}$$

En la Figura 2 se muestra una representación típica de la transición de ebullición convectiva a nucleada donde se pueden apreciar las transiciones de estos tipos de modelos. Como se puede apreciar, para los modelos efectos separados  $n = \infty$ , la transición de la ebullición nucleada a convectiva es abrupta, frente al resto de modelos que muestran una transición más suavizada.

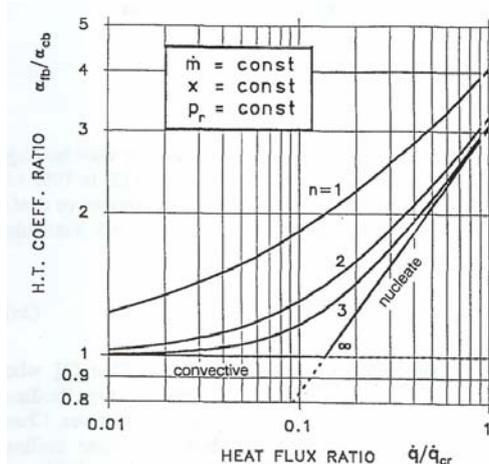


Figura 2. Gráfico explicativo de las transiciones de ebullición convectiva a ebullición nucleada. Condiciones de experimentación de flujo másico constante, título de vapor, y presión relativa constante. (Fuente: Steiner y Taborek (1992)).

En el caso de mezclas, los resultados experimentales muestran que fundamentalmente existe una reducción de los coeficientes experimentales en la zona de nucleación. De esta forma, la mayoría de los modelos corrigen el coeficiente de ebullición nucleada por medio de correlaciones de ebullición en recintos cerrados para mezclas. La Eq. (12) entonces tendría la forma de Eq. (13). Se han propuesto en la bibliografía correcciones al término de ebullición convectiva también, aunque lo más usual es sólo afectar el primer término.

$$\alpha_{TP} = \sqrt[n]{(S\alpha_{pool,mix})^n + (F\alpha_c)^n} \quad \text{Eq. (13)}$$

### I.II.i. Correlaciones de ebullición forzada de fluidos puros

#### I.II.i.a. Correlación de Chen

La correlación de Chen (1963) puede ser considerada la correlación más referenciada en los estudios de ebullición. Esta correlación fue desarrollada a partir de 665 puntos experimentales, usando agua y algunos hidrocarburos, obteniendo errores en las predicciones de un 12 %

según los mismos autores. Posteriores estudios mostraron como para el caso de refrigerantes los errores en la predicción de los coeficientes aumenta.

En este modelo se postula que los fenómenos de transferencia de calor en ebullición, pueden ser entendidos como una superposición de dos fenómenos: transmisión de calor de tipo convectivo, y el fenómeno de transferencia de calor en ebullición nucleada. La expresión del modelo de superposición propuesto responde a Eq. (14).

$$q'' = q''_{conv} + q''_{nb} = S \cdot \alpha_{pool} \cdot (T_w - T_l) + F(Pr) \cdot \alpha_l \cdot (T_w - T_l) \quad \text{Eq. (14)}$$

En este modelo, el término  $S$ , se denomina factor de supresión de la ebullición nucleada tomando valores entre 0 y 1, y depende del flujo másico y del título de vapor. El coeficiente de ebullición nucleada se obtiene a partir de correlaciones de ebullición en recintos cerrados. Originalmente Chen utilizó la correlación de Forster y Zuber (1955). Eq. (15)

$$\alpha_{pool} = 0.00122 \cdot \frac{\lambda_l^{0.79} \cdot C_{p_l}^{0.45} \cdot \rho_l^{0.49} \cdot g^{0.25}}{\sigma^{0.5} \cdot \mu_l^{0.29} \cdot h_{fg}^{0.24} \cdot \rho_v^{0.24}} (\Delta T_s)^{0.24} \cdot (\Delta P_s)^{0.75} \quad \text{Eq. (15)}$$

En la ecuación Eq. (15), el término  $\Delta T_s$  es la diferencia de temperaturas entre la pared y la temperatura de saturación del líquido.

$$\Delta T_s = T_w - T_{sat} \quad \text{Eq. (16)}$$

Y el término  $\Delta P_s$  es la diferencia de presiones de saturación del fluido, considerando la temperatura de pared y la temperatura del líquido, respectivamente

$$\Delta P_s = P_{sat}|_{T=T_w} - P_{sat}|_{T=T_{sat}} \quad \text{Eq. (17)}$$

En esta ecuación el término de supresión de la ebullición nucleada, que en el caso de fluidos puros es una función del gasto másico y del título de vapor, Eq.(18).

$$S = \frac{1}{1 + 2.53 \cdot 10^{-6} Re_{ip}^{1.17}} \quad \text{Eq. (18)}$$

En el segundo término de la derecha de la ecuación Eq. (14) tiene en cuenta los términos "macroscópicos" de la transferencia de calor. El parámetro  $F$  es un término de aumento del coeficiente de transferencia de calor debido a la turbulencia, generada por la diferente densidad del vapor y el líquido. Inicialmente Chen propuso de manera gráfica este factor de aumento. La ecuación del cálculo del coeficiente de convección tiene la siguiente expresión. Eq. (19).

$$\alpha_{conv} = f(Pr_L) F \alpha_l \quad \text{Eq. (19)}$$

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección, Chen recomienda el uso de la ecuación de Dittus Boelter Eq.(20). El argumento de la recomendación de la ecuación de Dittus Boelter, es la facilidad de uso. En esta ecuación el número de Reynolds se obtiene considerando que solo la fracción de líquido circula por el tubo, Eq. (21)

$$\alpha_l = 0.023 \frac{\lambda_l}{D_h} Re_l^{0.8} \cdot Pr_l^{0.4} \quad \text{Eq. (20)}$$

$$Re_l = \frac{G(1-x)D_h}{\mu_l} \quad \text{Eq. (21)}$$

Para ello, Chen afecta el coeficiente de simple fase por el factor  $F$  de aumento de la ebullición convectiva. Eq.(22).

$$F = 2.35 \left( 0.213 + \frac{1}{\chi_u} \right)^{0.736} \quad \text{Eq. (22)}$$

Además, Chen, propone un nuevo parámetro,  $f(Pr_l)$  dependiente del número de Prandtl, para tener en cuenta las características de los fluidos ensayados. Eq. (23).

$$f(Pr_l) = \left( \frac{Pr_l + 1}{2} \right)^{0.444} \quad \text{Eq. (23)}$$

### I.II.i.b. Correlación de Shah

La correlación de Shah (1976), y Shah (1982) se propuso en primer lugar de forma gráfica y posteriormente propuso las fórmulas que permitían la obtención numérica de los coeficientes. Shah establece tres regiones de ebullición: una primera donde predomina la ebullición nucleada, la segunda, donde la generación de burbujas se ve suprimida y los efectos de ebullición convectiva comienzan a estar presentes, y la tercera donde predomina la ebullición convectiva.

Shah obtuvo la correlación a partir de 800 puntos experimentales de 18 experimentos independientes, obteniendo una desviación estándar de 14 %. Esta correlación puede ser aplicada tanto en orientación vertical y horizontal, y tanto en flujo circular como anular. Para obtener los datos experimentales, utilizó agua y los refrigerantes más comunes en la época, dentro de los cuales se encontraba el amoniaco. La principal ventaja de esta correlación es su sencillez de aplicación, que hace que aún hoy en día se utilice.

La expresión general de Shah tiene la forma siguiente. Eq. (24).

$$\Psi = \frac{\alpha_{TP}}{\alpha_{LO}} = f(Co, Bo, Fr_l) \quad \text{Eq. (24)}$$

En primer lugar, Shah utiliza el número de convección  $Co$ , para la modelización del aumento de los coeficientes de ebullición convectiva. Este número responde a la siguiente ecuación:

$$Co = \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \left( \frac{(1-x)}{x} \right)^{0.8} \quad \text{Eq. (25)}$$

A partir del número de convección define el parámetro  $N$  dependiente de la orientación del tubo

$$\text{Tubos verticales} \quad N = Co \quad \text{Eq. (26)}$$

$$\text{Tubos horizontales} \quad N = 0.38 \cdot Fr_l^{-0.3} \cdot Co \quad \text{Eq. (27)}$$

En cada uno de los casos el factor de aumento de la ebullición  $\psi$ , se calcula como el mayor de los dos coeficientes  $\psi_{nb}$ , y  $\psi_{cb}$ . El factor de aumento de la ebullición convectiva se obtiene por Eq.(28).

$$\psi_{cb} = \frac{1.8}{Co^{0.8}} \quad \text{Eq. (28)}$$

En función del parámetro  $N$  se definen tres zonas para el cálculo del término de ebullición nucleada  $\psi_{nb}$

Si  $N > 1$

$$\psi_{nb} = 230 \cdot Bo^{0.5} \quad \text{para } Bo > 0.3 \times 10^{-4} \quad \text{Eq. (29)}$$

$$\psi_{nb} = 1 + 46 \cdot Bo^{0.5} \quad \text{para } Bo \leq 0.3 \times 10^{-4} \quad \text{Eq. (30)}$$

Si  $0,1 < N < 1,0$

$$\psi_{nb} = F \cdot Bo^{0.5} \exp(2.74 \cdot N^{-0.10}) \quad \text{Eq. (31)}$$

Si  $N < 0,1$

$$\psi_{nb} = F \cdot Bo^{0.5} \exp(2.47 \cdot N^{-0.15}) \quad \text{Eq. (32)}$$

### I.II.i.c. Correlación de Gungor y Winterton

La correlación de Gungor y Winterton (1986) es una modificación de la correlación de Chen. Para esta correlación utilizaron 3700 puntos experimentales de fluidos como agua refrigerantes y etilenglicol.

Con los datos experimentales de que disponían, se compararon los resultados de esta correlación con respecto a las correlaciones de Shah, Chen y la correlación de Bjorge et al. (1982). El ajuste de la correlación en comparación con las ecuaciones de Chen y la de Bjorge eran bastante malas, y no tanto así la correlación de Shah. La expresión general de la ecuación se calcula por medio de Eq.(33).

$$\alpha_{tp} = S\alpha_{pool} + E\alpha_l \quad \text{Eq. (33)}$$

Siendo calculado el coeficiente de simple fase solo como líquido. Donde E y S son parámetros que se determinan con las Eq.(34) y Eq. (35).

$$E = 1 + 24000 \cdot Bo^{1.16} + 1.23 \cdot \left( \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.86} \quad \text{Eq. (34)}$$

$$S = \frac{1}{1 + 1.15 \cdot 10^{-6} \cdot E^2 \cdot Re_l^{1.17}} \quad \text{Eq. (35)}$$

En el caso de que la disposición de los tubos es horizontal, y el número de Froude de líquido es inferior a 0,05, las expresiones de los términos  $E$  y  $S$  de las ecuaciones Eq (34) y Eq. (35) cambian por las ecuaciones Eq. (36) y Eq. (37)

$$E = \left( 1 + 24000 \cdot Bo^{1.16} + 1.23 \cdot \left( \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.86} \right) \cdot Fr^{(0.1-2 \cdot Fr)} \quad \text{Eq. (36)}$$

$$S = \frac{\sqrt{Fr}}{1 + 0.00000115 \cdot E^2 \cdot Re_l^{1.17}} \quad \text{Eq. (37)}$$

La correlación recomendada para el cálculo del coeficiente de líquido fue la expresión de Dittus Boelter calculado para la fracción líquida, mientras que para el cálculo del coeficiente de ebullición en recintos cerrados, recomendaron la expresión de Cooper (1984). Descrita en el apartado

### I.II.i.d. Correlación de Liu y Winterton

La correlación de Liu y Winterton (1991) permite obtener coeficientes de transferencia de calor en ebullición tanto para flujos en el interior de tubos como en espacios anulares.

Liu y Winterton utilizaron más de 4200 puntos para ebullición saturada y 990 puntos para ebullición subenfriada, de 30 fuentes diferentes. Los fluidos utilizados fueron agua,

refrigerantes y algunos hidrocarburos, y las ecuaciones predecían según los autores con desviaciones estándar del 20.5 %.

En la correlación de estos autores, se utiliza por primera vez una expresión diferente de las mencionadas anteriormente, proponiendo un método asintótico. Los métodos asintóticos, permiten que uno de los dos fenómenos de la convección predomine frente a los otros. Liu y Winterton proponen un exponente de 2, de forma que la expresión general se muestra de la manera siguiente Eq. (38)

$$\alpha_{tp} = \sqrt{(S \cdot \alpha_{pool})^2 + (F \cdot \alpha_l)^2} \quad \text{Eq. (38)}$$

Asimismo como la correlación propuesta por Gungor Winterton, se recomiendan las ecuaciones de Dittus Boelter, para el cálculo de coeficiente de transferencia de calor del líquido, y la expresión de Cooper para el cálculo de los coeficientes de ebullición en ebullición en piscina.

Para el cálculo de los parámetros  $E$  y  $S$  de la expresión Eq.(38). se obtienen a partir de las ecuaciones Eq. (39) y Eq. (40).

$$F = \left[ 1 + x \cdot Pr_l \cdot \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) \right]^{0.35} \quad \text{Eq (39)}$$

$$S = \frac{1}{1 + 0.055 \cdot E^{0.1} \cdot Re_l^{0.16}} \quad \text{Eq (40)}$$

### I.II.i.e. Correlación de Kandlikar

En la propuesta de este modelo, el autor partió de 5000 datos experimentales de coeficientes de ebullición forzada de distintos autores, fundamentalmente refrigerantes. Entre los fluidos se encuentran agua R-11 R-12 R-13B, R-22, R113, R-114 R152A, nitrógeno. La correlación de Kandlikar ha demostrado que obtiene muy buenos resultados en las predicciones de los coeficientes. La desviación estándar obtenida según el mismo autor es del 15,9 % y de un 18,8% para el caso de los refrigerantes, y los resultados son comparables a los resultados de Shah.

La obtención de los coeficientes se describe a continuación. Kandlikar divide las regiones de ebullición en dos, en función de que fenómeno se muestra presente, sea nucleada o convectiva. Entonces el coeficiente de ebullición será

$$\frac{\alpha_{TP}}{\alpha_{LO}} = \text{máximo de} \begin{cases} \left[ \frac{\alpha_{TP}}{\alpha_{LO}} \right]_{NBD} \\ \left[ \frac{\alpha_{TP}}{\alpha_{LO}} \right]_{CBD} \end{cases} \quad \text{Eq. (41)}$$

Las expresiones para el cálculo de los coeficientes de ebullición de las regiones de ebullición nucleada dominante (nucleate boiling dominant region), y ebullición convectiva dominante (convective boiling dominant region ó CBD), se calculan por medio de las expresiones siguientes.

$$\left[ \frac{\alpha_{TP}}{\alpha_{LO}} \right]_{NBD} = 0.6683 \cdot Co^{-0.2} (1-x)^{0.8} + 1058.0 \cdot Bo^{0.7} (1-x)^{0.8} F_{fl} \quad \text{Eq. (42)}$$

$$\left[ \frac{\alpha_{TP}}{\alpha_{LO}} \right]_{CBD} = 1.1360 Co^{-0.9} (1-x)^{0.8} + 667.2 Bo^{0.7} (1-x)^{0.8} F_{fl} \quad \text{Eq. (43)}$$

En las ecuaciones Eq. (42) y Eq. (43), aparece un término nuevo  $F_{fl}$ , que es un parámetro de asociación superficie fluido. Inicialmente Kandlikar estableció el valor de este parámetro para los fluidos estudiados por el mismo.

Tabla 3 Parámetro  $F_{fl}$  de la correlación de Kandlikar

Fluido	$F_{fl}$
Agua	1
R-11	1.3
R-12	1.5
R-13B1	1.31
R-22	2.20
R-113	1.3
R-114	1.24
R-124	1.9
R -134a	1.63
R-152a	1.13

Para el caso de tubos de acero inoxidable el factor de asociación fluido superficie tiene el valor de 1.

Para el caso de tubos horizontales, y para corregir los coeficientes de ebullición en el caso en el que se tenga flujo estratificado, Kandlikar recomienda utilizar un nuevo término dependiente del número de Froude, que multiplicaría el primer sumando de las expresiones de las ecuaciones Eq. (42) y Eq. (43).

$$e_F = (25 \cdot Fr)^{0.3} \quad \text{Eq. (44)}$$

#### I.II.i.f. Correlación de Steiner y Taborek

El modelo de Steiner y Taborek (1993), propuso la utilización de un modelo de tipo asintótico para el cálculo de los coeficientes de ebullición. Para la obtención de esta correlación utilizaron 13000 puntos experimentales con diferentes fluidos. Debe de ser mencionado, que entre los

fluidos que han sido estudiados se encuentra el amoniaco. En la comparación de los datos experimentales se ha visto el 88 % de los datos se encontraban en bandas de error de un 30 %.

En la primera aproximación al modelo se afirma que la ebullición nucleada sólo se muestra presente cuando el flujo de calor es suficientemente grande como para que la ebullición se muestre presente. La obtención del flujo necesario para la existencia de la ebullición nucleada es se expresa en Eq. (45).

$$q_{ONB} = \frac{2 \cdot \sigma \cdot T_s \cdot \alpha_{LO}}{r_{cr} \cdot \tilde{\rho}_V \cdot \Delta \tilde{h}_V} \quad \text{Eq. (45)}$$

La segunda aproximación al modelo es que la transición desde ebullición nucleada a ebullición convectiva, se correlaciona por relaciones de tipo asintótico, con un exponente  $n=3$ . La implicación de este tipo de correlación es que uno de los dos fenómenos predomina frente al otro en cualesquiera que sea las condiciones de entrada.

De forma que la expresión del coeficiente de transferencia de calor tiene el valor de Eq.(46)

$$\alpha_{TP} = \sqrt[3]{(\alpha_{nb})^3 + (\alpha_{cb})^3} = \sqrt[3]{(\alpha_{pool} \cdot F_{nb})^3 + (\alpha_l \cdot F_{tp})^3} \quad \text{Eq. (46)}$$

El resumen del modelo es el siguiente:

si  $q'' < q''_{ONB}$

$$F_{nb} = 0 \quad \text{Eq. (47)}$$

$$\alpha_{TP} = F_{TP} \alpha_{LO} \quad \text{Eq. (48)}$$

si  $q'' > q''_{ONB}$

$$\alpha_{TP} = \sqrt[3]{(\alpha_{nb})^3 + (\alpha_{cb})^3} = \sqrt[3]{(\alpha_{pool} \cdot F_{nb})^3 + (\alpha_l \cdot F_{tp})^3}$$

Para el modelado de los coeficientes de ebullición de fluidos puros se utiliza la correlación de Gorenflo. Sin embargo, añade un nuevo término a este coeficiente, pues según Steiner, los coeficientes de ebullición nucleada se ven aumentados por el diámetro.

$$\frac{\alpha_{pool}}{\alpha_{pool,0}} = F_{nb} = F_{pf} \cdot \left( \frac{q''}{q''_0} \right)^{nf} \cdot \left( \frac{D}{D_0} \right)^{-0.4} \cdot \left( \frac{R_a}{R_{a,0}} \right)^{0.133} \cdot F(M) \quad \text{Eq. (49)}$$

Donde el coeficiente base  $\alpha_{pool,0}$  se obtiene por tabla de condiciones de referencia, y en el caso que se desconozca recomiendan el uso del método de Stephan y Preusser (1979).

$$F_{pf} = 2.816 \cdot P_r^{0.45} + \left( 3.4 + \frac{1.7}{1 - P_r^7} \right) \cdot P_r^{3.7} \quad \text{si} \quad P_r < 0.95 \quad \text{Eq. (50)}$$

$$nf = 0.8 - 0.1 \cdot \exp(1.75 \cdot P_r) \quad \text{Eq. (51)}$$

$$F(M) = 0.441 + 0.0000262M^2 + 0.0262(\ln(M))^2 \quad \text{si} \quad 10 < M < 187 \quad \text{Eq. (52)}$$

Steiner apunta que para el caso del amoniaco, la función dependiente del peso molecular es  $F(M) = 1.24$ .

Para el cálculo de los coeficientes de convección, propone dos ecuaciones, la primera correlación Eq. (53) tiene un rango de aplicación limitada al 50 % de generación de título, y la siguiente expresión Eq. (54) tiene aplicación a todo el rango de ebullición del fluido.

$$F_{ip} = \left[ (1-x)^{1.5} + 1.9 \cdot x^{0.6} \cdot \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.35} \right]^{1.1} \quad \text{si} \quad 3.75 < \frac{\rho_l}{\rho_v} < 5000 \quad \text{Eq. (53)}$$

Sin embargo, para el caso en el que el título de vapor sea superior al 50 % Steiner propone otra ecuación que tiene como límite cuando los títulos de vapor tienden al 100 %, el coeficiente de la fase vapor. En cuanto al coeficiente de simple fase, los autores recomiendan la correlación de Petukhov, con las modificaciones de Gnielinski, aunque admiten que la correlación de Dittus Boelter ofrece razonablemente buenos resultados para flujos turbulentos.

$$F_{ip} = \left\{ \left[ (1-x)^{1.5} + 1.9 \cdot x^{0.6} (1-x)^{0.01} \cdot \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.35} \right]^{-2.2} + \left[ \frac{\alpha_{GO}}{\alpha_{LO}} x^{0.01} \left( 1 + 8 \left( (1-x)^{0.7} \right) \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.67} \right) \right]^{-2} \right\}^{-0.5} \quad \text{si} \quad 3.75 < \frac{\rho_l}{\rho_v} < 1017 \quad \text{Eq. (54)}$$

### I.II.i.g. Correlación de Jung

El modelo propuesto por Jung et al. (1989) para el cálculo de coeficientes de ebullición en mezclas binarias, sirve como base para establecer el modelo de Jung para fluidos puros. El

modelo de Jung, propuesto inicialmente para mezclas puede considerarse como una mejora del modelo de Bennet y Chen de mezclas. Según apunta Jung, la correlación de Forster y Zuber (1955), utilizada por el modelo de Bennett y Chen (1980) ofrece distintas precisiones en las predicciones del coeficiente de ebullición dependiendo del fluido ensayado, y de esta manera justifican el cambio a las correlaciones propuestas. Los autores utilizaron un modelo de superposición para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor. Para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor en ebullición nucleada utilizaron la correlación de Stephan y Abdelsalam (1980). Para el caso de la ebullición convectiva, utilizaron sus propios datos para la obtención del parámetro  $F$  de aumento de la ebullición convectiva, como modificación al modelo propuesto inicialmente por Chen.

La correlación se muestra en Eq.(55)

$$\alpha_{TP} = N\alpha_{nb} + F_p\alpha_l \quad \text{Eq. (55)}$$

El factor de supresión de la ebullición nucleada se calcula por la siguiente expresión

$$N = 4048 \cdot \chi_{it}^{1.22} \cdot Bo^{1.13} \quad \text{aplicable para } \chi_{it} < 1 \quad \text{Eq. (56)}$$

Para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor en simple fase solo se considera la parte de líquido que fluye en el tubo. En el cálculo del coeficiente de simple fase, los autores recomiendan la ecuación de Dittus Boelter, y la razón argüida es su sencillez de aplicación. El factor de aumento del coeficiente de transferencia de calor en ebullición nucleada es el siguiente

$$F_p = 2.37 \cdot \left( 0.29 + \frac{1}{X_{it}} \right)^{0.85} \quad \text{Eq. (57)}$$

#### I.II.i.h. Correlación de Wadekar

La correlación de Wadekar (1995) contrariamente a la mayoría de modelos, esta correlación está basada en la supresión de la transferencia de calor convectiva debido a la presencia de la ebullición nucleada. El flujo de calor en ebullición se calcula por medio de Eq.(58).

$$q = (1 - A_{nb})q_c'' + q_{nb}'' \quad \text{Eq. (58)}$$

Donde el término  $A_{nb}$  se calcula por medio de Eq. (59)

$$A_{nb} = 1 - e^{-\frac{177 \cdot C \cdot \Delta T^{2.5}}{Re_l \cdot F^{1.25}}} \quad \text{Eq. (59)}$$

La correlación utilizada para el cálculo de los coeficientes de ebullición, se obtiene por medio de Eq. (60), donde  $C$ , es una constante, que para el modelo de Cooper original era 55.

$$q''_{nb} = \left\{ \frac{C \cdot \Delta T \cdot p_r^{0.12}}{[-\log_{10}(p_r)]^{0.55} \cdot \sqrt{M}} \right\}^3 \quad \text{Eq. (60)}$$

El término de aumento de la ebullición convectiva se calcula por medio de Eq. (61).

$$F = 1 + \frac{1}{\chi_{tt}^{0.87}} \quad \text{Eq. (61)}$$

El flujo de calor en ebullición convectiva se calcula por medio de Eq. (62).

$$q''_c = F \cdot \alpha_{liq} \cdot \Delta T \quad \text{Eq. (62)}$$

### **I.II.ii. Análisis de los factores de aumento de los coeficientes de ebullición convectiva**

Hoy en día, debido a la escasa repetitibilidad de los experimentos en la zona de aparente nucleación (Kenning y Cooper (1989)), es difícil establecer la correlación de ebullición nucleada adecuada en ebullición forzada. En cuanto a los factores de aumento de los coeficientes de transferencia de calor en ebullición, se han propuesto también diferentes factores de aumento de la ebullición convectiva. Para hacer una comparación, se ha considerado los factores F de diferentes correlaciones, que se muestran en la Tabla 4.

Tabla 4 Factores de aumento de la ebullición convectiva.

Autor	Factor F
<b>Chen (1963)</b> <b>(Butterworth (1979))</b>	$F = \begin{cases} 1 & \text{si } \frac{I}{\chi_{tt}} \leq 0.1 \\ 2.35 \left[ \frac{1}{\chi_{tt}} + 0.213 \right]^{0.736} & \text{si } \frac{I}{\chi_{tt}} > 0.1 \end{cases}$
<b>Kenning y Cooper (1989)</b>	$F = 1 + 1.8 \left( \frac{1}{\chi_{tt}} \right)^{0.79}$
<b>Shah (1982)</b>	$F = \frac{1.8}{Co^{0.8}}$
<b>Jung et al. (1989)</b>	$F = 2.37 \cdot \left( 0.29 + \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.85}$
<b>Gungor y Winterton (1987)</b>	$E = 1 + 24000 \cdot Bo^{1.16} + 1.23 \cdot \left( \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.86}$
<b>Liu y Winterton (1991)</b>	$E = \left[ 1 + x \cdot Pr_l \cdot \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) \right]^{0.35}$
<b>Steiner y Taborek (1992)</b>	$F_{tp} = \left\{ \left[ \left( (1-x)^{1.5} + 1.9 \cdot x^{0.6} (1-x)^{0.01} \cdot \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.35} \right)^{-2.2} + \left( \frac{\alpha_{GO}}{\alpha_{LO}} x^{0.01} \left( 1 + 8 \left( (1-x)^{0.7} \right) \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.67} \right) \right)^{-2} \right]^{-0.5} \right\}$
<b>Kandlikar (1990)</b>	$F = 1.1360 Co^{-0.9} (1-x)^{0.8} + 667.2 Bo^{0.7} (1-x)^{0.8}$

A la hora de analizar estos factores de aumento se ha tenido en cuenta en que algunos autores, el coeficiente de aumento lo definen para todo el fluido considerado como líquido, y otros lo consideran considerando sólo la parte de líquido. Concretamente Steiner y Taborek (1992), Kandlikar (1990) y Liu y Winterton (1991). Para estas correlaciones el factor F se trató de la siguiente manera.

Considerando la ecuación de Dittus Boelter Eq. (63).

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.33} \quad \text{Eq. (63)}$$

Si sólo se considera el coeficiente de líquido, el número de Reynolds se expresaría por Eq. (64)

$$Re_l = \frac{G \cdot (1-x) \cdot D_h}{\mu_l} \quad \text{Eq. (64)}$$

De forma que por medio de Eq. (63), y Eq. (64) se podría escribir Eq. (65).

$$F_{cb} = F \alpha_l = F \left( 0.023 \cdot \frac{\lambda_l}{D_h} \cdot Re_{LO} \cdot (1-x)^{0.8} \cdot Pr^{1/3} \right) = F (1-x)^{0.8} \alpha_{LO} \quad \text{Eq. (65)}$$

Dentro de las correlaciones consideradas, existen dos correlaciones como son la correlación de Gungor y Winterton y Kandlikar que dependen del flujo de calor. Para estas ecuaciones se ha considerado que el flujo de calor sea igual a 0.

Para mostrar el comportamiento de estos factores de aumento, se han representado para agua, a una presión de 1 bar, donde es de esperar que la mayoría de las correlaciones predijesen un buen comportamiento. En la Figura 3 se muestran el resultado del cálculo del factor de aumento. Si bien para números de Martinelli pequeños, la tendencia de las curvas es muy dispar, para los casos donde el título de vapor es alto (Martinelli pequeño), existe una confluencia de las correlaciones consideradas. A pesar de esta confluencia para títulos de vapor altos, se debe apreciar que existe una gran dispersión entre las correlaciones consideradas. El límite superior lo encontraríamos con la correlación de Jung, y el límite inferior con la correlación de Chen gráfica y obtenida su expresión posteriormente por Butterworth (1979).

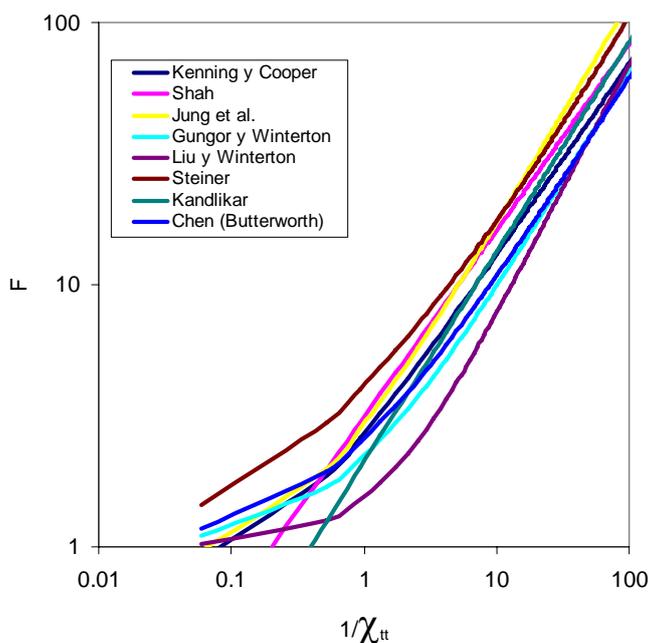


Figura 3 Factores de aumento de la ebullición convectiva para agua fluyendo a 1 bar.

### I.II.iii. Correlaciones de ebullición forzada de mezclas binarias

En cuanto al estudio de ebullición nucleada de mezclas, los datos experimentales son escasos, y en la mayoría de ellos se trata de mezclas de refrigerantes con diferencias en la temperatura de ebullición pequeñas. Los resultados que predicen las correlaciones presentan considerables diferencias y estas diferencias se incrementan cuando se aplica la correlación a otro tipo de mezclas diferentes a la ensayada.

Donde coinciden los resultados experimentales de ebullición de mezclas es en constatar una reducción del coeficiente de ebullición nucleada con respecto al coeficiente de ebullición ideal, considerando la mezcla como un fluido puro. Algunas justificaciones de esta reducción se han argumentado por Fujita (1997): existe un incremento local de la temperatura del líquido próximo a la pared por una evaporación preferencial de componente volátil, una resistencia a la transferencia de materia del componente volátil hacia la interfase de la burbuja, una mayor energía necesaria para la formación de la burbuja, una reducción de los puntos de nucleación, una variación de las propiedades de la mezcla no lineal, etc. No hay ningún modelo teórico o empírico que incluya todos estos efectos de la mezcla y por ello el error de las predicciones puede ser elevado.

Es mucha la literatura concerniente a los modelos de ebullición forzada, y relativamente poca la cantidad de modelos propuestos para mezclas binarias. Los modelos de ebullición de mezclas que se han encontrado en la literatura, que se han aplicado para mezclas binarias son los modelos de Bennett y Chen (1980), el modelo de Jung et al. (1989), y el modelo de Mishra et al. (1981).

#### I.II.iii.a. Correlación de Bennet y Chen

El modelo de Bennett y Chen (1980), se propuso como extensión del modelo de Chen (1963), definido para fluidos puros. Para ello, a la ecuación original se le añadió un término de reducción del coeficiente de transferencia de calor, tanto en la parte convectiva como en la parte nucleada, para mostrar la fuerte reducción del coeficiente de ebullición, debido a los efectos de la mezcla. El modelo propuesto tiene la forma siguiente.

$$q'' = q''_{nb} + q''_{conv} = S_{mix} \alpha_{pool,id} (T_w - T_l) + \alpha_{conv,mix} F (T_w - T_l) \quad \text{Eq. (66)}$$

En esta ecuación el término de supresión de la ebullición nucleada, que en el caso de compuestos puros es una función del gasto másico y del título de vapor, para el caso de la mezcla, como ya se ha dicho, depende de la resistencia interfacial de la mezcla. Para la modelización de la mezcla, Bennet y Chen utilizaron la ecuación propuesta por Calus y Leonidopoulos (1974). Eq. (67)

$$S_{mix} = \frac{S}{1 - \frac{Cp_l \cdot (y - x)}{\Delta h_{fg}} \cdot \frac{dT_{sat}}{dx} \left( \frac{\kappa_{mix}}{D_{12}} \right)^{0.5}} \quad \text{Eq. (67)}$$

con el factor  $S$ , calculado por la ecuación original de Chen Eq.(68).

$$S = \frac{1}{1 + 2.53 \cdot 10^{-6} Re_{tp}^{1.17}} \quad \text{Eq. (68)}$$

El término de ebullición convectiva, según Bennett y Chen, se ve afectado por la transferencia de masa, de forma que para un fluido de dos componentes tendría la expresión Eq. (69).

$$q''_{conv} = F_{mix} \alpha_{conv,id} (T_W - T_L) \quad \text{Eq. (69)}$$

De esta manera el coeficiente de ebullición binario se corresponde con la ecuación siguiente

$$\alpha_{conv,mix} = F \cdot \alpha_l \left( \frac{\Delta T}{\Delta T_{sat}} \right)_{nb} \quad \text{Eq. (70)}$$

El nuevo término que aparece es el ratio de disminución de la fuerza de accionamiento térmico de la mezcla frente al fluido puro. Bennet y Chen obtuvieron la siguiente expresión para su cálculo

$$\left( \frac{\Delta T}{\Delta T_{sat}} \right)_{nb} = 1 - \frac{(1-y) \cdot q''}{\rho_{liq,mix} \cdot \Delta h_{fg} \cdot h_{masa} \cdot \Delta T_{sat}} \frac{dT_{sat}}{dx} \quad \text{Eq. (71)}$$

En esta ecuación el único término que no se conoce es el término  $h_{masa}$ . Bennett y Chen (1980) proponen una analogía de entre transferencia de masa y de energía y después de ajustar la constante que afecta a toda la ecuación, encontraron que la mejor constante era la inicialmente propuesta por Dittus.

$$h_{masa} = 0.023 \cdot \frac{D_{12}}{D} \cdot Re_{tp}^{0.8} \cdot Sc^{0.4} \quad \text{Eq. (72)}$$

En resumen, el término macroscópico, se calcularía según Bennet y Chen de la por medio de Eq. (73).

$$\alpha_{conv,mix} = \alpha_l \cdot F \cdot f(Pr_L) \cdot \left( \frac{\Delta T}{\Delta T_s} \right)_{nb} \quad \text{Eq. (73)}$$

$$f(Pr_L) = \left( \frac{Pr_L + 1}{2} \right)^{0.444} \quad \text{Eq. (74)}$$

El parámetro F se calcularía según la expresión Eq. (75), expresión debida a Butterworth (1979), para calcular el parámetro F que Chen (1963), propuso inicialmente de forma gráfica.

$$F = \begin{cases} 1 & \text{si } \frac{l}{\chi_{tt}} \leq 0,1 \\ 2.35 \left[ \frac{1}{\chi_{tt}} + 0.213 \right]^{0.736} & \text{si } \frac{l}{\chi_{tt}} > 0,1 \end{cases} \quad \text{Eq. (75)}$$

En estas expresiones el término  $Re_{tp}$  tiene la siguiente expresión. Eq. (76)

$$Re_{tp} = Re_l \left[ f(P_r) F \right]^{1.25} \quad \text{Eq. (76)}$$

### I.II.III.b. Correlación de Jung para mezclas

A partir de la correlación de Bennet y Chen, la correlación de mezclas probablemente más referenciada es la correlación de Jung et al. (1989). Los autores utilizaron un modelo de superposición para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor. Para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor en ebullición nucleada utilizaron la correlación de Stephan y Abdelsalam (1980), y modelizaron los efectos de reducción del coeficiente de transferencia de calor de la mezcla con la correlación de Unal (1986). Para el caso de la ebullición convectiva, utilizaron sus propios datos para la obtención del parámetro  $F$  de aumento de la ebullición convectiva propuesto inicialmente por Chen.

Según apunta Jung, la correlación de Forster y Zuber (1955), utilizada por el modelo de Bennett y Chen (1980) ofrece distintas precisiones en las predicciones del coeficiente de ebullición dependiendo del fluido ensayado, y de esta manera justifican el cambio a las correlaciones propuestas. Para la modelización de la reducción del coeficiente de transferencia de calor en ebullición nucleada recomiendan la correlación de Stephan y Abdelsalam (1980), para fluidos puros, y para correlacionar el empeoramiento de los coeficientes de transferencia de calor en ebullición nucleada debidos a la resistencia a la transferencia de masa, recomiendan la correlación de Unal, aunque posteriormente Jung et al. (2004) afirman que la correlación de Schlünder (1982) ofrece buenos resultados.

La correlación se presenta como sigue

$$\alpha_{TP} = \alpha_{nb} + \alpha_{cb} = N\alpha_{Unal} + F_{mix}\alpha_l \quad \text{Eq. (77)}$$

En Eq. (77), el factor de aumento de la ebullición convectiva se calcula por medio de (78)

$$F_{mix} = F \cdot C_{mix} \quad \text{Eq. (78)}$$

Con  $F$  y  $C_{mix}$  calculados por Eq. (79) Eq. (80).

$$F = 2.37 \cdot \left( 0.29 + \frac{1}{\chi_{tt}} \right)^{0.85} \quad \text{Eq. (79)}$$

$$C_{mix} = 1 - 0.35 \cdot (\tilde{y} - \tilde{x})^{1.56} \quad \text{Eq. (80)}$$

El coeficiente de transferencia de calor en ebullición nucleada tiene la siguiente expresión

$$\alpha_{nb} = N \alpha_{Unal} \quad (81)$$

Donde  $N$  se calcula en función de  $\chi_{tt}$

$$N = 4048 \cdot X_{tt}^{1.22} \cdot Bo^{1.13} \quad \text{si } \chi_{tt} < 1 \quad \text{Eq. (82)}$$

$$N = 2 - 0.1 \cdot \chi_{tt}^{0.28} Bo^{0.33} \quad \text{si } \chi_{tt} \geq 1 \quad \text{Eq. (83)}$$

El coeficiente de transferencia de calor en ebullición nucleada de mezclas propuesto por Unal se resume de la siguiente manera

$$\alpha_{Unal} = \frac{\alpha_{pool,id}}{C_{unal}} \quad \text{Eq. (84)}$$

El coeficiente  $C_{UNAL}$ , tiene en cuenta el ratio entre la diferencia de temperaturas entre la pared y el líquido, frente a esta misma diferencia de temperaturas considerando el fluido como puro.

$$\frac{\Delta T_{mix}}{\Delta T_{id}} = C_{Unal} \quad \text{Eq. (85)}$$

En la correlación de Unal, el parámetro  $C_{UNAL}$ , a pesar de que depende de muchos parámetros, sólo es necesario datos de equilibrio de la mezcla.

$$C_{UN} = [1 + (b_2 + b_3)(1 + b_4)](1 + b_5) \quad \text{Eq. (86)}$$

$$b_2 = (1 - x) \cdot \ln\left(\frac{1.01 - x}{1.01 - y}\right) + x \cdot \ln\left(\frac{x}{y}\right) + (y - x)^{1.5} \quad \text{Eq. (87)}$$

$$\begin{cases} b_3 = 0 & \text{si } x \geq 0.01 \\ b_3 = (y - x)^{0.1} - 1 & \text{si } x < 0.01 \end{cases} \quad \text{Eq. (88)}$$

$$b_4 = 152 \cdot \left(\frac{p}{p_{crit}}\right)^{3.9} \quad \text{Eq. (89)}$$

$$b_5 = 0.92 \cdot (y - x)^{0.001} \cdot \left( \frac{p}{p_{crit}} \right)^{0.6} \quad \text{Eq. (90)}$$

$$\text{Si } x = y = 0 \quad \frac{x}{y} = 1 \quad \text{Eq. (91)}$$

El coeficiente ideal de transferencia de calor en ebullición nucleada se calcula por la correlación de Stephan y Abdelsalam (1980). Eq. (92).

$$\alpha_{nb,id} = 207 \cdot \frac{\lambda_l}{D_0} \cdot \left( \frac{q'' D_0}{\lambda_l T_{sat}} \right)^{0.745} \cdot \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.581} \cdot Pr^{0.533} \quad \text{Eq. (92)}$$

Con el diámetro hidráulico, el diámetro de salida de las burbujas, Eq. (93).

$$D_0 = 0.0146 \cdot \beta \cdot \left[ \frac{2 \cdot \sigma}{g \cdot (\rho_l - \rho_v)} \right]^{0.5} \quad \text{Eq. (93)}$$

y el coeficiente de transferencia de calor en ebullición nucleada ideal se calcula como

$$\alpha_{nb,id} = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 x_1 + \alpha_2 x_2} \quad \text{Eq. (94)}$$

### I.II.III.c. Correlación de Steiner

El modelo de Steiner (1993) corresponde a nuevas modificaciones al modelo anteriormente propuesto por Steiner y Taborek (1992), para adecuarse a la ebullición de la mezcla. Las modificaciones propuestas para este modelo frente al modelo de Steiner, ha sido el uso de la correlación de Schlünder (1982) (Eq.(95)), para correlacionar la reducción de los coeficientes de transferencia de calor, en la zona de ebullición nucleada. El resto de parámetros continúan siendo los mismos que el modelo de ebullición de fluidos puros.

$$\alpha_{nb,mix} = \frac{\alpha_{id}}{1 + \frac{\alpha_{pool,id}}{q''} \Delta T_{bp} \left( 1 - \exp \left( - \frac{B_0}{\beta_L \rho_l} \frac{q''}{\Delta h_{fg}} \right) \right)} \quad \text{Eq. (95)}$$

$$\alpha_{TP} = \sqrt[3]{(\alpha_{nb,mix})^3 + (\alpha_l \cdot F)^3} \quad \text{Eq. (96)}$$

#### I.II.III.d. Correlación de Kandlikar para mezclas

El modelo de Kandlikar (1998), fue propuesto como modificación a su modelo de fluidos puros Kandlikar (1991), para tener en cuenta el fenómeno de resistencia a la transferencia de masa por el efecto de la mezcla.

Las expresiones para el cálculo de los coeficientes de ebullición de las regiones de ebullición nucleada dominante (nucleate boiling dominant region), y ebullición convectiva dominante (convective boiling dominant region ó CBD), se calculan por medio de las expresiones siguientes.

$$\left[ \frac{\alpha_{TP}}{\alpha_{LO}} \right]_{NBD} = 0.6683 \cdot Co^{-0.2} \cdot (1-x)^{0.8} + 1058.0 \cdot Bo^{0.7} \cdot (1-x)^{0.8} \cdot F_{fl} \quad \text{Eq. (97)}$$

$$\left[ \frac{\alpha_{TP}}{\alpha_{LO}} \right]_{CBD} = 1.1360 \cdot Co^{-0.9} (1-x)^{0.8} + 667.2 \cdot Bo^{0.7} (1-x)^{0.8} F_{fl} \quad \text{Eq. (98)}$$

El parámetro que para Kandlikar establece si los efectos de la mezcla deben de ser considerados o no, es la volatilidad, que corresponde a Eq. (99).

$$V_1 = \frac{Cp_l}{\Delta h_{fg}} \left( \frac{\kappa}{D_{12}} \right)^{0.5} \frac{dT}{dx_1} (y_1 - x_1) \quad \text{Eq. (99)}$$

En el artículo los autores definen  $x_1$ , como la fracción másica del componente más volátil de la mezcla, lo que resulta en valores de la derivada  $dT/dx_1$  negativos. Posteriormente, en Kandlikar y Bulut (2003), la forma de la ecuación cambia a Eq. (100).

$$V_1 = \frac{Cp_l}{\Delta h_{fg}} \left( \frac{\kappa}{D_{12}} \right)^{0.5} \frac{dT}{dx_1} (x_1 - y_1) \quad \text{Eq. (100)}$$

A partir de la volatilidad, se calcula el parámetro de la supresión de la ebullición de recintos cerrados que para el caso de volatilidades mayores de 0.005 toma la forma siguiente

$$F_D = 0.678 \left( \frac{1}{1 + \left( \frac{Cp_l}{\Delta h_{fg}} \right) \left( \frac{\kappa}{D_{12}} \right)^{1/2} (x_1 - y_1) \frac{dT}{dx_1}} \right) \quad \text{Eq. (101)}$$

Para el caso en el que la volatilidad se encuentre entre  $0 \leq V_1 \leq 0,005$

$$F_D = 1 - 64 \cdot V_1 \quad \text{Eq. (102)}$$

A partir del término de volatilidad se definen tres regiones

Region I: cerca de la región azeotrópica  $V_1 < 0.03$

En cuyo caso el coeficiente de transferencia de calor se calcula por medio de la siguiente expresión.

$$\frac{\alpha_{TP}}{\alpha_{LO}} = \text{máximo de} \left\{ \begin{array}{l} \left[ \frac{\alpha_{TP}}{\alpha_{LO}} \right]_{NBD} \\ \left[ \frac{\alpha_{TP}}{\alpha_{LO}} \right]_{CBD} \end{array} \right. \quad \text{Eq. (103)}$$

Donde las expresiones son iguales a los de un fluido puro, Eq. (97) Eq. (98).

Region II: supresión moderada de la ebullición nucleada  $0.03 < V_1 < 0.2$   $Bo > 1E-4$

$$\left[ \frac{\alpha_{TP}}{\alpha_{LO}} \right]_{CBD} = 1.1360 \cdot Co^{-0.9} (1-x)^{0.8} + 667.2 \cdot Bo^{0.7} (1-x)^{0.8} F_{fl} \quad \text{Eq. (104)}$$

Región III: Región de fuerte supresión de la ebullición nucleada para dos casos: a)  $0.03 < V_1 < 0.2$   $Bo \leq 1E-4$  y b)  $V_1 \geq 0.2$

$$\left[ \frac{\alpha_{TP}}{\alpha_{LO}} \right]_{CBD} = 1.1360 \cdot Co^{-0.9} (1-x)^{0.8} + 667.2 \cdot Bo^{0.7} (1-x)^{0.8} F_{fl} \cdot F_D \quad \text{Eq. (105)}$$

Con  $F_D$  calculada por medio de Eq. (101)

### I.III. Correlaciones de ebullición en canales estrechos

$N_{conf}$  Los trabajos experimentales referentes a ebullición en canales estrechos está evolucionando a una gran velocidad. La necesidad de refrigeración de circuitos electrónicos ha llevado al mundo de la investigación a utilizar el proceso de transferencia de calor más eficiente que existe en la naturaleza como es la ebullición. Pese a la cantidad de datos experimentales que se están obteniendo, existe un gran desconocimiento de la influencia de los parámetros en los coeficientes de ebullición haciendo que el análisis de datos experimentales tienda a ser un análisis cualitativo más que cuantitativo. Según Watel (2003), el posible desarrollo de una correlación válida para intercambiadores compactos es difícil, considerando la gran dependencia del tamaño del canal para determinados regímenes de transferencia.

El intercambiador de placas en principio se puede interpretar como un intercambiador compacto, si como dice Tran (1999), para números adimensionales de  $N_{conf}$  superiores a 0.5 las burbujas tienden a fluir de manera confinada, por lo que es posible que los modelos de

ebullición en canales estrechos puedan ser utilizados (Claesson (2004)). Para intercambiadores compactos también existen pruebas de que las correlaciones de ebullición nucleada son capaces de predecir el comportamiento de los coeficientes de ebullición afectando el coeficiente por una constante que dependa del tipo de intercambiador en caso necesario (Pelletier y Palm (1997)). Sorprendentemente, y aún a pesar de que existen indicios de que los coeficientes de ebullición para canales inferiores a 10 mm las correlaciones de ebullición en tubos lisos tienen peores predicciones de los coeficientes, Hsieh y Lin (2003) propusieron el uso de la correlación de Gungor y Winterton (1987) para el cálculo de coeficientes en intercambiadores de placas.

Se ha hecho en los anteriores apartados una recopilación de modelos de ebullición tanto de ebullición nucleada como de ebullición convectiva. En este apartado se recopilarán los modelos propuestos tanto para ebullición en canales estrechos, como para ebullición en intercambiadores de placas.

### I.III.i. Correlaciones generales para intercambiadores compactos

#### I.III.i.a. Correlación de Lazarek y Black

Lazarek y Black (1982) investigaron el proceso de ebullición con el refrigerante R113 en un tubo vertical con un diámetro interior de 3.1 mm, con longitudes de 12.3 y 24.6 cm. El flujo de calor fue variado desde 14 kW/m<sup>2</sup> hasta 380 kW/m<sup>2</sup>, y con flujos máxicos de 125 a 725 kg/m<sup>2</sup>s. con presiones desde 130 a 410 kPa. Estos autores encontraron que para la zona de saturación, había una fuerte dependencia del flujo de calor, y poca influencia del título de vapor. En este caso, el coeficiente de transferencia de calor se encontraba relacionado con el gasto máxico (no el título de vapor, como se ha dicho), y el flujo de calor. La ecuación propuesta tiene una expresión de sencillo cálculo

$$Nu = 30 \cdot Re_{LO}^{0.875} \cdot Bo^{0.714} \quad \text{Eq.(106)}$$

Estos autores estimaron que el patrón de flujo predominante era flujo en tapones hasta calidades de vapor de 0.6 a 0.8. De esta forma concluyeron que las capas de líquido entre los tapones influenciaban en mayor medida la nucleación que las finas capas de líquido del flujo anular.

#### I.III.i.b. Correlación de Tran et al

Tran et al. (1996) plantearon un nuevo modelo de ebullición, donde incluían el número de Weber  $We_{liq}$ , con una expresión de la forma de Eq. (107).

$$\alpha_{TP} = 8.4 \times 10^5 \cdot (Bo^2 \cdot We_{LO})^{0.3} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.4} \quad \text{Eq. (107)}$$

Sin embargo, posteriormente Tran (1999) encontraron que este modelo no era capaz de predecir el coeficiente de transferencia de calor para el fluido R134a. Para eliminar este problema, proponen una nueva correlación basada en la propuesta de Kew y Cornwell (1995) que incluye el número de confinamiento  $N_{conf}$ , obtenido por medio de Eq. (108).

$$N_{conf} = \frac{\left[ \frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{0.5}}{D_h} \quad \text{Eq. (108)}$$

A partir de esta definición, la correlación propuesta corresponde a Eq. (109).

$$Nu = 770 \cdot (Bo \cdot Re_l \cdot N_{conf})^{0.62} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.297} \quad \text{Eq. (109)}$$

### I.III.ii. Correlaciones de ebullición específicos de intercambiadores de placas

#### I.III.ii.a. Correlación de Yan y Lin

Yan y Lin (1999) obtuvieron datos experimentales en un intercambiador de placas con 60 ° de corrugación medidos desde la vertical, con flujos de calor de 11 kW/m<sup>2</sup> y 15 kW/m<sup>2</sup>, y con gastos máxicos de 55 y 70 kg/m<sup>2</sup>s.

La correlación propuesta para el cálculo de coeficientes de transferencia de calor se calcula por medio de Eq. (110)

$$Nu = 1.926 \cdot Pr_l^{1/3} \cdot Bo_{eq}^{0.3} \cdot Re_{LO}^{0.5} \left[ (1 - x_{medio}) + x_{medio} \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} \right] \quad \text{Eq. (110)}$$

#### I.III.ii.b. Correlación de Donowski y Kandlikar

Donowski y Kandlikar (2000) propusieron una modificación a la correlación propuesta anteriormente Kandlikar (1990), para adaptarse a los datos experimentales obtenidos por Yan y Lin (1999) con el refrigerante R134A en un intercambiador de placas.

$$\alpha_{TP} = \left[ 2.312 \cdot Co^{-0.3} \cdot E_{CB} + 667.3 \cdot Bo^{2.8} \cdot F_{fl} \cdot E_{NB} \right] \cdot (1 - x)^{0.003} \cdot \alpha_{LO} \quad \text{Eq. (111)}$$

Con

$$E_{CB} = 0.512$$

$$E_{NB} = 0.338$$

En Eq. (111), el coeficiente de líquido se calcula por medio de Eq. (112).

$$\alpha_l = 0.2875 \cdot \text{Re}_l^{0.78} \cdot \text{Pr}^{1/3} \cdot \frac{\lambda_l}{D_h} \quad \text{Eq. (112)}$$

### I.III.ii.c. Correlación de Hsieh y Lin

Hsieh y Lin (2002) midieron experimentalmente coeficientes de transferencia de calor en un intercambiador de placas con diámetro hidráulico de 4 mm y con una corrugación de 30° frente a la horizontal. Los gastos máxicos ensayados variaron entre 50 y 125 kg/m<sup>2</sup>s. y flujos de calor entre 3,2 a 38,5 kW/m<sup>2</sup>. Estos autores propusieron una sencilla correlación para el cálculo de coeficientes de transferencia de calor a partir del número adimensional de Boiling. Eq.(113)

$$\alpha_{ip} = \alpha_{LO} \cdot (88 \cdot \text{Bo}^{0.5}) \quad \text{Eq.(113)}$$

Donde el coeficiente de liquido  $\alpha_l$  calculado por medio de Eq.(114)

$$\alpha_l = 0.2092 \left( \frac{\lambda_l}{D_h} \right) \cdot \text{Re}_{LO}^{0.78} \cdot \text{Pr}^{1/3} \cdot \left( \frac{\mu_m}{\mu_{pared}} \right)^{0.14} \quad \text{Eq. (114)}$$

Posteriormente Hsieh y Lin (2003) mostraron como la correlación de Gungor y Winterton (1987), y utilizando la ecuación de dittus boelter para el cálculo del coeficiente de simple fase, se ajustaba a los datos experimentales de ebullición en intercambiadores de placas, mostrando que las diferencias entre los coeficientes de ebullición en tubos verticales e intercambiadores de placas no son tan grandes como en simple fase.

### I.III.ii.d. Correlación de Ayub

La obtención del modelo de Ayub (2003) ha sido diferente a la que han seguido los autores referenciados en este apartado. Este autor ha recogido datos experimentales de evaporadores de R22 y amoniaco instalados como equipos de expansión directa y como evaporadores inundados. La ecuación propuesta es de sencillo cálculo y tiene la ventaja que ha sido validada con medidas de campo. Como inconveniente, se tiene que no es una ecuación adimensional. Una vez tomado como referencia el sistema internacional, la ecuación se convierte en

$$\alpha_{ip} = C \left( \frac{\lambda_l}{D_h} \right) \left( \frac{\text{Re}_l^2 \Delta h_{fg}}{L_p} \right)^{0.4124} \left( \frac{p}{p_{cr}} \right)^{0.12} \left( \frac{65}{\beta} \right)^{0.35} \left[ W / m^2 \circ C \right] \quad \text{Eq. (115)'}$$

Con

$$C = 4.475 \quad \text{para evaporadores inundados o en termosifón}$$

$$C = 2.695 \quad \text{para evaporadores de expansión directa}$$

### I.III.ii.e. Correlación de Han et al

El modelo de Han et al. (2003), nació como modificación al modelo de Hsieh y Lin (2002) para tener en cuenta el efecto del ángulo de las corrugaciones tipo Chevron de 45° 35° y 20° en el coeficiente de transferencia de calor. Los flujos máscicos de ensayo se encontraban entre 13-34 kg/m<sup>2</sup>s. y tres flujos de calor de 2.5, 5.5 y 8.5 kW/m<sup>2</sup>.

De acuerdo con estos autores los errores en las predicciones se encuentran en el ± 20 % .

$$Nu = Ge_1 Re_{eq}^{Ge_2} Bo_{eq}^{0.3} Pr^{0.4} \quad \text{Eq.(116)}$$

$$Ge_1 = 2.81 \left( \frac{\Lambda}{D_h} \right)^{-0.041} \left( \frac{\pi}{2} - \beta \right)^{-2.83} \quad \text{Eq. (117)}$$

$$Ge_1 = 0.746 \left( \frac{\Lambda}{D_h} \right)^{-0.082} \left( \frac{\pi}{2} - \beta \right)^{0.61} \quad \text{Eq. (118)}$$

Los números equivalentes de Reynolds y Boiling se calculan por medio de las siguientes expresiones.

$$Re_{eq} = \left( \frac{G_{eq} D_h}{\mu_l} \right) \quad \text{Eq. (119)}$$

$$Bo_{eq} = \frac{q''}{G_{eq} \Delta h_{fg}} \quad (120)$$

$$G_{eq} = G \left[ (1-x) + x \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right) \right] \quad (121)$$

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI  
ESTUDIO DEL PROCESO DE EBULLICIÓN FORZADA DE LA MEZCLA AMONIACO/AGUA EN INTERCAMBIADORES DE PLACAS PARA EQUIPOS DE  
REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.  
Francisco Táboas Touceda  
ISBN: 978-84-690-7588-3 / DL: T.1587-2007