



UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID

## **TESIS DOCTORAL**

# **Estudio de máquinas de absorción con la disolución nitrato de litio-amoniaco. Ciclos híbridos potenciados con compresión mecánica**

**Autor:**

**D. Rubén Ventas Garzón**

**Director:**

**Dr. D. Antonio Lecuona Neumann**

**DEPARTAMENTO**

**Ingeniería Térmica y de Fluidos**

**Leganes, Junio de 2010**







## TESIS DOCTORAL

### **Estudio de máquinas de absorción con la disolución nitrato de litio-amoniaco. Ciclos híbridos potenciados con compresión mecánica**

**Autor: D. Rubén Ventas Garzón**

**Director: Dr. D. Antonio Lecuona Neumann**

Firma del Tribunal Calificador:

Firma

Presidente:

Vocal:

Vocal:

Vocal:

Secretario:

Calificación:

Leganés, de de



# Agradecimientos

En primer lugar me gustaría agradecer a mi director de Tesis, Dr. D. Antonio Lecuona Neumann, todo su apoyo, dedicación y trabajo para poder realizar esta Tesis. Gracias también por haber confiado en mí desde el primer momento y haberme guiado y aconsejado a la perfección en todos estos años. Me gustaría aprovechar estas líneas para reconocerle su labor como gran investigador, científico y mentor. Muchas gracias por haberme dado la posibilidad de formarme a tu lado.

Quiero expresar también mi agradecimiento a Dra. D<sup>a</sup> María Venegas Bernal por su amabilidad y buen trabajo y por haberme ofrecido tanto su ayuda como sus consejos. Agradecer también a Dr. D. Pedro Rodríguez Aumente y a Dr. D. José Nogueira Goriba por sus consejos y comentarios que me han permitido mejorar mi formación.

Como no, he de agradecer infinitamente a mis compañeros de batallas experimentales, Alejandro Zacarías Santiago y Ciro Vereda Ortiz. Muchas gracias por vuestro apoyo, trabajo, amabilidad, disponibilidad y simpatía que han permitido alcanzar nuestras metas más fácilmente. No me puedo olvidar de la incalculable labor realizada por los técnicos de laboratorio, Carlos Cobos y Manuel Santos, a los cuales tengo que agradecer su gran trabajo que ha permitido conseguir mis objetivos. Agradecer a Javier Roa su disponibilidad y su experiencia que me han ayudado a solventar dificultades de la instalación experimental.

Mil gracias a todos aquellos que me han hecho pasar grandes momentos en la universidad. Nunca olvidaré las mil risas de la T08, gracias Raquel y Ana, los grandes comentarios, en voz baja, de mi “bonita” Geydy, la amabilidad infinita de Mari Camen, las risas con Rafa y Alberth y a David e Isra por su “buen rollo”. Y como no, agradecer al señor Mathieu su gran paciencia y buen sentido del humor ante continuos comentarios acerca de su nacionalidad. Muchas gracias por tu amistad.

A mis padres y mis hermanos por su incondicional apoyo en cada uno de los pasos que me han llevado hasta aquí. Muchas gracias, no tengo palabras para agradeceros todo lo que os merecáis. Os quiero.

Un agradecimiento especial para la persona que más me ha apoyado, con cariño, con extrema comprensión y con una dedicación impagable. MUCHAS GRACIAS RAQUEL.





# Resumen

En esta Tesis doctoral se lleva a cabo un estudio de máquinas de absorción para refrigeración que sean capaces de funcionar con menores temperaturas de generación que los ciclos basados en simple efecto. Esto permitiría aprovechar calores residuales y calor solar a menor temperatura con la consiguiente reducción de emisiones de CO<sub>2</sub>. Los ciclos híbridos de absorción basados en simple efecto, potenciados con compresión mecánica, ofrecen esta posibilidad además de permitir una modulación en potencia de interés.

Para la evaluación de estos ciclos híbridos se realiza un modelo numérico que incluye cambio de fase en los cambiadores de calor. Con él se determina cuanto disminuye la temperatura de generación con respecto al ciclo de simple efecto y se estudian en profundidad los cambios en los procesos, el comportamiento y rendimientos del propio ciclo. Por último se analiza su interés medioambiental.

Además del estudio teórico, se realiza un estudio experimental del ciclo híbrido utilizando tecnologías que permiten la reducción del tamaño de las máquinas de absorción, como absorbedores adiabáticos con fase dispersa (en forma de gotas) e intercambiadores de placas. Mediante los resultados experimentales se evalúa el funcionamiento del compresor termoquímico como parte del ciclo híbrido. Se realiza una comparación con los resultados obtenidos mediante la simulación, encontrando un elevado grado de concordancia. También se analiza como varía la absorción adiabática mediante gotas y la ebullición en intercambiadores de placas en los diferentes puntos de trabajo del ciclo híbrido. En concreto se estudia como varían esos procesos con el cambio de concentración de la disolución, la cual ha sido NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub>, cuyas propiedades le confieren ser un sustituto del NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O.

Por último se analiza, mediante un modelo numérico, como afectan la recirculación y el factor de aproximación al equilibrio adiabático en el absorbedor a los ciclos de absorción, eventualmente potenciados con compresión mecánica y con absorbedor adiabático. Mediante el modelo se determina la recirculación óptima y se compara los resultados con ciclos con absorbedores no adiabáticos, evaluando las ventajas y desventajas de la absorción adiabática.



# Abstract

This doctoral Thesis develops a study on absorption machines for refrigeration capable of working at lower driving temperatures than the single-effect absorption cycles. This would make possible the use of residual heat and solar heat at lower temperatures, reducing the CO<sub>2</sub> emissions. The single-effect absorption cycles hybridized and integrated with a compression booster offer this possibility, at the same time offering an interesting modulation capability of the refrigerating capacity.

A numerical model has been developed to evaluate the performance of these hybrid cycles, including phase change in the heat exchangers. It allows determining the decrease in driving temperature of these cycles in comparison with the basic single-effect alternative. Besides that, the model allows deepening in the study of the processes, performance and efficiency of the cycles. Finally, an environmental impact analysis is carried out.

In addition to the theoretical analysis, an experimental study is performed using technologies that permit reducing the size of the machine, such as: adiabatic dispersed phase (such as drops) absorbers and plate heat exchangers. The behaviour of the thermochemical compressor as part of the hybrid cycle is studied by means of the experimental results. The model results are compared with the experimental results, finding a good agreement. Adiabatic absorption by droplets and boiling heat transfer inside plate heat exchangers are analysed for the different hybrid cycle operating points. Specifically these processes are studied when the solution concentration is changed. The working fluid studied is a solution of NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub>, which seems to be a candidate to replace NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O.

Finally, the recirculation and the adiabatic approach to equilibrium factor in adiabatic absorbers are studied by means of a numerical model in absorption cycles integrated with compression booster. The model allows determining the optimum solution recirculation ratio and the results are compared with the non-adiabatic cycle performances, evaluating the advantages and disadvantages of the adiabatic absorption.



# Índice General

Resumen.....	9
Abstract.....	11
Nomenclatura.....	25
1. Introducción.....	31
1.1. Interés por el tema.....	31
1.2. Objetivos.....	35
1.3. Estructura de la Tesis.....	37
2. Revisión bibliográfica.....	39
2.1. Disolución nitrato de litio-amoniaco ( $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ ).....	39
2.2. Ciclos híbridos absorción/compresión.....	42
2.2.1. Ciclo de absorción potenciado con compresión mecánica de baja presión (low pressure compression).....	44
2.2.2. Ciclo de absorción potenciado con compresión mecánica de alta presión (high pressure compression).....	46
2.2.3. Otros ciclos de AD/ABsorción potenciados con compresión mecánica de baja y de alta presión.....	47
2.2.4. Ciclos híbridos con disolución nitrato de litio-amoniaco.....	48
2.2.5. Compresores de amoniaco para ciclos híbridos.....	49
2.3. Intercambiadores de placas en máquinas de absorción.....	50
2.3.1. Caracterización térmica de mezclas binarias en flujo monofásico.....	51
2.3.2. Caracterización térmica de mezclas binarias en flujo bifásico.....	51
2.4. Absorbedores adiabáticos.....	54
2.5. Conclusiones del capítulo.....	58
3. Ciclo de absorción potenciado con compresión mecánica de alta y de baja presión.....	61
3.1. Introducción.....	61
3.2. Propiedades termodinámicas.....	61
3.3. Descripción de los ciclos de absorción potenciados con compresión mecánica de alta (hcb) y de baja presión (lcb).....	62
3.4. Descripción del modelo de los ciclos de absorción potenciados con compresión mecánica de alta y de baja presión.....	64
3.5. Análisis del ciclo de absorción potenciado con compresión mecánica de baja presión ..	75
3.6. Comparación de ciclos de absorción potenciados con compresión mecánica de alta y de baja presión.....	84
3.7. Conclusiones del capítulo.....	93
4. Instalación experimental.....	97
4.1. Descripción de la instalación experimental.....	97
4.1.1. Circuito de disolución y refrigerante.....	99

4.1.2. Circuito de agua caliente .....	102
4.1.3. Circuito de agua de torre .....	102
4.2. Especificación de los componentes principales .....	103
4.2.1. Generador de vapor y subenfriador .....	103
4.2.2. Recuperador de calor .....	104
4.2.2.1. Recuperador de calor modelo AN27 .....	104
4.2.2.2. Recuperador de calor modelo AN52 .....	105
4.2.3. Absorbedor adiabático .....	106
4.3. Instrumentación de la instalación experimental .....	109
4.4. Sistema de control .....	112
4.5. Adquisición de datos .....	114
4.6. Medidas de seguridad en la instalación .....	115
4.7. Puesta a punto de la instalación .....	117
4.7.1. Calibración e incertidumbre de la instrumentación .....	117
4.7.2. Ensayos preliminares con agua .....	119
4.7.3. Preparación y disposición de la disolución .....	120
5. Evaluación experimental de un compresor termoquímico .....	121
5.1. Modelo termodinámico de la instalación .....	122
5.1.1 Modelo termodinámico para el llenado de la instalación .....	122
5.1.2 Modelo de la máquina completa .....	123
5.2. Procedimiento experimental .....	126
5.3. Análisis de los resultados experimentales .....	128
5.3.1. Comportamiento estable de las mediciones .....	128
5.3.2. Propiedades termodinámicas de la disolución y el amoníaco .....	130
5.3.3. Recuperador de calor .....	131
5.3.3.1. Caracterización térmica de flujo monofásico .....	131
5.3.3.2. Caracterización térmica del recuperador de calor modelo AN 27 .....	134
5.3.3.2.1. Análisis de incertidumbre .....	136
5.3.3.3. Caracterización térmica del recuperador de calor modelo AN 52 .....	137
5.3.3.4. Comparación de ambos modelos como recuperador de calor de un compresor termoquímico .....	140
5.3.4. Generador de vapor .....	141
5.3.4.1. Ebullición forzada en flujo bifásico .....	141
5.3.4.2. Efecto de la concentración en el coeficiente de transferencia de calor en ebullición .....	145
5.3.4.3. Comprobación de la correlación de Zacarías (2009) .....	146
5.3.4.4. Análisis de incertidumbre .....	148
5.3.5. Absorbedor adiabático .....	149
5.3.5.1. Estudio preliminar de la absorción adiabática .....	149
5.3.5.2. Estudio de la absorción adiabática con cambios de concentración .....	151
5.3.5.3. Análisis de incertidumbre .....	165
5.3.6. Conjunto de compresor termoquímico para ciclo de absorción potenciado con compresión mecánica de baja presión .....	165
5.3.6.1. Análisis de la relación de circulación (cr) .....	167
5.3.6.2. Análisis de COP y potencia frigorífica .....	170
5.3.6.3. Análisis de incertidumbre .....	176
5.4. Conclusiones del capítulo .....	177

---

6.	Recirculación y factor de aproximación al equilibrio en absorbedores adiabáticos.....	179
6.1.	Introducción.....	179
6.2.	Modelo de ciclo con recirculación.....	180
6.3.	Análisis de los resultados.....	184
6.3.1	Relación de recirculación.....	184
6.3.2	Factor de aproximación al equilibrio adiabático.....	193
6.4.	Conclusiones del capítulo.....	197
7.	Conclusiones y trabajos futuros.....	201
7.1.	Conclusiones.....	201
7.2.	Trabajos futuros.....	205
	Bibliografía.....	207
	Anexo 1.....	219
	Anexo 2.....	221





# Índice de Figuras

Figura 2.1 Configuración en paralelo de absorción/compresión a) Bomba de calor de absorción/compresión con compresión mecánica de vapor entre absorbedor y generador b) Bomba de calor de absorción/compresión con compresión mecánica entre los niveles de baja y alta presión de una bomba de calor de absorción. (d) desorbedor, (r) resorbedor. ..	43
Figura 2.2 Configuración en serie de absorción/compresión a) Ciclo de absorción potenciado con compresión mecánica de baja presión. b) Ciclo de absorción potenciado con compresión mecánica de alta presión.....	43
Figura 3.1 Esquema del ciclo de absorción potenciado con compresión mecánica de alta presión. ....	63
Figura 3.2 Esquema del ciclo de absorción potenciado con compresión mecánica de baja presión. ....	63
Figura 3.3 Coeficiente de operación $COP$ en función de la temperatura de entrada al generador $T_{g,i}$ para diferentes relaciones de compresión $pr$ .....	76
Figura 3.4 Coeficiente de operación $COP$ en función de la temperatura de entrada al generador $T_{g,i}$ para diferentes temperaturas de evaporación $T_e$ y $pr = 1,6$ .....	76
Figura 3.5 Coeficiente de operación $COP$ en función de la temperatura de entrada al generador $T_{g,i}$ para diferentes temperaturas de condensación $T_c$ y $pr = 1,6$ . ....	77
Figura 3.6 Coeficiente de operación eléctrico $COP_e$ en función de la temperatura de entrada al generador $T_{g,i}$ para diferentes relaciones de compresión $pr$ .....	78
Figura 3.7 Relación de energía primaria $PER$ en función de la temperatura de entrada al generador $T_{g,i}$ para diferentes relaciones de compresión $pr$ .....	79
Figura 3.8 Potencia frigorífica $\dot{Q}_e$ en función de la temperatura de entrada al generador $T_{g,i}$ para diferentes relaciones de compresión $pr$ . ....	80
Figura 3.9 Relación de circulación $cr$ en función de la temperatura de entrada al generador $T_{g,i}$ para diferentes relaciones de compresión $pr$ . ....	80
Figura 3.10 Potencia del compresor $W_c$ en función de la temperatura de entrada al generador $T_{g,i}$ para diferentes relaciones de compresión $pr$ . ....	81
Figura 3.11 Área de paso efectiva de válvulas, $A_s$ and $A_r$ , en función de la temperatura de entrada al generador $T_{g,i}$ para diferentes relaciones de compresión $pr$ .....	82
Figura 3.12 Concentración en amoníaco de la disolución $X_5$ y $X_8$ en función de la temperatura de entrada al generador $T_{g,i}$ para diferentes relaciones de compresión $pr$ .....	83
Figura 3.13 Coeficiente de operación $COP$ en función de la temperatura de entrada al generador $T_{g,i}$ para diferentes relaciones de compresión $pr$ para ciclos de simple efecto, potenciados con compresión mecánica de baja ( $lcb$ ) y alta presión ( $hcb$ ).....	85
Figura 3.14 Esquemas de ciclo de absorción con compresión de a) baja y b)alta con recuperador de calor del vapor de amoníaco. ....	85

Figura 3.15 Coeficiente de operación $COP$ en función de la temperatura de entrada al generador $T_{g,i}$ para diferentes relaciones de compresión $pr$ para ciclos de absorción potenciados con compresión mecánica de baja ( $lcb$ ) y alta presión ( $hcb$ ).con y sin recuperador de calor de vapor ( $rv$ ) a la entrada del condensador.....	86
Figura 3.16 Coeficiente de operación eléctrico $COP_e$ en función de la temperatura de entrada al generador $T_{g,i}$ para diferentes relaciones de compresión $pr$ para ciclos de absorción potenciados con compresión mecánica de baja ( $lcb$ ) y alta presión ( $hcb$ ).....	87
Figura 3.17 Relación de energía primaria $PER$ en función de la temperatura de entrada al generador $T_{g,i}$ para diferentes relaciones de compresión $pr$ para ciclos de simple efecto, potenciados con compresión mecánica de baja ( $lcb$ ) y alta presión ( $hcb$ ).....	88
Figura 3.18 Potencia frigorífica $\dot{Q}_e$ en función de la temperatura de entrada al generador $T_{g,i}$ para diferentes relaciones de compresión $pr$ para ciclos de simple efecto, potenciados con compresión mecánica de baja ( $lcb$ ) y alta presión ( $hcb$ ).....	89
Figura 3.19 Potencia frigorífica $\dot{Q}_e$ en función de la temperatura de entrada al generador $T_{g,i}$ para diferentes relaciones de compresión $pr$ para ciclos de absorción potenciados con compresión mecánica de baja ( $lcb$ ) y alta presión ( $hcb$ ) con y sin recuperador de calor de vapor ( $rv$ ) a la entrada del condensador.....	89
Figura 3.20 Relación de circulación $cr$ en función de la temperatura de entrada al generador $T_{g,i}$ para diferentes relaciones de compresión $pr$ para ciclos de simple efecto, potenciados con compresión mecánica de baja ( $lcb$ ) y alta presión ( $hcb$ ).....	90
Figura 3.21 Potencia del compresor $W_c$ en función de la temperatura de entrada al generador $T_{g,i}$ para diferentes relaciones de compresión $pr$ para ciclos de simple efecto, potenciados con compresión mecánica de baja ( $lcb$ ) y alta presión ( $hcb$ ).....	91
Figura 3.22 Concentración en amoníaco $X_5$ y $X_8$ en función de la temperatura de entrada al generador $T_{g,i}$ para diferentes relaciones de compresión $pr$ para ciclos de simple efecto, sobrealimentador de baja ( $lcb$ ) y alta presión ( $hcb$ ).....	92
Figura 4.1 Instalación experimental. ....	98
Figura 4.2 Esquema de la instalación experimental. TI: sensores de temperatura; PI: sensores de presión; QI: sensores de caudal; DI: Medidores de densidad; $\Delta$ PI: sensores de diferencia de presión; EQI; medidores de energía; WI: medidores de potencia. ....	99
Figura 4.3 Bomba de disolución. ....	99
Figura 4.4 Absorbedor adiabático. ....	101
Figura 4.5 Válvula de expansión controlada por servomotor.....	101
Figura 4.6 Bomba de agua caliente. ....	102
Figura 4.7 Esquema del absorbedor adiabático y fotografía del absorbedor sin aislante.....	107
Figura 4.8 a) Esquema del inyector, b) Fotografía del atomizador y c) Tipo de atomizado. ....	108
Figura 4.9 Medidores de caudal Coriolis a) Micromotion b) Rheonik c) Yokogawa.....	109
Figura 4.10 Medidores de diferencia de presión a) lado agua caliente b) lado disolución. ....	110

Figura 4.11 Medidor de energía.....	111
Figura 4.12 Caja de control de la instalación.....	113
Figura 4.13 Software de adquisición y control de datos.....	114
Figura 4.14 a) Depósito de agua y b) extractor de aire.....	115
Figura 4.15 Detector de gases y sirenas acústicas.....	116
Figura 5.1 Esquema de la instalación experimental.....	123
Figura 5.2 Esquema del ciclo de absorción potenciado con compresión mecánica de baja con el mismo compresor termoquímico que la instalación experimental.....	124
Figura 5.3 Temperaturas de entrada y salida en el generador y recuperador de calor para el punto $X_5 = 0,5$ , $T_8 = 75$ °C y $P_{abs} = 6,01$ bar para el periodo de 5 minutos de medida. $\sigma$ está expresada en las unidades de la variable.....	129
Figura 5.4 Caudales máxicos de disolución, refrigerante y agua caliente para el punto $X_5 = 0,48$ , $T_8 = 75$ °C y $P_a = 6,01$ bar para el periodo de 5 minutos de medida. $\sigma$ está expresada en las unidades de la variable.....	129
Figura 5.5 Temperaturas de entrada y salida del absorbedor y presiones de absorción e inyección para el punto: $X_5 = 0,48$ , $T_8 = 75$ °C y $P_a = 6,01$ bar, para el periodo de 5 minutos de medida. $\sigma$ está expresada en las unidades de la variable.....	130
Figura 5.6 Coeficiente global de transferencia de calor calculado $U_{calculado}$ con la correlación de este trabajo en función del coeficiente global de transferencia de calor experimental $U_{experimental}$ según ecuación (5.10) Intercambiador modelo AN 27.....	135
Figura 5.7 Coeficiente global de transferencia de calor calculado $U_{calculado}$ con correlación propuesta en este trabajo y con la correlación propuesta en el trabajo de López (2009) en función del coeficiente global experimental $U_{experimental}$ . Intercambiador modelo AN27..	136
Figura 5.8 Coeficiente global de transferencia de calor experimental $U_{experimental}$ en función del coeficiente global de transferencia de calor calculado $U_{calculado}$ mediante correlación. Intercambiador modelo AN52.....	138
Figura 5.9 Error en % del recuperador $Error_{rec}$ en función de la temperatura de entrada al recuperador del fluido caliente $T_8$ para los modelos de intercambiador de calor AN27 y AN52.....	139
Figura 5.10 Calor intercambiado en el recuperador en el lado caliente $\dot{Q}_{rc,c}$ y frío $\dot{Q}_{rc,f}$ en función del error en % del recuperador $Error_{rc}$ para el modelo de intercambiador de calor AN52. El error viene dado por la distancia vertical entre triángulos y cuadrillos alineados por parejas verticalmente.....	140
Figura 5.11 Eficiencia experimental de ambos recuperadores $\epsilon_{rc}$ en función de la temperatura de entrada al recuperador del fluido caliente $T_8$ para los modelos de intercambiador de calor AN27 y AN52.....	141
Figura 5.12 Esquema de dos canales adyacentes del generador y las divisiones en regiones de calentamiento subenfriado y ebullición.....	142

Figura 5.13 Coeficiente de transferencia de calor por ebullición experimental $h_{eb,experimental}$ en función del flujo de calor por unidad de área de transferencia $\dot{q}$ .....	146
Figura 5.14 Coeficiente de transferencia de calor por convección calculada $h_{eb,calculada}$ con la correlación de Zacarías (2009) en función de coeficiente de transferencia de calor experimental $h_{eb,experimental}$ .....	147
Figura 5.15 Coeficiente de transferencia de calor por convección calculado $h_{calculada}$ con la correlación propuesta en este trabajo, en función de coeficiente de transferencia de calor experimental $h_{experimental}$ .....	148
Figura 5.16 Factor de aproximación al equilibrio del absorbedor adiabático $F_{ad}$ en función del caudal de amoniaco $m_r$ .....	152
Figura 5.17 Error en % de balance de energía a través del absorbedor $Error_{abs}$ adiabático en función del factor de aproximación al equilibrio $F_{ad}$ .....	153
Figura 5.18 Factor de aproximación al equilibrio adiabático $F_{ad}$ en función de la concentración a la entrada del absorbedor $X_8$ para las diferentes presiones del absorbedor $P_a$ .....	154
Figura 5.19 Número de Fourier de difusión $FO_D$ en función de la concentración a la entrada del absorbedor para las diferentes presiones del absorbedor $P_a$ .....	160
Figura 5.20 $SMD$ en función de la concentración a la entrada del absorbedor $X_8$ para diferentes presiones del absorbedor $P_a$ .....	161
Figura 5.21 Velocidad de la gota $u_{got}$ en función de la concentración a la entrada del absorbedor $X_8$ para diferentes presiones del absorbedor $P_a$ .....	162
Figura 5.22 Difusividad del amoniaco en la disolución $D_{10}$ en función de la concentración a la entrada del absorbedor $X_8$ para diferentes presiones del absorbedor $P_a$ .....	162
Figura 5.23 Factor de aproximación al equilibrio adiabático, modelo de Newmann, modelo de Kronig y Brink y ajuste de modelo de Kronig y Brink en función de $FO_D$ .....	163
Figura 5.24 Coeficiente de transferencia de masa $h_m$ en función de la concentración en amoniaco a la entrada del absorbedor $X_8$ .....	164
Figura 5.25 Relación de circulación $cr$ en función de la temperatura de entrada al generador $T_{g,i}$ para diferentes presiones del absorbedor $P_a$ . La simulación ha sido llevada a cabo para $P_g = 15,05$ bar .....	168
Figura 5.26 Relación de circulación $cr$ en función de la temperatura de entrada al generador $T_{g,i}$ para diferentes presiones del generador $P_g$ a la presión de absorbedor $P_a = 4,29$ bar en negro y $P_a = 7,73$ bar en rojo. La simulación ha sido llevada a cabo para la $P_g$ media de los valores mostrados. ....	169
Figura 5.27 Relación de circulación $cr$ en función de la temperatura de entrada al generador $T_{g,i}$ para diferentes presiones del generador $P_g$ a la presión de absorbedor $P_a = 6,01$ bar en azul y $P_a = 9,45$ bar en verde. La simulación ha sido llevada a cabo para la $P_g$ media de los valores mostrados. ....	169
Figura 5.28 Potencia frigorífica $\dot{Q}_e$ en función de la temperatura de entrada al generador $T_{g,i}$ para diferentes presiones del absorbedor $P_a$ , simulación y resultados experimentales. La simulación ha sido llevada a cabo para $P_g = 15,05$ bar. ....	170

- Figura 5.29 Potencia frigorífica  $\dot{Q}_e$  en función de la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$  para diferentes presiones del generador  $P_g$  a la presión de absorbedor  $P_a = 4,29$  bar en negro y  $P_a = 7,73$  bar en rojo. La simulación ha sido llevada a cabo para la  $P_g$  media de los valores mostrados. .... 171
- Figura 5.30 Potencia frigorífica  $\dot{Q}_e$  en función de la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$  para diferentes presiones del generador  $P_g$  a la presión de absorbedor  $P_a = 6,01$  bar en azul y  $P_a = 9,45$  bar en verde. La simulación ha sido llevada a cabo para la  $P_g$  media de los valores mostrados. .... 172
- Figura 5.31 Coeficiente de operación  $COP$  en función de la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$  para diferentes presiones del absorbedor  $P_a$  y dos modelos de recuperador de calor. La simulación ha sido llevada a cabo para  $P_g = 15,05$  bar. .... 173
- Figura 5.32 Coeficiente de operación  $COP$  en función de la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$  para diferentes presiones del generador  $P_g$  a la presión de absorbedor  $P_a = 4,29$  bar y dos modelos de recuperador de calor. La simulación ha sido llevada a cabo para la  $P_g$  media de los valores mostrados. .... 174
- Figura 5.33 Coeficiente de operación  $COP$  en función de la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$  para diferentes presiones del generador  $P_g$  a la presión de absorbedor  $P_a = 6,01$  bar y dos modelos de recuperador de calor. La simulación ha sido llevada a cabo para la  $P_g$  media de los valores mostrados. .... 174
- Figura 5.34 Coeficiente de operación  $COP$  en función de la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$  para diferentes presiones del generador  $P_g$  a la presión de absorbedor  $P_a = 7,73$  bar y dos modelos de recuperador de calor. La simulación ha sido llevada a cabo para la  $P_g$  media de los valores mostrados. .... 175
- Figura 5.35 Coeficiente de operación  $COP$  en función de la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$  para diferentes presiones del generador  $P_g$  a la presión de absorbedor  $P_a = 9,45$  bar y dos modelos de recuperador de calor. La simulación ha sido llevada a cabo para la  $P_g$  media de los valores mostrados. .... 175
- Figura 6.1 Esquema del ciclo de absorción potenciado con compresión mecánica de baja presión y con recirculación en el absorbedor adiabático. .... 180
- Figura 6.2 Coeficiente de operación ( $COP$ ) en función de la temperatura de entrada al generador ( $T_{g,i}$ ) para diferentes relaciones de compresión ( $pr$ ) del compresor y simple efecto. Cada uno de ellos para diferentes relaciones de recirculación  $rr$ . .... 185
- Figura 6.3 Coeficiente de operación ( $COP$ ) en función de la temperatura de entrada al generador ( $T_{g,i}$ ) para diferentes relaciones de compresión ( $pr$ ) del compresor y simple efecto del ciclo adiabático con  $rr = 5$  y del ciclo diabático equivalente. .... 186
- Figura 6.4 Potencia frigorífica  $\dot{Q}_e$  en función de la temperatura de entrada al generador ( $T_{g,i}$ ) para diferentes relaciones de compresión ( $pr$ ) del compresor y simple efecto para  $F_{ad} = 1$ . Cada una de ellas para diferentes relaciones de recirculación  $rr$ . .... 187
- Figura 6.5 Potencia frigorífica  $\dot{Q}_e$  en función de la temperatura de entrada al generador ( $T_{g,i}$ ) para diferentes relaciones de compresión ( $pr$ ) del compresor y simple efecto del ciclo adiabático y  $rr = 5$  y del ciclo diabático equivalente. .... 188

- Figura 6.6 Coeficiente de operación eléctrico ( $COP_e$ ) en función de la temperatura de entrada al generador ( $T_{g,i}$ ) para diferentes relaciones de compresión ( $pr$ ) del compresor y simple efecto. Cada uno de ellos para diferentes relaciones de recirculación  $rr$ . ..... 189
- Figura 6.7 Relación de circulación ( $cr$ ) en función de la temperatura de entrada al generador ( $T_{g,i}$ ) para diferentes relaciones de compresión ( $pr$ ) del compresor y simple efecto. Cada una de ellas para diferentes relaciones de recirculación  $rr$ . ..... 189
- Figura 6.8 Factor de aproximación al equilibrio diabático ( $F_d$ ) en función de la temperatura de entrada al generador ( $T_{g,i}$ ) para diferentes relaciones de compresión ( $pr$ ) del compresor y simple efecto. Cada una de ellas para diferentes relaciones de recirculación  $rr$ . ..... 190
- Figura 6.9 Factor de aproximación al equilibrio diabático máximo ( $F_{d,max}$ ) en función de la temperatura de entrada al generador ( $T_{g,i}$ ) para diferentes relaciones de compresión ( $pr$ ) del compresor y simple efecto. Cada una de ellas para diferentes relaciones de recirculación  $rr$ . ..... 191
- Figura 6.10  $COP$  y  $\dot{Q}_e$  en función de la relación de recirculación  $rr$  para  $pr = 1,4$  y  $T_{g,i} = 70, 80$  y  $90$  °C. .... 193
- Figura 6.11 Coeficiente de operación ( $COP$ ) en función de la temperatura de entrada al generador ( $T_{g,i}$ ) para diferentes relaciones de compresión ( $pr$ ) del compresor y simple efecto para  $rr = 5$ . Cada una de ellas para diferentes factores de aproximación al equilibrio adiabático  $F_{ad}$ . ..... 194
- Figura 6.12 Potencia frigorífica  $\dot{Q}_e$  en función de la temperatura de entrada al generador ( $T_{g,i}$ ) para diferentes relaciones de compresión ( $pr$ ) del compresor y simple efecto para  $rr = 5$ . Cada una de ellas para diferentes factores de aproximación al equilibrio adiabático  $F_{ad}$ . 195
- Figura 6.13 Relación de circulación ( $cr$ ) en función de la temperatura de entrada al generador ( $T_{g,i}$ ) para diferentes relaciones de compresión ( $pr$ ) del compresor y simple efecto para  $rr = 5$ . Cada una de ellas para diferentes factores de aproximación al equilibrio adiabático  $F_{ad}$ . ..... 196
- Figura 6.14  $COP$  y  $\dot{Q}_e$  en función del factor de aproximación al equilibrio adiabático  $F_{ad}$  para  $pr = 1,4$  y  $T_{g,i} = 70, 80$  y  $90$  °C. .... 196

# Índice de Tablas

Tabla 3.1 Valores de las variables de entrada de la simulación. ....	73
Tabla 4.1 Valores de los parámetros geométricos del intercambiador de calor de placas AN72. .....	104
Tabla 4.2 Valores de los parámetros geométricos del intercambiador de calor de placas AN27. .....	105
Tabla 4.3 Valores de los parámetros geométricos del intercambiador de calor de placas AN52. .....	106
Tabla 4.4 Especificaciones del atomizador tipo niebla marca Spraying system Co (www.spray.com).....	107
Tabla 4.5 Rango de medición e incertidumbre de los instrumentos de medición. ....	118
Tabla 5.1 Ensayos propuestos con el modelo de recuperador de calor ALFA LAVAL AN 27. .....	126
Tabla 5.2 Ensayos propuestos con el modelo de recuperador de calor ALFA LAVAL AN52.	127
Tabla 5.3 Estimación de las incertidumbres de las variables calculadas para recuperador de calor AN27.....	137
Tabla 5.4 Estimación de las incertidumbres de las variables calculadas para el estudio del generador. ....	148
Tabla 5.5 Estimación de las incertidumbres de las variables calculadas en el absorbedor. ....	165
Tabla 5.6 Variables de entrada en el modelo de la máquina completa. ....	166
Tabla 5.7 Estimación de las incertidumbres de las variables obtenidas para compresor termoquímico. ....	176





# Nomenclatura

$A$	Área de transferencia, $m^2$
$A_r$	Área de paso efectiva de válvula de refrigerante, $m^2$
$A_s$	Área de paso efectiva de válvula de disolución, $m^2$
$b$	Altura de canal, mm, Constante
$Bo$	Número de Boiling
$C$	Constante
$C_c$	Coefficiente de contracción
$C_p$	Calor específico, $J\ kg^{-1}\ K^{-1}$
$cr$	Relación de circulación
$COP$	Coefficiente de operación
$COP_e$	Coefficiente de operación eléctrico
$d$	Desorbador, Diámetro, $\mu m$ , Constante
$D$	Difusividad másica, $m^2\ s^{-1}$
$D_p$	Diámetro de los puertos, mm
$D_h$	Diámetro hidráulico, mm
$DI$	Indicador de densidad
$DP_c$	Salto de presión dado por el compresor, Pa
$DP_b$	Salto de presión dado por el compresor termoquímico, Pa
$e$	Espesor de la placa
$EQI$	Indicador de energía
$F$	Factor de corrección de la diferencia de temperatura logarítmica media, Factor de aproximación al equilibrio
$Fo$	Número de Fourier
$F_{ad}$	Factor de aproximación al equilibrio adiabático
$F_d$	Factor de aproximación al equilibrio diabático
$F_{d,max}$	Factor de aproximación al máximo equilibrio diabático
$FO_D$	Tiempo adimensional de transferencia de masa
$Fr$	Número de Froude
$g$	Gravedad, $m\ s^{-2}$
$GAX$	Generador-Absorber-eXchange

---

$G$	Flujo másico por unidad de área, $G = \frac{\dot{m}}{A}$ , $\text{kg s}^{-1} \text{ m}^{-2}$
$h$	Entalpía específica, $\text{J kg}^{-1}$ , coeficiente de transferencia de calor por convección, $\text{W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$
$h_{lv}$	Entalpía específica de cambio de fase, $\text{J kg}^{-1}$
$h_m$	Coeficiente de transferencia de masa, $\text{m s}^{-1}$
$H$	Distancia entre centro de los puertos, mm, Entalpía, J
$hcb$	Ciclo de absorción potenciado con compresión mecánica de alta presión ( <b>high compression booster</b> )
$Ja$	Número de Jacob
$k$	Conductividad térmica, $\text{W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$
$Ka$	Número adimensional
$k_1$	Constante
$k_2$	Constante
$L$	Longitud térmica efectiva, mm
$Le$	Número de Lewis
$L_c$	Longitud característica, m
$lcb$	Ciclo de absorción potenciado con compresión mecánica de baja presión ( <b>low compression booster</b> )
$\dot{m}$	Caudal másico de circuitos externos, $\text{kg s}^{-1}$
$\dot{m}_r$	Caudal másico de refrigerante, $\text{kg s}^{-1}$
$\dot{m}_{rr}$	Caudal másico de disolución recirculada, $\text{kg s}^{-1}$
$\dot{m}_5$	Caudal másico de disolución a la salida del absorbedor, $\text{kg s}^{-1}$
$\dot{m}_6$	Caudal másico de disolución a través de bomba de disolución, $\text{kg s}^{-1}$
$\dot{m}_8$	Caudal másico de disolución a la salida del generador, $\text{kg s}^{-1}$
$\dot{m}_{10}$	Caudal másico de disolución a la entrada del absorbedor, $\text{kg s}^{-1}$
$MVD$	Diámetro de gota medio en volumen, $\mu\text{m}$
$N$	Número de placas
$NPSH$	Altura neta de succión, m.c.a.
$Nu$	Número de Nusselt
$P$	Presión, Pa
$PER$	Ratio de energía primaria
$PI$	Indicador de presión

---

<i>PIC</i>	Control indicador de presión
$P_a$	Presión del absorbedor, Pa
$P_c$	Presión del condensador, Pa
$P_e$	Presión del evaporador, Pa
$P_g$	Presión del generador, Pa
$P_{iny}$	Presión del inyector, Pa
<i>Pr</i>	Número de Prandtl
<i>pr</i>	Relación de compresión
$q'$	Flujo de calor por unidad de área de transferencia, $q' = \frac{\dot{Q}}{A}$ , W m <sup>-2</sup>
$\dot{Q}$	Potencia térmica, W
<i>QI</i>	Indicador de caudal másico
<i>QIC</i>	Control indicador de caudal másico
<i>r</i>	Resorbedor
<i>R</i>	Resistencia térmica por ensuciamiento, m <sup>2</sup> K W <sup>-1</sup>
<i>Re</i>	Reynolds
<i>rr</i>	Relación de recirculación
<i>rv</i>	Recuperador de calor del vapor
<i>se</i>	simple efecto
<i>SMD</i>	Diámetro de gota medio de Sauter, μm
<i>Sc</i>	Número adimensional de Schmidt
<i>t</i>	Tiempo de residencia
<i>T</i>	Temperatura, °C
$T_c$	Temperatura de condensación, °C
$T_e$	Temperatura de evaporación, °C
<i>TI</i>	Indicador de temperatura
<i>TIC</i>	Control indicador de temperatura
<i>u</i>	Velocidad, m s <sup>-1</sup>
<i>U</i>	Coefficiente global de transferencia de calor, W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>
$U_Y$	Incertidumbre de las variables medidas
<i>UA</i>	Conductancia, W K <sup>-1</sup>
<i>VF</i>	Variador de frecuencia
<i>w</i>	Ancho del canal, mm
<i>WI</i>	Indicador de potencia eléctrica

---

$\dot{W}_c$	Potencia del compresor, W
$\dot{W}_{b,rr}$	Potencia de la bomba de recirculación, W
$\dot{W}_{b,s}$	Potencia de la bomba de disolución, W
$x$	Calidad de vapor
$X_{eq,ad}$	Concentración másica en amoniaco de equilibrio adiabático, salida del absorbedor
$X_{eq,d}$	Concentración másica en amoniaco de equilibrio diabático, salida del absorbedor
$X_{eq,dmax}$	Concentración másica en amoniaco máxima de equilibrio diabático, salida del absorbedor
$X_5$	Concentración másica en amoniaco, salida del absorbedor
$X_8$	Concentración másica en amoniaco, salida del generador
$X_{10}$	Concentración másica en amoniaco, entrada del absorbedor

### Símbolos griegos

$\alpha$	Difusividad térmica, $m^2 s^{-1}$
$\Delta\dot{Q}_{e(se)}$	Incremento de potencia frigorífica respecto ciclo de simple efecto, W
$\Delta T_{lm}$	Diferencia de temperaturas logarítmica media, °C
$\Delta T$	Diferencia de tempertauras, °C
$\Delta PI$	Indicador de diferencia de presión
$\Delta X$	Diferencia de concentración
$\Delta X_{lm}$	Diferencia de concentración logarítmica media
$\varepsilon$	Eficiencia
$\rho$	Densidad, $kg m^{-3}$
$\Phi$	Relación de áreas
$\Psi_H$	Multiplicador en fase homogénea para flujo bifásico en contracciones
$k$	Conductividad térmica, $W m^{-1} K^{-1}$
$\Lambda$	Paso de la corrugación, mm
$\mu$	Viscosidad dinámica, Pa s
$\nu$	Viscosidad cinemática, $m^2 s^{-1}$
$\eta_c$	Eficiencia isentrópica del compresor
$\eta_{elec}$	Eficiencia de producción eléctrica
$\eta_{hb}$	Eficiencia hidráulica de la bomba de disolución
$\eta_{mb}$	Eficiencia electro-mecánica de la bomba de disolución

- $\phi$  Ángulo de la corrugación, °  
 $\sigma$  Tensión superficial, N/m, Desviación típica

### Subíndices

- a* Absorbedor  
*ad* Adiabático  
*am* Vapor de amoniaco  
*AN27* Modelo de intercambiador ALFANOVA AN27  
*AN52* Modelo de intercambiador ALFANOVA AN52  
*c* Condensador, Caliente  
*cal* Calentamiento  
*d* Diabático, Disolución  
*e* Evaporador  
*eb* Ebullición  
*enf* Enfriamiento de vapor  
*eq* Condiciones de equilibrio  
*f* Frío  
*g* Generador de vapor  
*got* Gota  
*G* Gas  
*h* Alta presión (high)  
*i* Entrada (Inlet)  
*iny* Inyectores  
*l* Baja presión (low), Líquido  
*L* Líquido  
*lat* Latente, cambio de fase  
*ls* Líquido saturado  
*max* Máximo  
*min* Mínimo  
*o* Salida (Outlet)  
*p* Pared  
*real* Real  
*rc* Recuperador de calor  
*rr* Recirculación

<i>s</i>	Solución
<i>se</i>	Simple efecto
<i>sobre</i>	Sobrecalentamiento de vapor
<i>sub</i>	Subenfriador, Subenfriamiento
<i>TP</i>	Flujo bifásico (Two-phase)
<i>v</i>	Vapor
<i>vs</i>	Vapor saturado
<i>cs</i>	Compresión isentrópica

**Superíndices**

<i>a</i>	Constante
<i>b</i>	Constante
<i>d</i>	Constante

# Capítulo 1

## Introducción

### 1.1. Interés por el tema

La utilización de combustibles fósiles para la producción de energía genera diversos contaminantes (CO, HC, NO<sub>x</sub>, partículas, compuestos de azufre y mercurio, etc.) y CO<sub>2</sub> que es uno de los gases culpables del efecto invernadero. Los países desarrollados son los grandes emisores de CO<sub>2</sub> a la atmósfera debido a su nivel de desarrollo que conlleva a una gran utilización de energía en el día a día. Si a esto le sumamos el rápido proceso de desarrollo que están llevando a cabo grandes países como India, China y Brasil, la producción de gases de efecto invernadero, CO<sub>2</sub> primordialmente, aumentará considerablemente. El desarrollo conlleva a una mayor utilización de equipos de refrigeración, sobre todo en los países más cálidos. Estos equipos suelen ser accionados mediante energía eléctrica, por lo tanto contribuyen al aumento de las emisiones de CO<sub>2</sub>. Además, la utilización de refrigerantes orgánicos halogenados produce la destrucción de la capa de ozono; debido a ello muchos de estos refrigerantes han sido prohibidos o están en proceso de ser prohibidos. En la actualidad los refrigerantes naturales están cobrando importancia ya que su impacto sobre el medio ambiente es el natural o nulo, además de requerir un menor coste de producción.

En este marco, la tecnología de máquinas de absorción, cuyo ciclo más sencillo es el de simple efecto, véase Anexo 1, para refrigeración está generando gran interés debido a la posibilidad de utilizar calor a bajas temperaturas para la producción de frío. La posibilidad de usar calor residual o renovable, con bajo contenido exergético, en estas máquinas supondría un ahorro de energía primaria y una reducción de los gases de efecto invernadero. Además, esta tecnología utiliza disoluciones y refrigerantes naturales como fluidos de trabajo, siendo los más comunes H<sub>2</sub>O-LiBr y NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O. La

búsqueda de nuevos fluidos de trabajo para esta tecnología, que obtengan mejores resultados que los ya existentes, es uno de los focos de interés. Entre estos nuevos fluidos de trabajo aparece la disolución  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  que tiene cualidades de sobra para ser una alternativa al  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ , ya que obtiene mejoras en el rendimiento del equipo como se ha demostrado en Heard *et al.* (1996), Altamush (1997) y Da-Wen Sun (1998).

Una de las aplicaciones más desarrolladas de esta tecnología es la generación de frío a través de la recuperación de calores residuales de muchos procesos industriales, malgastados hasta ahora, aumentando el aprovechamiento de la energía liberada por los combustibles fósiles.

Otra aplicación es la refrigeración solar, en la que se aprovecharía una fuente de energía renovable, como es la energía solar, para producir frío. La simultaneidad de producción de calor solar y la de demanda de frío hace que esta aplicación tenga un interés creciente. Uno de los grandes problemas de esta aplicación es la variabilidad de esta fuente de energía, como por ejemplo en periodos nublados, amaneceres y atardeceres. Si a esto le unimos que las máquinas de absorción de simple efecto no son capaces de producir frío, para aire acondicionado, con temperaturas menores a  $70\text{ }^\circ\text{C}$  para las condiciones atmosféricas de verano en España, Lecuona *et al.* (2009), esta aplicación necesitaría captadores solares de gran coste que pudieran producir temperaturas superiores a  $70\text{ }^\circ\text{C}$  durante todo el día. Aún así, incluso en periodos de gran irradiación, la utilización de menores temperaturas de funcionamiento supone un aumento del rendimiento de la instalación solar y una disminución de la inversión de mantenimiento, debido a una menor degradación de los materiales. Por ello, la posibilidad de que las máquinas de absorción funcionaran con temperaturas menores haría realmente interesante la aplicación solar. Incluso esa posibilidad proporcionaría un mayor aprovechamiento fuentes de calor residual o al aprovechamiento de otras que hasta el momento no eran utilizadas. Una manera de conseguirlo es la integración en un mismo equipo, ciclos híbridos, de dos tipos de tecnologías de refrigeración, absorción y compresión mecánica, denominados comúnmente ciclos de absorción/compresión. Entre ellos, los ciclos híbridos de absorción potenciados con compresión mecánica de baja y alta presión parecen ser los ciclos más prometedores a la hora de bajar la temperatura de funcionamiento según los estudios de Morawetz (1989) y Sawada *et al.* (1993).

Otro de los problemas de la tecnología de absorción es el gran tamaño-coste de los equipos que hace que pierda competitividad frente a los equipos de refrigeración por



compresión mecánica, sobre todo en aplicaciones en equipos de pequeña capacidad de refrigeración. De entre todos los componentes de la máquina, el equipo de mayor tamaño es el absorbedor, donde se produce simultáneamente transferencia de calor y masa. La tecnología mayormente utilizada es la de absorbedores de película, basada en intercambiadores de tubo-carcasa. Varios autores han demostrado que el proceso de transferencia de masa es el que limita la transferencia de calor, además de otros problemas como la imperfección del mojado de toda la superficie de intercambio o la mala distribución del líquido. Esto provoca un aumento considerable del tamaño de estos equipos para una buena absorción. En los últimos años se ha estudiado una alternativa a estos absorbedores, los absorbedores adiabáticos, en la que se divide el proceso de transferencia de calor y de masa. Para ello la disolución se enfría en un intercambiador de calor denominado subenfriador antes de entrar en el absorbedor adiabático, donde es inyectada en forma de láminas o de gotas (spray si son de muy pequeño tamaño) para que haya una gran superficie de contacto líquido-vapor, lo cual mejora la transferencia de masa y hace que sea necesaria menos tamaño de absorbedor para poder alcanzar la saturación o equilibrio a la salida del absorbedor. Normalmente el factor de aproximación al equilibrio, que se definirá en los capítulos posteriores, ha sido utilizado para analizar la eficiencia de este tipo de absorbedores, Ryan (1994), Arzoz *et al.* (2005), Venegas (2001), Zacarías (2009). Por lo tanto, ambos procesos se producen separadamente aumentando la compacidad del conjunto del absorbedor. Debido a que es un proceso adiabático, el calor de absorción se acumula en la disolución, elevando su temperatura. Para poder obtener relaciones de absorción mayores es necesario disminuir esa temperatura, por lo tanto es necesario hacer recircular y enfriar gran parte de la disolución que sale del absorbedor, creando un circuito de recirculación.

Además, la tecnología más generalizada, hasta ahora, en equipos de absorción para el intercambio de calor son los intercambiadores de tubo-carcasa. Según Wang *et al.* (2007) la tecnología de intercambiadores de placas utiliza únicamente un 30% del área de intercambio y un 20 % del volumen de intercambio de los equipos de carcasa-tubo. La utilización de absorbedores adiabáticos con intercambiadores de placas puede producir una disminución considerable del tamaño de estos equipos según lo expuesto por Summerer *et al.* (1996), Flamensbeck *et al.* (1998) y Venegas (2001).

Por lo tanto el estudio de nuevas tecnologías para reducir tamaño de los equipos de absorción, ciclos que ayuden a aprovechar calor a menores temperaturas y la utilización

de nuevos fluidos de trabajo son varias de las líneas de investigación que quedan abiertas para la mejora de esta tecnología.

La investigación de esta Tesis entra dentro del marco de proyectos financiados por el Ministerio de Ciencia e Innovación mediante el proyecto Aplicación a la disolución de nitrato de litio-amoniaco ENE-2005-08255-CO2-O2 y el proyecto Frío solar integrando absorción avanzada con electricidad ENE-2009-11097.

## 1.2. Objetivos

Los objetivos generales de esta Tesis son:

- Búsqueda y evaluación de ciclos de absorción que permitan utilizar muy bajas temperaturas de generación, menores de 75 °C para aire acondicionado en condiciones climáticas de verano en España.
- Exploración de las posibilidades de la disolución nitrato de litio-amoniaco en ciclos avanzados.
- Evaluación experimental de intercambiadores de placas como componentes en máquinas de absorción con la disolución nitrato de litio-amoniaco, en especial para los nuevos ciclos, tanto para flujos monofásicos como generadores de vapor.
- Evaluación experimental de los absorbedores adiabáticos por spray como alternativa a otros tipos de absorbedores.
- Demostrar la compatibilidad de estas dos tecnologías tanto en ciclos de simple efecto como en los ciclos avanzados.
- Estudio mediante una simulación termodinámica de la recirculación de disolución a través del absorbedor y el grado o factor de aproximación al equilibrio en ciclos con absorbedores adiabáticos.

Para alcanzar estos objetivos generales es necesario cumplir objetivos parciales:

- Búsqueda en la bibliografía de ciclos híbridos de absorción/compresión que cumplan el requisito de trabajar con temperaturas inferiores a las normales del ciclo de simple efecto.
- Simulación termodinámica detallada de estos ciclos para predecir sus actuaciones, comparación y determinación del ciclo que presente mejores características.
- Demostración de la viabilidad termodinámica y el interés medioambiental de estos ciclos mediante simulaciones.

- Caracterización térmica en flujo monofásico de algunos de los intercambiadores de placas de la instalación experimental con la disolución nitrato de litio-amoniaco.
- Comprobación de correlaciones para caracterizar térmicamente intercambiadores de placas en flujo bifásico con la disolución nitrato de litio-amoniaco.
- Determinación experimental del grado o factor de aproximación al equilibrio de los absorbedores adiabáticos de spray.
- Determinación experimental de los coeficientes de transferencia de masa de la absorción adiabática por spray.
- Estudio del efecto del cambio de concentración de la disolución en la absorción adiabática por spray.
- Estudio mediante simulación termodinámica del efecto de dos de los parámetros de mayor importancia de los absorbedores adiabáticos, la recirculación de disolución y el factor de aproximación al equilibrio adiabático, en los ciclos de absorción.

### **1.3. Estructura de la Tesis**

La presente Tesis se compone de 7 capítulos y 2 anexos.

El Capítulo 1 ha servido para mostrar el interés en el tema y a partir de ello justificar los objetivos de la Tesis. Por último se muestra en este mismo apartado la estructura de este trabajo.

En el Capítulo 2 se muestra la revisión bibliográfica enfocada a cada uno de los temas tratados en esta Tesis: ciclos híbridos absorción/compresión, disolución nitrato de litio-amoniaco, absorbedores adiabáticos e intercambiadores de placas en flujo monofásico y bifásico.

La simulación detallada de los ciclos híbridos que permiten el uso de temperaturas de generación bajas ha sido llevada a cabo en el Capítulo 3. En él, se analizan las características de funcionamiento interno y externo de estos ciclos, evaluando su interés medioambiental. Por último se determina cuál de los ciclos simulados presenta mejores cualidades.

La instalación experimental se presenta en el Capítulo 4, mostrando el funcionamiento, control, modo de adquisición y almacenamiento de datos. Además se presenta la instrumentación para medir cada una de las variables termodinámicas utilizadas en dicha instalación, mostrando la incertidumbre de cada uno de los medidores.

En el Capítulo 5 se muestra en primer lugar cómo fueron llevadas a cabo las mediciones experimentales. A continuación se exponen los resultados obtenidos experimentalmente desglosados en 4 apartados: evaluación de intercambiadores de calor de placas en flujo monofásico, evaluación de esos intercambiadores en flujo bifásico, evaluación del absorbedor adiabático de spray, acabando con los resultados globales del compresor termoquímico para ciclos híbridos de absorción/compresión. En el apartado de evaluación de intercambiadores de placas en flujo monofásico se caracteriza térmicamente el recuperador de calor. En el caso de flujo bifásico se analizan los resultados experimentales en el generador de vapor comprobando correlaciones ya existentes y proponiendo nuevas correlaciones que tengan en cuenta el cambio de concentración de la disolución. En el tercer apartado se determina experimentalmente el

factor de aproximación al equilibrio adiabático y el coeficiente de transferencia de masa. También se estudia como varía la absorción por spray con el cambio de la concentración de la disolución. Por último se realiza una comparación de los resultados experimentales del compresor termoquímico respecto de los resultados de la simulación.

En el Capítulo 6 se muestra, mediante una simulación, cómo afectan al comportamiento del ciclo la variación de la recirculación a través del absorbedor adiabático y el factor de aproximación al equilibrio adiabático.

Para finalizar, en el Capítulo 7 se muestran las conclusiones de esta Tesis, propuestas y líneas de trabajo futuras que se pueden desarrollar a partir de este trabajo.

# Capítulo 2

## Revisión bibliográfica

En este capítulo se muestran los trabajos que han servido de base para el desarrollo de esta Tesis. La revisión bibliográfica se ha dividido en las 4 líneas de estudio de este trabajo, es decir, disolución  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ , ciclos híbridos absorción/compresión, intercambiadores de placas en flujo monofásico y bifásico y por último absorbedores adiabáticos de spray.

El ciclo básico de absorción, ciclo de simple efecto se explica en el Anexo 1 donde aparecen los componentes fundamentales de este tipo de ciclo: absorbedor, condensador, evaporador, generador de vapor y recuperador de calor.

### 2.1. Disolución nitrato de litio-amoniaco ( $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ )

El amoniaco es un gas incoloro a presión atmosférica con un olor muy penetrante. Se encuentra en la naturaleza debido a que se produce por descomposición de la materia orgánica. De igual manera se puede producir industrialmente mediante el método Haber-Bosch. Aparte de otras utilidades, como pueden ser abonos y limpieza, el amoniaco se utiliza como refrigerante en procesos de refrigeración de alimento, entrando dentro del grupo de refrigerantes naturales (R717) (IIAR, 1993). El inconveniente del amoniaco es que es una sustancia tóxica que produce efectos nocivos en el organismo humano por inhalación, contacto con la piel e ingestión, a partir de concentraciones superiores a 100 p.p.m., provocando problemas aún mayores a concentraciones mucho más elevadas (300 p.p.m.).

El nitrato de litio es una sal inorgánica incolora que tiene gran afinidad por el agua y el amoniaco. La unión de esta sal con el amoniaco produce la disolución nitrato de litio-

amoníaco estudiada y utilizada en ciclos de refrigeración por absorción, en los que el amoníaco es el refrigerante y el nitrato de litio el absorbente. Los primeros experimentos publicados con esta disolución en ciclos de absorción fueron realizados por Berestneff (1938). Unas décadas después Chinnappa (1961) proporcionó más datos sobre el equilibrio de la disolución. Con posterioridad el sistema de absorción con esta disolución fue estudiado en un programa de investigación (1968-1971) en el Instituto de Refrigeración de la Delft University of Technology (Holanda). Este programa se detuvo, aparentemente debido a la aparición de problemas en el absorbedor. A partir de este programa Infante Ferreira (1984b) desarrolló la formulación de las propiedades termodinámicas de la disolución, siendo su formulación la que actualmente se emplea con mayor frecuencia. En la tesis de Infante Ferreira (1985) se realiza un estudio y comparación de diferentes fluidos de trabajo, entre los que aparece el  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ , y un análisis de las ventajas e inconvenientes y rangos de aplicación de cada uno de ellos. Otra de las formulaciones de las propiedades de la disolución de nitrato de litio-amoníaco fue aportada por Aggarwal y Agarwal (1986) después de haber realizado un estudio de absorbentes para refrigeración solar por absorción (Aggarwal *et al.*, 1985).

A partir de la aparición de las primeras formulaciones de las propiedades termodinámicas de la disolución se han producido gran número de estudios técnicos y económicos de su uso como fluido de trabajo en ciclos de absorción. En Best *et al.* (1991a, 1991b, 1991c) se analizó su funcionamiento como bomba de calor, tanto para enfriamiento como calentamiento. Altamush (1994) analizó las temperaturas óptimas para generación y evaporación. También se ha analizado su rendimiento mediante diversas fuentes de energías renovables como geotérmica, Ayala *et al.* (1994), y solar, Infante Ferreira (1995), Antonopoulos y Rogdakis (1996) y Rivera *et al.* (2003). Varios autores continuaron el trabajo realizado por Infante Ferreira e hicieron comparaciones con otros fluidos de trabajo en ciclos de absorción, en concreto con aquellos que tienen como refrigerante amoníaco: amoníaco-agua, Heard *et al.* (1996) y también amoníaco-tiocianato de sodio, Altamush (1997), Da-Wen Sun (1998) y Antonopoulos y Rogdakis (1996). Todos estos estudios coinciden en que la disolución nitrato de litio-amoníaco en ciclos de absorción, debido a la no necesidad de torre de rectificación, es interesante y además obtiene mejor comportamiento que la disolución amoníaco-agua.

El uso de la disolución en ciclos de absorción de doble y triple etapa ha sido estudiado y analizado por Venegas *et al.* (2002).



Los procesos de transferencia de masa y calor han sido analizados para absorbedores de tipo verticales tubulares de burbuja por Infante Ferreira (1984a y 1985) con nitrato de litio-amoniaco. La disolución también ha sido analizada en absorbedores de tipo adiabático teóricamente, Venegas *et al.* (2005) y experimentalmente Zacarías (2009). También ha sido estudiada experimentalmente en absorbedores de placas por Oronel *et al.* (2008). El flujo bifásico que tiene lugar en los generadores de vapor de los ciclos de absorción también ha sido analizado para esta disolución, en tubo vertical por Rivera *et al.* (1999 y 2000) como parte de un generador de vapor de tubo-carcasa y en un generador de vapor de placas por Zacarías (2009).

Aparte de la formulación de Infante Ferreira del equilibrio de la disolución, en los últimos años Libotean *et al.* (2007) proporcionaron una nueva formulación del equilibrio P-T-X y también Libotean (2008) aportaron las correlaciones de las propiedades termodinámicas de densidad, calor específico y viscosidad dinámica.

Esta disolución también ha sido estudiada teórica y experimentalmente en un ciclo híbrido absorción/compresión por Ayala *et al.* (1997 y 1998) respectivamente.

Debido a que uno de los componentes de la disolución es amoniaco, el uso de cobre en instalaciones de absorción con este fluido de trabajo es imposible puesto que el amoniaco corroe el cobre. Respecto a la corrosividad de esta disolución en acero al carbón y acero inoxidable, Heard *et al.* (2003) realizaron un estudio y concluyeron que ambos materiales eran aptos para la construcción de máquinas de absorción de nitrato de litio-amoniaco.

## 2.2. Ciclos híbridos absorción/compresión

Los ciclos de absorción/compresión se pueden clasificar en 4 subgrupos según Morawetz (1989):

- 1) Bomba de calor de absorción/compresión con compresión mecánica de vapor entre absorbedor y generador. Configuración en paralelo. Figura 2.1a).
- 2) Bomba de calor de absorción/compresión con compresión mecánica entre los niveles de baja y alta presión de una bomba de calor de absorción. Configuración en paralelo. Figura 2.1b).
- 3) Bomba de calor de absorción/compresión con aumento de presión en el nivel de baja presión de una bomba de calor de absorción (low pressure compressor o ciclo de absorción potenciado con compresión mecánica de baja presión). Configuración en serie. Figura 2.2a).
- 4) Bomba de calor de absorción/compresión con aumento de presión en el nivel de alta presión de una bomba de calor de absorción (high pressure compressor o ciclo de absorción potenciado con compresión mecánica de alta presión). Configuración en serie. Figura 2.2b).

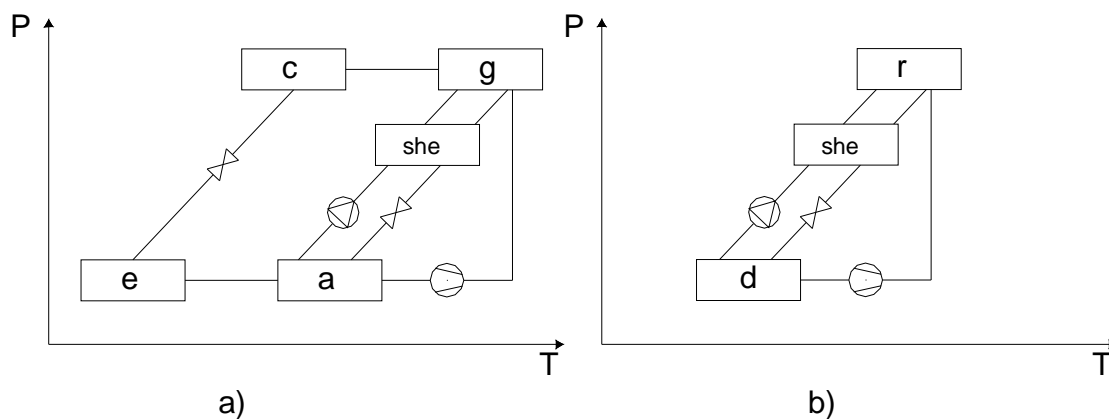


Figura 2.1 Configuración en paralelo de absorción/compresión a) Bomba de calor de absorción/compresión con compresión mecánica de vapor entre absorbedor y generador b) Bomba de calor de absorción/compresión con compresión mecánica entre los niveles de baja y alta presión de una bomba de calor de absorción. (d) desorbedor, (r) resorbedor.

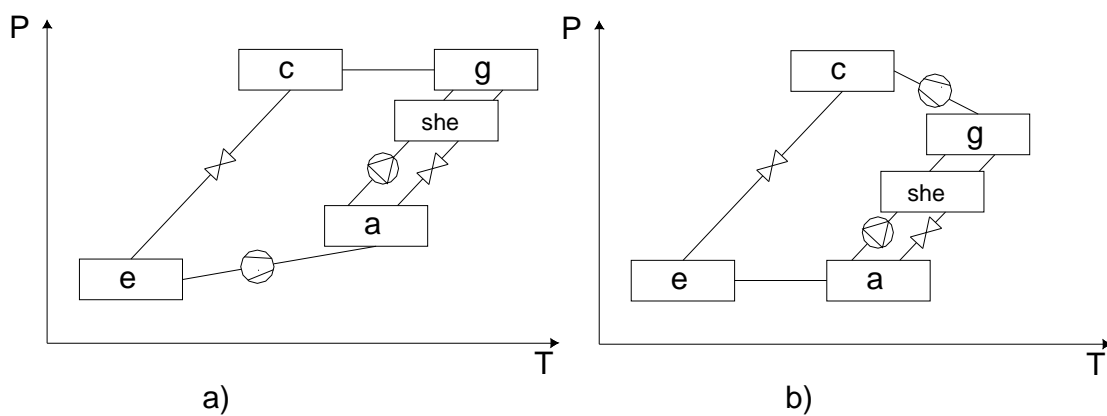


Figura 2.2 Configuración en serie de absorción/compresión a) Ciclo de absorción potenciado con compresión mecánica de baja presión. b) Ciclo de absorción potenciado con compresión mecánica de alta presión.

La primera publicación en la que se emplea la combinación de procesos de compresión y absorción es la patente alemana de Osenbrueck (1895). Las ideas básicas y varias combinaciones fueron desarrolladas en la década de los 50 por Altenkirch

(1950 y 1951) y Altenkirch *et al.* (1956). En la década de los 80 varios autores realizaron trabajos teóricos comparando con bombas de calor convencionales, Nowotny (1979), Mucic (1984), Hodget y Friedel (1982), Pourreza-Djourshari y Radermacher (1987). En la década de los 80 también se realizaron algunas instalaciones experimentales de pequeña escala como Bercescu *et al.* (1983) y Stokar y Treep (1985). También se estudiaron máquinas precomerciales como es el caso de Mucic (1984) y Malewski (1983). La gran mayoría de estos trabajos se refieren a ciclos híbridos en configuración en paralelo, exceptuando Malewski.

A continuación se detallará la revisión bibliográfica de los ciclos híbridos que según la literatura permiten reducir la temperatura de trabajo. En este caso los dos ciclos de la configuración en serie, ciclos de absorción potenciados con compresión mecánica de alta y de baja presión, parecen tener cualidades para ello según Morawetz (1989). En principio, debido a la disminución de la presión del generador, parecería que el ciclo potenciado con compresión de alta presión es el único que serviría para disminuir la temperatura de generación. Sin embargo, debido a que en ambos casos la introducción de un compresor hace disminuir el salto de presión que tiene que proporcionar el compresor termoquímico, la máquina se comporta de la misma manera tanto si el compresor mecánico se encuentra en la línea de alta y de baja presión. Es decir, la máquina se flexibiliza, por lo tanto la temperatura de activación disminuye si se mantienen el resto de temperaturas constantes.

### **2.2.1. Ciclo de absorción potenciado con compresión mecánica de baja presión (low pressure compression)**

El compresor se sitúa entre el evaporador y el absorbedor en la línea de vapor refrigerante, en serie al circuito. Todo el vapor es primeramente comprimido por el compresor mecánico y a continuación por el compresor termoquímico, por lo que se podría hablar de doble etapa. El primer trabajo publicado de este esquema es una nota técnica de Costello (1975) en la que comenta el potencial de este esquema para el aprovechamiento de energía solar gracias a la utilización de trabajo mecánico. Comenta cómo el precio de la instalación solar bajaría al poder utilizar colectores solares de baja temperatura.

Según Morawetz (1989) se puede utilizar menor temperatura de generación a cambio de menor *COP* y mayor inversión inicial, ya que se añade un compresor, que en un ciclo de simple efecto.

El fundamento de este esquema ha sido explicado ampliamente por Boer *et al.* (1998) existiendo 3 posibilidades de mejora respecto al ciclo de simple efecto:

- Si se mantienen constantes las temperaturas de evaporación, generación y condensación aumenta la presión de absorción y por lo tanto se ayuda a que el proceso de absorción sea igual a mayor temperatura.
- Para una temperatura de evaporación, condensación y de absorción constantes y misma potencia frigorífica se puede reducir la temperatura del generador.
- Si se mantienen constantes las temperaturas de absorción, generación, evaporación y condensación se aumenta la potencia frigorífica.

El ciclo fue simulado para la disolución amoníaco-agua por Sawada *et al.* (1993). Este estudio revela que aumentando la potencia del compresor la temperatura del fluido externo al generador disminuye para producir la misma potencia que el ciclo de simple efecto. En este trabajo se muestra como con unas relaciones de compresión de hasta un máximo de 2 es posible disminuir la temperatura de generación hasta más de 25 °C manteniendo la potencia frigorífica del ciclo de simple efecto, en las mismas condiciones. En este trabajo se comenta como con el ciclo híbrido se podría trabajar con temperaturas de generación entre 60 y 80 °C dependiendo del salto de presión proporcionado por el compresor, para temperaturas de condensación de 40 °C y evaporación de 5 °C, cuando en esas condiciones la máquina de simple efecto empezaría a producir frío cerca de 90 °C. Una modificación del ciclo básico fue patentado por Malewski *et al.* (1985) separando la compresión en dos etapas. Este ciclo fue usado en la industria para bajas temperaturas de refrigeración por los fabricantes de máquinas de absorción Borsig y Linde en Alemania.

Con posterioridad varios estudios teóricos se han realizado con el compresor en la línea de baja presión en ciclos de absorción GAX (generator-absorber-exchange) con amoníaco-agua, Kang *et al.* (2003), encontrando un aumento de *COP* de un 26 % si se mantienen el resto de temperaturas constantes o la posibilidad de utilizar una temperatura de evaporación 30 grados inferior al GAX simple. Ramesh Kumar y Udayakumar (2007 y 2008a) también trabajaron con el ciclo GAX y comentaron la posibilidad de utilizar fuentes de energía a menor temperatura con respecto al GAX simple. Recientemente Ramesh Kumar y Udayakumar (2008b) compararon ese mismo ciclo utilizando como fluidos de trabajo las disoluciones de amoníaco-agua, nitrato de

litio-amoniaco y amoniaco-tiocianato de sodio. El resultado de este trabajo demuestra que el nitrato de litio-amoniaco es la disolución con mejor rendimiento para este ciclo, encontrando un *COP* máximo superior a 1,3 mientras que para amoniaco-tiocianato de sodio es aproximadamente 1,25 y el de amoniaco-agua es de 1,1.

Otro estudio, pero en este caso para calefacción mediante calor aportado por una caldera fue llevado a cabo por Nogués (2001). El fluido de trabajo del ciclo híbrido es la mezcla MeOH-TEGDME. Se realiza una optimización de la relación de compresión mediante el *PER*, relación de energía primaria, llegando a la conclusión de que el valor óptimo se sitúa entre 3 y 4. En este mismo trabajo se comenta como con la variación de la temperatura de evaporación desde  $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$  a  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$  cambia la relación óptima de compresión desde 2,5 hasta 4,4, con temperatura del generador a  $150\text{ }^{\circ}\text{C}$  y las temperaturas de condensación y absorción a  $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

En ningún caso se ha encontrado ninguna instalación experimental de ciclo de absorción potenciado con compresión mecánica de baja presión. La gran mayoría de trabajos están realizados con la disolución amoniaco-agua.

### **2.2.2. Ciclo de absorción potenciado con compresión mecánica de alta presión (high pressure compression)**

En este caso el compresor se sitúa entre generador y condensador. Gran parte de los trabajos simulados en el apartado anterior también incluyen la simulación del ciclo de absorción potenciado con compresión mecánica de alta presión como son el caso de Morawetz (1989) y Sawada (1993). El fundamento de este ciclo se comenta en ambos trabajos:

- Si se mantienen constantes las temperaturas de condensación, absorción y evaporación se disminuye la temperatura de generación para mantener constante la potencia frigorífica.
- Si se mantienen constantes las temperaturas de generación y evaporación se aumenta la temperatura de condensación, posibilitando la condensación a altas temperaturas, de gran utilidad para bombas de calor para calentar. (Amplificador de calor).
- Si se mantienen las 4 temperaturas constantes se aumenta la potencia frigorífica.

En los ciclos GAX fue estudiada la inserción del compresor mecánico en el circuito de alta presión, Kang *et al.* (2003). Los ciclos estudiados estaban enfocados a obtener un amplificador de calor obteniendo mayores temperaturas a la salida del absorbedor y bajar la temperatura de generación, en este caso se redujeron las temperaturas desde 195 °C hasta 165 °C para una misma potencia frigorífica y aumentando el *COP* de 1 a 1,2. Ambos resultados fueron satisfactorios.

### **2.2.3. Otros ciclos de AD/ABsorción potenciados con compresión mecánica de baja y de alta presión**

Otros ciclos de absorción potenciados con compresión de baja presión como es el caso analizado por Boer *et al.* (1998) que simuló un ciclo de doble efecto con compresor en la línea de baja presión con las disoluciones metanol-TEGDME y TFE-TEGDME. Este trabajo comparó los resultados con un ciclo de doble efecto de agua-bromuro de litio encontrando un aumento de *COP* con ambas disoluciones y la posibilidad de aumentar temperatura de absorción y condensación, pudiendo ser enfriados por aire o bien utilizar menor temperatura de generación.

Otro estudio teórico de máquina de absorción de triple efecto con agua-bromuro de litio fue realizado por Kim *et al.* (2002). En este trabajo se probó el posicionamiento del compresor en alta, media y baja presión para la obtención de menor temperatura de generador de alta que evite la corrosión del generador, debido a la disolución a altas temperaturas. El mejor rendimiento para bajar la temperatura se obtiene con el compresor en el circuito de baja presión obteniendo un descenso de 40 °C en la temperatura del generador con un 3-5% de potencia frigorífica producida por energía mecánica. En este trabajo se comentan los problemas que acarrea el ciclo híbrido como son el aceite de lubricación del compresor, sobrecalentamiento del vapor en el compresor y alto volumen específico en la entrada del compresor en el caso de vapor de agua.

Herold *et al.* (1991) realizaron un estudio de ciclos de absorción de doble efecto combinados con sobrealimentador de presión en la línea de alta presión en varias disposiciones. Este trabajo tenía como finalidad la utilización más eficiente de los gases de escape de un motor de combustión interna. Este ciclo fue simulado con la disolución agua-bromuro de litio. En este estudio se comenta la necesidad de utilizar compresores que no introduzcan aceite en el circuito (*oil-free*) siendo la eficiencia de estos

compresores baja y además de alto coste, para el caso de vapor de agua, de muy baja densidad. Una de las conclusiones es que la tecnología existente por aquel entonces hacía que este tipo de ciclos, con gran potencial desde el punto de vista termodinámico, perdiera interés desde el punto de vista económico.

Otro método para alcanzar los tres niveles de presión es la utilización de un eyector de doble fase en vez de un compresor como se comenta en los trabajos de Srihirin *et al.* (2001) y Ziegler (2002). Esto se haría con un consumo nulo de energía mecánica pero el salto de presión vendría dado por las presiones de alta y baja, sin poder pues modificarlo.

El ciclo de adsorción potenciado con compresión mecánica de baja presión también ha sido analizado mediante una simulación por Banker *et al.* (2008) encontrando aumentos de *COP* y disminución de temperatura de generación.

#### **2.2.4. Ciclos híbridos con disolución nitrato de litio-amoniaco**

El único trabajo experimental de absorción/compresión realizado con la disolución nitrato de litio-amoniaco fue el realizado por Ayala *et al.* (1998) después de haber analizado el comportamiento del ciclo mediante una simulación, Ayala *et al.* (1997). El estudio corresponde a un ciclo de absorción/compresión con compresión de vapor entre absorbedor y generador, véase Figura 2.1a), por lo tanto, de tipo paralelo. Los estudios fueron llevados a cabo para cuantificar el ahorro energético al utilizar este ciclo híbrido en vez de uno de compresión mecánica. Los autores indicaron que el ciclo de absorción ayudaría a solventar el problema de picos de carga mientras que el funcionamiento frigorífico normal sería mediante el ciclo de compresión mecánica. En estos trabajos también se comentan las ventajas de la utilización del nitrato de litio-amoniaco para este tipo de ciclos. Los beneficios en comparación con la disolución amoniaco-agua son la no utilización de torre de rectificación, además de evitar perturbaciones en el compresor debido a la aparición de flujo bifásico causado por la cantidad de agua en el circuito de vapor de amoniaco. Un problema surge si parte del agua se acumula en el evaporador, sobre todo si es un evaporador inundado. Este problema ha sido extensamente analizado por Fernández-Seara y Sieres (2006).

Como se ha comentado anteriormente, en ciclos de absorción potenciados con compresión mecánica de baja y alta presión el fluido de trabajo comúnmente usado es amoniaco-agua. Las desventajas del agua-bromuro de litio en este tipo de ciclos fueron



comentadas por Kim *et al.* (2002), siendo el gran volumen específico del vapor de agua el problema de esta disolución, sobre todo en la línea de baja presión.

### 2.2.5. Compresores de amoníaco para ciclos híbridos

La tecnología de compresores de amoníaco está muy desarrollada pero incorporando lubricante, el cual no es compatible con los ciclos de absorción. Si se deja aparte la posibilidad de usar sistemas de filtrado de alta eficiencia, es necesario un compresor seco. Estos compresores podrían ser centrífugos, para tamaños grandes, del orden de cientos de kW, pero la baja masa molecular del amoníaco hace que aparezcan dificultades, Ventas *et al.* (2010a), especialmente a altas temperaturas a la salida.

Los compresores volumétricos movidos mecánicamente son una tecnología madura pero costosa, por el uso del amoníaco. Una alternativa prometedora son los compresores de pistón libres movidos electrodinámicamente, Kim *et al.* (2009). Permiten una estanqueidad total y su movimiento alternativo lineal es resonante, lo cual permite importantes relaciones de compresión. La ausencia de aceite hace que sea necesario un guiado radial que evite el contacto pistón/cilindro, lo cual se impone actualmente con membranas metálicas. Esta tecnología es actualmente objeto de gran atención por sus aplicaciones en el sector espacial y militar, aparte del nuclear y biológico, como se ha puesto de relevancia en la Internacional Conference of Compressors and Their Systems del Institute of Mechanical Engineers celebrada bianualmente.

Las eficiencias isentrópicas de estos compresores son elevadas, pues su funcionamiento se asemeja al de un compresor biela-manivela con válvulas automáticas, pero sin pérdidas mecánicas. Se han considerado eficiencias globales entorno a 0,7, Lee *et al.* (2001), pero es una tecnología en evolución. Como ejemplo, la marca LG ELECTRONICS<sup>®</sup> de Corea comercializa actualmente un frigorífico doméstico de compresión mecánica con tecnología LINEAR, habiendo alcanzado la categoría A++ de eficiencia energética.

### 2.3. Intercambiadores de placas en máquinas de absorción

Los intercambiadores de calor de placas, Plate Heat Exchangers o PHE, son un tipo de equipos de intercambio de calor usado para transferir el calor de un medio de mayor temperatura a otro de menor temperatura. Estos equipos se utilizan recientemente en gran cantidad de procesos industriales de transferencia de calor, sobre todo en intercambios de calor líquido-líquido.

En máquinas de absorción diabática (i.e. con procesos simultáneos de transferencia de calor y de masa), los intercambiadores de calor más usados hasta este momento son los intercambiadores de tubo-carcasa, según Srihirin *et al.* (2001). La superficie de intercambio de calor de un intercambiador de placas puede llegar a ser un 30 % de la superficie necesaria en un intercambiador de tubo-carcasa, siendo en el caso del volumen un 20 % del de tubo-carcasa según Wang *et al.* (2007). Por lo tanto, la utilización de esta tecnología en máquinas de absorción parece interesante.

El primer estudio experimental donde se utilizan intercambiadores de placas en aquellos elementos de intercambio de calor para equipos de absorción es el trabajo de Summerer *et al.* (1996) donde se comenta el potencial de reducción de tamaño de esta tecnología. Posteriormente el potencial de reducción de tamaño y coste con la utilización de este tipo de intercambiadores en máquinas de absorción fue analizado en el trabajo de Flamensbeck *et al.* (1998) tanto en el circuito de disolución como en el circuito de vapor refrigerante en intercambios de calor sin cambio de fase. En los últimos años Park *et al.* (2007) realizaron el estudio experimental y numérico de un recuperador de calor de placas de un sistema de absorción donde los autores demuestran que las placas tipo Chevron proporcionan mejor rendimiento de transferencia de calor que las placas en espiral.

Para poder caracterizar térmica y mecánicamente estos intercambiadores es necesario obtener tanto las correlaciones empíricas de transferencia de calor como las de pérdida de carga respectivamente.

El estudio de flujo bifásico de condensación y evaporación en intercambiadores de placas no es el objetivo de esta Tesis y por lo tanto se tomarán referencias de trabajos ya realizados, pues la condensación y evaporación de amoníaco puro es un tema bien

documentado actualmente. A continuación se hará una breve revisión bibliográfica de caracterizaciones térmicas y mecánicas de estos intercambiadores para mezclas binarias, tanto para intercambio de calor líquido-líquido como para líquido-mezcla bifásica debida a ebullición forzada.

### **2.3.1. Caracterización térmica de mezclas binarias en flujo monofásico**

La caracterización de flujo monofásico de sustancias puras está altamente desarrollada en intercambiadores de placas, por ejemplo Wang *et al.* (2007) realizan un resumen de estos trabajos; mientras que para mezclas binarias, como son las utilizadas en las instalaciones de refrigeración por absorción, la información es escasa. La peculiaridad de la mezcla utilizada en este trabajo, nitrato de litio-amoniaco, es la moderadamente alta viscosidad en comparación con la disolución amoniaco-agua. Sobre mezclas binarias utilizadas como fluidos de trabajo en sistemas de absorción Venegas *et al.* (2006), Gutiérrez (2009) y Joen *et al.* (2008) han realizado estudios con la disolución agua-bromuro de litio. Warnakulasuriya y Worek (2008a) han usado fluidos altamente viscosos, LZB<sup>TM</sup>, suministrados por la compañía Trane. Este último trabajo demuestra la necesidad de incluir en las correlaciones típicas de transferencia de calor la corrección por variación de viscosidad en la pared de la placa. Para el caso de la disolución de nitrato de litio-amoniaco se ha realizado un estudio con la misma instalación experimental de este trabajo, Zacarías (2009), utilizando esta corrección de viscosidad.

### **2.3.2. Caracterización térmica de mezclas binarias en flujo bifásico**

El generador es el elemento de la máquina donde se produce la ebullición forzada de parte del amoniaco de la disolución. El estudio del comportamiento de intercambiadores de placas para generación de vapor en mezclas binarias está poco desarrollado y hay muy poca información en la literatura.

El proceso de ebullición forzada puede ser de dos tipos: ebullición nucleada o ebullición convectiva, dependiendo de cuál de los dos procesos domina sobre el otro. La ebullición nucleada ocurre cuando el régimen de flujo se presenta como un flujo de burbujas medianas o grandes en forma de tapones, o incluso como un chorro de vapor delgado no uniforme. La transferencia de calor en este caso es a través de una mezcla

fuertemente agitada de líquido-vapor. La ebullición convectiva ocurre cuando existe una gran separación entre vapor y líquido y se forman grandes chorros de vapor, o incluso únicamente existiendo flujo de vapor en la zona central, por lo que en las paredes del conducto existe una película delgada de líquido. La transferencia de calor en este caso es por convección a través de la película delgada de líquido y después al flujo de vapor.

La peculiaridad de estas mezclas es el cambio de las propiedades de la fase líquida a medida que se hierve parte del componente más volátil (mezcla zeotrópica o no-azeotrópica). Esto hace que este proceso se complique con respecto de la evaporación de una sustancia pura. La diferencia de temperaturas entre el inicio de la ebullición y el final es conocida como deslizamiento (glide) de temperatura. En los sistemas de refrigeración, este deslizamiento de temperatura puede variar entre 2 y 20 K dependiendo del tipo de mezclas, Cheng y Mewes (2006). Se le considera una cualidad positiva, al permitir reducir el “pinch point”, o punto de pellizco, en definitiva, diferencia mínima de temperatura entre las dos corrientes, generalmente con sentido contrario de flujo. En Wadekar (1998) se resumen los trabajos sobre la ebullición de soluciones de sales. Aquí se comenta que la ebullición de la solución agua con sal es diferente de la de agua debido a las diferencias de la tensión superficial, características de mojado y la coalescencia de las burbujas. En este trabajo se comentan los resultados obtenidos por Najibi *et al.* (1996) del estudio de la ebullición de soluciones electrolíticas tanto en ebullición convectiva como ebullición nucleada. En este último trabajo se concluye que el coeficiente de transferencia de calor disminuye con el aumento de la concentración en sal de las soluciones para un mismo flujo de calor. En el trabajo de Wadekar (1997) se estudia también el efecto de la mezcla en soluciones con sales. En este trabajo se comenta como en parte la reducción del coeficiente de transferencia de calor es debido a efectos de la mezcla como en mezclas multicomponentes que contienen líquidos miscibles.

Los primeros trabajos encontrados en la literatura sobre ebullición intercambiadores de placas es el llevado a cabo por Táboas *et al.* (2005) y Táboas (2007) con la disolución amoníaco-agua. Se analiza cómo varía el coeficiente de transferencia de calor bifásico variando tanto el flujo de calor como el flujo másico. En este trabajo se utiliza la constante de Lockart Martinelli y el número de “Boiling”  $Bo$  para discriminar si la ebullición es nucleada o convectiva, siendo éste el criterio utilizado por Thonon *et al.* (1997) para sustancias puras, concluyendo que la evaporación del amoníaco se desarrolla en ebullición nucleada.

---

La ebullición forzada a alta temperatura de la disolución agua-bromuro de litio en un intercambiador de calor de placas ha sido analizada también por Marcos *et al.* (2009), en donde, conociendo las propiedades de la disolución, los autores dividen el intercambiador en dos zonas, una de calentamiento subenfriado y otra de ebullición forzada, sin etapa intermedia de ebullición subenfriada.

Muy recientemente se ha llevado a cabo un trabajo donde se han estudiado los parámetros que afectan a la ebullición forzada en intercambiadores de placas con la disolución nitrato de litio-amoniaco, Zacarías (2009). Tanto en este trabajo como en el de Marcos *et al.* (2009) la división de ambas regiones se hace cuando la temperatura media del fluido es igual a la de saturación. Todos los casos estudiados el trabajo de Zacarías (2009) fueron ebullición nucleada, obteniéndose gracias al criterio utilizado por Thonon *et al.* (1997). Una de las aportaciones de este trabajo es la obtención de una correlación que ajusta los datos experimentales con un error menor al 10 %. Esta correlación fue determinada para una única concentración de la disolución.

En este trabajo se pretende corroborar si esta correlación propuesta es válida para diferentes concentraciones de disolución a la entrada del generador.

## 2.4. Absorbedores adiabáticos

El absorbedor es el elemento de mayor tamaño en una máquina de simple efecto, según Herold *et al.* (1996). En el absorbedor diabático se producen dos fenómenos simultáneamente, que son la transferencia de calor (para evacuar el calor de absorción y dilución) y de masa (incorporación del vapor al seno de la disolución). Normalmente los intercambiadores de calor utilizados como absorbedores son los de película, tanto en configuración horizontal como vertical. Según Venegas (2001) el problema principal de los absorbedores de película es la mala distribución de la disolución y el escaso porcentaje de superficie mojada, pudiendo ser un 50 % de media según el trabajo de Jeong y Garimella (2002) y otras experiencias. Además, según lo expuesto en el trabajo de Ryan (1994) el proceso que controla la absorción en los absorbedores diabáticos (o diatermos) es la transferencia de masa, más concretamente la difusión molecular, por lo tanto el proceso de transferencia de calor también se ve disminuido.

Como se explica a continuación, la separación del proceso de transferencia de masa y de calor da lugar a una disminución del área de transferencia de calor. Una de las configuraciones más estudiadas es el absorbedor adiabático por gotas o láminas, en el que no hay transferencia de calor con el exterior. Para el funcionamiento de estos elementos es necesario el subenfriamiento de la disolución por debajo de la temperatura de equilibrio antes de entrar en el absorbedor, para ello se utiliza un intercambiador convencional de calor líquido-líquido. Una vez enfriada la disolución es atomizada en gotas pequeñas para absorber el vapor que proviene del circuito de vapor de refrigerante. Cuando la gota va absorbiendo vapor se produce un aumento de temperatura debido a que el vapor se convierte en líquido y al propio proceso de dilución de la disolución, por lo tanto siendo un proceso no isoterma. Debido al aumento de la temperatura, la gota deja de absorber al saturarse y por lo tanto es necesario bajar su temperatura. Es pues necesario recircular la disolución desde la salida del absorbedor hacia la entrada bajando de nuevo su temperatura para que pueda seguir absorbiendo. Summerer *et al.* (1996) analizó como variaban las diferencias de temperaturas logarítmicas medias del subenfriador de un ciclo de absorción adiabática con el número de recirculaciones para una máquina de bromuro de litio-agua. En este

trabajo se comenta como es necesario recircular más de 10 veces el caudal de disolución a través del absorbedor y como el coeficiente de transferencia de calor del sistema adiabático tiene que ser 2 o 3 veces superior al de absorción por película para poder ser competitivo con la absorción no diabática. Venegas (2001) realizó un estudio sobre la recirculación en absorbedores adiabáticos. En este trabajo se comenta como para mayores grados de subenfriamiento, diferencia de temperatura respecto de la saturación a una determinada presión, de la disolución en el subenfriador son necesarios menos recirculaciones para alcanzar una misma relación de absorción, siendo necesarias 8 recirculaciones para un subenfriamiento de 10 °C y algo más de 3 para 24 °C en el absorbedor de baja presión de un ciclo de doble etapa.

Los primeros trabajos de absorción en gotas, cuyos modelos son aún hoy utilizados, son los de Newmann (1931) y Kronig y Brink (1950). Uno de los primeros trabajos teóricos en donde se estudia el proceso de transferencia de masa en absorbedores adiabáticos de gotas con la disolución agua-bromuro de litio es el de Nakoryakov y Grigoreva (1977) en el que se expone como la transferencia de masa puede correlacionarse con los números adimensionales de Fourier ( $Fo$ ), de Lewis ( $Le$ ). Otros trabajos teóricos publicados para la misma disolución son los de Morioka *et al.* (1992) y Lu *et al.* (1998). Morioka *et al.* (1992) analizó numéricamente la absorción en gotas con recirculación interna, en las que se observa como la relación de absorción aumenta con la recirculación interna de la gota respecto de las gotas sin movimiento interno, comentando que el incremento se debe al número adimensional de  $Re$  y el tiempo de residencia. También Ryan (1994) realizó un estudio numérico de la absorción de gotas.

Los primeros estudios teóricos de la absorción con la disolución nitrato de litio-amoniaco fueron realizados en la última década por Venegas (2001). Este trabajo analiza la transferencia de masa y calor en gotas en procesos de absorción empleando disoluciones de amoniaco-agua, amoniaco-tiocianato de sodio y nitrato de litio-amoniaco. Una de las aportaciones más significativas de este trabajo es que el coeficiente de transferencia de masa en absorbedores adiabáticos mediante gotas dispersas de 60  $\mu\text{m}$ , mejora hasta en 100% respecto al tipo de absorción de película. Venegas *et al.* (2004) presentaron resultados simulados mediante el anterior trabajo del proceso de transferencia de masa en un absorbedor de spray refrigerado anteriormente por un intercambiador de calor de placas. Los resultados de transferencia se aproximan a los del modelo de Newman (1931). También se muestra como el tiempo en el que se

alcanza el equilibrio es inferior a un segundo para las gotas analizadas. Otro trabajo numérico de absorción en láminas de nitrato de litio-amoniaco y bromuro de litio-agua fue llevado a cabo por Acosta-Iborra *et al.* (2009). Según este estudio, la relación absorción en láminas con la disolución de nitrato de litio-amoniaco es mayor que con el bromuro de litio-agua para las mismas condiciones.

Los primeros resultados experimentales encontrados en la literatura para transferencia de masa en gotas son los realizados para la disolución bromuro de litio-agua por Paniev (1983), Burdukov *et al.* (1989) y Ryan (1995). En este último trabajo se analiza el rendimiento de la absorción mediante el factor de aproximación al equilibrio. Este parámetro se define como el cambio de concentración en el absorbedor adiabático medido experimentalmente entre el cambio de concentración que se hubiera producido en caso de llegar al equilibrio adiabático:

$$F = \frac{\Delta X_{real}}{\Delta X_{eq}} \quad (2.1)$$

La inclusión de esta tecnología ha sido realizada en una instalación experimental para mezclas binarias y ternarias de agua como refrigerante por Summerer *et al.* (1996) utilizando varios tipos de atomizadores. El parámetro usado para analizar el rendimiento de cada atomizador es el subenfriamiento final. En este trabajo se comenta que es posible la absorción a una altura de inyectores de hasta 100 mm. Otros trabajos experimentales con esta disolución son los de Arzoz *et al.* (2005) y Gutiérrez (2009). En este último trabajo se muestra cómo la absorción por lámina tiene mejor comportamiento que la absorción por gotas en caída libre.

El análisis con otra disolución acuosa con base de bromuro de litio fue llevado a cabo a partir de resultados experimentales por Warnakulasuriya y Worek (2006). En este trabajo se hace un análisis de la relación de absorción obtenida experimentalmente con distintos tipos de atomizadores y se compara con la predicción mediante el modelo de Newman (1931), encontrando gran semejanza con los resultados experimentales, pero siempre con relaciones de absorción superiores con el modelo teórico. También se comenta como el tamaño de la gota es un parámetro muy importante en la absorción, aumentando ésta con la disminución del diámetro de la gota. Además explica que el subenfriamiento inicial es positivo para el aumento de absorción, pero que el aumento es menor de lo esperado puesto que aumenta la viscosidad de la solución en el inyector y por lo tanto hace aumentar el tamaño de gota. Otra de las conclusiones de este trabajo es que cuando aumenta la velocidad de la gota, disminuye el tiempo de residencia y por



---

lo tanto la absorción. Pero al mismo tiempo aumenta el número de Reynolds y por lo tanto la circulación de la gota, lo que favorece la absorción. También Warnakulasuriya y Worek (2008a) realizaron un estudio de la formación de gotas, tamaño, a partir de diferentes inyectores para su uso en absorción. En este trabajo comparan los resultados experimentales de tamaño de gota con el obtenido mediante una ecuación empírica para atomizadores de tipo swirl expuesta en Lefebvre (1989), ajustando gratamente los diámetros de gota encontrados experimentalmente. En este trabajo también se comenta como el aumento de la viscosidad sobre todo afecta al ángulo de inyección, disminuyéndolo con el aumento de la viscosidad y, con ello, aumentando la velocidad de la gota. Este aumento de velocidad conlleva una disminución de la absorción. Otra de las importantes conclusiones de este trabajo es que la transferencia de masa es hasta 4 veces superior que la de un sistema de absorción diabática.

La gran diferencia del agua-bromuro de litio respecto de otras disoluciones como amoniaco-agua y nitrato de litio-amoniaco es la atomización. Es decir, las presiones en absorbedores con las disoluciones de amoniaco son bastante mayores, por lo tanto permite el uso de diferentes tipos de inyectores y mayor atomizado de las gotas. Zacarías (2009) ha realizado un estudio experimental con este tipo de absorbedores. En este trabajo se analizan varios atomizadores y a varias alturas de inyección con la disolución nitrato de litio-amoniaco. Los atomizadores estudiados son cono sólido, cono hueco, lámina y niebla. Los mejores resultados fueron obtenidos para el atomizador de niebla. Respecto a la altura del absorbedor las tres alturas de atomizado probadas, 165 mm, 205 mm y 225 mm se encuentra que para 165 mm tanto el factor de aproximación al equilibrio como el coeficiente de transferencia de masa disminuyen mientras que para las otras dos alturas se obtienen resultados semejantes.

## 2.5. Conclusiones del capítulo

Una vez expuestos los trabajos realizados hasta el momento por temas de destacado interés, se van a exponer las líneas de investigación que quedan por desarrollarse y que se van a tratar en esta Tesis.

Los ciclos de absorción potenciados con compresión mecánica de baja y de alta presión parecen ofrecer potencial suficiente, disminuciones de temperatura de trabajo con bajas relaciones de compresión, para aprovechar al máximo la energía solar en instalaciones de frío solar o aprovechar calor residual a muy baja temperatura. Según la información encontrada en la literatura abierta existen dos problemas principales en la utilización de estos ciclos híbridos: por un lado los rendimientos exigüos y, por ahora, precios altos de los compresores para estas máquinas y por otro lado, los problemas relacionados con los fluidos de trabajo, al menos para simple efecto. El problema de la disolución agua-bromuro de litio en la configuración de simple efecto se debe al alto volumen específico del vapor de agua haciendo el compresor de gran tamaño y por lo tanto aumentado de manera considerable su coste. Mientras, el problema de la disolución amoniaco-agua se debe al remanente de agua que queda en el vapor de amoniaco. Podría provocar perturbaciones o daños mecánicos en el compresor, además del menor *COP* debido a la utilización de rectificador. Por lo tanto parece que el nitrato de litio-amoniaco podría ser una alternativa a estas disoluciones. Respecto a la tecnología de compresores parece que ésta ha avanzado en los últimos años y no parece ser un escollo difícil de solventar.

El estudio de las actuaciones de estos ciclos con la disolución nitrato de litio-amoniaco mediante un modelo numérico parece ser un punto de partida interesante.

La reducción del tamaño y coste de estas máquinas haría más competitiva esta tecnología frente a la de compresión mecánica. La reducción del tamaño de los elementos de esta máquina conllevaría una reducción de coste y también mejoraría la adaptabilidad en aplicaciones con falta de espacio. Como se ha comentado, en los últimos años se ha incorporado la utilización de intercambiadores de placas a los elementos de intercambio de calor. El uso de esta tecnología para intercambio de calor líquido-líquido está más desarrollado, aunque se necesita más información acerca del

---

rendimiento para fluidos de trabajo de sistemas de absorción. En concreto, para la disolución nitrato de litio-amoniaco existen muy pocos resultados experimentales sobre su comportamiento. Mientras, el uso como generador de vapor está especialmente poco desarrollado y sólo existe una correlación para caracterizar la transferencia de calor en la literatura para la disolución nitrato de litio-amoniaco, desarrollada en la misma instalación experimental de esta Tesis. La comprobación y mejora de esta correlación a diferentes concentraciones podría ayudar a guiar a posteriores caracterizaciones con otras mezclas binarias.

El absorbedor adiabático también parece constituirse como una tecnología que permite disminuir el tamaño de los sistemas de absorción. Parece necesario seguir el desarrollo y la investigación experimental de este tipo de absorbedores intentando dilucidar cuáles son los parámetros que afectan al proceso de transferencia de masa. Además es necesario hacer un estudio del número óptimo de recirculaciones y hacer una comparación de su rendimiento con la de un absorbedor convencional no adiabático.

Por lo tanto, el estudio tanto simulado numéricamente como experimental de los ciclos de absorción potenciados con compresión mecánica de baja y alta presión con la disolución nitrato de litio-amoniaco con nuevas tecnologías, absorbedor adiabático e intercambiadores de placas, permitirá comprobar la aplicabilidad de éstas para este tipo de ciclos híbridos.



# Capítulo 3

## Ciclo de absorción potenciado con compresión mecánica de alta y de baja presión

### 3.1. Introducción

En el presente capítulo se va a realizar un estudio mediante una simulación termodinámica de los ciclos de absorción potenciados con compresión mecánica de alta y de baja presión. La simulación se llevará a cabo con la disolución nitrato de litio-amoniaco mediante un modelo termodinámico que incluye las ecuaciones de los intercambiadores, es decir, el ciclo se calcula a partir de las temperaturas y los caudales de los fluidos externos. Con dicha simulación se analizará el comportamiento de ambos ciclos para bajas temperaturas de generación. También se hará una comparación con las prestaciones proporcionadas por la máquina de absorción de simple efecto en las mismas condiciones de trabajo.

### 3.2. Propiedades termodinámicas

Las propiedades termodinámicas de la disolución amoniaco/nitrato de litio utilizadas en este capítulo se obtienen mediante las correlaciones propuestas por Infante Ferreira (1984b). Estas propiedades han sido utilizadas por muchos autores a la hora de realizar simulaciones como en el caso de Wang *et al.* (1998), Altamush *et al.* (1994, Ayala *et al.* (1997) demostrando su fiabilidad.

### 3.3. Descripción de los ciclos de absorción potenciados con compresión mecánica de alta (hcb) y de baja presión (lcb)

La Figura 3.1 y la Figura 3.2 muestran los esquemas de los ciclos de absorción potenciados con compresión de alta y baja presión respectivamente. El compresor termoquímico es similar en ambos ciclos y es semejante al de un ciclo de absorción de simple efecto. La disolución más concentrada en amoníaco sale del absorbedor (5) y es impulsada por la bomba de disolución (6) hasta la presión del generador ( $P_g$ ). A continuación, es calentada mediante la disolución poco concentrada en amoníaco en el recuperador de calor. Una vez calentada en el recuperador entra en el generador de vapor (7) donde produce vapor de amoníaco mediante un fluido externo a mayor temperatura. A la salida del generador, el vapor de amoníaco se dirige al circuito de vapor (1) mientras que la disolución poco concentrada en amoníaco es separada y se dirige al recuperador de calor (8). Una vez enfriada en el recuperador de calor (9), pasa a través de la válvula de disolución para bajar su presión hasta la presión del absorbedor ( $P_a$ ). En este punto (10) la disolución entra en el absorbedor donde absorbe el vapor proveniente del circuito de vapor. La diferencia entre ambos ciclos es la colocación del compresor mecánico en el circuito de vapor. En ambos, el proceso de absorción se lleva a cabo mediante un absorbedor no adiabático.

#### - **Compresión mecánica de alta presión:**

El vapor de refrigerante proveniente del generador (1) es comprimido aumentando su presión hasta la de condensación (1c). A esta presión ( $P_c$ ) el refrigerante es condensado (2) en el intercambiador de calor mediante un fluido a menor temperatura. Una vez condensado, el refrigerante disminuye su presión hasta la presión del evaporador que es semejante a la del absorbedor ( $P_e = P_a$ ) al pasar a través de una válvula de expansión (3). A esta presión se evapora (4) y se obtiene calor útil al enfriar un fluido externo. Una vez evaporado se dirige al absorbedor para ser absorbido por la disolución, cerrando de esta manera el ciclo.

#### - **Compresión mecánica de baja presión:**

El vapor de refrigerante proveniente del generador se condensa (2) a la presión de condensación que es semejante a la del generador de vapor ( $P_c = P_g$ ). Una vez



### 3.4. Descripción del modelo de los ciclos de absorción potenciados con compresión mecánica de alta y de baja presión

El modelo está basado en las ecuaciones de flujo a través de las válvulas y balance de energía y masa estacionarios de cada uno de los elementos que forman parte de la máquina. El modelo ha sido implementado con el Software EES<sup>®</sup> de Klein *et al.* (1999). Se asume equilibrio mecánico, misma presión, entre absorbedor y evaporador si el compresor se sitúa en la línea de alta presión o entre generador y condensador si el compresor se sitúa entre evaporador y absorbedor.

Una diferencia de este modelo respecto de otros modelos termodinámicos es la utilización de las ecuaciones del flujo a través de las válvulas, cuyo primer modelo básico fue realizado por Ventas *et al.* (2007). Estas máquinas disponen de una válvula de disolución, por la que siempre circulará disolución líquida, y otra válvula en el circuito de refrigerante, en la que puede aparecer vapor a la salida de la válvula e incluso a la entrada debido a una no total condensación de refrigerante en el condensador. Con el modelo se calcula el área de paso efectiva a través de cada una de las válvulas haciendo uso del caudal que circula por cada una de ellas suponiendo que estas áreas de paso son mucho menores que el diámetro de la tubería y que el proceso es adiabático. En el caso de la válvula de disolución ésta se define:

$$A_s = \frac{\dot{m}_g}{\sqrt{2\rho_L(P_g - P_a)}} \quad (3.1)$$

Mientras el caso de la válvula de refrigerante se define a través de la contracción súbita con flujo bifásico definida por Hewit *et al.* (1993):

$$A_r = \frac{\dot{m}_r}{\sqrt{\frac{2\rho_L(P_c - P_e)}{\left(\left(\frac{1}{C_C} - 1\right)^2 + 1\right)\Psi_H}}} \quad (3.2)$$

donde  $C_C$  y  $\Psi_H$  están definidas como:

$$C_C = 0,61 \quad (3.3)$$



$$\Psi_H = \left( 1 + x \left( \frac{\rho_L}{\rho_G} \right) \right) \quad (3.4)$$

En esta simulación se han introducido los modelos de los intercambiadores de calor de la máquina: absorbedor, condensador, evaporador, generador y recuperador de calor. El modelo utilizado para describir estos intercambiadores es el de  $UA$ , conductancia térmica, y  $\Delta T_{lm}$ , diferencia de temperatura logarítmica media, en todos los casos para intercambiadores en contraflujo. Se ha tomado agua como fluido externo en todos los intercambiadores. Este modelo tiene en cuenta las distintas regiones de transferencia de calor que pueden aparecer dentro de un mismo intercambiador de calor, es decir, se divide el intercambiador en regiones donde la transferencia de calor es gobernada por un flujo monofásico o por un flujo bifásico. Los intercambiadores donde sucede esto son el evaporador, condensador y generador. A ellos se añade el recuperador de calor, pues en algunos casos se puede producir cambio de fase en él. Por lo tanto, los intercambiadores se modelan de la manera que a continuación se describe.

### Absorbedor

Balance de energía del flujo interno

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_8 h_{10} + \dot{m}_r h_4 - \dot{m}_5 h_5 \quad (3.5)$$

Balance de energía del flujo externo

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_a (h_{ao} - h_{ai}) \quad (3.6)$$

Transferencia de calor

$$\dot{Q}_a = U_a A_a \Delta T_{lm_a} \quad (3.7)$$

$$\Delta T_{lm_a} = \frac{(T_{10} - T_{ao}) - (T_5 - T_{ai})}{\ln \left( \frac{(T_{10} - T_{ao})}{(T_5 - T_{ai})} \right)} \quad (3.8)$$

siendo  $\dot{m}_a$  el caudal másico del flujo externo al absorbedor. En la ecuación 3.8 se desprecia la influencia del vapor a la entrada del absorbedor. En el caso del ciclo de absorción potenciado con compresión mecánica de baja presión  $h_4$  sería  $h_{4c}$ .

### Condensador

El condensador se divide en tres partes, cada una de ellas corresponde a zonas donde hay diferentes tipos de flujos y por lo tanto el coeficiente de transferencia de calor por

convección es diferente: una de enfriamiento de vapor (*enf*), otra de condensación (*lat*) y otra de subenfriamiento (*sub*). Dependiendo del tamaño del intercambiador puede producirse subenfriamiento, puede que sea demasiado pequeño para poder condensar todo el refrigerante.

### 1) Enfriamiento de vapor

Balance de energía del flujo interno

$$\dot{Q}_{c,enf} = \dot{m}_r (h_{1c} - h_{vs}) \quad (3.9)$$

Balance de energía del flujo externo

$$\dot{Q}_{c,enf} = \dot{m}_c (h_{co} - h_{co,enf}) \quad (3.10)$$

Transferencia de calor

$$\dot{Q}_{c,enf} = U_{c,enf} A_{c,enf} \Delta Tlm_{c,enf} \quad (3.11)$$

$$\Delta Tlm_{c,enf} = \frac{(T_{1c} - T_{co}) - (T_c - T_{co,enf})}{\ln \left( \frac{(T_{1c} - T_{co})}{(T_c - T_{co,enf})} \right)} \quad (3.12)$$

### 2) Condensación (dos fases)

Balance de energía del flujo interno

$$\dot{Q}_{c,lat} = \dot{m}_r (h_{vs} - h_{ls}) \quad (3.13)$$

Balance de energía del flujo externo

$$\dot{Q}_{c,lat} = \dot{m}_c (h_{co,enf} - h_{co,lat}) \quad (3.14)$$

Transferencia de calor

$$\dot{Q}_{c,lat} = U_{c,lat} A_{c,lat} \Delta Tlm_{c,lat} \quad (3.15)$$

$$\Delta Tlm_{c,lat} = \frac{(T_c - T_{co,lat}) - (T_c - T_{co,enf})}{\ln \left( \frac{(T_c - T_{co,lat})}{(T_c - T_{co,enf})} \right)} \quad (3.16)$$

### 3) Subenfriamiento

Balance de energía del flujo interno

$$\dot{Q}_{c,sub} = \dot{m}_r (h_{ls} - h_2) \quad (3.17)$$

Balance de energía del flujo externo

$$\dot{Q}_{c,sub} = \dot{m}_c (h_{co,lat} - h_{ci}) \quad (3.18)$$

Transferencia de calor

$$\dot{Q}_{c,sub} = U_{c,sub} A_{c,sub} \Delta Tlm_{c,sub} \quad (3.19)$$

$$\Delta Tlm_{c,sub} = \frac{(T_c - T_{co,lat}) - (T_2 - T_{ci})}{\ln\left(\frac{(T_c - T_{co,lat})}{(T_2 - T_{ci})}\right)} \quad (3.20)$$

siendo  $\dot{m}_c$  el caudal másico del flujo externo al condensador. Los subíndices *ls* y *vs* indican respectivamente estados de líquido y vapor saturado en el flujo interno. En el caso del ciclo de absorción potenciado con compresión mecánica de baja presión,  $h_{lc}$  y  $T_{lc}$  serían  $h_l$  y  $T_l$  respectivamente.

### Evaporador

El evaporador se divide en dos partes, cada una de ellas corresponde a zonas donde se desarrollan flujos diferentes y por lo tanto el coeficiente de transferencia de calor por convección es diferente: una de evaporación (*lat*) y otra de sobrecalentamiento (*sobre*).

#### 1) Evaporación (dos fases)

Balance de energía del flujo interno

$$\dot{Q}_{e,lat} = \dot{m}_r (h_{vs} - h_3) \quad (3.21)$$

Balance de energía del flujo externo

$$\dot{Q}_{e,lat} = \dot{m}_e (h_{eo,lat} - h_{eo}) \quad (3.22)$$

Transferencia de calor

$$\dot{Q}_{e,lat} = U_{e,lat} A_{e,lat} \Delta Tlm_{e,lat} \quad (3.23)$$

$$\Delta Tlm_{e,lat} = \frac{(T_e - T_{eo,lat}) - (T_e - T_{eo})}{\ln\left(\frac{(T_e - T_{eo,lat})}{(T_e - T_{eo})}\right)} \quad (3.24)$$

#### 2) Sobrecalentamiento

Balance de energía del flujo interno

$$\dot{Q}_{e,sobre} = \dot{m}_r (h_4 - h_{vs}) \quad (3.25)$$

Balance de energía del flujo externo

$$\dot{Q}_{e,sobre} = \dot{m}_e (h_{ei} - h_{eo,lat}) \quad (3.26)$$

Transferencia de calor

$$\dot{Q}_{e,sobre} = U_{e,sobre} A_{e,sobre} \Delta T l m_{e,sobre} \quad (3.27)$$

$$\Delta T l m_{e,sobre} = \frac{(T_e - T_{eo,lat}) - (T_4 - T_{ei})}{\ln \left( \frac{(T_e - T_{eo,lat})}{(T_4 - T_{ei})} \right)} \quad (3.28)$$

siendo  $\dot{m}_e$  el caudal másico del flujo externo al evaporador.

### Generador y Recuperador de calor

El generador y recuperador de calor se dividen en una o dos partes dependiendo si el inicio de la ebullición ocurre en el recuperador de calor o en el generador. Por lo tanto, las ecuaciones que definen la transferencia de calor en estos elementos vienen condicionadas por el comienzo de la ebullición.

#### 1) La ebullición empieza en el generador

##### Calentamiento en el recuperador de calor

Balance de energía del flujo frío

$$\dot{Q}_{rc,cal} = \dot{m}_5 (h_7 - h_6) \quad (3.29)$$

Balance de energía del flujo caliente

$$\dot{Q}_{rc,cal} = \dot{m}_8 (h_8 - h_9) \quad (3.30)$$

Transferencia de calor

$$\dot{Q}_{rc,cal} = U_{rc,cal} A_{rc,cal} \Delta T l m_{rc,cal} \quad (3.31)$$

$$\Delta T l m_{rc,cal} = \frac{(T_8 - T_7) - (T_9 - T_6)}{\ln \left( \frac{(T_8 - T_7)}{(T_9 - T_6)} \right)} \quad (3.32)$$

##### Calentamiento en el generador

Balance de energía del flujo frío

$$\dot{Q}_{g,cal} = \dot{m}_5 (h_{eb} - h_7) \quad (3.33)$$

Balance de energía del flujo caliente

$$\dot{Q}_{g,cal} = \dot{m}_g (h_{geb} - h_{go}) \quad (3.34)$$

Transferencia de calor

$$\dot{Q}_{g,cal} = U_{g,cal} A_{g,cal} \Delta Tlm_{g,cal} \quad (3.35)$$

$$\Delta Tlm_{g,cal} = \frac{(T_{geb} - T_{eb}) - (T_{go} - T_7)}{\ln \left( \frac{(T_{geb} - T_{eb})}{(T_{go} - T_7)} \right)} \quad (3.36)$$

### Ebullición en el generador

Balance de energía del flujo frío

$$\dot{Q}_{g,eb} = \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_r h_1 - \dot{m}_5 h_7 \quad (3.37)$$

Balance de energía del flujo caliente

$$\dot{Q}_{g,eb} = \dot{m}_g (h_{gi} - h_{geb}) \quad (3.38)$$

Transferencia de calor

$$\dot{Q}_{g,eb} = U_{g,eb} A_{g,eb} \Delta Tlm_{g,eb} \quad (3.39)$$

$$\Delta Tlm_{g,eb} = \frac{(T_{gi} - T_8) - (T_{geb} - T_{eb})}{\ln \left( \frac{(T_{gi} - T_8)}{(T_{geb} - T_{eb})} \right)} \quad (3.40)$$

## 2) La ebullición empieza en el recuperador de calor

### Calentamiento en el recuperador de calor

Balance de energía del flujo frío

$$\dot{Q}_{rc,cal} = \dot{m}_5 (h_{eb} - h_6) \quad (3.41)$$

Balance de energía del flujo caliente

$$\dot{Q}_{rc,cal} = \dot{m}_8 (h_{9eb} - h_9) \quad (3.42)$$

Transferencia de calor

$$\dot{Q}_{rc,cal} = U_{rc,cal} A_{rc,cal} \Delta Tlm_{rc,cal} \quad (3.43)$$

$$\Delta Tlm_{rc,cal} = \frac{(T_{9eb} - T_{eb}) - (T_9 - T_6)}{\ln \left( \frac{(T_{9eb} - T_{eb})}{(T_9 - T_6)} \right)} \quad (3.44)$$

### Ebullición en el recuperador de calor

Balance de energía del flujo frío

$$\dot{Q}_{rceb} = \dot{m}_{r1} h_{7am} + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_5 h_{eb} \quad (3.45)$$

Balance de energía del flujo caliente

$$\dot{Q}_{rceb} = \dot{m}_8 (h_8 - h_{9eb}) \quad (3.46)$$

Transferencia de calor

$$\dot{Q}_{rceb} = U_{rceb} A_{rceb} \Delta Tlm_{rceb} \quad (3.47)$$

$$\Delta Tlm_{rceb} = \frac{(T_{9eb} - T_{eb}) - (T_8 - T_7)}{\ln \left( \frac{(T_{9eb} - T_{eb})}{(T_8 - T_7)} \right)} \quad (3.48)$$

#### Ebullición en el generador

Balance de energía del flujo frío.

$$\dot{Q}_{g,eb} = \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_r h_1 - \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_{r1} h_{7am} \quad (3.49)$$

Balance de energía del flujo caliente

$$\dot{Q}_{g,eb} = \dot{m}_g (h_{gi} - h_{go}) \quad (3.50)$$

Transferencia de calor

$$\dot{Q}_{g,eb} = U_{g,eb} A_{g,eb} \Delta Tlm_{g,eb} \quad (3.51)$$

$$\Delta Tlm_{g,eb} = \frac{(T_{gi} - T_8) - (T_{go} - T_7)}{\ln \left( \frac{(T_{gi} - T_8)}{(T_{go} - T_7)} \right)} \quad (3.52)$$

siendo  $\dot{m}_g$  el caudal másico del flujo externo al generador. El subíndice *eb* indica el estado del flujo externo o interno cuando empieza la ebullición en la disolución.

Para el primer caso el balance de masa total y de refrigerante en el generador son respectivamente:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_8 + \dot{m}_r \quad (3.53)$$

$$\dot{m}_5 X_5 = \dot{m}_8 X_8 + \dot{m}_r \quad (3.54)$$

mientras que en el último caso son:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 + \dot{m}_{r2} \quad (3.55)$$

$$\dot{m}_7 X_7 = \dot{m}_8 X_8 + \dot{m}_{r2} \quad (3.56)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_7 + \dot{m}_{r1} \quad (3.57)$$

$$\dot{m}_5 X_5 = \dot{m}_7 X_7 + \dot{m}_{r1} \quad (3.58)$$

$$\dot{m}_r = \dot{m}_{r1} + \dot{m}_{r2} \quad (3.59)$$

siendo  $\dot{m}_{r1}$  el vapor de refrigerante producido en el recuperador de calor y  $\dot{m}_{r2}$  el caudal de refrigerante producido en el generador de vapor.

### Válvulas

El paso a través de las válvulas se supone isoentálpico:

$$h_9 = h_{10} \quad (3.60)$$

$$h_2 = h_3 \quad (3.61)$$

### Bomba de disolución

El balance de energía a través de la bomba de disolución es el siguiente:

$$\dot{W}_{b,s} = \frac{\dot{m}_5 (P_g - P_a)}{\rho_5 \eta_{mb} \cdot \eta_{hb}} \quad (3.62)$$

El salto de presión dado por la bomba de disolución se define para la línea de baja presión y de alta presión respectivamente:

$$DP_b = P_g - pr \cdot P_e; DP_c = P_e (pr - 1) \quad (3.63)$$

$$DP_b = \frac{P_c}{pr} - P_a; DP_c = P_c \left(1 - \frac{1}{pr}\right) \quad (3.64)$$

### Compresor

En caso de que esté situado en la línea de baja presión, la potencia consumida por el compresor y la relación de compresión dada por éste se definen respectivamente:

$$\dot{W}_c = \dot{m}_r \frac{h_{4cs} - h_4}{\eta_c}; pr = \frac{P_a}{P_e} \quad (3.65)$$

En caso de que esté situado en la línea de alta presión, la potencia consumida por el compresor y la relación de compresión dada por éste se definen respectivamente:

$$\dot{W}_c = \dot{m}_r \frac{h_{1cs} - h_1}{\eta_c}; pr = \frac{P_c}{P_g} \quad (3.66)$$

Para evitar la no resolución del modelo debido a la ecuaciones donde aparece el logaritmo neperiano de la fórmula de la diferencia de temperatura logarítmica, ya que se pueden producir indeterminaciones en el proceso de resolución, se ha utilizado una aproximación formulada por Chen y utilizada en el trabajo de Gebreslassie *et al.* (2009):

$$\Delta T_1 = (T_{c,i} - T_{f,o}); \Delta T_2 = (T_{c,o} - T_{f,i}); \Delta T_{lm} = \left( \Delta T_1 \cdot \Delta T_2 \cdot \frac{\Delta T_1 + \Delta T_2}{2} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (3.67)$$

Una vez mostradas todas las ecuaciones del modelo se analiza a continuación el comportamiento de ambos ciclos. Para ello se definen los siguientes parámetros de análisis característicos de los ciclos de absorción. Uno de ellos es el coeficiente de operación ( $COP$ ) que nos indica la cantidad de calor útil producido por unidad de energía primaria consumida y se define:

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g + \frac{(\dot{W}_{b,s} + \dot{W}_c)}{\eta_{elec}}} \quad (3.68)$$

En el estudio realizado por Berlitz *et al.* (2001) se indica la necesidad de estudiar otro parámetro en ciclos híbridos a la hora de comparar resultados con ciclos de simple efecto y es el coeficiente de operación eléctrico  $COP_e$  que se define:

$$COP_e = \frac{\Delta\dot{Q}_{e(se)}}{\dot{W}_c} \quad (3.69)$$

$\Delta\dot{Q}_{e(se)}$  es el incremento de potencia frigorífica respecto al ciclo de simple efecto para las mismas condiciones externas de funcionamiento. Por lo tanto,  $COP_e$  evalúa la potencia frigorífica extra proporcionada por el ciclo híbrido. El  $COP_e$  puede ser comparado con el  $COP$  de una máquina de compresión mecánica para comprobar dónde el trabajo es más eficiente. El rendimiento eléctrico  $\eta_{elec}$  es tomado como un valor medio constante, a lo largo de todo este trabajo, de 0,38 para la producción de energía eléctrica a partir de fuentes térmicas. Este valor se ha tomado así como un valor representativo de nuestro país, no obstante, su valor cambia de año en año y evoluciona en el tiempo acorde con el avance de las tecnologías empleadas.

Otro de los parámetros de análisis de eficiencia energética es la relación de energía primaria ( $PER$ ) que se define asumiendo que la fuente de calor es energía solar o calor residual:

$$PER = \frac{\dot{Q}_e}{(\dot{W}_{b,s} + \dot{W}_c) / \eta_{elec}} \quad (3.70)$$

La relación de circulación se define como el caudal de disolución bombeado por la bomba de disolución entre el caudal de vapor de refrigerante:

$$cr = \frac{\dot{m}_5}{\dot{m}_r} \quad (3.71)$$

Para poder llevar a cabo la simulación es necesario imponer una serie de parámetros de cálculo. Todos estos parámetros se exponen en la Tabla 3.1.



Tabla 3.1 Valores de las variables de entrada de la simulación.

Variable	Valor	Variable	Valor
$\eta_{hb}$	0,5	$A_a$	1,5 m <sup>2</sup>
$\eta_{mb}$	0,5	$A_c$	1,8 m <sup>2</sup>
$\eta_c$	0,7	$A_e$	1 m <sup>2</sup>
$\dot{m}_a$	0,35 kg s <sup>-1</sup>	$A_g$	0,9 m <sup>2</sup>
$\dot{m}_c$	0,35 kg s <sup>-1</sup>	$A_{rc}$	0,7 m <sup>2</sup>
$\dot{m}_e$	0,4 kg s <sup>-1</sup>	$U_a$	1,5 10 <sup>3</sup> W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>
$\dot{m}_g$	0,15 kg s <sup>-1</sup>	$U_{c,enf}$	200 W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>
$\dot{m}_5$	0,05 kg s <sup>-1</sup>	$U_{c,lat}$	1,8 10 <sup>3</sup> W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>
$T_{a,i}$	30 °C	$U_{c,sub}$	1 10 <sup>3</sup> W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>
$T_{c,i}$	30 °C	$U_{e,lat}$	2,5 10 <sup>3</sup> W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>
$T_{e,i}$	8 °C	$U_{e,sobre}$	200 W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>
$T_c$	39 °C	$U_{g,eb} = U_{rc,eb}$	2 10 <sup>3</sup> W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>
$T_e$	0 °C	$U_{g,cal} = U_{rc,cal}$	1,5 10 <sup>3</sup> W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>

El coeficiente global de transferencia de calor  $U$  para cada tipo de flujo es definido como una constante. Esto asegura la aplicación del cálculo de las características internas a partir de las propiedades de los fluidos externos mediante el método de intercambiadores de calor  $UA-\Delta T_{lm}$ . Los coeficientes globales de transferencia de calor han sido calculados mediante correlaciones que aparecen en la literatura para un intercambiador de calor de placas modelo AN72 de ALFA LAVAL<sup>®</sup>. Las correlaciones utilizadas son aquellas encontradas según el tipo de proceso para intercambiadores de placas. De tal forma, las correlaciones de Gorenflo fueron utilizadas para la evaporación, para condensación se han utilizado las correlaciones de Tovazhnyanskiy and Kapustenko ambas descritas en Wang *et al.* (2007), mientras que las correlaciones para flujo monofásico utilizadas fueron propuestas por Thonon, descritas en el trabajo recopilatorio de correlaciones en flujo monofásico de Ayub (2002).

El área total de transferencia de calor ha sido seleccionada de tal manera que se eviten una condensación o evaporación incompleta para el máximo valor de flujo

másico de refrigerante encontrado en la simulación. Las otras áreas de transferencia del compresor termoquímico fueron determinadas gracias a un estudio termoeconómico llevado a cabo por Ventas *et al.* (2009). Se hizo un estudio de cómo variaba el *COP* y potencia frigorífica de un máquina de absorción variando la conductancia (*UA*) de los intercambiadores de calor del compresor termoquímico. Se obtuvo la conductancia para el mínimo coste por unidad de potencia frigorífica en el caso del generador y absorbedor y de mínimo coste por unidad de *COP* para el recuperador de calor. El área total óptima fue calculada suponiendo que el coste de los intercambiadores de calor es gran parte del coste de inventario de una máquina de absorción de simple efecto. Además se supuso un incremento lineal del coste con el aumento del área de transferencia.

### 3.5. Análisis del ciclo de absorción potenciado con compresión mecánica de baja presión

A continuación se exponen los resultados obtenidos de la simulación en la que se ha variado la temperatura de entrada al generador del fluido externo ( $T_{g,i}$ ) desde la temperatura desde la que se empieza a producir vapor de amoníaco hasta 95 °C. Sólo se ha medido hasta esa temperatura para comprobar el funcionamiento de estos ciclos a temperaturas fácilmente obtenidas con una instalación solar mediante colectores planos.

La Figura 3.3 muestra la variación del  $COP$  con la temperatura  $T_{g,i}$  para diferentes relaciones de compresión ( $pr$ ). Cada curva muestra la forma típica de las curvas de  $COP$  en función de la temperatura de generación de máquinas de absorción de simple efecto. Las curvas de  $COP$  se desplazan hacia temperaturas menores cuando aumenta la relación de compresión, llegando a bajar 24 °C para  $pr = 2$ . El máximo valor de  $COP$  no cambia con el aumento de  $pr$ , encontrando para  $pr = 2,0$  un  $COP_{max} = 0,645$  a  $T_{g,i} = 65$  °C, mientras que para simple efecto el máximo se alcanza a  $T_{g,i} = 95$  °C con  $COP_{max} = 0,646$ .  $DP_p$  decrece cuando  $pr$  aumenta, lo cual facilita soportar el  $NPSH$  disponible.  $DP_c$  siempre es más pequeño que  $DP_p$ , significando que el compresor termoquímico es dominante en todos los casos simulados.

En la Figura 3.4 se muestra la variación del  $COP$  con la temperatura de generación  $T_{g,i}$  con diferentes temperaturas de evaporación  $T_e$  y para el ciclo híbrido con  $pr = 1,6$ . En esta figura se muestra como cuando disminuye la temperatura de evaporación las curvas se desplazan hacia temperaturas de generación mayores y disminuye el  $COP$  máximo. Aún así se podría trabajar con esta  $pr$  a  $T_{g,i}$  de 75 °C y temperaturas de evaporación menores de hasta -10 °C. La variación del  $COP$  para diferentes temperaturas de condensación  $T_c$  se muestra en la Figura 3.5. En esta figura se muestra como cuanto mayor es la temperatura de condensación menores son los  $COP$  y mayor temperatura de generación es necesaria para empezar a producir frío.

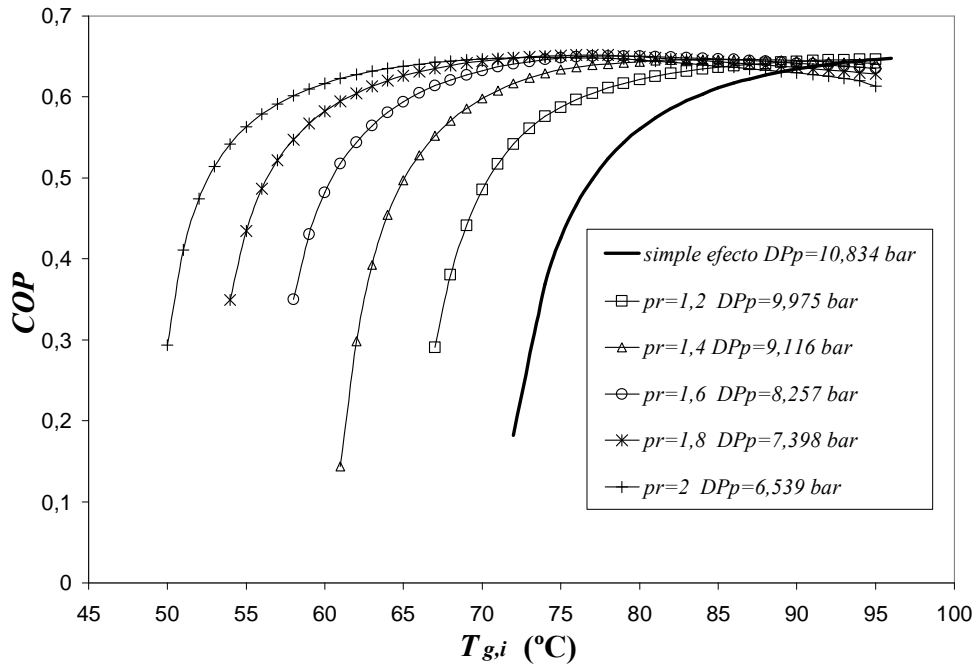


Figura 3.3 Coeficiente de operación  $COP$  en función de la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$  para diferentes relaciones de compresión  $pr$ .

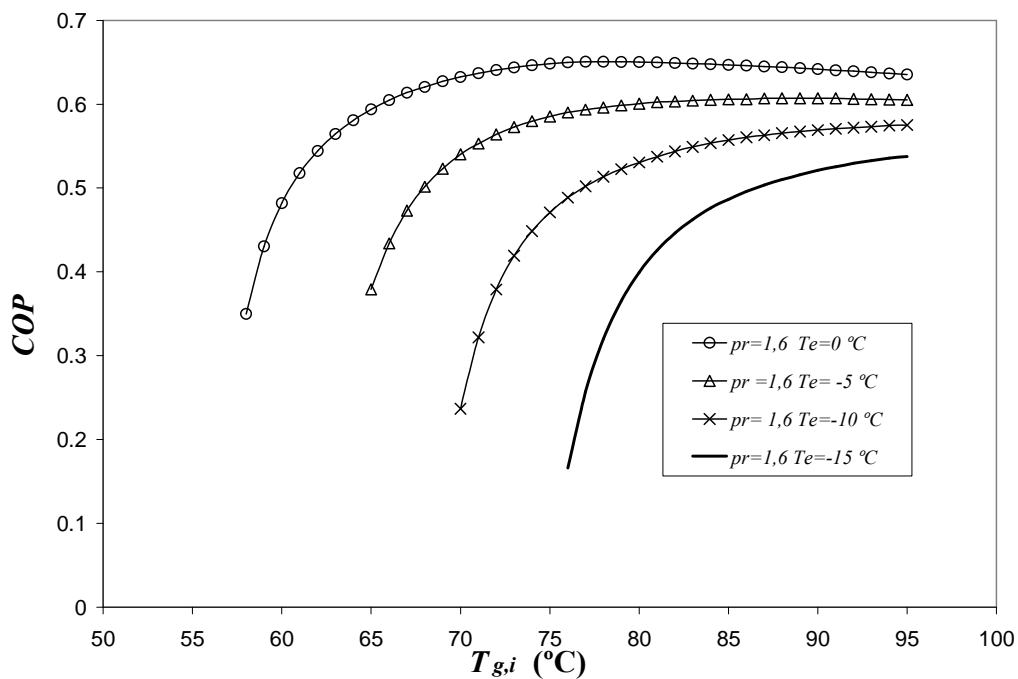


Figura 3.4 Coeficiente de operación  $COP$  en función de la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$  para diferentes temperaturas de evaporación  $T_e$  y  $pr=1,6$ .

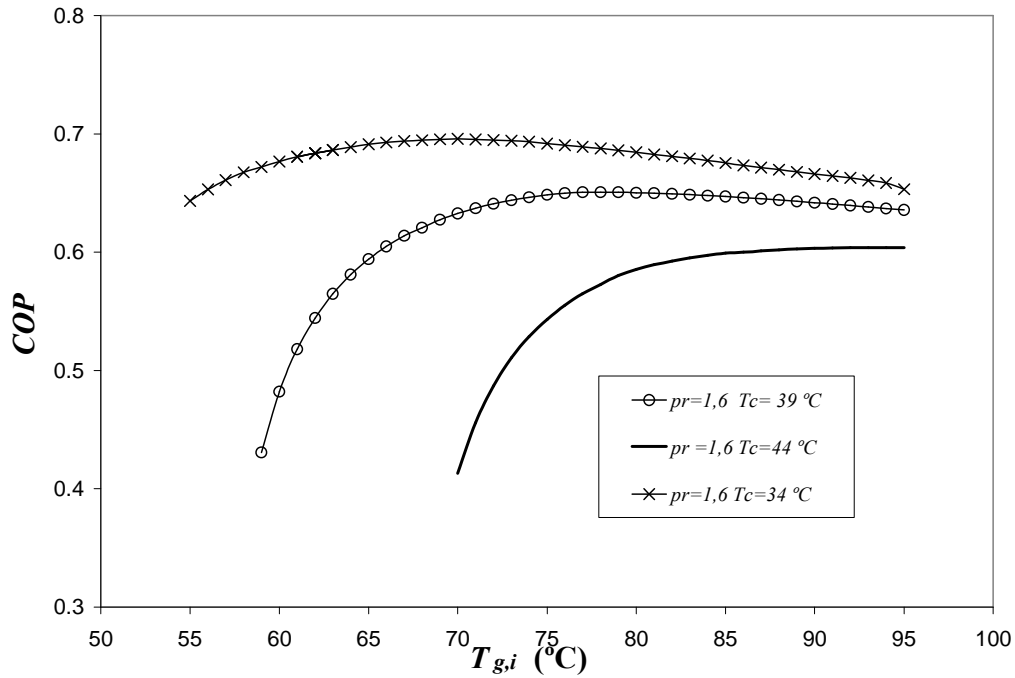


Figura 3.5 Coeficiente de operación  $COP$  en función de la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$  para diferentes temperaturas de condensación  $T_c$  y  $pr = 1,6$ .

La variación del  $COP_e$  con  $T_{g,i}$  para diferentes valores de  $pr$  se muestra en la Figura 3.6. Cuanto menor es  $pr$ , mayor es el  $COP_e$ , indicando que el trabajo usado por el compresor es más eficiente para menores valores de  $pr$ . El máximo valor para  $pr = 1,2$  es  $COP_e = 33$ , y para  $pr = 2,0$  es  $COP_e = 8,0$ , ambos valores superiores a los  $COP$  proporcionados por una máquina de compresión mecánica trabajando entre las mismas presiones. Para bajos valores de  $T_{g,i}$  el máximo valor de  $COP_e$  es constante. Esto sucede porque la máquina de absorción enfría gracias al compresor. Cuando  $T_{g,i}$  aumenta por encima de la temperatura mínima de activación del ciclo de simple efecto, es decir la temperatura de generación a la que el ciclo empieza a producir vapor de amoníaco, el  $COP_e$  disminuye, siendo siempre para los casos simulados mayor que 4.

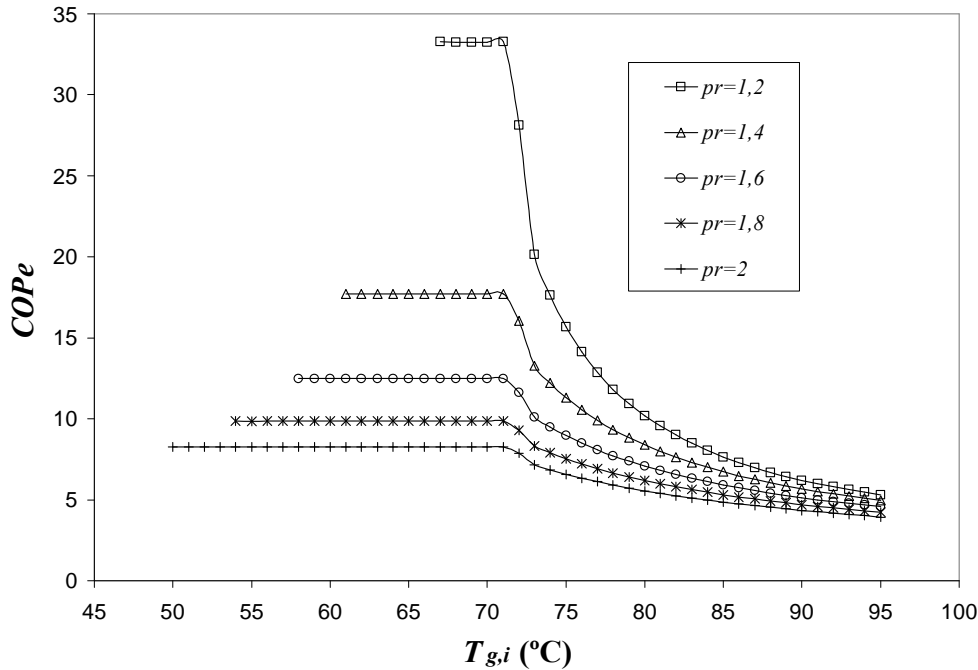


Figura 3.6 Coeficiente de operación eléctrico  $COP_e$  en función de la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$  para diferentes relaciones de compresión  $pr$ .

La Figura 3.7 muestra la variación de la relación de energía primaria  $PER$  con  $T_{g,i}$  para diferentes valores de  $pr$ . Cuanto mayor es  $pr$ , menor es la  $PER$ , indicando que el valor de  $pr$  que debería ser seleccionado es el menor posible para una  $T_{g,i}$  determinada. Para el caso de un ciclo de compresión mecánica con amoníaco como refrigerante, tomando como referencia las mismas temperaturas de condensación y evaporación, el valor del  $PER$  con la misma eficiencia del compresor está alrededor de 1,7. Para todos los casos híbridos simulados el valor del  $PER$  es mayor que el comentado anteriormente. La máquina de simple efecto es aquella que tiene los valores mayores de  $PER$ , pero cuando la máquina de simple efecto no enfría, debido a la baja temperatura del generador, el mejor rendimiento energético se obtiene con el ciclo híbrido que tenga menor  $pr$ .

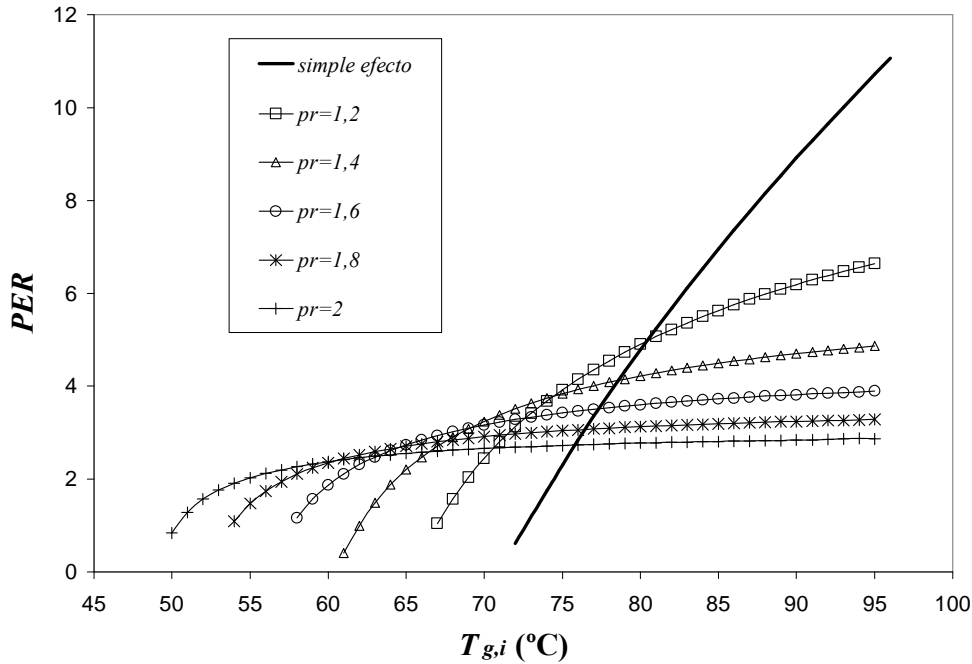


Figura 3.7 Relación de energía primaria  $PER$  en función de la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$  para diferentes relaciones de compresión  $pr$ .

La variación de la potencia frigorífica ( $\dot{Q}_e$ ) como función de la  $T_{g,i}$  se muestra en la Figura 3.8.  $\dot{Q}_e$  aumenta a mayores  $T_{g,i}$  y, para una misma temperatura,  $\dot{Q}_e$  es mayor cuanto mayor es el  $pr$ . Para  $T_{g,i} = 71$  °C, no hay producción de amoníaco en el ciclo de simple efecto, sin embargo hay 7,15 kW de potencia frigorífica para el valor de  $pr = 2,0$ .

El cambio de la relación de circulación ( $cr$ ) en función de  $T_{g,i}$  para diferentes valores de  $pr$  se muestra en la Figura 3.9. Los mínimos valores de  $cr$  se encuentran para los mayores de  $pr$  y  $T_{g,i}$ , cuando el compresor termoquímico está creando el máximo caudal de refrigerante, coincidiendo con la máxima potencia frigorífica. Un mismo valor de  $cr$  que el ciclo de simple efecto se encuentra a menores  $T_{g,i}$  cuanto mayor es el valor de  $pr$  en los ciclo híbridos.

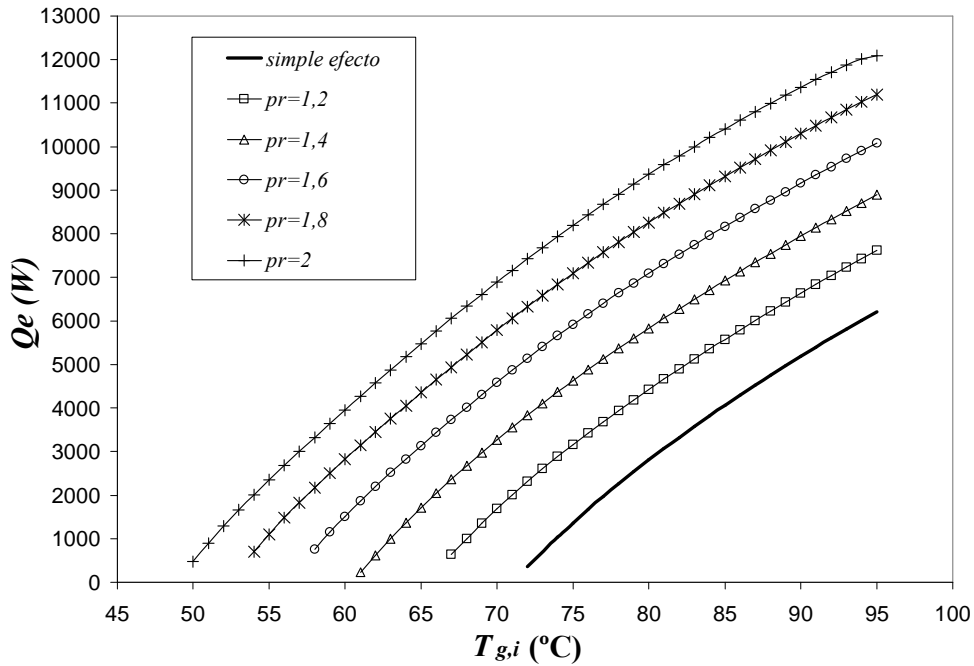


Figura 3.8 Potencia frigorífica  $\dot{Q}_e$  en función de la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$  para diferentes relaciones de compresión  $pr$ .

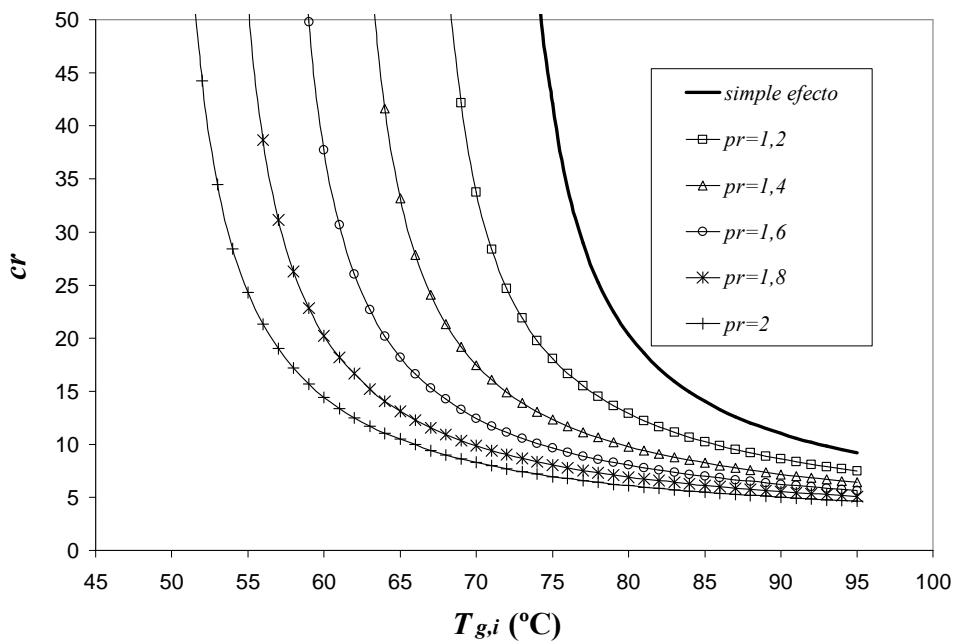


Figura 3.9 Relación de circulación  $cr$  en función de la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$  para diferentes relaciones de compresión  $pr$ .

La Figura 3.10 muestra la potencia del compresor ( $\dot{W}_c$ ) en función de  $T_{g,i}$  para diferentes valores de  $pr$ . Para cada una de las curvas, el aumento de  $T_{g,i}$  provoca un



aumento de  $\dot{W}_c$ . Para altas  $T_{g,i}$ ,  $\dot{W}_c$  aumenta de manera notable con el aumento de  $pr$ , pero el  $COP$  no aumenta mientras que el  $COP_e$  disminuye, indicando que para altas temperaturas los valores elevados de  $pr$  no son tan interesantes energéticamente, exceptuando el aumento de potencia frigorífica, como se muestra en la Figura 3.6. Para  $pr = 1,2$ , la fracción de potencia de compresor sobre la potencia térmica total de entrada al ciclo es solamente un 2%. Sin embargo para  $pr = 2,0$  es menor del 9,3%. Estos resultados indican el bajo consumo eléctrico comparado con el consumo de calor.

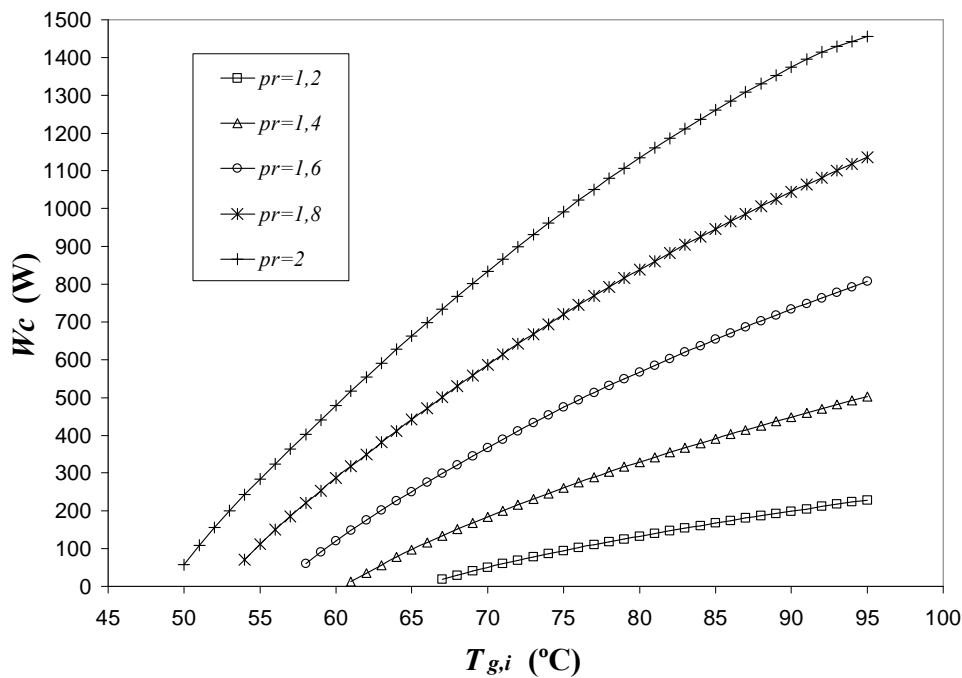


Figura 3.10 Potencia del compresor  $W_c$  en función de la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$  para diferentes relaciones de compresión  $pr$ .

La variación del área de paso efectiva de las válvulas en función de  $T_{g,i}$  para diferentes valores de  $pr$  se muestra en la Figura 3.11. El área de paso efectiva de la válvula de disolución ( $A_s$ ) disminuye levemente cuando la  $T_{g,i}$  crece debido a la disminución del caudal de la disolución concentrada. El área de paso efectiva de la válvula de refrigerante ( $A_r$ ) aumenta con él cuando la temperatura  $T_{g,i}$  crece debido al aumento del caudal másico de refrigerante. En ambas válvulas, cuanto mayor es la  $pr$ , mayor es el área de paso. Como se observa en la Figura 3.6, incrementando  $pr$ , tanto la potencia frigorífica como el caudal másico de refrigerante aumentan, y debido a ello, el área de paso efectiva en la válvula de refrigerante aumenta. Sin embargo, para el caso de la válvula de disolución no es tan obvio. Si el caudal másico de refrigerante aumenta, el caudal másico de la disolución concentrada disminuye ya que el caudal de disolución

menos concentrada es constante. Sin embargo el aumento de  $pr$  hace que la diferencia de presiones entre generador y absorbedor disminuya. Este último efecto es mayor que el primero, por lo tanto, el área de paso efectiva  $A_s$  aumenta.

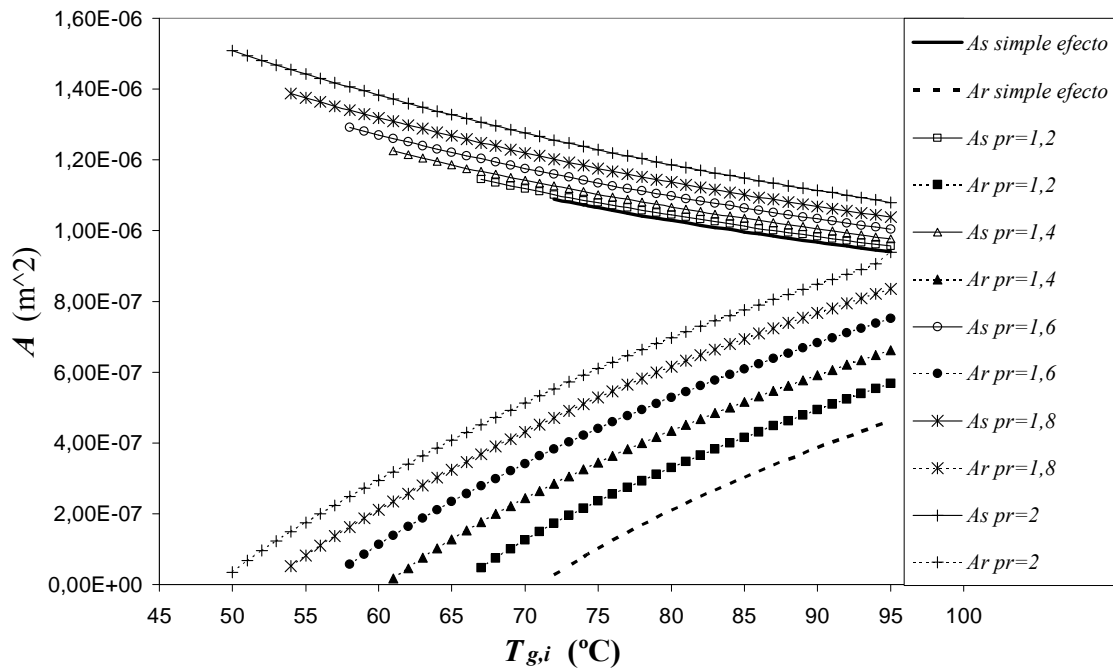


Figura 3.11 Área de paso efectiva de válvulas,  $A_s$  and  $A_r$ , en función de la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$  para diferentes relaciones de compresión  $pr$ .

El cambio en las concentraciones de amoníaco ( $X_5$  y  $X_8$ ) en función de  $T_{g,i}$  para diferentes  $pr$  se muestra en la Figura 3.12. Para cada valor de  $pr$ , tanto  $X_5$  como  $X_8$  disminuyen cuando  $T_{g,i}$  aumenta, y la diferencia entre ellas aumenta también, ya que esta diferencia es proporcional a la producción de amoníaco. Cuanto mayor es  $pr$ , mayores son  $X_5$  y  $X_8$ , debido a que la presión en el absorbedor aumenta. Las diferencias entre las dos concentraciones a la misma temperatura son también mayores cuando  $pr$  aumenta. Esto se debe al incremento de la generación de vapor de amoníaco como se ve en la Figura 3.8. Con el incremento de  $T_{g,i}$ , el cambio de concentración  $X_5$  es mayor para el máximo valor de  $pr$  considerado en este trabajo ( $pr = 2,0$ ), siendo un 6% desde 55 °C a 75 °C, en contraste con el caso de simple efecto donde es solamente un 2,6% desde 75 °C hasta 95 °C. Este cambio de concentración cuando aumenta  $pr$  o variando  $T_{g,i}$  indica que estas máquinas necesitan algún sistema de almacenamiento de refrigerante dentro de la máquina para permitir estos cambios de concentración tan elevados, siendo la mejor manera de hacerlo la acumulación de refrigerante en el condensador y evaporador aparte de la acumulación natural de disolución en el resto de la máquina. Esto es

resultado de la pequeña acumulación de líquido en los intercambiadores de calor compactos como el de placas. Sólo una máquina dimensionada permitiría indicar qué tipo de acumulación sería necesaria para evitar la ingestión de refrigerante líquido por el compresor. También es interesante mencionar que para una misma  $T_{g,i}$ ,  $X_8$  es casi constante para todos los valores de  $pr$  simulados, pero incrementa levemente para aumentos de  $pr$ , por lo tanto evitando posibles problemas de cristalización, un fenómeno que no se presenta en ninguno de los casos estudiados según la correlación de cristalización proporcionada por Infante Ferreira (1984).

El trabajo de Sawada *et al.* (1993) muestra resultados de este mismo ciclo para la disolución  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ . Para poder comparar ambos resultados se hace para semejante presión del absorbedor, debido a que la temperatura de evaporación de ese trabajo es de 5 °C diferente a la de éste que es de 0 °C. Para el caso de  $pr = 2,0$ , la temperatura de generador necesaria para separar un 5% de amoníaco es de 70 °C (mínima temperatura de activación del simple efecto), como se ve en la Figura 3.12, siendo la misma para el caso del ciclo usando la disolución de  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  según lo expuesto en Sawada *et al.* (1993). Es necesario añadir que el trabajo de Sawada *et al.* (1993) considera un proceso de rectificación ideal para obtener estos resultados.

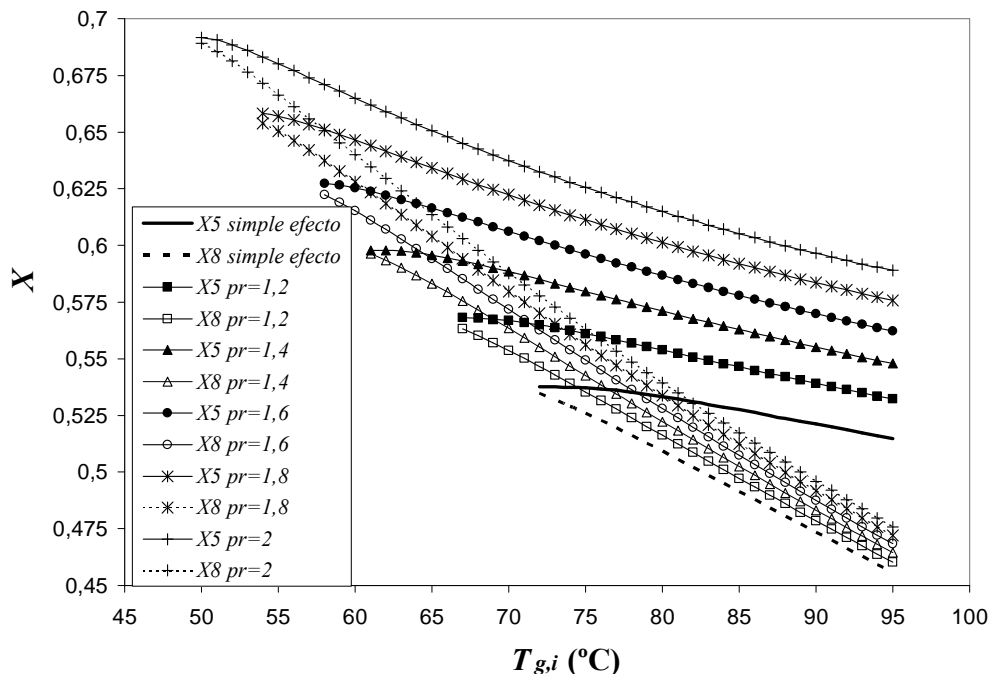


Figura 3.12 Concentración en amoníaco de la disolución  $X_5$  y  $X_8$  en función de la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$  para diferentes relaciones de compresión  $pr$ .

### 3.6. Comparación de ciclos de absorción potenciados con compresión mecánica de alta y de baja presión

En este apartado se ha llevado a cabo la simulación del ciclo de absorción potenciado con compresión mecánica de alta presión para que sean comparados con los de compresión mecánica de baja presión. La simulación se ha realizado con los parámetros de entrada que se muestran en la Tabla 3.1 a semejanza del ciclo potenciado con compresión mecánica de baja presión. A continuación se exponen los resultados de esta comparación.

La Figura 3.13 muestra la variación del coeficiente de operación  $COP$  en función de la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$  para diferentes relaciones de compresión ( $pr_h$  y  $pr_l$ ) para ambos ciclos y simple efecto. Ambos ciclos se desplazan hacia temperaturas menores cuando  $pr$  aumenta, llegando en el caso de alta presión a temperaturas un par de grados menores. El máximo valor de  $COP$  no cambia con el aumento del  $pr_l$  en el caso del ciclo de  $lcb$ , mientras para el caso de  $hcb$  el máximo  $COP$  decrece aumentando  $pr_h$ , siendo siempre menores para este último ciclo que el ciclo de simple efecto. El  $COP$  es menor para el ciclo de  $hcb$  que para el ciclo de  $lcb$  para todas las temperaturas y  $pr$  simulados. Cuanto mayor es la relación de compresión mayores son las diferencias entre los ciclos  $lcb$  y  $hcb$ . Estas diferencias se pueden atribuir a la mayor entalpía de entrada del compresor en el caso del ciclo  $hcb$ . Por esta razón sería interesante disminuir la temperatura a la entrada del compresor en el caso del ciclo  $hcb$ . Otra posibilidad es utilizar el calor generado por el compresor para calentar la disolución más concentrada en amoníaco antes del generador de vapor como se muestra en la Figura 3.14, es decir, añadiendo un recuperador de calor denominado recuperador de calor del vapor ( $rv$ ). El  $COP$  obtenido añadiendo este intercambiador para ambos ciclos se muestra en la Figura 3.15. Este componente tiene un área de transferencia de calor similar a la del recuperador de calor. El  $COP$  sufre un aumento mayor en el caso del  $hcb$  debido a la mayor temperatura de entrada en ese recuperador de calor del vapor de amoníaco ( $rv$ ). Para  $pr_h = 1,2$  el  $COP$  es mayor en el ciclo  $lcb$  sin el recuperador de calor del vapor ( $rv$ ). Sin embargo, el mismo ciclo para  $pr_h = 1,6$  el  $COP$  es menor que en el ciclo  $lcb$  sin el recuperador de calor del vapor ( $rv$ ).

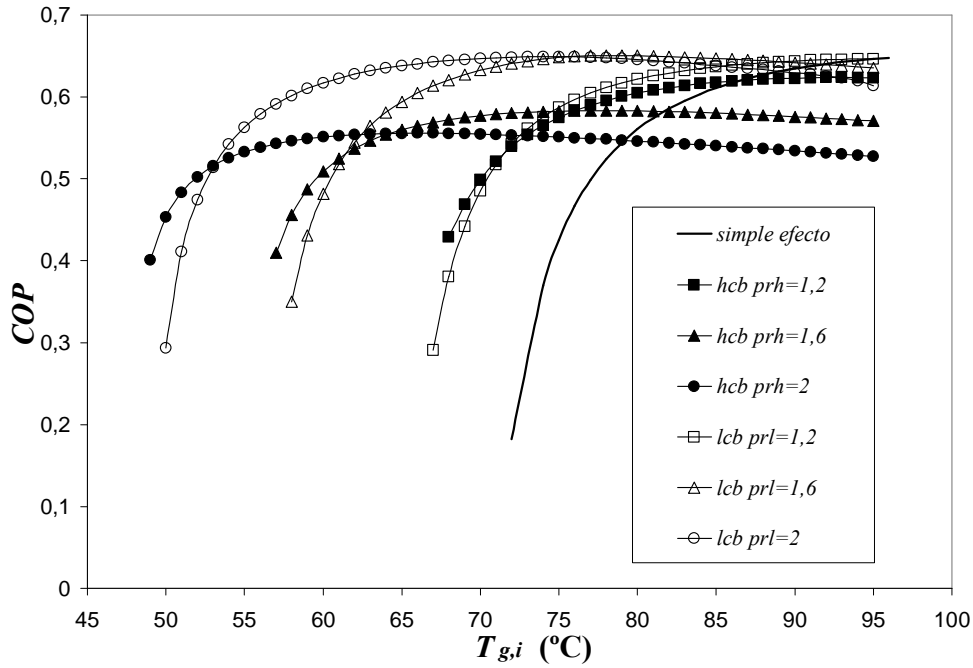


Figura 3.13 Coeficiente de operación  $COP$  en función de la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$  para diferentes relaciones de compresión  $pr$  para ciclos de simple efecto, potenciados con compresión mecánica de baja ( $lcb$ ) y alta presión ( $hcb$ ).

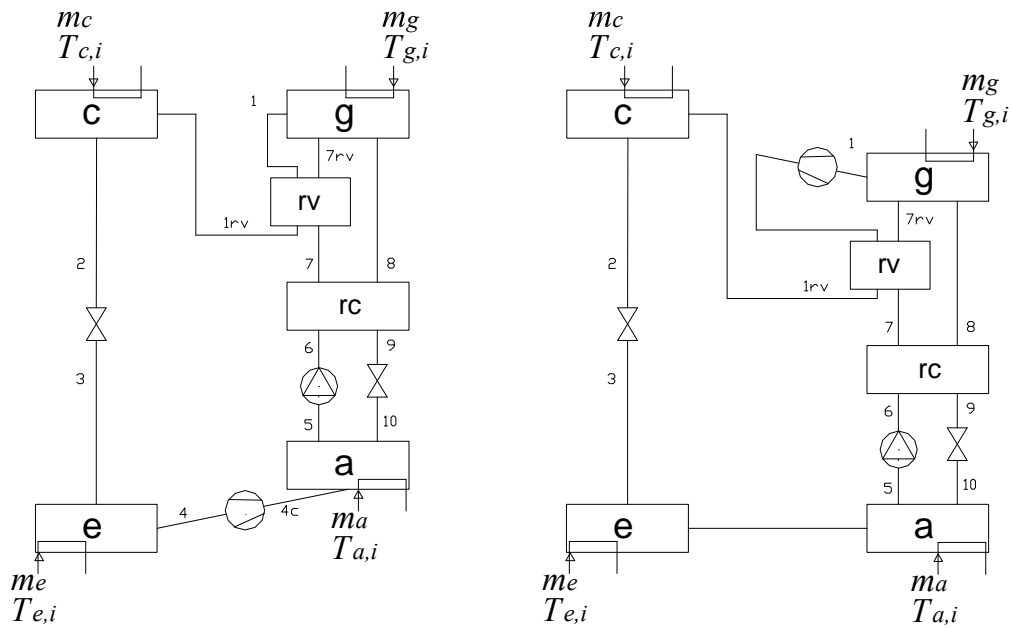


Figura 3.14 Esquemas de ciclo de absorción con compresión de a) baja y b) alta con recuperador de calor del vapor de amoníaco.

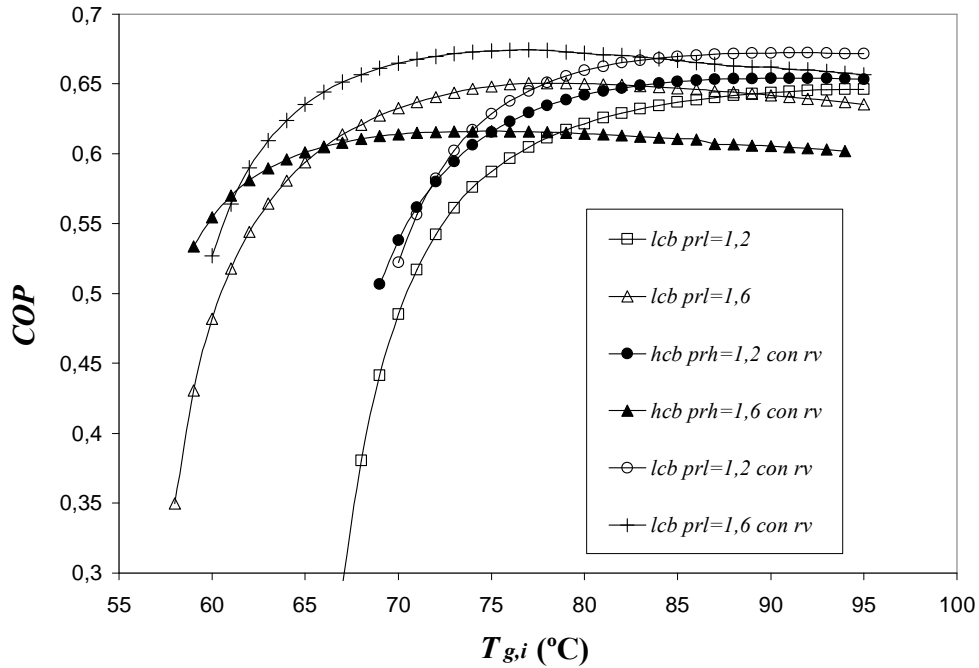


Figura 3.15 Coeficiente de operación  $COP$  en función de la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$  para diferentes relaciones de compresión  $pr$  para ciclos de absorción potenciados con compresión mecánica de baja ( $lcb$ ) y alta presión ( $hcb$ ), con y sin recuperador de calor de vapor ( $rv$ ) a la entrada del condensador.

La variación del  $COP_e$  en función de  $T_{g,i}$  para diferentes relaciones de compresión ( $pr_h$  y  $pr_l$ ) para ambos ciclos se muestra en la Figura 3.16. El valor de  $COP_e$  es para cualquiera de los casos simulados mayor para el ciclo  $lcb$ . El máximo valor se encuentra para las relaciones de compresión más pequeñas, siendo para  $pr_l$  y  $pr_h = 1,2$   $COP_e = 33$  para el ciclo  $lcb$ , mientras para el ciclo  $hcb$  se obtiene un  $COP_e = 28,3$ . A las temperaturas para las que el ciclo de simple efecto no produce frío, el  $COP_e$  del ciclo  $hcb$  va disminuyendo ligeramente debido al aumento de temperatura de entrada al compresor, mientras que en el caso del ciclo  $lcb$  es constante. Para temperaturas superiores a la de activación del ciclo de simple efecto el  $COP_e$  disminuye llegando a 95 °C hasta el mínimo valor, siendo mayor que 4 para el ciclo  $lcb$  y 2,1 para el ciclo  $hcb$ .

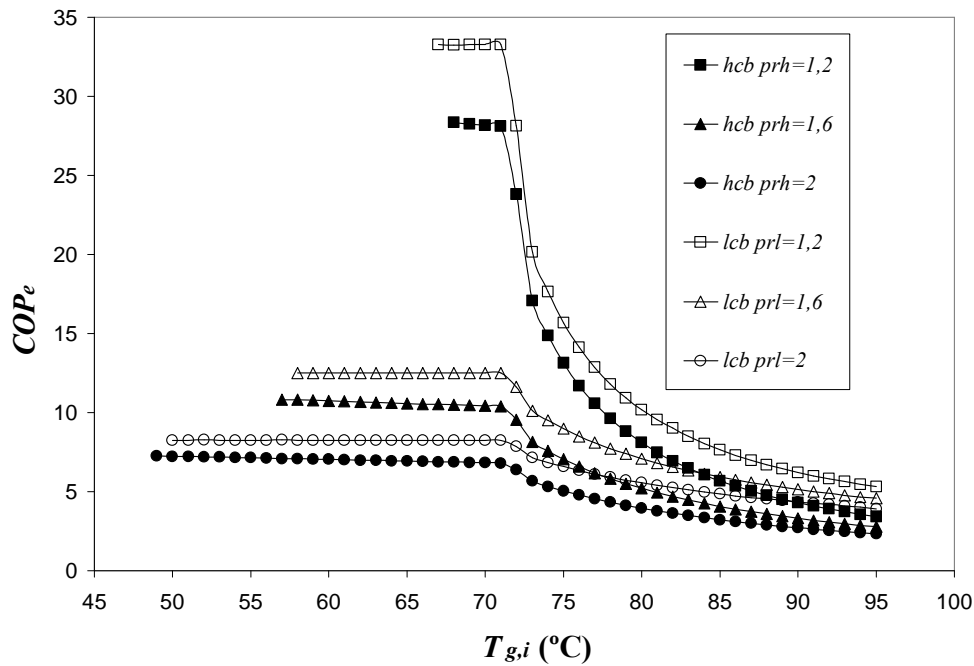


Figura 3.16 Coeficiente de operación eléctrico  $COP_e$  en función de la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$  para diferentes relaciones de compresión  $pr$  para ciclos de absorción potenciados con compresión mecánica de baja ( $lcb$ ) y alta presión ( $hcb$ ).

La Figura 3.17 muestra la variación de la relación de energía primaria  $PER$  en función de  $T_{g,i}$  para simple efecto y ambos ciclos para diferentes relaciones de compresión del compresor ( $pr_h$  y  $pr_l$ ). Las curvas indican que para un  $T_{g,i}$  constante el mayor aprovechamiento de energía primaria se obtiene para la menor relación de compresión. El ciclo  $lcb$  presenta valores superiores de  $PER$  para todos los casos simulados excepto para las temperaturas cercanas a la de activación de cada ciclo. Para ambos casos el  $PER$  es mayor que el de una máquina de compresión mecánica de amoníaco, con una misma eficiencia del compresor, siendo éste aproximadamente 1,7. El ciclo de simple efecto ofrece el mejor aprovechamiento de energía primaria, pero a las temperaturas a las que no puede enfriar el mejor aprovechamiento viene dado por el ciclo  $lcb$ .

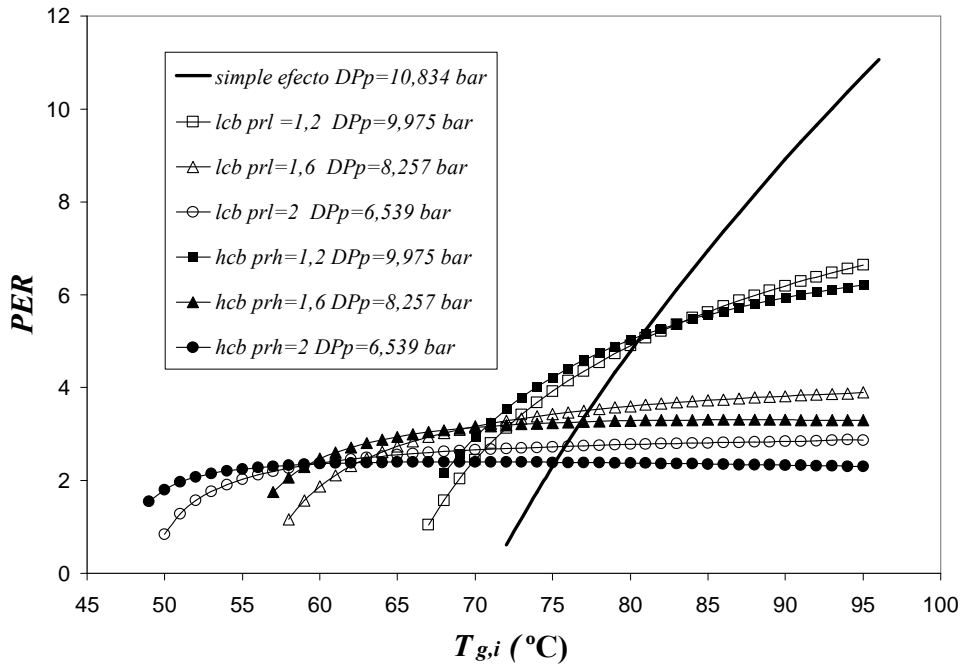


Figura 3.17 Relación de energía primaria  $PER$  en función de la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$  para diferentes relaciones de compresión  $pr$  para ciclos de simple efecto, potenciados con compresión mecánica de baja ( $lcb$ ) y alta presión ( $hcb$ ).

La variación de la potencia frigorífica ( $\dot{Q}_e$ ) en función de  $T_{g,i}$  para diferentes relaciones de compresión de ambos ciclos ( $pr_h$  y  $pr_l$ ) y simple efecto se muestra en la Figura 3.18.  $\dot{Q}_e$  aumenta con el incremento de  $T_{g,i}$  mientras para una misma  $T_{g,i}$ ,  $\dot{Q}_e$  aumenta con relaciones de compresión mayores. Para las temperaturas cercanas a las de activación  $\dot{Q}_e$  es prácticamente la misma en ambos ciclos, pero cuando la temperatura aumenta,  $\dot{Q}_e$  es mayor para  $lcb$ , aumentando esta diferencia con el aumento de la temperatura. Para  $T_{g,i} = 71$  °C no hay producción de vapor de amoníaco mientras que para  $pr_l$  y  $pr_h = 2$   $\dot{Q}_e = 7,15kW$  para  $lcb$  y  $\dot{Q}_e = 5,91kW$  para  $hcb$ , sobrepasando e igualando la potencia frigorífica de simple efecto a 95 °C respectivamente. La potencia frigorífica es prácticamente la misma cuando se introduce el recuperador de calor de vapor a la salida del generador como puede observarse en la Figura 3.19. Este intercambiador ayuda al ciclo de  $hcb$  a alcanzar los mismos valores de potencia frigorífica que  $lcb$  por usar el calor aportado debido a las irreversibilidades del compresor.



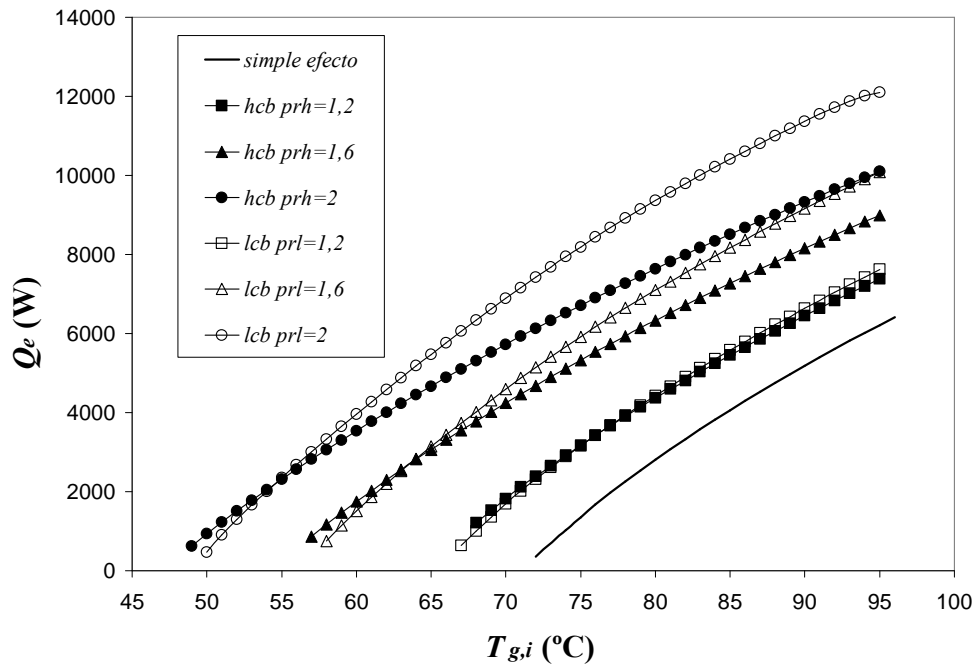


Figura 3.18 Potencia frigorífica  $\dot{Q}_e$  en función de la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$  para diferentes relaciones de compresión  $pr$  para ciclos de simple efecto, potenciados con compresión mecánica de baja (*lcb*) y alta presión (*hcb*).

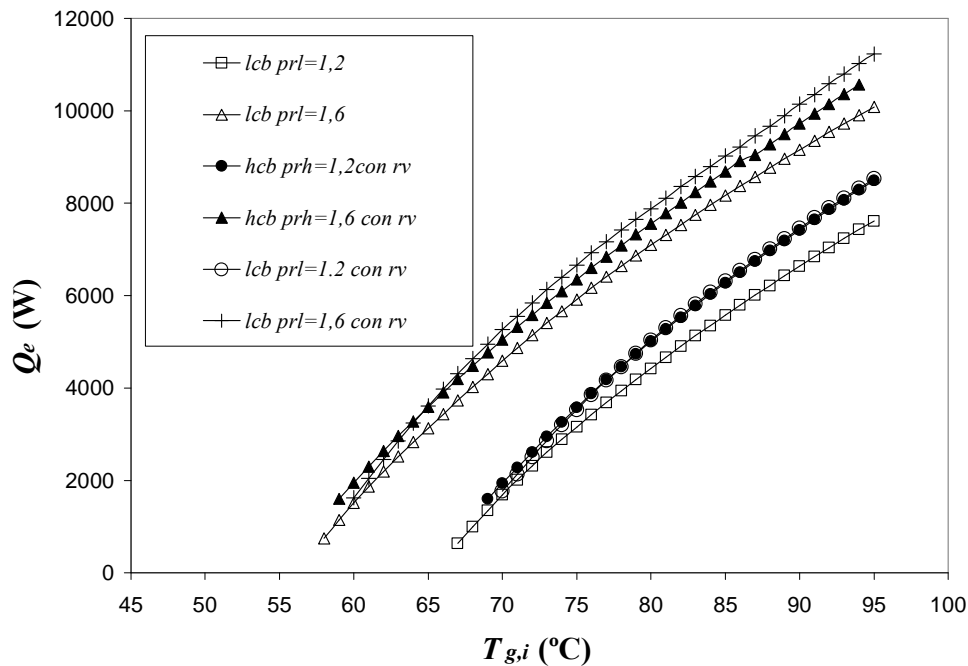


Figura 3.19 Potencia frigorífica  $\dot{Q}_e$  en función de la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$  para diferentes relaciones de compresión  $pr$  para ciclos de absorción potenciados con compresión mecánica de baja (*lcb*) y alta presión (*hcb*) con y sin recuperador de calor de vapor (*rv*) a la entrada del condensador.

La Figura 3.20 muestra una mejora sustancial en la relación de circulación ( $cr$ ) obtenida en ambos ciclos, siendo siempre menor el valor de  $cr$  para el ciclo  $lcb$  que para el ciclo  $hcb$ , como se esperaba, debido al aumento de vapor de refrigerante. Mientras la variación de la potencia del compresor  $\dot{W}_c$  con  $T_{g,i}$  para diferentes relaciones de compresión ( $pr_h$  y  $pr_l$ ) y ambos ciclos se muestra en la Figura 3.21. Como se comentó en el apartado anterior  $\dot{W}_c$  aumenta con  $T_{g,i}$  con un consumo ligeramente superior en el caso del ciclo  $hcb$ . Para  $pr_l$  y  $pr_h = 1,2$  la fracción de potencia del compresor respecto de la potencia térmica total consumida por la máquina es aproximadamente un 2,5% en ambos ciclos. Mientras para  $pr_l$  y  $pr_h = 2,0$  la fracción es menor a un 10%.

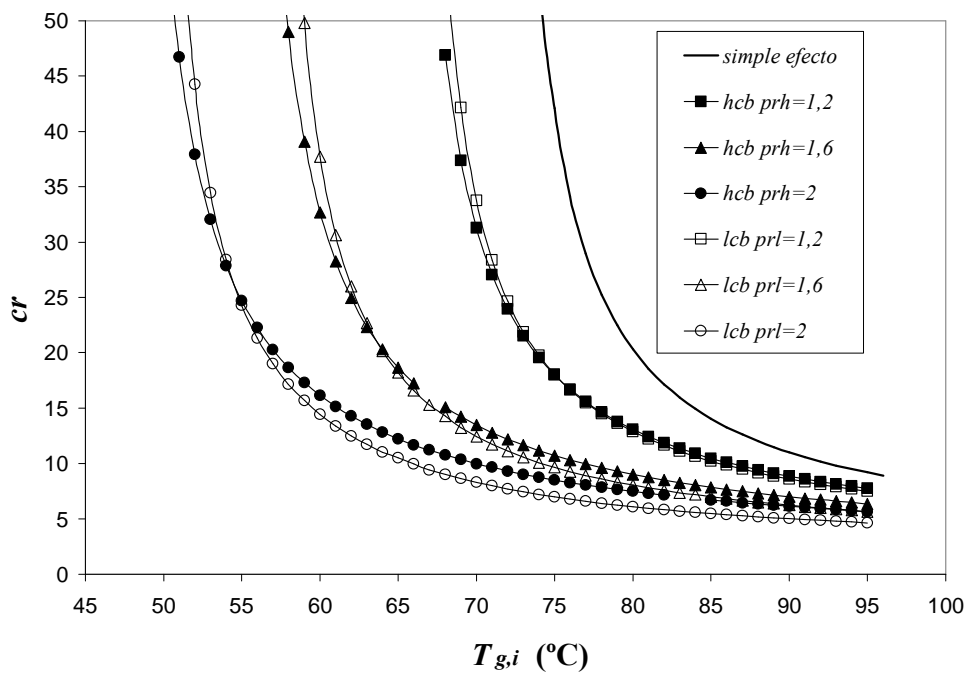


Figura 3.20 Relación de circulación  $cr$  en función de la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$  para diferentes relaciones de compresión  $pr$  para ciclos de simple efecto, potenciados con compresión mecánica de baja ( $lcb$ ) y alta presión ( $hcb$ ).

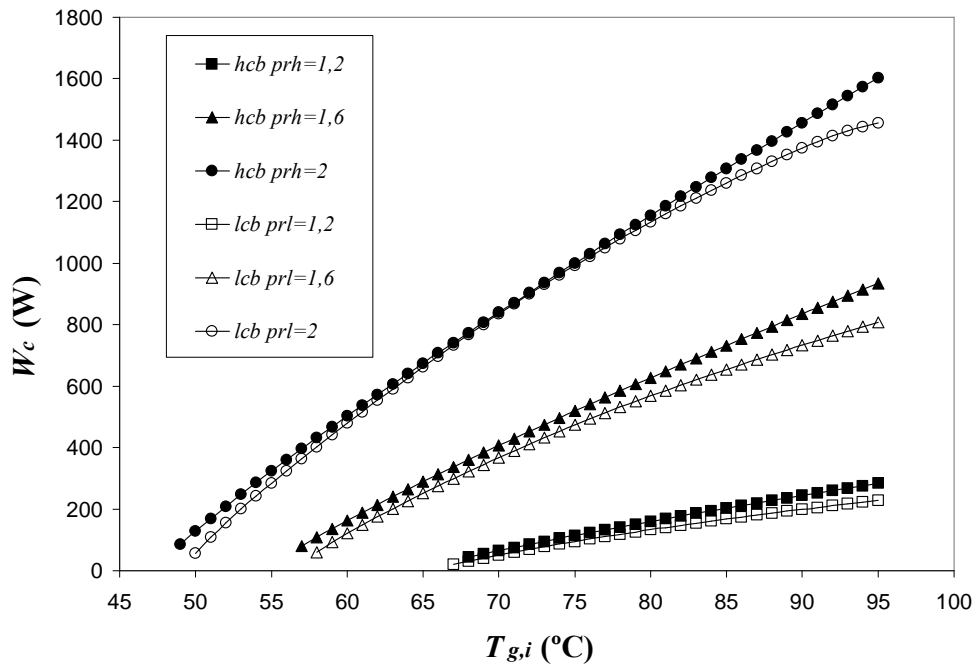


Figura 3.21 Potencia del compresor  $W_c$  en función de la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$  para diferentes relaciones de compresión  $pr$  para ciclos de simple efecto, potenciados con compresión mecánica de baja ( $lcb$ ) y alta presión ( $hcb$ ).

La variación de las concentraciones en amoníaco ( $X_5$  y  $X_8$ ) con  $T_{g,i}$  con diferentes relaciones de compresión ( $pr_h$  y  $pr_l$ ) para ambos ciclos y simple efecto se muestra en la Figura 3.22. La principal diferencia entre ambos ciclos es que para el ciclo  $lcb$  las concentraciones en amoníaco son mayores que para simple efecto, mientras que para el ciclo  $hcb$  las concentraciones en amoníaco son menores que las de simple efecto. El aumento de  $X_8$  lleva a la disminución de la viscosidad de la disolución, siendo beneficioso para obtener mayores coeficientes de transferencia de calor y la disminución de la potencia de la bomba de disolución. Otro de los problemas que pueden aparecer a bajas concentraciones es la cristalización de la disolución. El lugar donde podría ocurrir este fenómeno es a la entrada del absorbedor, puesto que la concentración en sal es más elevada y la temperatura es más baja. La concentración en amoníaco más baja simulada se encuentra a  $T_{g,i} = 95\text{ }^{\circ}\text{C}$  siendo  $X_8 = 0,355$  para el ciclo  $hcb$ . La curva de cristalización de la disolución proporcionada por Infante Ferreira (1984) obtiene que la concentración de cristalización a  $42\text{ }^{\circ}\text{C}$ , temperatura a la entrada del absorbedor para el caso anterior, es de  $0,283$ , por lo tanto no hay cristalización en ninguno de los ciclos. De todas formas el margen de cristalización es mayor en el ciclo de  $lcb$ .

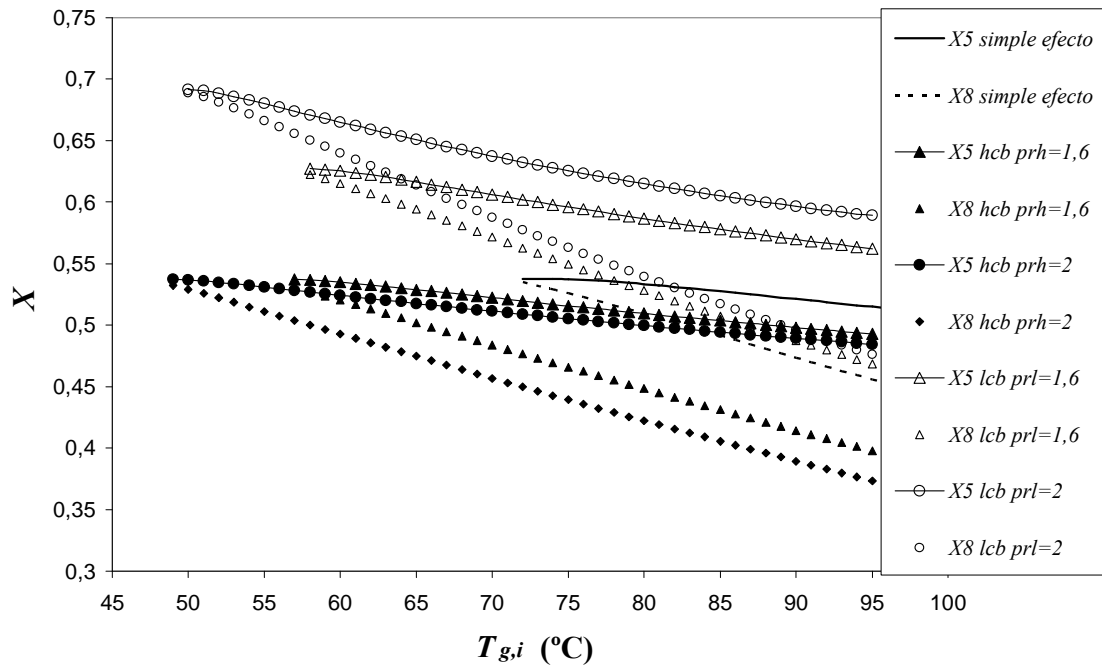


Figura 3.22 Concentración en amoníaco  $X_5$  y  $X_8$  en función de la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$  para diferentes relaciones de compresión  $pr$  para ciclos de simple efecto, sobrealimentador de baja ( $lcb$ ) y alta presión ( $hcb$ ).

### 3.7. Conclusiones del capítulo

A partir de la simulación de los ciclos de absorción potenciados con compresión mecánica de baja y alta presión con la disolución nitrato de litio-amoniaco se han obtenido las siguientes conclusiones:

- Los resultados del ciclo de absorción potenciados con compresión mecánica de baja presión han sido publicados en Ventas *et al.* (2010).
- Para una misma potencia frigorífica, ambos ciclos posibilitan la reducción de la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$  hasta 26 °C para una operación razonable, con relaciones de compresión  $pr$  no superiores a 2.
- El coeficiente eléctrico de operación  $COP_e$  varía desde 2 hasta 33 para todos los valores de  $T_{g,i}$  y  $pr$  simulados, siendo menor que 4 en sólo algunos puntos a alta temperatura y alta relación de compresión del ciclo de *hcb*. Esto significa que el consumo de trabajo mecánico es más eficiente que el proporcionado por una máquina de compresión mecánica para la misma cantidad de vapor de refrigerante, con misma eficiencia de compresor, siendo el  $COP$  de estas máquinas ligeramente superior a 4 para el caso simulado.
- Bajos valores de  $pr$  proporcionan mayores  $COP_e$ , sugiriendo un alto potencial de simples compresores sin aceite, con una fracción de potencia del compresor menor del 10% de la potencia térmica para todos los valores de  $T_{g,i}$  estudiados.
- Cuanto mayor es el  $pr$ , menor es la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$  en ambos ciclos para obtener la misma potencia frigorífica.
- Para una misma  $T_{g,i}$ , ambos ciclos híbridos producen mayor potencia frigorífica que el ciclo de absorción de simple efecto. Esto hace que los ciclos sean atractivos para instalaciones en las cuales la demanda de frío no es constante. Para aplicaciones de fuentes de calor no estacionarias, como la refrigeración solar, tienen alto potencial ya que permiten regular la producción según la demanda de frío, por lo tanto evitan la instalación de otra máquina frigorífica como respaldo a la solar.

- No existe una relación de compresión ( $pr$ ) óptima en ninguno de los ciclos. Cuanto menor sea la temperatura de entrada al generador mayor tiene que ser  $pr$  para producir frío. Como se ha mostrado en el estudio de  $PER$ , cuanto menor es  $pr$ , mayor es el aprovechamiento de energía primaria.
- Las diferencias de concentración de la disolución para diferentes valores de  $pr$  indican la necesidad de un almacenamiento interno natural de refrigerante, en los elementos de la máquina o en un elemento diseñado para dicho propósito.
- El modelo indica que el control de las áreas de paso efectivas de las válvulas de disolución y refrigerante es en principio necesario para esta aplicación, especialmente para la válvula de refrigerante.

Respecto a la comparación de ambos ciclos para posibilitar la disminución de la temperatura de generación:

- El coeficiente global de operación  $COP$  del ciclo de  $lcb$  es constante para todas las  $pr$  mientras que para el caso del ciclo de  $hcb$  va disminuyendo con el aumento de  $pr$ . El  $COP$  del ciclo  $lcb$  es siempre ligeramente mayor para cada  $pr$  simulada, creciendo las diferencias a mayores  $pr$ .
- La potencia frigorífica a una misma temperatura  $T_{g,i}$  es mayor para el ciclo  $lcb$ , aumentando la diferencia a altas relaciones de compresión  $pr$ .
- El  $COP_e$  también muestra mejores resultados en el caso de  $lcb$  que en  $hcb$ , tanto para temperaturas menores que la de activación de simple efecto que para mayores, resultando el ciclo  $lcb$  por lo tanto más rentable energéticamente.
- El  $PER$  también resulta mayor en todos los casos estudiados para el ciclo de  $lcb$  que el de  $hcb$ , siendo únicamente mayor para el último alrededor de la temperatura de activación a cada relación de compresión ( $pr$ ).
- La incorporación de un recuperador de calor de vapor ( $rv$ ) a la salida del compresor mejora más los resultados del ciclo  $hcb$  que los de  $lcb$ , disminuyendo las diferencias entre ambos ciclos, sin embargo el ciclo de  $lcb$  tiene mejor comportamiento.
- El ciclo de  $hcb$  puede encontrar un problema de altas temperaturas a la salida del compresor, siendo esa temperatura para el caso más crítico,

---

$pr = 2$  a  $T_{g,i} = 95$  °C de 169 °C. Sin embargo en el ciclo de *lcb* este problema no existe ya que la máxima temperatura encontrada a la salida del compresor es de 73 °C para el caso más crítico de los simulados.

- El ciclo de *lcb* reduce la posibilidad de cristalización mientras que el de *hcb* se aproxima a dicho límite.
- Con todo esto parece que el ciclo de *lcb* tiene mejores características termodinámicas y tecnológicas que el ciclo de *hcb* para la disminución de la temperatura de generación y por lo tanto el aprovechamiento de energía a menor nivel de temperatura.





# Capítulo 4

## Instalación experimental

En este capítulo se va a describir la instalación experimental utilizada para el estudio de un compresor termoquímico para su uso en ciclos de absorción potenciados con compresión mecánica de baja presión. Se describirá cada uno de los elementos que forman parte de la instalación, entrando en detalle en aquellos que se pretende caracterizar a lo largo de este trabajo. También se describirán en detalle los sistemas de control, de adquisición de datos, de seguridad y la puesta a punto de la instalación. Además se muestra la instrumentación de la instalación y la incertidumbre de cada una de las variables medidas de interés.

### 4.1. Descripción de la instalación experimental

En la Figura 4.1 se muestra la instalación experimental con todos sus componentes e instrumentación. Toda la instalación está fabricada en acero inoxidable y está formada por 3 circuitos: uno de disolución y refrigerante, otro de agua caliente y otro de agua de torre. Estos circuitos se muestran en detalle en el esquema de la instalación, Figura 4.2. En este esquema se puede observar toda la instrumentación de la que se compone la instalación, cuya simbología se explica en el pie de la figura. A la izquierda del todo se encuentra el circuito de agua caliente. El circuito de disolución y refrigerante ocupa el centro del esquema y el de agua de torre está indicado en los dos intercambiadores donde se produce enfriamiento externo, enfriador de vapor y subenfriador de disolución.



Figura 4.1 Instalación experimental.

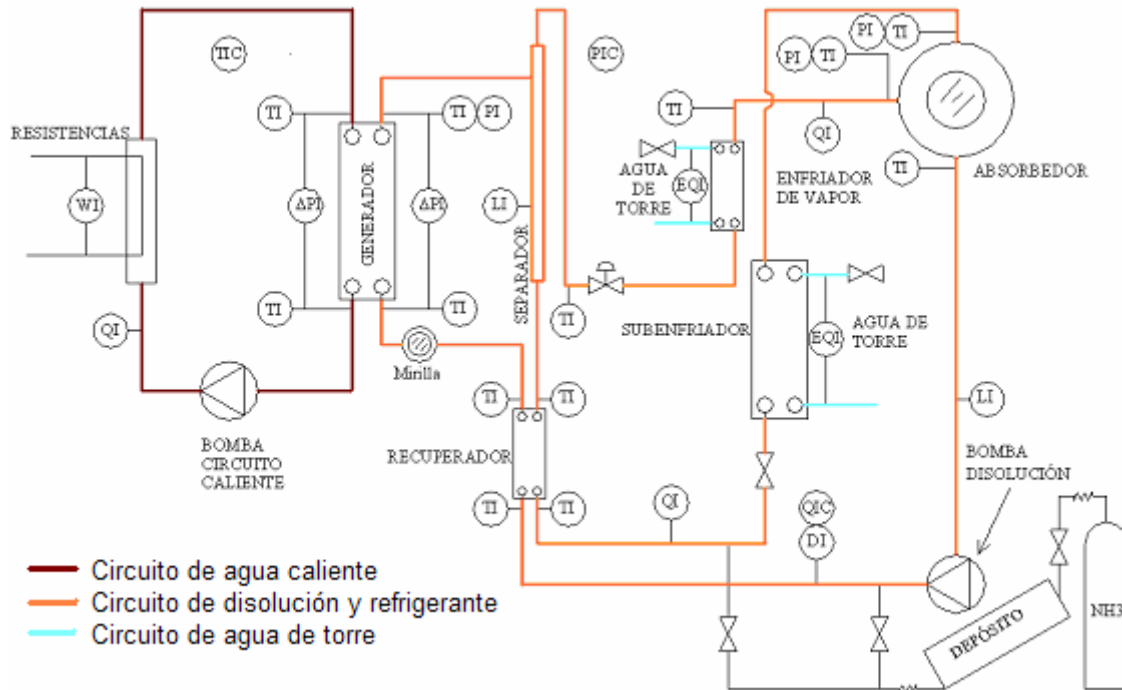


Figura 4.2 Esquema de la instalación experimental. TI: sensores de temperatura; PI: sensores de presión; QI: sensores de caudal; DI: Medidores de densidad;  $\Delta$ PI: sensores de diferencia de presión; EQI; medidores de energía; WI: medidores de potencia.

#### 4.1.1. Circuito de disolución y refrigerante

Este circuito está formado por todos los elementos característicos de un compresor termoquímico con absorbedor adiabático (absorbedor adiabático, generador, subenfriador, recuperador de calor, bomba de disolución y válvula de disolución). La disolución concentrada en amoníaco sale del absorbedor y es impulsada por una bomba de disolución de avance positivo marca Seepex<sup>®</sup>, con capacidad máxima de 10 l/min y 23 bar a la salida. La bomba cuenta con un circuito de recirculación que entra en funcionamiento en caso de sobrepresión, Figura 4.3.



Figura 4.3 Bomba de disolución.

Una vez bombeada la disolución, ésta entra en el recuperador de calor donde aumenta su temperatura gracias a la disolución concentrada en sal que sale del generador a alta temperatura.

El recuperador de calor es un intercambiador de calor de placas de la marca ALFA LAVAL<sup>®</sup> y fueron utilizados dos modelos durante la experimentación, ALFANOVA AN27 y ALFANOVA AN52. Una vez aumentada la temperatura de la disolución ésta se dirige al generador de calor donde se produce la ebullición de la mezcla y se desorbe parte del amoníaco.

El generador de vapor es calentado por agua proveniente del circuito de agua caliente. Es un intercambiador de calor de placas de la marca ALFA LAVAL<sup>®</sup> modelo ALFANOVA AN72. La mezcla de vapor de amoníaco y disolución concentrada en sal es dividida en el separador, que es un tubo de diámetro una pulgada y en el que el vapor, debido a la diferencia de densidad, sube hacia el circuito de vapor, y la disolución baja hacia el recuperador de calor.

La disolución poco concentrada en amoníaco pasa por el recuperador de calor en su camino hacia el absorbedor donde disminuye su temperatura. Antes de pasar por el subenfriador la disolución circula a través de una válvula de disolución manual de aguja de la marca Swagelok<sup>®</sup>.

Después de la válvula la disolución se enfría en el subenfriador, que en esta instalación corresponde con un intercambiador de calor de placas, siendo exactamente el mismo modelo que el del generador de calor, ALFANOVA AN72. Por el lado frío de este intercambiador circula agua de torre.

Una vez enfriada la disolución, ésta se dirige al absorbedor adiabático cuya fotografía se muestra en la Figura 4.4. Es un componente cilíndrico de acero inoxidable SS316 colocado en posición horizontal. El absorbedor está equipado con mirilla de material pyrex en cada extremo, la presión máxima de diseño es 20 bar, certificado PED. En este elemento se produce la absorción del amoníaco proveniente del generador mediante la atomización de la disolución en gotas de muy pequeño tamaño mediante inyectores de tipo niebla.



Figura 4.4 Absorbedor adiabático.

Por último el vapor de amoníaco proveniente del separador pasa a través de una válvula de expansión controlada por un servomotor, marca Swagelok, Figura 4.5.



Figura 4.5 Válvula de expansión controlada por servomotor.

Después de la expansión del vapor de amoníaco, éste se enfría con agua de torre mediante un intercambiador de placas de la marca ALFA LAVAL<sup>®</sup> modelo ALFANOVA AN27. Este enfriamiento se realiza para simular la temperatura del vapor proveniente de un evaporador, de tal manera que se evita introducir tanto condensador como el evaporador. Esta instalación fue pensada de tal manera que fuera posible ensayar un compresor termoquímico sin la necesidad de añadir estos dos elementos que harían la máquina más compleja.

### 4.1.2. Circuito de agua caliente

El circuito de agua caliente es el que se utiliza para hacer bullir la disolución y por lo tanto generar vapor de amoniaco. El agua es impulsada mediante una bomba centrífuga marca Lowara<sup>®</sup>, Figura 4.6, manufacturada completamente de acero inoxidable, para caudal máximo de 56 l/min y 30 m de altura de impulsión.



Figura 4.6 Bomba de agua caliente.

Una vez bombeado el agua se hace pasar por un calentador que es un recipiente cilíndrico de 2 l de capacidad con 6 resistencias eléctricas en su interior que poseen una potencia calorífica aproximada de 13.500 W. Este circuito dispone de un depósito de expansión presurizado de 0,5 l. Una vez calentada el agua se dirige hacia el generador de vapor donde cede calor a la disolución. Una vez se ha enfriado el agua vuelve hacia la bomba cerrando el circuito.

### 4.1.3. Circuito de agua de torre

Este circuito se utiliza para enfriar la disolución tanto en el subenfriador de disolución como en el enfriador de vapor antes comentado. Este circuito conecta la torre de refrigeración disponible en el Edificio Betancourt de la Universidad Carlos III de Madrid con ambos intercambiadores de calor.

## 4.2. Especificación de los componentes principales

En este apartado se van a detallar las características geométricas de algunos de los elementos principales de esta instalación, que a lo largo de este trabajo serán necesarios a la hora de profundizar en el estudio del comportamiento de cada uno de ellos. Estos elementos son los intercambiadores de calor de placas que funcionan como generador de calor y recuperador de calor además del absorbedor adiabático.

### 4.2.1. Generador de vapor y subenfriador

Las características geométricas del intercambiador de calor de placas de la marca ALFA LAVAL<sup>®</sup> modelo ALFANOVA AN72 que actúa como generador de vapor se muestra en la Tabla 4.1. Todos los intercambiadores de placas del modelo ALFANOVA son intercambiadores unidos por fusión, de tal manera que todo el intercambiador está compuesto de acero inoxidable. Estos intercambiadores se requieren en instalaciones donde únicamente se pueda usar este tipo de material, como es el caso de esta instalación ya que el fluido de trabajo contiene amoníaco.

Tabla 4.1 Valores de los parámetros geométricos del intercambiador de calor de placas AN72.

Parámetro	Valor
Número de placas ( $N$ )	20
Área de transferencia de calor efectiva por placa ( $A$ )	0,1 m <sup>2</sup>
Relación de áreas ( $\Phi$ )	1,22
Altura del canal ( $b$ )	2,4 mm
Diámetro hidráulico ( $D_h$ )	3,9 mm
Ancho del canal ( $w$ )	175 mm
Longitud térmica efectiva ( $L$ )	576 mm
Distancia entre centros de los puertos ( $H$ )	519 mm
Diámetro de los puertos ( $D_p$ )	54 mm
Espesor de la placa ( $e$ )	0,4 mm
Paso de la corrugación ( $\Lambda$ )	9,85 mm
Ángulo de la corrugación ( $\varphi$ )	58,5°

### 4.2.2. Recuperador de calor

En la instalación experimental han sido utilizados dos modelos de intercambiadores de placas como recuperador de calor. El modelo AN27 es el mismo modelo que el enfriador de vapor. En este apartado se especifican las características geométricas de los modelos utilizados.

#### 4.2.2.1. Recuperador de calor modelo AN27

Las características geométricas del intercambiador de calor de placas modelo ALFANOVA AN27 se resumen en la Tabla 4.2.



Tabla 4.2 Valores de los parámetros geométricos del intercambiador de calor de placas AN27.

Parámetro	Valor
Número de placas ( $N$ )	10
Área de transferencia de calor efectiva por placa ( $A$ )	0,0265 m <sup>2</sup>
Relación de áreas ( $\Phi$ )	1,22
Altura del canal ( $b$ )	2 mm
Diámetro hidráulico ( $D_h$ )	3,28 mm
Ancho del canal ( $w$ )	100 mm
Longitud térmica efectiva ( $L$ )	217 mm
Distancia entre centros de los puertos ( $H$ )	250 mm
Diámetro de los puertos ( $D_p$ )	32 mm
Espesor de la placa ( $e$ )	0,4 mm
Paso de la corrugación ( $\Lambda$ )	7 mm
Ángulo de la corrugación ( $\varphi$ )	65°

#### 4.2.2.2. Recuperador de calor modelo AN52

Las características geométricas del intercambiador de calor de placas modelo ALFANOVA AN52 se resumen en la Tabla 4.3.

Tabla 4.3 Valores de los parámetros geométricos del intercambiador de calor de placas AN52.

Parámetro	Valor
Número de placas ( $N$ )	30
Área de transferencia de calor efectiva por placa ( $A$ )	0,0546 m <sup>2</sup>
Relación de áreas ( $\Phi$ )	1,22
Altura del canal ( $b$ )	2 mm
Diámetro hidráulico ( $D_h$ )	3,28 mm
Ancho del canal ( $w$ )	129 mm
Longitud térmica efectiva ( $L$ )	432 mm
Distancia entre centros de los puertos ( $H$ )	466 mm
Diámetro de los puertos ( $D_p$ )	32 mm
Espesor de la placa ( $e$ )	0,4 mm
Paso de la corrugación ( $\Lambda$ )	7 mm
Ángulo de la corrugación ( $\varphi$ )	65°

### 4.2.3. Absorbedor adiabático

En la Figura 4.7 se muestra una fotografía del absorbedor adiabático sin aislamiento. En ella aparece la mirilla que fue incorporada para poder observar la atomización de los inyectores. El absorbedor es un cilindro de acero inoxidable SS316 que tiene una capacidad de 54,2 l. Su longitud es de 480 mm mientras que su diámetro es de 398 mm, el tamaño de las mirillas colocada a ambos lados del cilindro es de 170 mm de diámetro. En esa misma figura se representa el esquema del mismo absorbedor, donde se muestra la atomización mediante el inyector de tipo niebla que se ha utilizado en este trabajo, además de la instrumentación presente en este elemento. Se puede observar cómo en la parte superior entra la disolución poco concentrada en amoníaco siendo inyectada a 205 mm de la base del absorbedor mediante inyectores de tipo niebla. Mientras, el vapor de amoníaco entra por el lateral y es absorbido por la disolución. Una vez formada la disolución concentrada en amoníaco, ésta es succionada por la bomba en la parte

inferior del absorbedor. En este esquema también aparecen los instrumentos de medida del absorbedor, PI (medidor de presión), TI (medidor de temperatura).

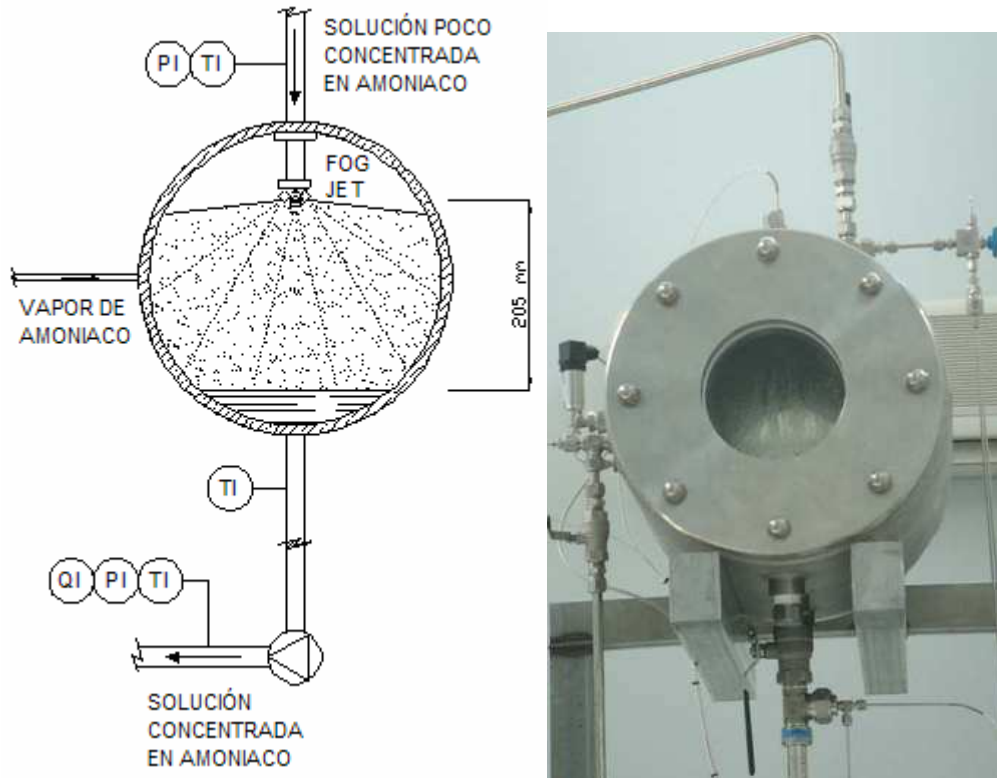


Figura 4.7 Esquema del absorbedor adiabático y fotografía del absorbedor sin aislante.

Las características del inyector del absorbedor se muestran en la Tabla 4.4. La altura de los atomizadores es variable, pero en este trabajo se ha mantenido constante debido a que según los resultados obtenidos con Zacarías (2009) esta altura era suficiente para obtener una buena relación de absorción. En la Figura 4.8 se muestran tanto una fotografía del inyector como del tipo de atomizador, tipo cono sólido con swirl, como del tipo de atomizado de estos inyectores.

Tabla 4.4 Especificaciones del atomizador tipo niebla marca Spraying system Co (www.spray.com).

Tipo	Modelo	Capacidad (agua) [lt/min]	Ángulo del atomizado [°]
Niebla	3/4 7G SS 1	5,2	140



Figura 4.8 a) Esquema del inyector, b) Fotografía del atomizador y c) Tipo de atomizado.

### 4.3. Instrumentación de la instalación experimental

En este apartado se pretende mostrar los sensores utilizados en la instalación experimental. Las variables medidas en toda la instalación son temperatura, presión, caudal, densidad, potencia eléctrica, energía y diferencia de presión. A continuación se hará una breve descripción de los medidores utilizados para cada una de esas variables.

**Medidores de temperatura (TI):** Se han instalado a la entrada y salida de todos los intercambiadores de calor, en ambos lados, y en las entradas y salida del absorbedor adiabático. Todas ellas son termorresistencias de tipo PT100 clase A de precisión  $\pm 0,1$  °C.

**Medidores de caudal (QI):** Se han instalado 4 caudalímetros de tipo Coriolis a lo largo de la instalación. Hay uno a la salida de la bomba de disolución de la marca Micromotion® que mide el caudal que circula por la bomba de disolución. Hay otro par instalados de la marca Rheonik®, uno de ellos mide el caudal de disolución que regresa del generador al absorbedor y otro está situado en el circuito de agua caliente, midiendo el caudal de agua caliente. Por último, hay otro medidor de caudal tipo Coriolis de la marca Yokogawa® en el circuito de vapor que mide el caudal de vapor de amoniaco. Los tres modelos utilizados se muestran en la Figura 4.9.

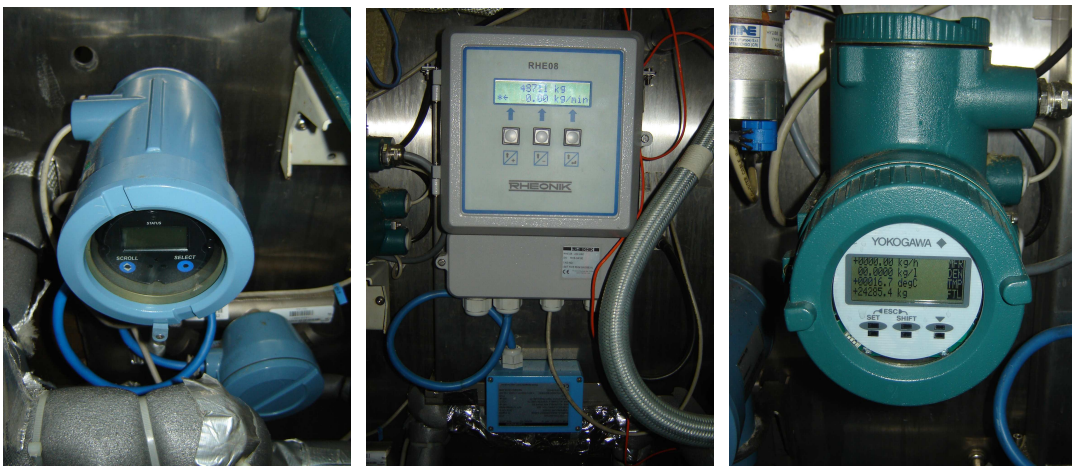


Figura 4.9 Medidores de caudal Coriolis a) Micromotion® b) Rheonik® c) Yokogawa®.

**Medidores de densidad (DI):** La densidad es medida en el Coriolis de la marca Micromotion® que se encuentra a la salida de la bomba de disolución. Esta densidad será utilizada para determinar la concentración de la disolución. Los caudalímetros

Rheonik<sup>®</sup> están configurados también para medir densidad, pero resultaron ser de una baja fiabilidad.

**Medidores de presión (PI):** Hay 3 transductores de presión de diafragma, uno a la salida del generador que mide la presión de alta, otro en el absorbedor que mide la presión de baja y otro antes de los inyectores del absorbedor adiabático para poder medir la pérdida de carga a través de éstos.

**Medidores de diferencia de presión ( $\Delta$ PI):** Hay dos transductores de diferencia de presión en ambos lados del generador para poder medir la pérdida de carga tanto en flujo monofásico como en bifásico a través del intercambiador de calor de placas, Figura 4.10.



Figura 4.10 Medidores de diferencia de presión a) lado agua caliente b) lado disolución.

**Medidores de potencia (WI):** Hay instalado un vatímetro de la marca Chauvin Arnaux<sup>®</sup> modelo CA 8220 que mide la potencia eléctrica consumida por las resistencias eléctricas para calentar el agua del circuito caliente.

**Medidores de energía (EQI):** Se ha instalado, tanto en el subenfriador de disolución como en el enfriador de vapor, medidores de energía de la marca Isomag<sup>®</sup>, Figura 4.11, para medir la potencia transferida al agua en ambos intercambiadores en el circuito de agua de torre de refrigeración. Se basan en la medición del caudal mediante un caudalímetro de tipo magnético y salto de temperatura entre la entrada y salida de cada intercambiador mediante dos termorresistencias tipo Pt-100.

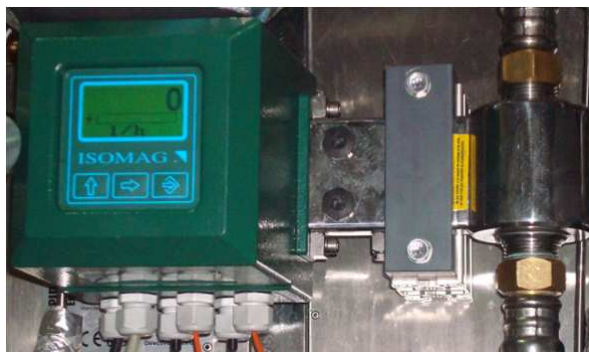


Figura 4.11 Medidor de energía.

#### 4.4. Sistema de control

La instalación experimental dispone de un sistema de control de algunas de las variables medidas. Este control posibilita comprobar la sensibilidad de la máquina a cada una de estas variables, además de facilitar el manejo de la instalación. Estas variables son, temperatura de la disolución a la salida del generador, presión del absorbedor, caudal de disolución bombeada por la bomba de disolución y por último el caudal de agua del circuito caliente. A continuación se explica cada uno de estos controles.

**Control de temperatura de disolución a la salida del generador (TIC):** Esta temperatura se controla mediante un control tipo PID. Éste hace disminuir o aumentar el voltaje aplicado a las resistencias eléctricas dependiendo si la temperatura es menor o mayor que la consignada.

**Control de presión del absorbedor (PIC):** El control es de tipo PID, y actúa abriendo y cerrando la válvula de expansión del vapor de amoníaco mediante el motor eléctrico. Es decir, si la presión medida es menor que la de consigna esta válvula se abre, sucediendo lo opuesto en caso contrario.

**Control del caudal de disolución (QIC):** El control es tipo PID, aumentando o disminuyendo la velocidad de giro dependiendo si el caudal medido mediante el caudalímetro tipo Coriolis MICROMOTION es menor o mayor al valor de consigna.

Cada uno de estos controles puede ser manipulado tanto desde la propia máquina, Figura 4.12, como remotamente con un ordenador.

**Control de caudal del agua del circuito caliente (QIC):** Este control es de lazo abierto puesto que no es controlado mediante ningún medidor de caudal. Únicamente se introduce un valor de frecuencia de giro de la bomba y ésta empieza a bombear.





Figura 4.12 Caja de control de la instalación.

## 4.5. Adquisición de datos

Los datos de cada una de las variables medidas son registrados y almacenados en un ordenador. Esto se hace mediante el sistema de adquisición de datos que se compone de módulos ADAM y RADAM que transforman la señal analógica proveniente de los transductores de cada uno de los sensores de la instalación y la envían al ordenador como señal digital. La señal digital es procesada por un software de adquisición y control de datos ADKIR, Figura 4.13, que permite tanto visualizar todas las variables medidas como controlar aquellas comentadas en el apartado anterior. Debido a las medidas de seguridad de la celda donde está la instalación por la utilización de amoníaco, este hardware está situado fuera de la celda, posibilitando el control remoto de toda la instalación. Los datos fueron tomados cada 8 s puesto que el sistema de adquisición no permitía almacenar datos en intervalos de tiempo menores.

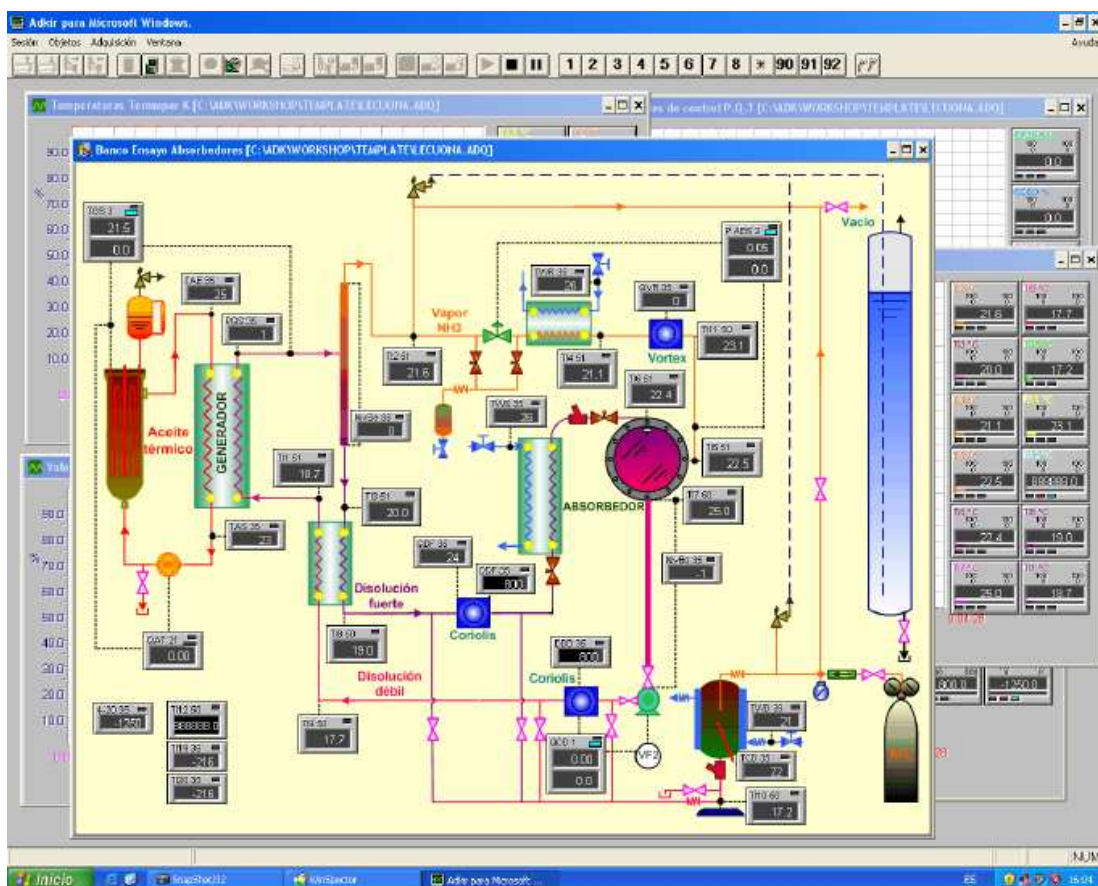


Figura 4.13 Software de adquisición y control de datos.

## 4.6. Medidas de seguridad en la instalación

La instalación está equipada con sistemas de seguridad de tal forma que, en caso de que existan fugas de amoniaco, se mantengan las condiciones de seguridad necesarias. Uno de los problemas de la celda es la ventilación en caso de fugas de amoniaco, para ello hay instalado un extractor de aire, Figura 4.14, que tiene que estar en funcionamiento siempre que haya personal en la celda.

Además existen unas válvulas de seguridad o de alivio en el circuito de disolución y refrigerante, para que en caso de que la presión subiera de 22 bar, éstas se abran y envíen vapor de amoniaco a un depósito de agua de 100 l, donde el agua absorbería el amoniaco. El depósito es un cilindro de PVC de 0,2 m de diámetro y 3 m de altura como se muestra en la Figura 4.14.



Figura 4.14 a) Depósito de agua y b) extractor de aire.

Para poder trabajar en el interior de la celda es necesaria la utilización de Equipos de Protección Individual, EPIs. Estos equipos están compuestos básicamente por unas mascarillas, gafas, guantes y bata de seguridad. Además, en caso de emergencia, en la parte externa de la celda se cuenta con un equipo de respiración autónomo.

En el interior de la celda se cuenta con dos detectores de vapor de amoniaco, Figura 4.15. Los dos detectores están colocados a mayor altura que la instalación, uno a 2 m de altura y otro a 3 m, para la rápida detección en caso de fuga. Cuando alguno de los detectores marca un nivel de amoniaco dentro de la celda superior a las 30 partes por millón (ppmv) se activan las sirenas acústicas. Hay dos sirenas, una en el interior de la celda para avisar en caso de haber en su interior personal trabajando y otra externa para

avisar al personal que se encuentre en la nave. Además, cuando se activa la alarma se pone en marcha el ventilador automáticamente, en caso de que no estuviera ya conectado, para extraer el vapor de amoniaco fugado y que no se almacene en la celda.



Figura 4.15 Detector de gases y sirenas acústicas.

Contribuye también a la seguridad el depósito de confinamiento de la disolución, situado en la parte inferior de la máquina. Allí se hace llegar ésta por medio de válvulas para posibilitar pequeños trabajos en la máquina. Además permite trabajar en la instalación libremente, ya que en este caso no existe riesgo de fuga mayor. Este depósito sirve también para preparar la disolución, por lo que está situado sobre una báscula digital.

## 4.7. Puesta a punto de la instalación

Para poder tomar datos experimentales con la disolución nitrato de litio-amoniaco se ha llevado a cabo una puesta a punto de la instalación experimental. Para ello se calibraron algunos transductores de la instalación como los de presión y temperatura. Además se ha calculado con estas calibraciones y las ofrecidas por los fabricantes la incertidumbre de medida de cada instrumento. A continuación se comentarán estos puntos y además se hará una breve explicación del llenado de la instalación y la primera toma de contacto con la instalación con agua como fluido interno.

### 4.7.1. Calibración e incertidumbre de la instrumentación

Como se ha comentado, se ha llevado a cabo la calibración de todos los transductores de temperatura de la instalación mediante equipos certificados de calibración. Cada transductor fue calibrado en su rango de operación. Esta calibración es fundamental para reconocer la incertidumbre de los instrumentos. Para el resto de medidores, como caudal, presión, diferencia de presión y densidad se han tomado los valores de incertidumbre proporcionados por los fabricantes.

La incertidumbre de la medida en cada punto del rango calibrado para las termorresistencias Pt-100 es determinada como lo muestra Calvo (2007), de la forma:

$$u_i = \sqrt{u_0 + \sigma_c^2 \left( \frac{1}{n_c} + 1 \right) + \frac{\rho_c^2}{4}} \quad (4.1)$$

El término  $u_0$  es la incertidumbre inicial del patrón, indicada en el certificado de calibración del patrón. Mientras  $\sigma_c^2 \left( \frac{1}{n_c} + 1 \right)$  es un factor de corrección que incluye la desviación típica de los datos  $\sigma_c$  y el número de medidas de la muestra  $n_c$ . Por último, el término  $\frac{\rho_c^2}{4}$  es un factor de corrección residual que se determina mediante:

$$\rho_c = \Delta x_{p,c} - \bar{\Delta x}_{p,c} \quad (4.2)$$

$$\Delta x_{p,c} = \bar{x}_p - \bar{x}_c \quad (4.3)$$

donde

$\Delta x_{p,c}$  es la diferencia del valor medio de cada punto calibrado, del patrón,  $\bar{x}_p$  y del calibrando  $\bar{x}_c$ .

$\Delta \bar{x}_{p,c}$  es el promedio de las diferencias de los valores medios de cada punto calibrado,  $\Delta x_{p,c}$ .

La incertidumbre del instrumento es:

$$U = k \cdot \max(u_i) \quad (4.4)$$

donde  $k$  es un factor de protección y de valor igual a 2 para obtener un intervalo de confianza al 95% de probabilidad. Este valor es recomendado por el servicio de acreditación del Reino Unido UKAS (United Kingdom Accreditation Service).

Por lo tanto, la incertidumbre máxima calculada de esta manera para transductores de presión y de temperatura se muestra en la siguiente Tabla 4.5. También se muestran aquellas incertidumbres proporcionadas por el fabricante para el resto de medidores.

Tabla 4.5 Rango de medición e incertidumbre de los instrumentos de medición.

Variable	Sensor	Rango	Incertidumbre
$T_{gi}$	Temperatura de entrada del fluido caliente en el generador	40-110 °C	±0,55 °C
$T_{go}$	Temperatura de salida del fluido caliente del generador	40-110 °C	±0,35 °C
$T_7$	Temperatura de entrada de disolución en generador	40-110 °C	±0,49 °C
$T_8$	Temperatura de salida de la disolución del generador	40-110 °C	±0,72 °C
$T_9$	Temperatura de salida de la disolución del recuperador	40-110 °C	±0,58 °C
$W$	Vatímetro	0-13 kW	± 0,005% F.S.
$P_g$	Presión a la salida del generador	0-2,3 MPa	±1 kPa

---

$\Delta P$	Diferencial de presión flujo monofásico	0-20 kPa	$\pm 0,25\%$ FS
$\Delta P$	Diferencial de presión flujo bifásico	0-3 kPa	$\pm 10$ Pa
$m_{ag}$	Caudalímetro agua caliente, Coriolis	0-1,25 kg/s	$\pm 0,26\%$ F.S.
$m_5$	Caudalímetro disolución concentrada en amoniaco, Coriolis	0-0,3023 kg/s	$\pm 0,03\%$ F.S.
$T_6$	Temperatura salida de bomba de disolución	10-110 °C	$\pm 0,39$ °C
$\rho_6$	Densidad a la salida de la bomba de disolución, Coriolis	0-10.000 kg/m <sup>3</sup>	$\pm 0,03\%$ F.S.
$T_{10}$	Temperatura de disolución entrada absorbedor	10-60 °C	$\pm 0,40$ °C
$T_5$	Temperatura de disolución salida absorbedor	10-60 °C	$\pm 0,58$ °C
$P_{iny}$	Presión entrada de absorbedor	0-1 MPa	$\pm 1$ kPa
$P_a$	Presión interior absorbedor	0-1 MPa	$\pm 1$ kPa
$T_4$	Temperatura de vapor de amoniaco a la entrada del absorbedor	10-60 °C	$\pm 0,51$ °C
$\dot{m}_r$	Caudalímetro de vapor, Coriolis	0-0,1027 kg/s	$\pm 0,05\%$ F.S

---

#### 4.7.2. Ensayos preliminares con agua

Debido a la complejidad de la utilización de una mezcla con amoniaco se decidió realizar ensayos preliminares con agua para el aprendizaje del llenado y control de la máquina con un fluido conocido y no tóxico. Al mismo tiempo que se aprendió el control y llenado de la instalación se realizaron un par de estudios de transferencia de calor en dos de los elementos principales de la máquina, el generador y el recuperador de calor. Los trabajos sobre el generador con agua están publicados en dos trabajos Zacarías *et al.* (2007) y Ventas *et al.* (2008) en los que se obtuvieron correlaciones de

transferencia de calor monofásica en este elemento. En el caso del recuperador se realizó la caracterización térmica monofásica para el modelo AN27 por López (2008).

### **4.7.3. Preparación y disposición de la disolución**

En primer lugar se realizó un estudio de estanqueidad de la instalación, comprobando las fugas existentes hasta 20 bar usando gas inerte, N<sub>2</sub>. Una vez comprobada la estanqueidad se realizó un vaciado de la instalación para eliminar el agua remante de los ensayos preliminares, haciendo uso de vacío. Una vez comprobado el vaciado completo se procedió al llenado de la instalación con la concentración adecuada. Para ello se introdujo la sal, nitrato de litio, necesaria en la instalación para una concentración en amoniaco de 0,45, conociendo aproximadamente la capacidad interna de la máquina. Esta sal se introducía en un depósito, situado en la parte inferior derecha de la Figura 4.1, que se conecta con la máquina mediante unas válvulas. Una vez acabado con el llenado de la sal se procedió a introducir vapor de amoniaco en el depósito. Como es un proceso exotérmico la disolución que se forma en el depósito tiene que ser enfriada mediante agua de torre para formar la disolución necesaria. Cuando la disolución ya se había formado se subía a la instalación desde el depósito por diferencia de presión, puesto que la presión en el equipo era mucho menor que la atmosférica, mientras que en el depósito era bastante superior, la de saturación. Cuando esta diferencia de presión no fue suficiente para subir la disolución se introdujo vapor de amoniaco para impulsar la disolución. Este depósito también es utilizado para almacenar la disolución cuando la máquina no está operativa.



## Capítulo 5

### **Evaluación experimental de un compresor termoquímico**

La instalación experimental corresponde básicamente a un compresor termoquímico de una máquina de absorción de simple efecto. Cada uno de sus componentes principales, recuperador de calor, generador y absorbedor, va a ser analizado por separado. Además se va a analizar la instalación desde un punto de vista global, es decir, como compresor termoquímico de un ciclo de simple efecto o un ciclo de absorción potenciado con compresión mecánica de baja. Esto último se realiza sin concurso de compresor alguno; antes bien, aumentando la presión en el absorbedor con las válvulas correspondientes. Para poder analizar la operación del compresor termoquímico ha sido necesario utilizar un modelo sencillo del ciclo para obtener las concentraciones necesarias en el llenado de la instalación y para que su comportamiento correspondiera con el de un ciclo de absorción potenciado con compresión mecánica de baja presión a diferentes temperaturas de generación. También se ha realizado un modelo de todo el conjunto en el que se incluyen los fluidos externos de intercambio de calor para comprobar si sus resultados son capaces de predecir los resultados experimentales.

## 5.1. Modelo termodinámico de la instalación

Se han realizado dos modelos de la máquina de absorción. El primero se ha utilizado para determinar las concentraciones de disolución necesarias en el interior de la instalación para operar como compresor termoquímico de los ciclos híbridos, modelo válido para el llenado de la instalación, apartado 5.1.1. El segundo se ha realizado de manera similar al del Capítulo 3, apartado 3.4, pero adaptado a la instalación experimental, modelo de máquina completa, apartado 5.1.2.

### 5.1.1 Modelo termodinámico para el llenado de la instalación

Este modelo está basado en los balances de masa y energía en cada uno de los elementos presentes en la instalación: generador, subenfriador, absorbedor, recuperador de calor, enfriador de vapor, bomba de disolución y válvula de disolución como se muestra en la Figura 5.1. Las ecuaciones son las mismas que las propuestas en el Capítulo 3, apartado 3.4., pero seleccionando únicamente el compresor termoquímico y sin tener en cuenta los fluidos externos. Además se modela, a diferencia del Capítulo 3, un absorbedor adiabático con subenfriador a la entrada del absorbedor. Con este modelo se han determinado las concentraciones de disolución necesarias en la instalación para poder operar a temperaturas de generación entre 55 °C y 110 °C. Además en cada rango de temperaturas tanto la presión de alta como la de baja tenían que tener unos valores adecuados, aquellas que tendría una bomba de calor operada con amoníaco. Para ello, en primer lugar se impuso como límite inferior de presión a la salida del generador la presión de 11 bar<sup>1</sup>, es decir, una temperatura de condensación de 28 °C. En segundo lugar, se impuso como presión mínima en el absorbedor una presión de 4,29 bar que, en caso de no haber compresor, en la línea de baja presión correspondería a una temperatura de evaporación de 0 °C.

Para obtener los resultados con este modelo ha sido necesario imponer la temperatura de salida de la disolución del generador, la temperatura de la disolución a la

---

<sup>1</sup> Aunque no es una unidad del sistema internacional, es de uso común y tiene un orden de magnitud adecuado al uso en este documento, 1 bar = 10<sup>5</sup> Pa.

salida del intercambiador de calor del absorbedor, la presión del absorbedor y el caudal de disolución bombeado por la bomba de disolución. Todas las variables anteriormente comentadas son aquellas que se pueden controlar en la instalación experimental. Es necesario añadir una variable más para resolver el sistema de ecuaciones, siendo la presión del generador. Por lo tanto, mediante el modelo se obtiene una concentración de la disolución de entrada al generador para los valores de los parámetros expuestos anteriormente. Para ese valor de concentración se estudia qué presiones del generador se obtendrían para temperaturas 5-10 °C mayores y 5-10 °C menores para cada presión típica del absorbedor de un ciclo de simple efecto o de absorción potenciado con compresión de baja, simple efecto ( $P_a = 4,29$  bar), ciclo híbrido con  $pr = 1,4$  ( $P_a = 6,01$  bar), ciclo híbrido con  $pr = 1,8$  ( $P_a = 7,73$  bar), ciclo híbrido con  $pr = 2,2$  ( $P_a = 9,45$  bar). Una vez comprobados numéricamente los resultados, se obtiene que, con 4 concentraciones de solución, es posible ensayar un rango de temperaturas del fluido interno entre 55 y 110 °C para el funcionamiento al variar presiones de absorción. Los resultados que se simularon y las concentraciones propuestas se encuentran en la Tabla 5.1 y la Tabla 5.2.

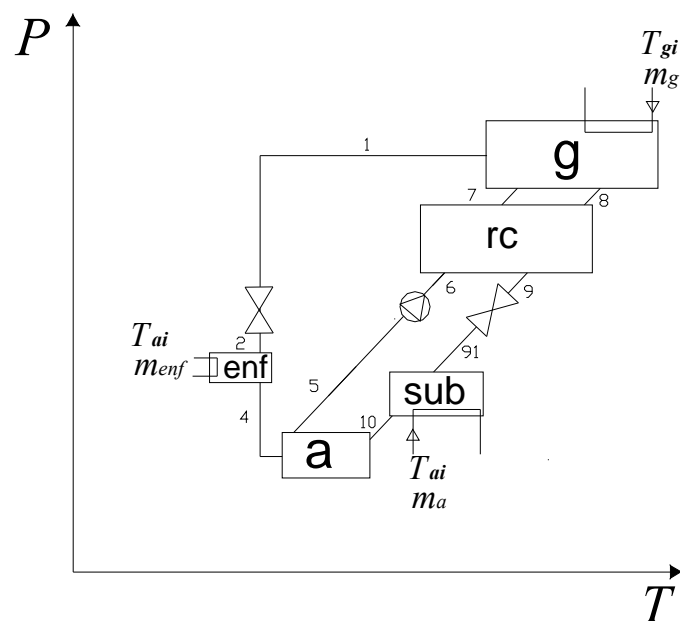


Figura 5.1 Esquema de la instalación experimental.

### 5.1.2 Modelo de la máquina completa

Este modelo está basado, como en el apartado anterior, en las ecuaciones del compresor termoquímico del Capítulo 3, apartado 3.4. En la Figura 5.2 se representa el

esquema de la máquina completa, cuyo compresor termoquímico es idéntico al de la instalación experimental. Se tienen en cuenta los fluidos externos y los intercambiadores de calor a diferencia del modelo del apartado anterior. El área de transferencia de calor de cada intercambiador de la simulación es el de cada uno de los intercambiadores de calor de la instalación real, expuestos en el Capítulo 4.

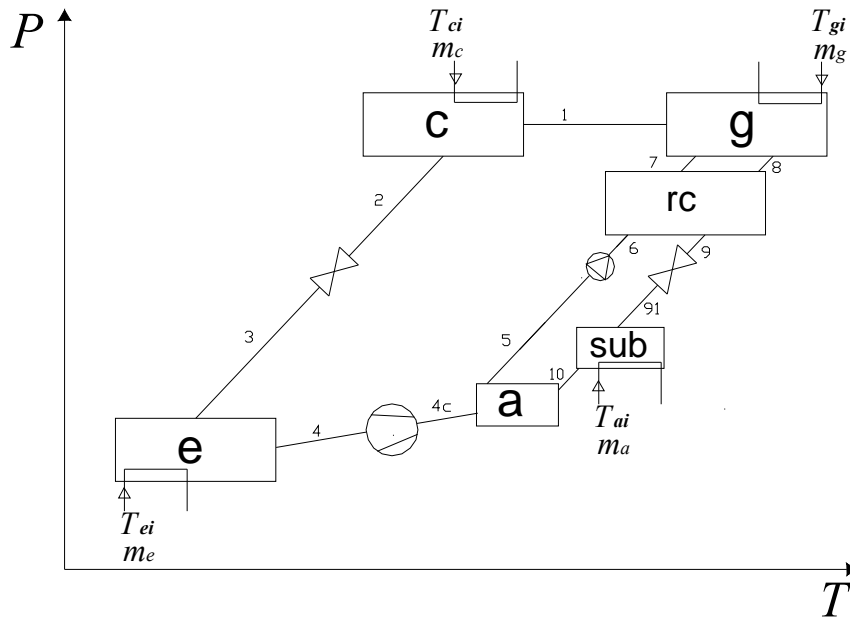


Figura 5.2 Esquema del ciclo de absorción potenciado con compresión mecánica de baja con el mismo compresor termoquímico que la instalación experimental.

En este modelo se ha tenido en cuenta el factor de aproximación al equilibrio adiabático que se define a continuación. Con este factor se determina el grado de saturación de la disolución en el absorbedor adiabático y ha sido usado por varios autores, Ryan (1994 y 1995) y Zacarías (2009) entre otros, para el análisis de resultados experimentales.

En este modelo, el factor de aproximación al equilibrio adiabático ( $F_{ad}$ ) es una de las variables de entrada en la simulación. Este factor se define como:

$$F_{ad} = \frac{X_5 - X_8}{X_{eq,ad} - X_8} \quad (5.1)$$

$X_{eq,ad}$  se obtiene gracias al balance de energía y masa en el absorbedor adiabático suponiendo equilibrio a la salida del absorbedor:

$$P_{eq,ad} = P_a \quad (5.2)$$

$$P_{eq,ad} = P(X_{eq,ad}, T_{eq,ad}) \quad (5.3)$$

El balance de energía en el absorbedor en caso de haber llegado al equilibrio adiabático es:

$$\dot{m}_8 \cdot h_{10} + \dot{m}_{r,eq} \cdot h_{4c} = (\dot{m}_8 + \dot{m}_{r,eq}) h_{eq,ad} \quad (5.4)$$

$$h_{eq,ad} = h(X_{eq,ad}, T_{eq,ad}) \quad (5.5)$$

El balance de masa de refrigerante en el absorbedor, en caso de haber llegado al equilibrio adiabático, se formula de la siguiente manera:

$$\dot{m}_8 \cdot X_8 + \dot{m}_{r,eq} = (\dot{m}_8 + \dot{m}_{r,eq}) \cdot X_{eq,ad} \quad (5.6)$$

Con el valor de  $X_{eq,ad}$  e imponiendo un valor de  $F_{ad}$  se realiza de nuevo el balance de energía y de masa en el absorbedor, por lo tanto no asumiendo equilibrio a la salida del absorbedor:

$$\dot{m}_8 \cdot h_{10} + \dot{m}_r \cdot h_{4c} = (\dot{m}_8 + \dot{m}_r) h_5 \quad (5.7)$$

$$h_5 = h(X_5, T_5) \quad (5.8)$$

El balance de masa de refrigerante en el absorbedor, en caso de no haber alcanzado equilibrio adiabático, se puede formular como:

$$\dot{m}_8 \cdot X_8 + \dot{m}_r = \dot{m}_5 \cdot X_5 \quad (5.9)$$

El resto de balances de energía y masa son los mismos que los expuestos en el modelo del Capítulo 3. Los valores de entrada se expondrán en el apartado 5.3.6 de este capítulo, donde se comparan los resultados experimentales con la simulación.

## 5.2. Procedimiento experimental

Todos los ensayos fueron realizados en estado estacionario, mantenido durante un periodo de medición de 5 minutos. Los ensayos del compresor termoquímico se han llevado a cabo con dos modelos de intercambiadores de calor de placas como recuperador de calor, ALFA LAVAL AN27 y ALFA LAVAL AN52. Esto fue debido a que el modelo AN27, que se encontraba en la instalación inicialmente, dio lugar a una baja eficiencia que mermaba el rendimiento de la instalación; por lo tanto, se aumentó el tamaño del intercambiador de calor para aumentar su eficiencia, modelo AN52. El listado de los puntos experimentales que se han obtenido para el caso en el que el recuperador era el modelo ALFALAVAL AN27, se muestran en la Tabla 5.1.

Tabla 5.1 Ensayos propuestos con el modelo de recuperador de calor ALFA LAVAL AN 27.

<b>Concentración en amoniaco de la disolución <math>X_5</math></b>	<b>Temperaturas salida generador <math>T_8</math> (°C)</b>	<b>Presión absorbedor <math>P_a</math> (bar)</b>	<b>Caudal de disolución <math>\dot{m}_5</math> (kg/min)</b>
0,45	90-95-100-105	4,29-6,01-7,73-9,45	3,5
0,5	70-75-80-85	4,29-6,01-7,73-9,45	3,5
0,55	65-70-75	6,01-7,73-9,45	3,5

De todos los ensayos posibles en el listado, en algunos no se pudo medir debido a limitaciones superiores e inferiores de presión en el generador. A altas concentraciones, es decir, bajas temperaturas de entrada al generador, los ensayos a  $P_a = 4,29$  bar no se pudieron llevar a cabo, como se muestra con la máxima concentración en la tabla. En total fueron medidos 31 puntos experimentales de los 41 propuestos.

En la Tabla 5.2 se exponen los ensayos que se pretendían llevar a cabo con la instalación con el recuperador de calor modelo ALFA LAVAL AN52.

Tabla 5.2 Ensayos propuestos con el modelo de recuperador de calor ALFA LAVAL AN52.

<b>Concentración en amoníaco de la disolución X5</b>	<b>Temperaturas salida generador T8 (°C)</b>	<b>Presión absorbedor Pa (bar)</b>	<b>Caudal de disolución <math>\dot{m}_5</math> (kg/min)</b>
0,45	90-95-100-105	4,29-6,01-7,73-9,45	3,5
0,5	70-75-80-85	4,29-6,01-7,73-9,45	3,5
0,55	65-70-75	6,01-7,73-9,45	3,5
0,59	55-60-65	7,73-9,45	3,5

Como se comentó para el otro modelo de recuperador de calor, no todos los ensayos propuestos se pudieron llevar a cabo por las limitaciones anteriormente comentadas. Finalmente se han llevado a cabo 35 ensayos de los 47 propuestos.

### 5.3. Análisis de los resultados experimentales

Los resultados van a ser analizados separadamente para cada uno de los componentes (recuperador de calor, generador y absorbedor) en la primera parte de este apartado. A continuación se analizará el comportamiento del compresor termoquímico y se compararán los resultados experimentales con los obtenidos mediante modelo del apartado 5.1.2.

#### 5.3.1. Comportamiento estable de las mediciones

En este apartado se muestra la estabilidad de los datos obtenidos experimentalmente. Para ello se ha seleccionado una de las 66 mediciones, cuya duración es de 5 minutos. Dentro de esos 5 minutos los valores fueron tomados cada 8 s. Mediante gráficas se va a analizar la estabilidad de todas las variables termodinámicas utilizadas para los posteriores estudios, a modo de ejemplo.

En la Figura 5.3 se muestra el valor de las temperaturas de entrada ( $T_7$  y  $T_{g,i}$ ) y salida ( $T_8$  y  $T_{g,o}$ ) al generador y entrada ( $T_6$  y  $T_8$ ) y salida ( $T_7$  y  $T_9$ ) del recuperador de calor durante los 5 minutos de medición del punto a una concentración en amoníaco de la disolución de 0,48; a una temperatura de generación de 75 °C y a una presión del absorbedor de 6,01 bar. En esta figura también se muestran las desviaciones estándar  $\sigma$  de cada una de ellas.

En la Figura 5.4 se muestra la variación de los caudales máscicos de disolución  $\dot{m}_5$ , de refrigerante  $\dot{m}_r$  y de agua caliente  $\dot{m}_{ag}$ , además de la presión del generador  $P_g$  para el mismo punto de medida.

Por último, en la Figura 5.5 se muestra la variación de las temperaturas de entrada, disolución  $T_{10}$  y vapor de amoníaco  $T_4$ , temperatura de salida del absorbedor  $T_5$  y las presiones de absorción  $P_a$  y de inyección  $P_{iny}$  para el mismo punto.



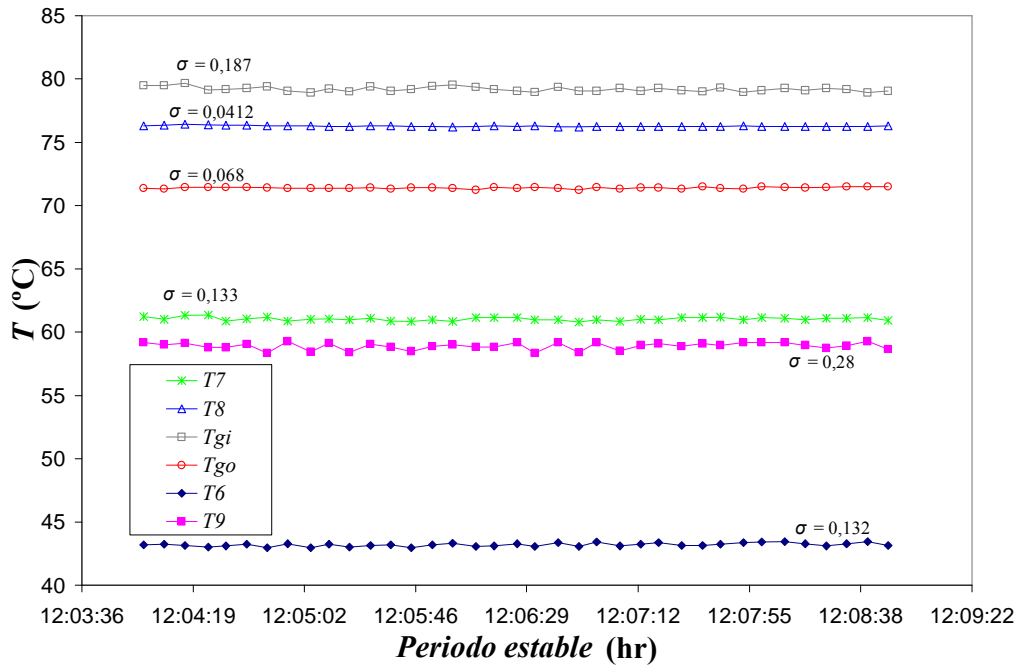


Figura 5.3 Temperaturas de entrada y salida en el generador y recuperador de calor para el punto  $X_5 = 0,5$ ,  $T_8 = 75 \text{ }^\circ\text{C}$  y  $P_{abs} = 6,01 \text{ bar}$  para el periodo de 5 minutos de medida.  $\sigma$  está expresada en las unidades de la variable.

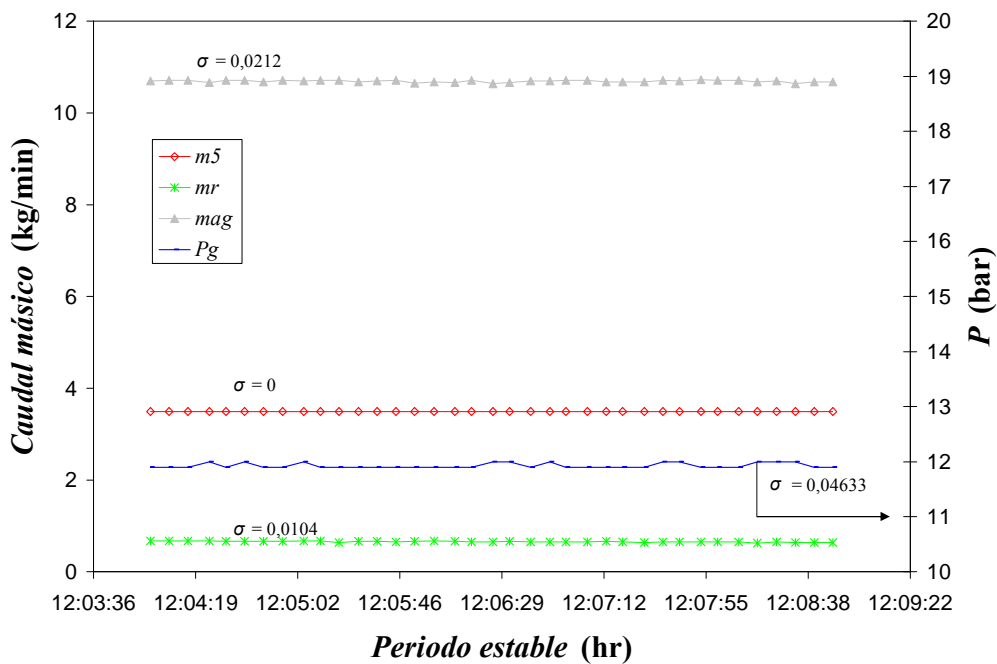


Figura 5.4 Caudales másicos de disolución, refrigerante y agua caliente para el punto  $X_5 = 0,48$ ,  $T_8 = 75 \text{ }^\circ\text{C}$  y  $P_a = 6,01 \text{ bar}$  para el periodo de 5 minutos de medida.  $\sigma$  está expresada en las unidades de la variable.

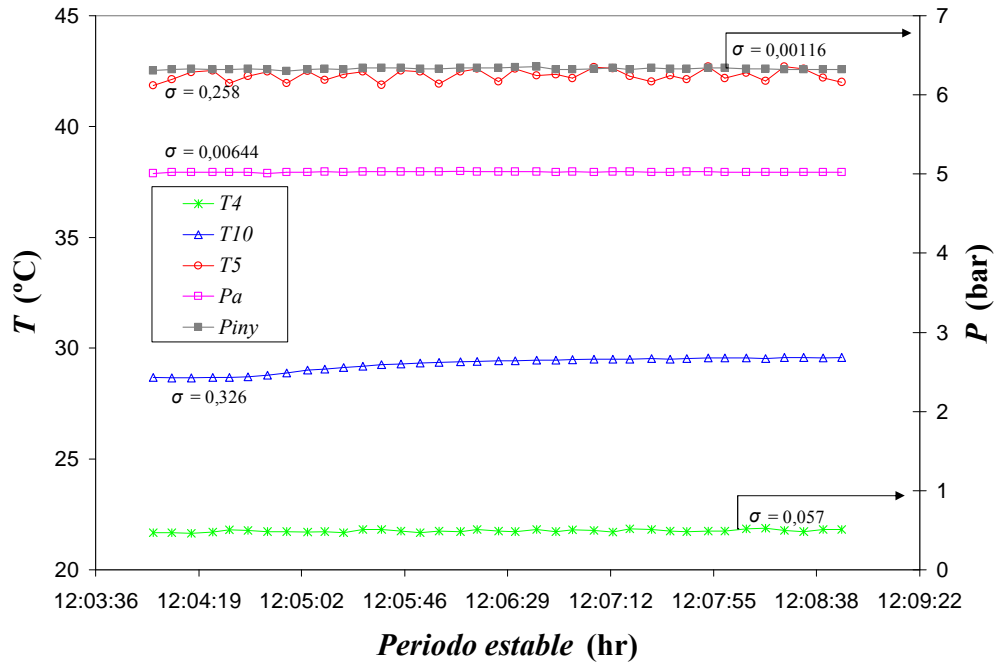


Figura 5.5 Temperaturas de entrada y salida del absorbedor y presiones de absorción e inyección para el punto:  $X_5 = 0,48$ ,  $T_8 = 75$  °C y  $P_a = 6,01$  bar, para el periodo de 5 minutos de medida.  $\sigma$  está expresada en las unidades de la variable.

Como se puede apreciar, en todas las curvas hay gran estabilidad de los puntos medidos, encontrándose valores de la deriva u oscilación muy pequeños; por lo tanto, en todas las mediciones se puede concluir que se ha trabajado en estado estacionario.

### 5.3.2. Propiedades termodinámicas de la disolución y el amoniaco

Tanto para el modelo como para el análisis de los resultados experimentales se han utilizado las correlaciones de las propiedades termodinámicas de la disolución nitrato de litio-amoniaco de Libotean *et al.* (2007) y Libotean (2008). Esto se debe a que el grado de ajuste de los datos experimentales fue mayor con estas correlaciones que con las propuestas por Infante Ferreira (1984).

Mientras para las propiedades del amoniaco se han usado los datos proporcionados por el Software EES<sup>®</sup> de Klein *et al.* (1999).

### 5.3.3. Recuperador de calor

En este apartado se analizan los resultados de transferencia de calor de los dos intercambiadores de calor de placas que fueron utilizados como recuperadores de calor en la instalación experimental. Para ello primero se expone el método de obtención de las correlaciones para caracterizar térmicamente ambos elementos. Por último se exponen las correlaciones de transferencia de calor de cada uno de los intercambiadores.

#### 5.3.3.1. Caracterización térmica de flujo monofásico

El coeficiente global de transferencia de calor se obtiene experimentalmente a través de:

$$U = \frac{\dot{Q}}{A \cdot F \cdot \Delta T_{lm}} \quad (5.10)$$

donde  $A$  es el área de transferencia de calor del intercambiador.  $F$  es el factor de corrección de la diferencia de temperaturas logarítmica media  $\Delta T_{lm}$ , debido a que las placas externas sólo transfieren calor en una de sus caras. Este factor viene determinado por los cálculos propuestos por Shah y Kandlikar (1986). La potencia intercambiada a ambos lados viene determinada por:

$$\dot{Q} = \dot{m}_c (h_{c,i} - h_{c,o}) = \dot{m}_f (h_{f,o} - h_{f,i}) \quad (5.11)$$

La diferencia de temperaturas logarítmica media para flujo en contracorriente se define como:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{c,i} - T_{f,o}) - (T_{c,o} - T_{f,i})}{\ln \left( \frac{(T_{c,i} - T_{f,o})}{(T_{c,o} - T_{f,i})} \right)} \quad (5.12)$$

En las ecuaciones anteriores se definen los subíndices como:  $c$  para el fluido caliente  $f$  el fluido frío y los subíndices  $i$  como entrada y  $o$  salida.

El coeficiente global de transferencia de calor puede ser definido mediante las resistencias térmicas a ambos lados del intercambiador:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_f} + \frac{e}{k_p} + R_c + R_f \quad (5.13)$$

donde  $h_c$  y  $h_f$  son los coeficientes de transferencia de calor por convección del lado caliente y frío respectivamente.  $R_c$  y  $R_f$  son las resistencias térmicas por ensuciamiento. En este trabajo se van a suponer despreciables frente al resto de términos, puesto que los

elementos son nuevos y se trabaja en un circuito cerrado y sin corrosión u oxidación manifiesta. Por último, aparece el término de resistencia térmica debido a la placa en la que  $e$  es el espesor de la placa y  $k_p$  es la conductividad térmica de la placa.

Los coeficientes de transferencia de calor por convección se obtienen gracias a correlaciones de transferencia de calor que dependen de las propiedades térmicas y dinámicas del fluido. Estas correlaciones, por los estudios teóricos de índole básica desarrollados y por la experiencia acumulada se asume que son de la siguiente forma:

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{k} = C \cdot Re^a \cdot Pr^b \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^d \quad (5.14)$$

siendo  $Nu$  el número adimensional de Nusselt que define la transferencia de calor convectiva. Se definen los números adimensionales de Reynolds ( $Re$ ) y Prandtl ( $Pr$ ) como:

$$Re = \frac{u \cdot \rho \cdot L_c}{\mu} \quad (5.15)$$

$$Pr = \frac{\mu \cdot Cp}{k} \quad (5.16)$$

$D_h$  es el diámetro hidráulico y  $k$  la conductividad térmica del fluido. Los números adimensionales de Reynolds y de Prandtl:  $Re$  y  $Pr$ , sirven para correlacionar la transferencia de calor asumiéndolos variables independientes, necesitando una corrección de viscosidad proporcionada por la relación de la viscosidad  $\mu$  del fluido y la viscosidad del fluido en la pared  $\mu_p$ , evaluada a la temperatura de ésta. Las constantes  $C$ ,  $a$ ,  $b$  y  $d$  se obtienen empíricamente y son los valores que se pretende obtener en este capítulo para cada intercambiador. Para el caso que nos ocupa, los valores de estas constantes suelen estar dentro del rango que a continuación se expone, según Marriot (1971):

$$C = 0,15 - 0,40$$

$$a = 0,65 - 0,85$$

$$b = 0,3 - 0,45, \text{ (usualmente } 0,333)$$

$$d = 0,05 - 0,20$$

Para ajustar estos números a los resultados experimentales se va a utilizar el método de Wilson modificado, propuesto originalmente por Wilson (1915). Este método ha sido utilizado por gran cantidad de autores y expuesto con claridad en el trabajo de Zacarías (2009).

La primera suposición de este método es que tanto  $a$ ,  $b$  como  $d$  son similares a ambos lados del intercambiador, debido ello a que ambos fluidos tienen prácticamente las mismas propiedades térmicas y dinámicas.

La segunda suposición es que los valores de  $b = 0,33$  y  $d = 0,14$  se toman como valores constantes, como en el trabajo de Zacarías (2009), debido ello al buen ajuste de los resultados experimentales mediante la utilización de esas constantes. Es un cálculo iterativo en el que a partir de una primera suposición de la constante  $a$  encuentra los valores de  $C_c$  y  $C_f$  en una primera ecuación y a partir de esos valores se calcula de nuevo  $a$  mediante una segunda ecuación. Este cálculo se repite hasta que ambos valores de  $a$  sean similares.

La primera ecuación se obtiene sustituyendo los valores de  $h_c$  y  $h_f$  en la ecuación (5.13) mediante los valores despejados de la ecuación (5.14).

$$\left(\frac{1}{U} - \frac{t}{k_p}\right) \frac{k_c}{D_h} Re_c^a Pr_c^{0,33} \left(\frac{\mu_c}{\mu_{c,p}}\right)^{0,14} = \frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f} \frac{Re_c^a Pr_c^{0,33} k_c \left(\frac{\mu_c}{\mu_{c,p}}\right)^{0,14}}{Re_f^a Pr_f^{0,33} k_f \left(\frac{\mu_f}{\mu_{f,p}}\right)^{0,14}} \quad (5.17)$$

En esta primera ecuación, tanto la pendiente como el origen de ordenadas son la inversa de las constantes  $C_f$  y  $C_c$  respectivamente; por lo tanto, suponiendo un primer valor de la constante  $a$  y usando los datos experimentales, se calculan los valores de  $C_c$  y  $C_f$ .

La segunda ecuación proviene de la manipulación de la ecuación anterior (5.17).

$$\ln \left[ \left( \frac{1}{U} - \frac{t}{k_p} - \frac{D_h}{k_f Re_f^b Pr_f^{1/3} C_f \left(\frac{\mu_f}{\mu_{f,p}}\right)^{0,14}} \right) Pr_c^{1/3} \frac{k_c}{D_h} \left(\frac{\mu_c}{\mu_{c,p}}\right)^{0,14} \right]^{-1} = a \cdot \ln(Re_c) + \ln(C_c) \quad (5.18)$$

El origen de ordenadas de esta ecuación resulta ser  $a$ . Si este valor de  $a$  es diferente al inicial de la iteración entonces se utiliza este valor para seguir iterando, introduciéndolo de nuevo en la ecuación (5.17).

Las hipótesis de cálculo que se han tenido en cuenta para el cálculo de las correlaciones son:

- El coeficiente global de transferencia de calor es constante a lo largo del intercambiador de calor.

- La temperatura y el flujo másico son constantes a lo largo del ancho del intercambiador.
- El calor no se conduce en dirección del flujo, ni por el fluido ni por las paredes del intercambiador.
- El flujo se distribuye uniformemente a través de todos los canales del intercambiador.
- Las propiedades del fluido son evaluadas a la temperatura intermedia entre la entrada y la salida.
- Las pérdidas de calor al exterior son despreciables.

### 5.3.3.2. Caracterización térmica del recuperador de calor modelo AN 27

En este apartado se lleva a cabo la caracterización térmica de este intercambiador de placas mediante los resultados experimentales. Ya fue llevada a cabo con agua como fluido interno en la misma instalación por López (2009). En este trabajo se encontraron errores máximos de calor entre el lado frío y caliente del 6% y de media un 3,1% demostrando que se pueden despreciar las pérdidas de calor al ambiente. Se comparará la correlación obtenida con la propuesta por ese trabajo. Las características geométricas de este intercambiador se han expuesto en el Capítulo 4, apartado 4.2.2.1.

El lenguaje de ordenador utilizado para resolver la iteración es el programa MathCad<sup>®</sup>. El método de Wilson no convergió al introducir los valores experimentales. Esto puede deberse a que los caudales y propiedades termodinámicas de los fluidos a ambos lados del intercambiador son muy similares y esto produce una indeterminación a la hora de resolverlo mediante MathCad<sup>®</sup>. Una de las soluciones es imponer que los valores de las constantes  $C_c$  y  $C_f$  sean iguales. Se intentó resolver este caso particular mediante el método de Wilson, pero no se obtuvo convergencia. Por último, se logró resolver con los valores de las constantes  $C_c$  y  $C_f$  y mediante un ajuste por mínimos cuadrados, obteniéndose los valores de las constantes  $a$  y  $C = C_c = C_f$ . En el trabajo realizado por López los resultados también se tuvieron que obtener a partir de este ajuste, ya que el método de Wilson no convergió.

La correlación obtenida a partir de los 31 puntos experimentales es la siguiente:

$$Nu_c = Nu_f = 0,144 \cdot Re^{0,832} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} \begin{cases} 70 < Re < 185 \\ 9,6 < Pr < 20,36 \end{cases} \quad (5.19)$$

En la Figura 5.6 se representan los datos experimentales del coeficiente global de transferencia de calor, calculados mediante la correlación propuesta en este trabajo (5.19) en función de los calculados experimentalmente mediante la ecuación (5.10). Como puede observarse, prácticamente todos los datos están dentro del 5 % de error. Por lo tanto, se demuestra que la correlación propuesta en este trabajo sigue favorablemente los resultados experimentales. La desviación estándar de los datos experimentales respecto de la correlación es de  $\sigma = 35,06 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ .

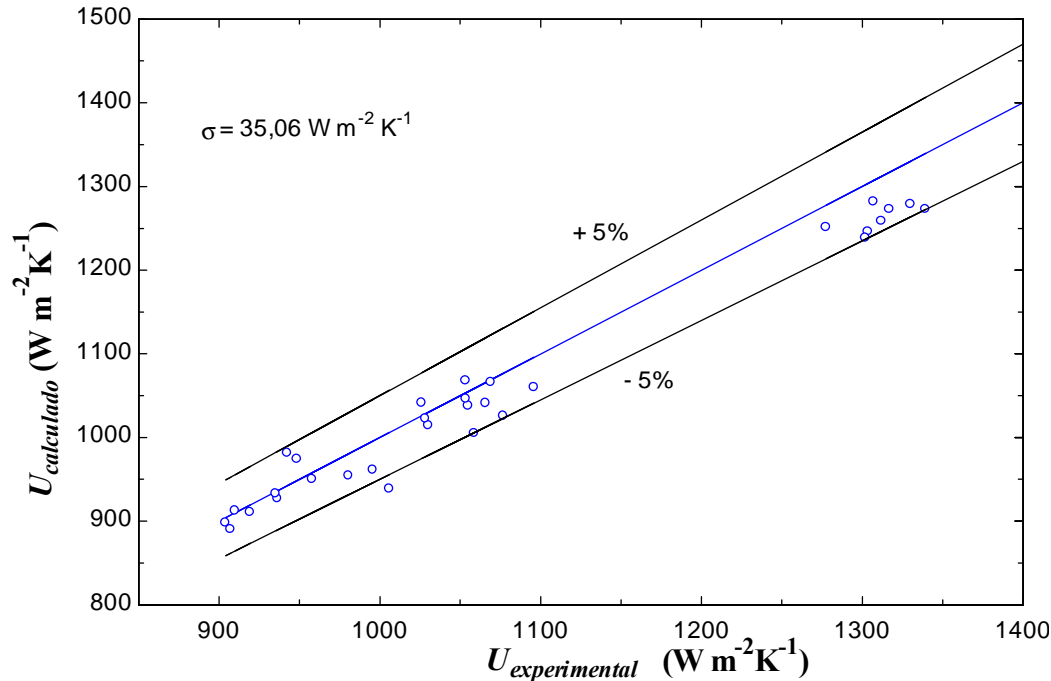


Figura 5.6 Coeficiente global de transferencia de calor calculado  $U_{\text{calculado}}$  con la correlación de este trabajo en función del coeficiente global de transferencia de calor experimental  $U_{\text{experimental}}$  según ecuación (5.10) Intercambiador modelo AN 27.

En la Figura 5.7 se muestra la comparación de los resultados de la correlación con la propuesta en el estudio llevado a cabo por López (2009) con agua, cuya correlación se muestra a continuación:

$$Nu_c = Nu_f = 0,397 \cdot Re^{0,626} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad 160 < Re < 1.600 ; 2,3 < Pr < 5,9 \quad (5.20)$$

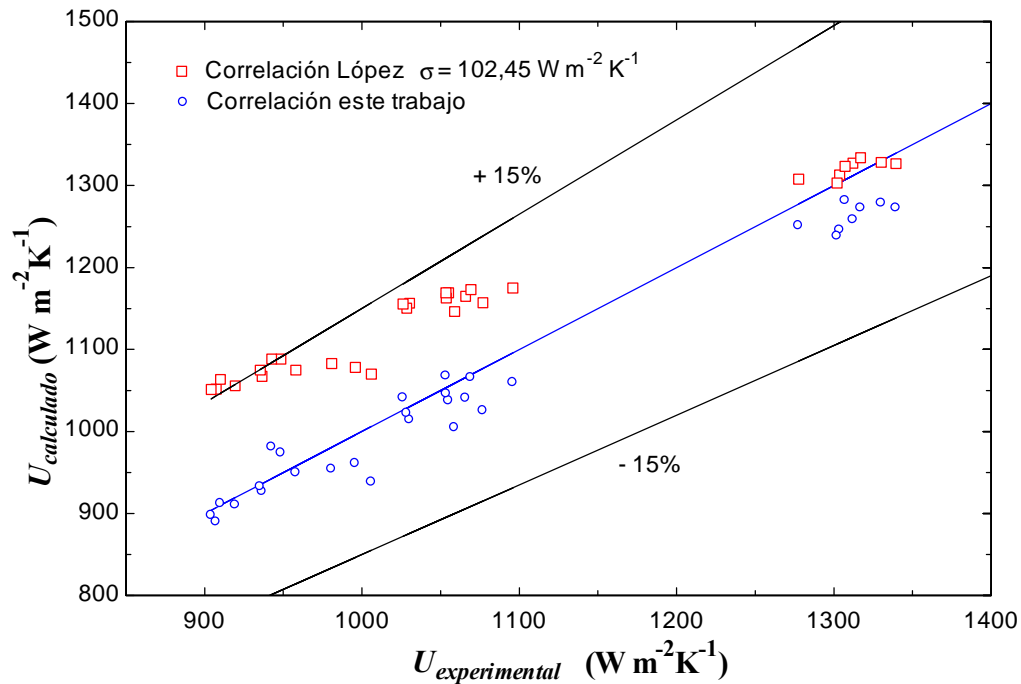


Figura 5.7 Coeficiente global de transferencia de calor calculado  $U_{calculado}$  con correlación propuesta en este trabajo y con la correlación propuesta en el trabajo de López (2009) en función del coeficiente global experimental  $U_{experimental}$ . Intercambiador modelo AN27.

En la Figura 5.7 se puede observar que los valores del coeficiente global de transferencia de calor obtenido con ambas correlaciones están dentro del 15 % de error. Se puede observar también que, para los coeficientes más bajos, los valores parecen alejarse. Aún así el 15 % de error es un valor aceptable en este ámbito, indicando que la correlación obtenida con un fluido diferente para un mismo intercambiador puede llegar a ser válida para otro fluido aunque los rangos de  $Pr$  y  $Re$  no sean exactamente los mismos, al menos para los rangos abordados en este trabajo.

### 5.3.3.2.1. Análisis de incertidumbre

Se ha llevado a cabo un análisis de la incertidumbre de las mediciones de los resultados obtenidos para la caracterización térmica del recuperador de placas. Este cálculo se ha realizado basado en lo recomendado por el NIST (de sus siglas en inglés, National Institute of Standards and Technology):

$$U_Y = \sqrt{\sum_i \left( \frac{\partial Y}{\partial X_i} \right)^2 U_{x_i}^2} \quad (5.21)$$

siendo  $U$  la incertidumbre de la variable.



Este método de cálculo va a ser utilizado en todo este trabajo para el cálculo de todas las incertidumbres de las variables determinadas mediante los datos experimentales, dada su equivalente naturaleza a estos efectos; esto es, estadística Gaussiana.

En la Tabla 5.3 se exponen los valores de la incertidumbre de las variables utilizadas en la caracterización del recuperador de calor.

Tabla 5.3 Estimación de las incertidumbres de las variables calculadas para recuperador de calor AN27.

Variable	Incertidumbre
Reynolds lado frío, $Re_f$	$\pm 0,73 \%$
Prandtl lado frío, $Pr_f$	$\pm 0,6 \%$
Reynolds lado caliente, $Re_c$	$\pm 1,14 \%$
Prandtl lado caliente, $Pr_c$	$\pm 0,897 \%$
Coeficiente global de transferencia de calor experimental, $U_{experimental}$	$\pm 16,6 \%$

### 5.3.3.3. Caracterización térmica del recuperador de calor modelo AN 52

En este apartado se va a caracterizar experimentalmente el recuperador de calor de placas ALFA LAVAL<sup>®</sup> modelo AN52. A diferencia del modelo AN27 no se han encontrado trabajos anteriores en los que se haya caracterizado térmicamente este modelo de intercambiador. Las características geométricas de este intercambiador se han expuesto en el Capítulo 4, apartado 4.2.2.2.

Como en el apartado anterior, se intentó encontrar la correlación con el método de Wilson pero no hubo convergencia. Por lo tanto, se supuso igualmente que la constante  $C_c$  y  $C_f$  de ambos fluidos fuera la misma. Se determinaron los valores de las constantes  $a$  y  $C = C_c = C_f$  por ajuste mediante mínimos cuadrados.

La correlación obtenida a partir de los 35 puntos resultó ser la siguiente:

$$Nu_c = Nu_f = 0,555 \cdot Re^{0,652} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} \begin{cases} 11,8 < Re < 41,2 \\ 9,6 < Pr < 24,5 \end{cases} \quad (5.22)$$

En la Figura 5.8 se representan los datos experimentales del coeficiente global de transferencia de calor, calculados experimentalmente mediante ecuación (5.10) en función de los datos calculados mediante la correlación propuesta en este trabajo (5.22).

En este caso se observa cómo hay varios datos que se alejan más de un 100% de la correlación obtenida. Por lo tanto se puede concluir que esta correlación no ajusta bien los datos experimentales.

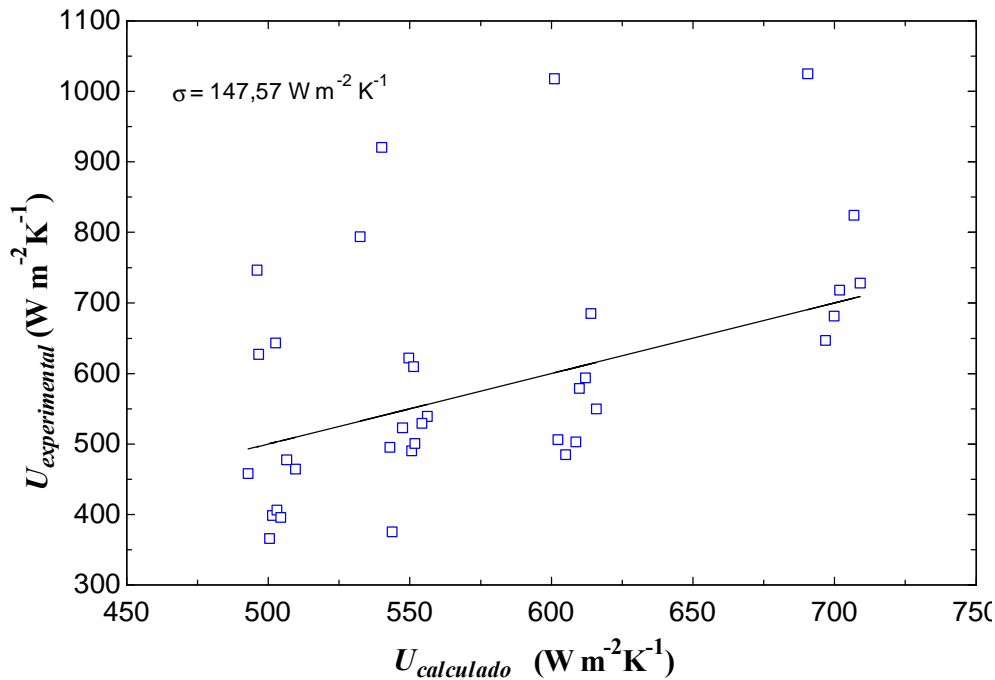


Figura 5.8 Coeficiente global de transferencia de calor experimental  $U_{experimental}$  en función del coeficiente global de transferencia de calor calculado  $U_{calculado}$  mediante correlación. Intercambiador modelo AN52.

Debido a no haber podido obtener una baja dispersión alrededor de la correlación mediante los datos experimentales se va a hacer un estudio de estos datos. Uno consiste en analizar el error entre el calor a ambos lados del intercambiador. Se comprobó cuáles son las diferencias de ese error con respecto al modelo AN27, para el cual los datos se correlacionaban bien. Este error se define como:

$$Error_{rc} = \frac{|\dot{Q}_{rc,c} - \dot{Q}_{rc,f}|}{\dot{Q}_{rc,c}} 100 \quad (5.23)$$

donde los subíndices  $c$  y  $f$  indican lado caliente y lado frío respectivamente. Los resultados del cálculo del error se muestran en la Figura 5.9. En esta misma figura puede apreciarse como los valores del modelo AN52 en general tienen valores del error más elevados que el modelo AN27. Tras una detallada inspección del experimento se llegó a la hipótesis de que este fenómeno puede ser debido a la entrada de vapor de amoníaco en el recuperador de calor, procedente de la salida del generador, que al bajar la temperatura se reabsorbe desprendiendo calor en el recuperador, lo cual hace que se caliente más de lo supuesto la disolución del lado frío antes de entrar al generador. Este

fenómeno no se tiene en cuenta a la hora de formular las ecuaciones del cambiador de calor, ya que se supone que todo lo que entra en el recuperador de calor es disolución líquida. Por tanto, en el análisis de los ensayos, el error en aquellos ensayos donde haya habido mayor ingestión de vapor de amoníaco es más elevado.

La eficiencia,  $COP$ , de una máquina de absorción, en la que ocurriera este fenómeno en su compresor termoquímico, no se vería muy disminuida, como se explica a continuación. Aunque una pequeña parte del vapor no se dirija al circuito de vapor, y por lo tanto menos efecto frigorífico se pudiera producir, el calor liberado por esa absorción sirve para calentar más la disolución fría que se dirige al generador y por lo tanto menos calor será aportado por el generador. Evidentemente, como la eficiencia del recuperador es menor de 1,0, hay una pequeña pérdida de  $COP$  en la máquina de absorción.

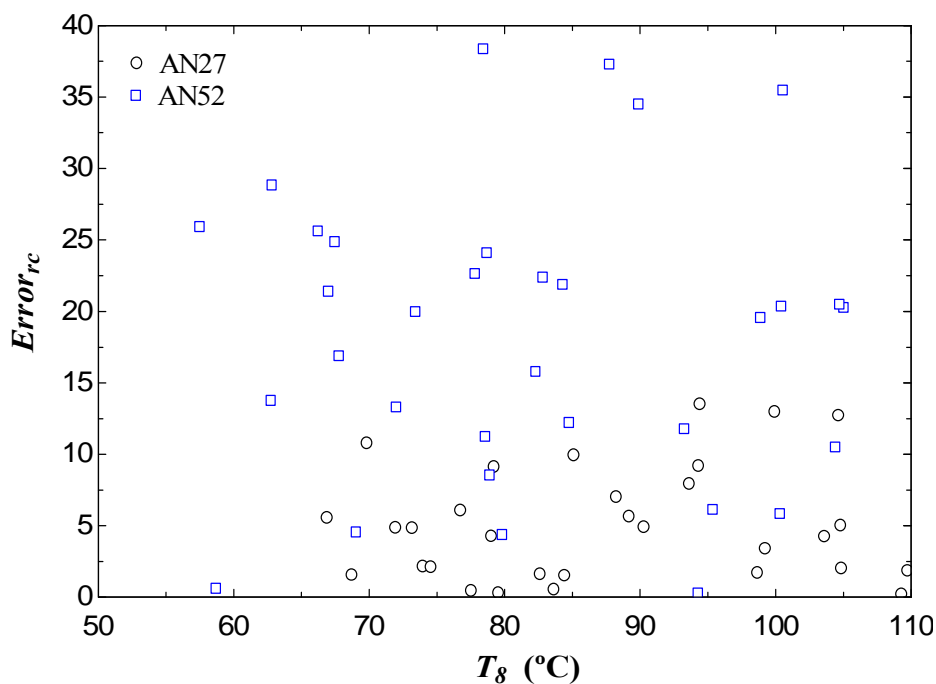


Figura 5.9 Error en % del recuperador  $Error_{rec}$  en función de la temperatura de entrada al recuperador del fluido caliente  $T_8$  para los modelos de intercambiador de calor AN27 y AN52.

La Figura 5.10 muestra los valores del calor del recuperador, tanto del lado caliente como el frío en función del  $Error_{rec}$ . En esa figura se puede observar cómo los valores del calor intercambiado en el lado frío, calculado siempre como si fuera un flujo monofásico sin tener en cuenta la posible absorción, son superiores a los del lado caliente, para  $Error_{rec}$  superiores al 10 %. Esto apoya la hipótesis anteriormente explicada sobre la reabsorción de amoníaco en el recuperador da calor. Es decir que

debido a la absorción, la diferencia entre el calor intercambiado a ambos lados del intercambiador, siempre superior en el lado frío, sugiere que ha podido absorberse parte del vapor en el lado caliente del cambiador.

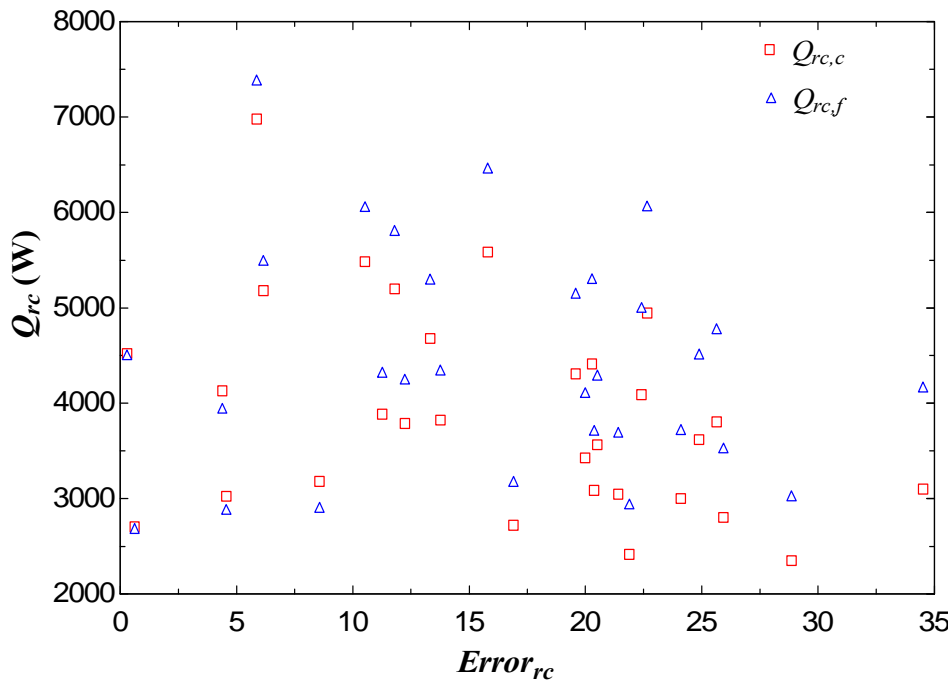


Figura 5.10 Calor intercambiado en el recuperador en el lado caliente  $\dot{Q}_{rc,c}$  y frío  $\dot{Q}_{rc,f}$  en función del error en % del recuperador  $Error_{rc}$  para el modelo de intercambiador de calor AN52. El error viene dado por la distancia vertical entre triángulos y cuadradillos alineados por parejas verticalmente.

#### 5.3.3.4. Comparación de ambos modelos como recuperador de calor de un compresor termoquímico

En este apartado se va a realizar la comparación de los dos modelos de intercambiadores de calor de placas. Para este análisis se van a estudiar las eficiencias de cada uno de los intercambiadores que se han ensayado en la instalación experimental. El cálculo de la eficiencia se ha realizado con la ecuación (5.24). Esta comparación se muestra en la Figura 5.11.

$$\epsilon_{rc} = \frac{\dot{Q}_f}{(\dot{m}Cp)_{\min} (T_8 - T_6)} \quad (5.24)$$

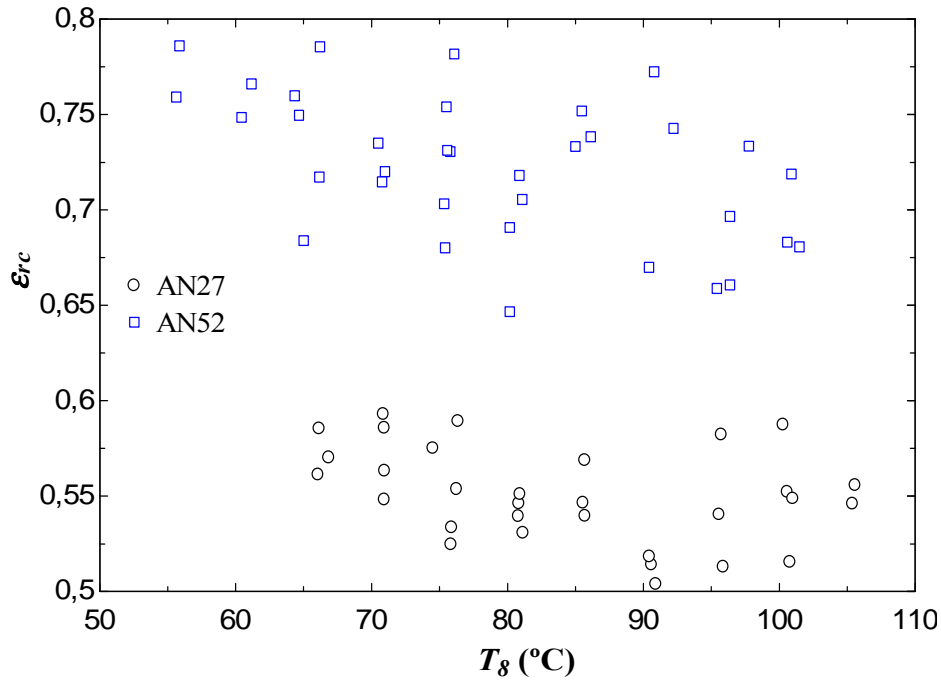


Figura 5.11 Eficiencia experimental de ambos recuperadores  $\epsilon_{rc}$  en función de la temperatura de entrada al recuperador del fluido caliente  $T_8$  para los modelos de intercambiador de calor AN27 y AN52.

La gráfica muestra la diferencia de eficiencias entre ambos intercambiadores. Debido al pequeño tamaño del intercambiador AN27 la eficiencia de intercambio era exigua, entre 0,5 y 0,6. Mientras para el modelo AN52 la eficiencia en todo el rango de temperaturas está en el rango de 0,65 a 0,8, siendo estos valores representativos de este tipo de elemento en una máquina de absorción de simple efecto eficiente.

### 5.3.4. Generador de vapor

En este apartado se comprueba la validez de la correlación propuesta por Zacarías (2009) para determinar el coeficiente global de transferencia de calor de flujo bifásico en ebullición con la disolución nitrato de litio-amoniaco. Para ello, en primer lugar se va a explicar cómo determinar el coeficiente de transferencia de calor bifásico mediante los resultados experimentales. También se analizará cómo afecta el cambio de concentración en este coeficiente.

#### 5.3.4.1. Ebullición forzada en flujo bifásico

Para poder analizar la ebullición forzada en el generador se ha dividido este intercambiador en dos regiones: calentamiento subenfriado (si lo hubiera) y ebullición. La primera región es aquella hasta que se llega a la temperatura de saturación. La

segunda es aquella donde existe flujo bifásico, empezando cuando la temperatura media del fluido es la de saturación y llegando hasta la salida del generador. Estas dos regiones se muestran en la Figura 5.12, que representa dos canales adyacentes del generador de calor.

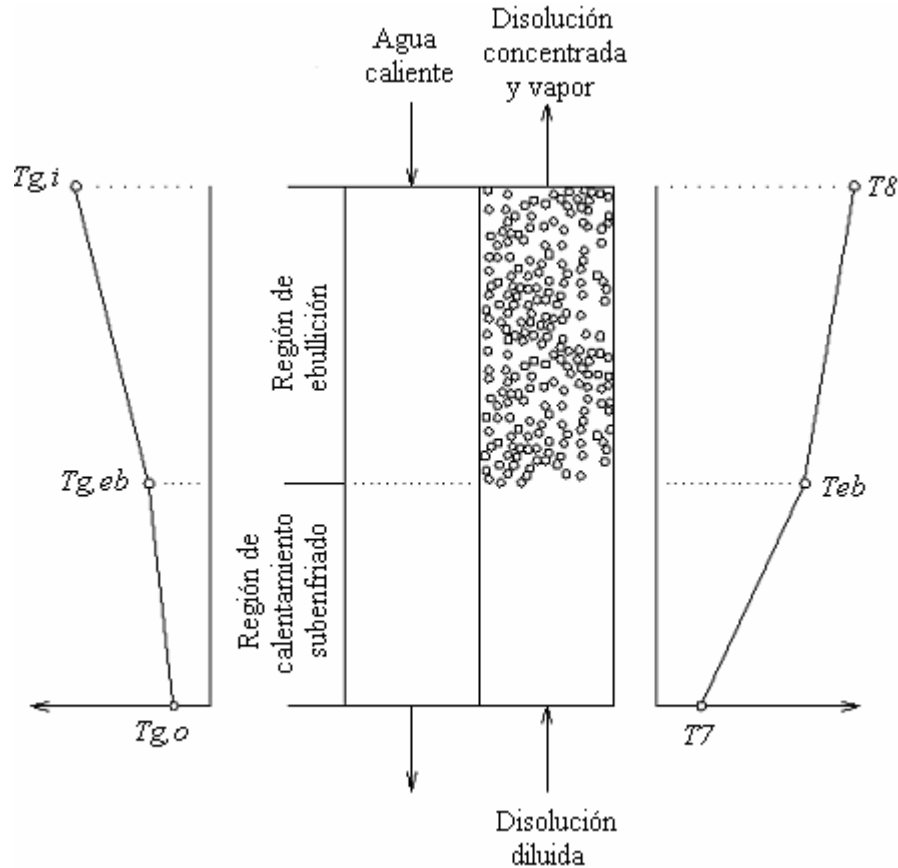


Figura 5.12 Esquema de dos canales adyacentes del generador y las divisiones en regiones de calentamiento subenfriado y ebullición.

En esencia se asumirá que la ebullición comienza a una distancia de la entrada, dada por la condición de saturación, asumiendo que el reparto en el cambiador es bueno. Esta hipótesis no ha podido comprobarse al no ser posible un acceso al interior de este tipo de cambiadores.

Para poder dividir el generador en regiones hay que calcular en primer lugar la temperatura de saturación, que será en este trabajo la temperatura de inicio de ebullición ( $T_{eb}$ ). Ésta se calcula mediante la presión obtenida experimentalmente a la salida del generador, despreciando la pérdida de carga a través de él en flujo bifásico, pues como se demostró en el trabajo de Zacarías (2009) en ningún caso superó los 0,01 bar, midiendo presiones del generador entre 11 y 17 bar. Las pérdidas de carga son muy pequeñas debido a que el generador tiene un gran área de paso, es decir, muchas placas

para el caudal que se ha ensayado. Además de la presión, también es necesaria la concentración de la disolución a la entrada del generador para el cálculo de la temperatura de ebullición:

$$T_{eb} = T(P_g, X_5) \quad (5.25)$$

Con esta temperatura se calcula el área utilizada para esta zona de calentamiento subenfriado. Para ello el primer paso es calcular el calor intercambiado en esa región mediante un balance de energía:

$$\dot{Q}_{g,cal} = \dot{m}_5 (h_{eb} - h_7) = \dot{m}_g (h_{eb} - h_{go}) \quad (5.26)$$

El área de transferencia para el calentamiento monofásico dentro del generador se calcula con las mismas hipótesis realizadas en el apartado 5.3.3.1:

$$A_{g,cal} = \frac{\dot{Q}_{g,cal}}{FU_{g,cal} \Delta Tlm_{g,cal}} \quad (5.27)$$

En la que la diferencia de temperatura logarítmica media de la región de subenfriamiento se calcula de la siguiente manera:

$$\Delta Tlm_{g,cal} = \frac{(T_{geb} - T_{eb}) - (T_{go} - T_7)}{\ln \left( \frac{(T_{geb} - T_{eb})}{(T_{go} - T_7)} \right)} \quad (5.28)$$

Mientras, el coeficiente global de transferencia de calor se calcula mediante los coeficientes de transferencia de calor por convección a ambos lados del intercambiador usado como generador, modelo AN 72 y la resistencia de la placa:

$$U_{g,cal} = \frac{1}{\frac{1}{h_{c,cal}} + \frac{1}{h_{f,cal}} + \frac{e}{k_p}} \quad (5.29)$$

La correlación utilizada para obtener los coeficientes de transferencia de calor por convección en flujo monofásico fue determinada por Zacarías *et al.* (2007), y mejorada inicialmente por Ventas *et al.* (2008) y por Zacarías (2009) posteriormente. Para realizar esta caracterización se comprobó que el error entre el calor del lado caliente y el frío eran de media un 2% y de máximo un 5%, demostrando que los intercambiadores estaban bien aislados y se podía asumir despreciable la pérdida de calor hacia el exterior:

$$Nu_c = 0,172 Re^{0,789} Pr^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\mu_c}{\mu_{c,p}} \right)^{0,14} \quad 21 < Re < 417 \quad 52 < Pr < 137 \quad (5.30)$$

$$Nu_f = 0,177 Re^{0,789} Pr^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\mu_f}{\mu_{f,p}} \right)^{0,14} \quad 71 < Re < 416 \quad 2 < Pr < 3,8 \quad (5.31)$$

siendo  $\mu_{c,p}$  y  $\mu_{f,p}$  la viscosidad del fluido a la temperatura de la pared en el lado caliente y frío del intercambiador. Dichas viscosidades son evaluadas a la temperatura de la pared, cuyo valor viene determinado:

$$T_p = \frac{T_{media,c} + T_{media,f}}{2} \quad (5.32)$$

siendo  $T_{media,c} = \frac{T_{g,eb} + T_{g,o}}{2}$  la temperatura media a lo largo de los canales del lado caliente y  $T_{media,f} = \frac{T_7 + T_{eb}}{2}$  la temperatura media a lo largo de los canales del lado frío.

Una vez calculada el área de transferencia de calor en flujo monofásico se puede calcular el área de transferencia utilizado para la ebullición:

$$A_{g,eb} = A_g - A_{g,cal} \quad (5.33)$$

Una vez conocida el área de transferencia de calor en la región de ebullición se puede calcular el coeficiente de transferencia de calor mediante balance de energía en la región de ebullición:

$$\dot{Q}_{g,eb} = \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_r h_1 - \dot{m}_5 h_7 = \dot{m}_g (h_{gi} - h_{geb}) \quad (5.34)$$

El coeficiente global de transferencia de calor en la región de ebullición se obtiene:

$$U_{g,eb} = \frac{\dot{Q}_{g,eb}}{FA_{g,eb} \Delta Tlm_{g,eb}} \quad (5.35)$$

$$\Delta Tlm_{g,eb} = \frac{(T_{gi} - T_8) - (T_{geb} - T_{eb})}{\ln \left( \frac{(T_{gi} - T_8)}{(T_{geb} - T_{eb})} \right)} \quad (5.36)$$

Por último, a partir de todos los resultados anteriores, el coeficiente de transferencia de calor por convección de ebullición se calcula mediante:

$$h_{f,eb} = \frac{1}{\frac{1}{h_{c,eb}} + \frac{1}{U_{g,eb}} + \frac{t}{k_p}} \quad (5.37)$$



### 5.3.4.2. Efecto de la concentración en el coeficiente de transferencia de calor en ebullición

En este apartado se estudia el efecto que el cambio de la concentración de la disolución tiene en el coeficiente de transferencia de calor por ebullición. Para ello se muestra en la Figura 5.13 la variación del coeficiente de transferencia de calor en función del flujo másico por unidad de área de transferencia, que se define de la siguiente manera:

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}_{g,eb}}{A_{g,eb}} \quad (5.38)$$

En esta figura se observa cómo con el aumento de la concentración en amoníaco para un mismo  $\dot{q}$ ,  $h_{eb,experimental}$  tiene tendencia a aumentar. Esto corrobora los resultados expuestos por Wadekar *et al.* (1997), basado en los datos de Najibi *et al.* (1996). En este trabajo se comenta que el aumento en concentración en sal, en su caso NaCl con agua, suponía una disminución del coeficiente de transferencia de calor por ebullición, para un mismo flujo de calor por unidad de área de transferencia.

También se observa en esta figura cómo al aumentar  $\dot{q}$  la disminución del coeficiente con el aumento de la concentración en sal es aún más notorio, coincidiendo también con los resultados de Najibi *et al.* (1996). Según este trabajo, esto se atribuye a la variación de las propiedades físicas de la disolución y cambios en el mecanismo de formación de burbujas con el aumento de la concentración en sal. En Wadekar (1997) se explica la razón por la que disminuye el coeficiente de transferencia de calor por ebullición de una mezcla respecto a la sustancia pura que forma la mezcla. Este razonamiento se explica a continuación. La pérdida del elemento más volátil en la interfaz de contacto entre líquido y vapor hace aumentar la concentración de sal en esta interfaz, lo que supone un aumento de la temperatura de ebullición en esta superficie.

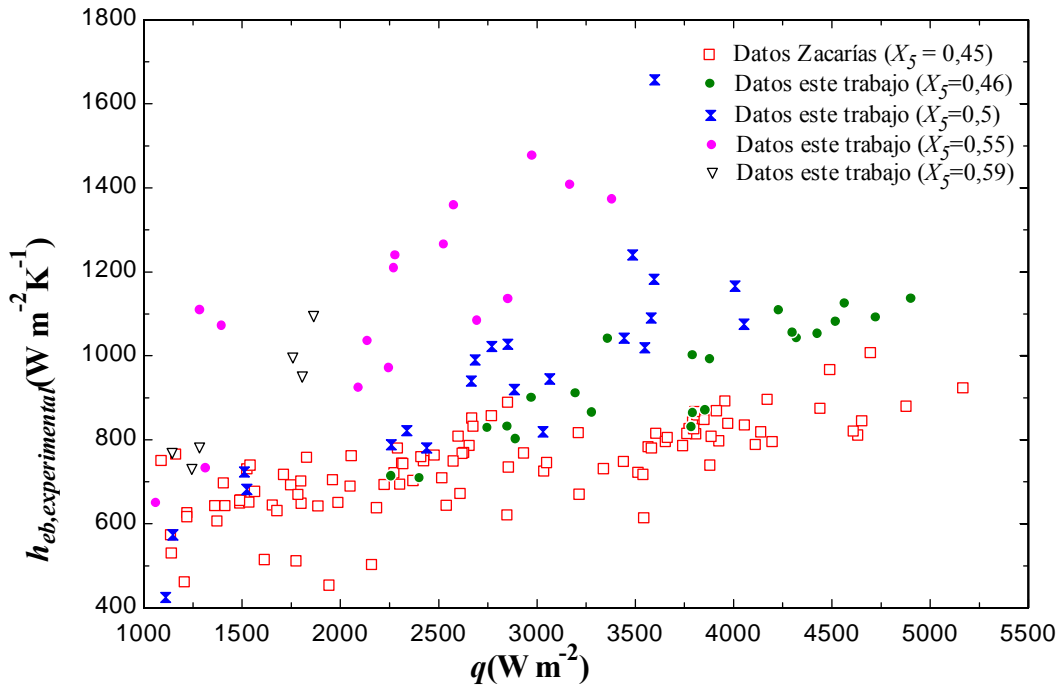


Figura 5.13 Coeficiente de transferencia de calor por ebullición experimental  $h_{eb,experimental}$  en función del flujo de calor por unidad de área de transferencia  $\dot{q}$ .

### 5.3.4.3. Comprobación de la correlación de Zacarías (2009)

La correlación propuesta fue determinada por ese autor para una única concentración,  $X_5 = 0,45$ , de la disolución nitrato de litio-amoniaco y se muestra a continuación:

$$Nu_{TP} = 54,72 \cdot 10^3 \cdot Fr^{0,2} Pr^{1,15} Bo^{1,187} Ja^{-0,7192} \quad (5.39)$$

Definiéndose los números adimensionales de la correlación como sigue, a la vez mostrando los límites de validez propuestos en ese trabajo:

$$\text{Número de Boiling: } Bo = \frac{q'}{G_{lv} \cdot h_{lv}} \quad ; \quad 1,1 \cdot 10^{-4} < Bo < 3,1 \cdot 10^{-4} \quad (5.40)$$

$$\text{Número de Froude: } Fr = \frac{G_{lv}^2}{\rho_l^2 \cdot g \cdot D_h} \quad ; \quad 2,34 \cdot 10^{-3} < Fr < 6,1 \cdot 10^{-3} \quad (5.41)$$

$$\text{Número de Jacob: } Ja = \frac{Cp_l \cdot \Delta T_i \cdot \rho_l}{h_{lv} \cdot \rho_v} \quad ; \quad 1,9 < Ja < 9,7 \quad (5.42)$$

$$\text{Definiéndose: } \Delta T_i = T_{g,i} - T_{eb}.$$

$$\text{Número de Prandtl: } Pr = \frac{\mu_l \cdot Cp_l}{k_l} \quad ; \quad 14,2 < Pr < 20,4 \quad (5.43)$$

Como ya se ha comentado anteriormente en este trabajo, se han ensayado cuatro concentraciones de la disolución, una de ellas muy próxima a la ensayada por Zacarías

(2009). La comparación del coeficiente de transferencia de calor por convección calculado mediante la correlación de Zacarías con sus datos experimentales y los de este trabajo en función del coeficiente de transferencia de calor experimental se expone en la Figura 5.14. En esta figura se muestran los ensayos de este trabajo desglosados en concentraciones. Se observa que a mayores concentraciones en amoníaco, más se aleja la predicción mediante la correlación propuesta por Zacarías respecto del coeficiente obtenido experimentalmente.

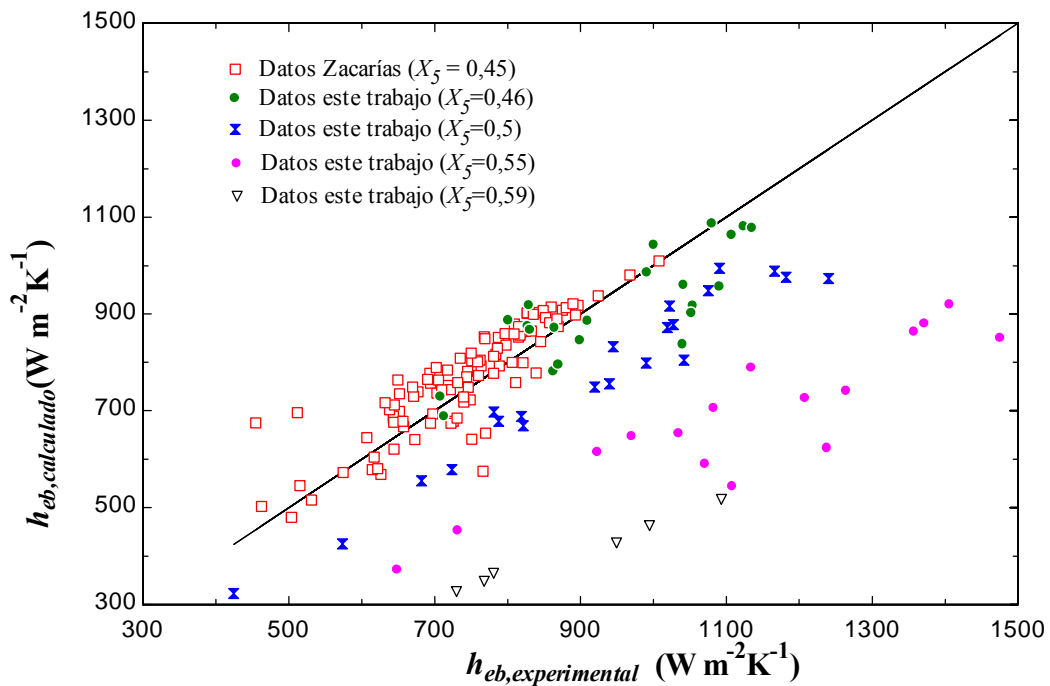


Figura 5.14 Coeficiente de transferencia de calor por convección calculada  $h_{eb,calculada}$  con la correlación de Zacarías (2009) en función de coeficiente de transferencia de calor experimental  $h_{eb,experimental}$ .

Se ha corregido esta correlación añadiendo una corrección en concentración de amoníaco a la entrada del generador ( $X_5$ ), cuyo resultado se muestra a continuación:

$$Nu_{TP} = 3,813 \cdot 10^5 \cdot Fr^{0,2} Pr^{1,15} Bo^{1,187} Ja^{-0,7192} X_5^{2,5} \quad (5.44)$$

$$2,36 \cdot 10^{-3} < Fr < 1,9 \cdot 10^{-2} \quad ; \quad 8,7 < Pr < 20,4$$

$$1,2 < Ja < 9,7 \quad ; \quad 7,8 \cdot 10^{-5} < Bo < 4,8 \cdot 10^{-4}$$

En la Figura 5.15 se muestra el coeficiente de transferencia de calor por convección de flujo bifásico calculado mediante esta correlación con los datos de Zacarías y los de este trabajo, en función del coeficiente encontrado experimentalmente. Como se puede observar con esta corrección el 95,7% de los valores están dentro del 15 % de error respecto a los valores experimentales.

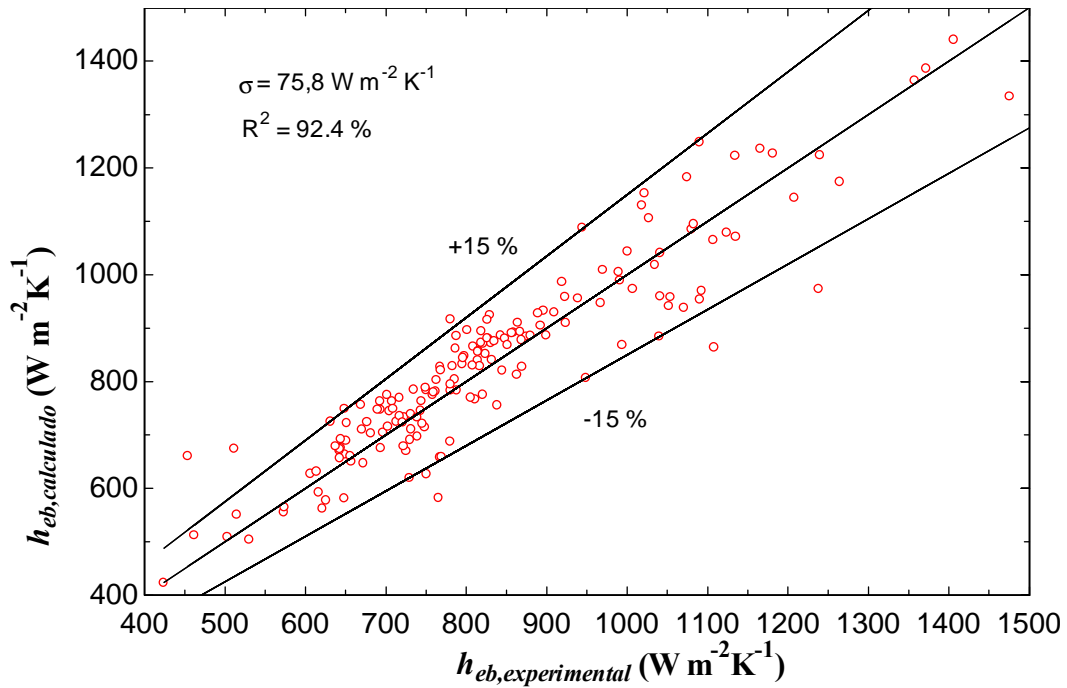


Figura 5.15 Coeficiente de transferencia de calor por convección calculado  $h_{calculada}$  con la correlación propuesta en este trabajo, en función de coeficiente de transferencia de calor experimental  $h_{experimental}$ .

#### 5.3.4.4. Análisis de incertidumbre

En la Tabla 5.4 se exponen las incertidumbres de las variables determinadas experimentalmente:

Tabla 5.4 Estimación de las incertidumbres de las variables calculadas para el estudio del generador.

Variable	Incertidumbre
Calor generador lado frío, $\dot{Q}_{g,eb}$	$\pm 10,3 \%$
Coeficiente de transferencia de calor ebullición forzada, $h_{f,eb}$	$\pm 49,6\%$
Coeficiente de transferencia de calor lado caliente, $h_{c,eb}$	$\pm 0,33\%$
Área de transferencia de calor en ebullición, $A_{g,eb}$	$\pm 5,34\%$
Coeficiente global de transferencia de calor de calentamiento subenfriado, $U_{g,cal}$	$\pm 0,26\%$
Coeficiente global de transferencia de calor de ebullición, $U_{g,eb}$	$\pm 43,6\%$

### 5.3.5. Absorbedor adiabático

En este apartado se analiza el comportamiento del absorbedor adiabático formado por atomizadores de tipo niebla, cuyas especificaciones se encuentran en el Capítulo 4, a la altura de 205 mm del fondo del absorbedor. Uno de los propósitos de este trabajo es analizar su funcionamiento en un ciclo de absorción potenciado con compresión mecánica de baja presión. Para ello se va a estudiar el comportamiento del absorbedor a diferentes presiones y también a diferentes concentraciones de la disolución.

#### 5.3.5.1. Estudio preliminar de la absorción adiabática

Los dos parámetros más usados para evaluar la eficiencia y el comportamiento de absorbedores adiabáticos son el coeficiente de transferencia de masa  $h_m$  y el factor de aproximación al equilibrio  $F_{ad}$ . En este trabajo se analizarán estos dos parámetros calculados mediante los resultados experimentales.

El coeficiente de transferencia de masa se define igual que en los trabajos de Kim *et al.* (1995) y Miller y Keyhani (2001) para absorbedores de película y como Arzoz *et al.* (2005) y Palacios *et al.* (2009a y 2009b) para absorbedores adiabáticos. Este coeficiente se define como:

$$h_m = \frac{G_v}{\rho_{10} \cdot \Delta X_{lm}} \quad (5.45)$$

donde  $G_v$  es el flujo másico por unidad de área de transferencia de masa:

$$G_v = \frac{\dot{m}_r}{A_{abs}} \quad (5.46)$$

El área de transferencia de atomizado debería ser la de contacto líquido-vapor, siendo para el caso estudiado en este trabajo de difícil determinación. Requeriría la medición del diámetro y densidad de todas las partículas, además de la superficie de contacto de la zona ligamentosa donde se produce la rotura del chorro (longitud intacta).

En este trabajo no ha sido posible realizar mediciones del tamaño de gota, pues el acceso óptico lo impide, por el mojado de las mirillas. Además, el mojado de las paredes existe y contribuirá a la absorción en una magnitud residual, pero desconocida, con lo que una evaluación precisa de los parámetros del atomizado debería ir acompañada de una evaluación pareja del mojado de paredes.

Por ello se ha considerado un área práctica, que es el área de la envoltura del atomizado, como fue tomada por algunos autores como Summerer *et al.* (1996) y Zacarías (2009). Otros autores han utilizado la superficie de contacto entre líquido y vapor como Arzoz *et al.* (2005) y Palacios *et al.* (2009a y 2009b), pues en esos casos era más fácilmente medible.

Por lo tanto, el área de transferencia de masa utilizado en este trabajo será la suma del área interna de envoltura del absorbedor  $A_{envoltura}$  y el área de las caras internas del absorbedor  $A_{caras}$ , pues las inspecciones visuales realizadas han indicado que gran parte de las paredes internas del absorbedor se encuentran mojadas:

$$A_a = A_{envoltura} + A_{caras} = 0,913m^2 \quad (5.47)$$

A efectos del coeficiente de transferencia de masa, la diferencia logarítmica media de concentración puede determinarse de varias maneras según como lo muestra Venegas *et al.* (2005). En este trabajo se va a estudiar el proceso de igual manera que el trabajo de Zacarías (2009), por lo que se usará su misma definición:

$$\Delta X_{lm} = \frac{\Delta X_1 - \Delta X_2}{\ln\left(\frac{\Delta X_1}{\Delta X_2}\right)} \quad (5.48)$$

siendo

$$\Delta X_1 = X_{eq} - X_8 \quad (5.49)$$

$$\Delta X_2 = X_{eq} - X_5 \quad (5.50)$$

donde  $X_8$  y  $X_5$  son las concentraciones en amoniaco a la entrada y salida del absorbedor respectivamente.  $X_{eq}$  es la concentración de amoniaco a la salida del absorbedor en caso de haber llegado al equilibrio adiabático, es decir, haber llegado a la saturación. El hecho de utilizar un coeficiente de transferencia de masa en el que aparece una diferencia de concentraciones logarítmica media es por convenio.

$X_{eq}$  se obtiene mediante los resultados experimentales, como se explica a continuación. En primer lugar se parte de la hipótesis de cálculo a presión constante; por lo tanto, la concentración y la temperatura de equilibrio se obtienen mediante las siguientes ecuaciones:

$$P_{eq,ad} = P_a \quad (5.51)$$

$$P_{eq,ad} = P(X_{eq,ad}, T_{eq,ad}) \quad (5.52)$$

El balance de energía en el absorbedor, en caso de haber llegado al equilibrio adiabático, es:

$$\dot{m}_8 \cdot h_{10} + \dot{m}_{r,eq} \cdot h_4 = (\dot{m}_8 + \dot{m}_{r,eq}) h_{eq,ad} \quad (5.53)$$

$$h_{eq,ad} = h(X_{eq,ad}, T_{eq,ad}) \quad (5.54)$$

El balance de masa de refrigerante en el absorbedor, en caso de haber llegado al equilibrio adiabático, es:

$$\dot{m}_8 \cdot X_8 + \dot{m}_{r,eq} = (\dot{m}_8 + \dot{m}_{r,eq}) \cdot X_{eq,ad} \quad (5.55)$$

Con esta concentración de equilibrio adiabático se obtiene el factor de aproximación al equilibrio adiabático ( $F_{ad}$ ) que se define como la cantidad de vapor que se ha absorbido comparado con la que se podría haber absorbido en una sola pasada de la disolución por el absorbedor adiabático, llegando a la saturación. Éste será uno de los parámetros para la evaluación.

$$F_{ad} = \frac{X_5 - X_8}{X_{eq} - X_8} \quad (5.56)$$

### 5.3.5.2. Estudio de la absorción adiabática con cambios de concentración

En este apartado se muestra el comportamiento del absorbedor a través del factor de aproximación al equilibrio adiabático. En la Figura 5.16 se muestra la variación de este parámetro con el caudal de refrigerante. En ella se puede apreciar cómo para todos los datos estudiados, el valor del factor de aproximación al equilibrio es superior a 0,83. La media de todos los ensayos realizados es ligeramente superior a 0,9. Cuando el caudal de refrigerante aumenta,  $F_{ad}$  disminuye para cada presión del absorbedor ensayada. En esta figura se observa cómo a valores bajos de caudal de vapor, es decir, cuando menos vapor es absorbido, es cuando se encuentran valores superiores a 1. Este valor es imposible puesto que significaría que se ha absorbido más del máximo. Esto puede ser debido a errores de medida o a que en el absorbedor adiabático se produzca una transferencia de calor con el exterior, y por lo tanto el absorbedor ya no sea adiabático. En principio este segundo efecto no debería ser muy elevado, debido a que el absorbedor fue bien aislado para que no se produjeran estas pérdidas, como se puede ver en el Capítulo 4 Figura 4.4.

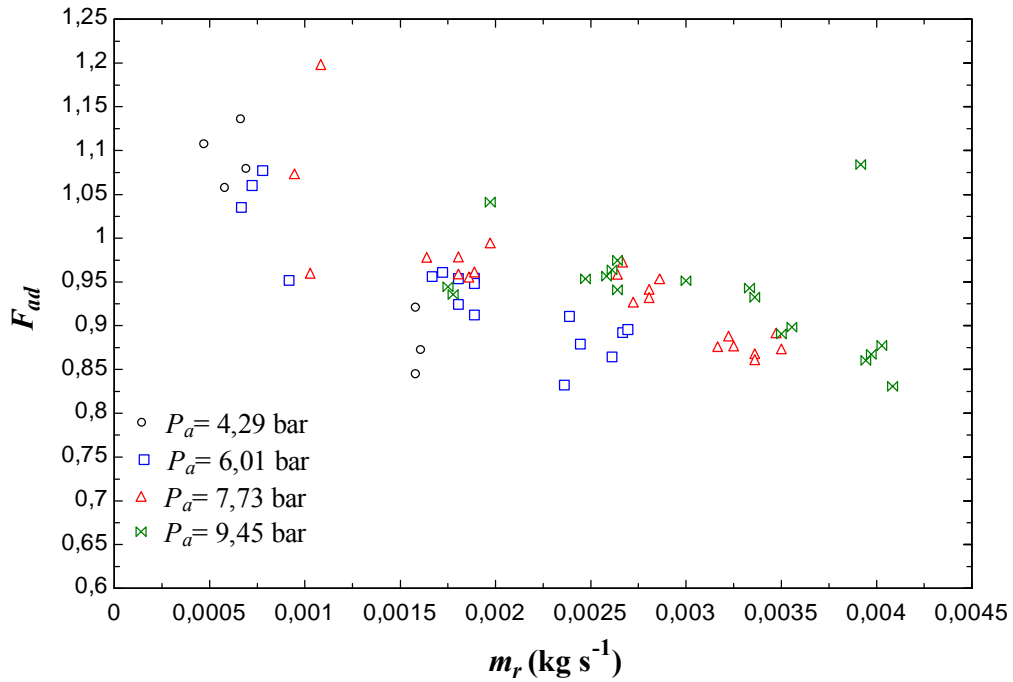


Figura 5.16 Factor de aproximación al equilibrio del absorbedor adiabático  $F_{ad}$  en función del caudal de amoníaco  $m_r$ .

Para comprobar la robustez de los resultados y de la formulación utilizada es necesario hacer la comprobación del balance de energía a través de absorbedor adiabático y calcular el error a través de él:

$$Error_{rec} = \frac{|H_e - H_s| \cdot 100}{H_e} \quad (5.57)$$

Siendo la entalpía a la entrada ( $H_e$ ) y a la salida ( $H_s$ )

$$H_e = \dot{m}_r h_4 + \dot{m}_8 h_{10} \quad (5.58)$$

$$H_s = \dot{m}_5 h_5 \quad (5.59)$$

La dependencia de este error con  $F_{ad}$  se muestra en la Figura 5.17. En ella se observa cómo el error del balance de energía a través del absorbedor es siempre menor del 12 % y el 95,5 % de los casos los errores son menores del 5 %. En principio cabría esperar que para los valores de  $F_{ad}$  superiores a 1, el error del balance de energía también fuera elevado; sin embargo, esto no es así. Por lo tanto, los valores de  $F_{ad}$  superiores a 1 no parecen ser debidos a un intercambio de calor con el exterior.



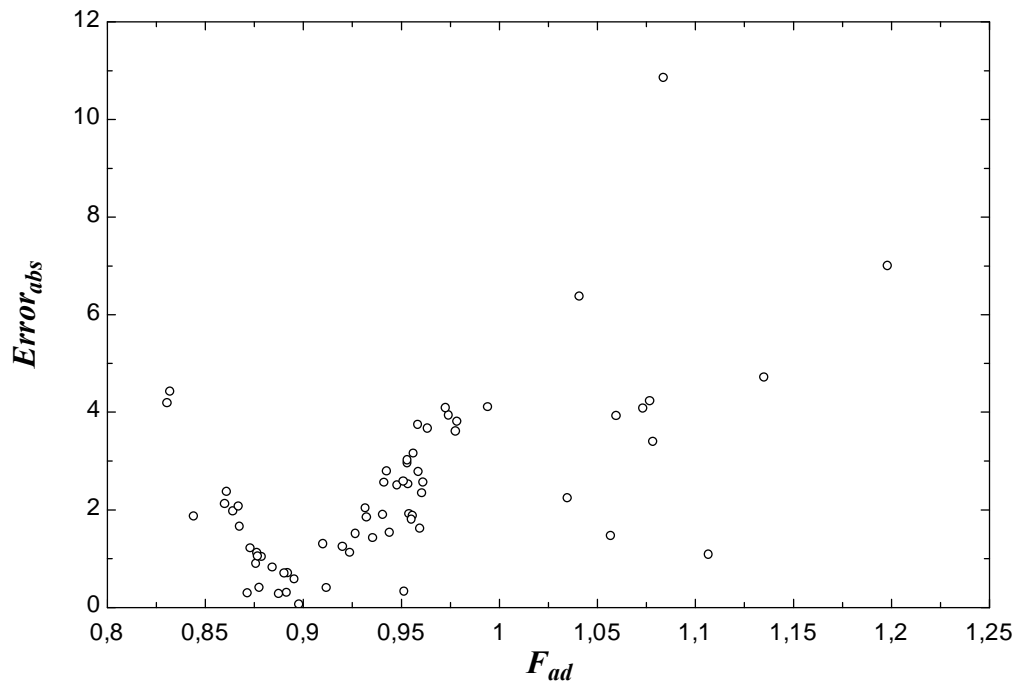


Figura 5.17 Error en % de balance de energía a través del absorbedor  $Error_{abs}$  adiabático en función del factor de aproximación al equilibrio  $F_{ad}$ .

Sin embargo, cuando se calcula la incertidumbre de medida, al absorberse poca cantidad de vapor, la diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida del absorbedor es muy pequeña, por lo tanto la incertidumbre de medida aumenta. De hecho resulta ser de un  $\pm 10,3\%$ , correspondiendo con aquellos puntos donde el valor es mayor de 1. Sin embargo, la incertidumbre de los datos para los que  $F_{ad}$  es menor de 1 es únicamente un  $5,13\%$ . Por lo tanto, los valores superiores a 1 son debidos a errores de medición, en este caso errores provenientes de la medición de la presión, de la concentración (densidad) y de la temperatura.

Como se ha explicado anteriormente, la variación de la concentración de la disolución es el principal parámetro variado durante estos ensayos en comparación con los realizados por Zacarías (2009) en este mismo absorbedor adiabático. Por lo tanto, se pretende observar cómo varía la eficiencia de la absorción, en este caso medida en términos del factor de aproximación al equilibrio adiabático con la variación de la concentración de la disolución. En la Figura 5.18 se muestra la variación del factor de aproximación al equilibrio adiabático en función de la concentración a la entrada del absorbedor. En esta figura se observa cómo Debido a que se va a realizar un análisis de tendencias en primer lugar se va a comprobar si alguno de los datos experimentales se puede excluir por ser cuestionable debido a errores de medición o perturbaciones de la

cadena de medida. Para ello se ha utilizado el criterio estadístico de Chauvenet. Se analiza la desviación para cada punto con respecto a un ajuste de los datos con una curva polinómica de grado 2 mediante la siguiente fórmula:

$$DR_i = \frac{x_i - \bar{x}}{\sigma} \quad (5.60)$$

Este coeficiente se compara con un coeficiente estándar  $DR_0$  que depende del número de medidas, en el caso estudiado 66, con lo que  $DR_0 = 2,6468$ . En caso de que  $DR_0 < DR_i$  este dato es cuestionable, eliminando uno a uno los datos y volviendo a recalculer las nuevas curvas de ajuste hasta que los datos fueran no cuestionables. Al final de la aplicación de este criterio los datos que fueron eliminados se muestran en color gris, disminuyendo hasta 60 los puntos analizados a partir de ahora.

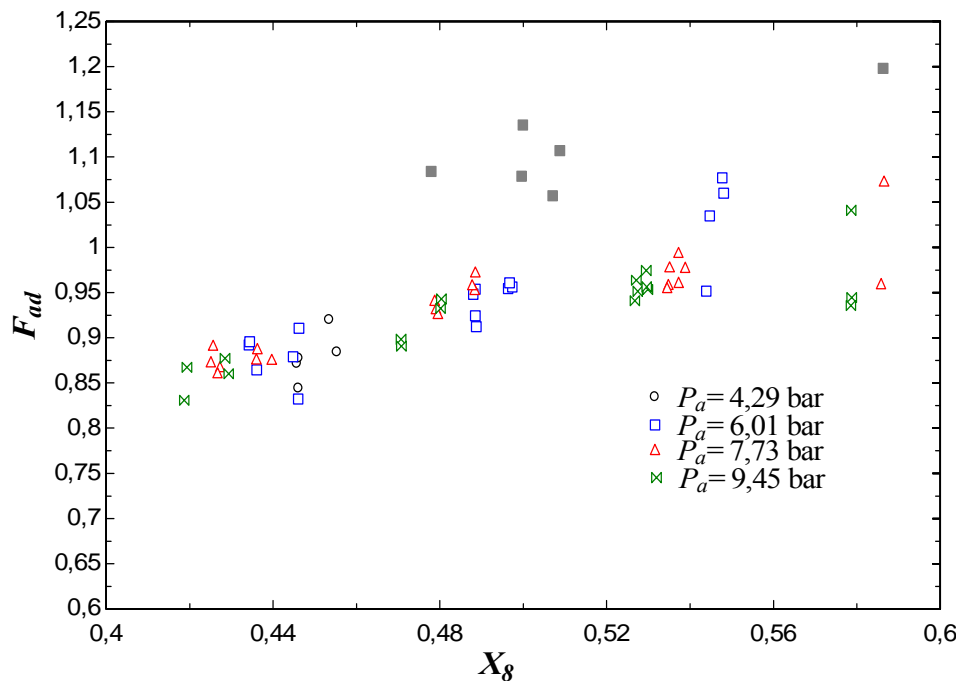


Figura 5.18 Factor de aproximación al equilibrio adiabático  $F_{ad}$  en función de la concentración a la entrada del absorbedor  $X_g$  para las diferentes presiones del absorbedor  $P_a$ .

Para poder explicar el porqué del aumento de  $F_{ad}$  con la concentración es necesario hacer un análisis de los parámetros que afectan a la absorción. Para ello se han analizado los trabajos empíricos, numéricos y analíticos que existen en la bibliografía sobre absorción de vapor mediante gotas para estudiar cuáles son los parámetros que influyen en este proceso.

En primer lugar, se va a asumir que la frecuencia de colisiones entre gotas es lo suficientemente baja, para considerar el spray con gotas congeladas en tamaño. Además,

se encuentran lo suficientemente alejadas entre sí, como para poder asumir que se encuentran aisladas individualmente.

El proceso de absorción principalmente depende del diámetro de gotas ( $d_{got}$ ), la velocidad de éstas ( $u_{got}$ ), que junto con la distancia de vuelo en la cámara de absorción ( $l$ ), determinan el tiempo de residencia de la gota en la cámara de absorción ( $t = l/u_{got}$ ) y del coeficiente de difusión del amoníaco en la disolución ( $D$ ). Esto se deduce del trabajo realizado por Newman (1931), quien asumió que el fenómeno limitante es la difusión másica en la gota, en cuyo interior se supone que la temperatura es homogénea, lo cual implica que en el líquido el número de Lewis es infinitamente grande:

$$Le = \frac{\alpha}{D} \gg 1; \quad \alpha = \frac{k}{\rho c_p} \quad (5.61)$$

Además, en este modelo se supone que el líquido tiene propiedades constantes y que no existen movimientos internos en la gota, es decir, el número de Peclet de difusión es nulo  $Pe = \frac{d_{got} \cdot u}{2 \cdot D}$ , siendo  $u$  una velocidad característica de la circulación dentro de la gota. También asume que no existe movimiento del gas en el exterior de la gota. La insignificancia de los gradientes de concentración y de temperatura en la fase vapor hace que las propiedades de esta fase no aparezcan, lo cual es apropiado si no existen gases incondensables presentes. Por último asume que el calor de absorción que se libera en la interfase se difunde hacia la gota exclusivamente.

El problema adquiere simetría esférica y resulta físicamente análogo al de conducción térmica entre una esfera homogénea y un medio infinito homogéneo que le rodea, ambos sólidos.

El modelo de Newman da como resultado la siguiente ecuación, que muestra un  $F_{ad}$  exponencialmente creciente con  $FO_D$  y donde, si  $FO_D$  no es  $\ll 1$  se puede aproximar por los primeros términos de la serie:

$$F_{ad} = 1 - \frac{6}{\pi^2} \sum_{i=1}^{i=\infty} \frac{\exp(-\pi^2 i^2 FO_D)}{i^2}; \quad FO_D = \frac{t \cdot D}{(d_{got}/2)^2} \quad (5.62)$$

El tiempo adimensional  $FO_D$  es un análogo al número de Fourier en conducción

En un modelo que fuera más detallado, la absorción también dependería de la velocidad  $u_{got}$ , que induce movimientos y además la liberación de calor en la interfaz que aumenta la temperatura localmente, también se difundiría hacia el vapor. Este calor reduce la absorción por elevar la temperatura de la interfase (donde se alcanza la

saturación), aunque la variación de las propiedades con la temperatura tiende generalmente a aumentarla. El efecto de la exotermicidad de la absorción hace relevante el adimensional  $Ka = Cp/dh_v$ , Lu *et al.* (1998), donde  $h_v$  es la entalpía de absorción y  $Cp$  es el calor específico de la disolución. La concentración de amoníaco en condiciones de saturación a presión constante viene dada por la aproximación empírica:  $1-X = dT+b$ .

En la fase líquida aparecerán tres capas límite, una térmica, una de cantidad de movimiento y una másica que eventualmente ocuparán toda la gota pasado un tiempo característico para cada una de ellas. En la fase vapor no hay capa límite másica, al asumirse vapor puro, tampoco térmica ni másica. Sin embargo, si hay capa límite de cantidad de movimiento; por ello, la turbulencia de la fase vapor puede ser de consideración. Los diversos autores que han estudiado la absorción de gotas en el seno de un vapor puro están de acuerdo en despreciar los fenómenos en la fase vapor, salvo en lo tocante a determinar la deceleración de la gota y con ella la velocidad terminal de sedimentación. En el interior de la gota generalmente el  $Le = \alpha/D \gg 1$  y  $Sc = \nu/D \gg 1$ , lo cual hace que la capa límite de concentración sea de mucho menor espesor que la térmica y la de cantidad de movimiento. Esto ha hecho a varios autores imponer desde el principio del proceso un campo fluido fijo en el interior de la gota, engendrado por la cortadura del vapor en la cara externa de la superficie de la gota para  $u_{got} = cte$ . También ha hecho apropiada la aproximación de asumir temperatura uniforme en la gota, salvo eventualmente en una capa límite. Por otro lado, la circulación interior de la gota también influye en el proceso de absorción, renovando la superficie de contacto. Por lo tanto, el aumento del factor de aproximación al equilibrio adiabático con el aumento de concentración puede deberse a uno o varios de estos factores.

Uno de los modelos teóricos mayormente utilizado y que predice aceptablemente los resultados experimentales de la absorción de vapor por una gota es el modelo de Newman (1931), ecuación (5.62).

Varios autores han comprobado experimentalmente que este modelo predice los resultados experimentales, como es el caso de Ryan (1995) con la disolución bromuro de litio-agua y diámetros de gota que variaban entre 200 y 500  $\mu m$ . Otro estudio que validó experimentalmente el modelo fue el de Warnakulasuriya y Worek (2006) para nuevas disoluciones de agua de gran viscosidad LZB<sup>TM</sup> por la compañía "Trane". Además, Venegas *et al.* (2004) corroboraron la buena aproximación empírica de este modelo con una simulación numérica, concluyendo que el modelo de Newman es capaz de predecir la absorción de vapor de amoníaco en gotas muy pequeñas, de 60 a 100  $\mu m$ ,

de la disolución nitrato de litio-amoniaco. En esta formulación (5.62) no aparece ningún parámetro de la fase vapor, únicamente aparece la difusividad másica del líquido, lo que indica que el proceso limitante es la difusión líquida. Por lo tanto, parece que el análogo al número de Fourier de difusión  $F_{oD}$ , ecuación (5.62) tiene gran importancia en la absorción.

Otro modelo de analítico simple es el de Kronig y Brink (1950). En este modelo se considera que existe circulación interna laminar dentro de la gota (número de Reynolds interno a la gota  $< 1$ ) de una gota esférica cayendo libremente por efecto de la gravedad a números de Reynolds externo e interno mucho menores que la unidad y que, debido a la baja difusividad másica dentro de la gota, los gradientes de concentración siguen líneas de corriente interiores. Este modelo describe también con buena aproximación el factor de aproximación al equilibrio mediante los dos primeros términos de la serie:

$$F_{ad} = 1 - \frac{3}{8} \sum_{i=1}^{i=\infty} A_n^2 \exp(-16 \cdot \lambda_n \cdot F_{oD}); \quad F_{oD} = \frac{t \cdot D}{(d_{got}/2)^2} \quad (5.63)$$

cuyas constantes son:

$$A_1 = 1,32 \quad A_2 = 0,73 \quad \lambda_1 = 1,678 \quad \lambda_2 = 9,83 \quad (5.64)$$

Otra solución analítica es la de Nakoryakov y Grigor'eva (1977), en la que se acepta difusión térmica finita, pero no existe velocidad alguna. Permite la siguiente descripción:

$$F_{ad} = f(F_{oD}, Le, Ka) \quad (5.65)$$

Lu *et al.* (1998) realizan una de varias de las simulaciones numéricas de la absorción con liberación de calor que se pueden encontrar en la literatura abierta apareciendo el número de Peclet,  $Pe$  de difusión. Y también aparece la relación de viscosidades de la fase líquida y fase vapor  $x$  y los parámetros  $d$  y  $b$  adimensionalizados y normalizados con la temperatura inicial homogénea  $T_0$  y la concentración inicial de la gota  $X_0$ :

$$x = \frac{v}{v_v}; \quad \frac{T_0 d}{X_0}; \quad \frac{b}{X_0} \quad (5.66)$$

Destaca en sus cálculos que  $F_{ad}$  está comprendido entre el modelo de Newman y el de Kronig and Brink, para  $H_2O$ -BrLi en condiciones isotermas y superiores al modelo de Nakoryakov y Grigor'eva para modelo no isotermo. Destaca asimismo que en absorciones altamente exotérmicas, como la de BrLi/agua, el efecto de la circulación interna es menor en comparación con el calentamiento de la superficie, lo que limita la velocidad de absorción.

Un hecho relevante es que el factor de aproximación al equilibrio en la absorción en láminas adiabáticas ofrece un comportamiento similar al descrito de gotas, un crecimiento describible por una suma de exponenciales basadas en un número de Fourier de difusión  $Fo_D$  calculado con su espesor, por ejemplo Grossman (1986) y Acosta-Iborra *et al.* (2009).

Después de esta introducción se comprende la dificultad del análisis de la absorción en gotas, puesto que depende de muchos factores, alguno de ellos de difícil determinación experimental. En este trabajo se dispone de resultados experimentales y se pretende analizar el proceso de absorción a partir de los modelos teóricos, como ya han hecho otros autores experimentalmente como Ryan (1995) y Warnakulasuriya y Worek (2006).

Como se ha explicado anteriormente, uno de los parámetros que más afecta a la absorción es  $Fo_D$ . Para poder calcular  $Fo_D$  con los resultados experimentales obtenidos en este trabajo sería necesario conocer tanto el diámetro de gota como el tiempo de residencia. Una primera estimación del tiempo de residencia de la gota es suponer una velocidad rectilínea constante y suponiendo que la velocidad de la gota desde la salida del inyector se mantiene constante en magnitud y dirección, por lo tanto  $t = l/u_{got}$ , siendo  $l$  la longitud de vuelo disponible. Esta es una mera estimación del tiempo de residencia, puesto que se sabe que la velocidad de la gota varía a lo largo de la cámara de inyección como se ha demostrado en el trabajo de Venegas (2001), iniciando a una velocidad de más de  $20 \text{ m s}^{-1}$  y siendo frenada en  $0,04 \text{ s}$  a menos de  $2 \text{ m s}^{-1}$ , debido a la resistencia aerodinámica. Por otra parte, el spray induce movimientos en el vapor que modificarán la trayectoria de las gotas de menor tamaño. De todas formas, el hecho de conocer la velocidad inicial teórica nos puede dar, al menos, una idea de cómo varía la velocidad variando la concentración, aunque no se conozca su magnitud exactamente.

Para predecir el diámetro de gota, Warnakulasuriya y Worek (2008b) utilizaron la correlación empírica dimensional propuesta en Lefebvre (1989) para inyectores de tipo swirl, que se expone a continuación, original de Radcliffe (1960):

$$SMD = 7,3 \cdot \sigma^{0,6} \cdot v_l^{0,2} \cdot \dot{m}_l^{0,25} \cdot \Delta P^{0,4} \quad (5.67)$$

siendo  $SMD$ , el diámetro medio de Sauter (diámetro de esfera que da igual relación superficie a volumen que el spray polidisperso o  $d_{3,2}$ ); sin embargo, algunos autores la han utilizado para correlacionar el diámetro volumétrico medio de la gota  $MVD$ , que es alternativamente definido como  $d_{v0,5}$  o  $d_{3,0}$ , como se comenta en Warnakulasuriya y

Worek (2008b). En un spray desarrollado plenamente, como es el caso que nos ocupa, las diferencias entre *SMD* y las alternativas a *MVD* pueden llegar a ser del 30%. Sin embargo, lo que puedan cambiar al variar las condiciones operativas consideradas, se consideran exiguas frente a otras indeterminaciones a la hora de estudiar tendencias.

En el estudio experimental de Abbasi *et al.* (2010) se estimó la velocidad de la gota asumiendo que parte de la energía se emplea en formar la gota frente a la tensión superficial, mediante:

$$u_{got} = \left( \frac{2 \cdot \Delta P}{\rho} - \frac{12 \cdot \sigma}{\rho \cdot d_{got}} \right); \Delta P = P_{iny} - P_a \quad (5.68)$$

En el trabajo de Venegas *et al.* (2004), el tamaño de gota fue calculada a partir de una correlación proporcionada por Lefebvre (1989) para inyectores de orificios simples propuesta por Harmon (1955):

$$SMD = 3,33 \cdot 10^3 \cdot d_{iny}^{0,3} \cdot \mu_G^{0,07} \cdot \rho_G^{-0,648} \cdot \sigma^{-0,15} \cdot u_{iny}^{-0,55} \cdot \mu_l^{0,78} \cdot \rho_l^{-0,052} \quad (5.69)$$

La correlación que se va a utilizar para determinar el tamaño de gota de los inyectores de los experimentos realizados es la comentada anteriormente de Radcliffe (1960) puesto que los inyectores de la instalación son de tipo cono sólido con swirl con atomización por efecto único de la presión (pressure swirl solid cone nozzle).

Una vez realizadas todas estas hipótesis de cálculo se van a analizar las razones por las que el factor de aproximación al equilibrio adiabático aumenta con la concentración. En la Figura 5.19 se muestra cómo varía el número adimensional  $F_{OD}$  con la concentración de la disolución a la entrada del absorbedor. Se puede observar cómo cuando  $X_8$  aumenta,  $F_{OD}$  crece también. Este aumento se hace más notorio a las  $X_8$  superiores a 0,52. Esto concuerda con el aumento de  $F_{ad}$  a mayores concentraciones en amoniaco de la disolución a la entrada del absorbedor, puesto que con la ecuación de Newman (5.62) y la de Kronig y Brink (5.63), el aumento de  $F_{OD}$  hace el segundo término exponencial menor y por lo tanto la absorción se acerca a 1. A continuación se va a analizar cómo varían el resto de variables de las que depende la absorción para poder entender este fenómeno.

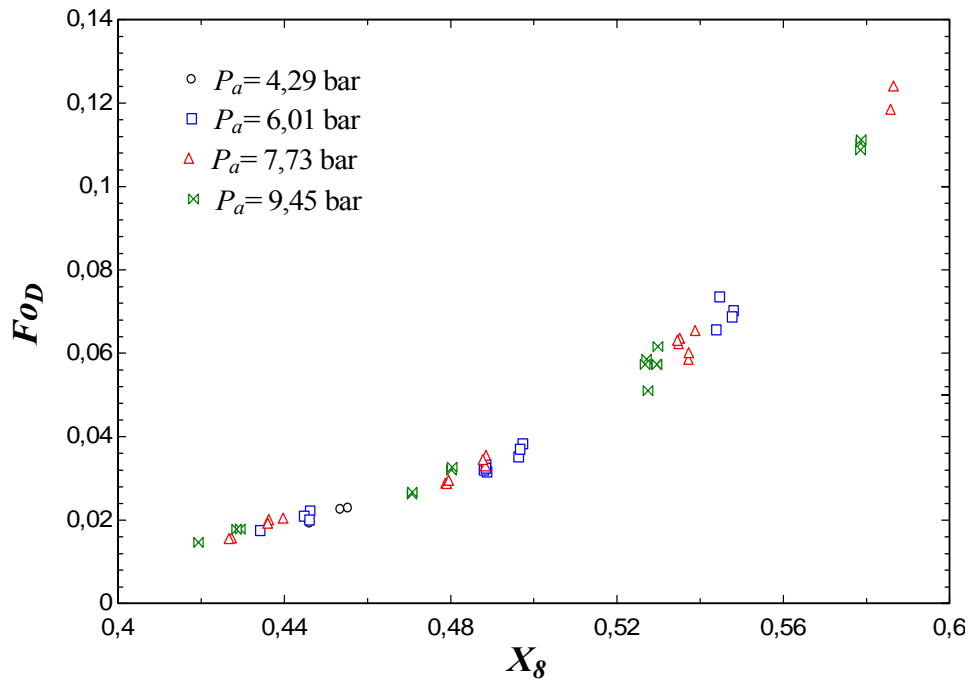


Figura 5.19 Número de Fourier de difusión  $F_{OD}$  en función de la concentración a la entrada del absorbedor para las diferentes presiones del absorbedor  $P_a$ .

A continuación se va a analizar uno a uno los términos que definen  $F_{OD}$ . En la Figura 5.20 se representa la variación de  $SMD$  en función de  $X_g$ , calculado con la ec. (5.67). En esta figura se observa cómo el aumento de la concentración produce una disminución el tamaño de gota que hace que la superficie de contacto líquido-vapor aumente, y por lo tanto la absorción mejore. Este fenómeno se debe básicamente a la disminución de la viscosidad cinemática de la disolución, que disminuye con el aumento de la concentración en amoníaco de la disolución. La diferencia de presión en el inyector no depende de la concentración y el caudal es constante. La tensión superficial se ha tomado como una constante debido a que no hay correlación de esta propiedad en la literatura. Por ello se ha tomado como valor un aportado en la tesis de Infante Ferreira (1985),  $\sigma = 0,0457 \text{ N m}^{-1}$ . Por lo tanto esta propiedad no se puede estudiar con la variación de la concentración.



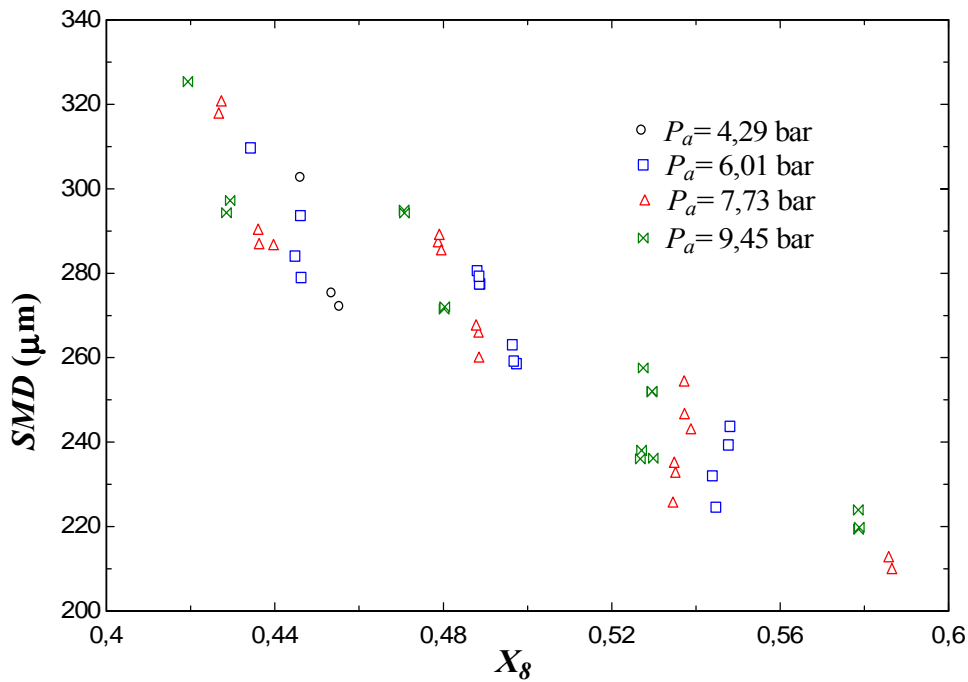


Figura 5.20  $SMD$  en función de la concentración a la entrada del absorbedor  $X_g$  para diferentes presiones del absorbedor  $P_a$ .

En este momento sería interesante hacer el estudio de la velocidad de la gota. En la Figura 5.21 se muestra la variación de la velocidad de la gota calculada mediante la ecuación (5.68) en función de  $X_g$ . En esta curva se observa cómo el aumento de la concentración no produce un aumento drástico de la velocidad de las gotas. El aumento de esta velocidad supone una disminución del tiempo de residencia, lo que en principio disminuiría la absorción. Con el aumento de concentración de amoníaco, la diferencia de presión no aumenta, pero la densidad disminuye, por lo que el primer término de la ecuación aumenta. Pero al mismo tiempo, en el segundo término de la ecuación también aparece la densidad en el denominador, haciendo aumentar el segundo término. En el denominador de este segundo término está el diámetro de gota que disminuye con la concentración. Por lo tanto estos fenómenos hacen que la velocidad de la gota no aumente prácticamente con la concentración.

En la Figura 5.22 se muestra la variación de la difusividad másica en la gota  $D$  en función de la concentración de la disolución. En ella se muestra cómo la difusividad aumenta con la concentración en amoníaco a la entrada del absorbedor  $X_g$ .

Por lo tanto debido a la disminución del tamaño de gota, a la escasa variación de la velocidad de la gota y al aumento de la difusividad del amoníaco en la disolución, se

produce un aumento de  $F_{OD}$  y de la absorción con el aumento en la concentración en amoniaco de la disolución.

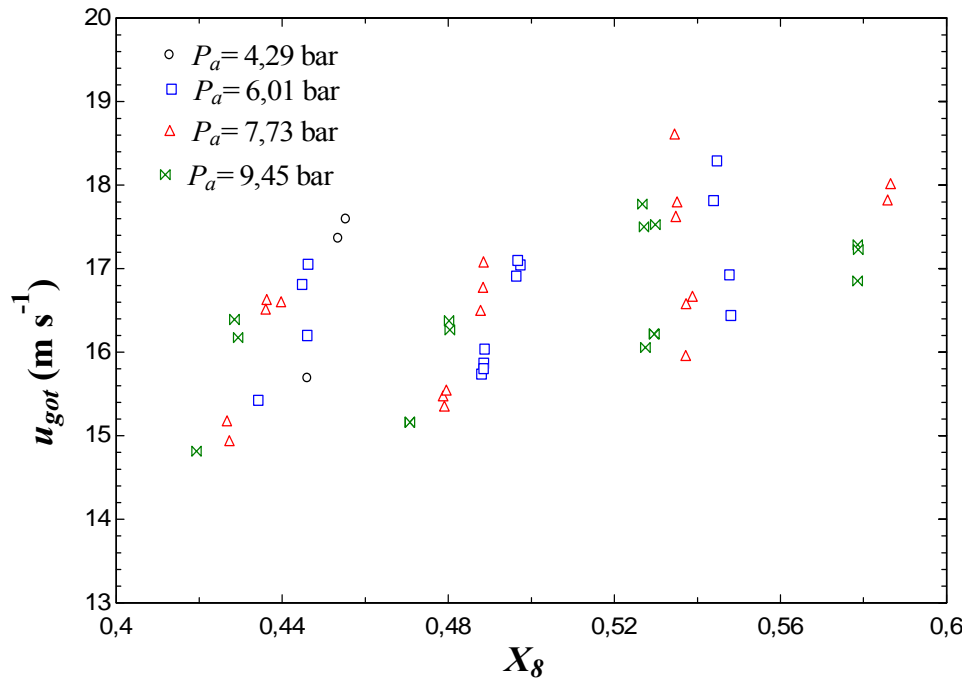


Figura 5.21 Velocidad de la gota  $u_{got}$  en función de la concentración a la entrada del absorbedor  $X_g$  para diferentes presiones del absorbedor  $P_a$ .

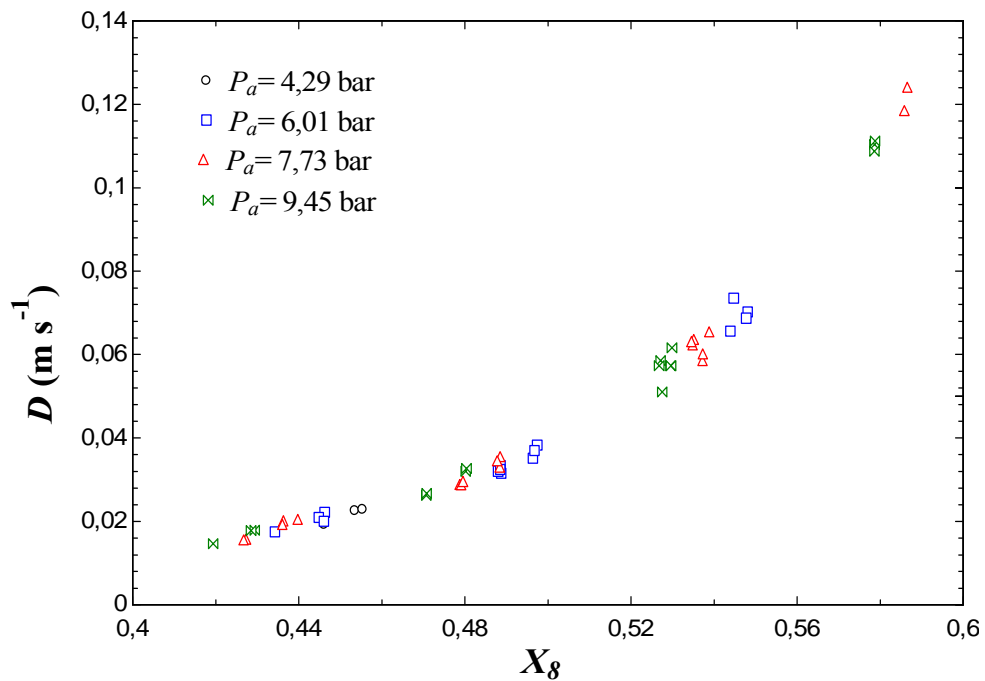


Figura 5.22 Difusividad del amoniaco en la disolución  $D_{10}$  en función de la concentración a la entrada del absorbedor  $X_g$  para diferentes presiones del absorbedor  $P_a$ .

En la Figura 5.23 se muestran los resultados del modelo de Newmann y de Kronig y Brink en función de  $F_{OD}$ . Se observa cómo ambos modelos no son capaces de predecir la absorción de vapor de amoníaco por gotas de la disolución nitrato de litio-amoníaco. Esto se puede deber a la utilización de un valor de  $F_{OD}$  que no se ajusta a la realidad, como se ha explicado anteriormente. Aún así, el modelo de Kronig y Brink se acerca más a los resultados obtenidos. Por lo tanto se han ajustado los valores experimentales mediante dos exponenciales como ese modelo y manteniendo los valores que multiplican a cada exponente, dando como resultado la siguiente correlación empírica:

$$F_{ad} = 1 - \frac{3}{8} \cdot (1,32^2 \cdot e^{-k_1\tau} + 0,73^2 \cdot e^{-k_2\tau}) \quad (5.70)$$

$$k_1 = 3,179 \quad k_2 = 22,052$$

En la Figura 5.23 puede observarse una subida de  $F_{ad}$  mucho más rápida que las modelizaciones teóricas. Tal diferencia es atribuible, entre otros factores, al hecho fundamental de que el tiempo de residencia para los modelos teóricos ha sido elegido arbitrariamente asumiendo una velocidad de inyección constante y una longitud de vuelo geométrica. Por lo tanto, cabe afirmar que hay indicios empíricos, aún por confirmar, de que el tiempo de residencia real es mayor del que se ha asumido.

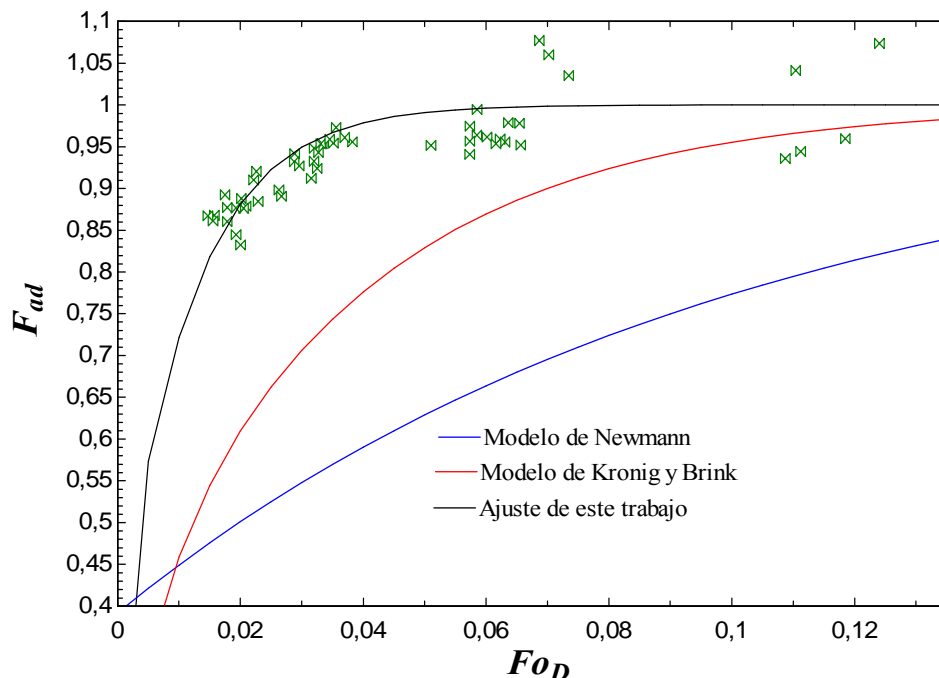


Figura 5.23 Factor de aproximación al equilibrio adiabático, modelo de Newmann, modelo de Kronig y Brink y ajuste de modelo de Kronig y Brink en función de  $F_{OD}$ .

Otro de los parámetros estudiados es el coeficiente de transferencia de masa. En principio se espera que este coeficiente se comporte con una tendencia similar a la del factor de aproximación al equilibrio adiabático. En la Figura 5.24 se muestra la variación del coeficiente de transferencia de masa  $h_m$  en función de la concentración a la entrada del absorbedor. En la gráfica se pueden observar tendencias similares a las encontradas para la variación del factor de aproximación al equilibrio adiabático, es decir, un aumento de este coeficiente con el aumento de la concentración hasta la concentración de  $X_8 = 0,59$ . En esta gráfica no aparecen los datos donde se encuentra una  $F_{ad}$  superior a 1 puesto que el valor del coeficiente de transferencia de masa es negativo. Esto se debe a que la  $\Delta X_{lm}$  es negativa debido a que la concentración a la salida del absorbedor,  $X_5$  es mayor que la de equilibrio  $X_8$ .

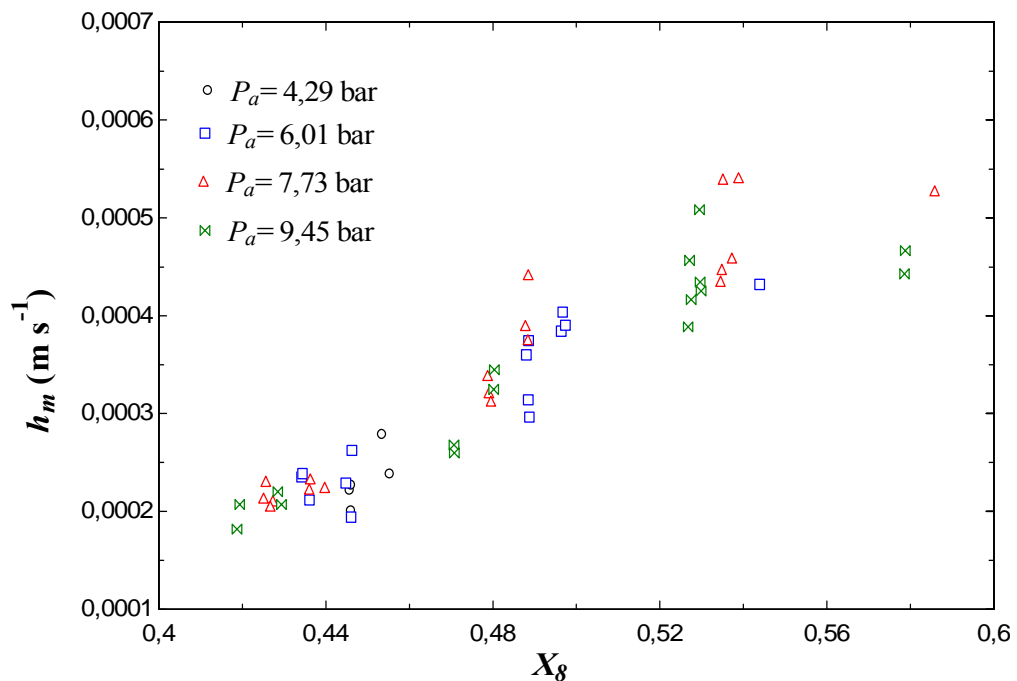


Figura 5.24 Coeficiente de transferencia de masa  $h_m$  en función de la concentración en amoníaco a la entrada del absorbedor  $X_8$ .

### 5.3.5.3. Análisis de incertidumbre

En la Tabla 5.5 se exponen los valores máximos de la incertidumbre de las variables calculadas para el análisis del absorbedor adiabático.

Tabla 5.5 Estimación de las incertidumbres de las variables calculadas en el absorbedor.

Variable	Incertidumbre
Caudal másico de disolución débil, $m_8$	$\pm 0,167 \%$
Concentración de equilibrio, $X_{eq}$	$\pm 0,11 \%$
Temperatura de equilibrio, $T_{eq}$	$\pm 0,375$
Factor de aproximación al equilibrio adiabático, $F_{ad}$	$\pm 8,4 \%$
Coefficiente de transferencia de masa, $h_m$	$\pm 30,3 \%$

### 5.3.6. Conjunto de compresor termoquímico para ciclo de absorción potenciado con compresión mecánica de baja presión

En este apartado se va a llevar a cabo el análisis de los resultados experimentales para evaluar las actuaciones del compresor termoquímico para el ciclo híbrido estudiado en esta Tesis. Los valores de las variables de entrada en el modelo se exponen en la Tabla 5.6. Los caudales del circuito externo del generador y subenfriador son también variables de entrada, pero se impone el mismo valor que el medido experimentalmente. Debido a que en este trabajo no se ha analizado el coeficiente de transferencia de calor del subenfriador, para la simulación se ha impuesto la temperatura a la salida de este intercambiador como constante  $T_{10}$ . Además, el coeficiente global de transferencia de calor de cada intercambiador es desconocido inicialmente; es necesario obtenerlo experimentalmente. En la simulación, el coeficiente global de transferencia de calor de cada intercambiador es una variable de entrada en el modelo. Para poder comparar los resultados experimentales con la simulación, se tomará la media aritmética del coeficiente global de transferencia de calor de cada intercambiador obtenido experimentalmente como variable de entrada a la simulación.

Como en el caso del coeficiente global de transferencia de calor, el valor del factor de aproximación al equilibrio adiabático utilizado para el cálculo de la simulación es desconocido inicialmente. Por lo tanto, el valor de este factor será la media de los

valores obtenidos experimentalmente, como hipótesis más razonable. Tanto los valores del coeficiente global de transferencia de calor de cada intercambiador como los del factor de aproximación al equilibrio adiabático experimentales y su media serán se exponen en la Tabla 5.6.

Tabla 5.6 Variables de entrada en el modelo de la máquina completa.

Variable	Valor	Variable	Valor
$\eta_{hb}$	0,5	$A_g$	1,8 m <sup>2</sup>
$\eta_{mb}$	0,5	$A_{rc,AN27}$	0,212 m <sup>2</sup>
$\dot{m}_c$	0,35 kg s <sup>-1</sup>	$A_{rc,AN52}$	1,528 m <sup>2</sup>
$\dot{m}_e$	0,4 kg s <sup>-1</sup>	$U_{c,enf}$	200 W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>
$\dot{m}_5$	0,058 kg s <sup>-1</sup>	$U_{c,lat}$	1,8 10 <sup>3</sup> W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>
$T_{10}$	28 °C	$U_{c,sub}$	1 10 <sup>3</sup> W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>
$T_{c,i}$	30 °C	$U_{e,lat}$	2,5 10 <sup>3</sup> W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>
$T_{e,i}$	8 °C	$U_{e,sobre}$	200 W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>
$T_e$	0 °C	$U_{g,eb} = U_{g,cal}$	700 W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>
$A_a$	1,8 m <sup>2</sup>	$U_{rc,AN27}$	1,1 10 <sup>3</sup> W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>
$A_c$	1,8 m <sup>2</sup>	$U_{rc,AN52}$	375 W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>
$A_e$	1 m <sup>2</sup>	$F_{ad}$	0,9

En primer lugar se va a hacer un análisis de la eficiencia del compresor a las diferentes presiones del absorbedor y temperaturas experimentadas, en forma de la relación de circulación ( $cr$ ) que se define como en el Capítulo 3, apartado 3.4:

$$cr = \frac{\dot{m}_5}{\dot{m}_r} \quad (5.71)$$

En la segunda parte se analizarán los parámetros típicos de análisis de una máquina de absorción como son el  $COP$  y la potencia frigorífica. Con la instalación no se ha producido calor útil porque no hay evaporador, pero se realiza una estimación de él a partir del caudal de refrigerante que se produce en el generador. Por lo tanto la potencia frigorífica se calcula como:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_r \cdot (h_{o,e} - h_{i,e}) \quad (5.72)$$

definiéndose la entalpía a la entrada del evaporador como la entalpía de líquido saturado a la salida del condensador, calculado con la presión de alta del ciclo (presión a la salida del generador experimental), y suponiendo el proceso isoentálpico a través de la válvula de refrigerante del ciclo normal:

$$h_{i,e} = h_{ls}(P_c) \quad (5.73)$$

La entalpía a la salida se calcula como la entalpía del vapor saturado a la presión del evaporador,  $P_e = 4,29^{\circ}\text{bar}$ , que corresponde con la temperatura de saturación  $T_e = 0^{\circ}\text{C}$ :

$$h_{o,e} = h_{vs}(P_e) \quad (5.74)$$

El coeficiente de operación se calcula como:

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g} \quad (5.75)$$

En total se han tomado 66 datos experimentales, 31 de los cuales se realizaron con el recuperador de calor modelo AN27 y el resto con el modelo AN52. Los resultados experimentales se mostrarán en las gráficas con los resultados de la simulación comentados en el apartado 5.1.2.

### 5.3.6.1. Análisis de la relación de circulación ( $cr$ )

La Figura 5.25 muestra la variación de la relación de circulación ( $cr$ ) en función de la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$  para las presiones del absorbedor simuladas  $P_a = 4,29; 6,01; 7,73$  y  $9,45$  bar. Se puede observar cómo a mayores presiones las curvas se desplazan hacia temperaturas menores. Cuanto mayor es la presión del absorbedor, menores son las relaciones de circulación, por lo que los resultados obtenidos concuerdan con lo ya comentado sobre ciclos de absorción potenciados con compresión mecánica de baja presión en el Capítulo 3, apartado 3.4. Para la simulación se ha tomado como presión de generador el valor de  $P_g = 15,05$  bar, ya que corresponde a la media de todas las presiones del generador experimentales. Hay dispersión de los puntos, que parece provenir del hecho de que las presiones del generador de cada punto no son exactamente iguales. Lo mismo sucede con las temperaturas de entrada al absorbedor, que pueden diferir un poco de las determinadas experimentalmente. Para ello se va a analizar cada una de las presiones del absorbedor por separado, dividiendo en rangos de presión del generador para comparar los resultados de la simulación con los resultados experimentales.

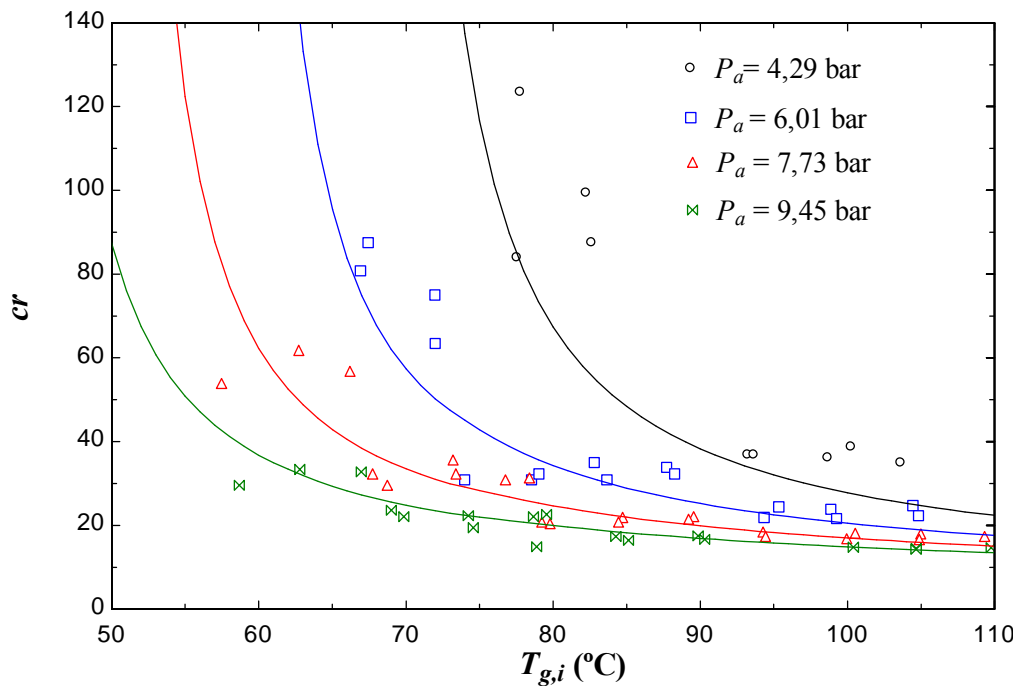


Figura 5.25 Relación de circulación  $cr$  en función de la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$  para diferentes presiones del absorbedor  $P_a$ . La simulación ha sido llevada a cabo para  $P_g = 15,05$  bar.

En la Figura 5.26 se muestra la variación de  $cr$  con respecto a la temperatura de generación para  $P_a = 4,29$  y  $7,73$  bar y las simulaciones para  $P_g$  en los diferentes rangos experimentados. Como se observa, hay una gran concordancia entre los datos experimentales y la simulación para cada  $P_g$ . La simulación en el caso de  $P_a = 7,73$  bar se acerca más a los datos experimentales que en el caso de  $P_a = 4,29$  bar. En la Figura 5.26 se muestra la misma gráfica, pero para los casos de  $P_a = 6,01$  y  $9,45$  bar. Como sucedía en la gráfica anterior la simulación para cada  $P_g$  experimental concuerda en gran medida con los datos experimentales. En este caso también parece que para el caso de  $P_a = 9,45$  bar la simulación concuerda más con los experimentos que para  $P_a = 6,01$  bar. Es decir, según lo visto en ambas gráficas, a altas presiones del absorbedor la simulación se ajusta mejor a los datos experimentales. También se puede ver que para los valores en los que la curva prácticamente es invariable con la temperatura de generación, es decir, a altas temperaturas para altas presiones de absorción, la simulación concuerda en gran medida con los datos experimentales. Para  $P_a = 4,29$  bar todavía no se ha llegado a las temperaturas necesarias donde el valor de  $cr$  disminuye ligeramente con el aumento de la temperatura; por lo tanto, es donde se encuentran mayores diferencias entre los valores simulados y los datos experimentales.



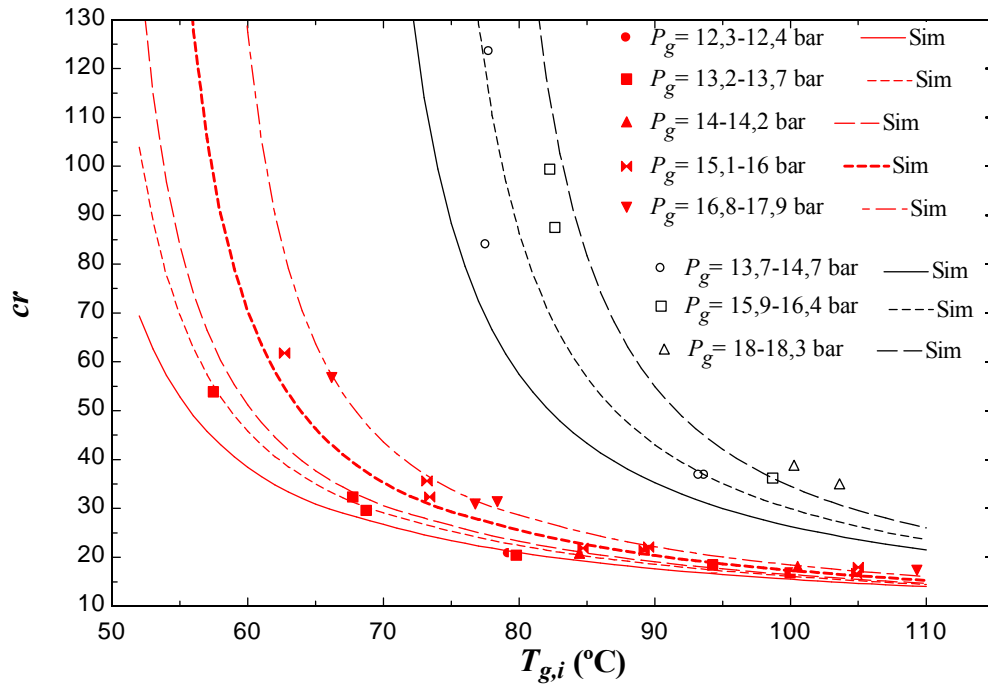


Figura 5.26 Relación de circulación  $cr$  en función de la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$  para diferentes presiones del generador  $P_g$  a la presión de absorbedor  $P_a = 4,29$  bar en negro y  $P_a = 7,73$  bar en rojo. La simulación ha sido llevada a cabo para la  $P_g$  media de los valores mostrados.

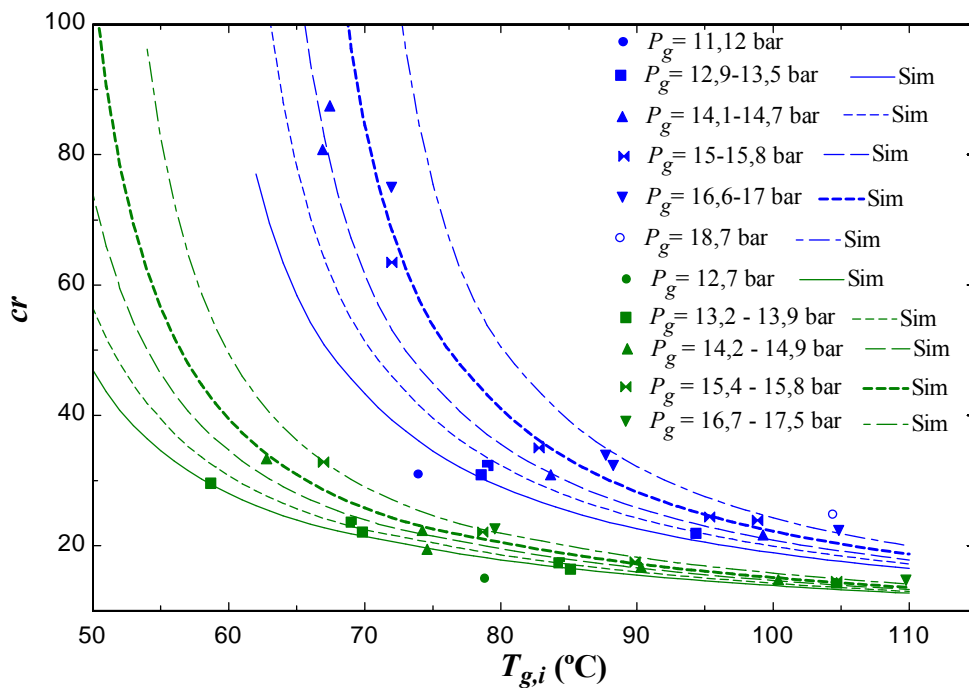


Figura 5.27 Relación de circulación  $cr$  en función de la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$  para diferentes presiones del generador  $P_g$  a la presión de absorbedor  $P_a = 6,01$  bar en azul y  $P_a = 9,45$  bar en verde. La simulación ha sido llevada a cabo para la  $P_g$  media de los valores mostrados.

### 5.3.6.2. Análisis de COP y potencia frigorífica

En la Figura 5.28 se muestra la variación de la potencia frigorífica  $\dot{Q}_e$  en función de la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$  para diferentes presiones del absorbedor  $P_a$  ensayadas. Se puede observar que a medida que aumenta la presión del absorbedor, aumenta la producción de frío, llegando a un máximo de 4,53 kW para la máxima presión del absorbedor ensayada  $P_a = 9,45$  bar, que correspondería con una temperatura de evaporación de 0 °C y la utilización de un compresor con una relación de compresión de 2,2. Mientras para  $pr = 1,8$  es 3,88 kW, para  $pr = 1,4$  es 2,99 kW y para simple efecto es de 1,75 kW. En la gráfica también se observa que los resultados experimentales se ajustan de manera global a la simulación. Como ya se explicó en el apartado anterior los datos de la simulación son para  $P_g = 15,05$  bar que difiere sustancialmente con algunos de los puntos obtenidos experimentalmente; por lo tanto, en las siguientes gráficas se presenta esa comparación pero en rangos de presión del generador para cada presión del absorbedor. Aún así parece que a altas temperaturas existe una mayor diferencia entre datos experimentales y datos simulados, debido también a las altas presiones del generador para esos puntos.

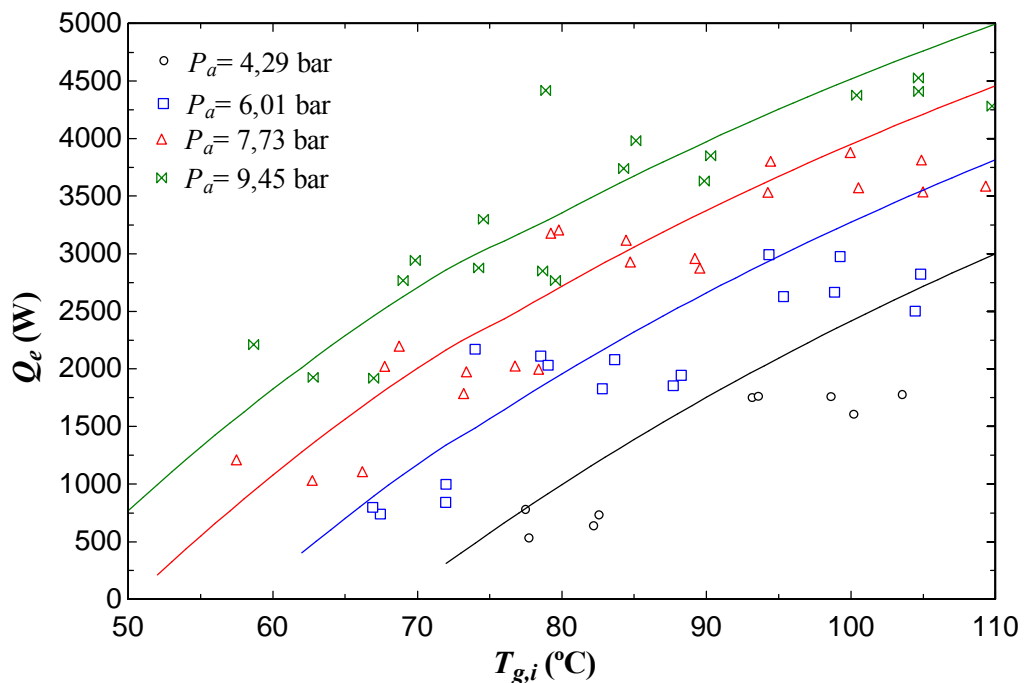


Figura 5.28 Potencia frigorífica  $\dot{Q}_e$  en función de la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$  para diferentes presiones del absorbedor  $P_a$ , simulación y resultados experimentales. La simulación ha sido llevada a cabo para  $P_g = 15,05$  bar.

Como para el caso de  $cr$ , se va a analizar cada una de las presiones del absorbedor por separado dividiendo en rangos de presión del generador para comprobar la aproximación de la simulación respecto de los resultados experimentales. En la Figura 5.29 se muestra la variación de  $\dot{Q}_e$  para  $P_a = 4,29$  bar y  $P_a = 7,73$  bar y las diferentes  $P_g$  experimentales. Se puede observar que la simulación difiere más de los valores experimentales para  $P_a = 4,29$  bar. Además, para ambas presiones y a partir de  $95$  °C, lo simulado se aleja más de los datos experimentales. Sin embargo, las curvas se ajustan bastante bien para temperaturas inferiores a  $95$  °C. En la Figura 5.30 se muestran las curvas para los casos de  $P_a = 6,01$  bar y  $P_a = 9,45$  bar. Como en las curvas anteriores, a temperaturas superiores a  $95$  °C las diferencias son mayores que para el resto de temperaturas.

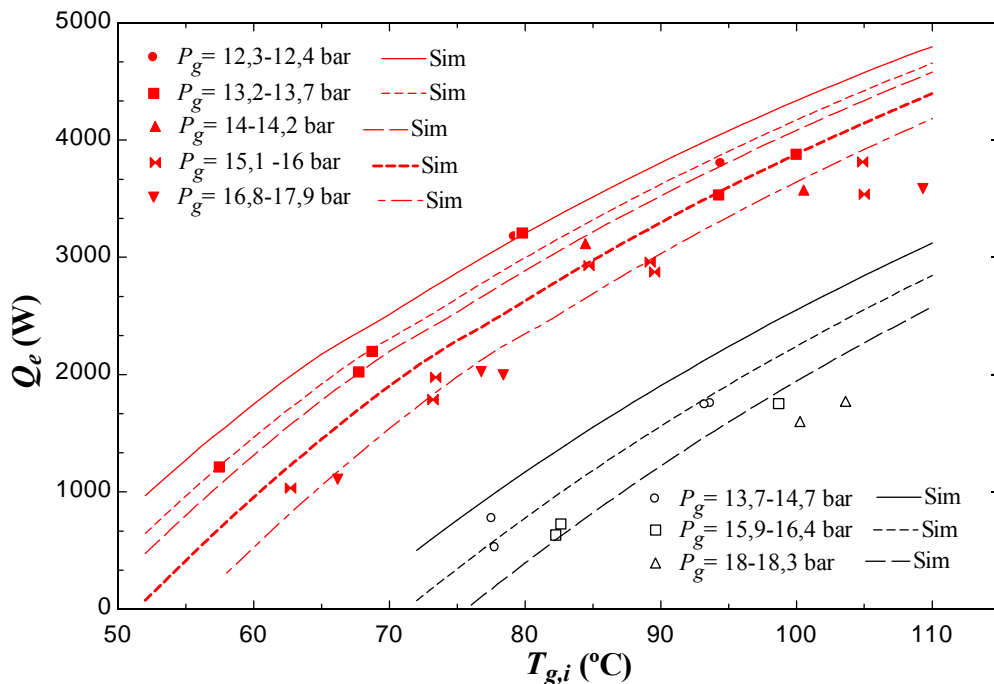


Figura 5.29 Potencia frigorífica  $\dot{Q}_e$  en función de la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$  para diferentes presiones del generador  $P_g$  a la presión de absorbedor  $P_a = 4,29$  bar en negro y  $P_a = 7,73$  bar en rojo. La simulación ha sido llevada a cabo para la  $P_g$  media de los valores mostrados.

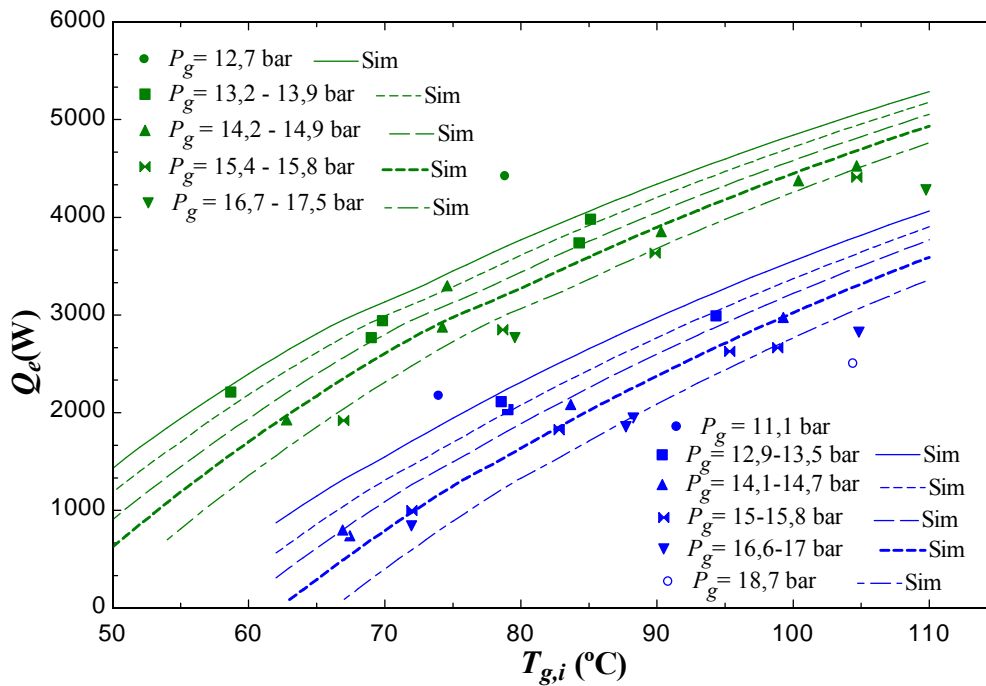


Figura 5.30 Potencia frigorífica  $\dot{Q}_e$  en función de la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$  para diferentes presiones del generador  $P_g$  a la presión de absorbedor  $P_a = 6,01$  bar en azul y  $P_a = 9,45$  bar en verde. La simulación ha sido llevada a cabo para la  $P_g$  media de los valores mostrados.

En la Figura 5.31 se muestra la variación del coeficiente de operación  $COP$  en función de la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$  para diferentes presiones del absorbedor  $P_a$  ensayadas. En este caso los valores del  $COP$  separados para cada recuperador de calor, el modelo AN27 o el modelo AN52. Como cabía esperar, a menores presiones del absorbedor el  $COP$  es menor. También se ve cómo a temperaturas muy bajas de generación, como por ejemplo  $65$  °C, el  $COP$  de la máquina está alrededor de  $0,6$  para el caso de la máxima relación de compresión simulada  $pr = 2,2$ , es decir,  $P_a = 9,45$ . Además, debido a la eficiencia de los dos modelos de recuperador de placas, el modelo AN52 tiene mejor rendimiento que el modelo AN27. Esto se debe a que todo el calor no recuperado en ese intercambiador lo tiene que aportar la fuente caliente y por lo tanto de ahí viene la bajada en el rendimiento. En las curvas de  $P_a = 7,73$  bar y  $P_a = 9,45$  bar se observa la aparición de una joroba entre los  $75$  y  $80$  °C. Esta joroba se atribuye a las propiedades termodinámicas de la disolución, en este caso debido a las entalpías de referencia proporcionadas por Infante Ferreira (1984). Para las concentraciones en amoníaco superiores al  $0,54$  se utiliza una entalpía de referencia distinta que para menores de ese valor. Estas jorobas aparecen exactamente en la transición de una concentración menor del  $0,54$  a una justo superior.

En las otras curvas no aparece este problema puesto que la concentración es siempre inferior a 0,54.

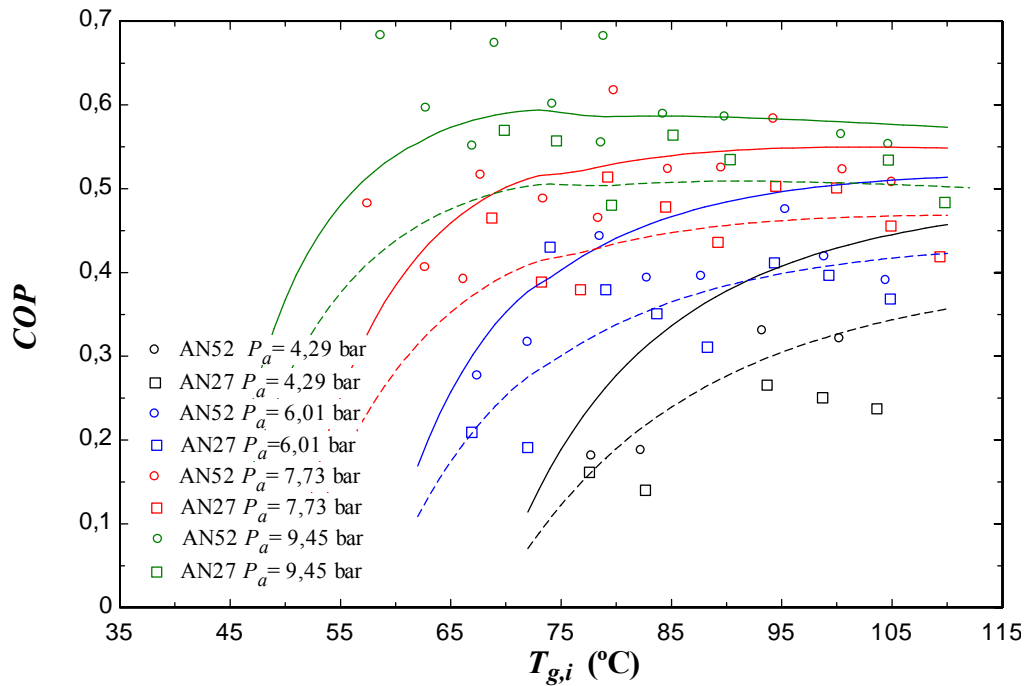


Figura 5.31 Coeficiente de operación  $COP$  en función de la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$  para diferentes presiones del absorber  $P_a$  y dos modelos de recuperador de calor. La simulación ha sido llevada a cabo para  $P_g = 15,05$  bar. Simulación: Líneas continuas modelo AN52, líneas discontinuas modelo AN27.

A continuación se van a mostrar los resultados de  $COP$  desglosados en diferentes  $P_g$ , para cada  $P_a$  y cada modelo de recuperador de calor. En la Figura 5.32 se muestra la variación para la  $P_a = 4,29$  bar. Los valores difieren apreciablemente de los de la simulación. Esto concuerda con lo comentado con las curvas de  $cr$  anteriormente; cuando las curvas prácticamente no varían con la temperatura de entrada al generador es cuando se encuentran mayores diferencias entre simulación y ensayos. En la Figura 5.33 se muestra la variación de  $COP$  para el caso de  $P_a = 6,01$  bar. En este caso los datos difieren menos de la simulación que en el caso anterior de  $P_a = 4,29$  bar. Pero también sucede lo comentado para el caso de las curvas de  $\dot{Q}_e$ , en la que a temperaturas superiores a 95 °C los puntos difieren más de las simulaciones.

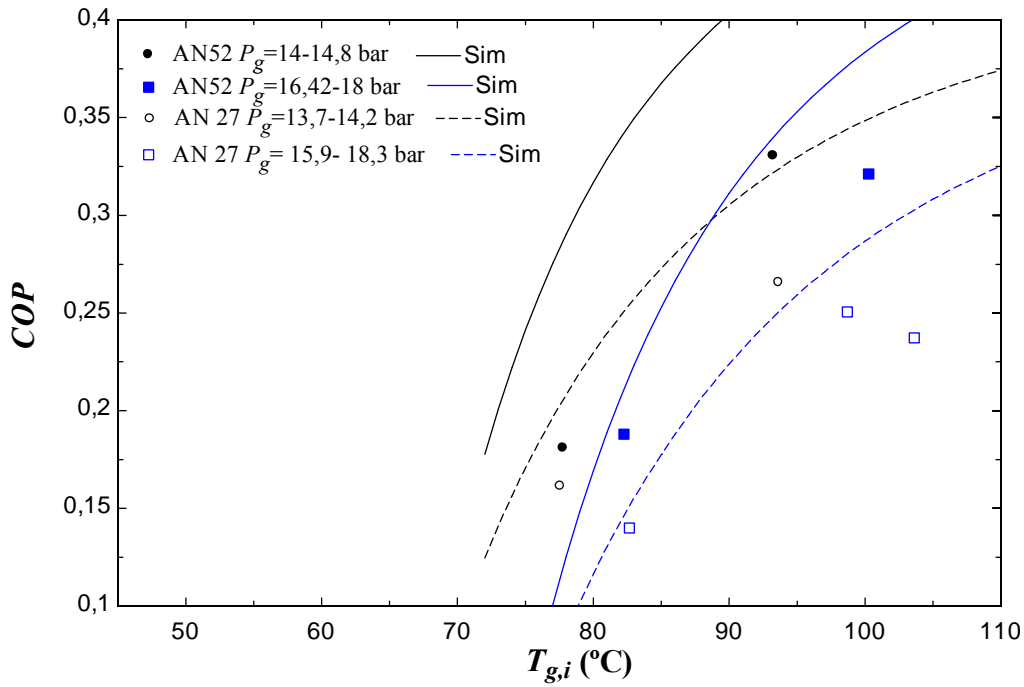


Figura 5.32 Coeficiente de operación  $COP$  en función de la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$  para diferentes presiones del generador  $P_g$  a la presión de absorbedor  $P_a = 4,29$  bar y dos modelos de recuperador de calor. La simulación ha sido llevada a cabo para la  $P_g$  media de los valores mostrados.

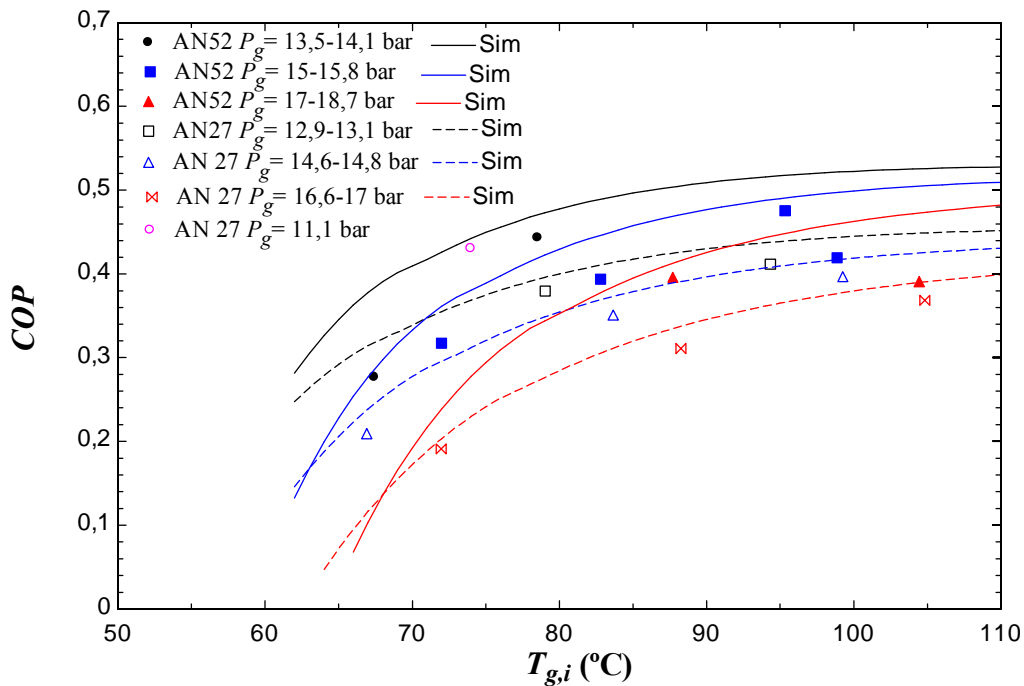


Figura 5.33 Coeficiente de operación  $COP$  en función de la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$  para diferentes presiones del generador  $P_g$  a la presión de absorbedor  $P_a = 6,01$  bar y dos modelos de recuperador de calor. La simulación ha sido llevada a cabo para la  $P_g$  media de los valores mostrados.

La Figura 5.34 y Figura 5.35 muestran las curvas para  $P_a = 7,73$  bar y  $P_a = 9,45$  bar. En ambas curvas se observa que hay una concordancia mayor entre datos

experimentales y simulación. Sin embargo, en estas dos curvas se apreció menos la diferencia a temperaturas superiores a 95 °C.

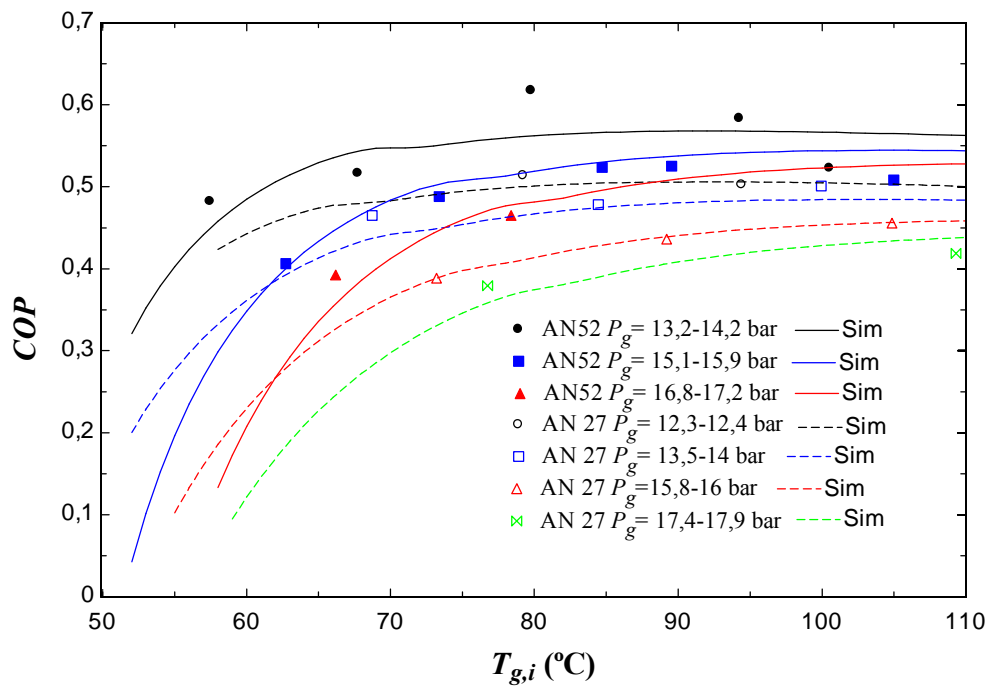


Figura 5.34 Coeficiente de operación  $COP$  en función de la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$  para diferentes presiones del generador  $P_g$  a la presión de absorbedor  $P_a = 7,73$  bar y dos modelos de recuperador de calor. La simulación ha sido llevada a cabo para la  $P_g$  media de los valores mostrados.

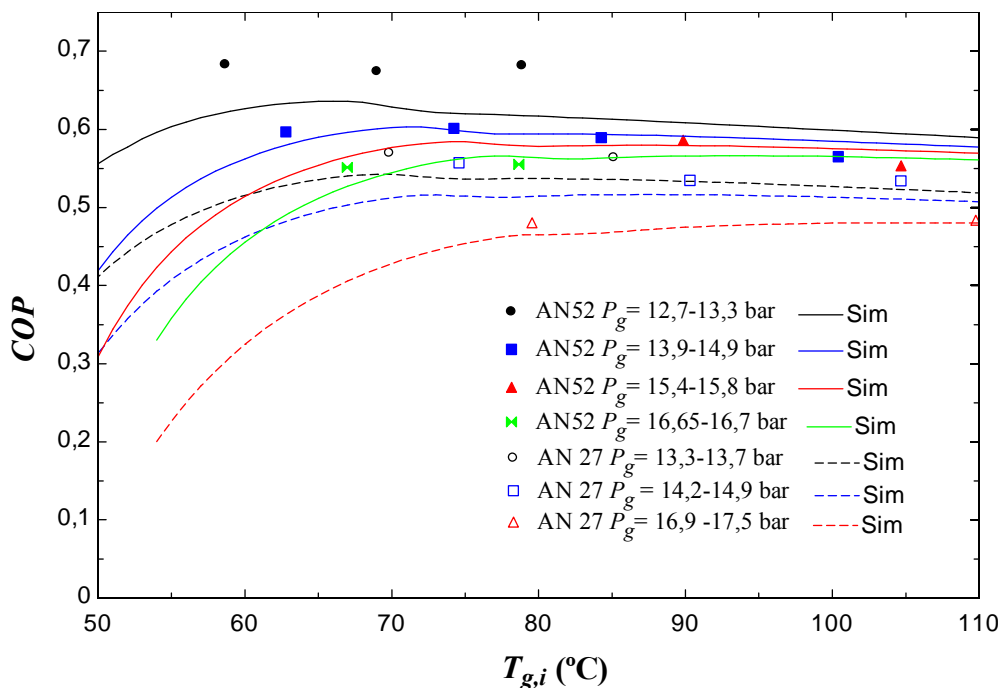


Figura 5.35 Coeficiente de operación  $COP$  en función de la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$  para diferentes presiones del generador  $P_g$  a la presión de absorbedor  $P_a = 9,45$  bar y dos modelos de recuperador de calor. La simulación ha sido llevada a cabo para la  $P_g$  media de los valores mostrados.

### 5.3.6.3. Análisis de incertidumbre

En la Tabla 5.7 se exponen las incertidumbres de las variables determinadas experimentalmente en este apartado.

Tabla 5.7 Estimación de las incertidumbres de las variables obtenidas para compresor termoquímico.

Variable	Incertidumbre
Relación de circulación, $cr$	$\pm 0,164 \%$
Potencia calorífica del generador, $Q_g$	$\pm 10,3 \%$
Potencia de refrigeración $Q_e$	$\pm 0,05 \%$
Coficiente de operación, $COP$	$\pm 10,3 \%$



## 5.4. Conclusiones del capítulo

A partir de las mediciones experimentales y los resultados del modelo del ciclo de absorción potenciado con compresión mecánica de baja presión y su análisis se han podido obtener las siguientes conclusiones, las cuales van a ser desglosadas por objetivos del estudio:

Respecto a la caracterización térmica de los recuperadores de calor:

- La correlación obtenida mediante la disolución nitrato de litio-amoniaco para el intercambiador de placas AN27 concuerda con la de una correlación obtenida con agua en el intervalo de valores de parámetros adimensionales explorados en este trabajo.
- No ha sido posible caracterizar satisfactoriamente el recuperador de calor AN52 debido a la probable absorción de vapor de amoniaco.

Respecto al flujo bifásico de la mezcla en el generador:

- El proceso de ebullición de la mezcla se ve afectada por la concentración de ésta, disminuyendo el coeficiente de transferencia de calor en flujo bifásico con la disminución de la concentración de amoniaco para un mismo flujo de transferencia de calor por unidad de área de transferencia.
- La correlación propuesta por Zacarías (2009) para predecir el coeficiente de transferencia de calor en flujo bifásico necesita una corrección en concentración para poder aumentar su aplicabilidad a cambios de concentraciones.

Respecto al análisis de la transferencia de masa y la eficiencia del absorbedor adiabático de spray:

- El proceso de absorción adiabática con inyectores de tipo niebla con la disolución nitrato de litio-amoniaco para una altura de 205 mm de altura alcanza grados de saturación de media ligeramente superiores al 90 %.

- El coeficiente de transferencia de masa y el factor de aproximación al equilibrio aumentan ligeramente con el incremento de la concentración en amoníaco de la disolución a la entrada del absorbedor. Cuanto menor es la temperatura de generación mayor es la concentración en amoníaco de la disolución, por lo tanto, la absorción mejora a menores temperaturas de generación.
- Se ha ajustado el modelo de exponenciales para obtener una correlación del factor de aproximación al equilibrio.

Respecto al comportamiento global del compresor termoquímico:

- Los resultados experimentales concuerdan en gran medida con la simulación, sobre todo en los puntos donde tiene que operar el conjunto de la máquina frigorífica.
- Tanto el *COP* como la potencia frigorífica aumentan con la presión del absorbedor para una misma temperatura de generación y las curvas se desplazan hacia temperaturas de entrada al generador inferiores, cuando se mantiene la potencia frigorífica.
- Se ha llegado a obtener 2 kW de potencia frigorífica calculada con un solo paso, a temperaturas de entrada al generador de 60 °C para la máxima presión en el absorbedor mientras que para la presión inferior no se llega a obtener esta potencia a 90 °C. Ello es exponente de las posibilidades del ciclo de absorción potenciado con compresión mecánica de baja presión.
- Es necesario recircular y subenfriar la disolución a través del absorbedor adiabático para alcanzar una mejor eficiencia del absorbedor, valores más bajos de la relación de circulación, *COP* más elevado y potencias frigoríficas mayores.
- La disolución nitrato de litio-amoníaco muestra un comportamiento favorable a bajas temperaturas de generación.

# Capítulo 6

## Recirculación y factor de aproximación al equilibrio en absorbedores adiabáticos

### 6.1. Introducción

En el presente capítulo se va a llevar a cabo el análisis de la recirculación y el factor de aproximación al equilibrio en absorbedores adiabáticos mediante el modelo de ciclo de absorción potenciado con compresión mecánica de baja presión utilizado para validar los resultados experimentales del Capítulo 5. Como se ha visto en ese capítulo la recirculación y enfriamiento de parte de la disolución a la salida del absorbedor son necesarios para poder alcanzar altas relaciones de absorción que mejoren el comportamiento de esta tecnología. También se ha visto que el equilibrio adiabático no se alcanza siempre en este tipo de absorbedores, al menos con la altura de inyectores ensayada. Por lo tanto, en este capítulo se va a estudiar, mediante la simulación, como afectan ambos parámetros al comportamiento del ciclo de simple efecto y al ciclo de absorción potenciado con compresión mecánica de baja presión para diferentes relaciones de compresión. Los resultados se van a comparar con los resultados del Capítulo 3, es decir, con un ciclo semejante pero con un absorbedor diabático equivalente. De esta forma se podrán comparar directamente absorción diabática y adiabática.

## 6.2. Modelo de ciclo con recirculación

En la Figura 6.1 se muestra el esquema del ciclo de absorción potenciado con compresión mecánica de baja presión con un absorbedor adiabático y con recirculación de la disolución a la salida del absorbedor. A continuación se van a describir las diferencias con respecto al modelo del Capítulo 5, en el que se consideraba un absorbedor adiabático pero sin recirculación. La primera diferencia es la necesidad de bomba de disolución para la recirculación, colocada entre la línea de salida de la disolución del absorbedor y la línea proveniente del recuperador de calor, justo antes de la entrada del subenfriador. Parte del caudal a la salida del absorbedor es bombeado  $\dot{m}_{rr}$  hacia el subenfriador de disolución, mezclándose (punto 9.1 en la Figura 6.1) antes de entrar al subenfriador con la disolución poco concentrada en amoníaco proveniente del generador  $\dot{m}_g$ . Una vez mezclados estos flujos son enfriados en el subenfriador y posteriormente entran en el absorbedor. La relación entre el caudal recirculado y el que se dirige hacia el generador, relación de recirculación, es el parámetro de estudio. También se va a estudiar cómo afecta el no equilibrio a la salida del absorbedor mediante  $F_{ad}$ , variando este parámetro.

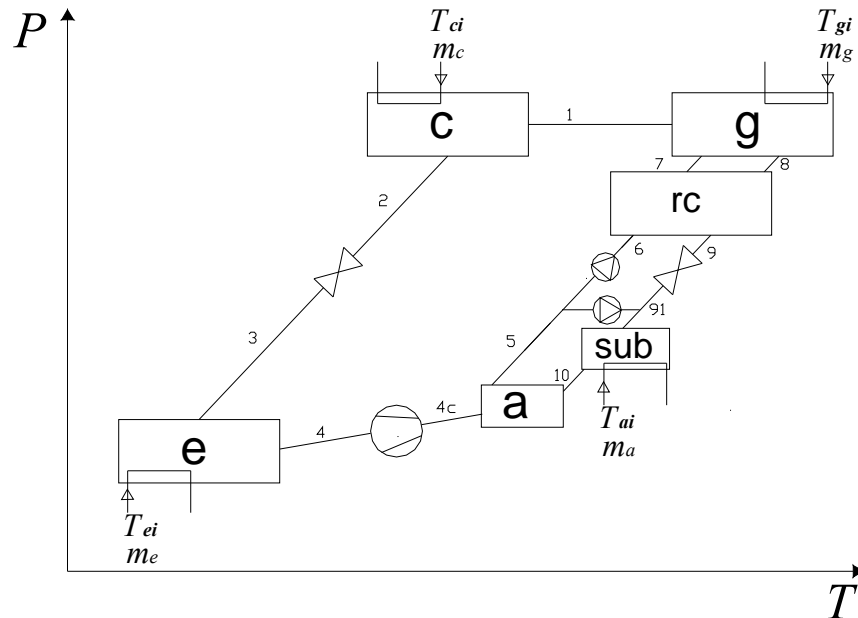


Figura 6.1 Esquema del ciclo de absorción potenciado con compresión mecánica de baja presión y con recirculación en el absorbedor adiabático.

En este modelo se añade el balance de masa global y de refrigerante debido a la recirculación:

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_8 + \dot{m}_6 \cdot rr \quad (6.1)$$

$$\dot{m}_{10} X_{10} = \dot{m}_8 X_8 + \dot{m}_6 \cdot rr \cdot X_5 \quad (6.2)$$

La relación de recirculación se define como el cociente entre el caudal recirculado hacia el absorbedor y el caudal de disolución bombeado hacia el generador como se explica en Ventas *et al.* (2010b):

$$rr = \frac{\dot{m}_{rr}}{\dot{m}_6} \quad (6.3)$$

También se va a hacer un estudio del efecto que tiene el factor de aproximación al equilibrio adiabático en el ciclo. Para ello se va a definir un valor del factor de aproximación al equilibrio adiabático, como el utilizado en el Capítulo 5, apartado 5.3.5.1, definiéndose:

$$F_{ad} = \frac{X_5 - X_{10}}{X_{eq,ad} - X_{10}} \quad (6.4)$$

La obtención del valor de  $X_{eq,ad}$  se realiza gracias al balance de energía y masa en el absorbedor adiabático suponiendo equilibrio a la salida del absorbedor:

$$P_{eq,ad} = P_{abs} \quad (6.5)$$

$$P_{eq,ad} = P(X_{eq,ad}, T_{eq,ad}) \quad (6.6)$$

El balance de energía en el absorbedor en caso de haber llegado al equilibrio adiabático es:

$$\dot{m}_{10} \cdot h_{10} + \dot{m}_{r,eq} \cdot h_{4c} = (\dot{m}_{10} + \dot{m}_{r,eq}) h_{eq,ad} \quad (6.7)$$

$$h_{eq,ad} = h(X_{eq,ad}, T_{eq,ad}) \quad (6.8)$$

El balance de masa de refrigerante en el absorbedor en caso de haber llegado al equilibrio adiabático es:

$$\dot{m}_{10} \cdot X_{10} + \dot{m}_{r,eq} = (\dot{m}_{10} + \dot{m}_{r,eq}) \cdot X_{eq,ad} \quad (6.9)$$

Con el valor de  $X_{eq,ad}$  e imponiendo un valor de  $F_{ad}$  se realiza de nuevo el balance de energía y de masa a través del absorbedor, ahora sin suponer equilibrio a la salida del absorbedor:

$$\dot{m}_{10} \cdot h_{10} + \dot{m}_r \cdot h_{4c} = (\dot{m}_{10} + \dot{m}_r) h_5 \quad (6.10)$$

$$h_5 = h(X_5, T_5) \quad (6.11)$$

El balance de masa de refrigerante en el absorbedor en caso de no haber llegado al equilibrio adiabático se define como:

$$\dot{m}_{10} \cdot X_{10} + \dot{m}_r = (\dot{m}_{10} + \dot{m}_r) \cdot X_5 \quad (6.12)$$

El factor de aproximación al equilibrio diabático sirve para comparar la eficiencia del ciclo de absorción adiabática y el ciclo de absorción diabática equivalente. Este parámetro define cómo de cerca se ha quedado la disolución del equilibrio diabático del ciclo equivalente, es decir, la diferencia de concentraciones a través del absorbedor entre esa misma diferencia si se hubiera alcanzado el equilibrio diabático a la salida del absorbedor:

$$F_d = \frac{X_5 - X_8}{X_{eq,d} - X_8} \quad (6.13)$$

El valor de la concentración de equilibrio diabática  $X_{eq,d}$  se calcula a partir de la simulación presentada en el Capítulo 3, apartado 3.4., es decir, un ciclo donde tanto la transferencia de masa como la transferencia de calor ocurren dentro del absorbedor. Para hacer una buena comparación se han calculado ambos ciclos con los mismos valores de las variables de entrada para la simulación, que corresponden con los expuestos en Capítulo 3 Tabla 3.1. Es decir, ambos ciclos, el adiabático y el diabático se comparan simulando los ciclos con el mismo valor de conductancia de los intercambiadores de calor ( $UA_a = UA_{sub}$ ), de ahí el nombre de ciclo diabático equivalente.

Por último, también se va a realizar un estudio del factor de aproximación al máximo equilibrio diabático. En este caso la concentración  $X_{eq,d \max}$  correspondería a la máxima concentración a la salida del absorbedor, a la cual se llegaría si se tuvieran áreas de intercambio de calor infinitas en el absorbedor diabático equivalente y además se llegara a equilibrio. Es decir, que la temperatura de salida del absorbedor diabático equivalente fuera la de entrada del fluido externo. De esta manera se puede estudiar lo lejos que está la absorción adiabática de la máxima posible:

$$F_{d,\max} = \frac{X_5 - X_8}{X_{eq,d \max} - X_8} \quad (6.14)$$

$$P_{eq,d \max}(X_{eq,d \max}, T_{a,i}) = P_a \quad (6.15)$$

Mientras el coeficiente de operación se calcula como:

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g + \frac{(\dot{W}_{b,rr} + \dot{W}_{b,d} + \dot{W}_c)}{\eta_{elec}}} \quad (6.16)$$

La potencia eléctrica consumida por las 2 bombas de disolución, la de disolución diluida y la de recirculación, vienen dadas por:

$$\dot{W}_{b,s} = \frac{\dot{m}_6 (P_g - P_a)}{\rho_5 \eta_{mb} \cdot \eta_{hb}} \quad (6.17)$$

$$\dot{W}_{b,rr} = \frac{\dot{m}_{rr} (P_{iny} - P_a)}{\rho_5 \eta_{mb} \cdot \eta_{hb}} \quad (6.18)$$

En estas dos ecuaciones la presión en el absorbedor se obtiene mediante el salto de presión proporcionado por el compresor de baja presión situado entre el evaporador y absorbedor, definidas por:

$$P_a = pr \cdot P_e \quad (6.19)$$

Mientras el  $COP_e$  se define como en el Capítulo 3:

$$COP_e = \frac{\Delta \dot{Q}_{e(se)}}{\dot{W}_c} \quad (6.20)$$

### 6.3. Análisis de los resultados

La simulación ha sido llevada a cabo con los valores de los parámetros de cálculo del capítulo 3, Tabla 3.1. En primer lugar se analizará la variación de la relación de recirculación en los resultados del ciclo y a continuación se analizará la variación del factor de aproximación al equilibrio adiabático.

#### 6.3.1 Relación de recirculación

La simulación se ha llevado a cabo tanto para relaciones de compresión del compresor  $pr = 1,4$  y  $1,8$  del ciclo de absorción potenciado con compresión mecánica de baja presión como para ciclo de simple efecto. En todas las gráficas de este apartado se ha mantenido constante el valor del factor de aproximación al equilibrio  $F_{ad} = 1$ , mientras que la relación de recirculación ha sido variada para los siguientes valores de  $rr = 0, 2, 5$  y  $8$ . En la Figura 6.2 se muestra la variación del  $COP$  con respecto a la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$  para los casos comentados anteriormente. Para cada valor de  $pr$  en el ciclo híbrido y para el ciclo de simple efecto, el aumento de la relación de recirculación  $rr$  produce un aumento del  $COP$ , excepto entre  $rr = 5$  y  $rr = 8$  en las que el  $COP$  disminuye. Esto se debe a que el aumento del consumo de la bomba de recirculación es mayor que el aumento de  $COP$  proporcionado al aumentar la relación de recirculación entre 5 y 8. Por lo tanto existe una relación de recirculación óptima, que es menor de 8.



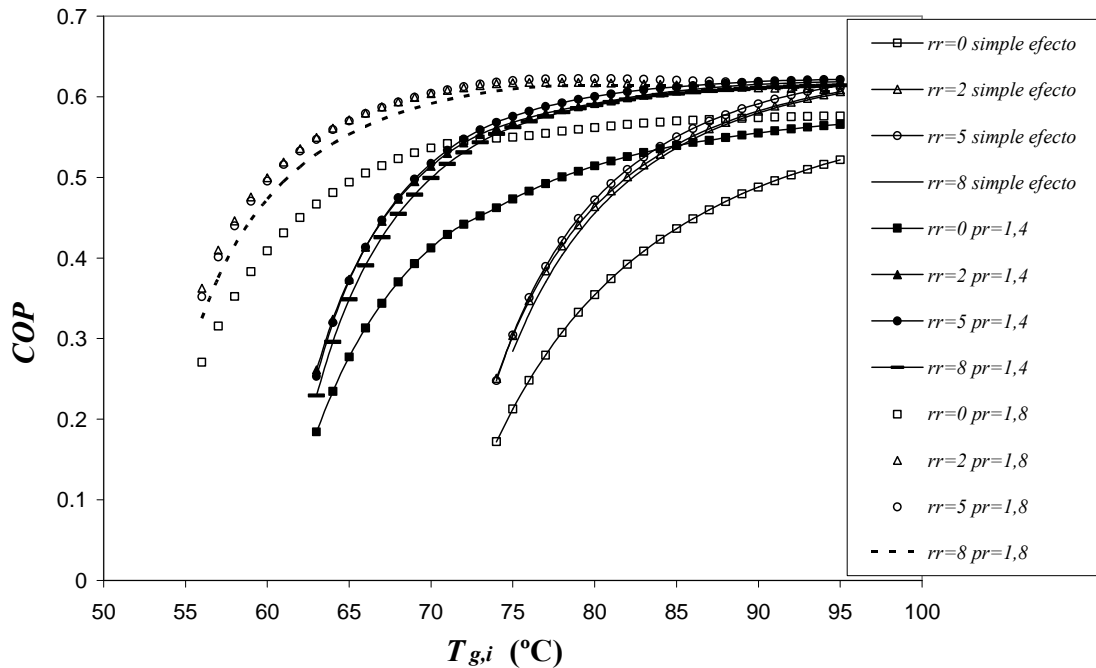


Figura 6.2 Coeficiente de operación ( $COP$ ) en función de la temperatura de entrada al generador ( $T_{g,i}$ ) para diferentes relaciones de compresión ( $pr$ ) del compresor y simple efecto. Cada uno de ellos para diferentes relaciones de recirculación  $rr$ .

En la Figura 6.3 se muestra la variación del  $COP$  en función de  $T_{g,i}$  para el ciclo híbrido para  $pr = 1,4$  y  $pr = 1,8$  y simple efecto tanto para absorción adiabática con  $rr = 5$  como para el ciclo equivalente con absorción diabática. La elección de  $rr = 5$  es porque el valor del  $COP$  era el máximo. El ciclo equivalente diabático obtiene valores más elevados de  $COP$ , siendo esta diferencia ligeramente mayor para el caso de simple efecto. Es decir, cuanto mayor es  $pr$  menores son las diferencias. Para el caso de  $pr = 1,4$  y  $pr = 1,8$  las curvas son semejantes a partir de  $90\text{ }^{\circ}\text{C}$  y  $85\text{ }^{\circ}\text{C}$  respectivamente. EL  $COP$  del ciclo adiabático es inferior al diabático entre 2-15,3% para el ciclo híbrido con  $pr = 1,8$ , entre 2,5-21,8% para el ciclo híbrido con  $pr = 1,4$ , y entre 4,9 y 20,9% para el ciclo de simple efecto, en todo el rango simulado. Por lo tanto se observa que cuanto mayor es  $pr$  menores son las diferencias respecto al ciclo diabático. Además, en las zonas donde la variación de temperatura no producen cambio en el  $COP$ , es decir donde la máquina debe funcionar, las diferencias son aún menores, por ejemplo, a  $T_{g,i}$  superiores a  $65\text{ }^{\circ}\text{C}$  las diferencias son inferiores a un 8,4 %, mientras que para simple efecto a  $T_{g,i}$  superiores a  $83\text{ }^{\circ}\text{C}$  las diferencias son inferiores a un 12,9%. Para realizar una comparación más completa sería necesario conocer el grado de aproximación al equilibrio de un absorbedor diabático de película y de uno adiabático. En este trabajo se ha estudiado como este factor para el absorbedor adiabático de gotas tipo niebla es

ligeramente superior al 90%, obteniendo un elevado valor de absorción con sólo 205 mm de altura de inyección. No se dispone de valores del grado de aproximación al equilibrio en absorbedores de película diabática. En todo caso en Shrikhirin *et al.* (2001) se comenta que las relaciones de circulación ( $cr$ ) experimentales son de 2 a 5 veces superiores a lo calculado mediante simulaciones en máquinas de absorción con absorbedores de película debido a no alcanzar el equilibrio a la salida del absorbedor. Además se comenta que es necesaria una alta relación de circulación para un buen comportamiento de los absorbedores de película. Esto hace que el equipo sea más grande o que alternativamente sea necesario crear un circuito de recirculación en el absorbedor. Por ello, tanto si la absorción está alejada del equilibrio como si es necesario un circuito de recirculación, el  $COP$  teórico del ciclo diabático se vería disminuido y las diferencias con respecto del ciclo diabático serían menores de las presentadas en este trabajo.

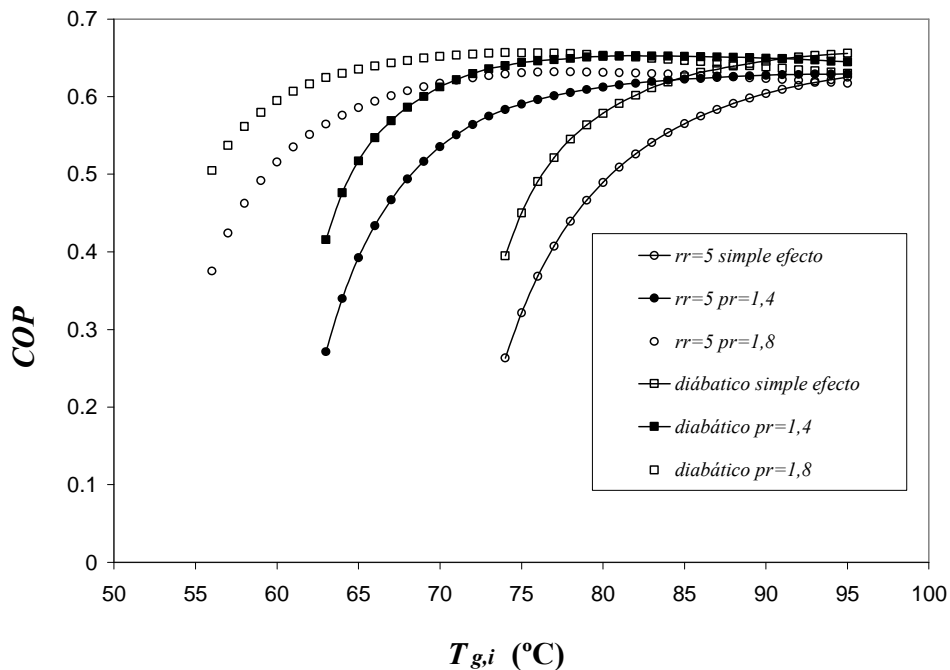


Figura 6.3 Coeficiente de operación ( $COP$ ) en función de la temperatura de entrada al generador ( $T_{g,i}$ ) para diferentes relaciones de compresión ( $pr$ ) del compresor y simple efecto del ciclo adiabático con  $rr = 5$  y del ciclo diabático equivalente.

En la Figura 6.4 se muestra la variación de  $\dot{Q}_e$  en función de  $T_{g,i}$ . En este caso se observa también que el aumento de la relación de recirculación produce un aumento de  $\dot{Q}_e$ . Como sucedía con el  $COP$ , este aumento no es proporcional a  $rr$ , si no que la

proporción va disminuyendo cuanto mayor es  $rr$ . Sin embargo, en este caso la  $\dot{Q}_e$  para los valores de  $rr = 8$  son superiores que para  $rr = 5$ , a diferencia del  $COP$ . A diferencia del  $COP$  las diferencias entre  $rr$  tanto para simple efecto como para los ciclos híbridos son semejantes pero desplazadas hacia  $T_{g,i}$  inferiores cuando  $pr$  aumenta.

En la Figura 6.5 se muestran las diferencias en  $\dot{Q}_e$  entre el ciclo con absorción adiabática con  $rr = 5$  y el ciclo con absorción equivalente diabática tanto para simple efecto como para el híbrido con  $pr = 1,4$  y  $pr = 1,8$ . En este caso como en el caso del  $COP$  la  $\dot{Q}_e$  es mayor en el ciclo equivalente diabático que en el adiabático. Las diferencias aumentan con  $T_{g,i}$ . A diferencia del  $COP$ , las diferencias son iguales tanto para simple efecto como para los dos ciclos híbridos simulados, siendo proporcionales a la  $\dot{Q}_e$ . Las diferencias en la zona de estabilización del  $COP$ , con respecto al ciclo diabático equivalente, varían entre un 14-30 % para todos los ciclos.

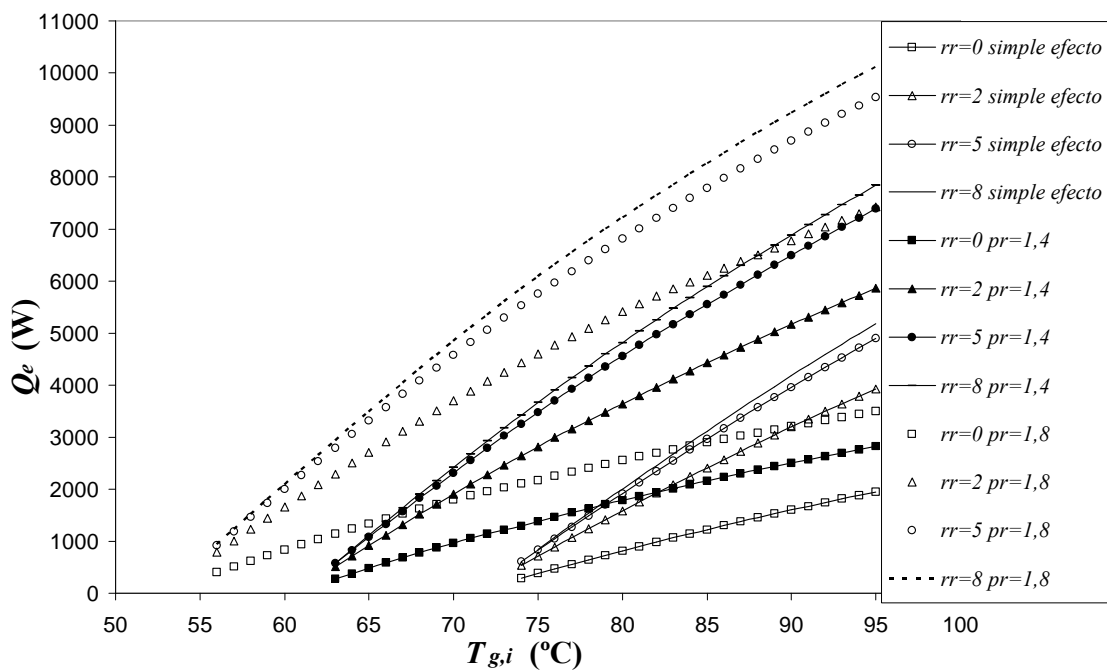


Figura 6.4 Potencia frigorífica  $\dot{Q}_e$  en función de la temperatura de entrada al generador ( $T_{g,i}$ ) para diferentes relaciones de compresión ( $pr$ ) del compresor y simple efecto para  $F_{ad} = 1$ . Cada una de ellas para diferentes relaciones de recirculación  $rr$ .

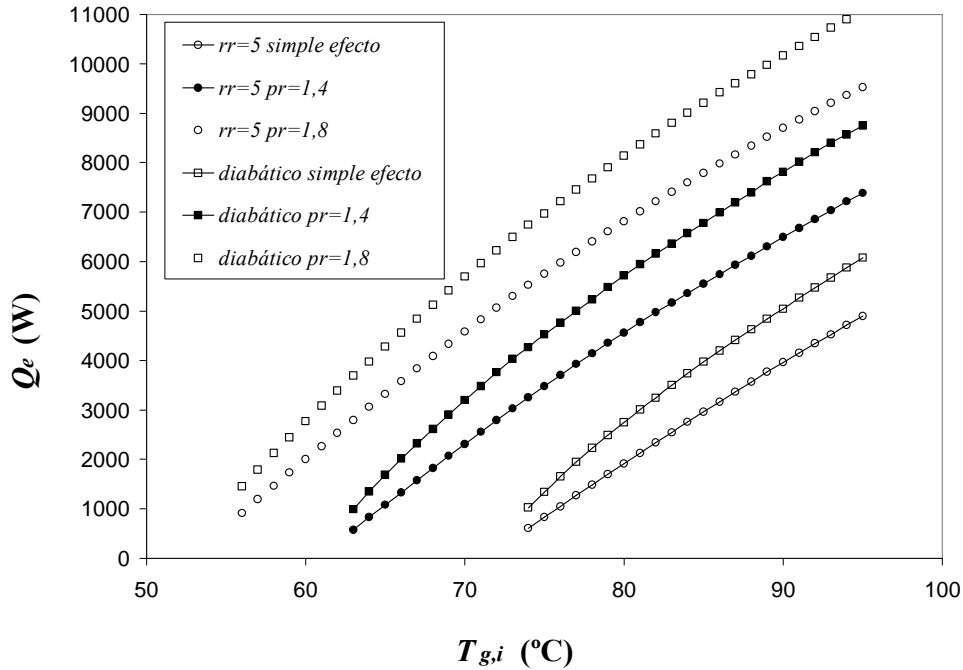


Figura 6.5 Potencia frigorífica  $\dot{Q}_e$  en función de la temperatura de entrada al generador ( $T_{g,i}$ ) para diferentes relaciones de compresión ( $pr$ ) del compresor y simple efecto del ciclo adiabático y  $rr = 5$  y del ciclo diabático equivalente.

En la Figura 6.6 se muestra el valor del  $COP_e$  en función de la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$ . En ella se observa cómo para las temperaturas donde el  $COP_e$  es constante, es decir temperaturas menores a la de activación de simple efecto, no existen variaciones con la recirculación. Mientras, para temperaturas superiores a la de activación a mayor valor de  $rr$  mayor es el valor de  $COP_e$ . La curva de  $rr = 8$  no se muestra puesto que los valores obtenidos son semejantes a los de  $rr = 5$ .

En la Figura 6.7 se muestra la variación de la relación de circulación  $cr$  en función de la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$ . Como sucedía con el  $COP$  el aumento de  $rr$  disminuye las diferencias de  $cr$ , siendo éstas mínimas entre  $rr = 5$  y  $rr = 8$ . Las temperaturas de entrada al generador para obtener un mismo valor de  $cr$  para una  $rr$  determinada del ciclo de simple efecto y los ciclos híbridos disminuyen proporcionalmente con el aumento de  $pr$ .

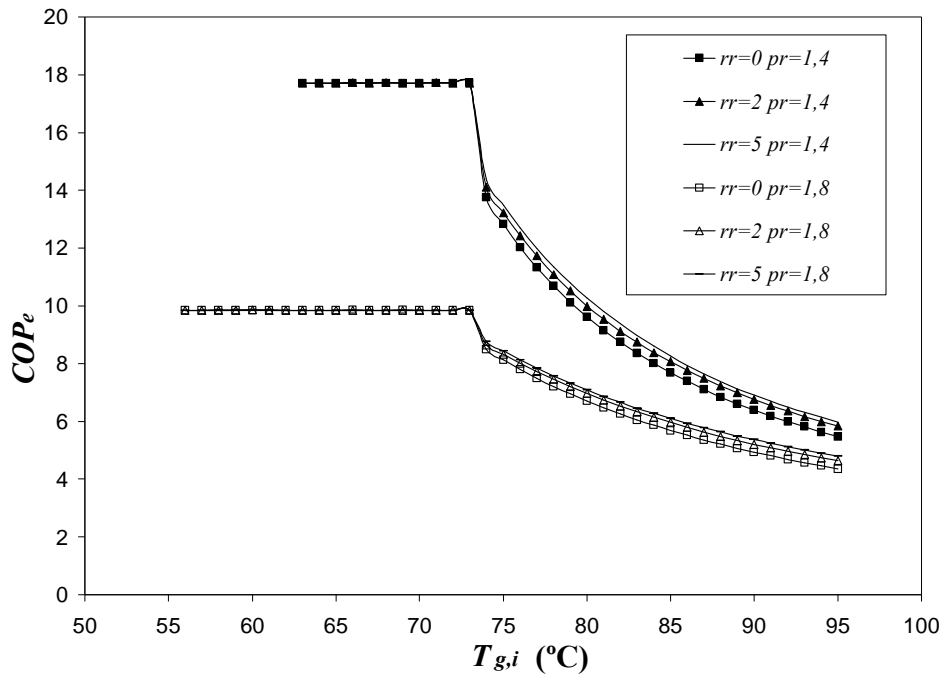


Figura 6.6 Coeficiente de operación eléctrico ( $COP_e$ ) en función de la temperatura de entrada al generador ( $T_{g,i}$ ) para diferentes relaciones de compresión ( $pr$ ) del compresor y simple efecto. Cada uno de ellos para diferentes relaciones de recirculación  $rr$ .

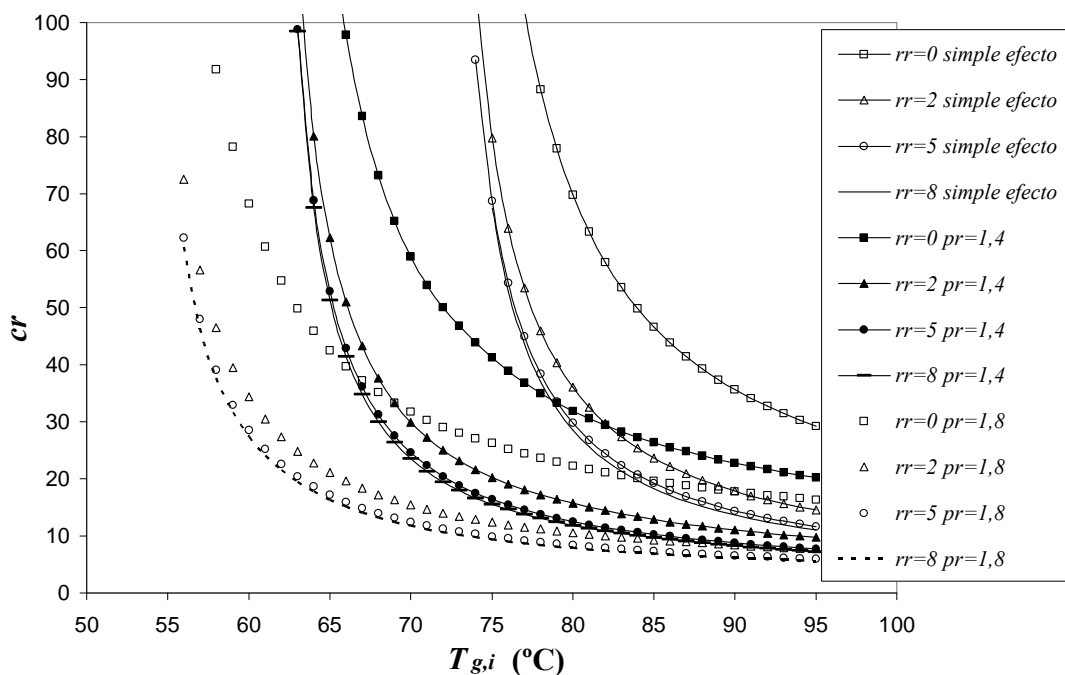


Figura 6.7 Relación de circulación ( $cr$ ) en función de la temperatura de entrada al generador ( $T_{g,i}$ ) para diferentes relaciones de compresión ( $pr$ ) del compresor y simple efecto. Cada una de ellas para diferentes relaciones de recirculación  $rr$ .

En la Figura 6.8 se muestra la variación del factor de aproximación al equilibrio diabático  $F_d$  en función de  $T_{g,i}$  para todos los valores de  $rr$  y  $pr$  comentados

anteriormente. El máximo valor de  $F_d$  encontrado es de 0,88 para  $T_{g,i} = 95 \text{ °C}$  y  $pr = 1,8$ . Para valores de  $rr = 0$  no existen diferencias de  $F_d$  a altas temperaturas para los distintos  $pr$  simulados. Mientras para  $rr = 8$  las diferencias de  $F_d$  entre los distintos ciclos simulados son mayores que para  $rr$  menores. Por lo tanto cuanto mayor es  $pr$  más cerca se está del equilibrio diabático equivalente.

La variación del factor de aproximación al máximo equilibrio diabático  $F_{d,max}$  en función de  $T_{g,i}$  se muestra en la Figura 6.9. Inversamente a lo que ocurría con  $F_d$  con el aumento de  $pr$  disminuye  $F_{d,max}$ . Esto se debe al calentamiento de la disolución también debido al aumento de la presión en el absorbedor. El máximo valor es para simple efecto a las mayores  $T_{g,i}$  simuladas, siendo  $F_{d,max} = 0,57$ . Es decir, el máximo rendimiento del absorbedor es limitado por el intercambio de calor.

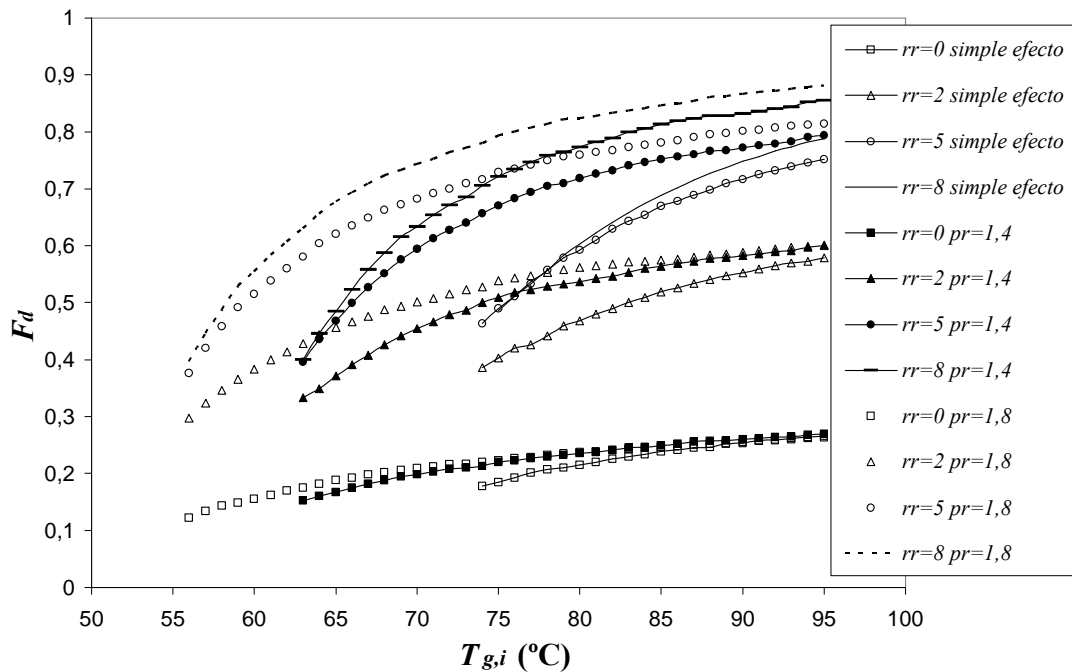


Figura 6.8 Factor de aproximación al equilibrio diabático ( $F_d$ ) en función de la temperatura de entrada al generador ( $T_{g,i}$ ) para diferentes relaciones de compresión ( $pr$ ) del compresor y simple efecto. Cada una de ellas para diferentes relaciones de recirculación  $rr$ .

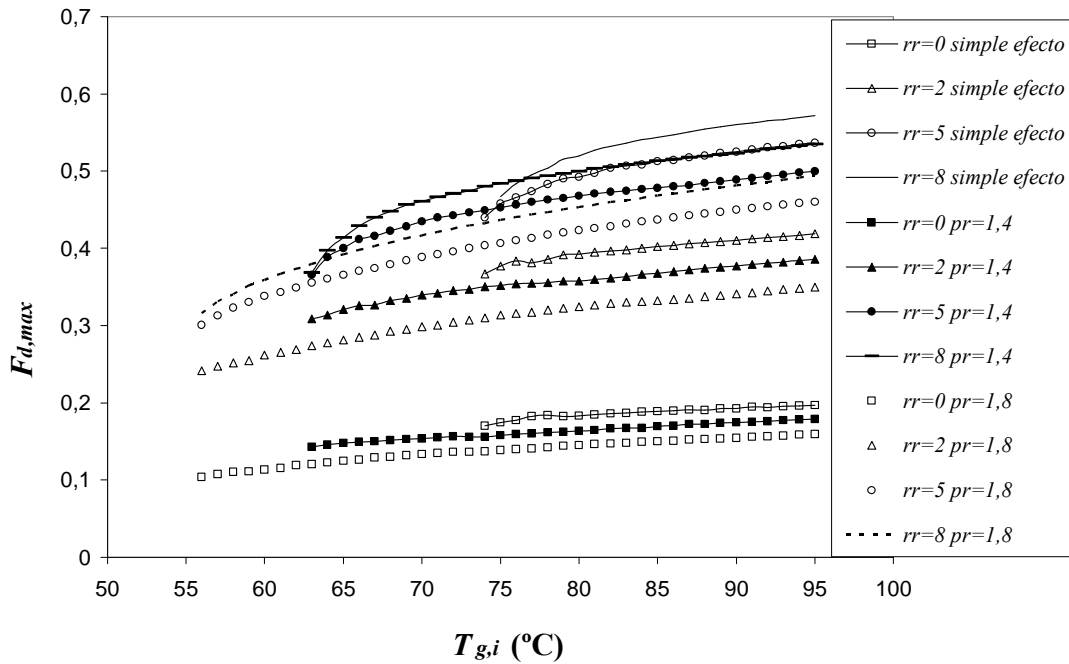


Figura 6.9 Factor de aproximación al equilibrio diabático máximo ( $F_{d,max}$ ) en función de la temperatura de entrada al generador ( $T_{g,i}$ ) para diferentes relaciones de compresión ( $pr$ ) del compresor y simple efecto. Cada una de ellas para diferentes relaciones de recirculación  $rr$ .

En la Figura 6.10 se muestra la variación de  $COP$  y  $\dot{Q}_e$  en función de  $rr$  para  $pr = 1,4$  y 3 temperaturas de entrada al generador  $T_{g,i} = 70, 80$  y  $90$  °C. Como se observa en la gráfica el máximo valor del  $COP$  se produce a relaciones de recirculación menores que la máxima  $\dot{Q}_e$ . Mientras que para el  $COP$  se llega a un máximo y a partir de esas  $rr$  el  $COP$  disminuye ligeramente, la  $\dot{Q}_e$  siempre aumenta con las  $rr$ , aunque existe una zona donde la variación de  $rr$  prácticamente no produce un aumento de  $\dot{Q}_e$ , denominada zona de estabilización. Además, el máximo  $COP$  se alcanza, para las 3  $T_{g,i}$  simuladas a entre  $rr = 3$  y  $rr = 5$  aproximadamente, mientras que para  $\dot{Q}_e$  se estabiliza a mayores  $rr$  cuanto mayor es  $T_{g,i}$ , siendo esta zona de estabilización cercana a 10 para  $T_{g,i} = 90$ °C y 5 para  $T_{g,i} = 70$ °C.

Otro de los cálculos necesarios para valorar el absorbedor adiabático es la potencia consumida por la bomba de recirculación, que se calcula con un valor de pérdida de carga promedio a través de los inyectores obtenido mediante los resultados experimentales del Capítulo 5. Este valor de pérdida de carga es de 1,42 bar. El consumo de esta bomba es aproximadamente de 60 W para  $rr = 2$ , 160 W para  $rr = 5$  y 260 W para  $rr = 8$  (recuérdese que la potencia nominal de la máquina es 4180 W).

Mientras, el consumo de la bomba de disolución entre absorbedor y generador es de 190 W. Por lo tanto, se puede decir que el consumo de la bomba de recirculación es pequeño frente a la potencia frigorífica producida.

Uno de los análisis que hay que realizar para comparar ciclos de absorción diabáticos con adiabáticos es el tamaño del absorbedor. Normalmente los absorbedores más utilizados en equipos de absorción diabática son absorbedores de tipo tubo-carcasa en absorbedores de película. Según Wang *et al.* (2007) el área de transferencia de calor de un intercambiador de placas para una potencia determinada es un 30 % de la de un intercambiador de tubo-carcasa. En el caso del volumen es únicamente un 20 % del volumen de un intercambiador de tubo-carcasa. Además, en un intercambiador en el que se produce simultáneamente transferencia de masa y de calor, la difusividad de masa en el líquido controla ambos procesos, por lo que se evita una eficiente transferencia de calor como explicó Ryan (1994). Otro de los problemas es la mojabilidad del líquido en los absorbedores de película, provocando que únicamente el 50 % de toda el área del intercambiador de calor esté siendo utilizada según Jeong y Garimella (2002). Por lo tanto, se puede hablar que el área de transferencia de calor puede ser como mínimo 6 veces menor. Sin embargo, aparte del área de transferencia de calor hay que sumar el área de transferencia de masa que ocurre en el absorbedor adiabático. Como se ha visto en el Capítulo 5 el factor de aproximación al equilibrio del absorbedor adiabático mediante inyectores de niebla de la instalación experimental alcanza factores de aproximación al equilibrio adiabático del 90 % con únicamente 205 mm de altura. Esto significa que el tamaño del absorbedor adiabático es mucho menor que el tamaño del intercambiador de calor.



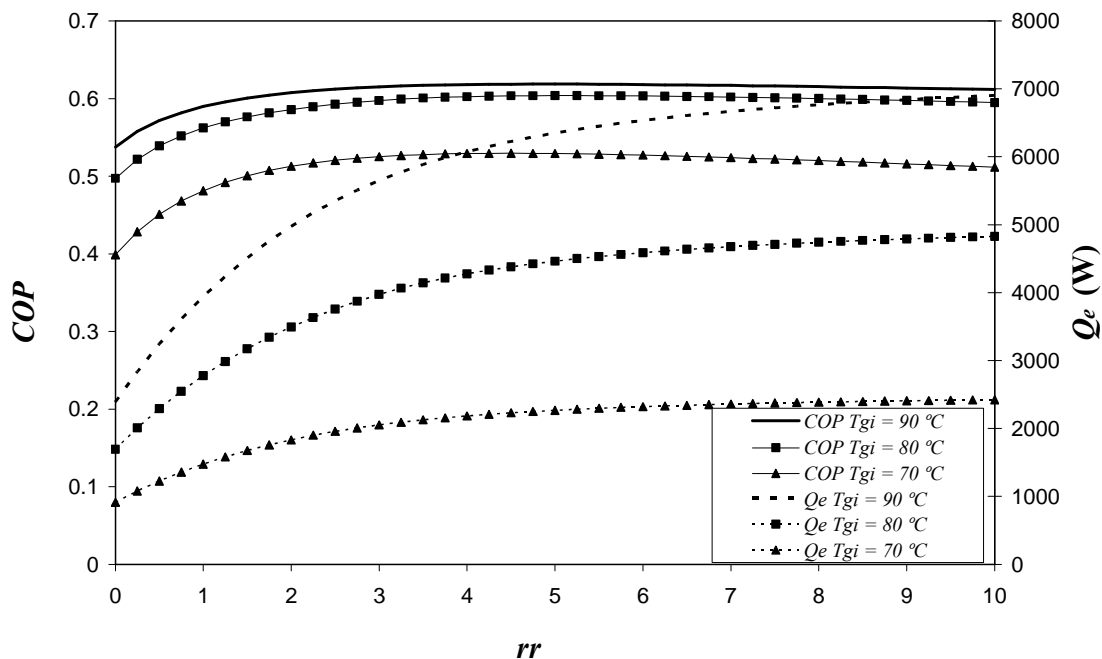


Figura 6.10  $COP$  y  $\dot{Q}_e$  en función de la relación de recirculación  $rr$  para  $pr = 1,4$  y  $T_{g,i} = 70, 80$  y  $90$  °C.

### 6.3.2 Factor de aproximación al equilibrio adiabático

La simulación se ha llevado a cabo con los valores del apartado anterior, pero se ha tomado  $rr = 5$  para todos los cálculos, como valor representativo y se ha variado  $F_{ad}$ . En la Figura 6.11 se muestra la variación del  $COP$  en función de  $T_{g,i}$  para los ciclos de simple efecto y  $pr = 1,4$  y  $1,8$  para tres valores de  $F_{ad} = 0,5, 0,75$  y  $1,0$ . Cuanto mayor es el valor de  $F_{ad}$  mayor es el valor del  $COP$  para todas las  $pr$  simuladas. Estas diferencias son mayores entre  $F_{ad} = 0,5$  y  $0,75$  que entre  $F_{ad} = 0,75$  y  $1$ . Las diferencias de  $COP$  para cada ciclo con el aumento de  $F_{ad}$  es ligeramente menor cuanto mayor es  $pr$ . El valor de  $COP$  para simple efecto a  $90$  °C es  $0,6631$  para  $F_{ad} = 1$ ,  $0,6253$  para  $F_{ad} = 0,75$  y  $0,564$  para  $F_{ad} = 0,5$ . Las relaciones de  $COP$  entre  $F_{ad} = 1$  y  $0,75$  es  $1,0604$  veces, mientras que entre  $0,75$  y  $0,5$  es  $1,108$ , demostrando que la proporción de disminución es mayor cuanto más disminuye  $F_{ad}$ . En la Figura 6.13 se muestra la variación de  $\dot{Q}_e$  con la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$  para los mismos datos de  $pr$  y  $F_{ad}$  que el  $COP$ . En ellas se observa cómo a menores  $F_{ad}$  menor es  $\dot{Q}_e$ . Las diferencias son las mismas, pero desplazadas a  $T_{g,i}$  inferiores cuando  $pr$  aumenta. Las diferencias de  $\dot{Q}_e$  son proporcionales con el aumento de  $F_{ad}$  para todas las  $pr$  y el ciclo de simple efecto,

siempre que sean tomadas desde el mismo valor inicial de potencia frigorífica. Es decir, la disminución de  $\dot{Q}_e$  es proporcional a  $F_{ad}$ .

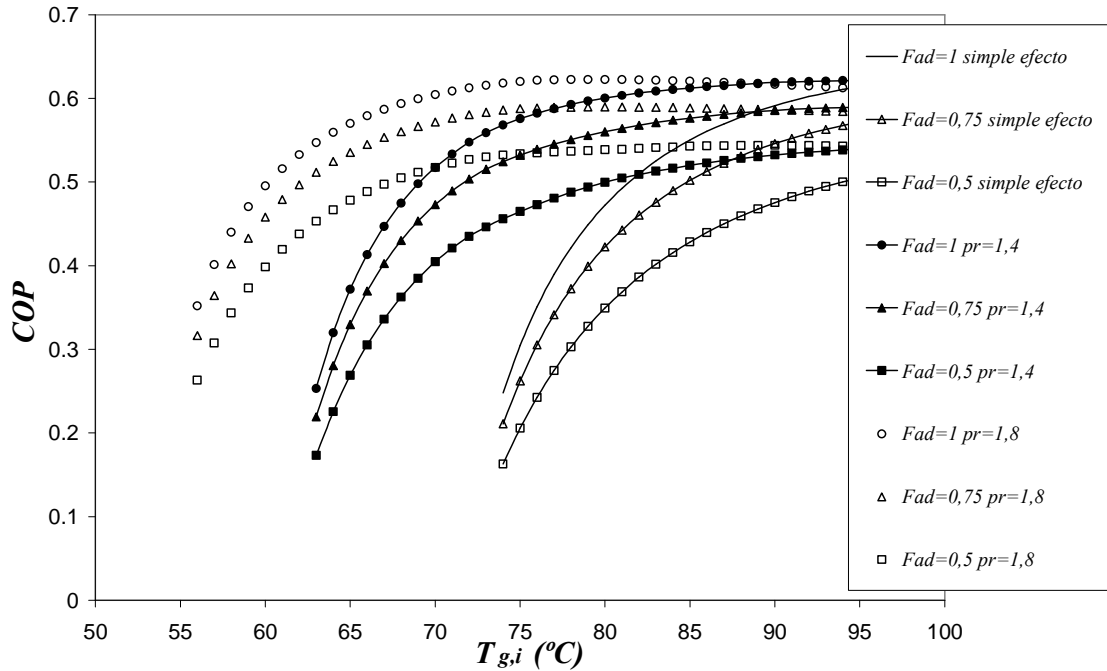


Figura 6.11 Coeficiente de operación ( $COP$ ) en función de la temperatura de entrada al generador ( $T_{g,i}$ ) para diferentes relaciones de compresión ( $pr$ ) del compresor y simple efecto para  $rr = 5$ . Cada una de ellas para diferentes factores de aproximación al equilibrio adiabático  $F_{ad}$ .

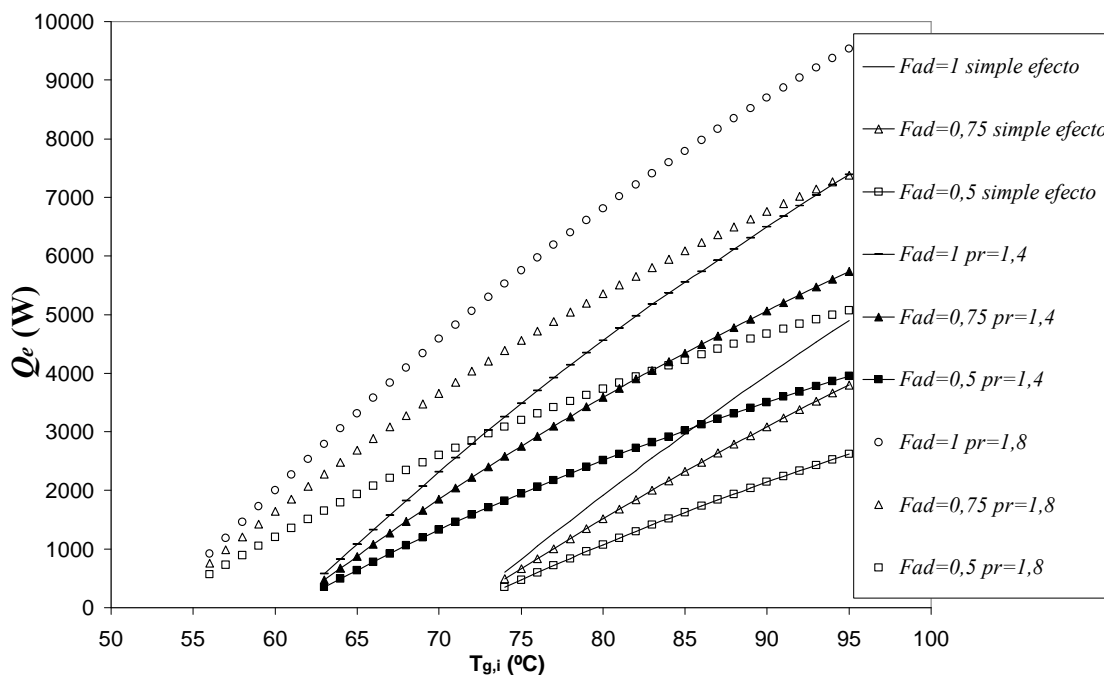


Figura 6.12 Potencia frigorífica  $\dot{Q}_e$  en función de la temperatura de entrada al generador ( $T_{g,i}$ ) para diferentes relaciones de compresión ( $pr$ ) del compresor y simple efecto para  $rr = 5$ . Cada una de ellas para diferentes factores de aproximación al equilibrio adiabático  $F_{ad}$ .

La Figura 6.13 muestra la relación de circulación  $cr$  en función de la temperatura de entrada al generador  $T_{g,i}$  para los  $pr$  y  $F_{ad}$  simulados anteriormente. Los valores de  $cr$  concuerdan con lo comentado para las curvas anteriores. Cuanto mayor es el valor de  $F_{ad}$  menores son los valores de  $cr$  para simple efecto y los  $pr$  simulados. En la Figura 6.14 se muestra la variación de  $COP$  y  $\dot{Q}_e$  en función de  $F_{ad}$  para  $pr = 1,4$  y para 3 temperaturas de entrada al generador  $T_{g,i} = 70, 80$  y  $90$  °C. En esta gráfica se puede observar cómo el  $COP$  prácticamente es el mismo a valores próximos a 1,0 de  $F_{ad}$ , mientras que cuando más se aleja de 1,0 la disminución del  $COP$  es más acusada. Para el caso de  $T_{g,i} = 80$  °C la disminución del  $COP$  con  $F_{ad} = 0,9$  es de sólo un 2,1% mientras que para  $F_{ad} = 0,6$  es de 10,7%, viendo como la disminución no es proporcional. Esto es más pronunciado para  $T_{g,i}$  menores. Mientras para el caso de  $\dot{Q}_e$ , las variaciones cuando varía  $F_{ad}$  son mayores cuanto mayor es la  $T_{g,i}$ , al contrario que el  $COP$ . Para el caso de  $T_{g,i} = 80$  °C la disminución del  $COP$  con  $F_{ad} = 0,9$  es de un 8,4 % mientras que para  $F_{ad} = 0,6$  es de un 35,3%, siendo las disminuciones entre 3 y 4 veces más elevadas que en el caso del  $COP$ .

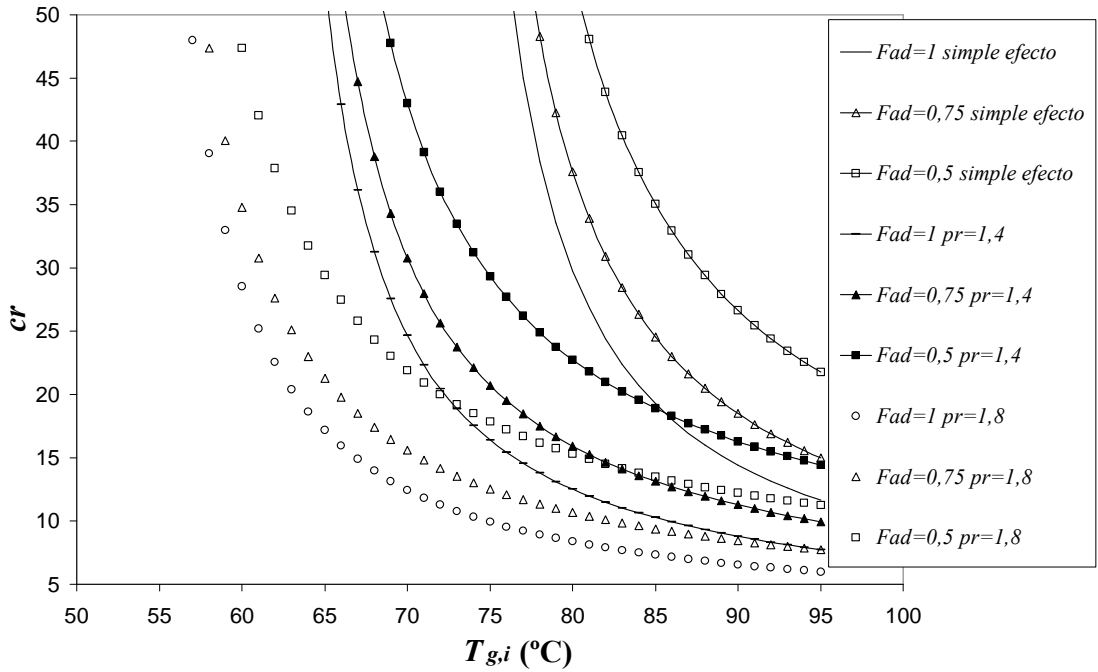


Figura 6.13 Relación de circulación ( $cr$ ) en función de la temperatura de entrada al generador ( $T_{g,i}$ ) para diferentes relaciones de compresión ( $pr$ ) del compresor y simple efecto para  $rr = 5$ . Cada una de ellas para diferentes factores de aproximación al equilibrio adiabático  $F_{ad}$ .

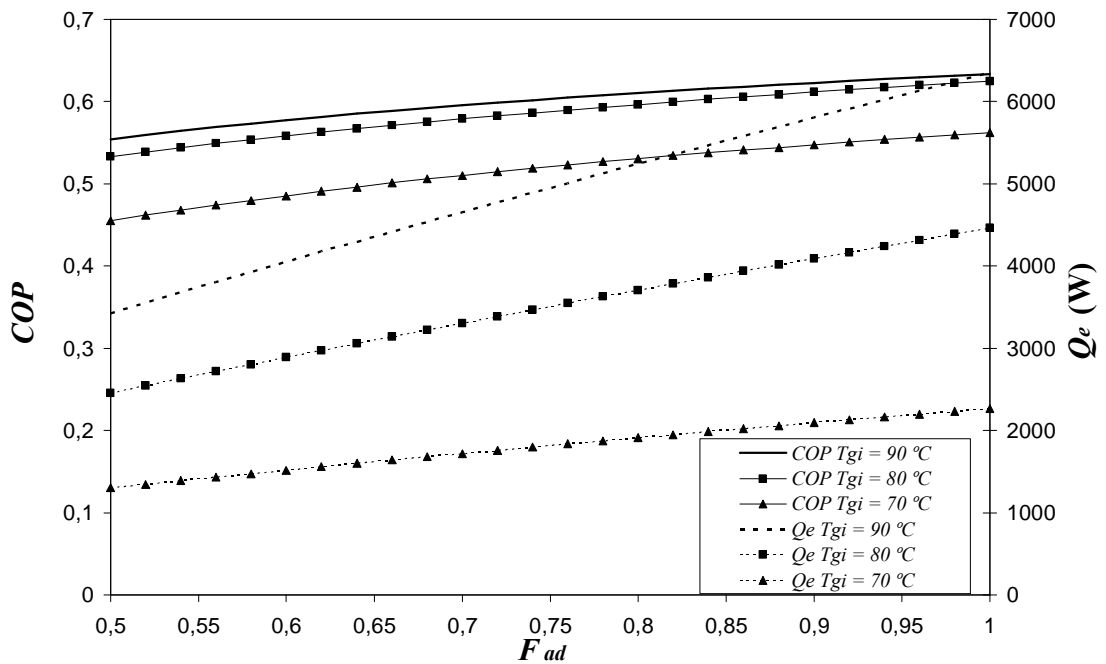


Figura 6.14  $COP$  y  $\dot{Q}_e$  en función del factor de aproximación al equilibrio adiabático  $F_{ad}$  para  $pr = 1,4$  y  $T_{g,i} = 70, 80$  y  $90^{\circ}C$ .

## 6.4. Conclusiones del capítulo

Respecto al efecto de la recirculación en el absorbedor adiabático en el ciclo de simple efecto y de absorción potenciado con compresión mecánica de baja presión, se obtienen las siguientes conclusiones:

- La relación de recirculación necesaria para que el  $COP$  prácticamente no varíe con su aumento es menor que para el caso de  $\dot{Q}_e$ . Para los casos estudiados el  $COP$  máximo se obtiene para valores de  $rr$  entre 3 y 5, mientras que para  $\dot{Q}_e$  se necesitan  $rr$  superiores, aunque a  $rr = 5$  prácticamente se ha alcanzado la máxima  $\dot{Q}_e$ . Por lo tanto, el valor de  $rr = 5$  es un valor razonable para ciclos con absorbedores adiabáticos.
- Las curvas de  $COP$  y  $\dot{Q}_e$  se comportan de manera semejante ante la variación de la  $rr$  para el ciclo de simple efecto y el de absorción potenciado con compresión mecánica de baja presión, pero desplazadas hacia temperaturas inferiores de entrada al generador cuando la relaciones de compresión aumentan.
- El coeficiente de operación eléctrico  $COP_e$  aumenta ligeramente a temperaturas superiores a la de activación del ciclo de simple efecto cuando se aumenta la relación de recirculación.
- El ciclo con absorción adiabática con  $rr = 5$  alcanza un  $COP$  menor que el equivalente de absorción diabática a las temperaturas cercanas a las de activación de cada ciclo. Una vez que el  $COP$  prácticamente no varía con el aumento de recirculaciones, las diferencias son muy pequeñas, incluso no hay diferencias apreciables. Cuanto mayor es la  $pr$ , menores son las diferencias de  $COP$ , siendo menores del 8,4 % en el caso de  $pr = 1,8$  y menores del 21,8 % en todos los casos simulados. Sin embargo, para  $\dot{Q}_e$  las diferencias son las mismas para todos los ciclos simulados, siendo proporcionales al caudal de refrigerante y están entre un 14-30 %.
- El máximo valor de aproximación a equilibrio diabático es de 88 % para el mejor de los casos. Cuanto mayor es la relación de compresión más se

acerca el factor de aproximación diabático a 1. Es decir, con la misma conductancia  $UA$ , se alcanza un 88 % del ciclo ideal de absorción diabática en el mejor de los casos. Sin embargo, la reducción de área puede ser de hasta 6 veces respecto de ciclos de absorción por película, que utilizan normalmente intercambiadores de tipo tubo-carcasa.

- El ciclo adiabático está a un 57 %, con  $rr = 8$ , en el mejor de los casos de la máxima absorción del ciclo diabático en caso de que el absorbedor tuviera un área de transferencia de calor infinito. En el caso del ciclo diabático, con área de transferencia de calor finita, está a un 64% en el mejor de los casos.
- El consumo de la bomba de recirculación es del orden del de la bomba principal (la del compresor termoquímico), siendo valores despreciables comparados con la potencia de calor consumida.

Las conclusiones obtenidas a partir de la variación del factor de aproximación al equilibrio adiabático en el ciclo de simple efecto y de absorción potenciado con compresión mecánica de baja presión son:

- La disminución del factor de aproximación al equilibrio hace decrecer más la potencia frigorífica que el  $COP$  del ciclo que la potencia frigorífica. Este decrecimiento es entre 3 y 4 veces superior.
- El aumento del factor de aproximación al equilibrio adiabático supone un aumento del  $COP$  y de la potencia frigorífica del ciclo. Cuanto más se aleja este factor del máximo (1,0), las caídas de  $COP$  son más pronunciadas, disminuyendo únicamente un 2,1% para  $F_{ad} = 0,9$  y sin embargo un 10,7% para  $F_{ad} = 0,6$ .
- El factor de aproximación al equilibrio adiabático afecta de igual manera al ciclo de simple efecto que al potenciado con compresión mecánica de baja presión.

Gracias al estudio de estos parámetros y de los resultados experimentales se puede obtener una conclusión general de este capítulo:

- El factor de aproximación al equilibrio adiabático del absorbedor de la instalación es del orden de 0,9; por lo tanto, la disminución en  $COP$  respecto al equilibrio es prácticamente despreciable, un 8,4%. Sin embargo,

para la potencia frigorífica sí que hay una disminución considerable, un 10,2%. Estas diferencias serían mucho menores en caso de que el ciclo diabático utilizara un circuito de recirculación para alcanzar valores cercanos al equilibrio.





# Capítulo 7

## Conclusiones y trabajos futuros

### 7.1. Conclusiones

Las conclusiones de esta Tesis han sido desglosadas según los objetivos planteados inicialmente en la investigación. A continuación se muestra cada uno de ellos:

Referente a ciclos de absorción que permiten utilizar muy bajas temperaturas de generación:

- Se ha demostrado mediante simulación numérica que los ciclos de absorción potenciada con compresión mecánica de baja y alta presión posibilitan la disminución de la temperatura en unos 26°C, pudiendo trabajar con temperaturas de generación superiores a 60 °C, con sólo un 10% del trabajo adicional consumido por la máquina para una relaciones de compresión de 2.
- Además se ha demostrado que el consumo de trabajo mecánico del compresor es más eficiente en estos ciclos que en un ciclo separado de compresión mecánica, sobre todo cuando las temperaturas de generación son inferiores a la de activación del ciclo de simple efecto.
- El disponer de un compresor mecánico accionable independientemente permite aumentar considerablemente la potencia frigorífica. Ello abre la posibilidad de disponer de una máquina única híbrida que pueda atender la demanda de forma eficiente.
- La disolución nitrato de litio-amoniaco presenta características adecuadas para trabajar a estas bajas temperaturas de generación en ambos ciclos.

- El ciclo de absorción potenciado con compresión mecánica de baja presión presenta mejor comportamiento,  $COP$ ,  $COP_e$ , relación de energía primaria, relaciones de circulación, potencia frigorífica que el ciclo de alta presión. Además el ciclo de alta trabaja a mayores concentraciones en sal de la disolución en las que se pudiera producir cristalización con otro tipo de disoluciones. En el caso de nitrato de litio-amoniaco no parece ser esto problema. En el ciclo de alta el compresor trabaja a altas temperaturas, suponiendo una desventaja para el compresor.
- El ciclo de absorción potenciado con compresión mecánica de baja presenta gran potencial en instalaciones solares puesto que se puede adaptar a menores temperaturas de generación como aumentar la producción de frío en ciclo híbrido e incluso en ciclo puro de compresión mecánica con una reconfiguración, evitando la instalación de un equipo auxiliar como respaldo a la instalación solar.

Simulando la presencia de compresor con una operación a mayor presión en absorbedor, ha sido posible evaluar el compresor termoquímico del ciclo potenciado con compresión mecánica experimentalmente.

Respecto a la evaluación experimental de intercambiadores de calor de placas como componentes de compresor termoquímico con la disolución nitrato de litio-amoniaco en flujo monofásico:

- Se ha caracterizado térmicamente un recuperador de calor constituido por intercambiador tipo placas unidas por fusión, en acero inoxidable, con la disolución nitrato de litio-amoniaco.

Respecto a la evaluación experimental de intercambiadores de calor de placas como generador de vapor con la disolución nitrato de litio-amoniaco en flujo bifásico:

- Los resultados experimentales muestran que el aumento de la concentración en amoniaco aumenta el coeficiente de transferencia de calor en flujo bifásico para un mismo flujo de calor por unidad de área de transferencia.
- Se ha comprobado, mediante resultados experimentales, la correlación de transferencia de calor para flujo bifásico determinada por Zacarías (2009)

para la disolución nitrato de litio-amoniaco, proponiéndose una corrección en concentración.

Respecto a la evaluación experimental de absorbedores adiabáticos en spray tipo niebla con la disolución nitrato de litio-amoniaco:

- Se ha determinado experimentalmente, tanto el coeficiente de transferencia de masa como el factor de aproximación adiabático, para un absorbedor adiabático de spray. El factor de aproximación al equilibrio muestra un valor promedio de 90 % con sólo 205 mm de altura de inyección.
- Los resultados experimentales muestran que el factor de aproximación al equilibrio adiabático mejora con el aumento de la concentración en amoniaco de la disolución.

Respecto al comportamiento global del compresor termoquímico de un ciclo de absorción de simple efecto potenciado con compresión mecánica de baja presión:

- La simulación mediante el modelo propuesto en este trabajo ajusta en gran medida los resultados obtenidos experimentalmente. Este modelo puede ser usado para estudiar el funcionamiento estacionario de los ciclos híbridos.
- A una misma temperatura de generación, tanto el *COP* como la potencia frigorífica aumentan y la relación de circulación disminuye cuando aumenta la presión del absorbedor.
- La disolución nitrato de litio-amoniaco presenta características adecuadas para trabajar como fluido de trabajo en un ciclo de absorción potenciado con compresión mecánica de baja y alta presión.

Respecto al estudio teórico de la recirculación en absorbedores adiabáticos:

- La relación de recirculación suficiente para un buen comportamiento de la absorción adiabática es de  $rr = 5$ , obteniéndose el máximo *COP* y casi la máxima potencia frigorífica proporcionados.
- La tecnología de la absorción adiabática puede llegar a reducir hasta 6 veces el tamaño respecto a la de absorción de película. A cambio, el *COP* de la absorción adiabática es ligeramente inferior o igual a la de la diabática ideal, como máximo un 8,4 % inferior en el caso del ciclo híbrido con

$pr = 1,8$  y un 12,9 % para el ciclo de simple efecto. Sin embargo, la disminución de la potencia frigorífica es bastante mayor, entre un 15-30 %, dependiendo del ciclo y la temperatura de generación. Estos valores se verían reducidos en caso de que el absorbedor diabático utilizara un circuito de recirculación para aproximarse al equilibrio.

Respecto al estudio del factor de aproximación al equilibrio diabático:

- El *COP* disminuye entre 3 y 4 veces menos que la potencia frigorífica con la disminución del factor de aproximación al equilibrio adiabático. Además la disminución del *COP* con un factor de aproximación al equilibrio adiabático de 0,9 es únicamente un 2,1%, siendo en caso de potencia de un 8,4%.

## 7.2. Trabajos futuros

Respecto a la instalación experimental, se anticipan los siguientes trabajos:

- Estudio experimental de las actuaciones de un compresor mecánico de amoníaco para las especificaciones estudiadas en esta Tesis. Incorporación de ese mismo compresor en la instalación experimental para comprobar el comportamiento del ciclo híbrido.
- Incorporación de una bomba de recirculación para comprobar las recirculaciones óptimas en un sistema de absorción adiabática.

Respecto a la simulación de máquinas de absorción:

- Estudio del ciclo de absorción potenciada con compresión mecánica de baja en una instalación solar a lo largo de un año para comprobar la aplicabilidad de esta tecnología en instalaciones solares con colectores planos.
- Realización de un modelo no estacionario del ciclo de absorción para realizar un estudio más exacto con una instalación solar. Este modelo se basaría en los balances que se han desarrollado en esta Tesis, pero añadiendo los términos de inercia térmica correspondientes a la máquina y los fluidos circulantes. Añadir almacenamiento de masa en los componentes de la instalación.



## Bibliografía

Abbasi, B., Kim, J., Marshall, A., 2010. *Dynamic pressure based prediction of spray cooling heat transfer coefficients*. International Journal of Multiphase Flow, Vol. 36, pp. 491-502.

Acosta-Iborra, A., García, N., Santana, D., 2009. *Modelling non-isothermal absorption of vapour into expanding liquid sheets*. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol 52, pp. 3042-3054.

Aggarwal, M. K., Agarwal, R. S., Sastry, Y. V., 1985. *Solid absorbents for solar powered refrigeration systems*. Solar Energy, Vol. 34, N° 4/5, pp. 423-426.

Aggarwal, M. K., Agarwal, R. S., 1986. *Thermodynamic properties of lithium nitrate-ammonia mixtures*. Energy Research, Vol. 10, pp. 59-68.

Ahlby, L., Hodgett, D.L., 1987. *Compression/absorption systems-simulation of two cycles for different applications*, XVII Internationaler Kongress fuer Kältetechnik, Wien, Germany.

Altamush, S. W., 1994. *Economic analyses of the operating costs in four absorption cycles for optimizing the generator and condensing temperatures*. Energy Conversion and Management, Vol. 35, N° 6, pp. 517-534.

Antonopoulos, K. A., Rogdakis, E. D., 1996. *Performance of solar-driven ammonia-lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate absorption Systems operating as coolers or heat pumps in Athens*. Applied Thermal Engineering, Vol. 16, N° 2, pp. 127-147.

Arzoz D., Rodriguez P., Izquierdo, M., 2005. *Experimental study on the adiabatic absorption of water vapor into LiBr-H<sub>2</sub>O solutions*. Applied Thermal Engineering, Vol. 25, pp. 797-811.

Ayala, R., frías, J. L., Lam, L., Heard, C. L., Holland, F. A., 1994. *Experimental assessment of an ammonia/lithium nitrate absorption cooler operated on low temperature geothermal energy*. Heat Recovery Systems & CHP, Vol. 14, N° 6, pp. 437-446.

Ayala, R., Heard, C. L., Holland, F. A., 1997. *Ammonia/lithium nitrate absorption/compression refrigeration cycle. Part I. Simulation*. Applied Thermal Engineering, Vol. 17, N° 3, pp.223-233.

Ayala, R., Heard, C. L., Holland, F. A., 1998. *Ammonia/lithium nitrate absorption/compression refrigeration cycle. Part II. Experimental*. Applied Thermal Engineering, Vol. 18, N° 8, pp.661-670.

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

Banker, N. D., Dutta, P., Prasad, M., Srinivasan, K., 2008. *Performance studies on mechanical adsorption hybrid compression refrigeration cycles with HFC 134a*. International Journal of Refrigeration, Vol. 31, pp. 1398-1406.

Bercescu, V., 1983. *Aspects du fonctionnement d'une installation expérimentale de pompe de chaleur avec compression mécanique et circulation additionnelle de la solution*, 16th International Congress on Refrigeration, Paris, France.

Berenstneff, A., 1938. *New absorption system for low temperature*. Refrigerating Engineering, Vol. 35, N° 5, pp. 323-326.

Berlitz, T., Cerkvénik, B., Hellman, H., Ziegler, F, 2001. *The impact of work input to sorption cycles*. International Journal of Refrigeration, Vol. 24, pp. 88-99.

Best, R., Porras, L., Holland, F. A., 1991a. *Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on ammonia-lithium nitrate. Part one. Cooling*. Heat Recovery Systems & CHP, Vol. 11, N° 1, pp. 49-61.



---

Best, R., Rivera, W., Pilatowsky, I., Holland, F. A., 1991b. *Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on ammonia-lithium nitrate. Part two. Heating*. Heat Recovery Systems & CHP, Vol. 11, N° 2/3, pp. 103-111.

Best, R., Rivera, W., Pilatowsky, I., Holland, F. A., 1991c. *Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on ammonia-lithium nitrate. Part three. Simultaneous cooling and heating*. Heat Recovery Systems & CHP, Vol. 11, N° 4, pp. 199-212.

Boer, D., Valles, M., Coronas, A., 1998. *Performance of double effect absorption compression cycles for air-conditioning using methanol-TEGDME and TFE-TEGDME Systems as working pairs*. International Journal of Refrigeration, Vol. 21, N° 7, pp. 542-555.

Burdukov, A. P., Dorokhov, A.R. and Paniev, G.A., 1989. *Combined heat and mass transfer in absorption on droplets*. Soviet Journal of Applied Physics, Vol. 3, N° 1, pp.39-45.

Calvo, J.A., 2007. *Introducción a la metrología*. Laboratorio de tecnologías IV, Universidad Carlos III de Madrid.

Chen, L., Mewes D., 2006. *Review of two-phase flow and flow boiling of mixtures in small and mini channels*. International Journal of Multiphase Flow 32 (2006), pp. 183-207.

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

Costello, F. A., 1976. *A hybrid solar air conditioning system*, Technical note, Solar Energy, Vol. 18, pp. 149-152.

Fernández-Seara, J., Sieres, J., 2006. *Ammonia-water absorption refrigeration Systems with flooded evaporators*. Applied Thermal Engineering, Vol. 26, pp. 2236-2246.

Flamensbeck, F., Summerer, P., Riesch, F., Ziegler, G., Alefeld, 1998. *A cost effective absorption chiller with plate heat exchangers using water and hydroxides*. Applied Thermal Engineering, Vol. 18, N° 6, pp. 413-425.

Gebreslassie, B.H., Guillén Gosálbez, G., Jiménez, L., Boer D., 2009. *Economic performance optimization of a fan absorption cooling system under uncertainty*. Applied Thermal Engineering, Vol. 29, pp. 3491-3500.

Grossman, G., 1986. *Heat and mass transfer in film absorption*, en: NP Chermisinoff (Ed.) Handbook of Heat and mass Transfer, Vol. 2, Gulf Publishing, pp. 211-257 (Chapter 6).

Gutierrez, G. 2009. *Thermo-fluid dynamic evaluation of components in adiabatic absorption systems*. PhD Thesis, Universidad Carlos III de Madrid.

Harmon, D.B., *J. Franklin Institute*, 259, p. 519.

Heard, C. L., Ayala, R., Best, R., 1996. *An experimental comparison of an absorption refrigerator using ammonia/water and ammonia/lithium nitrate*. International Sorption Heat Pump Conference, 17-20 September, 1996, Montreal, Canada, pp. 245-252.

Heard, C. L., Ayala, R., 2003. *Carbon and stainless steel in solutions of lithium nitrate in ammonia at moderate temperatures*. Materials and Corrosion, Vol. 54, pp. 609-611.

Herold, K. E., Howe, L. A., Radermacher, R. *Analysis of a hybrid compression-absorption cycle using lithium bromide and water as the working fluid*. International Journal of Refrigeration, 1991, Vol 14, pp. 264-272.

Herold K. E., Radermacher R., Klein S.A. *Absorption Chillers and Heat Pumps*, CRC Press, 1996.

Hewitt, G. F., Shires, G. L., Bott, T. R. *Process Heat Transfer*, CRC Press, 1993.

Hodgett, D.L., Ahlby, L., 1987. *The effect of properties of the refrigerant and solvent on the compression/absorption cycle*, XVII Internationaler Kongress fuer Kältetechnik, Wien, Germany.

---

IIAR, 1993, *Ammonia Data Book*. International Institute of Ammonia Refrigeration. Washington D.C.

Infante Ferreira, C. A., Keizer C., Machielsen C.H.M., 1984a. *Heat and mass transfer in vertical tubular bubble absorbers for ammonia-water absorption refrigeration systems*. International Journal of Refrigeration, Vol. 7, N° 6, pp. 348-357.

Infante Ferreira, C. A., 1984b. *Thermodynamic and physical property data equations for ammonia-lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate solutions*. Solar Energy, Vol. 33, N° 2, pp. 231-236.

Infante Ferreira, C. A., 1985. *Vertical tubular absorbers for ammonia-salt absorption refrigeration*. PhD Thesis. Delt University, Holland.

Infante Ferreira, C. A., 1995. *Operating characteristics of NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> and NH<sub>3</sub>-NaSCN absorption refrigeration machines*. 19<sup>th</sup> International Congress of Refrigeration, Vol. IIIa, pp. 321-328.

Jeong S., Garimella S., 2002. *Falling-film and droplet heat transfer in a horizontal tube LiBr/water absorber*. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 45, pp. 1445-1458.

Joen, J.H., Chung, K.S., Kim, Y., 2008. *Experimental and numerical analysis of a plate type heat exchanger for a 5 RT LiBr/water absorption chiller and heater*. Proceedings of International Sorption Heat Pump Conf., Seoul, Korea, paper 4-III-013.

Kang, Y. T., Hong, H., Park, K. S., 2003. *Performance analysis of advanced hybrid GAX cycles: HGAX*. International Journal of Refrigeration, Vol. 27, pp. 442-448.

Kim, J. K., Bernan, N. S., Chau, D.S.C., Word, B.D., 1995. *Absorption of water vapour into falling films of aqueous lithium bromide*. International Journal of Refrigeration 18, pp. 486-495.

Kim, J., Ziegler, F., Luen, H., 2002. *Simulation of the compressor-assisted triple-effect H<sub>2</sub>O/LiBr absorption cooling cycles*. Applied Thermal Engineering, Vol. 22, pp. 295-308.

Kim, H., Roh, C., Kim, J. Shin, J., Hwang, Y., Lee J., 2009. *An experimental and numerical study on dynamic characteristic of linear compressor in refrigeration system*. International Journal of Refrigeration, Vol. 32, pp. 1536–1543.

Klein, S. A., Alvarado, F. *Engineering Equation Solver*, v. 8.186-3D, F-Chart Software, Middleton, WI, 1999.

Kronig, R., Brink, J.C., 1950. *On the theory of extraction from falling droplets*. Applied Scientific Research, Vol. A2, pp. 142-154.

Lecuona, A., Ventas, R., Venegas, M., Zacarías, A., Salgado, R., 2009. Optimum hot water for absorption solar cooling. Solar Energy, Vol. 83, pp. 1806-1814.

Lee, H-K., Heo, J-T., Song, G-Y., Park, K-B., Hyeon, S-Y., Jeon, Y-H., 2001. *Loss analysis of linear compressor*. International conference on compressors and their systems. 7-10 September 2001. IMechE Conference Transactions. Institute of Mechanical Engineers, ISBN 1860584330X, ISSN 1356 1448, paper C591/004/2001, pp. 305-314.

Lefebvre, A. H., 1989. *Atomization and sprays*. Hemisphere Publishing Corporation.

Libotean, S., Salavera, D., Vallés, M., Esteve, X., Coronas, A., 2007. *Vapor-liquid equilibrium of ammonia+lithium nitrate+water and ammonia+lithium nitrate Solutions from (293,15 to 353.15)K*. Journal of Chemical and Engineering Data, Vol. 52, pp. 1050-1055.

Libotean, S.N., 2008. *Caracterización termofísica de la mezcla ternaria amoníaco/nitrato de litio/agua para aplicaciones de refrigeración por absorción*., PhD Thesis. Universitat Rovira i Virgili.

López, A., 2009. *Caracterización térmica de componentes de un banco de ensayos de absorbedores de  $\text{LiNO}_3\text{-NH}_3$* . Proyecto Fin de Carrera, Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, Universidad Carlos III de Madrid.

Lu, H-H., Wu, T-Ch, Yang, Y-M, Maa, J-R., 1998. *Transient heat and mass transfer in a drop experiencing absorption with internal circulation*. International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 25, N° 8, pp. 1115-1126.

Malewski, W., Holldorf, G. U.S. Patent, número 4 505 133, 1985.

Marcos, J. D., Izquierdo, M., Lizarte, R., Palacios, E., Infante Ferreira, C. A., 2009. *Experimental Boiling heat transfer coefficients in the high temperature generator of a double effect absorption machine for the lithium bromide/water mixture*. International Journal of Refrigeration, Vol. 32 (4), pp. 627-637.

Marriot, J., 1971. *When and how to use plate heat exchangers*. Chemical Engineering, Vol. 78 (8), pp. 127-134.

Miller, W.A.; Keyhani, M., 2001. *The correlation of simultaneous heat and mass transfer experimental data for aqueous lithium bromide vertical falling film absorption*. Journal of Solar Energy Engineering, 123, pp. 30-42.

Morawetz, M., 1989. *Sorption-compression heat pumps*. International Journal of Energy Research, Vol. 13, pp. 83-102.

Morioka, I., Kiyota, M., Ousaka, A., Kobayashi, T., 1992. *Analysis of steam absorption by a subcooled droplet of aqueous solution of LiBr*. JSME International Journal, series II, Vol. 35, N° 3, pp. 458-464.

Mucic, V., 1984. *A new method for COP-increasing of two-media resorption compression heat pumps with solution circuit*, Tagung Zürich, 10-12 Septiembre. VDI Beritche 539, Düsseldorf, VDI-Verlag.

Najibi, H., Müller-Steinhangen, H., Jamialahmadi, M., 1996. *Boiling and nonboiling heat transfer to electrolyte solutions*. Heat Transfer Engineering, Vol. 17 (4), pp: 46-63.

Nakoryakov, V.E., Grigoreva, N.I., 1997. *Combined heat and mass transfer during absorption in drops. and films*, Institute of Heat Physics, Siberian Branch, Academy of Sciences of the USSR, Novosibirsk. Translated from Inzhenerno-Fizicheskii Zhurnal, Vol. 32, N° 3, pp. 399-405.

Newman, A. B. *The drying of porous solids: diffusion and surface emission equations*. Trans. AIChE 27 (1931), pp. 203-220.

Nogués, M., 2001. *Desarrollo de una bomba de calor de absorción a gas*. PhD Thesis, Univeridad Rovira i Virgili.

Nowotny, S., 1979. *The compression-type refrigeration machine with additional liquor cycle. Theoretical studies on the mode of operation*, XVth Int. Congr. Venice, Proceedings, Vol. II, pp. 833-840.

Oronel, C., Vallés, M., Bourouis, M., Coronas, A., 2008. *Absorption process with ammonia/lithium nitrate in plate heat exchangers for absorption refrigeration systems*. International Sorption Heat Pump Conference, 23-26 september, 2008, Seoul, Korea.

Osenbrueck A., 1985. “*Verfahren zur Kälteerzeugung bei Absorptionsmaschinen*”, DRP 84084.

Palacios, E., Izquierdo, M., Lizarte, R., Marcos, J.D., 2009a. *Lithium-bromide absorption machines: Pressure drop and mass transfer in solutions conical sheets*. Energy Conversion and Management, Vol. 50, pp. 1802-1809.

Palacios, E., Izquierdo, M., Marcos, J.D., Lizarte, R., 2009b. *Evaluation of mass absorption in LiBr fan-fan sheets*. Applied Energy, Vol. 86, pp. 2574-2582.

Park Jung-Ha, Kim Sung-Soo, Kim Bum-Chan, Cho Hyung-Seok, Kang Tong-Tae, 2007. *Experimental and numerical study on heat transfer and pressure drop of plate heat exchangers for absorption refrigeration applications*. International Congress of Refrigeration, Beijing (China).

Paniev, G.A., 1983. *Absorption heat and mass transfer on droplets in a polydispersed spray*. Heat transfer-Soviet Research, Vol. 15, N° 5, pp. 62-72.

Pourreza-Djourshari, S., Rdermacher, R., 1986. *Calculation of the performance of vapour compression heat pumps with solution circuits using the mixture R22-DEGDME*, Revue International du Froid, Vol. 9, pp. 245-250.

Radcliffe, A., 1960. *High speed aerodynamics and jet propulsion*. Fuel Injection, Vol. XI (D), Princenton University Press, Princenton, N.J.

Ramesh Kumar, A., Udayakumar, M., 2007. *Simulation studies on GAX absorption compression cooler*. Energy Conversion and Management, Vol. 48, pp. 2604-2610.

---

Ramesh Kumar, A., Udayakumar, M., 2008a. *Studies of compressor pressure ratio effect on GAXAC (generator-absorber-exchange absorption compression) cooler*. Applied Energy, Vol 85, pp. 1163-1172.

Ramesh Kumar, A., Udayakumar, M., 2008b. *Comparison of the performances of NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> and NH<sub>3</sub>-NaSCN GAX and GAX absorption-compression (GAXAC) cooler*. International Sorption and Heat Pump Conference, 23-26 september, 2008, Seoul, Korea.

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

Rivera W., Vélez V., Xicale A., 2000. *Heat transfer coefficients in two-phase flow for mixtures in solar absorption refrigeration systems*. Solar Energy Materials & Solar Cells, Vol. 63, pp. 401-411.

Rivera, C. O., Rivera. W., 2003. *Modelling of an intermittent solar absorption refrigeration system operating with ammonia-lithium nitrate mixture*. Solar Energy Materials & Solar Cells, Vol. 76, pp. 417-427.

Ryan, W.A., 1994. *Water absorption in an adiabatic spray of aqueous lithium bromide solution*. AES- Vol. 31, International Absorption Heat Pump Conference, ASME, pp. 155-162.

Ryan, W.A., Ruiz, F., Wurm J., 1995. *Model development and verification of spray absorption for gas driven cooling systems*. Proceedings of International Gas Research Conference, Cannes, pp. 1483-1493.

Sawada, M., Minati, K., Kunigi, Y., Mochizuki, T., Kashiwagi, T. *Cycle simulation and COP evaluation of absorption-compression hybrid heat pumps: Heat amplifier type*. International Absorption Heat Pump Conference ASME 31 (1993) 471-476.

Shah, R.K., Kandlikar, S.G., 1986. *The influence of the number of thermal plates on heat exchanger performance*. Hemisphere Publishing Corp., pp. 267-288.

Srikhirin, S., Aphornratana, S., Chungpaibulpatanja, S., 2001. *A review of absorption refrigeration technologies*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 5, pp. 343-372.

Stokar, M., Trepp, Ch., 1985. *Compression heat pump with solution circuit*, report EUR 10007 EN, Absorption Heat Pump Congress, Paris, France.

Summerer, F., Ziegler, F., Riesch, P., Alefeld, G., 1996. *Hydroxide absorption heat pumps with spray absorber*. ASHRAE Technical Data Bulletin, Vol. 12, N°1, pp. 50-57.

Sun, Da-Wen, 1998. *Comparison of the performances of NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> and NH<sub>3</sub>-NaSCN absorption refrigeration systems*. Energy Conversions and Management, Vol. 39, N° 5/6, pp. 357-368.

Táboas, F., Cerezo, J., Bourouis, M., Vallés, M., Coronas, A., Best, R., 2005. *Absorption/desorption process with ammonia/water in plate heat exchangers for chillers of small capacity and thermal activation at low temperature*. International Sorption Heat Pump Conference, ISHPC-007-2005.

Táboas F., 2007. *Estudio del proceso de ebullición forzada de la mezcla amoníaco/agua en intercambiadores de placas para equipo de refrigeración por absorción*, PhD Thesis, Universitat Rovira i Virgili, Tarragona, España.

Thonon, B., Feldman, A., Margat, L., Marvillet, C., 1997. *Transition from nucleate boiling to convective boiling in compact heat exchangers*. International Journal of Refrigeration, Vol. 20, N° 8, pp. 592-597.

Venegas M., 2001. *Transferencia de masa y calor en gotas en procesos de absorción con nitrato de litio-amoníaco: Nuevas Tecnologías*, PhD Thesis, Universidad Carlos III de Madrid.

Venegas M., Izquierdo M., de Vega M., Lecuona A., 2002. *Thermodynamic study of multistage absorption cycles using low-temperature heat*. International Journal of Energy Research, Vol. 26, pp. 775-791.



Venegas, M., Izquierdo, M., Rodríguez, P., Lecuona, A., 2004. *Heat and mass transfer during absorption of ammonia vapour by LiNO<sub>3</sub>-NH<sub>3</sub> solution droplets*. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 47, pp. 2653-2667.

Venegas M., Rodríguez P., Lecuona A., Izquierdo M., 2005. *Spray absorbers in absorption systems using lithium nitrate-ammonia solution*, International Journal of Refrigeration, Vol. 28, pp. 554-564.

Venegas, M., Gutierrez, G., Roa, J., Palacios, E., Rodríguez, P., 2006. *Thermodynamic characterization of single components in a LiBr-H<sub>2</sub>O absorption test rig*. 61 st ATI National Congress- International Session "Solar heating and cooling", pp. 111-117.

Ventas, R., Zacarías, A., Venegas, M., Izquierdo, M., Lecuona, A., 2007. *Modelo de áreas de paso en máquinas de absorción de simple efecto*, IV Congreso Ibérico II Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío CYTEF, Oporto, Portugal.

Ventas R., Zacarías A., Venegas M, Lecuona A., González F., 2008. *Caracterización térmica y mecánica de un intercambiador de placas unidas por fusión*. 5º Congreso Internacional de Ingeniería Electromecánica y de sistemas, Noviembre, Mexico D.F. (Mexico).

Ventas, R., Zacarías, A., Lecuona, A., Venegas, M., 2009. *Influencia de los intercambiadores en modelo de áreas de paso efectivas en máquinas de absorción de simple efecto*. V Congreso Ibérico y III Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas el Frío CYTEF, Catellón, España.

Ventas, R., Lecuona, A., Zacarías, A., Venegas, M., 2010a. *Ammonia-lithium nitrate absorption chiller with an integrated low-pressure compression booster cycle for low driving temperatures*. Applied Thermal Engineering, Vol. 30, pp. 1351-1359.

Ventas, R. Lecuona, A., Zacarías, A., Vengas, A., 2010b. *Effect of the approach to equilibrium factor in an absorption cycle with integrated compression booster*. 9<sup>th</sup> IIR Gustav Lorentzen Conference, Sydeney, Australia.

Zacarías, A., Ventas, R., Marquínez, X., Vengas, M., Lecuona, A., 2007. *Thermal characterization of plate type heat exchangers in single and two-phase flows*, 2<sup>a</sup> International Conference of Solar Air Conditioning, Tarragona, Spain.

---

Zacarías A., 2009. *Transferencia de masa y calor en absorbedores adiabáticos con aplicación de la disolución nitrato de litio-amoniaco*, PhD Thesis, Universidad Carlos III de Madrid.

Ziegler, F., 2002. *State of the art in sorption heat dumping and cooling technologies*. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 25, pp. 450-459.

Wadekar, V.V., 1997. Mixture effect in boiling of salt solutions, *Heat Transfer-Baltimore*, AIChE Symposium Series, Vol. 93, pp: 233-238.

Wadekar, V.V., 1998. *Boiling hot issues-some resolved and some not-yet-resolved*. *Trans IChemE*, Vol. 76, Part A.

Wang L., Sunden B., Manglik R.M. *Plate Heat Exchangers. Design, applications and performance*, Wit Press, 2007.

Warnakulasuriya F.S.K., Worek W.M., 2006. *Adiabatic water absorption properties of an aqueous absorbent at very low pressures in a spray absorber*. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 49, pp. 1592-1602.

Warnakulasuriya F.S.K., Worek W.M., 2008a. *Heat transfer and pressure drop properties of high viscous solutions in plate heat exchangers*. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 51, pp. 52-67.

Warnakulasuriya F.S.K., Worek W.M., 2008b. *Drop formation of swirl-jet nozzles with high viscous solution in vacuum-new absorbent in spray absorption refrigeration*. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 51, pp. 3362-3368.

Wilson, E.E., 1915. *Trans. Am. Soc. Mech. Engrs.* Vol. 37, pp. 47-82.

---

# Anexo 1

## Ciclo de absorción de simple efecto

En la Figura A1 se muestra el ciclo de refrigeración por absorción de simple efecto. En el ciclo de absorción de simple efecto hay dos niveles de presión como los ciclos normales de refrigeración, alta en el generador y condensador y baja en el evaporador y absorbedor. La principal diferencia con respecto a los ciclos de compresión mecánica es la utilización de un compresor termoquímico en vez de uno de compresión mecánica. El compresor termoquímico está compuesto por la bomba de disolución, las válvulas de refrigerante y de solución y los intercambiadores de calor: absorbedor, generador y recuperador de calor. El resto de elementos del circuito de vapor: evaporador, condensador y válvula de refrigeración son los comunes en ciclos de refrigeración por compresión mecánica. En el interior del compresor termoquímico circula una solución, normalmente formada por una sal y refrigerante, que tiene la capacidad de absorber vapor de refrigerante. El funcionamiento de este ciclo se explica a continuación. El refrigerante en forma de vapor que proviene del evaporador es absorbido por la solución concentrada en absorbente en el absorbedor, formando la solución diluida. Ésta es bombeada a alta presión por la bomba de solución. Antes de llegar al generador la solución se precalienta en el recuperador de calor a través del calor cedido por la solución concentrada que proviene del generador. Este recuperador aumenta la eficiencia del proceso ya que utiliza calor que de otra manera tendría que ser liberado en el absorbedor. En el generador, la solución es calentada mediante una fuente externa para producir vapor refrigerante a alta presión. Este vapor circulará por el circuito de refrigerante, condensándose primero en el condensador, disminuyendo su presión en la válvula de estrangulamiento y por último produciendo efecto refrigerante en el evaporador al evaporarse. Mientras, la solución concentrada, vuelve al absorbedor, primero cediendo calor en el recuperador de calor y por último bajando su presión mediante la válvula de solución. La función de los componentes que contienen la solución (bomba y válvula de solución, absorbedor, generador y recuperador de calor) es comprimir desde baja presión a alta presión, de ahí el nombre de compresor termoquímico. La diferencia fundamental con los ciclos de compresión mecánica es que

para subir la presión se utiliza una bomba líquida y no compresor, de ahí el ahorro en energía mecánica. La energía consumida es calor, que se utiliza para producir vapor de refrigerante en el generador.

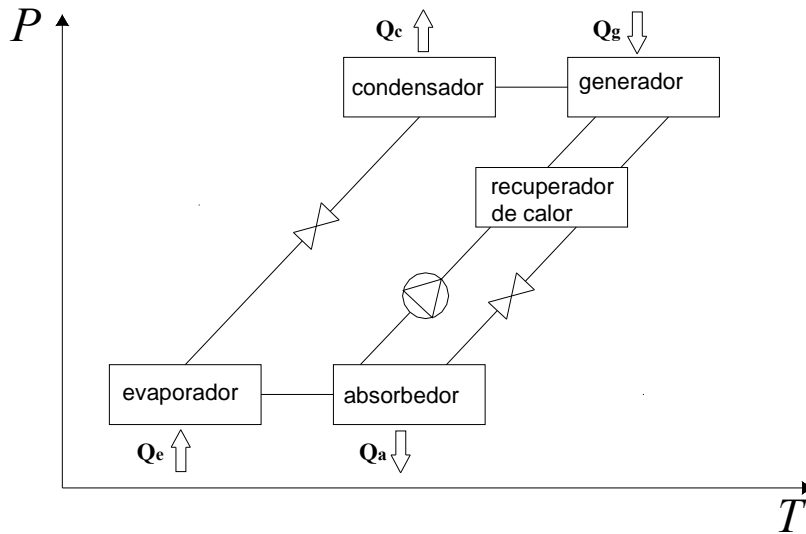


Figura A1 Ciclo de refrigeración por absorción de simple efecto con recuperador de calor.

El rendimiento de estas máquinas para refrigeración normalmente se mide con el coeficiente de operación que se define como:

$$COP = \frac{\text{capacidad enfriamiento}}{\text{calor suministrado} + \text{trabajo bomba}}$$

## Anexo 2

### Propiedades de la disolución nitrato de litio-amoniaco

#### CORRELACIONES DE INFANTE FERREIRA

Correlaciones en Infante Ferreira (1984b) y en Infante Ferreira (1985)

Calor específico ( $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ )

$$C_p(X, T) = 1,15125 + 3,382678 \cdot X + \left( (0,2198 + 0,4793 \cdot X) \frac{T}{100} \right) + 1,18 \cdot X \left( \frac{T}{100} \right)^2$$

Conductividad térmica ( $\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$ )

$$k(X, T) = 2,093 + 4,700 \times 10^{-9} \cdot T + -1,548 + -0,0007612 \cdot T + -0,00001535 \cdot T^2 \cdot X$$

Densidad ( $\text{kg m}^{-3}$ )

$$\rho(X, T) = -0,1409653 \cdot 10^4 \cdot X^{0,5} + 0,2046222 \cdot 10^4 - 1,3463 \cdot T - 0,0039 \cdot T^2$$

Entalpía ( $\text{J kg}^{-1}$ )

Para  $X < 0,54$

$$h(X, T) = 1570 \cdot (0,54 - X)^2 - 215 + \left( (1,15125 + 3,382678 \cdot X) T + \left( (0,2198 + 0,4793 \cdot X) \frac{T^2}{200} \right) + \frac{118}{3} \cdot X \cdot \left( \frac{T}{100} \right)^3 \right)$$

Para  $X > 0,54$

$$h(X, T) = 689(X - 0,54)^{1,5} - 215 + \left( (1,15125 + 3,382678 \cdot X) T + \left( (0,2198 + 0,4793 \cdot X) \frac{T^2}{200} \right) + \frac{118}{3} \cdot X \cdot \left( \frac{T}{100} \right)^3 \right)$$

Presión (Pa)

$$P(X, T) = e^{\left( \frac{16,29 + 3,859 \cdot (1-X)^3 - \frac{(2802 + 4192 \cdot (1-X)^3)}{T + 273,15}}{T + 273,15} \right)}$$

Viscosidad dinámica (Pa s)

$$\mu(X, T) = \frac{e^{\left( \frac{1000 \cdot (10,94 \cdot X - 18,394 \cdot X^2 + 1,918)}{T + 273,15} - 35,627 \cdot X + 51,529 \cdot X^2 - 1,205 \right)}}{1000}$$

Coefficiente de difusión (m<sup>2</sup> s<sup>-1</sup>). En Infante Ferreira (1985)

$$D(X, T) = 7,400 \times 10^{-12} \cdot \left[ \frac{(T + 273,1) \cdot (2,6 \cdot (17,03 \cdot X + 68,94 \cdot (1 - X)))^{(1/2)}}{(\mu \cdot 1000)^{0,8} \cdot 25,8^{0,6}} \right]$$

## CORRELACIONES DE LIBOTEAN

Libotean *et al.* (2007) y Libotean 2008

Presión (kPa)

$$\ln(p / kPa) = \sum_{i=0}^3 A_i X^i + \frac{\sum_{i=0}^3 B_i X^i}{T / K}$$

Densidad (g cm<sup>-3</sup>)

$$\rho / g \cdot cm^{-3} = \sum_{i=0}^1 a_i X^i + \sum_{i=0}^1 b_i X^i \cdot (T / K)$$

Calor específico (J g<sup>-1</sup> K<sup>-1</sup>)

$$C_p / J \cdot g^{-1} \cdot K^{-1} = \sum_{i=0}^2 a_i X^i + \sum_{i=0}^2 b_i X^i \cdot (T / K)$$

Viscosidad dinámica (Pa s)

$$\ln(\eta) = \frac{1000 \cdot \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 (a_{ij} X_i^j) + a_0}{T} + \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 (b_{ij} X_i^j) + b_0$$



