



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA TÉRMICA Y DE FLUIDOS

**Caracterización experimental del comportamiento
termo-hidráulico del hielo líquido generado a partir de
disoluciones de NaCl. Aplicación a cambiadores de calor**

Tesis doctoral realizada por
D. Fernando Illán Gómez

Bajo la dirección de
Dr. Antonio Viedma Robles

Cartagena, abril de 2008



**AUTORIZACIÓN DE LA PRESENTACIÓN DE LA TESIS DOCTORAL
POR EL DIRECTOR**

D. Antonio Viedma Robles, Profesor Doctor del Área de Mecánica de Fluidos en el Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos.

A U T O R I Z A:

La presentación de la Tesis Doctoral titulada “Caracterización experimental del comportamiento termo-hidráulico del hielo líquido generado a partir de disoluciones de NaCl. Aplicación a cambiadores de calor”, realizada por D. Fernando Illán Gómez, bajo mi dirección y supervisión, en el Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, y que presenta para la obtención del grado de Doctor por la Universidad Politécnica de Cartagena.

En Cartagena, a 15 de abril de 2008

EL DIRECTOR DE TESIS

Fdo.: Antonio Viedma Robles



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

Comisión de Doctorado

**AUTORIZACIÓN DE LA PRESENTACIÓN DE LA TESIS DOCTORAL
POR EL DEPARTAMENTO RESPONSABLE**

D. José Ramón García Cascales, Director del Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos.

INFORMA:

Que la Tesis Doctoral titulada “Caracterización experimental del comportamiento termo-hidráulico del hielo líquido generado a partir de disoluciones de NaCl. Aplicación a cambiadores de calor”, ha sido realizada por D. Fernando Illán Gómez, bajo la dirección y supervisión de D. Antonio Viedma Robles y que el Departamento ha dado su conformidad para que sea presentada ante la Comisión de Doctorado.

En Cartagena, a 25 de abril de 2008

EL DIRECTOR DEL DEPARTAMENTO

Fdo.: José Ramón García Cascales.

Resumen

En esta tesis se analiza experimentalmente el comportamiento termo-hidráulico del hielo líquido generado a partir de una disolución al 9 % de NaCl y se estudia su aplicación a distintos tipos de intercambiadores de calor de aplicación habitual en la industria.

A partir del análisis dimensional de los procesos de pérdida de presión y transmisión de calor en tuberías horizontales, se ha determinado el número mínimo de parámetros adimensionales que influyen sobre esos procesos, eliminándose del análisis todos aquellos cuya influencia puede considerarse despreciable en aplicaciones de interés industrial.

El proceso de pérdida de presión se ha caracterizado a través del coeficiente adimensional de pérdida de presión de Darcy, (λ), mientras que el proceso de transmisión de calor se ha caracterizado a través del número de Nusselt, (Nu). Como resultado del análisis realizado se ha llegado a la conclusión de que, en aplicaciones industriales, los parámetros con mayor influencia sobre los procesos de pérdida de presión y transmisión de calor son el número de Reynolds (Re), el contenido en hielo (ϕ) y la relación de diámetros entre cristales de hielo y tubería (d/D).

Para obtener la influencia de cada uno de esos parámetros, se ha diseñado, montado y puesto a punto una instalación experimental de generación, acumulación y aplicación de hielo líquido, específicamente desarrollada para la realización de ensayos experimentales de pérdida de presión y transmisión de calor en un amplio rango de condiciones de funcionamiento.

Como resultado más destacable de los ensayos realizados se ha demostrado que, además del contenido en hielo y las condiciones de circulación del fluido, la relación de diámetros tiene también una importante influencia sobre el proceso de pérdida de presión, cuantificándose la influencia de todos esos parámetros en expresiones del tipo $\lambda = f(Re, \phi, d/D)$. Asimismo, se ha cuantificado la influencia que sobre el proceso de transmisión de calor tienen el contenido en hielo y las condiciones de circulación del fluido, presentándose a través de expresiones del tipo $Nu = f(Re, \phi)$, quedando como línea de investigación abierta la evaluación de la influencia que la relación de diámetros tiene sobre las características del proceso de transmisión de calor.

Finalmente se ha caracterizado experimentalmente el comportamiento de dos intercambiadores de calor diferentes funcionando con hielo líquido y se ha comparado con la predicción teórica que puede obtenerse aplicando las correlaciones presentadas en esta tesis, comprobándose la validez de las mismas. Adicionalmente, se ha comparado el funcionamiento de los intercambiadores ensayados con el que se tendría en caso de aplicación indirecta de hielo líquido —empleando como fluido térmico sólo su fase líquida—, llegándose a la conclusión de que ésta es una alternativa que debe ser siempre tenida en cuenta, especialmente en aquellas instalaciones en las que la circulación de cristales de hielo por el interior de los equipos plantea problemas de regulación y control

de los mismos, pues permite eliminar esos problemas conservando la alta capacidad de almacenamiento de frío propia de cualquier sistema de acumulación de hielo líquido.

Abstract

The thermal and rheological behaviour of the ice slurry made from 9 % NaCl brine has been experimentally studied in this thesis, as well as its application in different heat exchangers.

Starting from the dimensional analysis of pressure drop and heat transfer processes, the minimum numbers of non-dimensional parameters present in these processes have been determined.

Pressure drop process has been characterized by the Darcy friction factor, (λ), whereas heat transfer process has been characterized by the Nusselt number, (Nu). Dimensional analysis shows that, in industrial applications, the main influence parameters on the ice slurry behaviour are flow Reynolds number, (Re), ice mass concentration, (ϕ) and ice particle-pipe diameter ratio, (d/D).

An experimental facility has been developed in order to obtain the influence of the involved parameters on pressure drop and heat transfer processes characteristics under a wide range of test conditions.

The most remarkable result obtained is a clear influence of ice particle-pipe diameter ratio in ice slurry rheological behaviour, not previously reported by other researchers. Influence of all involved parameters has been correlated by equations in the form $\lambda = f(\text{Re}, \phi, d/D)$, while heat transfer process has been characterized by equations in the form $\text{Nu} = f(\text{Re}, \phi)$. The analysis of ice particle-pipe ratio influence remains open for future research works.

Finally, ice slurry flow through two different heat exchangers has been analyzed. Experimental results have been compared to theoretical predictions obtained using the correlations proposed in this thesis, showing a good agreement. Additionally, ice slurry direct application has been compared to indirect application in the studied heat exchangers. The main conclusion obtained is that the ice slurry indirect application is an alternative solution which must always be taken into account, especially in those cases that ice slurry direct application generates control or regulation difficulties. In these cases, indirect application maintains ice slurry systems thermal accumulation capacity, preventing all problems related to slurry flow technology.

Índice general

1. SITUACIÓN TECNOLÓGICA ACTUAL	25
1.1. TÉCNICAS DE GENERACIÓN DE HIELO LÍQUIDO	27
1.2. ALMACENAMIENTO DE HIELO LÍQUIDO	33
1.3. TRANSPORTE DEL HIELO LÍQUIDO	40
1.4. APLICACIONES DEL HIELO LÍQUIDO	42
2. ESTADO ACTUAL DE LAS INVESTIGACIONES	45
2.1. FUENTES DE DIVULGACIÓN DEL TEMA	45
2.2. PROPIEDADES FÍSICAS	47
2.3. PATRONES DE FLUJO EN HIELO LÍQUIDO	52
2.4. PÉRDIDA DE PRESIÓN EN CONDUCTOS	55
2.5. TRANSMISIÓN DE CALOR	58
2.6. GENERACIÓN DE HIELO LÍQUIDO	60
2.7. ALMACENAMIENTO DE HIELO LÍQUIDO	61
2.8. IDENTIFICACIÓN DE OBJETIVOS	67
2.9. DESARROLLO DE LA TESIS	68
3. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL	71
3.1. ANÁLISIS DIMENSIONAL	72
3.2. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL	76
3.3. OBTENCIÓN DEL PORCENTAJE DE HIELO	85
3.4. CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL DE LA DISOLUCIÓN EMPLEADA	88
3.5. PUESTA A PUNTO DE LA INSTALACIÓN	90
3.6. CONTROL DEL TAMAÑO DE LOS CRISTALES DE HIELO	94
3.7. OPERACIÓN DE LA INSTALACIÓN EXPERIMENTAL	96
4. ENSAYOS EN TUBOS	99
4.1. ENSAYOS DE PÉRDIDA DE PRESIÓN	99
4.1.1. CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE PÉRDIDA DE PRESIÓN	100
4.1.2. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL	102
4.1.3. ENSAYOS DE CALIBRACIÓN	104
4.1.4. ENSAYOS EN TUBO LISO	105
4.1.5. ENSAYOS EN TUBO CORRUGADO	120
4.2. ENSAYOS DE TRANSMISIÓN DE CALOR	122
4.2.1. CÁLCULO DEL NÚMERO DE NUSSELT	122

Índice general

4.2.2.	PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL	123
4.2.3.	ENSAYOS DE CALIBRACIÓN	125
4.2.4.	TRANSMISIÓN DE CALOR CON HIELO LÍQUIDO	125
4.3.	CONCLUSIONES	130
5.	APLICACIÓN EN UN INTERCAMBIADOR DE TUBOS	133
5.1.	INTERCAMBIADOR ESTUDIADO	134
5.2.	INSTALACIÓN EXPERIMENTAL	134
5.3.	ENSAYOS DE CALIBRACIÓN	137
5.4.	APLICACIÓN DIRECTA DE HIELO LÍQUIDO	144
5.5.	APLICACIÓN INDIRECTA DEL HIELO LÍQUIDO	150
5.6.	APLICACIÓN DIRECTA vs. INDIRECTA	154
5.7.	CONCLUSIONES	161
6.	APLICACIÓN EN UN <i>FAN COIL</i>	171
6.1.	<i>FAN COIL</i> ESTUDIADO	171
6.2.	INSTALACIÓN EXPERIMENTAL	175
6.3.	ENSAYOS DE CALIBRACIÓN	177
6.4.	APLICACIÓN DIRECTA DE HIELO LÍQUIDO	193
6.5.	APLICACIÓN DIRECTA vs INDIRECTA	199
6.6.	CONCLUSIONES	202
7.	CONCLUSIONES	205
7.1.	PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL	206
7.2.	PÉRDIDA DE PRESIÓN	207
7.2.1.	MODELO REOLÓGICO	208
7.2.2.	OBTENCIÓN DEL COEFICIENTE DE PÉRDIDA DE PRESIÓN	209
7.2.3.	COEFICIENTE DE PÉRDIDA DE PRESIÓN PARA TUBO CO- RRUGADO	211
7.2.4.	CONCLUSIONES RELATIVAS A LA PÉRDIDA DE PRESIÓN	211
7.3.	TRANSMISIÓN DE CALOR	213
7.3.1.	DETERMINACIÓN DEL NÚMERO DE NUSSELT	213
7.3.2.	CONCLUSIONES RELATIVAS A LA TRANSMISIÓN DE CA- LOR	214
7.4.	INTERCAMBIADOR DE TUBOS	215
7.5.	FAN COIL	216
7.6.	LA APLICACIÓN INDIRECTA DEL HIELO LÍQUIDO COMO AL- TERNATIVA	217
7.7.	CONCLUSIONES FINALES	218
7.8.	FUTURAS INVESTIGACIONES	219
A.	CÁLCULO DE INCERTIDUMBRES	221
A.1.	Determinación de $u(\phi)$	222
A.2.	Determinación de $u(\lambda)$	227

A.3. Determinación de $u(\text{Nu})$	228
A.4. Determinación de $u(\text{Re})$	232
B. MODELO NUMÉRICO INTERCAMBIADOR	233
C. CRITERIO DE RECHAZO DE THOMPSON	243
D. MODELO ASHRAE	251

Índice general

Índice de figuras

1.1. Técnicas de generación de hielo líquido con rascador [11, 15, 68, 97, 99].	28
1.2. Instalación experimental para sistemas de lecho fluido [72].	29
1.3. Sistemas de sobreenfriamiento.	30
1.4. Sistemas con eyector [95].	31
1.5. Sistema de película descendente [37].	32
1.6. Instalación experimental para sistemas de vacío [53].	33
1.7. Estrategias de almacenamiento de hielo líquido [30, 34].	35
1.8. Esquema de una instalación de almacenamiento distribuido [95, 104].	36
1.9. Esquema de una instalación de almacenamiento centralizado [95, 104].	37
1.10. Configuraciones más habituales en depósitos de almacenamiento [95, 104].	39
1.11. Reducción de la longitud total de tubería sustituyendo un sistema a dos tubos por un sistema de tubo único [52].	41
2.1. Patrones de flujo en un conducto horizontal.	53
2.2. Influencia de la velocidad del fluido y el tamaño de partícula en el desarrollo del flujo (ϕ =cte.).	55
2.3. Pérdida de presión frente a velocidad media del fluido para una suspensión sólida [26].	56
2.4. Evolución en el almacenamiento de hielo sin agitación [52, 102].	65
2.5. Evolución en la fusión del hielo almacenado sin agitación [52, 102].	66
3.1. Representación esquemática de la instalación experimental.	77
3.2. Generador de hielo líquido.	78
3.3. Dispositivo rascador.	79
3.4. Imagen de conjunto de la instalación de generación de hielo líquido.	79
3.5. Vista del circuito de ensayos.	82
3.6. Variación de la densidad con la temperatura para distintas concentraciones de NaCl. Comparación entre los resultados teóricos [74] y experimentales.	89
3.7. Diseño final del sistema de agitación empleado.	93
3.8. Imágenes microscópicas de los cristales de hielo ensayados.	95
4.1. Condiciones de ensayo cubiertas en los experimentos programados.	103
4.2. Ensayos de calibración de la instalación de medición de pérdida de presión. Resultados obtenidos empleando agua pura.	104
4.3. Esfuerzo cortante frente a velocidad de cizalladura para los ensayos efectuados en tubo liso.	107

Índice de figuras

4.4. Coeficiente de pérdida de presión para una concentración de hielo líquido $\phi = 0,21$. Comparación entre los datos experimentales y la predicción obtenida ajustando el comportamiento del fluido a un modelo de Herschel-Bulkley.	110
4.5. Esfuerzo cortante frente a velocidad de cizalladura para los ensayos realizados con $\phi = 0,21$. Modificación del modelo de Herschel-Bulkley.	111
4.6. Comparación entre el coeficiente de pérdida de presión experimental y las predicciones obtenidas empleando el modelo de Herschel-Bulkley modificado para todos los tubos lisos ensayados.	115
4.7. Variación del coeficiente de pérdida de presión para $\phi = 0,15$ y d/D variable.	117
4.8. Comparación entre los valores experimentales de pérdida de presión y las predicciones obtenidas empleando el modelo propuesto.	117
4.9. Comparación entre el coeficiente de pérdida de presión experimental y las predicciones obtenidas empleando el modelo desarrollado a partir de las propiedades de referencia de la disolución.	119
4.10. Características geométricas del tubo corrugado ensayado.	121
4.11. Variación del coeficiente de pérdida de presión para el tubo corrugado ensayado.	121
4.12. Variación en un tubo liso del número de Nusselt con el número de Reynolds para distintas concentraciones de hielo líquido y comparación con flujo monofásico.	126
4.13. Variación en un tubo corrugado del número de Nusselt con el número de Reynolds para distintas concentraciones de hielo líquido y comparación con flujo monofásico.	127
4.14. Variación del coeficiente de transmisión de calor por convección para un tubo liso.	129
4.15. Variación del coeficiente de transmisión de calor por convección para un tubo corrugado.	129
5.1. Intercambiador simple de tubos concéntricos con flujo a contracorriente.	134
5.2. Características geométricas del intercambiador estudiado.	135
5.3. Planta piloto de ensayo de intercambiadores de calor.	136
5.4. Error en la determinación del balance energético en el flujo de salmuera frente al gasto másico de salmuera fría.	138
5.5. Error en la determinación del balance energético en el flujo de salmuera frente al gasto másico de agua caliente.	139
5.6. Error en la determinación del balance energético en el flujo de salmuera frente al gasto de salmuera tras corregir la medida de temperatura.	140
5.7. Error en la determinación del balance energético en el flujo de salmuera frente al gasto de agua caliente tras corregir la medida de temperatura.	140
5.8. Caracterización del proceso de transmisión de calor en la cara externa del tubo interior.	142

5.9. Determinación de la longitud equivalente de los accesorios del intercambiador.	143
5.10. Comparación de la predicción teórica y la medición experimental para la potencia obtenida con gastos de hielo líquido de 700 y 1800 kg/h.	147
5.11. Comparación de la predicción teórica y la medición experimental para la potencia obtenida con gastos de hielo líquido de 1200 y 2500 kg/h.	147
5.12. Pérdida de presión obtenida para 700 y 1200 kg/h de hielo líquido.	149
5.13. Pérdida de presión obtenida para 1800 y 2500 kg/h de hielo líquido.	149
5.14. Transmisión de calor para 1000 y 2000 kg/h de fase líquida.	153
5.15. Pérdida de presión para 1000 y 2000 kg/h de fase líquida.	153
5.16. Aumento en la potencia intercambiada en el caso más favorable al uso de hielo líquido.	158
5.17. Temperatura de salida del fluido en el caso más favorable al uso de hielo líquido.	159
5.18. Aumento en la potencia intercambiada en el caso menos favorable al uso de hielo líquido.	159
5.19. Temperatura de salida del fluido en el caso menos favorable al uso de hielo líquido.	160
5.20. Aumento en la potencia intercambiada en función de porcentaje de hielo y gastos de hielo líquido y agua caliente, para una temperatura de entrada del agua caliente de 20°C.	163
5.21. Aumento en la potencia intercambiada en función de porcentaje de hielo y gastos de hielo líquido y agua caliente, para una temperatura de entrada del agua caliente de 40°C.	164
5.22. Aumento en la potencia intercambiada en función de porcentaje de hielo y gastos de hielo líquido y agua caliente, para una temperatura de entrada del agua caliente de 60°C.	165
5.23. Aumento en la potencia intercambiada en función de porcentaje de hielo y gastos de hielo líquido y agua caliente, para una temperatura de entrada del agua caliente de 80°C.	166
5.24. Aumento en la potencia intercambiada en función de porcentaje de hielo y gastos de hielo líquido y agua caliente, para una temperatura de entrada del agua caliente de 110°C.	167
5.25. Aumento en la potencia intercambiada en función de porcentaje de hielo y gastos de hielo líquido y agua caliente, para una temperatura de entrada del agua caliente de 150°C.	168
5.26. Aumento en la potencia intercambiada en función de porcentaje de hielo y gastos de hielo líquido y agua caliente, para una temperatura de entrada del agua caliente de 200°C.	169
5.27. Aumento en la potencia intercambiada en función de porcentaje de hielo y la eficiencia del intercambiador.	170
6.1. Imagen fotográfica del <i>fan coil</i> estudiado.	172

Índice de figuras

6.2.	Características geométricas del <i>fan coil</i> estudiado.	172
6.3.	Características de los ventiladores según datos de catálogo.	174
6.4.	Pérdida de presión en el lado agua según datos de catálogo.	174
6.5.	Representación esquemática de la instalación experimental para ensayos de transmisión de calor y pérdida de presión en un <i>fan coil</i>	175
6.6.	Ensayos de calibración sin circulación de aire.	178
6.7.	Ensayos de calibración con circulación de aire. Diferencia entre las condiciones de entrada y salida al <i>fan coil</i>	179
6.8.	Ensayos de calibración con circulación de aire. Estimación del error en la medida de las condiciones térmicas del aire.	179
6.9.	Potencia frigorífica obtenida en los ensayos de calibración para el ventilador del <i>fan coil</i> girando a su máxima velocidad (posición 3) y tres gastos distintos de salmuera fría.	182
6.10.	Representación esquemática de los flujos en un <i>fan coil</i>	184
6.11.	Factor de corrección F para un intercambiador de flujo cruzado, con un paso por carcasa y dos pasos por tubos y mezcla de fluido entre pasos [18].	185
6.12.	Factor de corrección F para un intercambiador de flujo cruzado, cuatro filas de tubos en dos pasos y mezcla de fluido entre pasos [101].	185
6.13.	Predicción del intercambio térmico en el lado aire para los ensayos realizados con salmuera fría ($T_{ent,salm} = -5,5 \div 15^{\circ}\text{C}$, $\Delta T_{salm} = 2 \div 10^{\circ}\text{C}$).	188
6.14.	Predicción del intercambio térmico en el lado aire para los ensayos realizados empleando la fase líquida ($T_{ent,fl} = -7,3 \div -5,3^{\circ}\text{C}$, $\Delta T_{fl} = 8,5 \div 15,5^{\circ}\text{C}$).	188
6.15.	Obtención, mediante cuatro métodos alternativos, de la potencia total en dos condiciones de ensayo distintas (A con el ventilador del <i>fan coil</i> girando a máxima velocidad y un gasto de fase líquida de 3000 kg/h; B con el ventilador del <i>fan coil</i> girando a mínima velocidad y un gasto de fase líquida de 2000 kg/h).	192
6.16.	Predicción de la potencia intercambiada al emplear un gasto de 1750 kg/h de hielo líquido.	195
6.17.	Predicción de la potencia intercambiada al emplear un gasto de 4000 kg/h de hielo líquido.	195
6.18.	Evolución del gasto de aire y la predicción de potencias al fundir por completo el hielo líquido.	197
6.19.	Evolución de la pérdida de presión obtenida al emplear gastos de hielo líquido de 4300, 2800 y 2000 kg/h. Comparación entre las medidas experimentales y las predicciones teóricas.	199
6.20.	Comparación del comportamiento obtenido para un gasto de fase líquida de 2000 kg/h con el obtenido para 2500 kg/h de hielo líquido.	201
6.21.	Comparación del comportamiento obtenido para un gasto de fase líquida de 4000 kg/h con el obtenido para 4000 kg/h de hielo líquido.	201

A.1. Evolución de la incertidumbre de medida, en valor absoluto y porcentual, para la obtención del contenido en hielo a partir de la medida de su densidad.	224
A.2. Evolución de la incertidumbre de medida, en valor absoluto y porcentual, para la obtención del contenido en hielo a partir de la medida de su temperatura.	226
A.3. Evolución de la incertidumbre de medida, en valor absoluto y porcentual, para la obtención del coeficiente de pérdida de presión.	228
A.4. Evolución de la incertidumbre de medida, en valor absoluto y porcentual, para la obtención del número de Nusselt.	231

Índice de figuras

Índice de tablas

2.1. Modelos no newtonianos para el cálculo de la viscosidad.	52
2.2. Estudios experimentales de pérdida de presión y transmisión de calor en hielo líquido.	58
3.1. Características de las tuberías ensayadas.	81
3.2. Características de los principales equipos de medida empleados	84
3.3. Rango de variación de las variables de interés permitido por la instalación de ensayos desarrollada.	98
5.1. Casos prácticos analizados.	157
6.1. Potencia frigorífica total (Pft) y sensible (Pfs) según datos de catálogo (W).	173
6.2. Características principales de los métodos empleados en la determinación de la potencia intercambiada trabajando con hielo líquido.	198
C.1. Valores de la τ de Thompson para distintos números de medidas.	243

Índice de tablas

Nomenclatura

A	Área de intercambio de calor ($= \pi DL$)	m^2
A_b	Área desnuda de intercambio de calor (libre de aletas)	m^2
A_t	Área transversal de paso del flujo ($= \pi D^2/4$)	m^2
c_p	Calor específico	J/KgK
d	Diámetro de los cristales de hielo	m
D	Diámetro de tubería	m
g	Aceleración de la gravedad	m/s^2
Gz	Número de Graetz ($= RePrD/L$)	[-]
h	Coefficiente de transmisión de calor	W/m^2K
H_f	Calor latente de fusión del hielo	J/Kg
He	Número de Hedström ($= Re^2\tau_0/\rho v^2$)	[-]
i	Entalpía	J/Kg
I_e	Intensidad de corriente eléctrica	A
j	Coefficiente de Colburn ($= StPr^{2/3} = NuRe^{-1}Pr^{-1/3}$)	[-]
k	Conductividad térmica	W/mK
K	Coefficiente de consistencia	[-]
L	Longitud	m
L_{TC}	Longitud de la sección de ensayos térmica	m
Le	Número de Lewis ($= k/\rho Dc_p$)	[-]
m	Masa	Kg
\dot{m}	Gasto másico	Kg/s
Nu	Número de Nusselt ($= hD/k$)	[-]
p	Índice de flujo	[-]
P	Potencia eléctrica	W
Pr	Número de Prandtl ($= \mu c_p/k$)	[-]

Nomenclatura

\dot{q}_p	Calor total transferido a la pared del tubo	W
\dot{q}'_p	Flujo de calor en la pared del tubo	W/m ²
Q	Caudal	m ³ /s
R	Radio del tubo	m
Ra	Número de Rayleigh ($= c_p D^3 \rho g \beta \Delta T / \mu k$)	[-]
Re	Número de Reynolds ($= \rho v D / \mu$)	[-]
T	Temperatura	K
U	Coefficiente global de transferencia térmica	W/m ² K
v	Velocidad del flujo	m/s
V_e	Tensión eléctrica	V
W	Humedad específica	kg v.a./kg a. s.
x	Distancia al punto de medida	m

Letras griegas

β	Coefficiente de expansión térmica	K ⁻¹
Δp	Pérdida de presión	Pa
ΔT	Diferencia de temperatura	K
ϵ	Eficiencia de un intercambiador de calor	[-]
ε	Rugosidad relativa	[-]
ϕ	Fracción másica de hielo	[-]
γ	Concentración de la disolución	[-]
$\dot{\gamma}$	Velocidad de cizalladura	s ⁻¹
η	Eficiencia de una aleta	[-]
φ	Fracción volumétrica de hielo	[-]
κ	Severidad de la corrugación	[-]
λ	Coefficiente adimensional de pérdida de presión de Darcy	[-]
μ	Viscosidad dinámica	Pa s
ρ	Densidad	kg/m ³
τ	Esfuerzo cortante	N/m ²
τ_0	Tensión de fluencia	N/m ²

Subíndices

0	Propiedades antes de la congelación
<i>agua</i>	Referido al agua
<i>aire</i>	Referido al aire
<i>amb</i>	Referido a las condiciones ambientales
<i>cal</i>	Referido al fluido caliente
<i>d</i>	Referido a la disolución empleada en la elaboración del hielo líquido
<i>ent</i>	Condiciones de entrada
<i>ext</i>	Referido a la cara exterior del tubo
<i>fl</i>	Propiedades de la fase líquida
<i>frio</i>	Referido al fluido frío
<i>h</i>	Propiedades del hielo
<i>hl</i>	Propiedades del hielo líquido
<i>int</i>	Referido a la cara interior del tubo
<i>liq</i>	Referido a cualquier líquido (salmuera o hielo líquido, en aplicación directa o indirecta)
<i>m</i>	Referido al punto de medida
<i>p</i>	Referido a la pared del tubo
<i>pe</i>	Referido a la cara exterior de la pared del tubo
<i>pi</i>	Referido a la cara interior de la pared del tubo
<i>ref</i>	Propiedades evaluadas a la temperatura de referencia (0°C)
<i>s</i>	Referido al soluto empleado en la elaboración de la disolución (NaCl)
<i>sal</i>	Condiciones de salida
<i>salm</i>	Propiedades de la salmuera (disolución empleada en la elaboración del hielo líquido)
w	Propiedades reológicas referidas a la pared del tubo (<i>wall</i> en inglés). Se emplea como alternativa al subíndice <i>p</i> en la formulación reológica para evitar confusiones con el <i>índice de flujo</i> (<i>p</i>).

Superíndices

-	Valor medio
---	-------------

Nomenclatura

1. SITUACIÓN TECNOLÓGICA ACTUAL

El término *hielo líquido* es la traducción más habitual al español del vocablo inglés *ice slurry*, empleado de forma genérica para designar una suspensión de cristales de hielo en el seno de una disolución. Normalmente, en la elaboración de la disolución se emplea agua como disolvente, mientras que como soluto se puede emplear cualquier agente químico capaz de actuar como anticongelante, disminuyendo el punto de congelación de la mezcla por debajo del que se tendría para el agua pura. Si la temperatura de la mezcla se lleva por debajo de su punto de congelación, comenzarán a aparecer en su seno los primeros cristales de hielo, de forma que puede distinguirse entre una fase sólida, consistente en una cierta cantidad de cristales de hielo, y una fase líquida, normalmente llamada *fluido portador*, formada por el resto de la disolución que queda sin congelar.

Sin embargo, para generar hielo líquido no es suficiente con bajar la temperatura de la disolución por debajo de su punto de congelación; es además necesario que la formación de hielo se produzca en forma de pequeños cristales que puedan quedar suspendidos dentro de la disolución. Existe en la actualidad una gran variedad de técnicas de generación de hielo líquido que, basándose en principios físicos distintos, son capaces de evitar que el hielo crezca en forma de grandes bloques. La mayoría de estas técnicas están todavía en fase experimental, siendo las técnicas basadas en el empleo de sistemas rascadores las únicas que han alcanzado hasta la fecha un cierto nivel de implantación industrial.

En la práctica puede considerarse que los cristales de hielo formados están compuestos por agua pura, por lo que al separarse éstos del resto de la disolución, la concentración de esa disolución aumentará y consiguientemente disminuirá su punto de congelación, de forma que para aumentar la concentración en hielo de la mezcla será necesario seguir bajando su temperatura. Así, para una disolución con una concentración de anticongelante dada, pueden alcanzarse distintas situaciones de equilibrio, correspondientes a distintos valores de temperatura de la mezcla, para cada una de las cuales se tendrá una concentración de hielo diferente. Es precisamente esa concentración de hielo el parámetro fundamental en la caracterización de un hielo líquido. Aunque puede medirse de distintas formas, habitualmente la concentración de hielo suele expresarse en términos de concentración másica (ϕ), es decir, como la relación entre la masa de cristales de hielo y la masa total de la mezcla.

Además de su concentración, existen gran cantidad de factores con influencia sobre el comportamiento termo-hidráulico del hielo líquido aunque, al tratarse de un producto relativamente novedoso, no está claramente definida la influencia que tiene cada uno de esos factores.

1. SITUACIÓN TECNOLÓGICA ACTUAL

En la práctica, el comportamiento final del hielo líquido va estar influenciado por todos y cada uno de los pasos dados desde que se toma la decisión inicial sobre el tipo y concentración de agente anticongelante a emplear, hasta que se concreta la aplicación en la que ese hielo líquido va a utilizarse. Así, el tipo y concentración de anticongelante empleado fijará la relación entre la temperatura y la concentración del hielo líquido e influirá directamente sobre las propiedades del fluido portador — densidad, viscosidad, calor específico, etc.—, afectando con ello a las propiedades del hielo líquido obtenido. El tamaño de los cristales de hielo y por tanto el comportamiento de la mezcla estará influido tanto por la técnica de generación empleada como por el tipo y tiempo de almacenamiento. Por último, los datos concretos de la aplicación dada al hielo líquido — diámetro de tuberías, caudal en circulación, etc.— influirán también en su comportamiento.

Aunque existe una gran diversidad de aplicaciones en las que puede emplearse el hielo líquido, su uso más habitual es como refrigerante secundario. La principal ventaja del uso de hielo líquido respecto al resto de refrigerantes secundarios que típicamente se vienen empleando en la industria está motivada por la presencia de cristales de hielo en la mezcla. Un diseño adecuado de la explotación debería permitir aprovechar el calor latente de fusión de esos cristales de hielo para absorber una gran cantidad de calor sin necesidad de emplear grandes masas de hielo líquido. Así, está generalmente aceptado que, para una aplicación concreta, el uso del hielo líquido en sustitución de los refrigerantes secundarios convencionales permite disminuir sustancialmente el caudal necesario para producir un cierto efecto frigorífico. Esto puede suponer una disminución tanto en la potencia de bombeo necesaria como en el tamaño de equipos y, por tanto, una reducción en los costes, tanto de implantación como de explotación.

El hielo líquido presenta además la ventaja de la gran flexibilidad que supone su uso. En función de los requisitos de la aplicación concreta en la que se vaya a emplear, se puede ajustar fácilmente tanto la temperatura a la que va a fundir por completo todo el hielo presente en la mezcla — dependerá de la concentración inicial de anticongelante —, como la concentración másica del hielo líquido que se va a suministrar a la aplicación — dependerá de la temperatura con que se va a suministrar ese hielo líquido — de forma que, sin necesidad de variar el caudal de hielo líquido suministrado a la aplicación, se puede variar tanto la capacidad frigorífica suministrada como la temperatura mínima que se puede alcanzar, pudiendo esto representar una importante mejora en diversas aplicaciones.

Por último, el hielo líquido representa una alternativa que supera claramente tanto al hielo convencional como a cualquier refrigerante líquido en todas aquellas aplicaciones que requieran una instalación de acumulación de frío, aunando alta capacidad de almacenamiento frigorífico con facilidad de transporte a través de redes de tuberías.

Frente a todas las ventajas citadas, el uso del hielo líquido plantea una serie de inconvenientes entre los que cabe destacar la menor eficiencia en la generación respecto a la que se tendría en caso de usar refrigerantes líquidos convencionales y la mayor complejidad de las instalaciones. A lo anterior hay además que sumar la falta de conocimiento que sobre sus propiedades se tiene en la actualidad, obligando en la mayoría

1.1. TÉCNICAS DE GENERACIÓN DE HIELO LÍQUIDO

de los casos a diseñar las instalaciones siguiendo criterios de diseño desarrollados para fluidos distintos al hielo líquido.

El objetivo principal de esta tesis doctoral es obtener una caracterización del comportamiento termo-hidráulico del hielo líquido, que permita cuantificar de forma precisa las posibles ventajas que representa su uso en sustitución de otros refrigerantes secundarios e identificar aquellas condiciones en las que el uso de hielo líquido no mejora el comportamiento de los equipos, así como efectuar un correcto dimensionamiento de las instalaciones de aplicación de hielo líquido.

1.1. TÉCNICAS DE GENERACIÓN DE HIELO LÍQUIDO

Al tratarse de una tecnología relativamente reciente, en la actualidad no hay un sistema de generación que supere al resto en prestaciones y economía, sino que cada una de las tecnologías disponibles resulta más adecuada en función de las aplicaciones que se persiguen. Sin embargo hasta la fecha han sido los sistemas de rascador los que claramente han alcanzado un mayor nivel de implantación industrial, por lo que se les prestará mayor atención.

Sistemas con rascador

Se puede considerar que estos sistemas derivan de los equipos que tradicionalmente se han venido empleando en la industria química para la separación de mezclas orgánicas de sus isómeros o de los equipos empleados en la industria alimentaria para el tratamiento térmico de productos particulados o de elevada viscosidad.

Este tipo de sistemas están constituidos por una instalación frigorífica convencional, cuyo evaporador actúa como generador de hielo líquido. Este evaporador está constituido por dos cilindros coaxiales que dejan un espacio entre ellos para permitir la evaporación del refrigerante primario a través del anillo exterior (figura 1.1). Este proceso enfría la pared del cilindro interior, por el cual circula un caudal de salmuera y provoca la generación de cristales de hielo sobre la superficie interior del cilindro.

Esta formación de cristales supone la aparición de una capa de hielo que actúa como aislante térmico, disminuyendo la eficiencia del proceso, por lo que es necesario retirar los cristales según se van formando. De ello se encarga el mecanismo rascador, que desprende los cristales de hielo de la pared y los introduce en el seno del fluido, obteniendo de esta forma un caudal de hielo líquido a la salida del evaporador.

El hielo generado puede ser retirado del circuito para introducir de nuevo en el evaporador un caudal de salmuera o puede recircularse, para introducir en el evaporador un caudal de hielo líquido, que de esta forma va aumentando su concentración en hielo a cada paso, en función del caudal másico de entrada.

En estos equipos, la instalación frigorífica suele emplear bien sobrealimentación de líquido en el evaporador o bien un evaporador de tipo inundado, aunque según algunos autores [99], el uso de evaporadores de tipo inundado presenta el riesgo, debido a las

1. SITUACIÓN TECNOLÓGICA ACTUAL

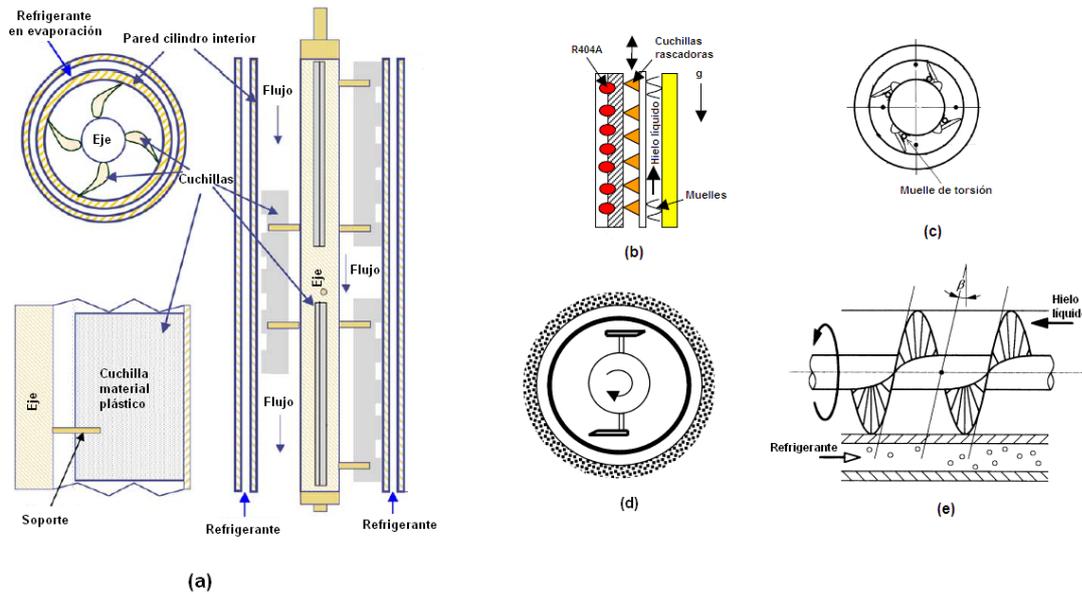


Figura 1.1.: Técnicas de generación de hielo líquido con rascador [11, 15, 68, 97, 99].

bajas temperaturas de funcionamiento, de la acumulación de aceite lubricante en el evaporador, con la consiguiente pérdida de eficiencia en el ciclo.

La retirada de los cristales de hielo de las paredes del evaporador puede conseguirse a través de distintas técnicas, como puede ser el uso de cuchillas rascadoras de movimiento lineal o rotativo, el uso de cepillos rascadores, el uso de equipos de tacos rascadores con movimiento lineal alternativo, el uso de hélices dotadas de movimiento rotativo, etc. En la figura 1.1 se ha representado el principio de funcionamiento de algunas de estas técnicas.

Los sistemas con rascador son capaces de producir hielo líquido a diversas temperaturas dependiendo de la composición y concentración de la salmuera. Sin embargo existe muy poca información sobre las características del proceso de cristalización en este tipo de instalaciones. Algunos autores como Qin et al. o Wang y Kusumoto [85, 110] y otros citados en la bibliografía consultada [52, 99] afirman que la aparición de los cristales de hielo se produce en el seno del fluido, debido a la nucleación espontánea que se produce al subenfriarse la fase líquida por debajo de su punto de congelación durante el proceso de generación de hielo líquido. Según estos autores, los dispositivos rascadores actúan más como un medio para producir agitación en el seno del fluido, rompiendo la capa límite térmica, previniendo la formación de depósitos de hielo en las paredes del evaporador y transportando el fluido más frío desde la vecindad de las paredes enfriadas hasta el seno de la masa fluida. En el lado opuesto, otros trabajos recogidos en la bibliografía consultada [52, 99] defienden que los cristales de hielo se forman en la vecindad de las paredes enfriadas y son llevados hasta la zona central del equipo gracias a la actuación de los sistemas rascadores.

1.1. TÉCNICAS DE GENERACIÓN DE HIELO LÍQUIDO

Independientemente de como se produzca la cristalización, en la práctica, estos sistemas se utilizan para producir el denominado hielo duro, que puede ser utilizado para el enfriamiento por inmersión de productos como el pescado y otras aplicaciones a bajas temperaturas.

Sistemas de lecho fluido

Estos sistemas trabajan de forma muy parecida a como lo hacen los sistemas de rascador. La principal diferencia es que en este caso se trabaja con un lecho fluido, normalmente de partículas de acero inoxidable o de vidrio. Estas partículas se extienden por el interior del generador de hielo líquido y, arrastradas por un flujo turbulento, chocan contra las paredes del intercambiador, arrancando los cristales de hielo que se van adhiriendo sobre ellas y rompiendo ese hielo. De esta forma, se tiene una superficie de intercambio libre de hielo, con un alto coeficiente de transmisión de calor. La figura 1.2 muestra la representación esquemática de la instalación experimental desarrollada por Meewisse e Infante Ferreira [72], que hasta la fecha son los investigadores que más esfuerzo han dedicado al estudio de estos sistemas.

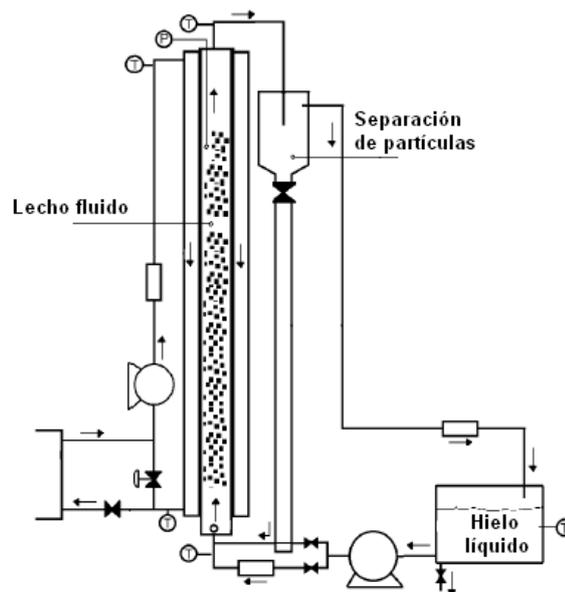


Figura 1.2.: Instalación experimental para sistemas de lecho fluido [72].

Sistemas de sobreenfriamiento

La producción de hielo líquido en estos sistemas, cuyo esquema se adjunta en la figura 1.3, se realiza aprovechando el concepto de líquido sobreenfriado. Un caudal de agua o salmuera, cuando se enfría lentamente y sin perturbaciones del flujo a su paso por un evaporador, es capaz de alcanzar una temperatura inferior a la de su

1. SITUACIÓN TECNOLÓGICA ACTUAL

punto de congelación sin que aparezca hielo sobre las paredes del intercambiador. Si antes de abandonar el evaporador se perturba físicamente el flujo de agua o salmuera sobreenfriada, se produce la compensación del sobreenfriamiento y la generación de cristales de hielo en el seno del fluido.

La fracción de hielo presente a la salida del evaporador depende del grado de sobreenfriamiento del líquido a su paso por él, incrementándose esta fracción a razón de aproximadamente un 1,25 % por grado de sobreenfriamiento.

Para mantener una producción continua de hielo líquido durante largos periodos de tiempo, estos sistemas precisan de tres dispositivos: (1) un dispositivo capaz de, a partir del fluido sobreenfriado, disparar la formación de hielo, (2) un dispositivo que permita, en un espacio limitado, la completa compensación del sobreenfriamiento y (3) un dispositivo capaz de impedir que la compensación del subenfriamiento se propague aguas arriba —hacia el equipo sobreenfriador—, para lo que es necesario disponer de algún sistema que evite la acumulación y crecimiento de hielo en las paredes del equipo.

Existe una gran cantidad de variaciones sobre el sistema, según el método empleado para la obtención del hielo a partir del fluido subenfriado. En la actualidad hay un número importante de investigadores estudiando métodos distintos. Así, mientras Mito et al. [77], Inada et al. [48] o Zhang et al. [116], emplean una oscilación ultrasónica para provocar la formación de los primeros cristales de hielo, otros autores como Matsumoto et al. [67] o Chibana et al. [21] emplean un simple agitador para provocar la formación de hielo, aunque dirigen sus esfuerzos a la obtención de un fluido, compuesto de una mezcla de agua y aceites, cuyo comportamiento está especialmente adaptado a esta forma de generación de hielo líquido, para el que prácticamente han logrado eliminar la adhesión de los cristales de hielo a las paredes del equipos y con el que además es necesario sólo un ligero sobreenfriamiento por debajo del punto de congelación del agua para conseguir la congelación de casi todo el agua de la mezcla, formándose un hielo líquido en el que las partículas de hielo permanecen en suspensión durante largos periodos de tiempo.



Figura 1.3.: Sistemas de sobreenfriamiento.

Sistemas con eyector

La figura 1.4 muestra una representación esquemática de este tipo de sistemas. Se basan en el intercambio de calor entre dos fluidos diferentes. Un fluido no miscible más

1.1. TÉCNICAS DE GENERACIÓN DE HIELO LÍQUIDO

denso que el agua se enfría por debajo de la temperatura de solidificación del agua por medio de una máquina frigorífica convencional. El fluido entonces se hace pasar a través de un sistema eyector en el que se aprovecha la alta presión del fluido para extraer agua o salmuera del tanque de sedimentación. El diseño del sistema eyector permite crear niveles de turbulencia y de mezclado suficientes para convertir el agua extraída en pequeños cristales de hielo. Una vez que la mezcla de hielo y fluido refrigerante alcanza el depósito de sedimentación, los cristales de hielo flotan hacia la superficie del tanque y el fluido refrigerante, más denso que el agua, cae hacia el fondo del depósito donde es recogido y recirculado.

El principal inconveniente de estos sistemas es que precisan de un cuidadoso diseño del tanque de sedimentación para conseguir una adecuada separación del hielo líquido y del fluido refrigerante. Otro problema añadido es la tendencia del hielo a flotar en la parte superior del tanque, dificultando la obtención de unos niveles estables de concentración de hielo en el hielo líquido suministrado.

Siguiendo la idea de estos sistemas, que hasta la fecha no han tenido un desarrollo importante, en la actualidad se están investigando sistemas de inyección directa. En este tipo de generadores de contacto directo, el refrigerante se inyecta directamente, a través de pulverizadores, en el seno del fluido a congelar. De esta forma, al evaporarse, el refrigerante absorbe calor del fluido, provocando su congelación. En esa línea de investigación se dirigen los trabajos de Wijeysondera et al. [111] o de Sari et al. [90].

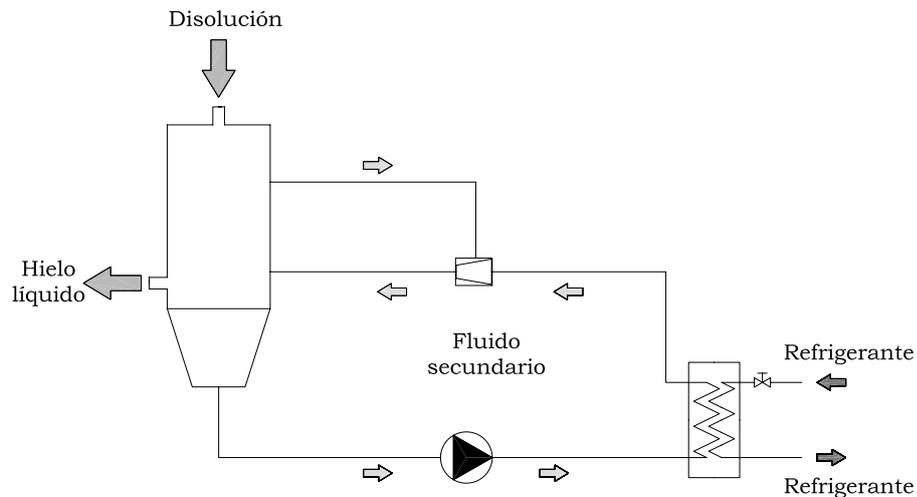


Figura 1.4.: Sistemas con eyector [95].

Sistemas de película descendente

El generador de hielo líquido de película descendente, cuya representación esquemática se muestra en la figura 1.5, está basado en un intercambiador de calor convencional de carcasa y tubos vertical. La evaporación del refrigerante se produce en la carcasa, mientras que el caudal de salmuera se deja caer en forma de película por el interior

1. SITUACIÓN TECNOLÓGICA ACTUAL

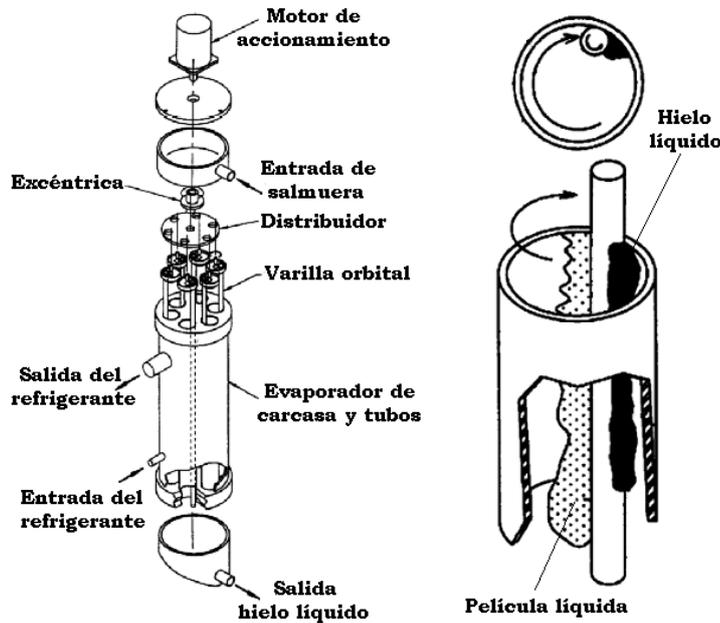


Figura 1.5.: Sistema de película descendente [37].

de los tubos. Durante el descenso del fluido por el tubo se produce un fenómeno de sobreenfriamiento del mismo. La salmuera es constantemente agitada por una varilla orbital para evitar la formación de grandes cristales de hielo y la posibilidad de que se adhieran al interior de los tubos. El sobreenfriamiento y la agitación de la salmuera originan pequeños cristales de hielo en el seno del fluido que son recogidos en la salida inferior del intercambiador de calor. La concentración de hielo de la mezcla resultante se puede ajustar regulando el caudal de salmuera entrante.

En la actualidad se comercializan equipos de este tipo para aplicaciones de climatización y refrigeración con capacidades nominales comprendidas entre los 10 y los 350 kW aproximadamente [37].

Una variación de este sistema es la presentada por Davies [28] y Courtot et al. [25], en la que se tiene como principal ventaja la eliminación de partes móviles para la retirada del hielo generado. Este efecto se consigue gracias a la presencia de una válvula de cuatro vías, que periódicamente invierte el ciclo frigorífico. El equipo está compuesto por dos generadores de hielo idénticos, de forma que en cualquier instante, uno de los generadores actúa como evaporador y otro como condensador. Cuando la válvula de cuatro vías invierte el ciclo, el equipo que funciona como evaporador, que está recubierto de hielo, comienza a calentarse, lo que provoca que el hielo se desprenda sin necesidad de ningún dispositivo mecánico, comenzando simultáneamente la formación de hielo en el otro equipo.

Sistemas de vacío

Conceptualmente, estos sistemas son completamente distintos a todos los anteriores, pues en ellos se utiliza el agua como refrigerante primario. Básicamente se trata de aprovechar que la temperatura de saturación del agua cambia con la presión y que alcanza su punto triple en las condiciones de 0,0061 bar y 0,01°C. El esquema representado en la figura 1.6 corresponde a la instalación experimental desarrollada por Kim et al. [53]. Gracias a la acción de una bomba de vacío, la cámara de vacío de la figura se mantiene a una presión de 0,0061 bar y en esas condiciones, se pulveriza agua en el interior de la cámara. La extracción del vapor de agua origina un proceso de enfriamiento evaporativo, de forma que las gotas de agua se congelan, dando lugar a la formación de cristales de hielo en el fluido. Otros autores como Jellema y Nijdam [51] han estudiado una aplicación comercial para uno de estos sistemas, comparando su funcionamiento con los sistemas convencionales con rascador, obteniendo un consumo energético comparable, con un coste de inversión sensiblemente inferior.

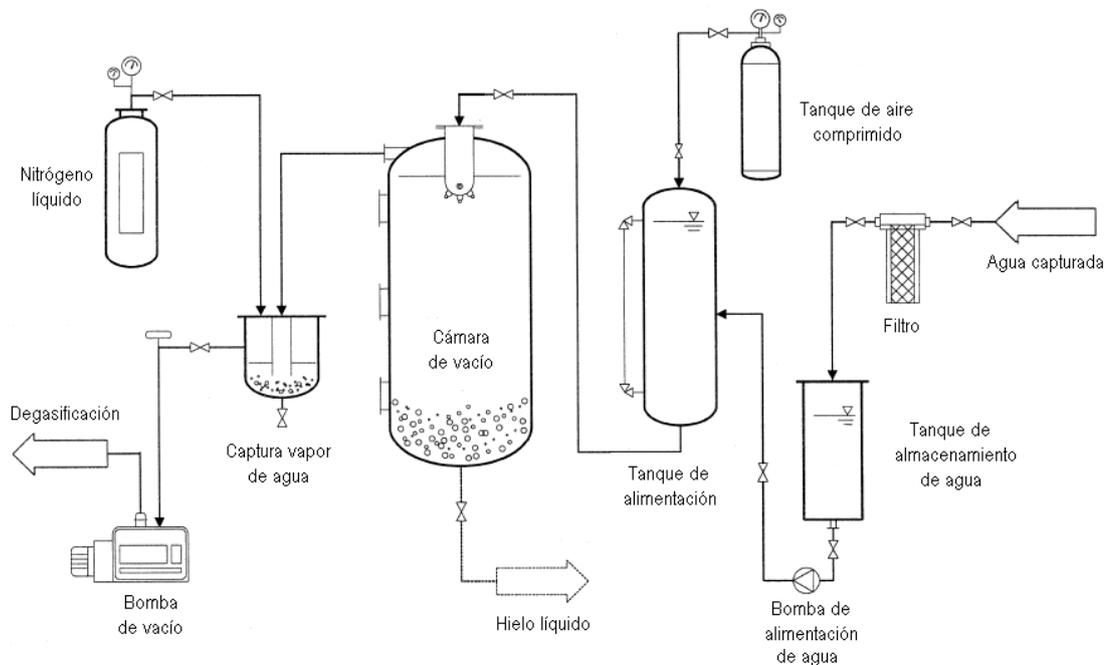


Figura 1.6.: Instalación experimental para sistemas de vacío [53].

1.2. ALMACENAMIENTO DE HIELO LÍQUIDO

La mayoría de las técnicas de generación de hielo líquido que se han presentado se encuentran todavía en fase experimental y sólo aquellas basadas en el uso de dispositivos rascadores han alcanzado hasta la fecha un cierto nivel de implantación industrial. Sin embargo, el empleo de estas técnicas supone una disminución en la eficiencia energética

1. SITUACIÓN TECNOLÓGICA ACTUAL

respecto a aquellas instalaciones que emplean refrigerantes líquidos como fluidos frigoríferos. Esta pérdida de eficiencia está asociada fundamentalmente al consumo energético de los equipos auxiliares encargados de efectuar el rascado del hielo y la aparición de una fina capa de hielo entre pasada y pasada de los dispositivos rascadores que provoca un empeoramiento en la transmisión de calor.

Sin embargo, la pérdida de eficiencia se puede compensar, al menos parcialmente si, además de cómo refrigerante secundario, el hielo líquido se emplea como medio de almacenamiento de frío. Por esta razón, la práctica totalidad de las instalaciones de hielo líquido están dotadas de un tanque de almacenamiento que actúa como reserva de frío frente a fuertes demandas puntuales.

Es necesario puntualizar que los sistemas de almacenamiento de frío no pueden considerarse en sentido estricto un medio de ahorro energético, pues de hecho llevan asociadas unas pérdidas energéticas que hacen disminuir la eficiencia del equipo de refrigeración. Estos equipos existen principalmente porque se benefician de la baja demanda de consumo de energía eléctrica que existe durante la franja horaria nocturna, que se traduce en unas tarifas eléctricas muy ventajosas para aquellos consumos que se realizan durante ese periodo y, por tanto, en una disminución de los costes por consumo eléctrico. Además de la reducción de gastos en electricidad, el almacenamiento de frío supone otras ventajas, entre las que cabe destacar:

- Funcionamiento con menor temperatura de condensación: durante el periodo nocturno la temperatura ambiente es inferior, lo que permite bajar la temperatura de condensación, aumentando así la eficiencia del ciclo frigorífico.
- Reducción del coste de los equipos: por unidad de capacidad de enfriamiento, el coste de los equipos de almacenamiento supone sólo entre un 10 y un 20 % del coste total del equipo, mientras que los sistemas de almacenamiento permiten emplear equipos con menor capacidad de enfriamiento, ya que se dispone de una reserva de frío para usar en los momentos de alta demanda.
- Posibilidad de disminución de la duración de los periodos de funcionamiento a carga parcial, con la consiguiente mejora en la eficiencia de la máquina frigorífica.
- Reserva de frío ante posibles fallos del equipo.

Frente a los sistemas tradicionales de acumulación de frío — mediante hielo en bloques o mediante agua/salmuera fría —, la acumulación de frío mediante hielo líquido combina en cierta forma las ventajas de ambos sistemas. Comparado con los sistemas de acumulación en bloques de hielo, se aumenta la eficiencia energética del equipo frigorífico en la producción de hielo ya que, al eliminarse la capa de hielo sólido que se forma en el evaporador, no disminuye tanto el coeficiente global de transmisión de calor entre el fluido frigorígeno y la suspensión hielo+agua. Además, el producto generado es bombeable y, por tanto, resulta muy fácil de transportar hasta el punto de consumo. Frente a los sistemas de acumulación por agua fría, las principales ventajas son la reducción de espacios — el hielo líquido tiene mayor capacidad enfriadora por unidad de volumen, lo

1.2. ALMACENAMIENTO DE HIELO LÍQUIDO

que permite reducir considerablemente el espacio dedicado a tanques de almacenamiento — y la posibilidad de emplear equipos para la distribución y uso del fluido — bombas, tuberías, intercambiadores de calor, etc. — más pequeños y, por tanto, más baratos.

Estrategias de funcionamiento

Al contrario de lo que ocurre con los sistemas convencionales, en los que la potencia del refrigerador se elige en función de una carga de refrigeración punta instantánea o máxima a cualquier hora, un sistema de almacenamiento térmico se elige en base al total de kW·h necesarios para refrigerar durante un cierto periodo de tiempo. Por ello, la determinación precisa del perfil de carga del sistema es esencial cuando se diseña un sistema de almacenamiento térmico.

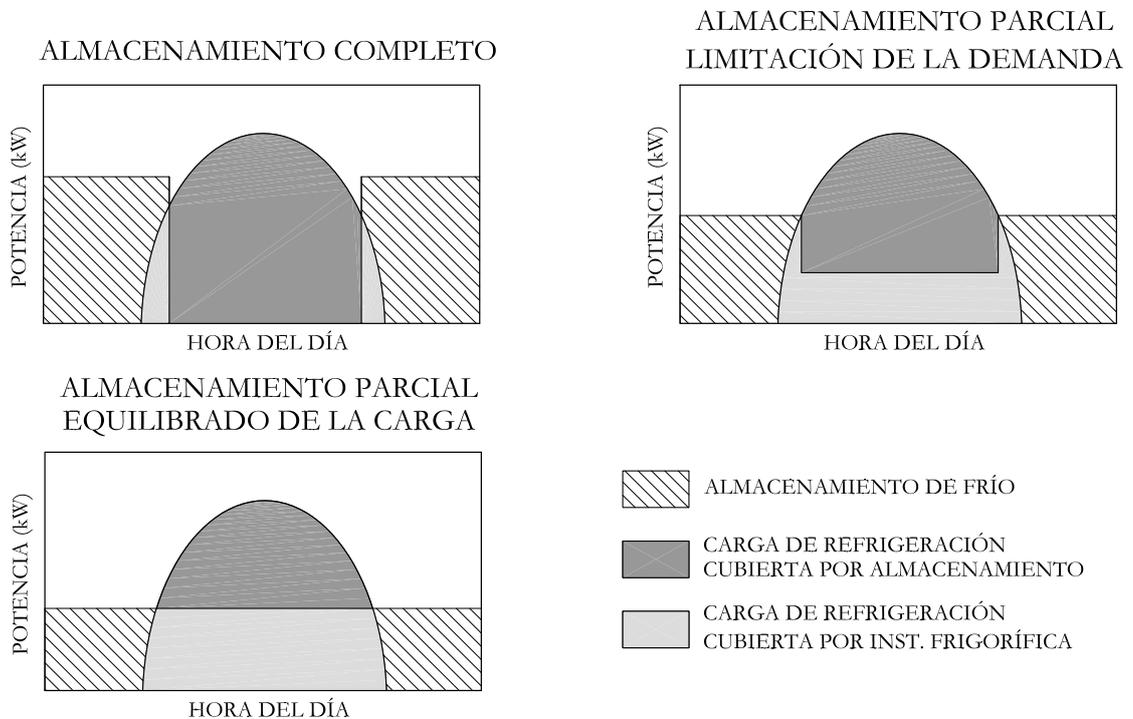


Figura 1.7.: Estrategias de almacenamiento de hielo líquido [30, 34].

Una vez definido el perfil de carga de la instalación, el paso siguiente para seleccionar un equipo de almacenamiento térmico es la definición de la estrategia de funcionamiento. Cabe distinguir entre *almacenamiento completo* y *almacenamiento parcial*. A su vez, las estrategias de almacenamiento parcial pueden definirse como *limitadoras de la demanda* o bien como *equilibradoras de la demanda*. La selección de la estrategia de funcionamiento dependerá del perfil de carga, de la estructura de la instalación, de los costes energéticos y del coste de la instalación [30, 34].

1. SITUACIÓN TECNOLÓGICA ACTUAL

La figura 1.7 muestra gráficamente la forma de operar de cada una de estas estrategias. En las estrategias de almacenamiento completo, el equipo de generación funciona sólo durante el periodo del día en que las tarifas energéticas son más bajas, produciendo todo el frío necesario para cubrir, sin necesidad de generación de frío, la demanda en la parte del día en que las tarifas energéticas son más altas.

En las estrategias de almacenamiento parcial, el equipo de generación funciona durante todo día. Con una estrategia equilibradora de la demanda, el equipo funciona a carga constante durante todo el día, mientras que con una estrategia limitadora de la demanda, el equipo funciona a menor carga durante los periodos del día en que los costes energéticos son más elevados.

Hay que considerar además que, en el caso de sistemas de almacenamiento de hielo líquido, la elección de la estrategia de almacenamiento influirá bien sobre el tamaño del depósito de almacenamiento, bien sobre el porcentaje final de hielo alcanzado. En este último caso hay que tener presente que, tal como se muestra en los resultados del trabajo efectuado por Yamada et al. [115], esto influirá directamente sobre la eficiencia termodinámica del ciclo, que disminuirá para una misma instalación si se aumenta el porcentaje de hielo obtenido.

Técnicas de almacenamiento

Independientemente de la configuración del equipo de almacenamiento, existen básicamente dos técnicas de almacenamiento, *distribuido* o *centralizado* [95, 104], aunque dependiendo de la aplicación es posible plantear soluciones intermedias.

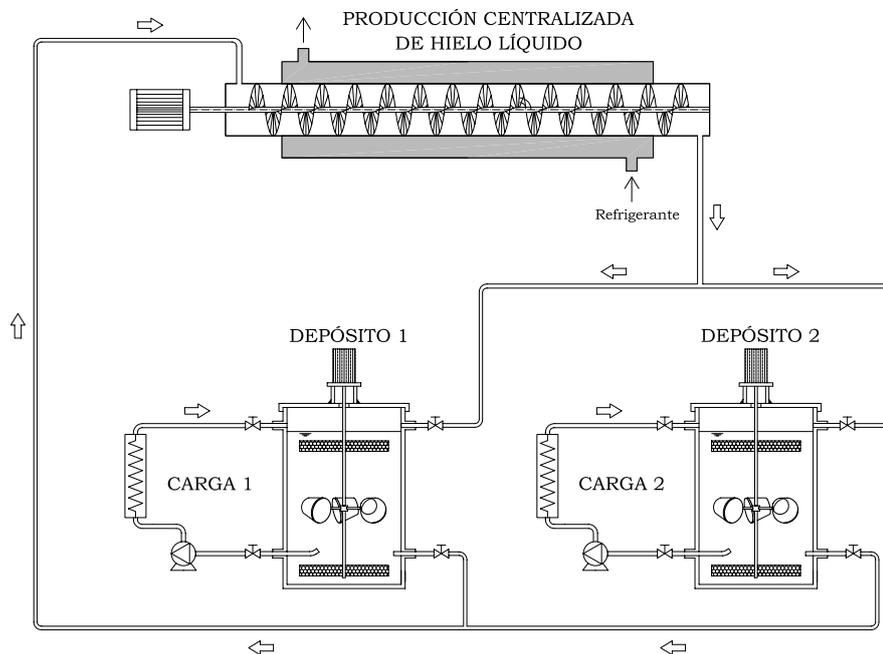


Figura 1.8.: Esquema de una instalación de almacenamiento distribuido [95, 104].

1.2. ALMACENAMIENTO DE HIELO LÍQUIDO

En las instalaciones con almacenamiento distribuido el hielo líquido se genera en una instalación centralizada, desde donde es distribuido hacia varios tanques de almacenamiento localizados junto a las principales cargas de la instalación, que actúan como dispositivo amortiguador entre el sistema de distribución y esas cargas, tal y como se representa en la figura 1.8. El desligar el sistema de generación de hielo de las cargas finales permite diseñar el sistema de distribución para una demanda media, sin necesidad de considerar los picos de demanda de frío. El equipo de generación de frío funciona de forma continua para alimentar los distintos depósitos de almacenamiento a través del sistema de distribución, mientras que simultáneamente, desde cada depósito se está extrayendo fluido para alimentar la demanda de frío de las diferentes cargas. Generalmente, este sistema de almacenamiento resulta más rentable cuando los picos de carga son de poca duración y mayores que el doble de la carga media.

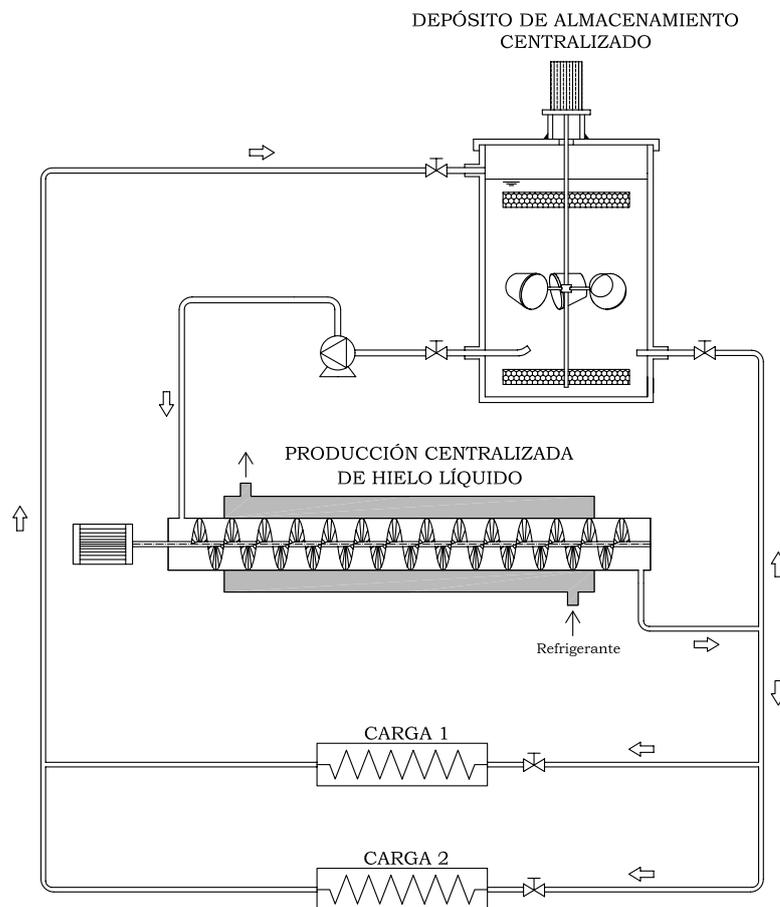


Figura 1.9.: Esquema de una instalación de almacenamiento centralizado [95, 104].

En las instalaciones con almacenamiento centralizado sólo existe un gran tanque de almacenamiento en el que se conserva el hielo líquido generado. Este tanque de alma-

1. SITUACIÓN TECNOLÓGICA ACTUAL

cenamiento actúa también aquí como medio de amortiguación entre la generación y la demanda de frío, pero en este caso la distribución no queda desligada de la generación, de forma que la capacidad frigorífica en el sistema de distribución debe seguir la evolución de la demanda de frío. Con este sistema, en los periodos de baja o nula demanda de frío, el hielo líquido generado es enviado hacia el depósito de almacenamiento. Según aumenta la demanda de frío, se reduce gradualmente la cantidad de hielo líquido enviado al depósito, mientras que aumenta la cantidad que se envía directamente hacia el punto de demanda de frío hasta que, al aumentar aún más la demanda de frío, no es suficiente con la capacidad de generación de frío que tiene el equipo, con lo que es necesario emplear tanto la capacidad frigorífica del equipo de generación de frío como el hielo almacenado en el depósito. Se necesita por tanto en estos sistemas algún dispositivo que controle los caudales de fluido que son enviados a una u otra zona. La figura 1.9 muestra la configuración de un equipo de almacenamiento centralizado.

Posibles configuraciones de los tanques de almacenamiento

Existen diversas posibilidades para almacenar el hielo que se genera, que pueden ser más o menos adecuadas en función del uso que se le quiera dar a ese hielo líquido.

En algunas aplicaciones, la distribución de frío no se realiza mediante hielo líquido, sino mediante la fase líquida del mismo. En este caso pueden ser adecuados sistemas de *fluido libre* como el representado en la figura 1.10(a). Básicamente consisten en un gran tanque no presurizado, que se llena en un 80 % de fluido. Según el hielo líquido entra en el tanque, los cristales de hielo se separan del fluido y quedan flotando en la superficie. Al entrar más hielo en el depósito, la capa de hielo aumenta de espesor, ocupando un volumen cada vez mayor del depósito, hasta que llega al fondo del mismo. Si continúa la generación de hielo, bajará el nivel del fluido en el que flota el hielo, con lo que éste se compactará, lo que teóricamente continuará hasta el momento en que ya no quede líquido en el interior del depósito. En este tipo de instalaciones, el fluido que se emplea en la distribución de frío no es el propio hielo líquido generado, sino únicamente la fase líquida del mismo. Tras su uso, esta fase líquida se pulveriza desde la parte superior del tanque de almacenamiento, cayendo sobre el hielo almacenado y enfriándose según fluye hacia la parte inferior del depósito, provocando la fusión de parte del hielo almacenado. Con este sistema de almacenamiento y un adecuado diseño del depósito, en la práctica pueden conseguirse concentraciones de hielo superiores al 60 %, teniendo presente que, en general, las concentraciones más elevadas suelen conseguirse con depósitos de almacenamiento altos.

Otra posibilidad es el almacenamiento mediante depósitos *inundados* como el representado en la figura 1.10(b). Se trata de depósitos presurizados, que están completamente llenos de fluido. La extracción del fluido se realiza a través de un filtro, con lo que el fluido sale completamente libre de hielo. Las principales ventajas respecto al sistema anterior son que se mejora el porcentaje de hielo en el hielo líquido almacenado — al hacer uso de presión hidráulica en lugar de fuerza gravitacional, aumenta la compactación del hielo — y que se simplifican los sistemas de control necesarios. Otra ventaja es que no queda un espacio muerto en la zona superior del depósito, con lo que la capacidad de

1.2. ALMACENAMIENTO DE HIELO LÍQUIDO

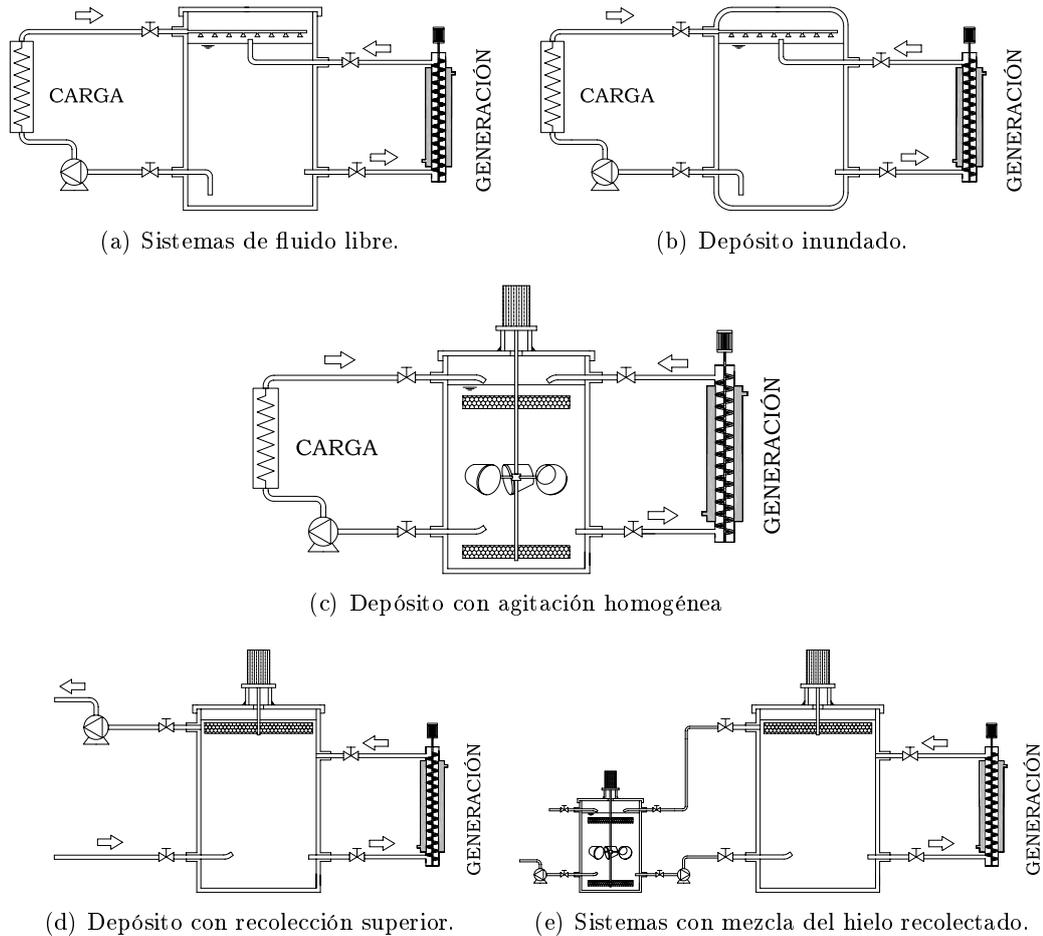


Figura 1.10.: Configuraciones más habituales en depósitos de almacenamiento [95, 104].

almacenamiento es mayor. Este tipo de depósitos requieren de un tanque de expansión, para compensar el incremento en el volumen del fluido según avanza la generación de hielo.

En otras aplicaciones de hielo líquido, la distribución de frío se realiza mediante el hielo líquido generado. En ese caso, existen distintas posibilidades de diseño del depósito de almacenamiento.

La solución más sencilla consiste en emplear un tanque de almacenamiento con agitación homogénea similar al de la figura 1.10(c). Se trata también de grandes tanques de almacenamiento no presurizados, dotados en este caso de un sistema de agitación, que evita la estratificación del hielo en el interior del depósito. Con esta configuración el hielo líquido almacenado está en condiciones para ser directamente enviado hacia la distribución de frío. Esta forma de funcionamiento es la típica de aplicaciones en torno a 0°C , como pueden ser las cámaras de conservación de alimentos, los armarios expo-

1. SITUACIÓN TECNOLÓGICA ACTUAL

sitores refrigerados o el procesado de alimentos. El inconveniente de este sistema es la limitación en cuanto al contenido en hielo, pues sólo se puede llegar a concentraciones de hielo máximas entre un 30 y un 35 %, muy inferiores a las que pueden alcanzarse con otros sistemas. Por encima de esta concentración, resulta muy complicado mantener unas condiciones homogéneas en el interior del depósito.

En aplicaciones en las que el tanque de almacenamiento se tiene sólo como un medio de acumulación de energía, la distribución de frío se realiza mediante la fase líquida del mismo, o con una pequeña proporción de hielo. En este caso pueden emplearse tanques de almacenamiento con poca agitación —cuando no existe ninguna agitación se está en el primer caso descrito, de almacenamiento mediante fluido libre—, en los que se produce la separación de fases. En estos casos hay que considerar que la fase líquida sufre una importante variación en la concentración del soluto empleado, que modificará drásticamente su punto de congelación. En general, la distribución de frío empleando sólo la fase líquida suele emplearse en instalaciones de aire acondicionado o cuando se pretende obtener grandes capacidades de almacenamiento de frío.

Por último, existe la posibilidad de que, en tanques de almacenamiento sin agitación, el hielo líquido que se concentra en la parte superior de los depósitos, sea recolectado para su aplicación directa. Este es el caso por ejemplo de la industria de conservación de pescado, donde el hielo se aplica directamente sobre el pescado a conservar —como agente anticongelante suele emplearse sal, de forma que el hielo es totalmente inocuo, aunque los cristales de hielo pueden lavarse con agua limpia para minimizar el arrastre de anticongelante—. Se emplean entonces tanques de almacenamiento con sistema de *recolección* de hielo. Esta recolección suele hacerse en la parte superior del depósito tal y como se representa en la figura 1.10(d), aunque también existen tanques de almacenamiento con recolección inferior. En cualquier caso, el depósito de almacenamiento está dotado de una especie de rascadores que separan el hielo de la disolución.

Además de su uso directo, es posible mezclar el hielo *recolectado* con el flujo de retorno, mediante montajes similares al representado en la figura 1.10(e). Se trata de aplicaciones poco usuales, en las que la temperatura del proceso puede variar, con lo que el uso de tanques de mezcla consigue ajustar la temperatura del fluido a los requisitos del proceso.

En conclusión, la elección del sistema de almacenamiento a emplear debe hacerse en función de la aplicación, aunque este factor no sólo influirá en el tipo de depósito empleado, sino que también lo hará en la técnica de almacenamiento elegida.

1.3. TRANSPORTE DEL HIELO LÍQUIDO

La principal ventaja que representa el uso del hielo líquido es que combina gran capacidad de almacenamiento de frío con facilidad de transporte a través de redes de tuberías. Sin embargo, en la práctica, la concentración máxima de hielo que se puede almacenar y transportar en condiciones homogéneas está limitada al 30 %. Según algunos autores [52], para esa concentración límite, la reducción en el diámetro de tuberías necesario para obtener un mismo efecto frigorífico puede estimarse en un 40 %, lo que

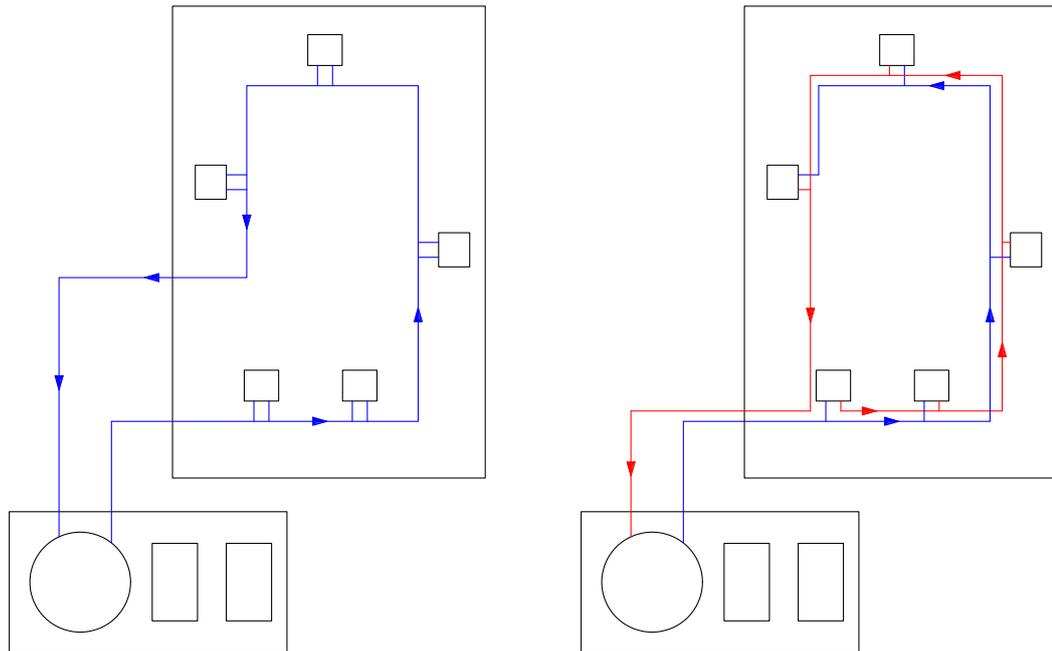


Figura 1.11.: Reducción de la longitud total de tubería sustituyendo un sistema a dos tubos por un sistema de tubo único [52].

puede representar un ahorro en el coste de la instalación de tuberías en torno al 70 %.

Gracias a su alta capacidad frigorífica, la temperatura del hielo líquido permanece relativamente constante durante su fusión —su *deslizamiento*, es decir, la diferencia de temperaturas desde que se inicia su fusión hasta que funde por completo, depende del tipo y concentración de agente anticongelante empleado— a diferencia de lo que ocurre con los refrigerantes monofásicos. Aprovechando esta característica, en aquellas instalaciones en las que existen varias cargas térmicas alimentadas en serie, es posible reducir la longitud total de la red de tuberías gracias a la sustitución de un sistema a dos tubos por un sistema de tubo único, tal y como se muestra en la figura 1.11.

Debido a la diferencia de densidades entre el fluido portador y los cristales de hielo, siempre existe una diferencia entre las velocidades de ambas fases. Si la fuerza de arrastre de las partículas cae por debajo de un cierto valor, puede llegar a producirse la separación de las fases. Así, si en condiciones de bajo caudal o en zonas con recirculaciones se produce esa separación de fases, los cristales de hielo segregados pueden llegar a formar depósitos en algunas zonas de la instalación — típicamente en las uniones en T o en codos— que, una vez formados, tienden a continuar creciendo y actuar como filtro para otras partículas de hielo.

En general, las redes de distribución de hielo líquido se diseñan siguiendo el mismo proceso que en las redes de fluidos monofásicos, con la particularidad de que hay que evitar que la velocidad del fluido caiga por debajo de un mínimo, para que no se produzca

1. SITUACIÓN TECNOLÓGICA ACTUAL

la separación de fases. Durante la fase de diseño de la red habrá que tener en cuenta este aspecto para evitar que, si baja la demanda de frío, pueda llegar a producirse esa separación de fases en alguna de las ramas de la instalación.

En cuanto a la fabricación de la red de tuberías, el plástico ABS puede usarse a temperaturas de hasta -40°C , presentando buenas características mecánicas, de durabilidad y de estabilidad química al ser utilizado con los aditivos más comúnmente empleados en la elaboración de hielo líquido — etanol, propilenglicol y cloruro sódico —, lo que unido a su bajo peso y facilidad de montaje hace que su uso esté más recomendado que el de los tubos de cobre o acero, mucho más sensibles a la corrosión.

Por último, para el bombeo del hielo líquido las bombas centrífugas son adecuadas para concentraciones inferiores al 35 % y viscosidad cinemática hasta $50 \cdot 10^{-6}\text{m}^2\text{s}^{-1}$, recomendándose el uso de bombas de desplazamiento positivo por encima de esas condiciones [52].

1.4. APLICACIONES DEL HIELO LÍQUIDO

Como se ha expuesto en la sección anterior, resulta muy habitual el emplear el hielo líquido como un medio de acumulación de frío, en sustitución de los sistemas tradicionales de acumulación por medio de hielo convencional. Se analizarán en esta sección las posibles aplicaciones del hielo líquido, tanto si ha sido previamente acumulado como si no.

Climatización

Sin duda, uno de los campos de aplicación más típicos del hielo líquido es el de la climatización. En este ámbito, el uso del hielo líquido suele combinarse con sistemas de acumulación permitiendo el uso de instalaciones frigoríficas más pequeñas y, en algunos casos, el ahorro económico gracias a la aplicación de tarifas nocturnas reducidas.

Existen en todo el mundo gran cantidad de instalaciones de climatización que funcionan con sistemas de almacenamiento de hielo líquido [91, 110]. Normalmente estas instalaciones están constituidas por tres circuitos conectados entre si:

- Un circuito de refrigerante en el que se genera el efecto frigorífico, normalmente aprovechando los periodos de tarifa energética reducida.
- Un circuito de hielo líquido en el que se genera y almacena el hielo líquido.
- Un circuito de agua que es enfriada en un intercambiador de calor que comunica este circuito con el de hielo líquido y que es llevada hasta los puntos de consumo de frío.

Dependiendo de la configuración del edificio y del diseño de la instalación, en algunos casos se suprime el circuito de agua, siendo el hielo líquido directamente bombeado hasta los puntos de consumo de frío.

Una descripción detallada de algunas aplicaciones concretas puede encontrarse en las referencias [13] y [52].

Refrigeración

El uso del hielo líquido puede también ser adecuado en instalaciones de refrigeración, por ejemplo para la conservación de alimentos en **cámaras frigoríficas**. En este caso se precisa una temperatura de aire muy inferior a la empleada usualmente en instalaciones de climatización, por lo que resulta totalmente inviable plantear el uso de instalaciones convencionales de acumulación de frío por hielo o agua, en las que la distribución de frío se hace con agua fría a una temperatura demasiado alta para estas aplicaciones. Empleando hielo líquido es posible obtener muy bajas temperaturas en el fluido sin más que utilizar elevadas concentraciones de anticongelante, lo que hace factible su uso en instalaciones de refrigeración.

Su aplicación en **supermercados** [13, 14, 52, 87, 103] representa un ejemplo de este tipo de aplicaciones. Los sistemas de refrigeración centralizados empleados tradicionalmente en las instalaciones de venta de alimentos al por menor —supermercados, hipermercados, etc.— requieren grandes cantidades de refrigerante. Estas instalaciones son propensas a las averías, debido a la gran cantidad de uniones y a la longitud de los circuitos de distribución de refrigerante. El uso de hielo líquido como refrigerante secundario permite reducir considerablemente la carga de refrigerante en estos equipos y, aunque el consumo energético es ligeramente superior al que se tiene en sistemas de expansión directa, la posibilidad de acumulación de frío —con la consiguiente disminución del pico de demanda de frío y el uso de la tarifa nocturna— hace que el coste de operación de estos equipos pueda llegar a ser sensiblemente inferior.

Otro campo en el que el hielo líquido muestra importantes ventajas competitivas es el de la **minería** [13, 52], sector en el que el continuo aumento en la profundidad de las minas, el tamaño de la maquinaria o la superficie de roca tratada, ha llevado a un fuerte aumento en la temperatura de los túneles, lo que implica un aumento en los costes de bombeo de agua fría para la refrigeración. El uso de hielo líquido puede en este caso suponer una ventaja importante, al proporcionar la misma potencia frigorífica con un caudal de fluido sensiblemente menor, lo que supone una importante reducción en el tamaño de los equipos de bombeo, con el consiguiente ahorro en la inversión inicial y en el coste de funcionamiento de los mismos.

Procesado de productos

Una de las primeras aplicaciones dadas al hielo líquido fue para el procesado de pescado mediante **aplicación directa** [52, 62, 93, 109, 113]. En este caso, se sustituye por hielo líquido el hielo con el que convencionalmente se recubre el pescado para mantenerlo fresco. La ventaja en este caso es que el hielo líquido recubre totalmente el pescado, sin dejar las cámaras de aire que quedan cuando se emplea hielo convencional, con lo que el enfriamiento es mucho más rápido y el crecimiento de bacterias se ralentiza, lo que redundará en una mayor vida del producto.

1. SITUACIÓN TECNOLÓGICA ACTUAL

Existen asimismo instalaciones [13, 28, 52] en las que se utiliza el hielo líquido para el procesado de leche, queso, carne, pescado o cerveza.

Otra posibilidad en la aplicación de hielo líquido a alimentos es el denominado **hydrofreezing**. El enfriamiento por agua o *hydrocooling* es un tratamiento habitual en la industria del procesado de alimentos. El *hydrofreezing* puede entenderse como una extensión de este tratamiento, en el que se sustituye agua fría por hielo líquido. Este método está en fase de desarrollo, pero las pruebas efectuadas han mostrado importantes reducciones en el tiempo de procesado respecto a las técnicas habituales [28, 35].

También representa un campo importante de aplicación del hielo líquido el procesado de productos industriales. Así por ejemplo, en la fabricación de plásticos, la refrigeración con hielo líquido proporciona un campo de temperaturas más uniforme, que permite obtener una mayor calidad en la producción y disminuir la cantidad de productos defectuosos.

Otras aplicaciones

Existen otras muchas aplicaciones en las que el hielo líquido puede ser empleado y sobre cuya investigación se está trabajando en la actualidad [13, 28, 52].

Así es posible encontrar aplicaciones de hielo líquido en el campo de la **medicina**. La inducción a la hipotermia puede permitir el tratamiento posterior de resucitación en pacientes que han sufrido una parada cardíaca y, en estos casos, el uso del hielo líquido puede mejorar sensiblemente la velocidad con la que se baja la temperatura del cuerpo. Igualmente, el hielo líquido puede mejorar la efectividad de los tratamientos de golpes y hematomas respecto a los resultados obtenidos empleando hielo convencional.

Se puede emplear también el hielo líquido como un medio de **limpieza de las superficies de intercambiadores** de calor empleados habitualmente en la industria alimentaria. En estas aplicaciones es necesaria una limpieza periódica de esos dispositivos que, de hacerse con medios químicos puede contaminar los equipos. El uso del hielo líquido permite una limpieza efectiva de las superficies sin contaminar los equipos.

La **extinción de incendios** es sin duda una de las posibles aplicaciones más curiosas del hielo líquido. El mecanismo usual de extinción de incendios de clase A consiste básicamente en aplicar agua sobre el fuego para extraer su calor. De esta forma se originan grandes cantidades de vapor de agua sobrecalentado, que fluye a gran velocidad, pudiendo originar graves daños a las personas encargadas de la extinción. Las pruebas efectuadas añadiendo hielo al agua de extinción han mostrado una importante mejora en la velocidad con que este tipo de incendios pueden ser extinguidos, a la vez que una gran reducción en el volumen de agua necesario.

2. ESTADO ACTUAL DE LAS INVESTIGACIONES Y OBJETIVOS DE LA TESIS

En este capítulo se analiza el estado de las investigaciones efectuadas para obtener la caracterización de las propiedades térmicas y fluido-dinámicas del hielo líquido, así como el estado de las investigaciones que sobre las técnicas de generación y aplicación de hielo líquido se están desarrollando.

La bibliografía disponible sobre este tema puede encontrarse en diversas fuentes, principalmente revistas y congresos, tanto generales sobre temas de refrigeración, como especializados en el estudio del hielo líquido y sus aplicaciones.

2.1. FUENTES DE DIVULGACIÓN DEL TEMA

El uso del hielo líquido como refrigerante secundario representa una técnica aún en desarrollo, pero cuya aplicación plantea importantes perspectivas de mejora respecto a los sistemas que se vienen empleando convencionalmente. Por este motivo, aunque se trata de un tema relativamente novedoso, está siendo objeto de multitud de investigaciones científico-técnicas, habiendo incluso dado origen a la celebración periódica de un congreso especializado en el tema.

El estudio del hielo líquido ha sido abordado en gran cantidad de publicaciones, proponiéndose la siguiente clasificación por contenidos:

1. Propuesta de ajuste a modelos existentes, basados principalmente en el estudio de las suspensiones de sólidos.
2. Aporte de resultados experimentales en forma gráfica, generalmente acompañados de sus correspondientes correlaciones estadísticas.
3. Propuesta de validación de modelos analíticos, basados en el entendimiento del comportamiento térmico y fluido-dinámico del hielo líquido.
4. Evaluación del comportamiento térmico y fluido-dinámico del hielo líquido en diversas aplicaciones.
5. Modelizaciones numéricas.

Si bien el estudio del comportamiento fluido-dinámico del hielo líquido se ha basado en las múltiples investigaciones que sobre el comportamiento de las suspensiones sólidas se

2. ESTADO ACTUAL DE LAS INVESTIGACIONES

han realizado desde hace años, apoyándose en algunos casos en publicaciones realizadas en la primera mitad del siglo XX, las investigaciones efectuadas directamente sobre el hielo líquido son mucho más recientes, publicándose en su mayoría a partir de 1990, cuando comienzan a considerarse las ventajas del hielo líquido como medio de almacenamiento y distribución de energía térmica frente a los medios comúnmente empleados hasta entonces.

Recientemente —en el año 2005—, el *International Institute of Refrigeration* ha publicado el "Handbook on Ice Slurries. Fundamentals and Engineering", en el que se recogen algunas de las aportaciones más importantes que hasta ese momento se habían publicado sobre hielo líquido.

Pueden encontrarse además multitud de artículos relacionados con el tema en publicaciones periódicas que abordan campos de estudio muy diferenciados. Así, de entre las publicaciones periódicas de prestigio internacional, una de las fuentes que más información proporciona sobre el tema es el *International Journal of Refrigeration*, donde pueden encontrarse tanto artículos orientados principalmente al estudio de las propiedades térmicas y fluido-dinámicas del hielo líquido como artículos orientados a la investigación de las aplicaciones del hielo líquido. Aunque en menor cantidad que en el caso anterior, también puede encontrarse información interesante en *Applied Thermal Engineering*, donde los artículos están principalmente orientados a la investigación de las aplicaciones del hielo líquido. En menor medida, puede encontrarse también información de interés en publicaciones como el *International Journal of Heat and Mass Transfer*, o el *International Journal of Heat and Technology*.

Lo que sin duda constituye la más importante fuente de información sobre el tema de la que se dispone en la actualidad son los "Workshop on Ice Slurries" organizados por el *International Institute of Refrigeration* (IIR). Estos talleres, especializados en el tema del hielo líquido, se iniciaron en mayo de 1999 en Yverdon-les-Bains (Suiza) y hasta la fecha se han celebrado siete, siendo el último de ellos el celebrado en junio de 2006 en Dinan (Francia).

Aunque no en exclusiva, también se ha tratado en profundidad el tema del hielo líquido en los *International Congress of Refrigeration* organizados por el IIR, así como en los *Meetings* organizados periódicamente por la ASHRAE.

En España son pocos los grupos de investigación que han dirigido sus esfuerzos hacia la investigación del hielo líquido, pudiendo destacarse el trabajo de los siguientes grupos de investigación:

- El Instituto de Investigaciones Marinas de Vigo (IIM) que, en colaboración con el departamento de Química Analítica, Nutrición y Bromatología de la Universidad de Santiago desarrolla desde hace años un método de conservación de especies marinas mediante hielo líquido.
- El equipo de investigadores de la Escuela Universitaria de Ingeniería Técnica Agrícola de la Universidad Politécnica de Madrid dirigido por el profesor Pablo Amigo, que ha patentado un sistema de generación de hielo líquido.

- El grupo de Tecnología de Alimentos de la E. T. S. Ingenieros Agrónomos de la Universidad Pública de Navarra, que ha realizado diversas aportaciones a congresos y elaborado dos tesis doctorales relacionadas con el hielo líquido.
- El Instituto del Frío del CSIC, que ha realizado varias aportaciones a los congresos monográficos sobre hielo líquido organizados por el *International Institute of Refrigeration*.

Actualmente se puede considerar que el hielo líquido constituye un campo de estudio con entidad propia, que presenta unas características multidisciplinarias que abarcan desde la mecánica de fluidos y la transmisión de calor, hasta la termo-química. Una correcta caracterización de las propiedades del hielo líquido debe arrancar de un previo conocimiento de las propiedades de la disolución a partir de la cual se ha obtenido, mientras que el interés práctico se centra en su aplicación como medio de acumulación y transporte de energía, para lo que es preciso caracterizar tanto su comportamiento fluido-dinámico, como sus características termodinámicas como medio de acumulación de energía térmica.

2.2. PROPIEDADES FISICAS

En el cálculo y modelado de aplicaciones de hielo líquido es necesario disponer de valores suficientemente exactos para las propiedades termodinámicas tanto del hielo, como de la disolución de partida empleada. La recopilación de datos efectuada por Melinder [74, 75, 76] representa sin duda la referencia en este campo, aunque existen otras fuentes importantes, como el *CRC Handbook of Chemistry and Physics* [60].

Porcentaje másico de hielo y densidad de la mezcla

El porcentaje másico de hielo contenido en el fluido de trabajo representa el parámetro más importante a determinar cuando se trabaja con hielo líquido, pues partiendo de una misma disolución, ligeras variaciones en las concentraciones de hielo finalmente alcanzadas supondrán importantes cambios en las propiedades térmicas y fluido-dinámicas del hielo líquido obtenido. Además la densidad de un hielo líquido puede determinarse de forma inmediata a partir de los valores de densidad de las fases que lo constituyen — hielo y fase líquida — si se conoce el porcentaje en que cada una de ellas está presente en la mezcla.

La concentración de hielo puede expresarse en función de la masa de hielo y la masa de disolución como:

$$\phi = \frac{m_h}{m_h + m_{fl}} \quad (2.1)$$

A efectos de cálculo, la práctica totalidad de los investigadores coinciden en considerar el hielo líquido como una mezcla formada por cristales de hielo, que se asume

2. ESTADO ACTUAL DE LAS INVESTIGACIONES

constituidos por agua pura, y una solución acuosa, que inicialmente tendrá una concentración de aditivos depresores del punto de congelación de valor γ_0 , que aumentará según aumenta el porcentaje de hielo alcanzado, siendo γ_{fl} el valor de la concentración de anticongelante en cada instante.

Existen diversas técnicas para la determinación de este porcentaje de hielo, variando entre ellas la complejidad del montaje experimental necesario para llevar a cabo la medida. Así, el nivel de precisión alcanzado dependerá tanto de la técnica empleada como de la precisión de los sensores utilizados y por ello, la elección de la técnica a emplear debe realizarse teniendo en cuenta todos los condicionantes que rodean cada proyecto de investigación.

Existen gran cantidad de trabajos en los que se presentan resultados experimentales para la relación entre la concentración de hielo y la temperatura en función de la concentración de anticongelante, entre los que pueden destacarse los trabajos de Bel y Lallemand [10, 11] o Guilpart et al. [40].

Por otro lado, Hansen y Kauffeld [43] recogen en su trabajo una interesante revisión de los principios de medida para la determinación de la concentración de hielo, que ordenan de acuerdo a la siguiente clasificación:

1. Medida de la temperatura del hielo líquido.
2. Medida de la densidad del hielo líquido.
3. Medida de la concentración del fluido portador.
4. Medida del coeficiente de transmisión de calor.
5. Medida de las propiedades viscosas.
6. Métodos calorimétricos.

Otros trabajos como el de Ayel et al. [6] se centran en el estudio de nuevas técnicas para la determinación en tiempo real de la concentración de hielo líquido.

Entalpía

Una vez determinado el porcentaje de hielo, la propiedad termodinámica más importante de la mezcla es su entalpía. El cálculo de la entalpía del hielo líquido requiere, además del conocimiento del porcentaje de hielo, el establecimiento de un modelo de cálculo. La precisión alcanzada dependerá de la complejidad del modelo empleado, aunque en general, un modelo de cálculo suficientemente preciso debe tener en cuenta la variación con la temperatura de la entalpía de las fases puras, la entalpía de disolución y el calor latente de cambio de fase.

Así, Melinder y Granryd [76] proponen el siguiente modelo para el cálculo de la entalpía de un hielo líquido:

$$i_{hl} = \phi \cdot i_h(T_{hl}) + (1 - \phi) \cdot i_{fl}(\gamma_{fl}, T_{hl}) \quad (2.2)$$

donde la entalpía del hielo, i_h , depende tanto de su calor específico como de su calor latente de fusión, según se recoge en la siguiente expresión:

$$i_h(T_{hl}) = \int_0^{T_{hl}} c_{p,h} dT - H_f \quad (2.3)$$

en la que H_f representa el calor latente de fusión del hielo a 0°C y $c_{p,h}$ representa el calor específico del hielo, cuya dependencia con la temperatura puede ajustarse con facilidad a polinomios del grado deseado, como la expresión obtenida por Bel y Lallemand [10].

De forma parecida, la entalpía de la fase líquida se calcula como:

$$i_{fl}(\gamma_{fl}, T_{hl}) = i_{0,ref} + \Delta i_M(\gamma_{fl}, T_{ref}) + \int_{T_{ref}}^{T_{hl}} c_{p,fl} dT \quad (2.4)$$

siendo $i_{0,ref}$ la entalpía del agua a la temperatura de referencia, $\Delta i_M(\gamma_{fl}, T_{ref})$ el calor latente de disolución en agua para una concentración γ_{fl} del anticongelante empleado — los valores de este calor latente de disolución pueden tomarse de cualquiera de las fuentes existentes, como *Heats of Mixing Data Collection* [22] o *Handbook of Heats of Mixing* [23] — y $c_{p,fl}$ el calor específico de la fase líquida que, para la mayoría de las disoluciones empleadas como refrigerante secundario, está recogido en el texto de Melinder [74].

Un estudio más detallado de los aspectos termodinámicos del cambio de fase en el hielo líquido es el que realizan Lottin et al. [63] en su trabajo, en el que discuten la clasificación general de los cambios de fase que se verifican en la mezcla binaria agua-anticongelante y plantean dos modelos para el cálculo de la entalpía de la fase líquida. De acuerdo con estos autores, los cambios de fase que se dan durante la fusión o la congelación del hielo líquido pueden clasificarse como transiciones de segundo orden, según el esquema de clasificación de Ehrenfest, que agrupa los cambios de fase de acuerdo al grado de discontinuidad que presentan; así, los cambios de fase de primer orden presentan discontinuidad en la primera derivada de la energía libre de Gibbs respecto a la temperatura, mientras que los cambios de segundo orden presentan discontinuidad en la segunda derivada.

El primer modelo planteado por los autores hace uso en su formulación del calor de disolución de la mezcla en función de la temperatura. En este modelo la entalpía de la mezcla agua-anticongelante se calcula como:

$$i_{fl}(\gamma_{fl}, T_{hl}) = (1 - \gamma_{fl}) \cdot \int_0^{T_{hl}} c_{p,agua}(T) dT + \gamma_{fl} \cdot \int_0^{T_{hl}} c_{p,s}(T) dT + \Delta i_M(\gamma_{fl}, T_{hl}) \quad (2.5)$$

El segundo modelo planteado por los autores coincide con el empleado por Melinder y Granryd [76] y en él, el calor de disolución ligado a la interacción molecular entre el

2. ESTADO ACTUAL DE LAS INVESTIGACIONES

agua y el anticongelante en la fase líquida se tiene en cuenta a través de la dependencia de la capacidad calorífica con la fracción másica de anticongelante:

$$i_{fl}(\gamma_{fl}, T_{hl}) = \int_0^{T_{hl}} c_{p,fl}(\gamma_{fl}(T), T) dT + \Delta i_M(\gamma_{fl}, 0^\circ\text{C}) \quad (2.6)$$

Este modelo es más sencillo en el sentido de que requiere conocer el calor de disolución de la mezcla sólo a una temperatura de referencia de 0°C , pero por otro lado requiere que se conozca con precisión la capacidad calorífica de la disolución.

Una forma habitual de presentar los valores de entalpía es a través de los diagramas fase-entalpía, que permiten visualizar con facilidad las variaciones de entalpía que se producen durante la fusión de un hielo líquido. En este campo es de nuevo Melinder la referencia, con varias publicaciones tanto en solitario, como acompañado de otros autores, en las que recoge diagramas fase-entalpía para la mayoría de las disoluciones usadas habitualmente como refrigerante secundario.

Calor específico aparente

Por diferenciación de los valores de entalpía se puede obtener el calor específico de un hielo líquido, aunque al valor así obtenido se le denomina calor específico aparente. Esto se debe a que, por definición, el calor específico de una sustancia es la cantidad de calor que se requiere para elevar en un grado Kelvin un gramo de dicha sustancia; en el caso del hielo líquido, cualquier variación de temperatura provoca una variación en el contenido en hielo y por tanto en la composición de la sustancia, por lo que no resulta correcto hablar de calor específico y se habla entonces de calor específico aparente.

Siguiendo el trabajo de Lottin et al. [63], la diferenciación de la entalpía respecto a la temperatura debe tener también en cuenta la variación en la concentración de hielo que se produce con la temperatura y de este modo, la expresión general para el calor específico aparente será:

$$c_{p,ap}(\gamma_0, T) = \left(\frac{di(\gamma_0, T)}{dT} \right)_p = \left(\frac{\partial i(\gamma_0, T)}{\partial T} \right)_{\phi, p} + \frac{d\phi}{dT} \left(\frac{\partial i(\gamma_0, T)}{\partial \phi} \right)_{T, p} \quad (2.7)$$

El desarrollo que los autores hacen de la ecuación anterior permite obtener una expresión para el valor de la discontinuidad que presenta el calor específico aparente del hielo a la temperatura de equilibrio — el valor del límite del calor específico aparente cuando la temperatura tiende a la de equilibrio por la izquierda no coincide con el límite por la derecha —, aunque la expresión final obtenida para este valor dependerá del modelo de cálculo elegido para el cálculo de la entalpía de la fase líquida de entre los dos que proponen los autores, recogidos en las ecuaciones (2.5) y (2.6).

Conductividad térmica

Con excepción del método presentado por Hofer et al. [44], hasta la fecha no se tiene constancia de ninguna publicación de prestigio en la que se citen ensayos experimentales orientados a la determinación experimental de la conductividad térmica de un hielo líquido, debido probablemente a la dificultad que entraña la realización de este tipo de ensayos con una sustancia como el hielo líquido que tiende rápidamente a estratificar y fundirse.

En todos los trabajos revisados, los autores han hecho uso de ecuaciones genéricas para la determinación de la conductividad térmica en mezclas bifásicas sólido-líquido.

Así, Bell y Lallemand [10] emplean la ecuación de Jeffrey, según la cual la conductividad térmica de un hielo líquido puede calcularse, expresada en $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ como:

$$k_{hl} = k_{fl}(1 + 3\varphi\delta + 3\varphi^2\delta^2\vartheta) \quad (2.8)$$

siendo $\vartheta = 1 + \frac{\delta}{4} + \frac{3\delta}{16} \left(\frac{\alpha+2}{2\alpha+3} \right)$, $\delta = \frac{\alpha-1}{\alpha+2}$, $\alpha = \frac{k_h}{k_{fl}}$ y φ la fracción volumétrica de hielo.

Por su parte, otros autores como Ben Lakhdar [16], Guilpart et al. [40] o Meewisse e Infante Ferreira [69] proponen emplear la ecuación de Tareef, que proporciona la siguiente expresión para la conductividad térmica, en $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$:

$$k_{hl} = k_{fl} \left(\frac{2k_{fl} + k_h - 2\varphi(k_{fl} - k_h)}{2k_{fl} + k_h + \varphi(k_{fl} - k_h)} \right) \quad (2.9)$$

Para el cálculo de la conductividad térmica del hielo, la mayoría de los autores coinciden en emplear la ecuación propuesta por Levy, según la cual se tiene, expresado en $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$:

$$k_h = 2,24 + 5,975 \cdot 10^{-3}(-T)^{1,156} \quad (2.10)$$

siendo T la temperatura del hielo en grados Celsius.

La conductividad térmica de la disolución puede calcularse a partir de los datos publicados por Melinder [74].

Viscosidad dinámica

El fluido portador en un hielo líquido puede generalmente ser considerado como un fluido newtoniano, consideración que puede extenderse al propio hielo líquido cuando el porcentaje másico de hielo es bajo. La mayoría de los autores coinciden en considerar que el valor de la fracción másica de hielo que representa la frontera entre el comportamiento newtoniano y el no newtoniano se encuentra entre el 6 y el 15 %.

El modelo más habitualmente empleado para la determinación de la viscosidad en una suspensión es el desarrollado por Thomas que, además de la concentración de partículas sólidas, tiene en cuenta la interacción que se produce entre estas partículas.

Expresado en términos generales, este modelo establece que la viscosidad de una suspensión de partículas depende de la viscosidad de la fase líquida y la concentración de partículas:

2. ESTADO ACTUAL DE LAS INVESTIGACIONES

Modelo	Ecuaciones	
Ostwald	$\tau = K'\dot{\gamma}^{n'}$	$\dot{\gamma} \geq 0$
Bingham	$\tau = \tau_0 + \mu_B\dot{\gamma}$ $\dot{\gamma} = 0$	$\tau > \tau_0$ $\tau < \tau_0$
Herschel-Buckley	$\tau = \tau_0 + K'\dot{\gamma}^{n'}$ $\dot{\gamma} = 0$	$\tau > \tau_0$ $\tau < \tau_0$
Casson	$\tau = \left(\tau_0^{1/2} + \mu_c^{1/2}\right)^2$ $\dot{\gamma} = 0$	$\tau > \tau_0$ $\tau < \tau_0$

Tabla 2.1.: Modelos no newtonianos para el cálculo de la viscosidad.

$$\mu_{hl} = \mu_{fl}(1 + 2,5\varphi + 10,05\varphi^2 + 0,00273 \exp(16,6\varphi)) \quad (2.11)$$

El modelo, que considera flujo homogéneo y no newtoniano, es válido en general para concentraciones de hasta un 62.5 % de fase sólida y para cualquier tamaño de partícula comprendido entre 0.099 y 435 μm . Para el caso concreto del hielo líquido, el modelo está limitado a concentraciones de hielo inferiores al 15 %, ya que por encima de ese valor el fluido se aleja del comportamiento newtoniano y el modelo arroja valores de viscosidad superiores a los obtenidos experimentalmente

Existe además una gran cantidad de modelos alternativos para el cálculo de la viscosidad en suspensiones newtonianas, como pueden ser los modelos de Guth y Simha, Vand, Mooney, Jeffrey, Frankel y Acrivos o Simha, que como afirman Kitanovski y Poredoš [54] se basan en los trabajos de Einstein sobre esferas y su ecuación para la viscosidad y cuyo uso está mucho menos extendido que el del modelo de Thomas.

Cuando el contenido en hielo es importante, el comportamiento del fluido es no newtoniano, perdiendo entonces validez el modelo de Thomas. En este caso existen varios modelos no newtonianos que pueden emplearse para la caracterización de la viscosidad de un hielo líquido y cuya expresión resumida se recoge en la tabla 2.1, tomada de Ayel et al. [5]. Común a la mayoría de estos modelos son la dependencia de la viscosidad con la velocidad de cizalladura, $\dot{\gamma}$, y la existencia de una tensión de fluencia, τ_0 , por debajo de la cual no se observa flujo. De acuerdo con Ayel, esta tensión de fluencia no puede considerarse una propiedad fundamental del material, ya que su valor depende tanto del modelo como del viscosímetro empleado.

2.3. PATRONES DE FLUJO EN HIELO LÍQUIDO

Durante la circulación a través de un conducto de un flujo de partículas sólidas suspendidas en un medio líquido, las fases sólida y líquida puede distribuirse en distintas configuraciones geométricas en función de ciertos factores como son las propiedades de las fases líquida — propiedades reológicas y densidad — y sólida — densidad del material

2.3. PATRONES DE FLUJO EN HIELO LÍQUIDO

y tamaño y esfericidad de las partículas —, la velocidad del fluido y la forma, tamaño e inclinación del conducto.

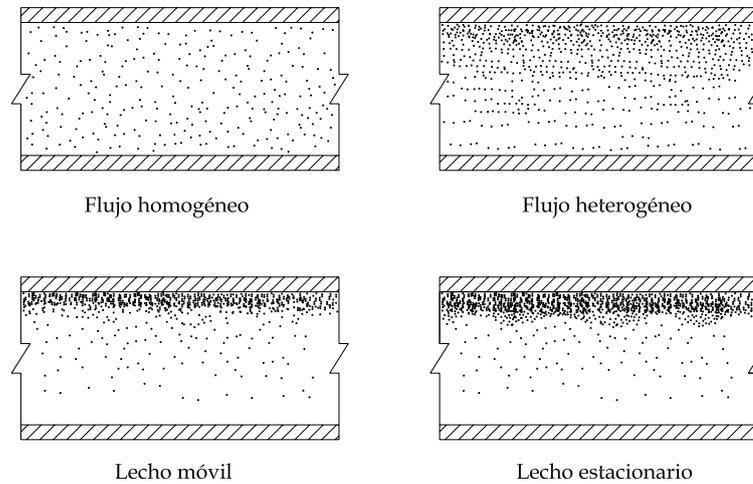


Figura 2.1.: Patrones de flujo en un conducto horizontal.

De acuerdo con Kitanovski et al. [52, 55], este tipo de flujo se puede clasificar en cuatro categorías:

- **Flujo homogéneo:** gracias a la elevada velocidad del fluido, las partículas sólidas se distribuyen de forma uniforme en toda la sección transversal del conducto, asumiéndose normalmente que no hay deslizamiento entre ambas fases, es decir, que la velocidad de las partículas sólidas es la misma que la de la fase líquida. Para que se presente este tipo de flujo es necesario un reducido tamaño de partícula — menor de 1 mm de diámetro — además de una alta velocidad del fluido.
- **Flujo heterogéneo:** cuando la velocidad del fluido no es suficientemente elevada o el tamaño de las partículas es demasiado grande, la distribución de partículas se hace no uniforme, existiendo un mayor número de partículas en la zona superior o inferior del conducto — dependiendo de la relación de densidades entre las fases — que en el resto. En el caso del hielo líquido, la acumulación de partículas se produce en la zona superior del conducto, al ser la densidad del hielo menor que la del fluido.
- **Lecho móvil:** al disminuir aún más la velocidad del fluido, o aumentar el tamaño de las partículas, éstas se acumulan, formando una capa que se desplaza a lo largo de la zona superior — o inferior — del conducto. En ocasiones, la zona inferior — o superior — de esta capa no es totalmente plana, sino que muestra una forma unas ondulaciones similares a las dunas que se producen en la arena.
- **Lecho estacionario:** esta situación se presenta cuando la velocidad del fluido es tan baja o el tamaño de las partículas es tan grande, que la fase líquida no es

2. ESTADO ACTUAL DE LAS INVESTIGACIONES

capaz de arrastrar a las partículas sólidas, que quedan formando una capa inmóvil en la zona superior — o inferior — del conducto.

La figura 2.1 muestra el aspecto que presentaría una sección longitudinal del conducto para cada uno de los patrones de flujo descritos.

Velocidad de transición

Existen numerosos estudios que analizan la velocidad del fluido para la que se produce la transición entre los distintos patrones de flujo. Así, Kitanovsky y Poredoš [54] realizan un estudio de las propiedades del hielo líquido para un flujo heterogéneo, en el que estudian la influencia que tienen diversos parámetros en el valor de la velocidad del fluido para el que se produce la transición entre flujo homogéneo y flujo heterogéneo.

La velocidad mínima para la que todas las partículas sólidas permanecen en suspensión se denomina *velocidad crítica de deposición* y marca la transición a unas condiciones generalmente indeseables en las que aparece un lecho de partículas que entorpece el flujo normal del fluido.

Darby [26] presenta varias correlaciones que permiten obtener el valor tanto de la velocidad de transición entre flujo homogéneo y heterogéneo como de la velocidad crítica de deposición, si bien se trata de correlaciones genéricas, para su aplicación a cualquier tipo de suspensión.

Para el caso concreto del hielo líquido existen pocos trabajos en los que se aborde la determinación de estas velocidades, pudiendo destacarse la aportación que sobre el tema hacen en su trabajo Kitanovsky et al. [52, 54, 55]. De acuerdo con Kitanovski y Poredoš [54], el perfil de concentraciones de hielo puede determinarse empleando la ecuación de difusión para flujo turbulento. La transición entre flujo heterogéneo y flujo con lecho móvil o estacionario depende de este perfil de concentraciones, que puede determinarse conociendo el coeficiente de difusión local y la velocidad terminal de estancamiento de una partícula de hielo. Estos parámetros son función del diámetro de la conducción, tamaño de partícula, relación de densidades hielo-fase líquida, concentración de hielo y velocidad media del fluido.

De acuerdo con Ayel et al. [5], las fuerzas que actúan sobre una partícula sólida sumergida en una corriente fluida son: la fuerza gravitacional, que actúa verticalmente y hacia abajo, la fuerza de flotación, que actúa en sentido opuesto a la anterior, y la fuerza de arrastre que sobre la partícula provoca el flujo; esta última fuerza depende de la diferencia de velocidades entre las fases sólida y líquida. Además actúan otras fuerzas más complicadas de determinar, debidas a la interacción entre partículas y entre las partículas y las paredes del conducto.

Por tanto, la velocidad de transición dependerá de varios parámetros, entre los que cabe destacar:

- **Tamaño y forma de partícula:** estos factores actúan principalmente en el valor del coeficiente de arrastre del fluido sobre los cristales de hielo. La fuerza de arrastre se puede calcular de forma relativamente simple para partículas rígidas

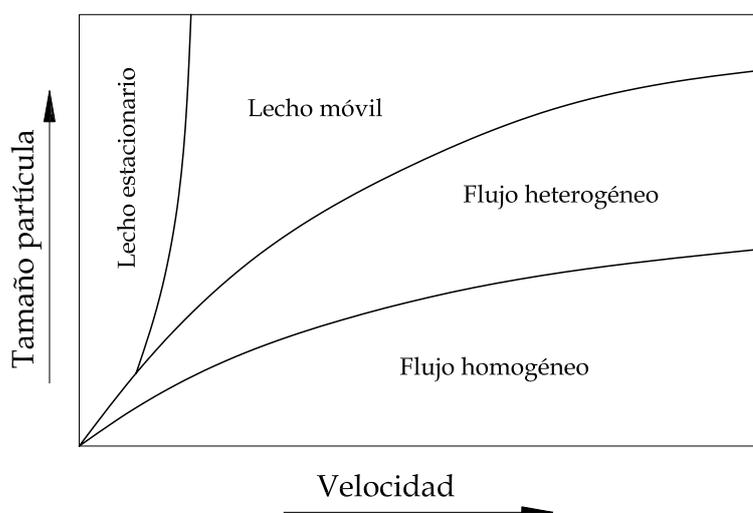


Figura 2.2.: Influencia de la velocidad del fluido y el tamaño de partícula en el desarrollo del flujo ($\phi = \text{cte.}$).

de forma esférica, pero su influencia resulta más difícil de determinar cuando la forma de las partículas se aleja de la esférica.

- **Densidad de las partículas:** la densidad relativa entre las partículas y el fluido portador influye de forma importante en la velocidad de transición.
- **Concentración de sólido:** las interacciones y choques entre partículas hacen disminuir la velocidad de transición. Por otro lado, una alta concentración de hielo favorece la floculación de los cristales, produciéndose una aglomeración de partículas que atrapa fluido, desplazándose el conjunto a velocidades de sedimentación mayores que las que se tendrían para partículas aisladas. Estas formaciones están controladas por la naturaleza del flujo y por el momento no se conoce la influencia relativa de la floculación y la interacción entre partículas, por lo que no puede describirse con precisión el fenómeno de estratificación de los cristales de hielo.

La figura 2.2 muestra la influencia de la velocidad del fluido y el tamaño de partícula en el patrón de flujo, cuando se mantiene constante el valor de la concentración de la fase sólida (ϕ).

2.4. PÉRDIDA DE PRESIÓN EN CONDUCTOS

En una suspensión, la pérdida de presión en un conducto tiene una fuerte dependencia con el régimen de flujo, tal y como puede observarse en la figura 2.3, obtenida de Darby [26].

En esta figura, la línea recta de trazos y puntos representa el comportamiento del fluido portador para un tamaño de conducto dado. Se aprecia como la pérdida de presión

2. ESTADO ACTUAL DE LAS INVESTIGACIONES

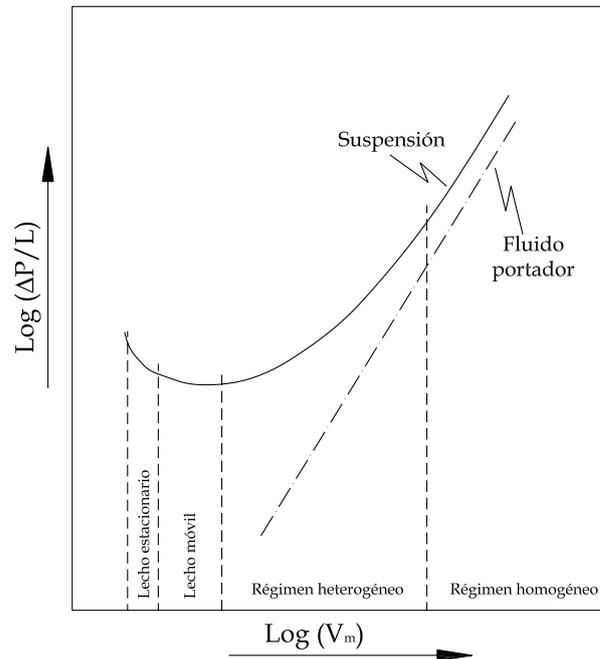


Figura 2.3.: Pérdida de presión frente a velocidad media del fluido para una suspensión sólida [26].

en la suspensión es en todo momento superior a la que se tiene para el fluido portador, incrementándose la diferencia entre ambas según aumenta el nivel de heterogeneidad. Estas características generales han sido observadas en una amplia variedad de suspensiones, aunque no se ha podido llegar a un análisis exacto y una predicción cuantitativa de esta curva.

Para el caso concreto del hielo líquido, en la mayoría de los estudios realizados hasta la fecha, la evolución de la pérdida de presión se ajusta bastante bien a la tendencia general descrita por Darby. Así, del trabajo realizado por Bell y Lallemand [11], con velocidades de fluido inferiores a 1 m/s, puede deducirse que para concentraciones de hielo inferiores al 10 % la influencia del contenido en hielo es despreciable en todos los rangos de gasto másico ensayados, mientras que la pérdida de presión aumenta fuertemente a partir de un valor de concentración comprendido entre el 10 y el 15 %, sin que aparentemente exista influencia de la velocidad del fluido; para contenidos en hielo superiores al 15 %, los autores encuentran que la pérdida de presión depende cada vez más de la velocidad del fluido. Conclusiones parecidas pueden obtenerse del trabajo realizado por Lee et al. [58, 59], en el que se puede apreciar como en todo el rango de velocidades cubierto — entre 0 y 2,5 m/s — la pérdida de presión para el hielo líquido es mayor que la que se tiene para la disolución en estado líquido; se observa asimismo que si bien a bajas velocidades existen importantes diferencias en los valores de pérdida de presión que se obtienen en función de la concentración de hielo, estas diferencias se hacen menores al aumentar la

2.4. PÉRDIDA DE PRESIÓN EN CONDUCTOS

velocidad del fluido, lo que para los autores tiene su explicación en la mayor difusión de partículas que se produce al aumentar la velocidad, que acerca el comportamiento del hielo líquido al de un líquido homogéneo. Por el contrario, de algunos trabajos como el de Knodel et al. [56] se deduce que, si bien para contenidos en hielo inferiores al 2 % el factor de fricción del hielo líquido es similar al de la disolución sin presencia de hielo, al aumentar la concentración de hielo, el factor de fricción cae por debajo de los valores que se tienen para la disolución, en una tendencia opuesta a lo normalmente encontrado en suspensiones de partículas. Los autores justifican estos resultados en el gran tamaño de los cristales de hielo empleados —entre 2 y 3 mm, frente a cristales de tamaño muy inferior a 1 mm usados normalmente por otros investigadores—, que origina una disminución en la turbulencia del flujo como consecuencia de la interacción entre las partículas y el fluido, que no se produce cuando se emplean partículas de menor tamaño. En el trabajo de Niezgodá-Żelasko y Zalewski [79] los autores detectan también que, para concentraciones de hielo líquido por encima del 10 %, se produce una disminución en la pérdida de presión respecto a la que se tendría para el fluido portador. Sin embargo en este caso los ensayos están realizados con un tamaño de cristales de hielo muy inferior al empleado por Knodel —entre 100 y 150 μm —, invalidando en cierta forma la explicación dada por Knodel.

La tabla 2.2 recoge los principales trabajos experimentales efectuados hasta la fecha en los que se ha efectuado un estudio de los fenómenos de pérdida de presión y transmisión de calor en hielo líquido. Los valores del número de Reynolds recogidos en la tabla se han calculado para una temperatura de referencia de 0°C a la que han sido evaluadas la densidad y viscosidad de las distintas disoluciones empleadas en cada caso.

No se han incluido en la tabla anterior aquellos estudios realizados con suspensiones de partículas de propiedades similares a las del hielo. Entre estos últimos se puede destacar el trabajo de Stutz y Reghem [100], que reemplazan el hielo ($\rho_h \simeq 917\text{kg/m}^3$) por un material de características similares, en concreto partículas esféricas de polipropileno ($\rho_p \simeq 869\text{kg/m}^3$) de unos 3 mm de diámetro, buscando con ello obtener una mayor estabilidad en las propiedades del fluido de trabajo. En este trabajo se desarrollan tres modelos con los que se pretende obtener la relación existente entre la pérdida de presión en un conducto y los parámetros que tienen influencia en su valor.

Asimismo existen otros trabajos muy interesantes, como el de Egolf et al. [33], en el que se desarrolla un modelo matemático que permite predecir las características del proceso de fusión de un hielo líquido y los valores de pérdida de presión y transmisión de calor, aunque no se ha incluido en la tabla 2.2 por no tratarse de un estudio experimental.

Las conclusiones deducidas de los distintos trabajos recogidos en la tabla 2.2 presentan en muchos casos importantes contradicciones. Estas contradicciones están probablemente motivadas por la variabilidad en las condiciones de ensayo entre unos trabajos y otros y por el hecho de que, al no emplear parámetros adimensionales para la presentación de los resultados, las conclusiones de los distintos ensayos no son comparables entre sí. Se hace por tanto necesario continuar investigando en este tema, partiendo de un análisis que permita determinar con claridad cuáles son las variables que influyen en el proceso de pérdida de presión y tratando esas variables de forma adimensional, obteniendo así

2. ESTADO ACTUAL DE LAS INVESTIGACIONES

conclusiones de validez universal.

Autores	Tipo hielo líquido	Reynolds cubierto	Tipo ensayo
Bell y Lallemand[11]	Disoluc. etanol 10 % $\phi = 0 \div 30 \%$ $d < 400\mu\text{m}$	Re=100÷4000	Pérdida presión Transmisión calor
Ben Lakhdar et al.[16]	Disoluc. etanol 11 % $\phi = 0 \div 35 \%$ $d < 400\mu\text{m}$	Re=3÷8000	Transmisión calor
Knodel et al.[56]	$\phi = 0 \div 11 \%$ $d = 2 \div 3\text{mm}$	Re=40000÷70000	Pérdida presión Transmisión calor
Nørgaard et al.[80]	Disoluc. propilenglicol 16 % $\phi = 0 \div 30 \%$	Re=300÷5000	Pérdida presión Transmisión calor
Lee et al.[58, 59]	Disoluc. etilenglicol 6.5 % $\phi = 0 \div 30 \%$ $d_m = 270\mu\text{m}$	Re=650÷27500	Pérdida presión Transmisión calor
Bellas et al.[12]	Disoluc. propilenglicol 5 % $\phi = 0 \div 25 \%$ $d = 170 \div 600\mu\text{m}$	Re=100÷1000	Pérdida presión Transmisión calor
Doetsch[29]	$\phi = 10 \div 45 \%$	Re=1000÷100000	Pérdida presión
Stamatiou y Kawaji[97]	Disoluc. NaCl 6.2 % $\phi = 0 \div 24 \%$ $d = 100 \div 200\mu\text{m}$	Re=210÷11000	Transmisión calor
Bedecarrats et al.[8]	Disoluc. etanol 10 % $\phi = 0 \div 25 \%$ $d_m = 100\mu\text{m}$	Re=650÷10000	Pérdida presión Transmisión calor
Niezgoda et al.[78, 79]	Disoluc. etanol 10.6 % $\phi = 0 \div 30 \%$ $d = 100 \div 150\mu\text{m}$	Re=350÷30000	Pérdida presión Transmisión calor

Tabla 2.2.: Estudios experimentales de pérdida de presión y transmisión de calor en hielo líquido.

2.5. TRANSMISIÓN DE CALOR

Para valorar la transmisión puede emplearse bien el coeficiente h de transmisión de calor por convección bien el número de Nusselt (Nu), que representa la adimensionalización del coeficiente h . Como regla general, la mayoría de los estudios efectuados con hielo líquido muestran que la transmisión de calor aumenta con el flujo —velocidad, gasto másico o Reynolds—, coincidiendo la mayoría de los investigadores en que un

incremento en el contenido en hielo supone también un aumento en el valor del Nusselt, aunque de nuevo Knodel et al. [56] y Niezgoda-Żelasko [78] encuentran un comportamiento distinto. Así Knodel et al. apreciaron que con el aumento en la concentración de hielo se produce una disminución en los valores del Nusselt, que los autores atribuyen al mismo fenómeno de relaminización que provoca una reducción de la fricción. Por su parte Niezgoda-Żelasko encontró que existe una zona de transición para concentraciones de hielo entre el 10 y el 20 % — el valor exacto depende de las condiciones del flujo — por encima de la cual los valores de h obtenidos con hielo líquido para una cierta velocidad del fluido pueden ser inferiores a los correspondientes al fluido portador circulando a esa misma velocidad.

Muchos de los autores que han realizado trabajos en este campo han tratado de obtener correlaciones experimentales que permitan predecir el valor del Nusselt, aunque los parámetros empleados para predecir este valor difieren de unos investigadores a otros; asimismo hay autores que proponen una sola correlación válida para un amplio rango de concentración de hielo y valores de Reynolds, mientras que otros distinguen entre baja y alta concentración de hielo.

Así por ejemplo, autores como Ben Lakhdar et al. [16] proponen la siguiente expresión, válida para todo el rango cubierto en sus ensayos ($3 < Re < 2000$ y $\phi < 35\%$).

$$Nu = 38,3 \cdot Gz^{0,15} \phi^{0,52} \quad (2.12)$$

siendo en esta expresión Gz el número de Graetz, cuyo valor depende del diámetro del conducto y la distancia axial a lo largo del mismo, además de depender de los números de Reynolds y Prandtl.

Estos mismos autores proponen también distinguir entre las condiciones de baja y alta concentración de hielo ($\phi \leq 9\%$ y $\phi > 9\%$), en cuyo caso las expresiones propuestas son similares a la (2.12), aunque variando los valores de las constantes.

Por su parte, Bel y Lallemand [11] proponen expresiones alternativas en las que, si bien no se hace uso del número de Graetz, si se emplean los números de Reynolds axial y tangencial, además del número de Prandtl:

$$Nu = (Re_a + Re_t)^{0,165} \cdot Pr^{0,211} \quad (2.13)$$

Otros autores como Bellas et al. [12] o Stamatiou et al. [97, 98] no obtienen una correlación experimental a la que ajustar sus datos, aunque si analizan la dependencia del Nusselt con el Reynolds y la concentración de hielo. Para Stamatiou y Kawaji [97], que ensayaron el comportamiento de intercambiadores de calor, localmente el Nusselt permanece relativamente constante frente a variaciones en la concentración de hielo, aunque de forma global para todo el intercambiador, sí que se aprecia influencia, aumentando el valor del Nusselt al aumentar la concentración de hielo. Estos resultados difieren de lo observado por Bellas et al, para quienes la concentración de hielo no afecta al coeficiente global de transmisión de calor. En lo que si hay coincidencia en estos trabajos es en la influencia del Reynolds, pues tanto local como globalmente coinciden en apreciar que un aumento en el valor del Reynolds implica una mejora del Nusselt.

2. ESTADO ACTUAL DE LAS INVESTIGACIONES

Bedecarrats et al. [8, 9] presentan también gráficamente en sus trabajos la dependencia del coeficiente global de transmisión de calor con la concentración de hielo y el gasto másico. Los resultados son contradictorios, pues si bien en el primero de sus trabajos encuentran que la presencia de hielo produce una clara disminución de la transmisión de calor frente a la que se tiene en ausencia de hielo, en el segundo de sus trabajos las conclusiones generales son las mismas que las obtenidas por Stamatiou y Kawaki, aunque apreciándose además la existencia de un valor crítico para la concentración de hielo por debajo del cual el coeficiente de transmisión de calor permanece casi constante pero que, una vez superado, conduce a un importante aumento en la transferencia de calor; el valor de esa concentración crítica depende además del gasto másico, subiendo su valor al aumentar el gasto.

En la tabla 2.2 se han recogido los datos básicos sobre las condiciones en las que fueron llevados a cabo los ensayos citados. Al igual que ocurre con la pérdida de presión, existen también en el análisis de la transmisión de calor importantes discrepancias, no sólo entre autores, sino también incluso entre diferentes ensayos efectuados por un mismo autor, que aconsejan seguir ahondando en un estudio riguroso del proceso.

2.6. GENERACIÓN DE HIELO LÍQUIDO

Aunque el análisis del proceso de generación del hielo líquido no entra dentro de los objetivos de esta tesis, sí ha sido necesario dedicar un esfuerzo importante a su estudio hasta alcanzar un adecuado conocimiento de la instalación, necesario para generar hielo líquido en unas condiciones de estabilidad que garanticen la precisión de los ensayos programados. Dado que el generador de hielo líquido empleado en esta tesis es de superficie interior rascada y que, como ya se dijo en el Capítulo 1, esta técnica es la única que ha alcanzado hasta la fecha un cierto nivel de implantación industrial, se ha considerado interesante realizar una revisión en profundidad de aquellos trabajos publicados hasta la fecha en los que se estudia el funcionamiento de los sistemas de generación de hielo líquido dotados de elementos rascadores.

Por su similitud con las condiciones de generación con las que se ha trabajado en esta tesis, resulta especialmente destacable el trabajo de Stamatiou y Kawaji [97], que obtienen el coeficiente de transmisión de calor en un generador vertical de hielo líquido de superficie plana rascada. El hielo líquido se genera a partir de una disolución al 2.8 % —o 6.2 %— de NaCl, obteniéndose concentraciones de hielo en el rango de 0 al 10 %. Es posible actuar sobre la velocidad del rascador y sobre el caudal de hielo líquido que se hace circular a través del generador, obteniéndose valores para el número de Reynolds axial comprendidos entre 500 y 4000, mientras que el número de Reynolds de rascado varía entre 0 y 5000. En estas condiciones se obtuvieron los valores del coeficiente de transmisión de calor, tanto en la cara refrigerada como en la cara rascada, estudiándose para este último caso la influencia de ciertos parámetros como la dispersión axial —directamente relacionada con el gasto másico— y la velocidad de rascado. Los resultados obtenidos muestran que por encima de un cierto valor, la influencia del gasto es prácticamente despreciable, mientras que un aumento en la velocidad de rascado

2.7. ALMACENAMIENTO DE HIELO LÍQUIDO

supone siempre una mejora en los valores del coeficiente de transmisión de calor. El trabajo estudia también la influencia de la concentración de hielo, pudiéndose deducir de los resultados obtenidos que, durante el proceso de generación de hielo, los valores del coeficiente de transmisión de calor suben al aumentar la concentración de hielo, siendo en cualquier caso mayores que los que se tienen en ausencia de hielo.

Resulta también destacable el trabajo de Matsunaga et al. [68]. En este caso el fluido de trabajo empleado es una disolución acuosa de jarabe de maíz y el generador de hielo líquido está formado por un intercambiador de calor de cilindros concéntricos, en el que el hielo líquido circula por el interior del cilindro de menor diámetro y el raspado de las paredes se produce gracias a la acción de cuatro cuchillas dotadas de movimiento circular continuo de velocidad regulable. En este caso se estudia la dependencia del coeficiente de transmisión de calor con el gasto másico —a través del Reynolds axial— y la velocidad de raspado —a través de Reynolds de rotación—, obteniéndose prácticamente las mismas conclusiones que en el caso anterior, con una muy ligera dependencia del Nusselt con el gasto y una dependencia más clara con la velocidad de rotación del raspador.

Una de las publicaciones más recientes es la efectuada por Ben Lakhdar et al. [15]. En este trabajo se estudia la influencia en el fenómeno de transmisión de calor de varios parámetros como son el tipo de fluido empleado, el gasto másico, la velocidad de raspado o la distancia entre las cuchillas y la pared. El generador empleado es similar al empleado por Matsunaga et al. [68], aunque en lugar de cuatro cuchillas raspadoras se emplean sólo dos. Para estudiar la influencia del tipo de fluido, se emplean dos disoluciones distintas, una elaborada con agua y sacarosa, con la que se pretende estudiar las aplicaciones de los intercambiadores de superficie raspada en la fabricación de helados y otra elaborada con agua y etanol, con la que se pretende estudiar el comportamiento de estos generadores en la elaboración de refrigerantes secundarios. Las conclusiones obtenidas en este trabajo están en la misma línea que los demás trabajos mencionados, observándose una clara mejora en la transmisión de calor al aumentar la velocidad de raspado y una muy ligera mejora al aumentar el gasto másico. Además se observa que al aumentar la distancia entre las cuchillas raspadoras y la pared disminuye el coeficiente de transmisión de calor, lo que los autores justifican en la formación de una fina capa de hielo en la pared del intercambiador que no llega a ser arrancada en ningún momento por las cuchillas.

Existen también trabajos de carácter numérico, como el de Hong et al. [45], que tratan de simular el fenómeno de generación de hielo líquido en un intercambiador cilíndrico de superficie interior raspada por movimiento circular continuo. En este trabajo se obtienen resultados como el perfil axial de temperaturas, el campo de velocidades en el interior del generador o la influencia en la temperatura de salida de factores como la velocidad de entrada o la viscosidad del fluido.

2.7. ALMACENAMIENTO DE HIELO LÍQUIDO

Uno de los objetivos principales de esta tesis es la caracterización de los procesos de pérdida de presión y transmisión de calor para el hielo líquido en función de todos los

2. ESTADO ACTUAL DE LAS INVESTIGACIONES

parámetros de influencia, entre los que, sin duda, es el contenido en hielo el que tiene una mayor importancia. Por esta razón no sólo es necesario ser capaces de medir con gran precisión ese contenido en hielo, sino que también se necesita mantenerlo constante durante periodos de tiempo lo suficientemente prolongados para poder completar los ensayos. Para ello es vital mantener un estricto control sobre las condiciones de almacenamiento del hielo líquido a ensayar, que han de ser lo más homogéneas posible. Así, aunque de forma similar a lo que ocurre con el proceso de generación del hielo líquido, el estudio del proceso de almacenamiento tampoco está dentro de los objetivos de esta tesis, durante las primeras fases de desarrollo de la misma ha sido necesario dedicar un importante esfuerzo a su estudio, por lo que se ha creído conveniente presentar aquí una revisión de los parámetros que influyen sobre las condiciones de almacenamiento.

Modificaciones en el hielo líquido durante su almacenamiento con agitación

De acuerdo con Pronk et al. [83, 84] se puede considerar que son tres los mecanismos que alteran la distribución de tamaños de los cristales de hielo de un hielo líquido durante su almacenamiento:

- **Atrición:** en depósitos de almacenamiento con agitación mecánica, los cristales de hielo pueden verse dañados por colisiones con otros sólidos como el agitador, las paredes del depósito u otros cristales de hielo. A cualquier daño originado de esta forma se le denomina atrición. En general, pueden distinguirse dos tipos distintos, ruptura y abrasión. La ruptura se produce en choques violentos, que romper el cristal en varios fragmentos con un ancho espectro de tamaños. Cuando la energía de la colisión no es suficiente para romper el cristal en varios trozos, puede ocurrir que el choque provoque que una pequeña parte del cristal sea arrancada del original, en un fenómeno conocido como abrasión, que genera cristales mucho más pequeños que los originales. No existe mucha información sobre el fenómeno de la atrición en cristales de hielo líquido, aunque en cierta medida, esa información puede obtenerse por comparación con el comportamiento de otros tipos de cristales.
- **Aglomeración:** cuando dos cristales chocan en el seno de una suspensión saturada, puede ocurrir que se adhieran formando un único cristal, en un mecanismo conocido como aglomeración. Si este fenómeno se produce de una forma importante, el tamaño medio de los cristales de hielo almacenados puede aumentar considerablemente, a la vez que desciende el número total de cristales. Los cristales de hielo muestran una fuerte tendencia a la aglomeración, por lo que es un fenómeno al que es preciso prestar atención.
- **Maduración de Ostwald:** el hielo líquido contenido en un tanque de almacenamiento presenta inicialmente un amplio espectro de tamaños de cristales de hielo, de los más pequeños a los más grandes. Como consecuencia de sus distintas energías superficiales, estos distintos tamaños de cristal no tienen la misma

2.7. ALMACENAMIENTO DE HIELO LÍQUIDO

temperatura ni concentración de equilibrio, de forma que los cristales más pequeños tienden a disolverse, mientras que los más grandes tienden a crecer. El efecto resultante es que tras un periodo de almacenamiento, el tamaño medio de los cristales aumenta, mientras que la concentración de hielo permanece más o menos constante. A este fenómeno se le conoce como maduración de Ostwald, y se presenta tanto en almacenamiento con agitación como sin agitación.

Pronk et al. [83, 84] estudiaron como influían diversos parámetros en los distintos mecanismos de variación del tamaño de los cristales en un tanque de acumulación dotado de agitación mecánica. De acuerdo con sus conclusiones, durante el almacenamiento isoterma se produce un fuerte aumento en el tamaño de los cristales, principalmente atribuible a la maduración de Ostwald, pues de las imágenes captadas se puede deducir que la aglomeración de cristales juega un papel menor. De hecho, según los autores, la aglomeración sólo tiene importancia para concentraciones molares por debajo de 1 mol %. Además, la velocidad de maduración decrece al aumentar la concentración de soluto, observándose también que otro factor importante es el tipo de soluto empleado, pues para una disolución al 10 % de sacarosa obtuvieron una velocidad de maduración mucho mayor que la obtenida para una disolución al 10 % de etanol. Por último, encontraron que un aumento de la velocidad de agitación produce asimismo un aumento en la velocidad de maduración, probablemente debido a que la agitación mejora el coeficiente de intercambio de masa, aunque la influencia de la velocidad de agitación es muy débil.

Resulta muy interesante también el estudio que Meili et al. [73] hacen de los sistemas de almacenamiento con agitación. En este caso se centran en la obtención, para la geometría de depósito de almacenamiento estudiada, de los valores de frecuencia de agitación crítica, por encima de los cuales se obtiene una distribución homogénea de partículas de hielo en el interior del depósito. Los autores consideran que el valor óptimo para la frecuencia de agitación debe ser un 20 % superior a esa frecuencia crítica. Hay que tener presente que los valores obtenidos por los autores no son extrapolables a situaciones distintas, pues la frecuencia crítica de agitación depende tanto de la geometría del depósito como del sistema de agitación empleado — hélices, conos, etc. — y, sobre todo, del porcentaje de hielo alcanzado. Por último, no siempre es posible alcanzar una situación de distribución homogénea, de hecho, los autores encontraron que a elevadas concentraciones de hielo, les resultaba imposible obtener una situación homogénea en el depósito, debido probablemente en su caso a un tamaño demasiado pequeño de los conos empleados en el sistema de agitación; la solución en ese caso sería aumentar el tamaño o el número de conos.

Resulta interesante considerar las particularidades que pueden presentarse en algunas aplicaciones concretas y que pueden afectar a las condiciones de almacenamiento. Así, en aplicaciones de refrigeración, la demanda de frío por las noches es muy inferior a la que se tiene durante el día y, en muchas ocasiones despreciable, por lo que se pueden obtener ahorros energéticos importantes si se detiene el funcionamiento de los equipos de agitación durante esos periodos. Para ello, el sistema de agitación debe ser capaz, al arrancar de nuevo por la mañana, de llevar de nuevo la distribución de partículas en el depósito hasta una situación homogénea, antes de que puedan arrancar las bombas

2. ESTADO ACTUAL DE LAS INVESTIGACIONES

que han de transportar el hielo líquido hasta las zonas de consumo. En los ensayos efectuados por Meili et al. [73] se obtuvo que, para tiempos de parada de 15 horas, en sólo 5 minutos se pudo alcanzar de nuevo una situación homogénea en el interior del tanque, siendo el tiempo inferior para periodos de parada menores. No se estudió en estos ensayos si la variación experimentada en la geometría de los cristales durante los periodos de almacenamiento sin agitación es distinta a la que se tendría en esos mismos periodos de tiempo con el sistema de agitación en funcionamiento.

Comportamiento de los equipos de almacenamiento sin agitación

En aquellas aplicaciones en las que la distribución de frío se realiza a través de la fase líquida, se emplean equipos de almacenamiento en los que no existe agitación mecánica. Esta situación se ha contemplado también en los capítulos finales de esta tesis, al realizar una comparación entre las características de funcionamiento de dos tipos de intercambiadores de calor cuando por su interior circula hielo líquido o sólo su fase líquida.

En este tipo de aplicaciones, tanto si la entrada de hielo líquido al depósito se produce por la parte superior del mismo, como si se produce por la parte inferior, la evolución es siempre la misma. Al no existir agitación, el hielo tiende a separarse de la fase líquida, formándose una capa de hielo en la zona superior del depósito, que crece hacia el fondo del mismo según aumenta el contenido en hielo.

En este tipo de sistemas son dos las variables de interés. Por un lado interesa conocer cual va a ser la evolución temporal de la capa de hielo que se forma, ya que de esta evolución dependerá el obtener una mayor o menor capacidad de almacenamiento de hielo. Por otro lado, para que ese almacenamiento tenga un efecto útil es preciso que la distribución del frío almacenado se haga de una forma eficiente, para lo que será necesario conocer la evolución que sigue la fusión del hielo en el interior del depósito.

La figura 2.4 muestra la evolución de la capa de hielo en este tipo de depósitos. Cuando la temperatura de la disolución almacenada en el depósito cae por debajo del punto de congelación, comienza a observarse la aparición de los primeros cristales de hielo que, al tener menor densidad que la disolución, quedan flotando en la parte superior. Según sigue produciéndose el suministro de hielo líquido, la fase fluida atraviesa la capa de hielo y queda en la parte inferior del depósito, mientras que el hielo se acumula, creciendo la capa de hielo tanto horizontal como verticalmente. Finalmente, cuando la capa de hielo alcanza el fondo del depósito, el hielo comienza a apilarse por encima del nivel inicial de fluido, a la vez que ese nivel de fluido comienza a bajar, de forma que deja de sustentar al hielo almacenado, produciéndose la compactación del mismo.

Para calcular la evolución del contorno de la capa rica en hielo es necesario tener en cuenta los siguientes factores [102]:

- Velocidad con la que la fase líquida atraviesa la capa de hielo y cae al fondo del depósito. Su valor dependerá principalmente de la evolución de presiones en el interior del depósito — en el eje horizontal se considera constante y en el vertical

2.7. ALMACENAMIENTO DE HIELO LÍQUIDO

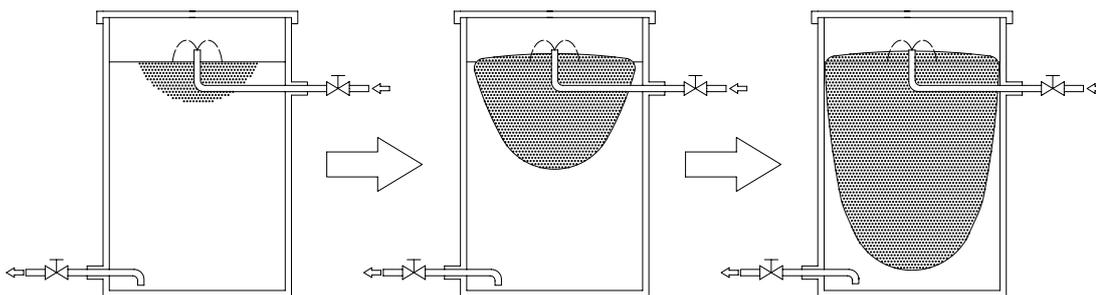


Figura 2.4.: Evolución en el almacenamiento de hielo sin agitación [52, 102].

aumenta con la profundidad —, la permeabilidad de la disolución en el hielo, la densidad y la viscosidad de la disolución.

- Deformación en la capa de hielo. Esta capa se deforma debido al esfuerzo cortante que aparece como consecuencia del efecto antagónico de las fuerzas de flotación y el propio peso de la capa. Este esfuerzo cortante depende principalmente de la porosidad de la capa de hielo y de la diferencia de densidades entre el hielo y la fase líquida.
- Compactación de la capa de hielo. Cuando la capa de hielo alcanza el fondo del depósito, parte del hielo comienza a acumularse por encima del nivel del fluido, por lo que la capa de hielo se compacta debido a su propio peso. Esta compactación se puede medir a través de la variación en la porosidad de la capa de hielo, que depende básicamente del propio peso de la parte de hielo que queda por encima del nivel de líquido.

La distribución de frío se realiza a través de la fase líquida, por lo que la utilización del frío almacenado requiere de un proceso eficiente de fusión del hielo. Una de las formas más habituales de fundir ese hielo almacenado es a través de pulverizadores, tal y como se muestra en la figura 2.5.

La fase líquida entra al depósito a través de unas boquillas pulverizadoras, que la reparten uniformemente sobre toda la capa de hielo almacenado. Como consecuencia de la carga térmica absorbida, la temperatura de la fase líquida pulverizada que entra el depósito es superior a la temperatura con la que esa misma disolución sale del depósito, de forma que se produce la fusión de parte de los cristales de hielo presentes en la zona superior de la capa de hielo, que de esta forma aumenta considerablemente su porosidad. El agua generada por la fusión de ese hielo atraviesa la capa de hielo que tiene por debajo y va cayendo hacia el fondo del depósito, provocando en su camino la fusión parcial del hielo. Este proceso continúa, de forma que al pasar el tiempo, el espesor de la capa de hielo decrece, hasta que al llegar a espesores inferiores a 0,1 metros aproximadamente, la capa de hielo se rompe en varios bloques, cuya porosidad aumenta considerablemente y el hielo se funde de forma rápida.

2. ESTADO ACTUAL DE LAS INVESTIGACIONES

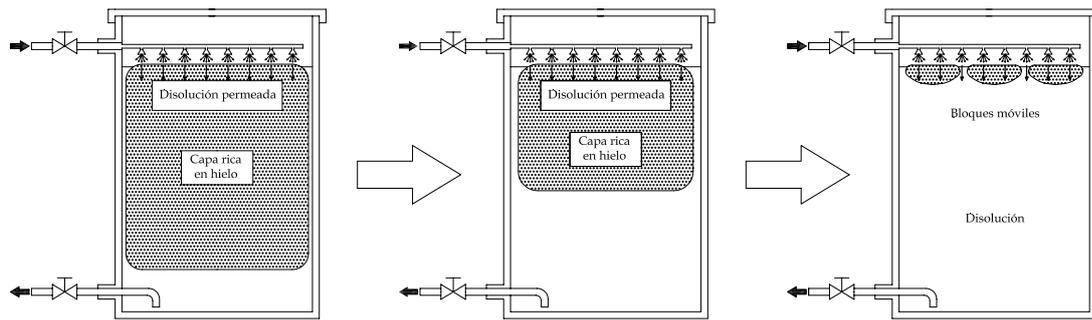


Figura 2.5.: Evolución en la fusión del hielo almacenado sin agitación [52, 102].

Este proceso de fusión provoca un aumento en la temperatura media del fluido almacenado, de forma que la evolución del proceso de fusión de hielo puede cuantificarse a través de la temperatura con que la fase líquida sale del depósito. Básicamente, el proceso de cálculo para estimar esa evolución de temperaturas sería el siguiente [52, 102]:

- Cálculo de la cantidad de hielo en fusión dentro de la capa de hielo. Su valor se obtiene como la variación temporal de la cantidad total de hielo contenido en el depósito. Esta variación depende de la transmisión de calor entre la fase líquida y el hielo, para cuya evaluación, además de la diferencia de temperaturas, es necesario conocer la superficie de intercambio — que depende del número de cristales de hielo que se tienen por unidad de volumen — por lo que, para calcular este valor es necesario estimar:
 - Cantidad de cristales de hielo en el volumen de cálculo.
 - Balance de masa y energía en el agua que fluye a través de la capa de hielo.
 - Balance de energía en la zona inferior del depósito (sólo fase líquida).
- Cálculo de la distribución espacial de temperaturas de la fase líquida que atraviesa la capa de hielo (basado en el balance de masa y energía anterior).
- Estimación de la distribución espacial de porosidad y tamaño de partícula en el interior de la capa de hielo.
- Cálculo de la temperatura con la que el fluido sale del depósito.

Tanino y Kozawa [102] desarrollaron un modelo basado en los razonamientos anteriores, para el cálculo tanto del proceso de generación como del de fusión de la capa de hielo. A partir de este modelo, es posible obtener unas condiciones de diseño — número y posición de los surtidores de hielo líquido, dimensiones del depósito, etc. — que, para una capacidad de almacenamiento de frío dada, permitan un máximo aprovechamiento del volumen del depósito de almacenamiento, maximizando el volumen ocupado por la capa de hielo. De igual forma, el modelo permite predecir la temperatura de salida

del fluido, lo que resulta de gran interés en la mayoría de aplicaciones. El trabajo de Kozawa et al. [57] supone una continuación del anterior, estudiando los efectos que sobre el proceso de almacenamiento tienen un aumento en la concentración del hielo almacenado y una disminución en el caudal de entrada de hielo líquido al depósito.

2.8. IDENTIFICACIÓN DE OBJETIVOS

Para evaluar de forma fiable la mejora que el empleo del hielo líquido puede representar en una aplicación concreta, se requiere conocer de forma precisa las características de los procesos de transmisión de calor y pérdida de presión para el hielo líquido. Las contradicciones encontradas en la revisión que, sobre los trabajos realizados en estas líneas de investigación, se han presentado en las secciones 2.4 y 2.5 evidencian la necesidad de seguir avanzando en el estudio de estos procesos. Por esta razón, los **objetivos principales** que se han planteado para esta tesis doctoral son:

- **Proporcionar la información básica de diseño que permita dimensionar tanto las redes de distribución como los equipos de aplicación de hielo líquido.**
- **Proporcionar las herramientas que permitan cuantificar de forma precisa las ventajas que supone el uso de hielo líquido en sustitución de otros refrigerantes secundarios.**

Para ello alcanzar estos objetivos principales, se han planteado los siguientes **objetivos parciales**:

- **Desarrollo y puesta a punto de una instalación experimental** para la realización de ensayos de pérdida de presión y transmisión de calor, tanto en tubos como en distintos tipos de intercambiadores de calor.
- **Caracterización experimental de la pérdida de presión en tubos:** se busca obtener correlaciones prácticas para el diseño que permitan obtener el valor del coeficiente de pérdida de presión en función de todas aquellas variables que puedan tener influencia sobre el mismo. Para ello será necesario realizar la identificación de todas las variables que pueden tener influencia sobre el proceso, determinar si en condiciones normales de funcionamiento puede despreciarse la influencia de alguna de esas variables y obtener la influencia real que, para las condiciones normales de funcionamiento, tiene cada una de las variables consideradas.
- **Caracterización experimental de la transmisión de calor en tubos:** análogamente a lo planteado para el proceso de pérdida de presión, se pretende obtener correlaciones prácticas para el diseño que permitan obtener el valor del número de Nusselt en función de aquellas variables que, en condiciones normales de funcionamiento, tengan influencia sobre el proceso de pérdida de presión.

2. ESTADO ACTUAL DE LAS INVESTIGACIONES

▪ **Análisis experimental de distintos tipos de intercambiadores de calor.**

En concreto se analizará el funcionamiento de un intercambiador doble de tubos concéntricos corrugados y un *fan coil*. Con este análisis se buscará:

- Evaluar, mediante el contraste experimental en equipos complejos, la validez de las correlaciones desarrolladas para la predicción de las características de los procesos de pérdida de presión y transmisión de calor en el caso simple de tubo horizontal.
- Evaluar bajo condiciones de funcionamiento similares a las que se tendrían en aplicaciones industriales reales, las ventajas que representa el uso del hielo líquido en los equipos analizados.

2.9. DESARROLLO DE LA TESIS

Buscando la mayor claridad en la exposición, esta tesis se ha estructurado en siete capítulos dedicados a los aspectos más relevantes tratados y cuatro apéndices en los que se tratan con detalle ciertos aspectos técnicos que, a pesar de su importancia, se ha preferido extraer del texto principal para dar una mayor continuidad al hilo argumental.

En el Capítulo 1 se ha presentado una visión general del nivel de implantación que el hielo líquido ha alcanzado actualmente en la industria, revisando tanto las tecnologías existentes para la generación, almacenamiento y transporte de hielo líquido, como las principales aplicaciones en las que se ha empleado hasta el momento con distinto nivel de éxito.

En este Capítulo 2 se ha mostrado una revisión bibliográfica actualizada. La primera parte del capítulo se ha dedicado al estudio de todos aquellos factores que deben ser tenidos en cuenta para la determinación de las características de los procesos de pérdida de presión y transmisión de calor, mientras que en la parte central del capítulo se ha entrado de lleno en la revisión de los trabajos dedicados al análisis de esos procesos. Por último, el final del capítulo se ha dedicado a revisar aquellos trabajos en los que se han tratado procesos como los de generación y almacenamiento de hielo líquido que, sin ser el objeto de estudio de esta tesis, ha sido necesario conocer en profundidad para poder alcanzar la consecución de los objetivos planteados.

El Capítulo 3 se dedicará a la descripción de la instalación experimental desarrollada para la realización de los ensayos de pérdida de presión y transmisión de calor en tubos.

Puede considerarse que el Capítulo 4 constituye el núcleo central de esta tesis, pues se dedicará al estudio en profundidad de los procesos de pérdida de presión y transmisión de calor. Para los dos procesos estudiados se presentará el procedimiento experimental empleado, los resultados obtenidos en los ensayos y las expresiones propuestas para la obtención de los valores del coeficiente de pérdida de presión y el número de Nusselt.

El Capítulo 5 se dedicará al estudio experimental del comportamiento de un intercambiador de tubos concéntricos corrugados. Se presentará la descripción de la instalación experimental desarrollada para la realización de los ensayos y se analizarán los resultados obtenidos en los ensayos realizados con aplicación directa de hielo líquido,

comparándolos con las predicciones teóricas obtenidas a partir de las correlaciones experimentales desarrolladas en el Capítulo 4. Por último se realizará una comparación entre la aplicación directa e indirecta de hielo líquido.

Siguiendo una metodología completamente análoga, en el Capítulo 6 se analizará el comportamiento de un *fan coil*.

Aunque al final de los Capítulos 3 a 6 se presentarán algunas conclusiones parciales, el Capítulo 7 se dedicará a la presentación de las conclusiones finales del trabajo, recogiendo de nuevo allí tanto las citadas conclusiones parciales como algunas conclusiones y consideraciones globales de la tesis.

Finalmente se han desarrollado cuatro apéndices donde se tratan aquellos aspectos importantes no recogidos en el texto principal. En el apéndice A se desarrolla el cálculo de incertumbres del proceso experimental de medida, en el apéndice B se presenta el modelo numérico empleado para obtener analíticamente el comportamiento termo-hidráulico del intercambiador de tubos concéntricos corrugados ensayado, en el apéndice C se presenta el método empleado como criterio de rechazo de medidas experimentales erráticas y su implementación en una macro de Microsoft Excel[®] y finalmente, en el apéndice D se presenta la implementación en Microsoft Excel[®] del modelo empleado para la obtención de las propiedades termodinámicas del aire.

2. ESTADO ACTUAL DE LAS INVESTIGACIONES

3. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

Como ha quedado patente en la revisión bibliográfica presentada en el Capítulo 2, en los últimos años se han desarrollado una gran cantidad de trabajos en los que se estudian los principales parámetros de influencia en los procesos de pérdida de presión y transmisión de calor. Sin embargo, aunque proporcionan resultados de gran interés científico, la mayoría resultan poco útiles para el diseño de una instalación. Esto es debido principalmente a una deficiencia común a casi todos esos trabajos: la forma en la que se presentan los resultados obtenidos. En la mayoría de los casos, los resultados se presentan empleando variables como la pérdida de presión por metro de conducto, velocidad del fluido, caudal en circulación, etc. que, si bien son de uso habitual, no permiten comparar los resultados presentados con los obtenidos en otras condiciones de ensayo diferentes — distintos valores para el diámetro de conducto, el tamaño de los cristales de hielo, caudal en circulación, etc. —, impidiendo además que éstos resultados puedan ser empleados como herramienta de diseño a la hora de proyectar una instalación de aplicación de hielo líquido.

Por otro lado, se han citado también en el Capítulo 2 las contradicciones en las conclusiones obtenidas por los distintos investigadores. Contradicciones similares han sido también recogidas por Ayel et al. [5] en su trabajo de revisión, en el que destacan que las conclusiones obtenidas por los distintos autores sobre la influencia de la concentración de hielo en la pérdida de presión del hielo líquido son en muchos casos contradictorias, con una mayor coincidencia entre autores en lo que al proceso de transmisión de calor se refiere. Más recientemente, Kitanovski et al. [55] destacan el hecho de que los resultados obtenidos en los trabajos revisados presentan una elevada incertidumbre que impide obtener conclusiones adecuadas, haciendo necesario que se siga trabajando en esta línea de investigación. Por su parte, Egolf et al. [32] destacan en sus conclusiones que entre los trabajos existentes no existe en general una base firme, con un tratamiento teórico adecuado para la descripción del proceso de transmisión de calor en condiciones de flujo turbulento.

Existe por tanto todavía un amplio campo de investigación por delante hasta conseguir clarificar el comportamiento térmico y fluido-dinámico del hielo líquido. Con ese objetivo, se plantea en esta tesis como un estudio experimental del problema que permita obtener unas correlaciones capaces de predecir las características de los procesos de pérdida de presión y transmisión de calor que se producen al trabajar con hielo líquido en el rango de condiciones de operación más habituales en aplicaciones prácticas. El primer paso para alcanzar este objetivo debe ser conseguir un diseño adecuado de la instalación experimental que permita programar unos ensayos en los que se estudie la influencia de todos los parámetros de interés.

3.1. ANÁLISIS DIMENSIONAL

El análisis dimensional es una herramienta que permite, partiendo de todos aquellos factores que influyen sobre el proceso estudiado, reducir al mínimo el número de parámetros implicados. Por este motivo, el diseño de la instalación experimental se ha basado en las conclusiones obtenidas del análisis dimensional de los procesos de pérdida de presión y transmisión de calor con hielo líquido.

Por otro lado, el análisis dimensional asegura la universalidad de los resultados obtenidos a partir de la experimentación, al presentar éstos en base a factores adimensionales que, por tanto, no dependen de las condiciones específicas de ensayo.

Pérdida de presión

Desde el punto de vista del proyectista que debe efectuar el diseño de una instalación, el fenómeno de pérdida de presión de un fluido en circulación por el interior de una tubería puede evaluarse de una forma relativamente sencilla si se dispone de la evolución del valor del coeficiente de pérdida de presión. Será por tanto el coeficiente de pérdida de Darcy, λ , el parámetro adimensional que se buscará para caracterizar el proceso de pérdida de presión.

De acuerdo con Kitanovski et al. [55], los resultados obtenidos a partir de una determinación empírica del factor de fricción¹ basada en un análisis dimensional del problema se ajustan mucho mejor a los datos experimentales que los resultados extraídos de modelos semi-empíricos, lo que refuerza el interés de este análisis.

El primer parámetro a considerar al analizar el proceso de pérdida de presión es el tipo de agente anticongelante empleado, pues va a influir tanto en las propiedades del fluido portador como en la concentración de hielo obtenida en cada caso. En todos los ensayos efectuados durante el desarrollo de esta tesis se ha empleado cloruro sódico (NaCl) en la elaboración de la disolución a partir de la cual se ha generado el hielo líquido ensayado, es decir, el tipo de anticongelante no se ha tomado como una variable de estudio y por tanto se puede eliminar del análisis del problema. Esto implica que, cuantitativamente, los resultados obtenidos sólo serán válidos para hielo líquido generado a partir de NaCl, si bien es de esperar que las conclusiones extraídas sean cualitativamente extrapolables a otros tipos de hielo líquido.

Considerando por tanto el tipo de anticongelante como un parámetro fijo, para evaluar la pérdida de presión para un caudal de hielo líquido fluyendo a través de un conducto horizontal de sección circular, se deben tener en cuenta los siguientes parámetros y variables:

- Concentración, γ , de la disolución de partida (% NaCl).

¹Además del coeficiente de pérdida de presión de Darcy, λ , es habitual el uso del factor de fricción o factor de Fanning, $f = \lambda/4$, como factor de adimensionalización de la pérdida de presión. En esta tesis los datos de pérdida de presión se correlacionará con el coeficiente de pérdida de presión de Darcy. La conversión de las expresiones presentadas en esta tesis a expresiones referidas al factor de fricción es en cualquier caso inmediata.

- Propiedades de la disolución de partida: densidad, ρ_d , y viscosidad, μ_d .
- Variables del hielo: densidad, ρ_h , diámetro medio de los cristales, d , y concentración másica, ϕ .
- Parámetros del flujo: diámetro de la tubería, D , rugosidad media de la tubería, ε , velocidad media del flujo, v , y temperatura, T_d .
- Gravedad, g .

En primera instancia, la pérdida de presión por unidad de longitud de conducto se puede expresar como una función de todos los parámetros implicados:

$$\Delta p/L = f(\gamma, \rho_d, \mu_d, \rho_h, d, \phi, D, \varepsilon, v, T_d, g) \quad (3.1)$$

Deben hacerse algunas consideraciones para reducir el número de parámetros o explicar mejor su influencia.

- El porcentaje de hielo depende de la temperatura y la concentración de la disolución, $\phi = f(\gamma, T_d)$, por tanto una de estas tres variables puede omitirse.
- La gravedad se tiene en cuenta debido a los posibles efectos de flotación de las partículas de hielo. Esta flotación se debe a la diferencia de densidades entre el hielo y el fluido portador —disolución—, por lo que resulta más claro expresar esta influencia a través del parámetro $g\Delta\rho$.

De esta forma la ecuación (3.1) puede escribirse como:

$$\Delta p/L = f(\gamma, \rho_d, \mu_d, \rho_h, d, \phi, D, \varepsilon, v, g\Delta\rho) \quad (3.2)$$

Aplicando el teorema Π con v , D y ρ_d como parámetros base, se puede escribir:

$$\frac{\Delta p/L}{\frac{1}{2} \frac{\rho_d v^2}{D}} = f\left(\gamma, \frac{\mu_d}{\rho_d v D}, \frac{\rho_h}{\rho_d}, \frac{d}{D}, \phi, \varepsilon, \frac{g\Delta\rho D}{\rho_d v^2}\right) \quad (3.3)$$

El término de la izquierda en la expresión (3.3) es el coeficiente de pérdida de Darcy, y los parámetros adimensionales de la derecha son:

- Concentración inicial de la disolución, γ . En cada aplicación concreta este término suele tener un valor fijo, por lo que todo el análisis realizado en esta tesis se hará con una concentración inicial de NaCl constante (9 %).
- Inversa del número de Reynolds.
- Relación de densidades hielo-disolución, ρ_h/ρ_d . Este parámetro está directamente relacionado con la concentración inicial de la disolución y la temperatura del fluido —relacionada a su vez con la concentración de hielo—, de forma que resulta un parámetro redundante que se puede eliminar del análisis.

3. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

- Relación de diámetros cristal de hielo-tubería, d/D .
- Fracción másica de hielo, ϕ .
- Rugosidad relativa, ε . Para tubo liso su influencia es despreciable.
- Cuadrado de la relación entre el término de flotación, $\sqrt{g\Delta\rho D/\rho_d}$ y la velocidad media del fluido, v . Este parámetro es el responsable de la estratificación del hielo en flujo a través de tuberías horizontales cuando la velocidad media es baja. Para asegurar unas condiciones de operación *seguras*, las instalaciones de hielo líquido deben diseñarse de forma que esa estratificación sea evitada [54, 96]. Por esta razón se ha considerado que las condiciones de operación que conducen a situaciones de estratificación del flujo carecen de interés práctico, de forma que todos los ensayos efectuados se han efectuado evitando esta situación. Por tanto, en el análisis realizado se puede despreciar la influencia de este último término.

Con todas las consideraciones anteriores, la relación expresada por la ecuación (3.3) puede reducirse a:

$$\lambda = f\left(\text{Re}, \frac{d}{D}, \phi\right) \quad (3.4)$$

Esto significa que, para una aplicación de hielo líquido elaborado siempre a partir de la misma disolución —condición habitual en cualquier aplicación práctica—, se puede considerar que, en las condiciones normales de operación, los factores que influyen en el valor del coeficiente de pérdida —y por tanto en el de la pérdida de presión— son la concentración másica de hielo, el número de Reynolds y la relación entre el diámetro medio de los cristales de hielo y el diámetro del conducto.

Transmisión de calor

Para estudiar la transmisión de calor cuando el hielo líquido circula a través de una tubería más caliente, deben considerarse algunos parámetros adicionales respecto al análisis anterior:

- Propiedades térmicas de la disolución de partida: calor específico, $c_{p,d}$, conductividad térmica, k_d , y coeficiente de expansión térmica $\beta = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T}$.
- Propiedades térmicas del hielo: calor específico, $c_{p,h}$, conductividad térmica, k_h , y calor latente de fusión H_f .
- Temperatura de la pared del conducto: T_p .

Considerando todos los parámetros implicados, el calor transmitido hacia el flujo, por unidad de superficie, se puede expresar como:

$$\dot{q} = f(\rho_d, \mu_d, c_{p,d}, k_d, \rho_h, c_{p,h}, k_h, H_f, d, D, \gamma, \phi, \beta, \varepsilon, v, T_d, T_p, g) \quad (3.5)$$

Son necesarias algunas reflexiones que permitan eliminar de la ecuación (3.5) los parámetros redundantes y expresar con más claridad la influencia de otros:

- Siguiendo el mismo razonamiento presentado en el análisis de la pérdida de presión, la temperatura del fluido puede eliminarse de la ecuación (3.5).
- La influencia de la temperatura de la pared es debida a su diferencia con la temperatura del fluido, por lo que se entiende mejor expresada como $\Delta T = T_p - T_d$.
- Para la situación analizada se tienen dos efectos de flotación distintos:
 - Flotación debida a la diferencia de densidades entre el fluido portador y los cristales de hielo: igual que en el análisis del proceso de pérdida de presión, su influencia se expresará a través del parámetro $g\Delta\rho$.
 - Flotación debida a la expansión térmica del fluido: influida por la gravedad, el coeficiente de dilatación térmica del fluido y el calentamiento al que es sometido, por lo que su influencia se expresará a través del término $g\beta\Delta T$.

Teniendo en cuenta las consideraciones anteriores, la ecuación (3.5) queda como:

$$\dot{q} = f(\rho_d, \mu_d, c_{p,d}, k_d, \rho_h, c_{p,h}, k_h, H_f, d, D, \gamma, \phi, g\beta\Delta T, \varepsilon, v, \Delta T, g\Delta\rho) \quad (3.6)$$

Tomando v , D , ρ_d y ΔT como parámetros base para aplicar el teorema II, se puede escribir:

$$\frac{\dot{q}D}{k_d\Delta T} = f\left(\frac{\mu_d}{\rho_d v D}, \frac{c_{p,d}\Delta T}{v^2}, \frac{k_d}{\mu_d c_{p,d}}, \frac{D^3 \rho_d^2 g \beta \Delta T}{\mu_d^2}, \frac{\rho_h}{\rho_d}, \frac{c_{p,h}}{c_{p,d}}, \frac{k_h}{k_d}, \frac{H_f}{c_{p,d}\Delta T}, \frac{d}{D}, \phi, \varepsilon, \gamma, \frac{g\Delta\rho D}{\rho_d v^2}\right) \quad (3.7)$$

El parámetro adimensional de la izquierda de la ecuación (3.7) es el número de Nusselt, cuyo valor depende de todos los parámetros adimensionales incluidos en el término de la derecha de la ecuación. Sin embargo, la influencia de algunos de estos parámetros sólo es significativa bajo ciertas condiciones, que pueden no coincidir con las condiciones de interés en aplicaciones prácticas, por lo que resulta interesante analizar con cierto detalle la influencia de cada uno de ellos:

- El primer parámetro es la inversa del número de Reynolds: su influencia debe ser siempre tomada en cuenta.
- El segundo parámetro es la inversa del número de Eckert: es un parámetro de influencia en flujos de alta velocidad — gases —, pero normalmente despreciable en flujos de líquidos.
- El tercer parámetro es la inversa del número de Prandtl para el fluido portador: para un valor constante de la concentración inicial de la disolución, su valor vendrá fijado por el valor de la concentración de hielo, de forma que puede considerarse un parámetro redundante.

3. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

- El cuarto parámetro es el número de Grashof para la convección natural en la fase líquida: para flujos monofásicos, la convección natural debida al efecto de flotación térmica sólo tiene importancia para velocidades de flujo muy bajas, siendo previsible que ocurra lo mismo para flujo de hielo líquido. Dado que en aplicaciones prácticas la velocidad del flujo debe mantenerse en valores suficientemente elevados para evitar la estratificación del hielo, la influencia de este parámetro puede despreciarse.
- Los términos del quinto al octavo representan relaciones adimensionales entre las propiedades físicas del hielo y las del fluido portador: su influencia vendrá fijada por la concentración de hielo y por tanto pueden eliminarse de la ecuación.
- El noveno parámetro es la relación de diámetros cristal de hielo-tubería: su influencia debe ser evaluada.
- El décimo parámetro es la concentración de hielo: su influencia debe igualmente ser evaluada.
- Un razonamiento similar al presentado al analizar el proceso de pérdida de presión permite despreciar la influencia de los tres parámetros restantes.

Con todas estas consideraciones, la ecuación (3.6) se simplifica notablemente, quedando como:

$$\text{Nu} = f \left(\text{Re}, \frac{d}{D}, \phi \right) \quad (3.8)$$

Por tanto, en condiciones prácticas de funcionamiento, los parámetros de influencia sobre el proceso de transmisión de calor para un flujo de hielo líquido son los mismos que influyen en el proceso de pérdida de presión: concentración másica de hielo, número de Reynolds y relación entre diámetro medio de los cristales de hielo y diámetro del conducto.

3.2. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

El diseño de la instalación experimental debe permitir realizar ensayos en los que se puedan variar, dentro del rango de interés industrial, las condiciones de operación para todos aquellos parámetros que el análisis dimensional ha demostrado que tienen influencia sobre la pérdida de presión y la transmisión de calor para un flujo de hielo líquido que circula por el interior de una tubería horizontal.

Así, los requisitos básicos para la instalación serán:

- Debe permitir generar hielo líquido con distintos niveles de concentración y debe ser capaz de mantener esa concentración estable durante el tiempo necesario para la realización de los ensayos.

3.2. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

- Debe permitir variar el número de Reynolds en un rango lo más amplio posible y que cubra los valores más habituales en las aplicaciones industriales.
- Debe permitir variar la relación entre el diámetro medio de los cristales de hielo y el diámetro de los tubos.

Con este fin se ha desarrollado la instalación de ensayos representada esquemáticamente en la figura 3.1.

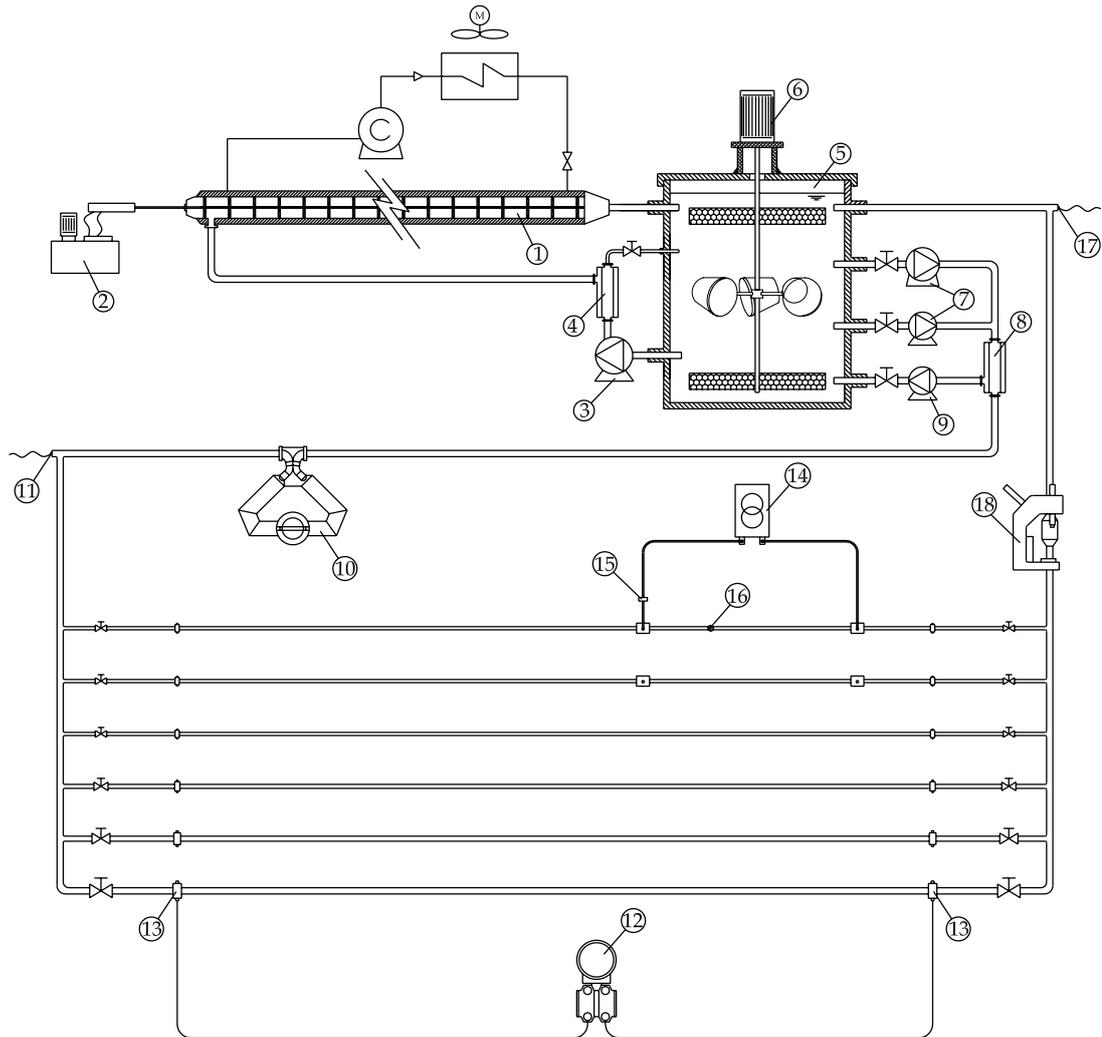


Figura 3.1.: Representación esquemática de la instalación experimental

Equipo de generación de hielo líquido

El componente principal de la instalación experimental es el generador de hielo líquido. Aunque en realidad no es más que un equipo auxiliar de la instalación de ensayos,

3. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

por su complejidad se ha creído conveniente separar su descripción de la del resto de la instalación.

Este equipo de generación de hielo líquido está en realidad integrado por toda una instalación frigorífica que puede considerarse compuesta por dos circuitos interconectados: un circuito primario, en el que se genera el efecto frigorífico y un circuito secundario, en el que ese efecto frigorífico es aprovechado en la generación del hielo líquido.

El circuito primario responde al esquema de una instalación frigorífica convencional de compresión mecánica y evaporador inundado, compuesta por tanto por compresor, condensador, válvula de expansión y evaporador.

En la práctica, el compresor frigorífico y el condensador —refrigerado por aire— están agrupados en una unidad condensadora comercial, dotada además de todos los accesorios —válvulas, filtros, depósitos de acumulación, separadores de aceite, etc.— comunes a este tipo de instalaciones.

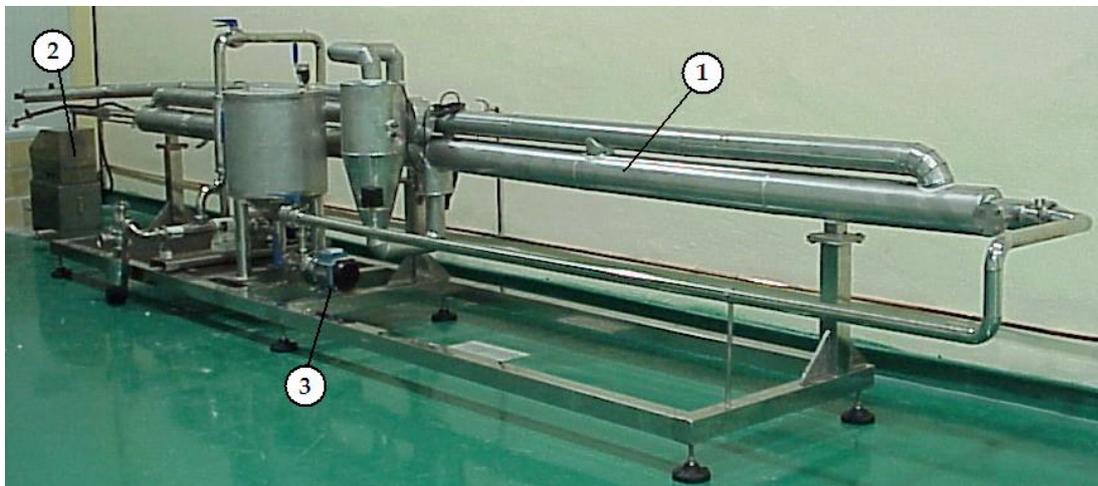


Figura 3.2.: Generador de hielo líquido.

A su vez, válvula de expansión y evaporador se agrupan en el conjunto mostrado en la figura 3.2, montado y suministrado por la empresa HRS Spiratube. El componente principal del conjunto es el evaporador (1), consistente en un intercambiador de calor de cilindros concéntricos, de unos 6 metros de longitud, fabricado en acero inoxidable 316L. Este equipo es el nexo entre el circuito primario —circuito de refrigerante— y el secundario —circuito de hielo líquido—. Así, impulsado por la bomba centrífuga (3), el hielo líquido circula por el cilindro interior —de 76 mm de diámetro— mientras que el espacio anular comprendido entre ese cilindro interior y el cilindro exterior —de 100 mm de diámetro— está inundado de refrigerante R-507 que, al evaporarse, genera el efecto frigorífico necesario para la producción del hielo líquido. La cara interna del cilindro interior es continuamente barrida por 16 tacos rascadores fijados a una barra de más de 6 metros de longitud, evitando así que los cristales de hielo queden adheridos a la superficie del cilindro. Esta barra tiene un movimiento lineal alternativo que se

3.2. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

consigue gracias a la acción de la unidad oleo-hidráulica (2). La figura 3.3 muestra el aspecto de esa barra rascadora y el detalle de uno de los 16 tacos empleados².



Figura 3.3.: Dispositivo rascador.

El circuito secundario se completa con el depósito de almacenamiento (5). Se trata de un tanque de 0,9 m de diámetro exterior y 1,5 m de altura, fabricado en chapa de acero inoxidable 316L de 4 mm de espesor, al que se colocaron cuatro pequeñas ventanas de metacrilato que permiten la visualización de las condiciones de almacenamiento.

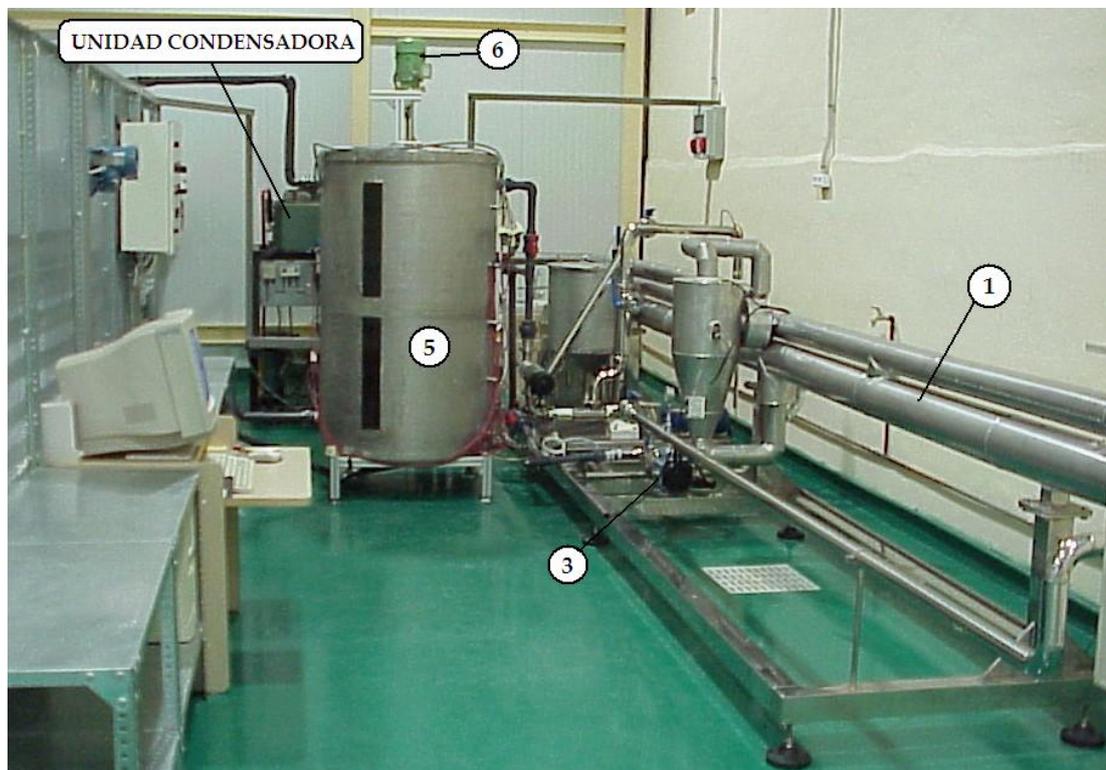


Figura 3.4.: Imagen de conjunto de la instalación de generación de hielo líquido.

Además de cerrar el ciclo secundario de generación de hielo líquido, este depósito forma también parte del circuito de ensayos, actuando como punto de unión entre la

²Del diseño inicial con 6 orificios circulares que puede apreciarse en la imagen de conjunto de la figura 3.3, se pasó al diseño de 3 orificios mostrado en la imagen de detalle.

3. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

zona de generación y la zona de ensayos. Por este motivo, el hielo líquido almacenado debe mantenerse en unas condiciones de almacenamiento completamente homogéneas. Para asegurar este aspecto se ha dotado al depósito de un sistema de agitación (6) de baja velocidad de rotación, capaz de evitar tanto la acumulación de cristales de hielo en la zona superior del depósito como la entrada de aire en la mezcla.

Para mejorar la eficiencia del proceso de generación de hielo líquido y evitar los inicialmente frecuentes bloqueos de la instalación, se instaló el separador de partículas (4). En este dispositivo, el hielo líquido proveniente del depósito de acumulación es separado en sus fases sólida y líquida. La fase sólida es devuelta al depósito, de forma que al evaporador sólo entra fase líquida, mejorando así la eficiencia en la generación e impidiendo que una presencia excesiva de cristales de hielo pueda bloquear el paso de los orificios de los tacos rascadores.

La figura 3.4 muestra una visión general de la zona de generación de hielo líquido antes de que depósito y tuberías fueran convenientemente aisladas para evitar la entrada de calor al circuito.

Circuito de ensayos

Todo el circuito de ensayos se ha montado empleando tubería de PVC-U —tubería de presión—, que no presenta problemas de corrosión³ y además resulta muy ligera y fácil de montar. Para minimizar las pérdidas energéticas, la tubería se ha aislado con coquilla de armaflex. En varias zonas del circuito, el tubo de PVC se ha sustituido por pequeños tramos de tubo de metacrilato —sin aislar— que permiten la visualización directa del flujo.

Se puede considerar que la zona de ensayos comienza en el depósito de almacenamiento que, como se ha dicho con anterioridad, forma parte tanto de la zona de generación como de la zona de ensayos, actuando como nexo entre ambas. Por medio de una bomba centrífuga, el hielo líquido es extraído del depósito y enviado hacia la zona de ensayos. Para cubrir todo el rango de interés, se instalaron dos bombas (7) de distinta capacidad nominal, y se dotó a cada una de ellas de un variador de frecuencia que permite regular la velocidad de giro del motor, consiguiendo así un control preciso sobre el caudal de hielo líquido impulsado. Con el fin de mejorar el control sobre la concentración del hielo líquido enviado hacia la zona de ensayos, se instalaron el separador de partículas (8) y la bomba centrífuga (9); al extraer parte de la fase líquida del flujo enviado hacia la sección de ensayos, este montaje permite un mejor control de la concentración del hielo líquido ensayado, como se comentará con más detalle en la sección 3.5.

Al salir de la zona de bombeo, el flujo de hielo líquido pasa por una zona en la que se miden las variables necesarias para la determinación del contenido en hielo de la mezcla que, como se verá con más detalle en la sección 3.3, son la temperatura y la densidad del fluido. Para ello, el hielo líquido se hace circular a través de un caudalímetro de efecto Coriolis (10), que proporciona los valores de gasto másico y densidad del fluido

³Al utilizar NaCl como agente anticongelante, los problemas de corrosión son muy importantes incluso empleando acero inoxidable 316L.

3.2. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

y, a continuación, pasa por una RTD⁴ de inmersión (11) con la que se determina su temperatura.

Tras pasar por la zona de medición del contenido en hielo, el fluido entra en la zona de ensayos propiamente dicha. Esta zona está formada por un total de seis tramos rectos de tuberías de distintos diámetros y materiales. En concreto se tienen cuatro tuberías de PVC-U, de 5,5 metros de longitud y diámetros nominales 40, 32, 25 y 20 — diámetro exterior en milímetros — y dos tuberías de acero inoxidable 316L — una de ellas corrugada — de 20 mm de diámetro exterior y 6,5 metros de longitud.

Para la realización de los ensayos de pérdida de presión, el sensor de presión diferencial⁵ (12) mide la diferencia de presión entre las dos tomas de presión (13) colocadas en cada tubo. Al no existir normativa específica, el diseño de las tomas de presión se ha realizado según norma UNE-EN 60534-2-3 [1]. La distancia de las tomas de presión a cualquier elemento de distorsión del flujo se ha controlado para asegurar que los ensayos se realizan sobre la región hidrodinámicamente desarrollada.

Los diámetros interiores y la distancia entre tomas de presión⁶ se han recogido en la tabla 3.1.

Tubo (Nº)	Tipo (Material-DN)	Diámetro interior (mm)	Distancia entre tomas de presión (m)
1	PVC-DN40	36.2	3.84
2	PVC-DN32	28.3	3.91
3	PVC-DN25	20.7	4.15
4	PVC-DN20	16	4.3
5	316L liso-DN20	18	4.71
6	316L corrugado-DN20	18	5.22

Tabla 3.1.: Características de las tuberías ensayadas.

Los ensayos de transmisión de calor sólo se realizarán en los tubos de acero inoxidable, ya que la mejor forma de conseguir unas condiciones de flujo de calor uniforme es obligando a una corriente eléctrica a circular a través de las paredes de los tubos, de forma que el aporte de calor se realiza por efecto Joule. Para ello, el transformador eléctrico (14) se conecta, mediante cable de cobre de gran sección, a las bridas de cobre fijadas a cada tubo. Al aplicar una diferencia de potencial entre esas bridas, se origina la circulación de una corriente alterna por la propia pared del tubo, que provoca su calentamiento. Aislado adecuadamente la pared exterior, se consigue que todo el calor generado pase al fluido desde la pared interior del tubo, alcanzándose así una condición de contorno de flujo de calor constante [106]. El primario del transformador

⁴Resistive Temperature Devide

⁵Para cubrir todas las condiciones de interés, la instalación dispone de tres sensores similares, de distinto rango de medida

⁶Por aspectos prácticos de montaje, resultó necesario que la distancia entre las tomas de presión no fuese la misma para todas las tuberías ensayadas.

3. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

está conectado a un auto-transformador 220-220/0 con el que se regula manualmente la potencia suministrada. El valor de potencia aplicada se determina a partir de la determinación de la corriente eléctrica en circulación, proporcionada por el transductor de corriente (15) y la medida de diferencia de potencial entre bridas. Ocho RTDs (16) separadas un ángulo de 45° proporcionan el valor de la temperatura de la pared exterior, mientras que las temperaturas del fluido a la entrada y a la salida de la sección de ensayos térmicos las proporcionan las RTDs de inmersión (11) y (17).

Por último, a la salida del circuito de ensayos se ha colocado un estéreo-microscopio (18) que, conectado a una cámara digital, permite obtener imágenes del hielo líquido ensayado y determinar el diámetro medio de los cristales de hielo.

La figura 3.5 muestra una imagen general del circuito de ensayos.



Figura 3.5.: Vista del circuito de ensayos.

Instrumentación

Todos los sensores empleados en la instalación experimental están conectados a un sistema de adquisición de datos Hewlett-Packard HP-34970A *Data Acquisition Unit*. Este equipo se controla desde un ordenador personal mediante el software *Agilent BenchLink Data Logger*, estableciéndose la comunicación entre ambos a través del puerto serie RS-232.

La unidad HP-34970A se ha equipado con tres módulos de adquisición HP-34901A, cada uno de los cuales tiene veinte canales disponibles. Estos canales pueden configurarse de forma independiente para adaptarse al tipo de señal generada por cada uno de los sensores empleados.

El gasto másico y la densidad del fluido en circulación se miden con un caudalímetro de efecto Coriolis (10) Micro Motion Elite CMF100M, asociado a un transmisor multivariable Micro Motion Coriolis Transmitter 2700. La conexión entre ambos se realiza a través de un cable apantallado de cuatro hilos que suministra alimentación eléctrica al sensor y comunicación de las señales eléctricas de salida del sensor hacia el transmisor. Su precisión en la medición del gasto másico es de $\pm 0,1\%$ del gasto para $\dot{m} > 680$ kg/h y $\pm(68/\dot{m})\%$ del gasto para $\dot{m} \leq 680$ kg/h, mientras que su precisión en la medida de la densidad es de $\pm 0,5$ kg/m³. La comunicación con la unidad HP-34970A es gestionada por el transmisor, que genera dos salidas distintas: una señal de salida en corriente, de $4 \div 20$ mA, que se puede asociar a cualquiera de las medidas proporcionadas por el caudalímetro —gasto másico, caudal volumétrico, densidad o temperatura— y una señal de salida en frecuencia/pulsos de $0 \div 10.000$ Hz que sólo puede asociarse a las medidas de gasto másico o caudal volumétrico. El rango de medida asociado a cualquiera de estas dos señales es configurable.

Las sondas (11), (16) y (17) empleadas para la medición de temperaturas son RTDs Pt-100 de 4 hilos, de clase A 1/3 DIN según norma DIN 43760. Estos sensores, conectados directamente a la unidad HP-34970A⁷, aseguran una precisión de $\pm(0,1 + 0,0016|T|)^{\circ}\text{C}$ en el rango de temperaturas de -100°C a $+100^{\circ}\text{C}$, independientemente de la longitud de los hilos.

Las sondas (11) y (17) son RTDs de inmersión; están formadas por una vaina de acero inoxidable 316L, de 6 mm de diámetro y 150 mm de longitud, que protege al elemento sensor, ubicado en el extremo de la vaina. Incorporan un racor roscado ajustable, para conectar al punto de ensayo. La sonda (11) se ha colocado en un tramo de tubería que actúa como colector de entrada, repartiendo el flujo de hielo líquido entre los seis tubos ensayados, mientras que la sonda (17) se ha colocado en un tramo de tubería que actúa como colector de salida.

Las sondas (16) son ocho RTDs de contacto, de 9 mm de diámetro y 3 mm de altura que se reparten circunferencialmente sobre una sección transversal del tubo ensayado, siendo el ángulo de separación entre sondas de 45° . Las sondas se adhieren al tubo mediante un adhesivo de buena conductividad térmica, $k = 1,1$ W/m²K.

La pérdida de presión se mide mediante transductores de presión diferencial (12) de

⁷Cada RTD de 4 hilos ocupa dos canales en el módulo HP-34901A.

3. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

Dispositivo	Modelo	Rango de medida	Precisión
Transductor de presión diferencial	SMART LD-301 D1	0,125 ÷ 5 kPa	±0,1 % del rango
	SMART LD-301 D2	0,417 ÷ 50 kPa	“
	SMART LD-301 D3	2,08 ÷ 250 kPa	“
Caudalímetro de efecto Coriolis	Micro Motion	0 ÷ 13600 kg/h	±0,1 % del rango
	ELITE CMF-100	0 ÷ 5000 kg/m ³	±0,5 kg/m ³
Sensor de temperatura	HP 34970A + Pt 100:	173 ÷ 373 K	±0,1 K
	Desin Instrument SR-BZH		
	Desin Instrument SR-FFH		
Transductor de corriente	LEM LA 205-S	0 ÷ 300 A	±0,8 %
Voltímetro	HP 34970A	0 ÷ 300 V	±0,04 %
Microscopio	Zuzi 235-B	Zoom 10×	

Tabla 3.2.: Características de los principales equipos de medida empleados

la serie LD301 de Smart. La instalación dispone de tres sensores de distinto rango de medida, que permiten cubrir todas las condiciones de ensayo de interés. La precisión de estos sensores es del $\pm 0,075\%$ del rango de medida (*span*) para medidas mayores que el 10 % del fondo de escala o valor máximo de medida (*URL*); para medidas en el rango $0,025 URL \leq span \leq 0,1 URL$, la precisión es de $\pm 0,0375 [1 + 0,1 URL/span]\%$; para medidas en el rango $0,0085 URL \leq span \leq 0,025 URL$, la precisión es de $\pm [0,0015 + 0,00465 URL/span]\%$. La salida generada es una señal analógica de 4 ÷ 20 mA, configurable en función del rango de medida de interés. El rango de medida de los equipos de que se dispone es: LD301D1 → 0,125 ÷ 5 kPa; LD301D2 → 0,417 ÷ 50 kPa; LD301D3 → 2,08 ÷ 250 kPa.

La potencia eléctrica suministrada al hielo líquido por el transformador (14) se determina a partir de las medidas de tensión e intensidad. La tensión alterna en valores RMS se mide directamente conectando un canal del sistema de adquisición de datos con las bridas de cobre empleadas para hacer llegar la corriente a los tubos, siendo la precisión obtenida de $5 \cdot 10^{-5}$ V más el 0,002 % de la medida. Para medir la intensidad de la corriente se utilizan dos transductores de corriente (15) LEM LA 205-S de rango de medida 0 ÷ 300 A, relación de conversión 1:2000 y precisión de $\pm 0,8\%$. Estos equipos son sensores de efecto Hall, que convierten la corriente que pasa por su interior en una señal atenuada —en la relación 1:2000— que puede ser directamente medida por el sistema de adquisición de datos⁸.

La determinación del tamaño medio de los cristales de hielo se hace a partir de la imagen digital captada por una cámara CCD asociada a un estereo-microscopio (18)

⁸Sólo dos canales de cada módulo HP-34901A tienen capacidad para ser usados en la medida de corriente.

3.3. OBTENCIÓN DEL PORCENTAJE DE HIELO

Zuzi 235-B, comparando las imágenes capturadas con patrones de longitud superpuestos.

En la tabla 3.2 se han recogido de forma resumida las principales características de los equipos de medida empleados en la instalación experimental.

3.3. DETERMINACIÓN EXPERIMENTAL DE LA CONCENTRACIÓN DE HIELO

La determinación del contenido en hielo se consigue a partir de la medida de una o varias propiedades físicas del hielo líquido que están directamente relacionadas con su concentración de hielo. En función de la propiedad medida y de la tecnología empleada se puede distinguir entre una gran variedad de técnicas de determinación, siendo habitual clasificarlas en función de la propiedad o propiedades físicas observadas.

Sin duda todas las técnicas de medida pueden tener su campo de aplicación, y no se puede afirmar categóricamente que una de ellas sea mejor que otra, pues todas tienen sus ventajas y sus inconvenientes. Sin embargo, desde el punto de vista de la investigación experimental, debe ser prioritaria la precisión obtenida y, en la mayoría de los casos, la posibilidad de obtener una medida en tiempo real, con un tiempo de respuesta lo más corto posible.

El número de técnicas de medida que cumplen con estos requisitos se reduce considerablemente. De acuerdo con Hansen y Kauffeld [43], los métodos que permiten con mayor facilidad una medida en tiempo real son aquellos basados en la medición de temperatura, medición de densidad por efecto Coriolis y, en menor medida, medición de propiedades eléctricas. Sin embargo los métodos basados en la medición de la temperatura presentan muy poca precisión, por lo que la elección final se reduce a los dos últimos, presentando la medición de propiedades eléctricas peores características, tanto en precisión como en posibilidad de medida en tiempo real. Esto, unido al hecho de que se requería un equipo que permitiese una determinación precisa del gasto de hielo líquido, motivó que finalmente se optara por emplear un caudalímetro de efecto Coriolis para la determinación conjunta de densidad y gasto másico.

Obtención del contenido en hielo a partir de la medida de densidad y temperatura del hielo líquido

Asumiendo que los cristales de hielo están formados por agua pura⁹, la densidad del hielo líquido se puede expresar en función de las densidades de las fases que lo componen como:

$$\rho_{hl} = \frac{1}{\frac{\phi}{\rho_h} + \frac{(1-\phi)}{\rho_{fl}}} \quad (3.9)$$

A partir de esta expresión se deduce inmediatamente que el contenido en hielo se puede obtener como:

⁹Supuesto aceptado por la práctica totalidad de los investigadores que trabajan en el tema.

3. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

$$\phi = \frac{\rho_h (\rho_{fl} - \rho_{hl})}{\rho_{hl} (\rho_{fl} - \rho_h)} \quad (3.10)$$

Por tanto, conocidas las densidades de la mezcla —obtenida a partir de la medida proporcionada por el caudalímetro de efecto Coriolis— y de cada una de las fases que la componen, la determinación del contenido en hielo es inmediata.

La densidad del hielo depende de su temperatura, aunque en el rango de variación de temperaturas en el que se mueven los ensayos programados, la variación en la densidad del hielo es tan baja que el error cometido considerándola constante es en muchos casos despreciable. La siguiente expresión, propuesta por Pounder [82], ha sido la empleada para determinar la densidad del hielo (en kg/m^3) en función de su temperatura (en $^{\circ}\text{C}$):

$$\rho_h = 917 - 0,1403T \quad (3.11)$$

La obtención de la densidad de la fase líquida merece un análisis más detallado. Es bien sabido que la densidad de una disolución depende de su temperatura y de su concentración. Sin embargo, en el caso del hielo líquido, la concentración de la fase líquida no es constante, pues al ir formándose los cristales de hielo —formados por agua pura—, la concentración de la fase líquida aumenta progresivamente a partir de su valor inicial hasta, en teoría, llegar a la concentración de saturación, que dependerá de la temperatura a la que se encuentre la mezcla.

A cada concentración de una disolución corresponde una única temperatura de congelación, de forma que, en el proceso de formación del hielo líquido, una vez que la temperatura de la disolución desciende por debajo del valor de la temperatura de congelación correspondiente a su concentración inicial, la mezcla congelará parcialmente. Al separarse los cristales de hielo de la fase líquida, la concentración de ésta aumentará, hasta alcanzar una nueva situación en la que temperatura de la mezcla y concentración de la fase líquida se encuentran en equilibrio. Si la temperatura vuelve a bajar, aumentará de nuevo el porcentaje de hielo y con ello la concentración de la fase líquida, alcanzándose una situación de equilibrio diferente; si la temperatura sube, parte del hielo fundirá, de forma que baja la concentración de la fase líquida, hasta alcanzar una nueva situación de equilibrio entre la temperatura de la mezcla y la concentración de la fase líquida.

De los datos proporcionados por Melinder [74], se puede deducir la siguiente relación entre la concentración de la disolución, γ , y la temperatura de congelación, T_{cong} , para las disoluciones de NaCl:

$$T_{cong} = -0,0908151 - 0,51495\gamma - 0,0136316\gamma^2 \quad (3.12)$$

A partir de la temperatura del hielo líquido, la ecuación (3.12) permite deducir inmediatamente la concentración de la fase líquida, de forma que, a efectos prácticos, se puede considerar que la densidad de la fase líquida depende únicamente de la temperatura del hielo líquido, pues ésta condiciona el valor de la concentración de la fase líquida.

3.3. OBTENCIÓN DEL PORCENTAJE DE HIELO

En el texto de Melinder [74] se recoge la siguiente correlación, de uso general, para la obtención de las propiedades físicas de cualquier disolución:

$$\begin{aligned}
 f &= C_{00} + C_{01}(T - T_m) + C_{02}(T - T_m)^2 + C_{03}(T - T_m)^3 + \\
 &+ C_{10}(\gamma - \gamma_m) + C_{11}(\gamma - \gamma_m)(T - T_m) + C_{12}(\gamma - \gamma_m)(T - T_m)^2 + C_{13}(\gamma - \gamma_m)(T - T_m)^3 + \\
 &+ C_{20}(\gamma - \gamma_m)^2 + C_{21}(\gamma - \gamma_m)^2(T - T_m) + C_{22}(\gamma - \gamma_m)^2(T - T_m)^2 + C_{23}(\gamma - \gamma_m)^2(T - T_m)^3 + \\
 &+ C_{30}(\gamma - \gamma_m)^3 + C_{31}(\gamma - \gamma_m)^3(T - T_m) + C_{32}(\gamma - \gamma_m)^3(T - T_m)^2 + \\
 &+ C_{40}(\gamma - \gamma_m)^4 + C_{41}(\gamma - \gamma_m)^4(T - T_m) + \\
 &+ C_{50}(\gamma - \gamma_m)^5
 \end{aligned} \tag{3.13}$$

donde f puede ser cualquiera de las propiedades físicas analizadas por Melinder — temperatura de congelación, densidad, calor específico, conductividad térmica y viscosidad dinámica —, cuyo valor puede obtenerse en función de su temperatura, T , y su concentración, γ . Los valores de las constantes C_{ij} — proporcionados en forma de tablas — dependen tanto del tipo de disolución como de la propiedad física analizada, mientras que T_m y γ_m son unos valores de referencia que sólo dependen del tipo de disolución, siendo independientes de la propiedad física analizada.

Una vez conocidos los valores de todas las densidades implicadas, la obtención de la concentración en hielo del hielo líquido es inmediata sin más que aplicar la ecuación (3.10).

De forma resumida, el proceso de obtención de la concentración de un hielo líquido es el que se recoge en el siguiente cuadro:

1. Medición de la densidad del hielo líquido, $\rho_{hl} \rightarrow$ caudalímetro efecto Coriolis (10).
2. Medición de la temperatura del hielo líquido, $T_{hl} \rightarrow$ RTD (11).
3. Obtención de la densidad del hielo, $\rho_h \rightarrow$ ecuación (3.11).
4. Obtención de la concentración de la fase líquida, $\gamma_{fl} \rightarrow$ ecuación (3.12).
5. Obtención de la densidad de la fase líquida, $\rho_{fl} \rightarrow$ ecuación (3.13) con constantes C_{ij} obtenidas de Melinder [74].
6. Obtención de la concentración de hielo, $\phi \rightarrow$ ecuación (3.10).

OBTENCIÓN EXPERIMENTAL DE LA CONCENTRACIÓN DEL HIELO LÍQUIDO A PARTIR DE LA MEDIDA DE SU DENSIDAD Y TEMPERATURA.

3. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

Obtención del contenido en hielo a partir de la medida de temperatura del hielo líquido

Conocida la concentración inicial de la disolución empleada en la elaboración del hielo líquido, es posible obtener su contenido en hielo únicamente a partir de su temperatura, sin necesidad de disponer del dato de densidad.

A partir de la temperatura del hielo líquido, la ecuación (3.12) permite obtener la concentración de NaCl de la fase líquida. Conocida la concentración inicial, γ_0 , de NaCl y la concentración de la fase líquida, γ_{fl} , la concentración de hielo se puede deducir inmediatamente considerando que, dado que la cantidad total de NaCl no varía, el aumento en la concentración de la disolución es debido a que parte del agua contenida en la disolución cristaliza y pasa a ser hielo. La concentración de hielo se puede por tanto obtener mediante la expresión:

$$\phi = 1 - \frac{\gamma_0}{\gamma_{fl}} \quad (3.14)$$

Este método de obtención resulta mucho más simple que el anterior, pero presenta el inconveniente de su total incapacidad para detectar posibles anomalías en las condiciones de operación como las que se tratarán con detalle en la sección 3.5.

En la práctica, en todos los ensayos recogidos en esta tesis, la obtención simultánea del contenido en hielo mediante los dos métodos de cálculo propuestos se ha empleado como un método de control sobre las condiciones de operación de la instalación. Así, sólo se han considerado válidos los ensayos en los que las diferencias en los valores de concentración de hielo obtenidos con ambos métodos están dentro de la horquilla de incertidumbre asociada a los métodos empleados.

3.4. CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL DE LA DISOLUCIÓN EMPLEADA

La elaboración de la disolución empleada como base para la generación de hielo líquido se realiza a partir de sal común y agua de red tratada con un equipo de ósmosis inversa.

La medición del contenido en sales del agua de ósmosis se realiza mediante un medidor de conductividad Hanna Instruments Primo2, capaz de determinar la concentración de sólidos totales disueltos — TDS por sus siglas en inglés — en el rango de 0 a 1999 ppm, con una precisión de $\pm 2\%$ del fondo de escala. Los valores de TDS obtenidos en todas las muestras analizadas han estado siempre por debajo de 50 ppm, de forma que su efecto sobre las propiedades de la disolución elaborada puede considerarse completamente despreciable.

La concentración en NaCl de la disolución elaborada se controla mediante un conductímetro CRISON CM-35, dotado con una sonda 5063 que permite medir conductividades entre $100 \mu\text{S}/\text{cm}$ y $500 \cdot 10^3 \mu\text{S}/\text{cm}$. Este equipo realiza de forma automática la compensación de temperatura gracias a un sensor de temperatura Pt-1000 incorporado en la sonda y permite expresar la conductividad en S/cm o en g/l de NaCl. El error de

3.4. CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL DE LA DISOLUCIÓN EMPLEADA

medida es del 0.5 % del fondo de escala en la medición de conductividad y del 2 % del fondo de escala en la medición de salinidad.

En los primeros ensayos de calibración realizados para el hielo líquido generado a partir de una disolución al 9 % de NaCl se apreciaron diferencias importantes en los valores de contenido en hielo obtenidos a partir de los dos métodos propuestos en la sección 3.3. Buscando tratar de acotar las posibles causas de esas diferencias, se decidió obtener una caracterización experimental de la variación de la densidad con la concentración y la temperatura para las disoluciones elaboradas a partir de sal común y agua de ósmosis.

Para ello se elaboraron seis disoluciones distintas, con concentraciones de NaCl del 2,9 %, 3,85 %, 4,8 %, 7,1 %, 9,4 % y 12,2 %, que se enfriaron lentamente desde los 20°C hasta su temperatura de congelación¹⁰.

Esos resultados experimentales se compararon con los valores teóricos obtenidos aplicando la ecuación (3.13).

Los resultados obtenidos se han presentado en la figura 3.6.

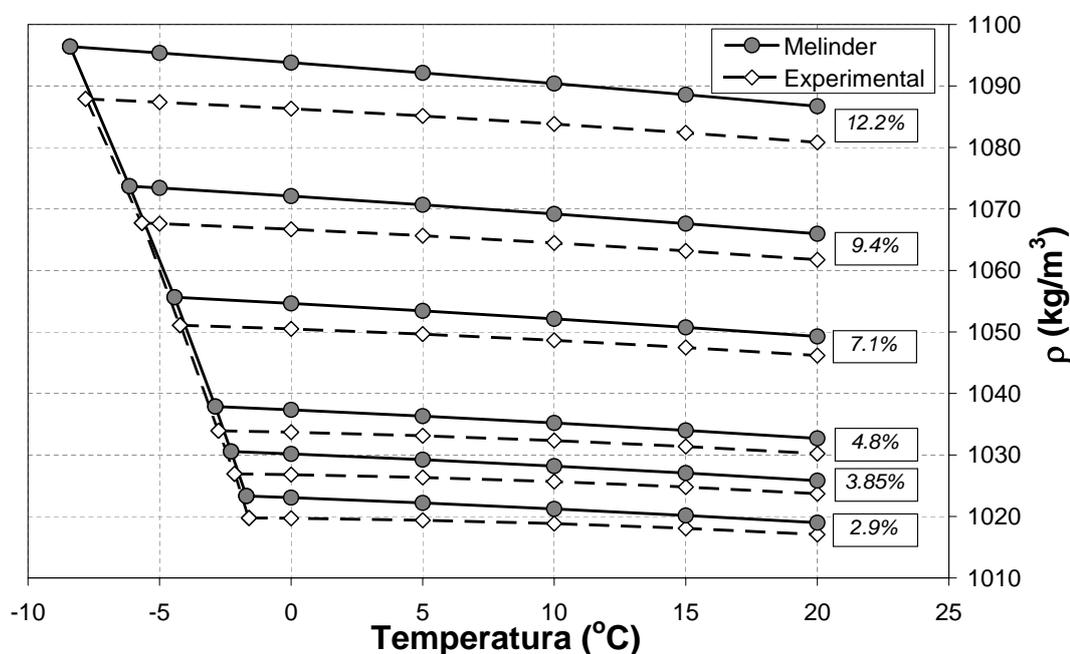


Figura 3.6.: Variación de la densidad con la temperatura para distintas concentraciones de NaCl. Comparación entre los resultados teóricos [74] y experimentales.

En todas las disoluciones analizadas, los datos experimentales de densidad quedan siempre por debajo de los valores obtenidos aplicando la expresión (3.13) propuesta por Melinder, con unas diferencias que aumentan al aumentar la concentración de la disolución o al bajar la temperatura. No se tiene información sobre como han sido

¹⁰Este valor se detecta con facilidad por el ostensible cambio de pendiente que se produce tanto en la curva de enfriamiento de la disolución, como en la evolución de su densidad.

3. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

obtenidos los datos presentados por Melinder, por lo que resulta complicado tratar de buscar una explicación a este comportamiento; parece que la explicación más sencilla podría ser una diferencia en la estimación de la concentración de la disolución, pero esto no explicaría las diferencias de comportamiento obtenidas al bajar la temperatura. Sin embargo, no es objeto de esta tesis analizar con detalle las propiedades de la disolución y por otro lado, los datos obtenidos permiten explicar, al menos en parte, las diferencias encontradas, por lo que no se dedicó más esfuerzo en tratar de aclarar las diferencias de comportamiento observadas.

Es interesante destacar que las curvas de congelación — las líneas que muestran la evolución de la densidad de la disolución en el momento en que empieza a congelar — prácticamente se superponen cuando se representan en el plano temperatura/densidad, existiendo un sesgo importante entre ambas si se representan en función de la concentración de la disolución. Esto significa que los valores de densidad de la fase líquida obtenidos a partir de la temperatura — siempre que se haya llegado a producir hielo — son prácticamente los mismos aplicando la expresión propuesta por Melinder o usando los datos experimentales propios — la curva de cristalización se utiliza como una relación temperatura/densidad, sin hacer uso de los datos de concentración de la fase líquida —, de forma que la concentración de hielo obtenida a partir de la densidad del hielo líquido será también la misma. Las diferencias aparecen cuando la concentración de hielo se estima sólo a partir de los datos de temperatura — en este caso la curva de cristalización se utiliza como una relación temperatura/concentración — pues las diferentes curvas de cristalización — *teórica* o *experimental* — arrojan valores distintos de concentración de la disolución para una misma temperatura, obteniéndose así diferencias importantes en la estimación del contenido en hielo.

En todo el proceso experimental seguido en esta tesis, la determinación del contenido en hielo en base a la temperatura del hielo líquido se ha realizado empleando los datos de evolución de densidad obtenidos en los ensayos realizados y el valor obtenido se ha comparado con el dato de contenido en hielo obtenido a partir de la medición de la densidad del hielo líquido.

3.5. PUESTA A PUNTO DE LA INSTALACIÓN

Antes de poder abordar la realización de los ensayos de pérdida de presión y transmisión de calor en tubos, fue necesario solucionar un buen número de problemas en la instalación de generación y acumulación de hielo líquido que, por su interés práctico, se ha creído conveniente detallar aquí.

Equipo de generación de hielo líquido

El equipo de generación empleado es el descrito en la sección 3.2 y representado en las figuras 3.2 y 3.4. Este equipo no estaba inicialmente concebido para trabajar en ciclo, es decir, estaba pensado para que los cristales de hielo generados fuesen extraídos y llevados hasta la aplicación, de forma que el fluido que entrase en el intercambiador

3.5. PUESTA A PUNTO DE LA INSTALACIÓN

lo hiciese siempre libre de cristales de hielo. Sin embargo, el análisis planteado en este trabajo requiere alcanzar elevadas concentraciones de hielo, para lo que es necesario trabajar en ciclo cerrado, es decir, es necesario recircular el fluido hasta alcanzar la concentración de hielo de interés. Este cambio en la forma de uso del equipo originó serios problemas, con continuos bloqueos de la instalación motivados por la circulación de una importante cantidad de cristales de hielo por el interior del intercambiador.

Cuando los elementos rascadores arrancan el hielo de las paredes del intercambiador, lo hacen en forma de escamas, que en realidad son asociaciones de multitud de pequeños cristales de hielo — su diámetro medio está en torno a los $500\ \mu\text{m}$ —. Estas escamas muestran una fuerte tendencia a asociarse con otras similares, formando grandes asociaciones de cristales de hielo que bloqueaban¹¹ con facilidad el paso a través de los orificios de los elementos rascadores. Para solucionar este problema, se trabajó en dos líneas de actuación diferentes:

- Por un lado se buscó reducir la concentración de cristales de hielo en el interior del intercambiador. Para ello se instaló un sistema de separación de partículas — marcado como (4) en la figura 3.1 — entre la bomba y la entrada al intercambiador. Con este sistema los cristales de hielo son separados de la fase líquida y devueltos al depósito de acumulación, evitando así la entrada de hielo al generador, de forma que el único hielo presente en su interior es el que se está generando en cada momento.
- Por otro lado se mejoró el diseño de los dispositivos de raspado, pasando de un diseño inicial con seis orificios circulares a un diseño mejorado de tres orificios de mayor tamaño — el detalle del diseño final se muestra en la figura 3.3 —. El efecto buscado con esta modificación no es tanto aumentar la superficie libre de paso para los cristales, como proporcionar un paso más holgado, por el que las escamas de hielo puedan circular con mayor facilidad.

Con estas modificaciones¹² se consiguió mejorar el funcionamiento del generador, evitando por completo cualquier tipo de bloqueo en la instalación.

La instalación experimental se diseñó para que el equipo de generación de hielo funcione de forma continua. Así, el generador de hielo se arranca en el momento en que se decide efectuar un nuevo ensayo y funciona ininterrumpidamente hasta que se alcanza la concentración de hielo que se quiere ensayar. Durante el desarrollo de los ensayos el fluido va ganando energía — energía aportada por la bomba y por el sistema de agitación, más la entrada de calor que se produce desde el ambiente por los inevitables defectos de aislamiento —, de forma que, a pesar de la gran inercia térmica del depósito de acumulación, la instalación no puede parar por completo, sino que debe tener un

¹¹Estos bloqueos se formaban al compactarse los cristales de hielo en grandes bloques que interrumpían la circulación del fluido y precisaban varias horas para disolverse.

¹²Fue además necesario invertir el sentido de circulación del fluido dentro del intercambiador para facilitar la salida de los cristales de hielo, pues tal como estaba diseñado el intercambiador, la salida del fluido se producía a través de una tubería perpendicular al eje del intercambiador, de forma que los cristales de hielo tenían tendencia a acumularse en esa zona.

3. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

sistema de control que gestione los periodos de arranque y parada para así compensar esa entrada de calor. En la práctica, la parada no afecta a toda la instalación de generación de hielo líquido, sino que se detiene únicamente la generación de frío —se para la máquina frigorífica de compresión mecánica de vapor—, pero el bombeo de fluido al interior del generador y el movimiento de la barra rascadora continúan. Con esto se busca evitar que durante los primeros instantes de los periodos de parada se produzca un crecimiento de cristales de hielo en la pared del intercambiador que pueda deteriorar los dispositivos de raspado en los siguientes arranques de la instalación.

El control de los periodos de arranque y parada de la máquina frigorífica se realiza a través de un controlador de temperatura Omron E5CN, que actúa sobre la alimentación eléctrica de la máquina frigorífica en base a la consigna establecida para la señal de temperatura obtenida de una RTD colocada en el depósito de acumulación de hielo líquido.

Instalación de acumulación

La instalación de acumulación de hielo líquido está formada por el depósito y el sistema de acumulación, tal y como se describió en la sección 3.2. Su aspecto se muestra en la figura 3.4, en la que se aprecia en la parte superior del depósito (5) la existencia de un motor eléctrico (6) correspondiente al sistema de agitación. Este sistema de agitación debe ser capaz de mantener unas condiciones de gran homogeneidad en el interior del depósito para que, de esta forma, el flujo de hielo líquido enviado hacia el circuito de ensayos tenga exactamente el mismo contenido en hielo que se tiene en el interior del depósito.

Con este fin, inicialmente se instaló un sistema de agitación con hélices de pequeño tamaño —25 cm de diámetro— girando a gran velocidad —el motor eléctrico gira a una velocidad máxima de 1500 r.p.m., aunque se dotó de un variador de frecuencia para poder regular esa velocidad— y se probaron distintas configuraciones —una o dos hélices, colocadas a distintas distancias del fondo del depósito— y velocidades de giro. Con este sistema se consiguió obtener unas condiciones de gran agitación en el interior del depósito, incluso para altas concentraciones de hielo. Sin embargo, en condiciones de alta concentración de hielo se hacía necesario mantener el motor girando a su máxima velocidad y, en esas condiciones, el giro de las hélices originaba un torbellino que llegaba hasta la superficie libre del fluido, provocando la entrada de aire en la masa de hielo líquido, por lo que este sistema tuvo que ser descartado.

Se pasó así a un sistema de agitación de baja velocidad en el que las hélices se sustituyeron por un sistema de tres conos y se colocó un reductor mecánico entre el motor y el eje del agitador. Con esto se consiguió mantener unas buenas condiciones de agitación y se evitó por completo la entrada de aire. Sin embargo, para concentraciones de hielo elevadas —en torno al 25 %—, se podía ver a través de las ventanas del depósito como, impulsado por la acción de los conos, el hielo tendía a acumularse en toda la zona no barrida directamente por los conos —tanto en el fondo del depósito como en la zona superior—, formando grandes bloques compactos de hielo. Por esta razón, en el diseño finalmente adoptado fue necesario incluir dos sistemas de palas que barriesen esas zonas,

3.5. PUESTA A PUNTO DE LA INSTALACIÓN

evitando así la acumulación de hielo¹³.

La figura 3.7 muestra una imagen del diseño finalmente adoptado.



Figura 3.7.: Diseño final del sistema de agitación empleado.

Los ensayos realizados después de optimizar el diseño de la instalación de agitación siguieron arrojando diferencias importantes entre el contenido en hielo obtenido a partir de la medida de la densidad y temperatura del hielo líquido y el obtenido empleando únicamente el dato de temperatura. Se pudo verificar además que estas diferencias oscilaban en función del caudal de hielo líquido trasegado, llegándose a la conclusión final de que el contenido en hielo del flujo enviado hacia la zona de ensayos no sólo depende de que las condiciones de almacenamiento sean completamente homogéneas, sino que también se ve influido por las condiciones de aspiración.

Parece que el origen de este fenómeno está motivado por la separación de fases que se produce en la vena fluida que origina la aspiración de la bomba en el seno del tanque de almacenamiento. Al ser diferentes las densidades de la fase líquida y sólida, el

¹³Este sistema ha funcionado satisfactoriamente hasta concentraciones de hielo en torno al 25%; por encima de este valor resulta muy complicado evitar las acumulaciones de hielo que se producen en multitud de zonas del depósito, lo que provocó que en la práctica, la concentración máxima de hielo ensayada se limitase al 25%.

3. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

arrastre originado por la aspiración de la bomba es distinto, provocando una separación de fases que depende de las condiciones de aspiración, es decir, del caudal trasegado. Así, para caudales muy altos esa separación es más evidente, de forma que la concentración en hielo del fluido aspirado es menor — el valor de densidad proporcionado por el caudalímetro de efecto Coriolis es mayor — que para caudales bajos.

Para solucionar este problema, inicialmente se modificó el sistema de aspiración de la bomba, sustituyendo el montaje inicial con una sola toma por un sistema con tres tomas colocadas a distintas alturas del depósito, controladas por válvulas de paso de accionamiento manual. La idea era actuar sobre el sistema de agitación para provocar intencionadamente un gradiente de densidades en el interior del depósito. Así, operando sobre las válvulas que controlan la altura desde la que se aspira, se podrían hacer distintas mezclas y de esa forma controlar el porcentaje de hielo enviado hacia la zona de ensayo. El control se hacía manualmente, por comparación de la concentración de hielo obtenida empleando los dos métodos de cálculo propuestos en la sección 3.3. Aunque este sistema funcionó, se necesitaba mucho tiempo para ajustar el contenido en hielo para cada caudal ensayado y, además, era frecuente que se produjese el bloqueo parcial de los tubos de aspiración cuyas válvulas de paso no se tenían completamente abiertas. Por este motivo se desechó este método de control y se buscó otro sistema que permitiese un mejor control del contenido en hielo para el fluido ensayado.

Finalmente se optó por el sistema de filtración formado por el separador de partículas (8) y la bomba centrífuga (9) que se muestran en la figura 3.1. Este sistema, colocado en la impulsión de las bombas, permite extraer del flujo principal parte de la fase líquida y reenviarla al depósito de acumulación, aumentando así el contenido en hielo del flujo enviado hacia la zona de ensayos. El porcentaje de fase líquida reenviado hacia el depósito se controla actuando sobre el variador de frecuencia que alimenta la bomba (9), permitiendo así un control preciso del contenido en hielo.

3.6. CONTROL DEL TAMAÑO DE LOS CRISTALES DE HIELO

El tamaño de los cristales de hielo depende de varios factores como son las condiciones de generación — tipo de generador empleado y condiciones de operación del mismo —, las condiciones de almacenamiento — modificaciones que se producen en los cristales durante su almacenamiento con/sin agitación — o el tipo de disolución empleada. Los ensayos se han realizado con hielo líquido generado siempre a partir de la misma disolución y en un generador cuyas condiciones de operación se han tenido que mantener invariables¹⁴. Además, las modificaciones durante el almacenamiento han sido siempre mínimas, ya que el tiempo de almacenamiento ha sido siempre inferior a seis horas¹⁵. Por

¹⁴Aunque la velocidad de rascado es regulable, en la práctica, los problemas de bloqueo del generador descritos en la sección 3.5 obligaron a trabajar siempre en condiciones de máxima velocidad de rascado.

¹⁵Al finalizar cada ensayo se detiene la instalación frigorífica, de forma que, cuando se reemprenden los ensayos al día siguiente, la entrada del calor producida durante todas las horas en la que la

3.6. CONTROL DEL TAMAÑO DE LOS CRISTALES DE HIELO

tanto, en la práctica, el tamaño de los cristales de hielo ha sido una constante en todos los ensayos realizados.

En la figura 3.8 se muestran cuatro imágenes de los cristales de hielo capturadas en distintos días, en las que puede apreciarse que el tamaño medio de los cristales es muy similar en todos los casos.

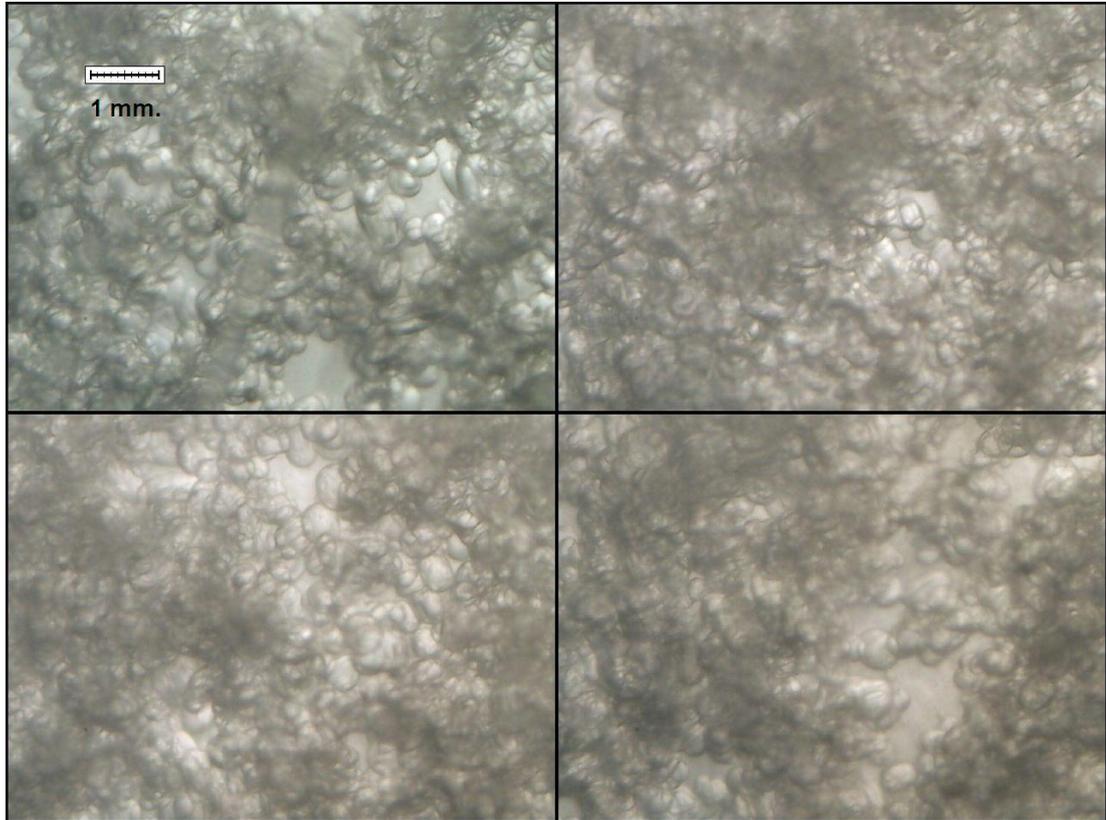


Figura 3.8.: Imágenes microscópicas de los cristales de hielo ensayados.

La obtención de estas imágenes se realiza con una cámara digital asociada a un estéreo-microscopio Zuzi 235-B — marcado con el número (18) en la figura 3.1 —, que capta las imágenes del hielo líquido obligado a circular a través de un pequeño conducto transparente de sección rectangular, fabricado a partir de placas de metacrilato de 3 mm de espesor. Cuando se desea tomar una imagen de los cristales de hielo — esto se hace antes y después de cada serie de ensayos para controlar la posible evolución de su tamaño —, una derivación en la rama principal de la instalación de ensayos permite desviar la circulación del hielo líquido hacia ese conducto de metacrilato. La circulación de hielo líquido se mantiene el tiempo suficiente para que la temperatura de los conductos

instalación ha estado parada provoca que, en cuanto se arranca el sistema de agitación, todo el hielo acumulado funde. Por tanto, cada ensayo se realiza con el hielo generado justo antes de la realización del ensayo.

3. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

alcance una situación de equilibrio con el fluido que circula por su interior. Alcanzada esa situación de equilibrio, se cierran las válvulas colocadas a la entrada y salida de la derivación, de forma que se detiene la circulación de fluido y es posible tomar la imagen —de otra forma, la elevada velocidad de circulación del fluido obligaría a emplear una cámara de alta velocidad—, sin que se produzca una variación significativa en la geometría de los cristales de hielo fotografiados.

3.7. OPERACIÓN DE LA INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

Una vez solucionados todos los problemas de puesta a punto, la instalación experimental que se ha presentado permite realizar, en condiciones estables y repetitivas, ensayos de pérdida de presión y transmisión de calor en los que se puede estudiar la influencia del contenido en hielo, ϕ , la relación de diámetros, d/D , y el número de Reynolds, Re .

El primer parámetro que se fija en cada ensayo es el contenido en hielo a analizar y, una vez que se consigue alcanzar ese contenido en hielo, se ajustan el resto de variables a los valores de ensayo. De forma resumida, la realización de los ensayos consta de las siguientes etapas:

1. Obtención del contenido en hielo, ϕ , de interés:

- a) Arranque de la instalación: cada ensayo se inicia con la puesta en marcha de la instalación de generación de hielo líquido.
 - 1) El primer paso debe ser fijar la temperatura de consigna, cuyo valor está directamente relacionado con el contenido en hielo a alcanzar. A continuación se arrancan por orden todos los equipos.
 - 2) Arranque de la bomba de recirculación de hielo líquido. Se trata de la bomba centrífuga que extrae el fluido —salmuera al inicio, hielo líquido al bajar la temperatura— del depósito de acumulación y lo lleva hacia el generador de hielo líquido.
 - 3) Arranque de la unidad hidráulica. Es el equipo que dota de movimiento a los dispositivos rascadores y debe ponerse en marcha antes de comenzar a aplicar frío.
 - 4) Arranque de la máquina frigorífica.
 - 5) Arranque del sistema de agitación. Este equipo arranca en cuanto se alcanza la temperatura correspondiente a la primera aparición de hielo. Con ello se evita que, mientras se alcanza la concentración necesaria para los ensayos, el hielo que se va formando pueda llegar a compactar.
- b) Generación de hielo líquido: arrancados todos los equipos, la instalación funciona en ciclo cerrado —la bomba extrae el fluido del depósito y lo envía al generador desde donde es devuelto al depósito— hasta que se alcanza

3.7. OPERACIÓN DE LA INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

la concentración de hielo que se pretende ensayar. Una vez alcanzado esa concentración de consigna, comienza la fase de ensayos propiamente dicha, aunque, para mantener constante la concentración de hielo durante todo el tiempo de ensayos, toda la instalación de generación de hielo líquido sigue en marcha, con la única excepción de la máquina frigorífica que, controlada por un controlador de temperatura, arranca o para en función de la temperatura del hielo líquido almacenado, manteniendo así constante su concentración.

2. Fase de ensayos. Durante la realización de los ensayos es necesario controlar que todas las variables de interés se encuentran dentro del rango que se pretende ensayar:

- a) Relación de diámetros, d/D : como ya se ha expuesto en la sección 3.6, no es posible controlar el tamaño de los cristales del hielo líquido ensayado, por lo que la única forma de controlar la relación d/D es actuando sobre el diámetro del tubo a ensayar. En la práctica, una vez decidida la concentración de hielo a ensayar, la segunda variable que se fija es la relación d/D , decidiendo el tubo¹⁶ que se va a ensayar.
- b) Número de Reynolds, Re : su valor se controla regulando el caudal del hielo líquido impulsado. Para ello la instalación experimental dispone de dos¹⁷ bombas centrífugas, dotada cada una de ellas de un variador de frecuencia que permite regular la velocidad de giro de su motor.
- c) Control del contenido en hielo, ϕ : como se expuso en la sección 3.5, aunque en el depósito de acumulación se alcancen unas condiciones óptimas, el caudal de hielo líquido impulsado afecta a su contenido en hielo de forma que, una vez ajustado el caudal de impulsión, es necesario comprobar que el hielo líquido impulsado se encuentra en condiciones de equilibrio. Para ello se comprueba que el contenido en hielo deducido a partir de los datos de densidad es el mismo que el deducido a partir de la temperatura, según los dos métodos de evaluación presentados en la sección 3.3. Si hay un desequilibrio entre ambas medidas, se opera sobre la bomba centrífuga (9) colocada tras el sistema de filtración (8), para extraer parte de la fase líquida del flujo principal, hasta ajustar completamente el contenido en hielo, ϕ .

Este control del contenido en hielo puede afectar al caudal de hielo líquido

¹⁶Para los ensayos de transmisión de calor sólo se dispone de tubo de acero inoxidable 316L de 20 mm de diámetro exterior, por lo que no es posible variar esta relación de diámetros.

¹⁷En un primer momento se pensó que sólo con la bomba de mayor tamaño sería suficiente, pues los caudales más bajos se podrían conseguir introduciendo artificialmente fuertes pérdidas de carga en el circuito hidráulico. Esas pérdidas de carga se puede conseguir de forma sencilla colocando una válvula de paso en la impulsión de la bomba, que se cierra parcialmente para hacer bajar el caudal de fluido en circulación. Sin embargo este sistema no funcionó satisfactoriamente debido a que, para bajos caudales, una válvula parcialmente cerrada provoca un funcionamiento inestable de la instalación, motivado por el atrapamiento de cristales y posterior liberación descontrolada que se produce en esa válvula.

3. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

impulsado, de forma que en muchas ocasiones es necesario un proceso iterativo para conseguir ajustar ϕ y Re a los valores que se pretenden ensayar.

El método de operación descrito permite controlar el valor de los parámetros de interés y variarlos dentro del rango de interés para la mayoría de las aplicaciones prácticas. En la tabla 3.3 se recoge el rango de variación para cada una de las variables estudiadas en los dos tipos de ensayos realizados.

Tipo de ensayo	Re	ϕ	d/D
Pérdida de presión	4000 ÷ 52000	0,05 ÷ 0,25	0,014 ÷ 0,031
Transmisión de calor	4000 ÷ 32000	0,05 ÷ 0,25	0,031

Tabla 3.3.: Rango de variación de las variables de interés permitido por la instalación de ensayos desarrollada.

4. ENSAYOS DE PÉRDIDA DE PRESIÓN Y TRANSMISIÓN DE CALOR EN TUBOS

La revisión bibliográfica presentada en el Capítulo 2 ha revelado que la información que puede obtenerse de la mayoría de los trabajos experimentales publicados sobre el comportamiento térmico y fluido-dinámico del hielo líquido no es lo suficientemente clara y, en muchos casos, no se presenta de la forma más adecuada. Incluso las conclusiones obtenidas por diferentes autores son en ocasiones contradictorias, lo que ha originado cierta confusión sobre las propiedades del fluido y ha impedido que los posibles usuarios del hielo líquido tengan una idea clara sobre cuales son los factores que influyen en el comportamiento de este fluido y de qué forma influye cada uno de ellos.

El análisis dimensional presentado en el Capítulo 3 ha dejado claro que los factores de mayor influencia en el comportamiento del hielo líquido cuando fluye por el interior de un tubo horizontal son la concentración de hielo, ϕ , el número de Reynolds, Re , y la relación entre el diámetro medio de los cristales de hielo y el diámetro del tubo, d/D . Este capítulo se plantea como un estudio experimental de los procesos de pérdida de presión y transmisión de calor que permita obtener la influencia real que cada uno de esos factores tiene sobre los procesos analizados. El objetivo final de este estudio experimental será obtener unas correlaciones capaces de predecir las características de los procesos de pérdida de presión y transmisión de calor que se producen al trabajar con hielo líquido en el rango de condiciones de operación más habituales en aplicaciones prácticas.

Haciendo uso de la instalación experimental descrita en el Capítulo 3, se realizarán los ensayos destinados a obtener la influencia de ϕ , Re y d/D en los procesos de pérdida de presión y transmisión de calor para el hielo líquido generado a partir de una disolución al 9 % de agua y NaCl.

4.1. ENSAYOS DE PÉRDIDA DE PRESIÓN

El objetivo de estos ensayos es analizar la influencia que sobre el proceso de pérdida de presión — caracterizado a través del coeficiente de pérdida de presión de Darcy, λ — tienen la concentración de hielo, ϕ , el número de Reynolds, Re , y la relación entre el diámetro medio de los cristales de hielo y el diámetro del tubo, d/D .

En el análisis planteado se ha enfocado el problema desde una doble perspectiva, aunque partiendo siempre de la experimentación como base que proporciona la información necesaria para el estudio de las características reológicas del hielo líquido. Por un lado,

4. ENSAYOS EN TUBOS

se hará un análisis de resultados de marcado carácter tecnológico, en el que se buscará ajustar los resultados obtenidos a correlaciones de fácil aplicación que puedan ser empleadas como herramienta de diseño por los proyectistas de este tipo de instalaciones. Por otro lado, en un análisis de mayor componente científico, los datos experimentales se analizarán a la luz de los distintos modelos reológicos habitualmente empleados para describir el comportamiento de las suspensiones, buscando el modelo que mejor se ajuste a los resultados obtenidos en la experimentación y obteniendo a partir de ese modelo una expresión para el coeficiente de pérdida de presión.

4.1.1. CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE PÉRDIDA DE PRESIÓN

Los ensayos de pérdida de presión se realizan en condiciones isoterma y consisten en determinar la caída de presión por unidad de longitud producida al circular hielo líquido por el interior de un tubo horizontal.

La ecuación de Darcy-Weisbach permite relacionar la caída de presión, Δp , con la velocidad del flujo, v , la relación entre el diámetro y la longitud de la tubería, L/D , y el coeficiente adimensional de pérdida de presión de Darcy, λ :

$$\Delta p = \lambda \frac{L}{D} \frac{\rho v^2}{2} \quad (4.1)$$

A partir de la medición experimental de los valores de pérdida de presión y gasto másico de hielo líquido, y conocidas las características geométricas del tubo ensayado —diámetro interior y distancia entre tomas de presión—, la ecuación (4.1) permite obtener de forma inmediata el valor del coeficiente de pérdida de presión, λ , para cada dato experimental analizado.

El objetivo de estos ensayos es relacionar el valor de λ con el de aquellas variables que el análisis dimensional ha revelado que tienen interés práctico para las posibles aplicaciones del hielo líquido: ϕ , d/D y Re .

El contenido en hielo, ϕ , del hielo líquido analizado se determina a partir de la medida de la densidad y temperatura del fluido, aplicando la ecuación (3.10) según el método propuesto en el Capítulo 3.

La relación de diámetros, d/D , se obtiene sin más que dividir el diámetro medio de los cristales de hielo entre el diámetro interior de cada tubo. Según se trató en el Capítulo 3, en la práctica el diámetro medio de los cristales de hielo se mantiene aproximadamente constante en torno a $500 \mu m$ para todos los ensayos realizados.

La obtención experimental del número de Reynolds, Re , resulta bastante más complicada que la de los otros dos parámetros de influencia. Su valor depende tanto de las características geométricas del tubo ensayado como de la velocidad del flujo y las propiedades físicas del fluido en circulación:

$$Re = \frac{\rho_{hl} v D}{\mu_{hl}} \quad (4.2)$$

donde el diámetro, D , del tubo es un dato conocido y la densidad del hielo líquido, ρ_{hl} , es un variable medida en la instalación experimental —proporcionada por el caudalímetro

4.1. ENSAYOS DE PÉRDIDA DE PRESIÓN

de efecto Coriolis—, mientras que la velocidad del fluido puede obtenerse a partir de los valores de gasto másico —también proporcionado por el caudalímetro de efecto Coriolis— y densidad, según la siguiente expresión:

$$v = \frac{Q_{hl}}{A_t} = \frac{\dot{m}_{hl}}{\rho_{hl}A_t} = \frac{4\dot{m}_{hl}}{\rho_{hl}\pi D^2} \quad (4.3)$$

El principal problema para la determinación experimental del número de Reynolds está en la obtención de la viscosidad del hielo líquido. Como se trató en el Capítulo 2, éste es un tema aún no resuelto, pues existen muchos modelos de viscosidad a los que se ha tratado de ajustar el comportamiento del hielo líquido sin que por el momento esté claro cual es el más adecuado o en que condiciones debe emplearse cada uno. Por otro lado, la determinación experimental de la viscosidad efectiva del hielo líquido no proporciona la suficiente precisión, pues los diferentes métodos de medida empleados por los diversos autores e incluso los distintos tamaños de los tanques de almacenamiento empleados han llevado a importantes diferencias en los valores experimentales obtenidos [52]. Esta es la razón por la que el análisis del proceso de pérdida de presión se va a abordar desde las dos perspectivas diferentes mencionadas anteriormente.

Un análisis riguroso del proceso, como el emprendido en esta tesis, requiere que se determine cual es el comportamiento reológico del fluido estudiado. Para ello será necesario, en base a los distintos modelos teóricos desarrollados para describir el comportamiento de las suspensiones, analizar los resultados de los ensayos experimentales, hasta determinar a cual de esos modelos se ajustan mejor los datos obtenidos y, a partir de las ecuaciones constitutivas del modelo, obtener una expresión *semi-empírica* para el coeficiente de pérdida de presión. Esta será por tanto la primera línea de trabajo seguida para analizar los datos obtenidos de los ensayos experimentales.

Sin embargo, desde el punto de vista del usuario final que ha de diseñar las instalaciones de aplicación de hielo líquido, una caracterización del proceso de pérdida de presión a partir de correlaciones ajustadas a complicados modelos reológicos carece de interés, pues un enfoque práctico del problema debe proporcionar correlaciones de fácil aplicación que no requieran un profundo conocimiento de las propiedades físicas del fluido. Por esta razón, una segunda línea de trabajo consistirá en tratar de obtener esas correlaciones sencillas de fácil aplicación práctica.

Para ello, se define un número de Reynolds de referencia, Re_{ref} , basado no en las propiedades físicas del hielo líquido, sino en las que tendría la disolución empleada para su elaboración —en el caso de esta tesis, disolución de agua y NaCl al 9%— a una temperatura de referencia de 0°C:

$$Re_{ref} = \frac{\rho_{ref}vD}{\mu_{ref}} \quad (4.4)$$

donde ρ_{ref} y μ_{ref} son la densidad y viscosidad a 0°C de una disolución al 9% de NaCl, D es el diámetro del tubo y v es la velocidad real del fluido en circulación, obtenida aplicando la ecuación (4.3).

El objetivo de esta segunda línea de trabajo será obtener, a partir de los resultados

4. ENSAYOS EN TUBOS

de los ensayos experimentales, expresiones sencillas que permitan establecer la relación entre el coeficiente de pérdida de presión, λ , y los valores de ϕ , d/D y Re_{ref} .

4.1.2. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL

La información básica que proporcionan los ensayos de pérdida de presión es el valor de la diferencia de presión que se origina entre dos puntos de un tramo recto de tubería horizontal al circular por su interior hielo líquido bajo distintas condiciones de ensayo. El objetivo es obtener, a partir de esa información básica, correlaciones del tipo $\lambda = \lambda(Re, \phi, d/D)$ para régimen laminar y turbulento, así como hallar el punto de transición.

Para una adecuada programación de los ensayos experimentales, es necesario definir cuál es el rango de variación de interés para cada uno de los factores que tienen influencia sobre el coeficiente de pérdida de presión, de forma que los ensayos sean capaces de cubrir esos rangos.

En el Capítulo 1 se estableció un límite en torno al 30÷35 % para el contenido máximo en hielo que, de forma general, se puede alcanzar en depósitos de almacenamiento con agitación homogénea. Para la realización de los ensayos de pérdida de presión es necesario además conseguir un estricto control sobre el contenido en hielo del fluido extraído de esos depósitos, de forma que, según se vio en el Capítulo 3, el contenido máximo en hielo que ha sido posible alcanzar en estos ensayos ha sido del 25 %. Se han programado por tanto ensayos con concentraciones de hielo del 5, 10, 15, 20 y 25 %.

Aunque depende de varios factores, según se razonó en el Capítulo 3, el tamaño de los cristales de hielo es una variable sobre la que no se ha podido actuar, de forma que se ha mantenido prácticamente constante en torno a $500 \mu m$ para todos los ensayos realizados. Por tanto, la variación en la relación d/D se ha visto limitada a la variación en el diámetro interior de las tuberías ensayadas. Las características de esas tuberías —diámetro interior, distancia entre tomas de presión y material de fabricación— se recogieron en la tabla 3.1 del Capítulo 3. Los valores de la relación de diámetros correspondientes a las características geométricas de los tubos y el hielo líquido ensayados son: $d/D = 0,138 \cdot 10^{-1}$, $0,177 \cdot 10^{-1}$, $0,242 \cdot 10^{-1}$, $0,278 \cdot 10^{-1}$ y $0,3125 \cdot 10^{-1}$ para tubo liso y $d/D = 0,278 \cdot 10^{-1}$ para tubo corrugado.

Se ha tratado ya la dificultad que entraña la obtención del valor real del número de Reynolds para el hielo líquido, por lo que los ensayos se han programado en base a la variación del número de Reynolds de referencia, Re_{ref} .

Los ensayos deben realizarse en condiciones de flujo homogéneo, ya que una situación de flujo heterogéneo puede resultar problemática en aplicaciones prácticas y por tanto debe evitarse. Para ello, la velocidad del flujo debe estar siempre por encima de la velocidad de transición entre flujo homogéneo y heterogéneo, limitando así el valor mínimo de Re_{ref} para los ensayos. Esta velocidad depende de varios factores, entre los que se encuentran el diámetro de la conducción y la concentración de cristales de hielo, no existiendo modelos fiables que permitan predecir su valor. En la práctica, se ha buscado en cada caso —para cada tubo ensayado y para cada concentración— el

4.1. ENSAYOS DE PÉRDIDA DE PRESIÓN

gasto másico mínimo que es capaz de asegurar unas condiciones de flujo homogéneo¹.

El gasto másico máximo viene limitado por el punto de funcionamiento para cada tubo ensayado, es decir, por la intersección entre la curva característica de la bomba empleada para impulsar el hielo líquido y la curva característica de la instalación, que depende del tubo ensayado. Por tanto, el valor máximo de Re_{ref} dependerá del tubo ensayado y la concentración del hielo líquido².

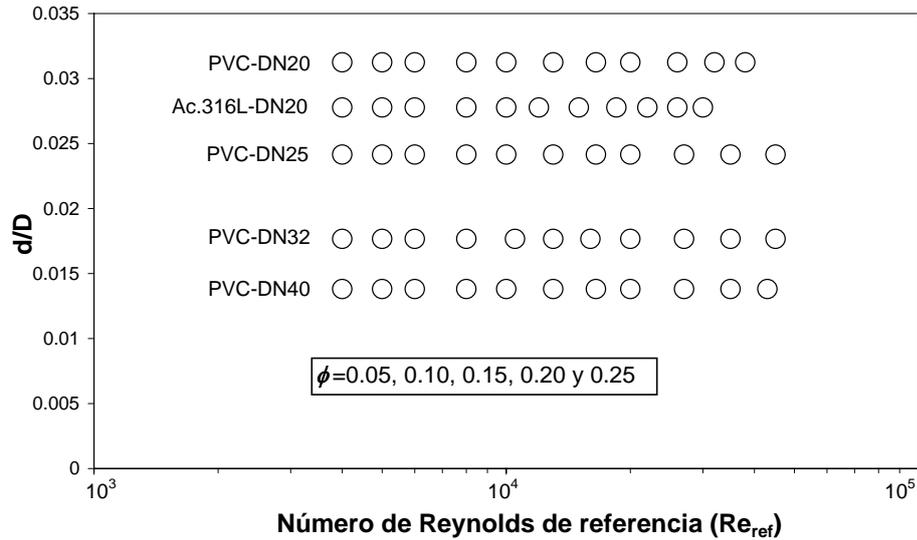


Figura 4.1.: Condiciones de ensayo cubiertas en los experimentos programados.

En la práctica, para programar los ensayos se despreció la influencia de la concentración de hielo sobre los valores de $Re_{ref,min}$ y $Re_{ref,max}$ a ensayar — se despreció su influencia en la pérdida de presión y en la velocidad de transición — de forma que, para cada tubo ensayado, se realizaron unos ensayos previos en los que, empleando hielo líquido con una concentración del 25 %, se detectó el rango de Re_{ref} que es posible ensayar y se dividió ese rango de forma que, para cada tubo, se tomaron once puntos experimentales correspondientes a once valores de Re_{ref} comprendidos entre $Re_{ref,min}$ y $Re_{ref,max}$. La figura 4.1 muestra los puntos experimentales que se ha programado ensayar³.

En realidad, cada punto de ensayos se obtiene a partir de una serie de veinte puntos experimentales, tomados cada diez segundos una vez que se han estabilizado las

¹La transición a flujo heterogéneo se detecta fácilmente por las dificultades que aparecen para tratar de mantener unas condiciones estables en la densidad — y por tanto contenido en hielo — del caudal impulsado por la bomba de ensayos.

²Los resultados de los ensayos revelaron que, en la práctica, para flujo completamente turbulento, la influencia de la concentración de hielo es prácticamente despreciable.

³Al ser de mayor longitud que el resto de tubos, la pérdida de presión es mayor en el tubo de acero inoxidable, lo que impide alcanzar valores de Re_{ref} similares a los alcanzados en los demás tubos.

4. ENSAYOS EN TUBOS

condiciones del flujo⁴. Para rechazar posibles datos erráticos, se aplica la técnica de la τ de Thompson modificada [3] sobre las medidas experimentales más sensibles a las condiciones de operación —densidad, gasto másico y pérdida de presión—, de forma que cada punto experimental se obtiene como promedio de los datos experimentales no rechazados. En el apéndice C se proporciona información más detallada sobre esta técnica.

4.1.3. ENSAYOS DE CALIBRACIÓN

Antes de realizar los ensayos de pérdida de presión con hielo líquido, se realiza una serie de ensayos de calibración con la disolución utilizada, con el objetivo de comprobar tanto la validez del método de ensayos propuesto como el correcto funcionamiento de todos los equipos de medida que forman parte de la instalación experimental.

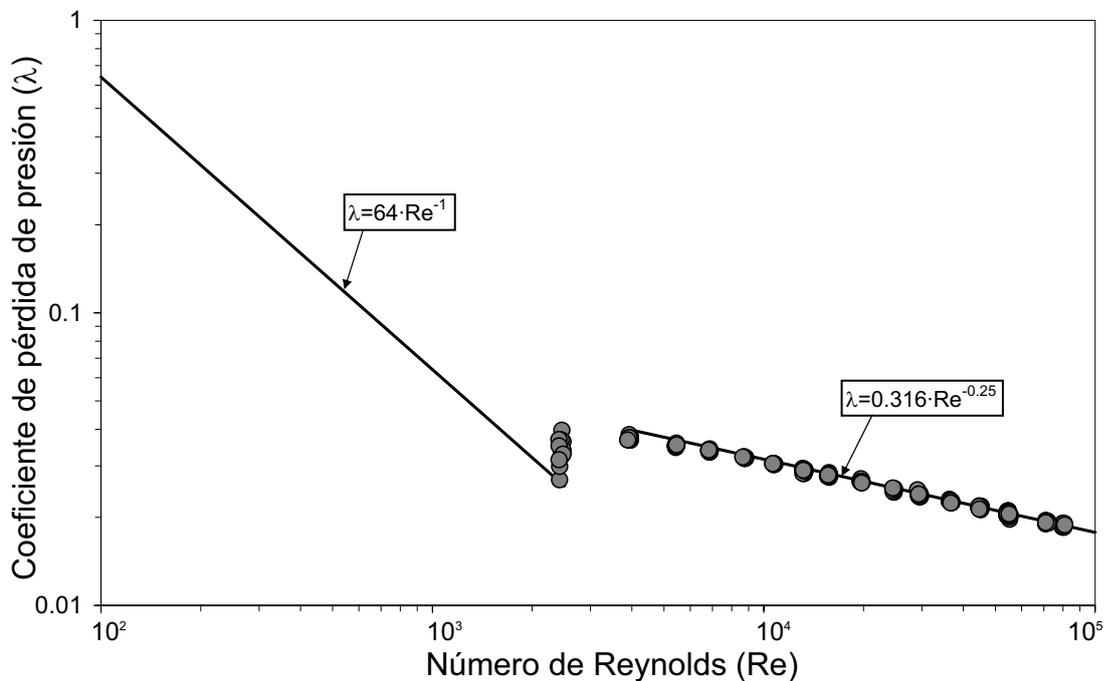


Figura 4.2.: Ensayos de calibración de la instalación de medición de pérdida de presión. Resultados obtenidos empleando agua pura.

Los resultados de estos ensayos se muestran en la figura 4.2, que muestra un excelente ajuste de los resultados experimentales con la línea de evolución obtenida aplicando la

⁴Cualquier variación en el gasto másico ensayado requiere un cierto tiempo de estabilización en las condiciones del flujo. Además, en ocasiones las variaciones de gasto másico originan situaciones de desequilibrio en el contenido en hielo, de forma que es necesario un reajuste de las condiciones de operación, en base al método de control definido en el Capítulo 3, hasta conseguir alcanzar una nueva situación de equilibrio.

ecuación de Blasius en régimen turbulento. El rango de medida de los transductores de presión diferencial empleados⁵ no permitió realizar ensayos en régimen laminar, aunque como puede verse en la figura, los resultados en condiciones de transición tienden hacia los valores proporcionados por la ecuación de Poiseuille para los valores más bajos de Reynolds ensayados.

4.1.4. ENSAYOS EN TUBO LISO

Se han realizado ensayos de pérdida de presión en condiciones isoterma empleando hielo líquido generado a partir de una disolución al 9% de NaCl. La primera variable fijada en los ensayos ha sido el contenido en hielo del fluido, ϕ , analizándose concentraciones de hielo en el rango⁶ $\phi = 0,05 \div 0,26$. Para cada concentración de hielo analizada, la segunda variable fijada ha sido la relación de diámetros partícula-tubería, d/D ; dado que el diámetro medio de cristales se mantiene prácticamente constante en $500 \mu\text{m}$, para variar este segundo parámetro se ha actuado sobre el diámetro del tubo, para lo que se han ensayado cuatro tubos lisos de PVC de distinto diámetro — diámetros nominales de 40, 32, 25 y 20 mm— y un tubo liso de acero inoxidable 316L —de 20 mm de diámetro nominal—, de forma que se ha cubierto un rango de relaciones de diámetro $d/D = 0,138 \cdot 10^{-1} \div 0,3125 \cdot 10^{-1}$. Finalmente, para cada par de valores ϕ , d/D , se ha variado el valor del número de Reynolds, actuando sobre el caudal de hielo líquido impulsado por las bombas centrífugas que alimentan la instalación; en términos de número de Reynolds de referencia, el rango cubierto en los ensayos ha sido $Re_{ref} = 4000 \div 45000$, si bien los valores exactos están condicionados en cada caso por los valores de ϕ y d/D ensayados.

El objetivo de estos ensayos es obtener correlaciones del tipo $\lambda = \lambda(\phi, d/D, Re)$, sin embargo, para ello sería necesario conocer la viscosidad del hielo líquido y, como ya se ha tratado, esto supone un proceso laborioso y poco preciso, por lo que se ha decidido tratar los resultados de los ensayos siguiendo las dos vías alternativas presentadas en la sección 4.1.1.

Comportamiento reológico

Desechada la posibilidad de obtener la viscosidad efectiva del hielo líquido, la alternativa elegida para obtener el coeficiente de pérdida de presión a partir de su comportamiento es emplear un número de Reynolds *generalizado*. Para ello es necesario encontrar el modelo reológico más adecuado para describir las propiedades del hielo líquido.

⁵El menor valor de pérdida de presión que es capaz de detectar el transductor de presión diferencial de menor rango de medida es 125 Pa. Con el fluido empleado y para el tubo de PVD de 20 mm de diámetro, que es en el que se origina una mayor pérdida de presión, la pérdida de presión para $Re=2500$ es de unos 150 Pa, siendo la pérdida de presión teórica correspondiente a $Re=2000$ de 100 Pa, que ya no puede ser medida por el equipo empleado.

⁶En la práctica, el contenido en hielo se controla a partir de la temperatura en el depósito de almacenamiento. La sensibilidad del termostato electrónico empleado para controlar esa temperatura no permite un ajustar en todos los casos el contenido en hielo a los valores inicialmente programados, de forma que los valores de ϕ finalmente ensayados han sido 0,05, 0,10, 0,15, 0,21 y 0,26.

4. ENSAYOS EN TUBOS

Para flujo isoterma, los valores de caudal y pérdida de presión se pueden relacionar a partir de las variables reológicas del flujo empleando la siguiente expresión [26]:

$$Q = \frac{\pi R^3}{\tau_w^3} \int_0^{\tau_w} \dot{\gamma} \tau^2 d\tau = \frac{\pi R^3}{\tau_w^3} \int_0^{\tau_w} \frac{\tau^3}{\mu(\tau)} d\tau \quad (4.5)$$

Si los datos reológicos están disponibles a partir de mediciones experimentales de los valores de esfuerzo cortante, τ , frente a velocidad de cizalladura, $\dot{\gamma}$, la evaluación numérica, a partir de esos datos, de la primera integral recogida en la ecuación (4.5) permite obtener directamente el caudal para cada pérdida de presión. Cuando los datos obedecen a un modelo matemático y se conoce la ecuación de ese modelo, el caudal se obtiene por evaluación directa de la integral del segundo término de la ecuación (4.5). En cualquier caso, la solución a esta ecuación se puede presentar de tres formas equivalentes: (i) $Q = Q(\tau_w)$, (ii) $\tau_w = \tau_w(Q)$ y (iii) $\lambda = \lambda(\text{Re}, \text{ etc.})$. La tercera forma es la que se busca aquí, pues se presentan los resultados en forma adimensional, en términos del coeficiente de pérdida de presión, el número de Reynolds y otros posibles grupos adimensionales que dependerán del modelo.

Los valores de τ_w y $\dot{\gamma}_w$ se pueden determinar experimentalmente empleando distintos métodos, siendo uno de los más comunes el empleo de un viscosímetro de flujo en tubo. Con esta técnica, los valores de τ_w y $\dot{\gamma}_w$ no se determinan de forma directa, sino que se obtienen a partir de la medición del caudal que circula por el interior del tubo y la pérdida de presión que se produce en una longitud, L , de ese tubo.

A partir de la medición de caudal, Q , y pérdida de presión, Δp , y conocida la longitud, L , en la que se produce esa pérdida de presión, los valores de τ_w y $\dot{\gamma}_w$ se obtienen aplicando las siguientes expresiones:

$$\tau_w = \frac{\Delta p D}{4L} \quad (4.6)$$

$$\dot{\gamma}_w = \frac{8v}{D} \left[\frac{3n' + 1}{4n'} \right] \quad (4.7)$$

donde:

$$n' = \frac{d(\log \Delta p)}{d(\log Q)} \quad (4.8)$$

De acuerdo con Darby [26], los cuatro modelos más habituales para representar las propiedades viscosas de una suspensión son los modelos potencial —o de Ostwald—, de Bingham, de Casson y de Herschel-Bulkley, cuyas ecuaciones básicas se recogieron en la tabla 2.1 del Capítulo 2. Aunque en la bibliografía consultada, el comportamiento del hielo líquido se ha tratado de ajustar a distintos modelos, ha sido el modelo de Bingham el que se ha empleado con más frecuencia. Sin embargo, según Doestch [29] sólo los modelos de Herschel-Bulkley y Casson son capaces de describir de forma aceptable el comportamiento del hielo líquido, especialmente cuando se emplean elevadas

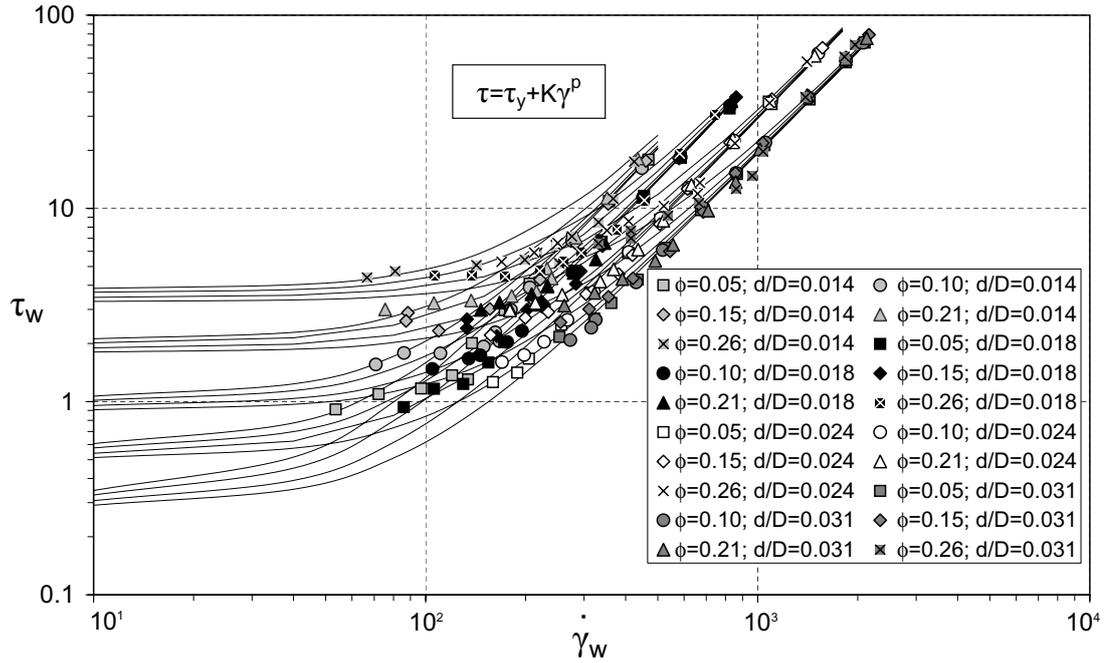


Figura 4.3.: Esfuerzo cortante frente a velocidad de cizalladura para los ensayos efectuados en tubo liso.

concentraciones de agente anticongelante. Para Doestch, el modelo de Herschel-Bulkley presenta el inconveniente de su ambigüedad de cara a la optimización del modelo, ya que distintos valores de los parámetros de ajuste pueden proporcionar resultados muy similares, resultando complicado establecer cuál es la solución que ofrece un mejor ajuste a los datos experimentales. Por esta razón, Doestch concluye que, siempre que proporcione un ajuste similar a los datos experimentales, es preferible emplear el modelo de Casson antes que es de Herschel-Bulkley.

Lo que se pretende aquí es, a partir del análisis de los datos experimentales de variación de esfuerzo cortante en la pared del tubo, τ_w , frente a velocidad de cizalladura en la pared del tubo, $\dot{\gamma}_w$, establecer cuál es el modelo más adecuado para describir el comportamiento reológico del hielo líquido.

Para obtener los valores de esfuerzo cortante y velocidad de cizalladura, se han aplicado las ecuaciones (4.6) a (4.8) a los datos obtenidos de los ensayos experimentales efectuados sobre la región hidrodinámicamente desarrollada para los cuatro tubos de PVC ensayados. Los resultados se muestran en la figura 4.3.

En esta figura se puede detectar la existencia de una tensión de fluencia directamente relacionada con el contenido en hielo, que se presenta incluso en condiciones de baja concentración de hielo. Por tanto, los modelos newtoniano o potencial no pueden ser en ningún caso adecuados para describir el comportamiento observado. Para altas velocidades de cizalladura, el fluido se comporta como un *fluido dilatante* — *shear thickening*

4. ENSAYOS EN TUBOS

behaviour en terminología inglesa —, de forma que únicamente los modelos potencial o de Herschel-Bulkley son adecuados para describir el comportamiento del fluido en esa zona. Doestch [29] obtuvo conclusiones similares en su trabajo, aunque en su caso encontró que ese comportamiento de *fluido dilatante* aparecía para velocidades de cizalladura por encima de 2000 s^{-1} , por lo que concluyó que, al ir asociado a velocidades de flujo muy elevadas, en la práctica este comportamiento carecía de relevancia. En el caso actual, este comportamiento de *fluido dilatante* aparece para valores de velocidad de flujo que, aunque varían con la relación de diámetros, están siempre por debajo de $1,5 \text{ m/s}$, es decir, en valores habituales en cualquier aplicación práctica. Resulta por tanto necesario describir el comportamiento del hielo líquido en esta zona. Dado que el modelo de Herschel-Bulkley es el único capaz de describir el comportamiento del hielo líquido tanto en la zona de baja como en la de alta velocidad de cizalladura, se tratará de ajustar el comportamiento observado a ese modelo.

La segunda conclusión que puede obtenerse de la figura 4.3 es que el comportamiento reológico del hielo líquido no sólo está influido por la concentración de hielo, sino también por la relación de diámetros entre cristales de hielo y tubería. Esta influencia, que no ha sido recogida en ningún trabajo de investigación anterior — la mayoría de los trabajos precedentes sólo relacionan el comportamiento reológico del hielo líquido con su contenido en hielo y la viscosidad del fluido portador —, se puede detectar en todo el rango de velocidad de cizalladura cubierto en los ensayos realizados, aunque resulta más evidente para altas velocidades. La explicación a este aparente discrepancia con los trabajos de investigación precedentes puede estar en la diferencia en el rango experimental cubierto en cada caso.

El ajuste de los datos experimentales presentados en la figura 4.3 al modelo de Herschel-Bulkley se realiza a través de la siguiente expresión:

$$\tau_w = \tau_y + K \dot{\gamma}_w^p \quad (4.9)$$

donde la tensión de fluencia, τ_y , depende de la concentración de hielo y de la relación de diámetros partícula-tubería, mientras que el coeficiente de consistencia, K , y el índice de flujo, p , sólo dependen de la relación de diámetros:

$$\tau_y = 0,083 (d/D)^{-0,19} \cdot 10^{5\phi} \quad (4.10)$$

$$K = 7,1 \cdot 10^{-6} (d/D)^{-0,77} \quad (4.11)$$

$$p = 1,377 (d/D)^{-0,07} \quad (4.12)$$

Correlaciones basadas en el modelo propuesto

Para **flujo laminar** estacionario completamente desarrollado, el coeficiente de pérdida de presión se puede obtener directamente a partir del modelo de Herschel-Bulkley representando la solución de la ecuación (4.5) en su forma adimensional [26]:

4.1. ENSAYOS DE PÉRDIDA DE PRESIÓN

$$\lambda = \frac{8\text{He}}{\text{Re}_{HB}^2} + \frac{64}{\text{Re}_{HB}} [A]^{-p} \quad (4.13)$$

donde el número de Reynolds generalizado se obtiene como:

$$\text{Re}_{HB} = \frac{8D^p v^{2-p} \rho}{K [2^{(3p+1)/p}]^p}, \quad (4.14)$$

He es el número de Hedström, que se puede relacionar con Re_{HB} mediante la siguiente expresión:

$$\text{He} = \text{Re}_{HB}^2 \frac{\tau_y}{\rho v^2}, \quad (4.15)$$

y $[A]$ se obtiene como:

$$[A] = \left[\left(1 - \frac{\tau_y}{\tau_w}\right)^3 + \frac{2(3p+1)}{(2p+1)} \left(\frac{\tau_y}{\tau_w}\right) \left(1 - \frac{\tau_y}{\tau_w}\right)^2 + \frac{(3p+1)}{(p+1)} \left(\frac{\tau_y}{\tau_w}\right)^2 \left(1 - \frac{\tau_y}{\tau_w}\right) \right] \quad (4.16)$$

siendo:

$$\frac{\tau_y}{\tau_w} = 8 \frac{\text{He}}{\lambda \text{Re}_{HB}^2} \quad (4.17)$$

Para **flujo turbulento**, el coeficiente de pérdida de presión se obtiene habitualmente empleando ecuaciones empíricas. Sin embargo, al no haber ecuaciones empíricas específicamente obtenidas para fluidos de Herschel-Bulkley, algunos autores [66] proponen el uso de la correlación de Dodge y Metzner — ecuación (4.18) — para obtener el coeficiente de pérdida de presión en flujo turbulento. Para estos autores, la ecuación (4.18) resulta mucho más simple que el método propuesto por Hanks [42], aunque presenta la limitación de que sólo es capaz de representar el comportamiento de fluidos que presentan una tensión de fluencia para valores de Reynolds relativamente altos.

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = \frac{2}{p^{0,75}} \log \left[\text{Re}_{HB} \left(\frac{\lambda}{4} \right)^{(1-p/2)} \right] - \frac{0,2}{p^{1,2}} \quad (4.18)$$

Diametralmente opuesta es la opinión de Hanks, que afirma que, en flujo turbulento, el número de Reynolds generalizado obtenido aplicando la ecuación (4.14), Re_{HB} , no funciona bien en régimen turbulento para fluidos que presentan una tensión de fluencia. Según Hanks, el hecho de que funcione bien en algunos fluidos no newtonianos es fortuito y depende de la naturaleza potencial de los fluidos empleados, por lo que concluye que, contrariamente a algunas recomendaciones, su uso para el diseño de sistemas en los que aparezca una tensión de fluencia puede tener consecuencias desastrosas.

Las conclusiones obtenidas en esta tesis están en sintonía con las de Hanks, pues cuando se trató de emplear la ecuación (4.18) para obtener una predicción del coeficiente de pérdida de presión en la zona de alta velocidad de cizalladura, los resultados obtenidos

4. ENSAYOS EN TUBOS

quedaban muy por encima de los datos experimentales, de modo que se descartó el uso de esa ecuación.

Conocidos el caudal y densidad del hielo líquido en circulación y empleando los parámetros de ajuste obtenidos experimentalmente —expresiones (4.10) a (4.12)— las ecuaciones (4.13) a (4.17) permiten obtener el valor del coeficiente de pérdida de presión, λ , en función del Reynolds generalizado, Re_{HB} . En la figura 4.4 se han representado los resultados obtenidos para una concentración de hielo $\phi = 0,21$ y se han comparado con los valores que pueden deducirse empleando la ecuación de Darcy-Weisbach a partir de los datos experimentales de gasto másico y pérdida de presión.

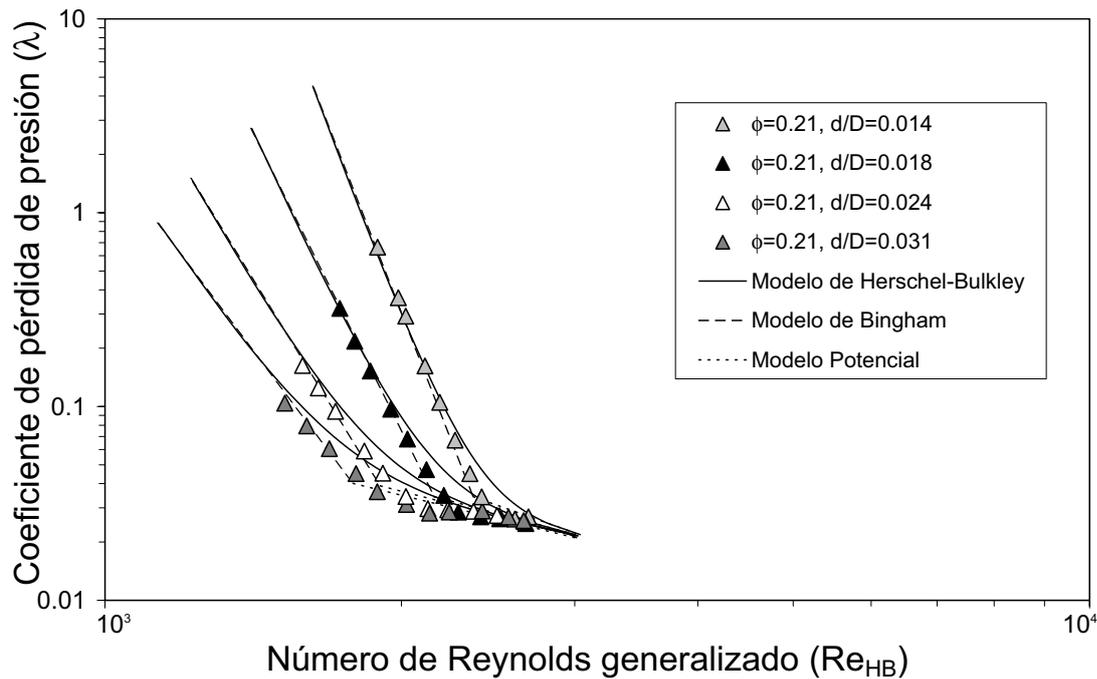


Figura 4.4.: Coeficiente de pérdida de presión para una concentración de hielo líquido $\phi = 0,21$. Comparación entre los datos experimentales y la predicción obtenida ajustando el comportamiento del fluido a un modelo de Herschel-Bulkley.

Lo primero que llama la atención en esta figura es el valor tan bajo alcanzado por el Re_{HB} , muy por debajo de los valores que cabría considerar normales. Esto es debido a que los valores del índice de flujo, p , necesarios para obtener un buen ajuste del modelo a los datos experimentales son muy elevados —muy cercanos a 2—, de forma que la influencia de la velocidad del fluido en este Re_{HB} se vuelve muy baja, dando lugar a valores muy inferiores a los acostumbrados. Los datos experimentales están representados en la figura por los triángulos de distintas tonalidades —una para cada relación de diámetros, d/D —, mientras que las líneas de trazo continuo representan la solución de la ecuación (4.13) para velocidades de flujo en el rango $[0,1 \div 8 \text{ m/s}]$. De

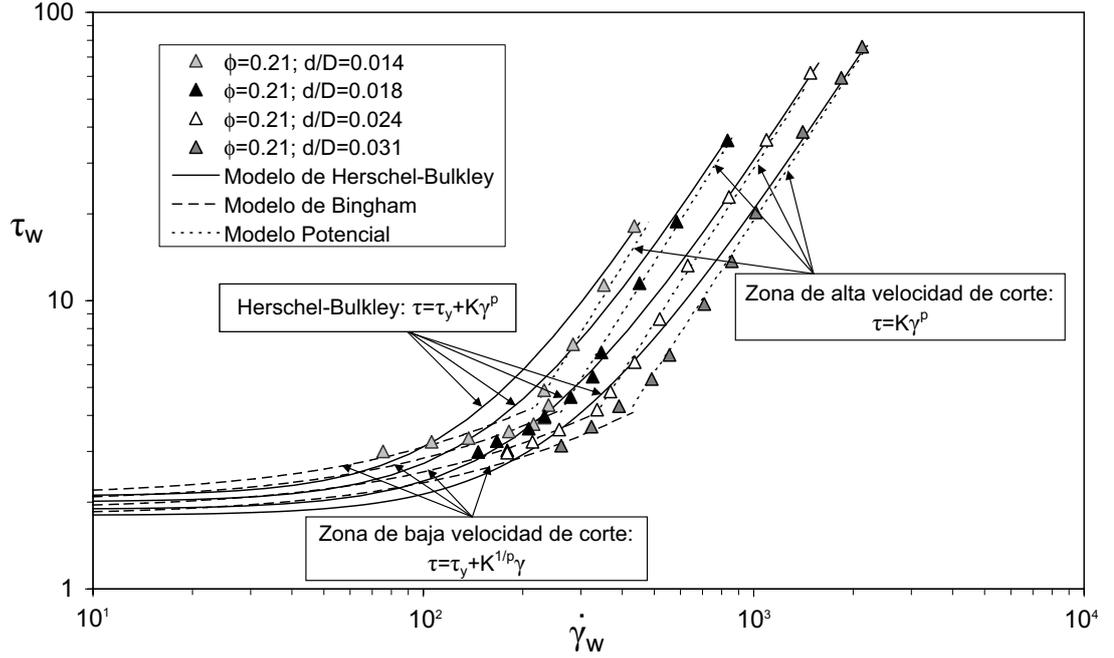


Figura 4.5.: Esfuerzo cortante frente a velocidad de cizalladura para los ensayos realizados con $\phi = 0,21$. Modificación del modelo de Herschel-Bulkley.

forma similar a lo que se sucede en la figura 4.3, en esta figura 4.4 se aprecia también un buen ajuste entre el modelo propuesto y los datos experimentales en las zonas de alta y baja velocidad de cizalladura, fallando el modelo en la región de transición.

Dada la incapacidad del modelo de Herschel-Bulkley para describir con propiedad el comportamiento del hielo líquido en la zona de velocidades de cizalladura de nivel medio, se propone un modelo de Herschel-Bulkley modificado, basado en un análisis diferenciado del comportamiento del fluido en las zonas de flujo laminar y turbulento.

Para apoyar el desarrollo de este modelo de Herschel-Bulkley modificado, los puntos experimentales recogidos en la figura 4.4 se han representado en la figura 4.5 en forma de esfuerzo cortante frente a velocidad de cizalladura. Se aprecia aquí con mayor claridad que, en la zona de bajas velocidades de cizalladura, el comportamiento del flujo está dominado por la tensión de fluencia, siendo inapreciable el carácter *dilatante* del fluido. Para definir el comportamiento del hielo líquido en esta zona se define un modelo de Herschel-Bulkley de baja (B) velocidad de cizalladura — líneas de trazos — cuya ecuación de comportamiento es una particularización del modelo general:

$$\tau_w = \tau_{yB} + K_B \dot{\gamma}_w^{pB} \quad (4.19)$$

y para el que los parámetros de ajuste se obtienen a partir de los valores de los parámetros de ajuste del modelo general:

4. ENSAYOS EN TUBOS

$$\tau_{yB} = \tau_y \quad (4.20)$$

$$K_B = K^{1/p} \quad (4.21)$$

$$p_B = 1 \quad (4.22)$$

En la práctica, lo que se ha hecho ha sido ajustar en esta zona el comportamiento del hielo líquido a un modelo de Bingham — el índice de flujo, p , en esta zona toma valor unidad —, de forma que, de acuerdo con Darby [26], el coeficiente de pérdida de presión para esta zona de baja velocidad de cizalladura se puede obtener como:

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}_{HBB}} \left[1 + \frac{\text{He}_{HBB}}{6\text{Re}_{HBB}} - \frac{64\text{He}_{HBB}^4}{3\lambda\text{Re}_{HBB}^7} \right] \quad (4.23)$$

donde:

$$\text{Re}_{HBB} = \frac{\rho_{hl}vD}{K_B} \quad (4.24)$$

$$\text{He}_{HBB} = \frac{D^2\rho_{hl}\tau_{yB}}{K_B^2} \quad (4.25)$$

En la zona de alta velocidad de cizalladura, el comportamiento del fluido está dominado por su carácter *dilatante*, de forma que el efecto de la tensión de fluencia puede ser ignorado. En esta zona es posible definir por tanto un modelo de Herschel-Bulkley de alta (A) velocidad de cizalladura — líneas de puntos — cuya ecuación de comportamiento es igualmente una particularización del modelo general:

$$\tau_w = \tau_{yA} + K_A\dot{\gamma}_w^{p_A} \quad (4.26)$$

obteniéndose de nuevo los parámetros de ajuste a partir de los valores de los parámetros de ajuste del modelo general:

$$\tau_{yA} = 0 \quad (4.27)$$

$$K_A = K \quad (4.28)$$

$$p_A = p \quad (4.29)$$

En esta zona por tanto el comportamiento del hielo líquido responde a un modelo potencial, de forma que el coeficiente de pérdida de presión se puede obtener como [26]:

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}_{HBA}} \quad (4.30)$$

con:

$$\text{Re}_{HBA} = \frac{8 \cdot D^{p_A} \cdot v^{(2-p_A)} \cdot \rho_{hl}}{K_A [2 \cdot ((3p_A+1)/p_A)]^{p_A}} \quad (4.31)$$

Los valores de p_A obtenidos aplicando las ecuaciones (4.12) y (4.29) oscilan entre 1,76 y 1,86 —su valor medio es de 1,81—, de forma que el coeficiente de pérdida de presión obtenido aplicando la ecuación (4.31) es proporcional a la velocidad del flujo elevada a $-0,19$. Esta es una relación que puede considerarse habitual en flujo turbulento, lo que justifica que la zona de alta velocidad de cizalladura se identifique finalmente como región turbulenta.

$$\left. \begin{array}{l} \lambda \propto \text{Re}_{HBA}^{-1} \\ \text{Re}_{HBA} \propto v^{(2-1,81)} \end{array} \right\} \Rightarrow \lambda \propto v^{-0,19} \quad (4.32)$$

La información principal sobre el modelo reológico finalmente adoptado se recoge en el siguiente cuadro resumen:

- **Modelo de Herschel-Bulkley:** $\tau_w = \tau_y + K \dot{\gamma}_w^p$
Es el único capaz de adaptarse a todo el rango de ensayos.
 - Parámetros de ajuste del modelo: ecuaciones (4.10) a (4.12).
- **Régimen laminar:**
Se comporta como un fluido de Bingham ($p=1$) \Rightarrow modelo de Herschel-Bulkley adaptado a baja (B) velocidad de cizalladura.
 - $\tau_{yB} = \tau_y$.
 - $K_B = K^{1/p}$.
 - $p_B = 1$.
- **Régimen turbulento:**
Se comporta como un fluido potencial ($\tau_y = 0$) \Rightarrow modelo de Herschel-Bulkley adaptado a alta (A) velocidad de cizalladura.
 - $\tau_{yA} = 0$.
 - $K_A = K$.
 - $p_A = p$.

MODELO PROPUESTO PARA DESCRIBIR EL COMPORTAMIENTO REOLÓGICO DEL HIELO LÍQUIDO

4. ENSAYOS EN TUBOS

Los resultados de coeficiente de pérdida de presión obtenidos aplicando el modelo de Herschel-Bulkley modificado se han incluido en la figura 4.4. Las líneas de trazos representan la evolución del coeficiente de pérdida de presión obtenido aplicando el modelo de Herschel-Bulkley propuesto para la región de baja velocidad de cizalladura —ecuación (4.23)—, mientras que las líneas de puntos se han obtenido aplicando el modelo propuesto para la región de alta velocidad de cizalladura —ecuación (4.30)—. El ajuste de estos modelos a los datos experimentales es claramente mejor que el obtenido aplicando el modelo de Herschel-Bulkley inicialmente propuesto —líneas continuas—, por lo que se adopta como definitivo el modelo de Herschel-Bulkley modificado propuesto para predecir el coeficiente de pérdida de presión para hielo líquido.

Las condiciones en las que se produce la transición entre flujo laminar y turbulento se ven afectadas tanto por la concentración de hielo como por la relación de diámetros, de forma que en los ensayos realizados esta transición se ha presentado con valores de Re_{HBB} que han oscilado entre 2000 y 6000. Esto hace muy complicado establecer una ley que permita predecir el valor exacto del Re_{HBB} para el que se va a producir esa transición en cada caso. Sin embargo, las ecuaciones (4.23) y (4.30) representan funciones decrecientes con Re_{HBB} , por lo que la transición se puede obtener de forma sencilla como el punto en el que ambas funciones se cortan.

Las expresiones propuestas para la obtención del coeficiente de pérdida de presión se han recopilado en el siguiente cuadro:

- **Régimen laminar:** ecuación (4.23) $\Rightarrow \lambda = \frac{64}{Re_{HBB}} \left[1 + \frac{He_{HBB}}{6Re_{HBB}} - \frac{64He_{HBB}^4}{3\lambda Re_{HBB}^7} \right]$
 - Ecuación (4.24) $\Rightarrow Re_{HBB} = \frac{\rho v D}{K_B}$.
 - Ecuación (4.25) $\Rightarrow He_{HBB} = \frac{D^2 \rho \tau_{yB}}{K_B^2}$.
- **Régimen turbulento:** ecuación (4.30) $\Rightarrow \lambda = \frac{64}{Re_{HBA}}$.
 - Ecuación (4.31) $\Rightarrow Re_{HBA} = \frac{8 \cdot D^{p_A} \cdot v^{(2-p_A)} \cdot \rho}{K_A [2^{(3p_A+1)/p_A}]^{p_A}}$.

MODELO PROPUESTO PARA LA OBTENCIÓN DEL COEFICIENTE DE PÉRDIDA DE PRESIÓN DE DARCY

En la figura 4.6 se han representado los valores del coeficiente de pérdida de presión de Darcy obtenidos a partir de los datos experimentales en los cinco tubos lisos ensayados y su comparación con la evolución prevista aplicando el modelo de Herschel-Bulkley modificado propuesto. Para representar los datos se ha hecho uso del Re_{HBB} —ecuación (4.24)— en lugar de Re_{HB} —ecuación (4.14)— porque el rango de variación de Re_{HBB} es mayor que el de Re_{HB} , lo que permite apreciar con mayor claridad las diferencias en el comportamiento del fluido. Por contra, los valores de Re_{HB} son

4.1. ENSAYOS DE PÉRDIDA DE PRESIÓN

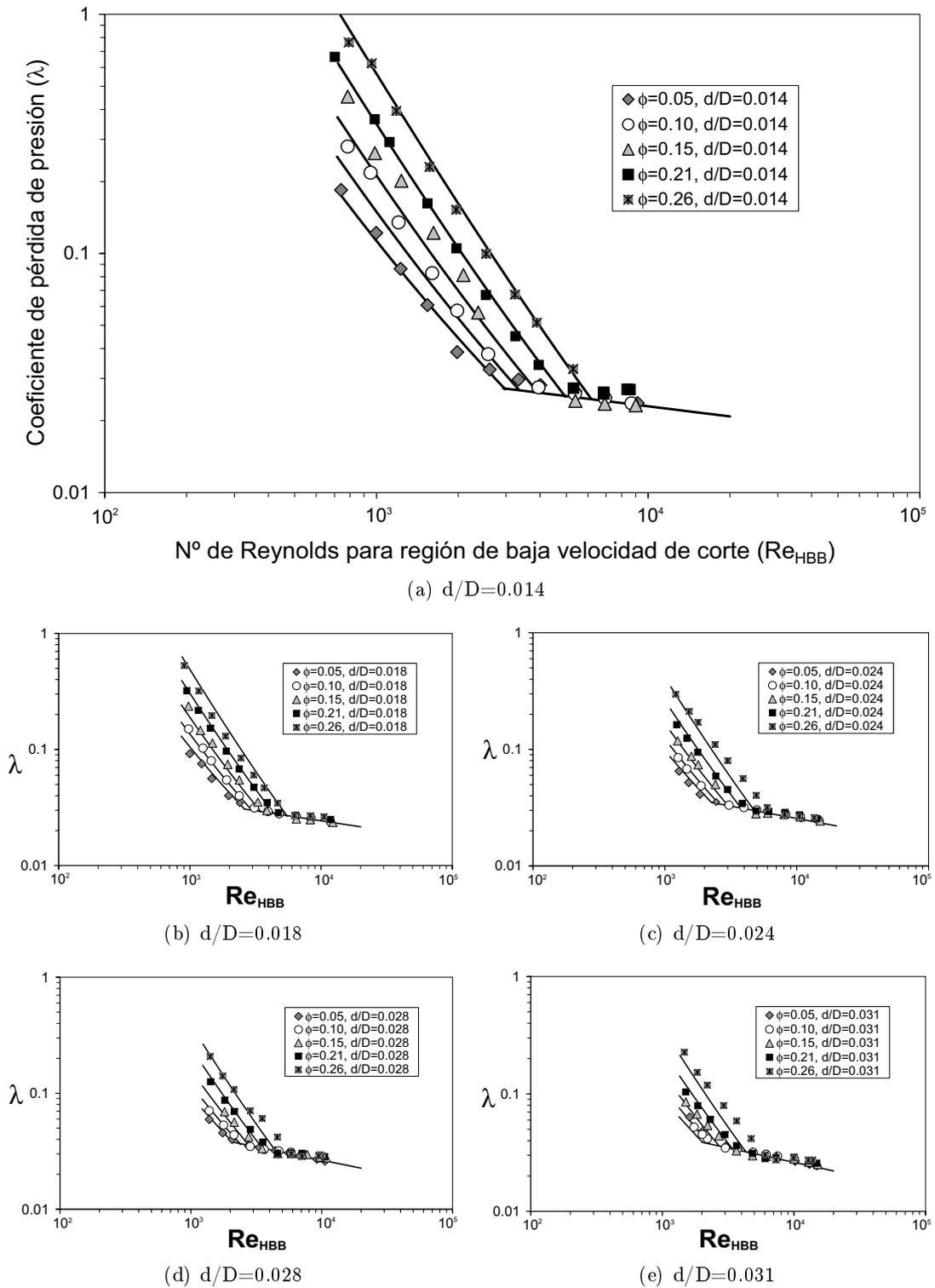


Figura 4.6.: Comparación entre el coeficiente de pérdida de presión experimental y las predicciones obtenidas empleando el modelo de Herschel-Bulkley modificado para todos los tubos lisos ensayados.

4. ENSAYOS EN TUBOS

más próximos que los de Re_{HBB} a los valores *reales* de número de Reynolds que se obtienen a partir del valor obtenido experimentalmente para la viscosidad aparente del hielo líquido.

Como se puede apreciar en la figura 4.6, el ajuste entre las predicciones del coeficiente de pérdida de presión de Darcy obtenido a partir de modelo de Herschel-Bulkley modificado y los datos experimentales es muy bueno en la mayoría de los casos ensayados, lo que permite afirmar que el modelo desarrollado es adecuado para predecir el coeficiente de Darcy para un flujo de hielo líquido bajo un amplio rango de condiciones de operación, desde flujo laminar a turbulento, incluida la zona de transición.

Sólo se aprecia un cierto desajuste entre las predicciones y los datos experimentales para el caso recogido en la figura 4.6(e). En este caso, los ajustes no son buenos para altas y bajas concentraciones de hielo —fallan tanto para $\phi = 0,26$ como para $\phi = 0,05$ —, si bien es posible que se esté ya cerca de los límites de validez del ajuste propuesto, pues de hecho se puede observar como, para las concentraciones de hielo más bajas — $\phi = 0,05$ y $\phi = 0,10$ —, el comportamiento del hielo líquido se invierte respecto al obtenido en todos los demás casos analizados, de forma que los valores del coeficiente de Darcy aumentan al disminuir la concentración de hielo. Parece por tanto que puede existir un cierto valor de la relación de diámetros, d/D , por encima del cual el comportamiento del hielo líquido cambia respecto al observado en esta tesis. Se trataría ya de tubos de muy pequeño diámetro que no se han tenido aquí en cuenta por estar fuera del rango de interés para redes de transporte de hielo líquido y aplicaciones en intercambiadores de tamaño medio-grande. Sin embargo, la verificación de este comportamiento queda como una línea de investigación abierta para trabajos futuros.

Una conclusión interesante que puede obtenerse de la figura 4.6 es que, en régimen laminar, el comportamiento del fluido es muy dependiente de su contenido en hielo, siendo mucho menor la influencia de la relación de diámetros. Por contra, en régimen turbulento, las tendencias se invierten, de forma que el parámetro de mayor influencia es la relación de diámetros, siendo el comportamiento del fluido prácticamente independiente del contenido en hielo.

Para mostrar con mayor claridad este efecto se ha incluido la figura 4.7. Esta figura es similar a cualquiera de las subfiguras de la figura 4.6, aunque en este caso los valores del coeficiente de Darcy se han representado para un contenido en hielo constante y una relación de diámetros variable. Se aprecia claramente como, para valores bajos de Re_{HBB} —flujo laminar—, λ aumenta al disminuir d/D , invirtiéndose el comportamiento para valores altos de Re_{HBB} —flujo turbulento—, mientras que es prácticamente independiente de d/D en la zona de transición. Este comportamiento mostrado en la figura 4.7 para $\phi = 0,15$, se repite para todas las concentraciones de hielo ensayadas.

Por último, se ha incluido la figura 4.8, en la que se comparan los valores experimentales de pérdida de presión con la predicciones que se obtienen empleando el modelo propuesto, para el caso del tubo de PVC de 40 mm de diámetro nominal. Puede apreciarse en esta figura como, para una velocidad dada, la pérdida de presión para el hielo líquido en régimen laminar supera claramente a la que se tendría para el fluido portador a una temperatura próxima a la de congelación, aumentando esa diferencia según

4.1. ENSAYOS DE PÉRDIDA DE PRESIÓN

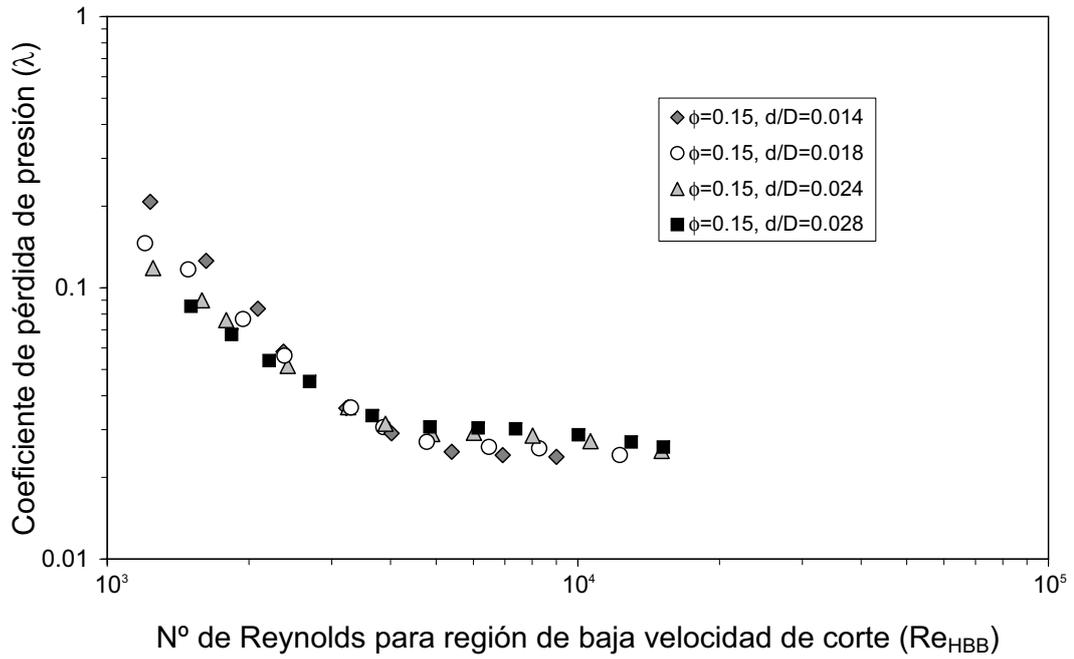


Figura 4.7.: Variación del coeficiente de pérdida de presión para $\phi = 0,15$ y d/D variable.

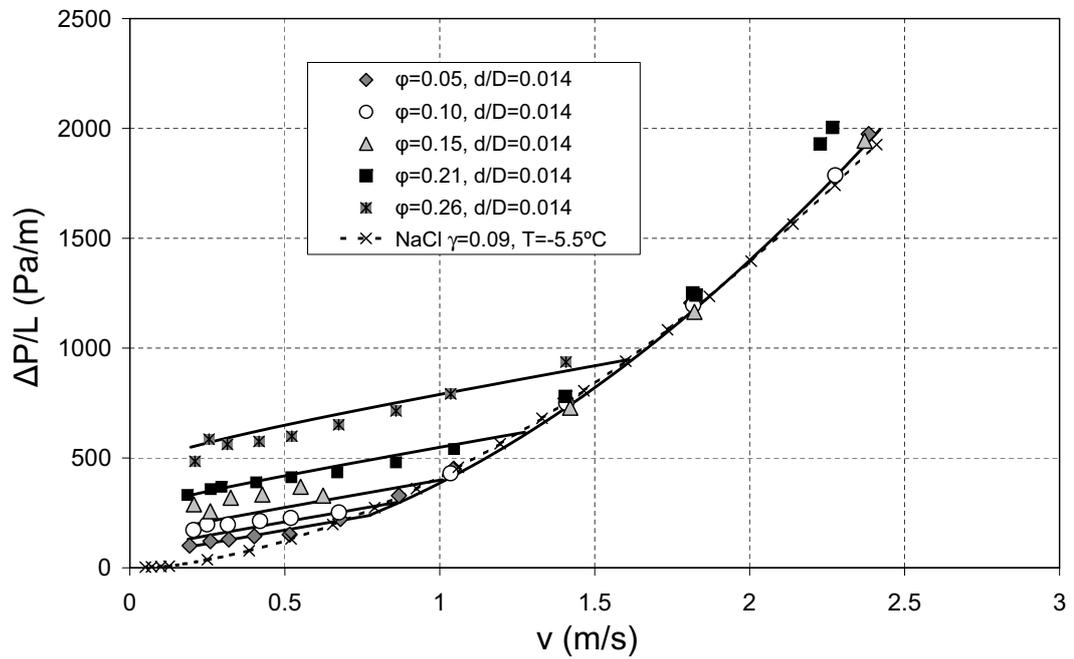


Figura 4.8.: Comparación entre los valores experimentales de pérdida de presión y las predicciones obtenidas empleando el modelo propuesto.

4. ENSAYOS EN TUBOS

aumenta el contenido en hielo. Sin embargo, al aumentar la velocidad del fluido y producirse la transición a régimen turbulento, los valores de pérdida de presión se vuelven prácticamente independientes del contenido en hielo, a la vez que tienden a converger con los valores correspondientes a la disolución en ausencia de hielo. El mismo comportamiento se repite para el resto de tuberías ensayadas, aunque para las dos tuberías más pequeñas — para las mayores relaciones de diámetro, d/D —, se produce un notable incremento en la pérdida de presión para concentraciones de hielo superiores al 20 %, en correspondencia con el aumento en el coeficiente de Darcy observado en la figura 4.6 para las mayores relaciones de diámetro.

Correlaciones basadas en las propiedades de referencia

El método que se acaba de presentar permite obtener una muy buena predicción del coeficiente de pérdida de presión en un amplio rango de concentraciones de hielo, números de Reynolds y relación de diámetros, pero su aplicación resulta relativamente compleja y requiere un cierto conocimiento sobre las propiedades reológicas de los fluidos. Desde el punto de vista de un posible proyectista de instalaciones de aplicación de hielo líquido, la aplicación práctica del método puede resultar complicada y confusa.

El conocimiento sobre el comportamiento del hielo líquido obtenido a partir del análisis reológico realizado ha permitido desarrollar un método alternativo, de carácter más práctico, para obtener el coeficiente de pérdida de presión. Como se expuso en la sección 4.1.1, este método está basado en la obtención de un número de Reynolds de referencia, Re_{ref} , obtenido a partir de la evaluación de las propiedades del fluido a una temperatura de 0°C. A esa temperatura no hay presencia de hielo, de modo que el coeficiente de pérdida de presión así obtenido representa la pérdida de presión adimensionalizada basada en las propiedades de la disolución empleada en la elaboración del hielo líquido, según el análisis dimensional presentado en el Capítulo 3.

Los valores experimentalmente obtenidos para el coeficiente de pérdida de presión se pueden correlacionar con ese número de Reynolds de referencia de modo que es posible predecir la pérdida de presión para el flujo de hielo líquido por el interior de una tubería horizontal si se conocen las propiedades de la disolución empleada en la elaboración del hielo líquido, además de su concentración y tamaño medio de partículas, sin necesidad de conocer las propiedades reológicas de ese hielo líquido.

En la figura 4.9 se han representado los resultados obtenidos empleando esas correlaciones, frente a los datos experimentales de coeficiente de pérdida de presión. Como puede verse en la figura, la predicción obtenida empleando el modelo simplificado basado en las propiedades de referencia de la disolución es muy similar a la obtenida a partir del modelo de Herschel-Bulkley modificado.

Régimen laminar. El coeficiente de pérdida de presión se puede obtener como:

$$\lambda = A \cdot Re_{ref}^a \quad (4.33)$$

4.1. ENSAYOS DE PÉRDIDA DE PRESIÓN

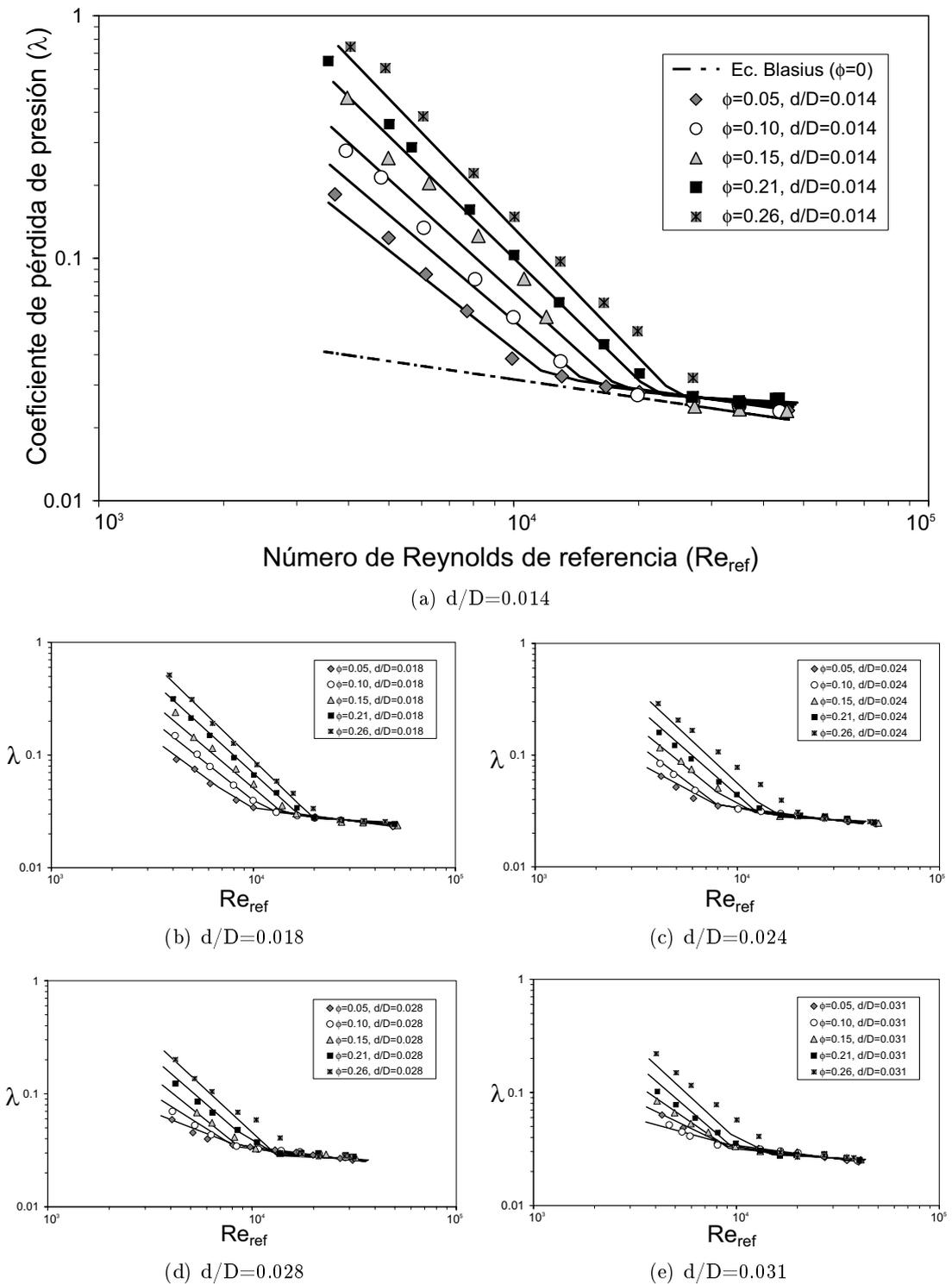


Figura 4.9.: Comparación entre el coeficiente de pérdida de presión experimental y las predicciones obtenidas empleando el modelo desarrollado a partir de las propiedades de referencia de la disolución.

4. ENSAYOS EN TUBOS

donde:

$$\text{Re}_{ref} = \frac{\rho_{ref} v D}{\mu_{ref}} \quad (4.34)$$

$$A = 0,24 \cdot 10^{-3} (1 - 0,1\phi) B^{1,8112} \left[3,95 (d/D)^{0,678} \right] \exp [(a + 1) b] \quad (4.35)$$

$$a = [0,1427 - 0,174 \ln (B)] \quad (4.36)$$

$$B = 1,295 \cdot D^2 \cdot \rho_{ref} \cdot e^b \cdot 10^{5\phi} \mu_{ref}^{-2} (d/D)^{1,166} \quad (4.37)$$

$$b = (0,22435 - 0,308 \cdot 10^{-3} \rho_{ref}) \phi \quad (4.38)$$

Régimen turbulento. En régimen turbulento, el coeficiente de pérdida de presión puede obtenerse como:

$$\lambda = c \cdot 0,316 \cdot \text{Re}_{ref}^{-0,25d} \quad (4.39)$$

donde:

$$c = 1,4074 (1 - 0,1\phi) \exp(-7,185\phi) \quad (4.40)$$

$$d = 1,1 - 2,847\phi \quad (4.41)$$

4.1.5. ENSAYOS EN TUBO CORRUGADO

Los tubos corrugados en espiral o tubos *hard*, tienen en la actualidad una importante aplicación comercial en el campo de los flujos turbulentos monofásicos. Esto es debido principalmente a que permiten conseguir, con un proceso de fabricación barato y sencillo, un importante aumento en la transferencia de calor, con un relativamente bajo aumento en la pérdida de presión.

Se ha considerado por ello interesante comparar el comportamiento con hielo líquido de un tubo de acero inoxidable liso con un tubo similar corrugado y tratar de analizar si las ventajas que este tipo de tubos presentan para flujo monofásico son extrapolables al flujo con hielo líquido o si las conclusiones obtenidas para el flujo de hielo líquido a través de tubos lisos son extrapolables al caso de tubos corrugados.

De acuerdo con Vicente et al. [106, 107, 108], el coeficiente de pérdida de presión en tubos corrugados se puede caracterizar por un índice de severidad de la corrugación, κ , directamente relacionado con la geometría del tubo. Las características geométricas del tubo ensayado se muestran en la figura 4.10; los ensayos de calibración realizados en ausencia de hielo para ese tubo mostraron un excelente ajuste con las expresiones propuestas por Vicente et al.

4.1. ENSAYOS DE PÉRDIDA DE PRESIÓN

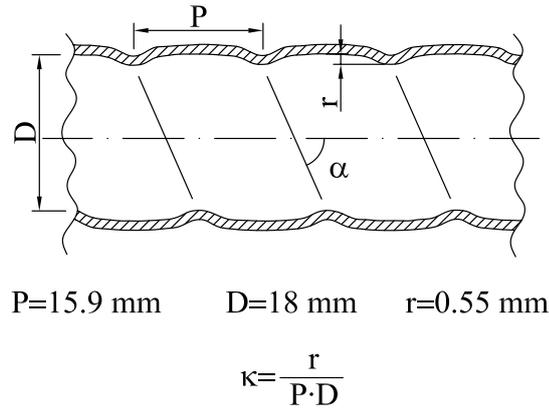


Figura 4.10.: Características geométricas del tubo corrugado ensayado.

Según puede verse en la figura 4.11, el comportamiento con hielo líquido del tubo corrugado ensayado es completamente diferente al observado para tubos lisos, de forma que las ecuaciones desarrolladas para predecir el coeficiente de pérdida de presión en tubo liso no son extrapolables.

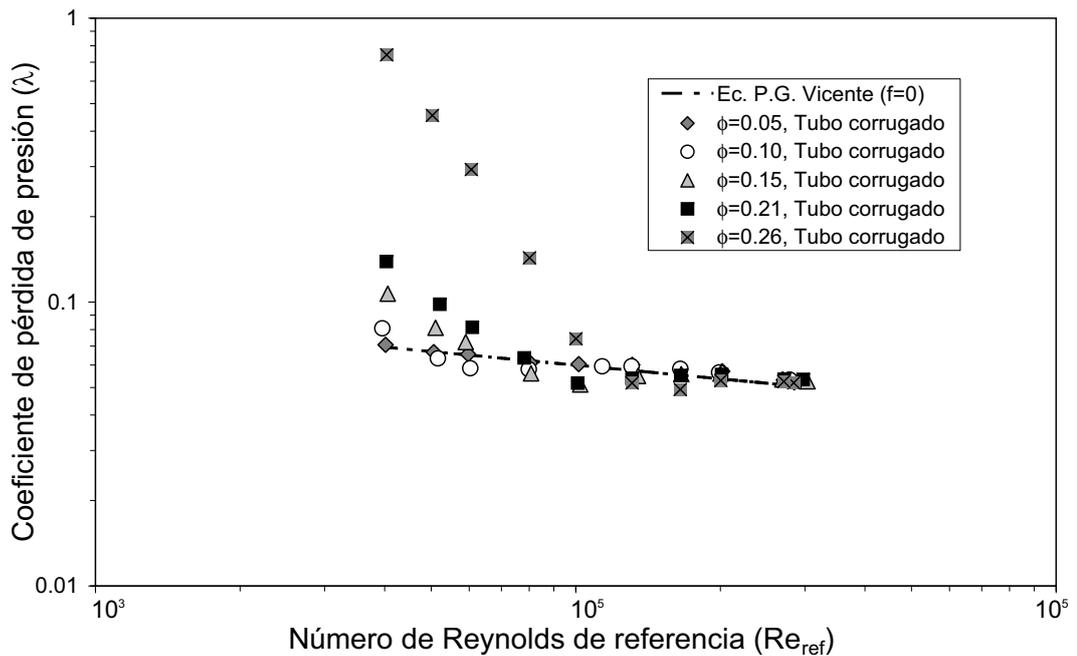


Figura 4.11.: Variación del coeficiente de pérdida de presión para el tubo corrugado ensayado.

La primera diferencia destacable es el notable aumento en el coeficiente de pérdida de presión que se presenta para concentraciones de hielo por encima del 20 % y que no se

4. ENSAYOS EN TUBOS

encontró en tubo liso. Por otro lado, para concentraciones hasta el 20 %, las diferencias entre la región laminar y turbulenta son mucho menores que las encontradas en tubo liso, con una transición entre flujo laminar y turbulento mucho más suave.

Sí hay coincidencia en la influencia cualitativa del contenido en hielo, pues al igual que para el caso de tubo liso, la presencia de hielo provoca que la transición entre flujo laminar y turbulento se produzca para velocidades del flujo sensiblemente más altas que las que se tendrían en ausencia de hielo. Además, igual que ocurría en tubo liso, para la región laminar, el coeficiente de pérdida de presión aumenta claramente al aumentar el contenido en hielo, mientras que en la región turbulenta la influencia del contenido en hielo es prácticamente despreciable.

Ante la extraordinaria coincidencia entre los valores experimentales de coeficiente de pérdida de presión y la predicción obtenida empleando la ecuación de aplicación general para tubo corrugado propuesta por Vicente [106] para la zona de régimen turbulento, se propone emplear directamente esa expresión para predecir el coeficiente de pérdida de presión en régimen turbulento para el flujo de hielo líquido por el interior de un tubo corrugado:

$$\lambda = 6,12\kappa^{0,46}\text{Re}_{ref}^{-0,16} \quad (4.42)$$

4.2. ENSAYOS DE TRANSMISIÓN DE CALOR

Análogamente a lo hecho para los ensayos de pérdida de presión, el objetivo de los ensayos de transmisión de calor es obtener correlaciones del tipo $\text{Nu} = \text{Nu}(\text{Re}, \phi, d/D)$ para régimen laminar y turbulento, así como hallar el punto de transición. Sin embargo, como ya se ha expuesto anteriormente, la única forma con la que se puede controlar la relación d/D en la instalación experimental desarrollada es variando el diámetro de la tubería ensayada. Limitaciones de carácter práctico han impedido ensayar distintos diámetros de tubería, por lo que finalmente los resultados se presentarán en la forma $\text{Nu} = \text{Nu}(\text{Re}, \phi)$, quedando como línea de investigación abierta la obtención de la influencia de la relación de diámetros en las características del proceso de transmisión de calor con hielo líquido.

4.2.1. CÁLCULO DEL NÚMERO DE NUSSELT

El número de Nusselt resulta de la adimensionalización del coeficiente de transmisión de calor por convección y se suele emplear, alternativamente a los número de Stanton o de Colburn, como número adimensional característico de los procesos de transmisión de calor:

$$\text{Nu} = \frac{hD}{k_{hl}} \quad (4.43)$$

Por tanto los ensayos de transmisión de calor deben permitir determinar el valor del coeficiente local de transmisión de calor en la cara interna del tubo, $h_{int}(x)$. En

condiciones de flujo de calor uniforme, este coeficiente se puede obtener como la relación entre el flujo de calor a través de las paredes del tubo, \dot{q}'_p , y la diferencia de temperaturas entre el fluido y la cara interior de la pared:

$$h_{int}(x) = \frac{\dot{q}'_p}{T_{pi}(x) - T_m(x)} \quad (4.44)$$

donde $T_{pi}(x)$ es la temperatura de la pared interior en el punto de medida, $T_m(x)$ es la temperatura media del fluido en el punto de medida y \dot{q}'_p es el flujo de calor unitario a través de la superficie interior del tubo ($\dot{q}'_p = \dot{q}_p/\pi D_{LTC}$).

Por tanto, el valor del número de Nusselt se puede obtener directamente como:

$$\text{Nu}(x) = \frac{\dot{q}'_p}{\pi k_{hl} L_{TC} [T_{pi}(x) - T_m(x)]} \quad (4.45)$$

donde k_{hl} es la conductividad térmica del hielo líquido, que se obtiene a partir de su contenido en hielo — en volumen — y la conductividad térmica del fluido portador y el hielo, aplicando la ecuación (2.9) presentada en el Capítulo 2.

4.2.2. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL

Los ensayos de transmisión de calor se realizan sobre dos tubos de acero inoxidable 316L de 18 mm de diámetro exterior y 1 mm de espesor de pared, uno liso y otro corrugado. Las características geométricas del tubo corrugado se presentaron en la figura 4.10.

Debido a la incertidumbre asociada a la medición de las temperaturas, para asegurar la precisión del método de medida los ensayos se han realizado con un aporte de calor suficiente para asegurar una diferencia de temperaturas entre el fluido y la pared del tubo de al menos 4,5°C, de forma que durante el procedimiento experimental llega a producirse una relativamente importante fusión de cristales de hielo, especialmente en las cercanías de la pared del tubo. Esta fusión puede provocar que los efectos de flotación puedan llegar a ser importantes, de forma que en la práctica la temperatura de la pared interior no es constante, sino que puede llegar a variar de forma apreciable con el ángulo θ . Por tanto, el valor del número de Nusselt local dependerá también de la posición angular considerada. Se define por ello un número de Nusselt circunferencial medio obtenido como:

$$\overline{\text{Nu}}_x = \frac{\dot{q}'_p}{\pi k_{hl} L_{TC} [\overline{T_{pi}}(x) - T_m(x)]} \quad (4.46)$$

donde $\overline{T_{pi}}(x)$ es la temperatura promedio de la cara interna del tubo en el punto de medida. Su obtención se realiza de forma indirecta a partir de la medición de la temperatura promedio de la pared exterior en el punto de medida, $\overline{T_{pe}}(x)$, resolviendo numéricamente la ecuación de conducción unidimensional estacionaria con generación de calor [106, 107, 108]. El punto de medida consta de ocho RTDs distribuidas circunferencialmente sobre la pared exterior del tubo en el punto de medida, espaciadas un ángulo de 45°. El valor de $\overline{T_{pe}}(x)$ se determina experimentalmente como promedio de los valores

4. ENSAYOS EN TUBOS

proporcionados por esas ocho RTDs.

$T_m(x)$ es la temperatura del fluido en el punto de medida. Al haber aporte de calor a través de la pared del tubo, esta temperatura varía linealmente a lo largo de la dirección axial x , pudiendo obtenerse su valor para cualquier localización x a lo largo del tubo a partir de las temperaturas de entrada, T_{ent} , y salida, T_{sal} , y la longitud considerada:

$$T_m(x) = \frac{T_{sal} - T_{ent}}{L_{TC}}x + T_{ent} \quad (4.47)$$

El aporte de calor se realiza por efecto Joule, haciendo circular una corriente eléctrica por la pared del tubo, con lo que se consigue una condición de contorno de generación de calor constante. Asegurando un adecuado aislamiento del tubo y unos gradientes de temperatura moderados, se puede considerar que existe una condición de contorno de flujo de calor uniforme. En todos los ensayos realizados la diferencia máxima de temperaturas entre las ocho RTDs colocadas en la pared exterior del tubo se ha mantenido siempre por debajo de 2°C. En esas condiciones el flujo de calor circunferencial es despreciable y por tanto puede considerarse que se cumple la condición de contorno de flujo de calor uniforme.

El calor total aplicado por efecto Joule, \dot{q}_p , se obtiene a partir de las medidas de tensión, V_e , e intensidad, I_e , como:

$$\dot{q}_p = V_e I_e \quad (4.48)$$

El valor del número de Nusselt obtenido experimentalmente se corrige para considerar la influencia de la variación de la viscosidad del fluido en la dirección radial. Para ello se emplea un factor de corrección $(\mu_p/\mu_m)^n$, donde los valores de viscosidad empleados corresponden a la disolución empleada en la elaboración del hielo líquido, evaluada a la temperatura de la pared y a la temperatura media del fluido — subíndices p y m — y el valor exponente n — que se obtiene de la bibliografía — depende de que se trate de flujo laminar o turbulento.

La longitud de la sección de ensayos de transmisión de calor, L_{TC} , viene impuesta por la distancia entre los dos electrodos por los que se aplica la corriente eléctrica a los tubos, mientras que el punto de medida debe situarse a una distancia x suficiente para asegurar que, en condiciones de flujo turbulento, el flujo se encuentra plenamente desarrollado. La transmisión de calor en régimen turbulento depende de los efectos de la región de entrada, si bien ésta es relativamente pequeña — su valor está en $x/D = 15$ —. Para el tubo liso el valor de la longitud de ensayos se ha fijado en 1,1 m, estando el punto de medida situado a una distancia de 0,825 m del electrodo situado aguas arriba ($x/D \approx 51$). Para el tubo corrugado la longitud de ensayo es de 1,035 m, mientras que el punto de medida se ha situado a una distancia de 0,685 m del electrodo situado aguas arriba ($x/D \approx 43$). El número de Nusselt calculado en ambos casos es por tanto el asintótico que, en aplicaciones prácticas para tubos relativamente largos, coincide con el número de Nusselt medio.

La cantidad de energía absorbida por el flujo de hielo líquido incide sobre su contenido en hielo, de forma que existe una diferencia entre las condiciones de entrada y de salida

a la sección de ensayos térmicos. Dado que el objetivo es determinar la influencia que tiene el contenido en hielo sobre las condiciones de transmisión de calor, el ensayo debe realizarse en condiciones de mínima variación de la concentración de hielo. Para ello se regula la potencia eléctrica aplicada de forma que la variación en el contenido en hielo entre la entrada y la salida sea $\phi_{ent} - \phi_{sal} = 0,01$, asegurando así que el contenido en hielo en el punto de medida permanece constante.

4.2.3. ENSAYOS DE CALIBRACIÓN

Antes de comenzar los ensayos, se realizan en cada tubo una serie de ensayos de calibración sin aporte de calor ni presencia de hielo, con el objetivo de determinar la resistencia de contacto de las RTDs empleadas y las pérdidas de calor del circuito hidráulico.

Para ensayos realizados sin aporte de calor y con gastos máxicos elevados, y suponiendo los tubos adecuadamente aislados, los valores de temperatura de la cara exterior de los tubos, temperatura del fluido en el punto de medida y temperatura de entrada y salida a la sección de ensayos térmicos deben converger ($T_{pe} \simeq T_m \simeq T_{ent} \simeq T_{sal}$) y por tanto las diferencias en los valores de temperatura proporcionados por las distintas RTDs empleadas deben ser originadas por sus resistencias de contacto.

Debido a que las temperaturas de entrada y salida del fluido a la sección de ensayos térmicos se obtienen por medio de RTDs situadas aguas arriba y abajo de esos puntos exactos, se realizaron varias series de ensayos con varios caudales de salmuera en circulación y distintas temperaturas del fluido, con el fin de determinar la entrada de calor al fluido entre los puntos en que se toman esas temperaturas y los puntos de entrada y salida a la sección de ensayos térmicos. En la práctica, al tratarse de un flujo con cambio de fase y estar todos los tramos correctamente aislados, la influencia de esa entrada de calor sobre la temperatura del hielo líquido es prácticamente despreciable, inferior a la precisión de las RTDs empleadas.

Por último, se realizaron ensayos de calibración con aporte de calor y sin presencia de hielo, comparándose los resultados obtenidos con las predicciones teóricas que pueden obtenerse empleando las correlaciones presentadas en la bibliografía [106, 107, 108]. Estos resultados se han incluido en las figuras 4.12 a 4.15, junto a los resultados de los ensayos realizados con presencia de hielo.

4.2.4. TRANSMISIÓN DE CALOR CON HIELO LÍQUIDO

Con el objetivo de obtener correlaciones del tipo $Nu = Nu(\phi, Re)$, se han realizado ensayos de transmisión de calor en condiciones de flujo de calor uniforme sobre el flujo de hielo líquido generado a partir de una disolución al 9 % de NaCl, circulando por el interior de dos tubos de acero inoxidable 316L, uno liso y otro corrugado. La primera variable cuya influencia se ha estudiado ha sido el contenido en hielo, analizándose concentraciones de hielo en el rango $\phi = 0,05 \div 0,25$. Para cada concentración de hielo analizada se ha estudiado la influencia del número de Reynolds, para lo que se ha actuado sobre el caudal de hielo impulsado por las bombas centrífugas de que dispone

4. ENSAYOS EN TUBOS

la instalación experimental. El gasto máximo viene limitado por el punto de funcionamiento para cada tubo ensayado, mientras que el gasto mínimo será aquel para el que se produzca la transición a flujo heterogéneo. En concreto se han ensayado nueve valores diferentes de gasto másico para los que el valor del número de Reynolds ha variado en el rango $Re_{ref} = 5000 \div 32000$.

La figura 4.12 muestra los resultados obtenidos en los ensayos realizados sobre el tubo liso. Se aprecia claramente como la presencia de hielo afecta de forma importante a las características del proceso de transmisión de calor, provocando un descenso en el número de Nusselt medio directamente proporcional al contenido en hielo. Estos resultados se oponen a las conclusiones de la mayoría de los estudios experimentales previos [5, 52], con la excepción de los efectuados por Knodel et al. [56] y Bedecarrats et al. [8, 9], que encontraron un comportamiento similar, aunque en el caso de Knodel, la disminución en el número de Nusselt estaba asociada a una disminución en el coeficiente de pérdida de presión que no se ha encontrado en los ensayos realizados en esta tesis. Sin embargo, es probable que la influencia que se ha provado en esta tesis que tiene la relación d/D sobre el proceso de pérdida de presión, esté también presente en el proceso de transmisión de calor, pudiendo ser el origen de las diferencias encontradas con los trabajos precedentes.

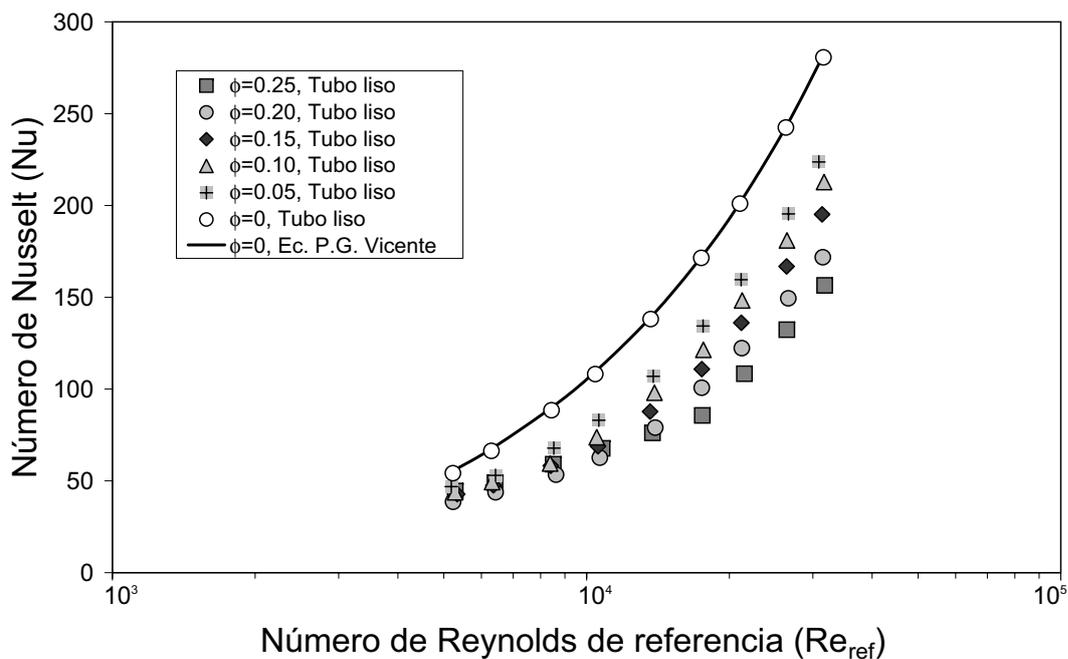


Figura 4.12.: Variación en un tubo liso del número de Nusselt con el número de Reynolds para distintas concentraciones de hielo líquido y comparación con flujo monofásico.

El comportamiento térmico mostrado por el hielo líquido en la figura 4.12 sigue las mismas tendencias que el comportamiento reológico mostrado en las figuras 4.3 a 4.9.

Si bien las diferencias entre flujo laminar y turbulento son menos apreciables que para el proceso de pérdida de presión, se pueden distinguir en la figura 4.12 dos zonas diferenciadas, con una transición entre ambas que se produce a los mismos valores de Re_{ref} que se pueden deducir de la figura 4.9(d), dependientes del contenido en hielo.

Los resultados para el tubo corrugado se han incluido en la figura 4.13. Las conclusiones que pueden extraerse de esta figura son similares a la obtenidas para el tubo liso, si bien en este caso el descenso del número de Nusselt con el aumento del contenido en hielo es aún más importante que para el tubo liso.

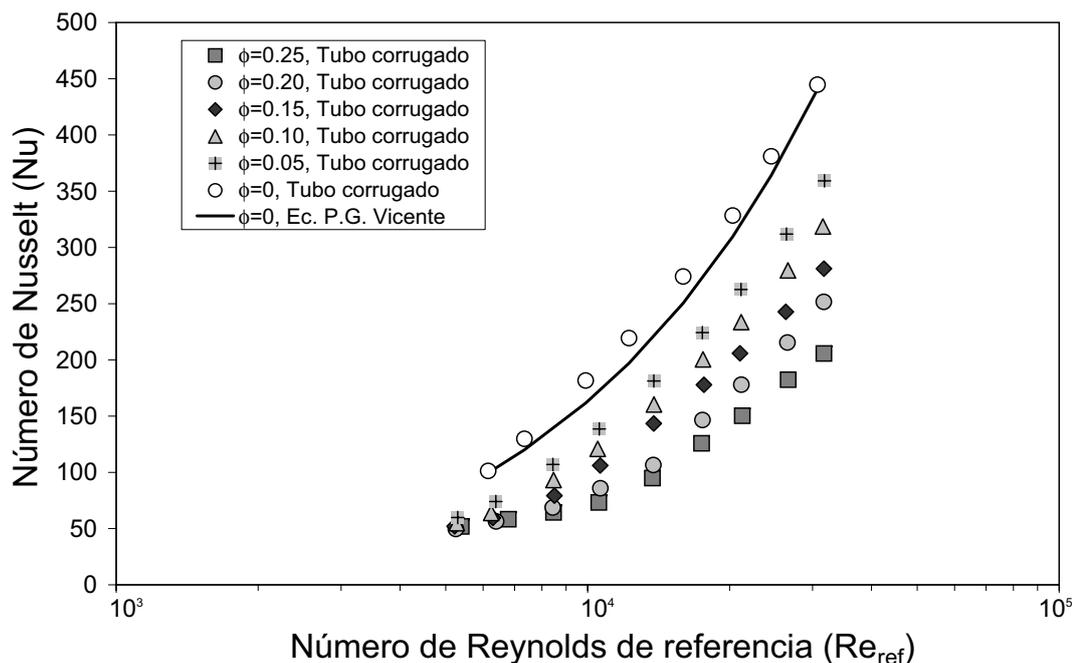


Figura 4.13.: Variación en un tubo corrugado del número de Nusselt con el número de Reynolds para distintas concentraciones de hielo líquido y comparación con flujo monofásico.

Por otro lado, el notable aumento del coeficiente de pérdida de presión en tubo corrugado reflejado en la figura 4.11 para contenidos en hielo por encima del 20 % no se ve correspondido en la figura 4.13 por una mayor disminución del número de Nusselt entre el 20 y el 25 % de hielo.

Se han incluido además en las figuras 4.12 y 4.13 los resultados para los ensayos realizados sin presencia de hielo y se han comparado con las predicciones que pueden obtenerse empleando las correlaciones propuestas por Vicente et al. [106, 107, 108], obteniéndose, especialmente en tubo liso, un excelente nivel de ajuste, en cualquier caso dentro de la precisión del proceso de medida.

Los datos experimentales recogidos en las figuras 4.12 y 4.13 se han ajustado a las siguientes ecuaciones:

4. ENSAYOS EN TUBOS

Tubo liso:

$$\text{Nu}_{hl} = (0,845 - 1,216\phi) \text{Nu}_{ref} \quad (4.49)$$

donde:

$$\text{Nu}_{ref} = 0,0344 (\text{Re}_{ref} - 1500)^{0,78} \text{Pr}_{ref}^{0,37} \quad (4.50)$$

Tubo corrugado:

$$\text{Nu}_{hl} = (0,892 - 1,824\phi) \text{Nu}_{ref} \quad (4.51)$$

donde:

$$\text{Nu}_{ref} = 0,374\kappa^{0,25} (\text{Re}_{ref} - 1500)^{0,74} \text{Pr}_{ref}^{0,44} \quad (4.52)$$

Las ecuaciones (4.50) y (4.52) son las propuestas por Vicente et al. [106, 107, 108] para régimen turbulento. Los valores de Re_{ref} y Pr_{ref} en estas ecuaciones se evalúan a partir de las propiedades físicas del fluido portador a una temperatura de referencia de 0°C.

Finalmente, en las figuras 4.14 y 4.15 se muestran los valores del coeficiente de transmisión de calor obtenidos en los ensayos experimentales para tubo liso y corrugado.

En estas figuras se puede ver como la disminución en el Nusselt asociada a la presencia de hielo se ve en gran parte compensada por el aumento en la conductividad térmica del hielo líquido respecto a la disolución de partida, de forma que finalmente, aunque en general hay un descenso en las condiciones de transmisión de calor respecto a las que se tendrían para la disolución de partida, este descenso no es tan acusado como se podría en principio deducir de las figuras 4.12 y 4.13.

Por otro lado, las figuras 4.14 y 4.15 permiten apreciar con más claridad las diferencias de comportamiento entre el tubo liso y el corrugado. Así, aunque en ambos casos la presencia de hielo supone una disminución en el coeficiente de transmisión de calor por convección, mientras para el tubo liso el valor de h aumenta al aumentar el contenido en hielo, tanto en régimen laminar como en turbulento, para el tubo corrugado el comportamiento es distinto dependiendo de que el flujo sea laminar o turbulento. Así, en régimen turbulento, el comportamiento del tubo corrugado es opuesto al del tubo liso, produciéndose una ligera bajada en el valor de h al aumentar el contenido en hielo, mientras que en régimen laminar la tendencia se invierte, aumentando el valor de h al aumentar el contenido en hielo.

Para tubo liso y $\phi = 0,25$, la transición entre flujo laminar y turbulento se produce para $\text{Re}_{ref} \simeq 15000$, apreciándose en la figura 4.14 un fuerte aumento en el valor del coeficiente de transmisión de calor acompañado por el fuerte aumento en el valor del

4.2. ENSAYOS DE TRANSMISIÓN DE CALOR

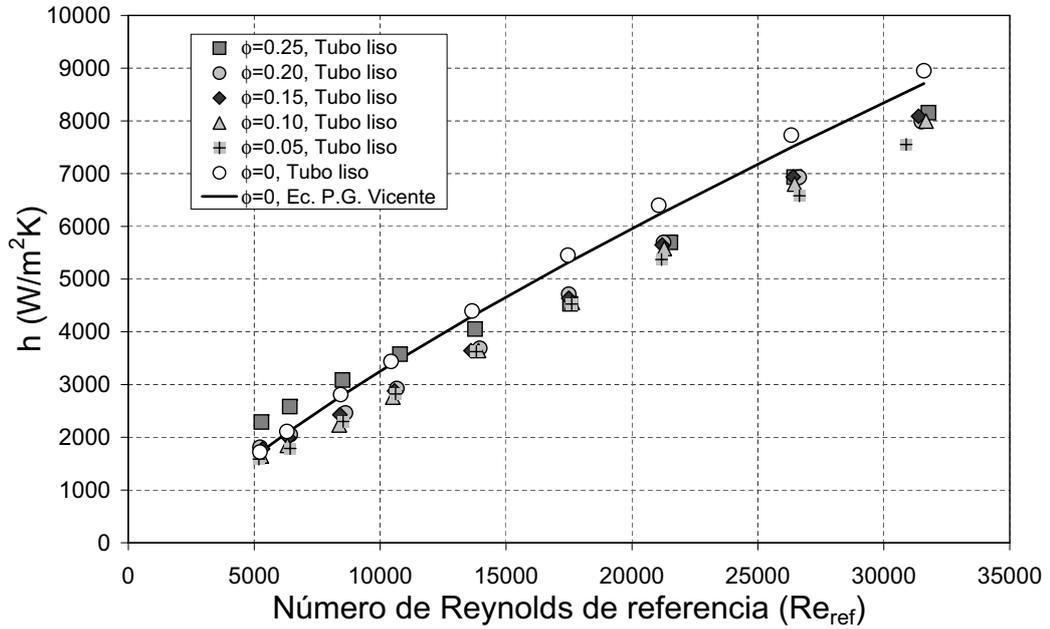


Figura 4.14.: Variación del coeficiente de transmisión de calor por convección para un tubo liso.

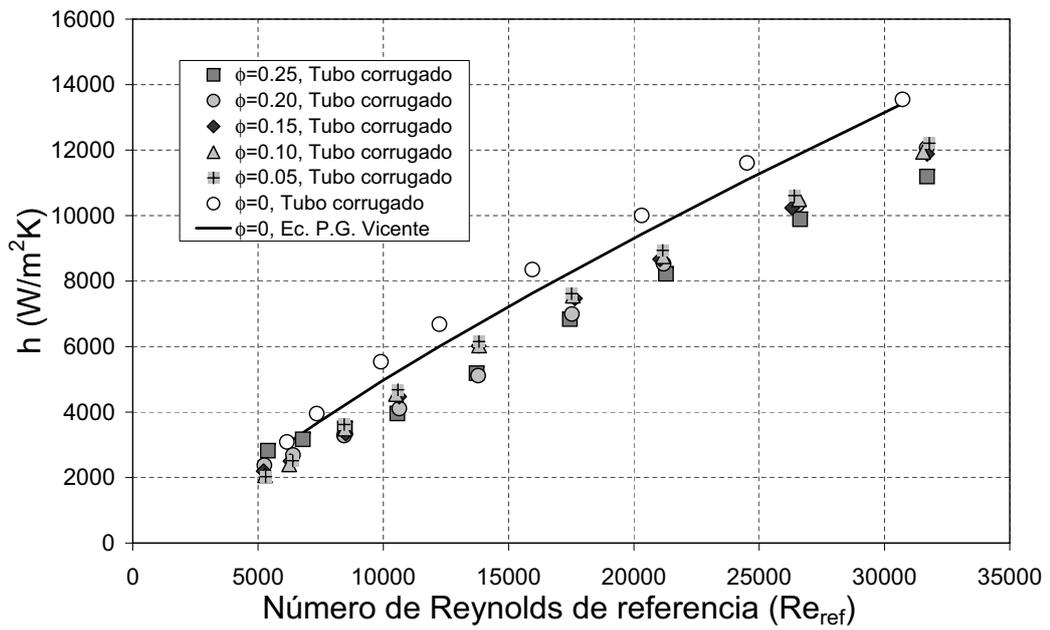


Figura 4.15.: Variación del coeficiente de transmisión de calor por convección para un tubo corrugado.

4. ENSAYOS EN TUBOS

coeficiente de pérdida de presión que se presenta en la figura 4.9 al pasar al régimen laminar. Para el resto de concentraciones de hielo la diferencias de comportamiento entre régimen laminar y turbulento son prácticamente inapreciables.

En el tubo corrugado, el brusco aumento en el coeficiente de pérdida de presión que se aprecia en la figura 4.11 para $\phi = 0,25$ por debajo de $Re_{ref} \simeq 10000$, se traduce sólo en un ligero aumento en el coeficiente de transmisión de calor en la figura 4.15. Como ya se ha dicho, en este caso, aunque muy pequeñas, sí es posible detectar diferencias entre flujo laminar y turbulento.

4.3. CONCLUSIONES

1. Se ha hecho un estudio experimental del comportamiento reológico del hielo líquido que ha revelado que, en condiciones de baja velocidad de cizalladura, la relación entre el esfuerzo cortante y la velocidad de cizalladura es prácticamente lineal, mientras que, en condiciones de alta velocidad de cizalladura, esa relación es prácticamente potencial. Se ha llegado por ello a la conclusión de que los modelos de Bingham y de Casson no se capaces de describir el comportamiento del hielo líquido a lo largo de todo el rango de ensayos cubierto.
2. Se ha propuesto un modelo de Herschel-Bulkley modificado, capaz de describir con suficiente precisión el comportamiento reológico del hielo líquido y del que se puede deducir una expresión que permite predecir el valor del coeficiente de pérdida de presión de Darcy.
3. Se ha propuesto un modelo de fácil aplicación práctica, capaz de predecir el valor del coeficiente de pérdida de presión a partir del contenido en hielo, la relación de diámetros d/D y un número de Reynolds basado en las propiedades del fluido portador, sin necesidad de conocer el comportamiento reológico del hielo líquido.
4. Se ha realizado un estudio experimental del proceso de transmisión de calor con hielo líquido. Este estudio ha revelado que la presencia de hielo afecta negativamente al valor del número de Nusselt, que disminuye al aumentar ϕ . Esta conclusión está en contra de la mayoría de los estudios precedentes, por lo que sería conveniente seguir ahondando en la línea de investigación abierta para tratar de aclarar la influencia de aquellos factores que no se han podido tener en cuenta en este trabajo. Especial atención merece el análisis de la influencia de la relación de diámetros d/D en las características del proceso de transmisión de calor.
5. Se ha realizado un estudio preliminar del comportamiento del hielo líquido en tubos corrugado. Los resultados muestran que, respecto al proceso de pérdida de presión, el comportamiento de estos tubos es similar al de los tubos lisos, con un aumento de la pérdida de presión asociado a un aumento en el contenido en hielo. Sin embargo, respecto al proceso de transmisión de calor el comportamiento de los tubos corrugados es el mismo que el de los lisos sólo en la zona de régimen laminar,

4.3. CONCLUSIONES

invirtiéndose en la zona de régimen turbulento. Para flujo monofásico, este tipo de tubos presentan sus mayores ventajas en condiciones de flujo turbulento, por lo que para obtener conclusiones definitivas sobre su comportamiento con hielo líquido, será necesario seguir trabajando en la caracterización de este tipo de tubos.

4. ENSAYOS EN TUBOS

5. APLICACIÓN DEL HIELO LÍQUIDO A UN INTERCAMBIADOR DOBLE DE TUBOS CONCÉNTRICOS CORRUGADOS

El intercambiador de calor de tubos concéntricos representa la configuración más simple en la que dos líquidos pueden intercambiar energía sin que exista mezcla entre ambos. Este tipo de intercambiadores — figura 5.1 — están contruidos por dos tuberías concéntricas, dispuestas de forma que uno de los fluidos circula por la tubería interior mientras que el otro circula a través del espacio anular existente entre ambas tuberías — *flujo paralelo*—. Este flujo paralelo puede producirse en *equicorriente*, en cuyo caso la temperatura de salida del fluido más frío nunca puede llegar a igualar a la temperatura de salida del fluido más caliente, o en *contracorriente*, siendo posible en este último caso que la temperatura de salida del fluido más frío supere el valor de la temperatura de salida del fluido más caliente.

Para aumentar la capacidad de intercambio del modelo básico representado en la figura 5.1 es posible añadir mayor número de tubos concéntricos, hablando así de intercambiadores dobles, triples, etc. de tubos concéntricos, si bien esta solución eleva considerablemente los gastos de fabricación del equipo, por lo que cuando el gasto máximo es elevado y hace necesario emplear muchos tubos, resulta mucho más económico construir el intercambiador formando un conjunto de carcasa y tubos, de forma que se utiliza una carcasa común para todos los tubos. Empleado independientemente o asociado al aumento del número de tubos, otro método de mejorar la capacidad de intercambio de estos equipos es la sustitución de los tubos lisos empleados habitualmente por tubos mejorados mediante rugosidad artificial.

En este capítulo se aborda el estudio del comportamiento del hielo líquido en un intercambiador doble de tubos concéntricos corrugados, persiguiendo un doble objetivo. En primer lugar se pretende comprobar que las correlaciones experimentales deducidas en el Capítulo 4 a partir de los ensayos básicos de transmisión de calor y pérdida de presión, resultan válidas para predecir el comportamiento de un tipo de intercambiador habitualmente empleado en aplicaciones prácticas reales. Además, en este estudio se pretende comparar el funcionamiento del intercambiador cuando el hielo líquido es aplicado de forma directa con el obtenido cuando sólo se hace circular su fase líquida, analizando las ventajas e inconvenientes que plantea cada forma de uso y estableciendo criterios objetivos de comparación que permitan determinar bajo que condiciones de operación resulta ventajoso el uso directo del hielo líquido.

5. APLICACIÓN EN UN INTERCAMBIADOR DE TUBOS

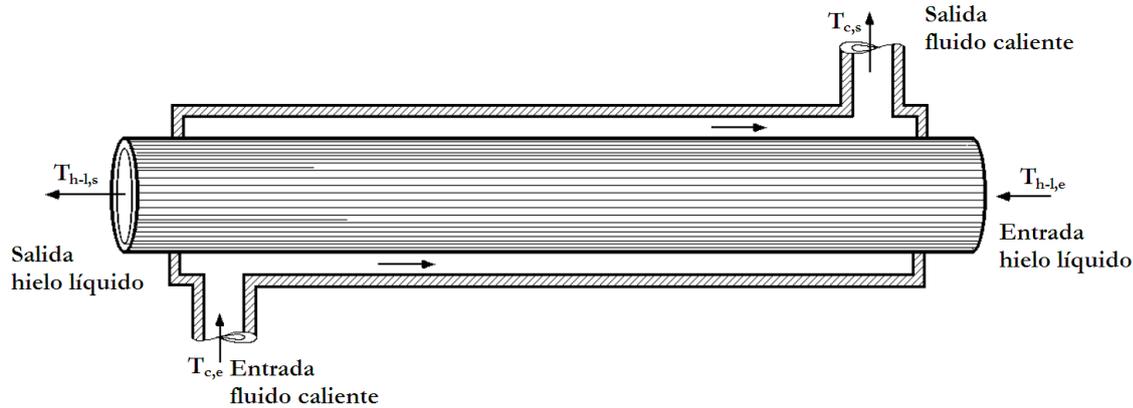


Figura 5.1.: Intercambiador simple de tubos concéntricos con flujo a contracorriente.

5.1. INTERCAMBIADOR ESTUDIADO

La figura 5.2 muestra una representación esquemática del intercambiador estudiado. Se trata de un intercambiador doble de tubos concéntricos, en el que tanto el tubo interior como el exterior están corrugados, siendo el material de fabricación acero inoxidable 316L.

El tubo interior tiene un diámetro exterior de 18 mm, un espesor de pared de 1 mm, un paso de espira de 13,5 mm y una profundidad de huella de 1,1 mm. El tubo exterior tiene un diámetro exterior de 25 mm, un espesor de pared de 1 mm, un paso de espira de 21 mm y una profundidad de huella de 0,6 mm.

Los dos tubos interiores se unen entre sí mediante un acoplamiento en U fabricado a partir de tubo liso, mientras que para la unión de los tubos exteriores se emplea una unión doble DIN 11851.

Por el tubo interior se hará circular el hielo líquido cuyo comportamiento se pretende analizar, mientras que por tubo exterior circulará agua caliente. Para evitar la entrada de calor desde el ambiente, la pared exterior del equipo se ha revestido con coquilla aislante, de forma que toda la energía absorbida por el agua caliente se corresponde con la cedida por el hielo líquido.

5.2. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

El intercambiador estudiado está integrado dentro de una planta piloto de ensayo de intercambiadores de calor, cuya una representación esquemática se muestra en la figura 5.3.

A su vez, esta planta piloto de ensayo de intercambiadores de calor está directamente conectada con la planta piloto de generación, acumulación y ensayos en hielo líquido, desde donde se puede regular y medir tanto el gasto másico como el porcentaje de hielo a

5.2. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

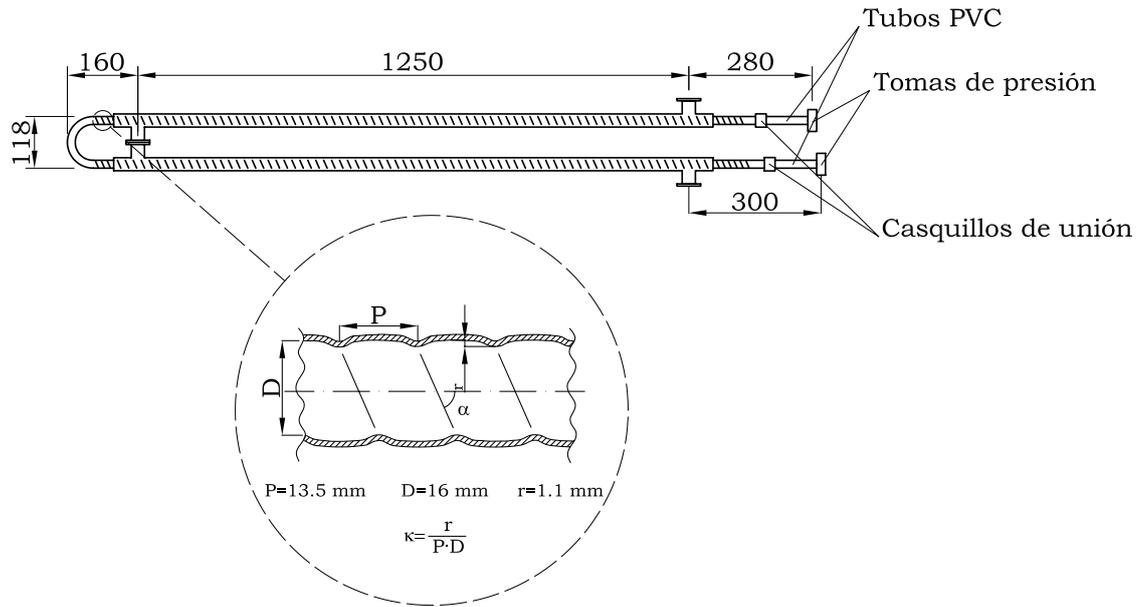


Figura 5.2.: Características geométricas del intercambiador estudiado.

la entrada del intercambiador. Una RTD situada a la entrada del equipo permite evaluar las posibles variaciones en las propiedades del fluido ocasionadas por su circulación desde la planta de generación de hielo líquido hasta la de ensayo de intercambiadores.

Los ensayos realizados durante la fase inicial de puesta a punto de las instalaciones demostraron que, en la mayoría de los casos, al ser tan elevada la cantidad de energía suministrada al hielo líquido a su paso por los intercambiadores de calor ensayados, las condiciones de salida de ese hielo líquido aún no han alcanzado el equilibrio termoquímico. En esas condiciones de desequilibrio, no es posible evaluar de forma correcta la precisión de la determinación del porcentaje de hielo obtenida a partir de la medición simultánea de densidad y temperatura del fluido, lo que justifica que finalmente se desestimara la posibilidad de instalar un caudalímetro de efecto Coriolis adicional, así como una unidad de adquisición de datos adicional, necesaria para captar la señal de ese caudalímetro, y se optara por medir únicamente la temperatura del hielo líquido a la salida del intercambiador.

Una vez que ha atravesado el intercambiador de calor, el hielo líquido es enviado a través de una red de tuberías de vuelta hacia la planta piloto de generación y acumulación.

Dos tomas de presión normalizadas situadas a la entrada y salida del intercambiador y conectadas a un sensor de presión diferencial permiten obtener el valor de la pérdida de presión experimentada por el hielo líquido a su paso por el equipo.

El agua caliente proveniente de un depósito acumulador, en el que la temperatura se mantiene constante gracias a la acción de una resistencia eléctrica controlada mediante un sistema PID, es impulsada por una bomba centrífuga y obligada a circular, a con-

5. APLICACIÓN EN UN INTERCAMBIADOR DE TUBOS

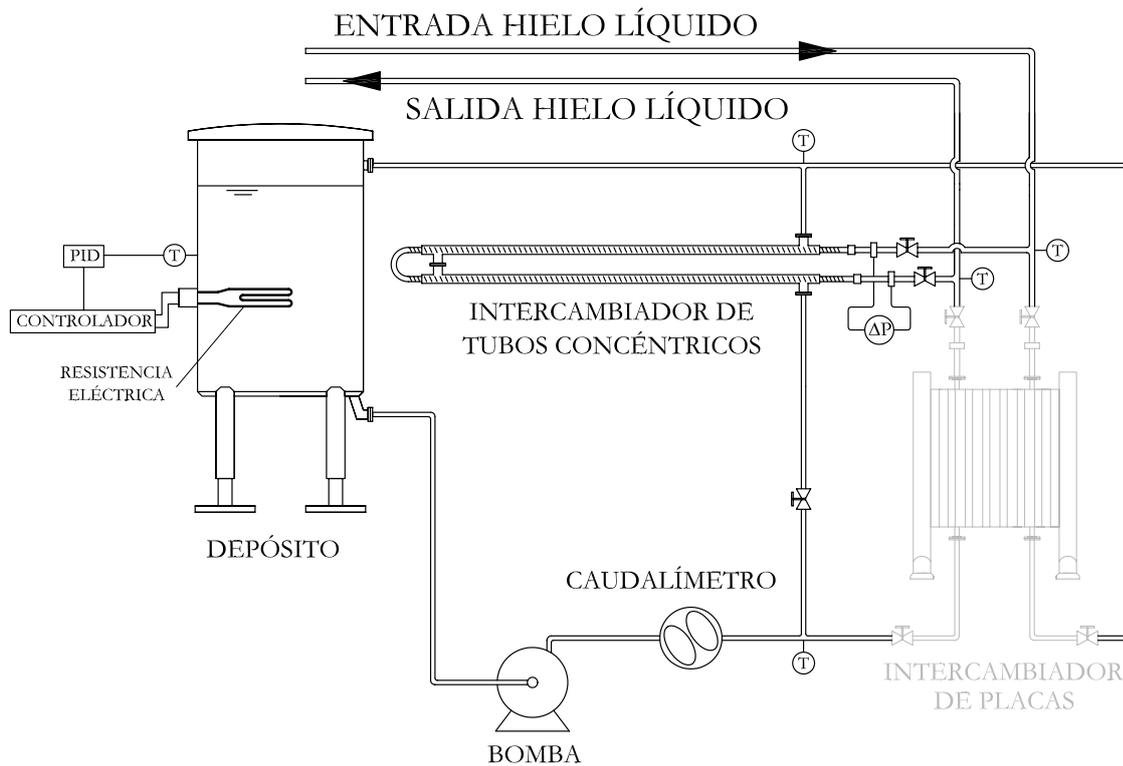


Figura 5.3.: Planta piloto de ensayo de intercambiadores de calor.

tracorriente con el hielo líquido, a través del espacio anular comprendido entre los dos tubos corrugados que forman el intercambiador. El agua enfriada es devuelta hacia el depósito de acumulación, donde las resistencias eléctricas se encargarán de suministrarle de nuevo la energía que ha cedido al hielo líquido. La determinación del gasto másico de agua se hace a través del caudal proporcionado por un caudalímetro de ruedas ovaladas situado tras la impulsión de la bomba y el dato de densidad del agua obtenido de la medición de su temperatura.

Instrumentación

Toda la instrumentación representada en la figura 5.3 se ha conectado a la misma unidad de adquisición de datos Hewlett-Packard HP-34970 A utilizada en los ensayos básicos de transmisión de calor y pérdida de presión descrita en el Capítulo 3.

La determinación del gasto másico del hielo líquido suministrado se hace mediante el caudalímetro de efecto Coriolis Micro Motion Elite CMF100M descrito en el Capítulo 3, cuya precisión en la medición del gasto másico es de $\pm 0,1\%$ del gasto para $\dot{m} > 680$ kg/h y $\pm (68/\dot{m})\%$ del gasto para $\dot{m} \leq 680$ kg/h. Este equipo se utiliza también para la determinación indirecta del porcentaje de hielo. Como se recoge en el Anexo A, para las condiciones de ensayo cubiertas, la incertidumbre máxima en la determinación del

contenido de hielo es de ± 0.0098 (expresado el contenido en hielo en tanto por uno).

El caudal de agua caliente se mide mediante un caudalímetro de ruedas ovaladas GFlow RF-20, de rango $200 \div 2000$ l/h y precisión ± 0.4 % del fondo de escala.

Dos RTD's PT-100 de 4 hilos, de clase A 1/3 DIN según norma DIN 43760, miden los valores de la temperatura del hielo líquido a la entrada y salida del intercambiador. Estos sensores, conectados directamente a la unidad HP-34970, aseguran una precisión de $\pm(0,1 + 0,0016|T|)^{\circ}\text{C}$ en el rango de temperaturas de -100°C a $+100^{\circ}\text{C}$.

La temperatura de entrada y salida del agua caliente al intercambiador se mide a través de dos RTD's PT-100 de 3 hilos, de clase B según norma DIN EN 60751. Cada sonda está conectada a un transmisor que genera una señal de $4 \div 20$ mA recogida por la unidad HP-34970, siendo la precisión de la medida $\pm(0,3 + 0,005|T|)^{\circ}\text{C}$ en el rango de temperaturas de -100°C a $+100^{\circ}\text{C}$.

Las tomas de presión ubicadas a la entrada y salida del intercambiador se conectan, mediante tubería de Rilsan[®], a uno de los tres sensores de presión diferencial Smart disponibles en la instalación. Un sistema de válvulas permite comunicar las tomas con el sensor más adecuado al nivel de pérdida de presión generado en el equipo.

5.3. ENSAYOS DE CALIBRACIÓN

Antes de realizar los ensayos de transmisión de calor y pérdida de presión en el intercambiador, se efectúan una serie de ensayos de calibración con los que se evaluarán los posibles errores de medida en la determinación de las temperaturas de entrada y salida al intercambiador, las características del proceso de transmisión de calor en la cara externa del tubo interior y la longitud equivalente de todas las singularidades por las que debe circular el flujo de hielo líquido desde que atraviesa la toma de presión situada a la entrada del intercambiador hasta que llega a la toma de presión situada a la salida del mismo.

Determinación del error en la estimación del balance energético

Con el fin de minimizar la entrada de calor al circuito, toda la superficie de los tubos en contacto con el aire se ha revestido de coquilla de material aislante de 65 mm de diámetro. La eficacia del aislamiento se ha valorado realizando el cálculo teórico del intercambio térmico con el ambiente, \dot{q}_{amb} . Para considerar posibles defectos de aislamiento, este cálculo se ha efectuado suponiendo que la conductividad térmica del aislante es el doble del valor teórico proporcionado por el fabricante. De acuerdo con este análisis, la entrada de calor desde al ambiente oscila entre los 25 y los 27 W para todo el rango de funcionamiento cubierto en los ensayos de calibración, lo que aún en el caso más desfavorable, representa menos del 2 % de la potencia total intercambiada.

Considerando la entrada de calor desde el ambiente, puede establecerse el siguiente balance energético en el intercambiador:

$$\dot{m}_{agua} \bar{c}_{p,agua} (T_{ent,agua} - T_{sal,agua}) + \dot{q}_{amb} = \dot{m}_{salm} \bar{c}_{p,salm} (T_{sal,salm} - T_{ent,salm}) \quad (5.1)$$

5. APLICACIÓN EN UN INTERCAMBIADOR DE TUBOS

Dado que un error en la determinación de cualquiera de las variables de influencia hará que la igualdad reflejada en la expresión (5.1) deje de cumplirse, para localizar posibles errores en la determinación experimental de los gastos y temperaturas involucrados se ha planteado una serie de ensayos experimentales de calibración. En estos ensayos se utilizará como fluido frío la misma salmuera empleada en la elaboración del hielo líquido, pero manteniendo la temperatura de la misma en valores que garanticen la ausencia de hielo, para así poder establecer de forma más precisa su balance energético.

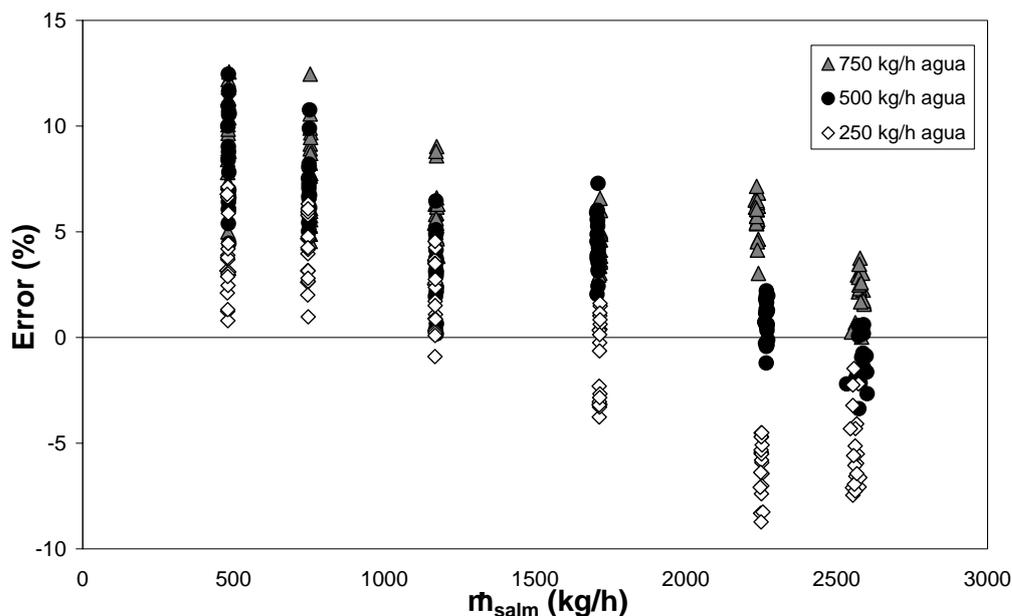


Figura 5.4.: Error en la determinación del balance energético en el flujo de salmuera frente al gasto másico de salmuera fría.

Para que las conclusiones obtenidas sean extrapolables a los ensayos con hielo líquido, las condiciones de circulación del agua caliente a través del espacio anular —caudal, temperatura y transmisión de calor hacia el fluido frío— deben ser similares en ambas situaciones. Para asegurar esta condición, los valores de caudal y temperatura, tanto para la salmuera como para el agua caliente, se han mantenido en valores similares a los previstos para la ejecución de los ensayos con hielo líquido. Así, los ensayos de calibración destinados a comprobar la condición (5.1) se han realizado con caudales de salmuera entre $Q_{salm} = 500 \div 2600$ l/h y temperatura de entrada al intercambiador de $T_{salm,ent} = -5^\circ\text{C}$, mientras que los caudales de agua se han variado entre $Q_{agua} = 250 \div 750$ l/h, siendo su temperatura de entrada al intercambiador de $T_{agua,ent} = 10^\circ\text{C}$.

El valor real de potencia intercambiada en cada situación se puede aproximar por el promedio entre el valor obtenido a partir del balance energético en el caudal de agua y el valor obtenido a partir del balance energético en el caudal de salmuera:

$$\dot{q}_{real} = 1/2 [(\dot{q}_{agua} + \dot{q}_{amb}) + \dot{q}_{salm}] \quad (5.2)$$

El error en la determinación del calor intercambiado puede evaluarse como la diferencia entre el valor obtenido a partir del balance energético en el caudal de salmuera y el valor considerado real:

$$E = 100 \times \frac{\dot{q}_{salm} - \dot{q}_{real}}{\dot{q}_{real}} \quad (5.3)$$

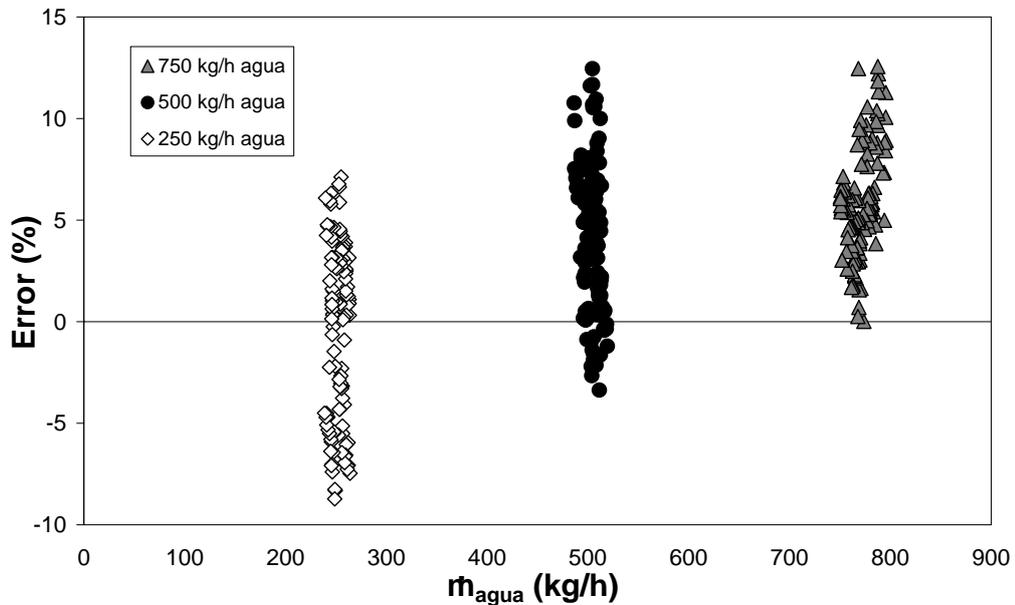


Figura 5.5.: Error en la determinación del balance energético en el flujo de salmuera frente al gasto másico de agua caliente.

En la figura 5.4 se ha representado el porcentaje de error frente al gasto másico de salmuera. Análogamente, en la figura 5.5 se ha representado el error frente al gasto másico de agua caliente.

Aún estando dentro de la incertidumbre asociada al proceso empleado en la determinación de la potencia intercambiada, el error apreciado resulta demasiado elevado. Por otro lado, en las figuras se observa una clara dependencia del error con el gasto, tanto de salmuera como de agua caliente, que podría llevar a pensar que el error apreciado está asociado a errores en la medición de los gastos. Sin embargo, un estudio detallado de la incertidumbre asociada al proceso de medida revela que, gracias a la elevada precisión de los instrumentos empleados, la incertidumbre asociada a la medición de los gastos es muy baja, siendo la incertidumbre asociada a la medición de los valores de temperatura el factor de mayor influencia en los errores apreciados. Este hecho se acentúa especialmente cuando la diferencia de temperaturas del fluido entre la entrada y la salida del intercambiador se hace pequeña. Esta situación se presenta en condiciones de gasto bajo, bien de salmuera bien de agua caliente, lo que explica la influencia del gasto en el error observado.

5. APLICACIÓN EN UN INTERCAMBIADOR DE TUBOS

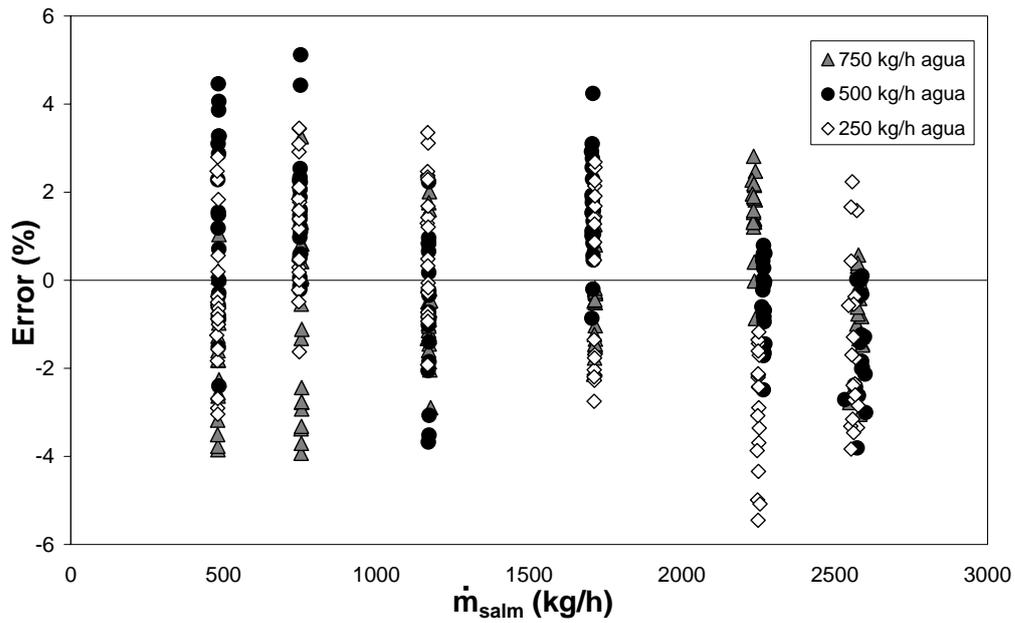


Figura 5.6.: Error en la determinación del balance energético en el flujo de salmuera frente al gasto de salmuera tras corregir la medida de temperatura.

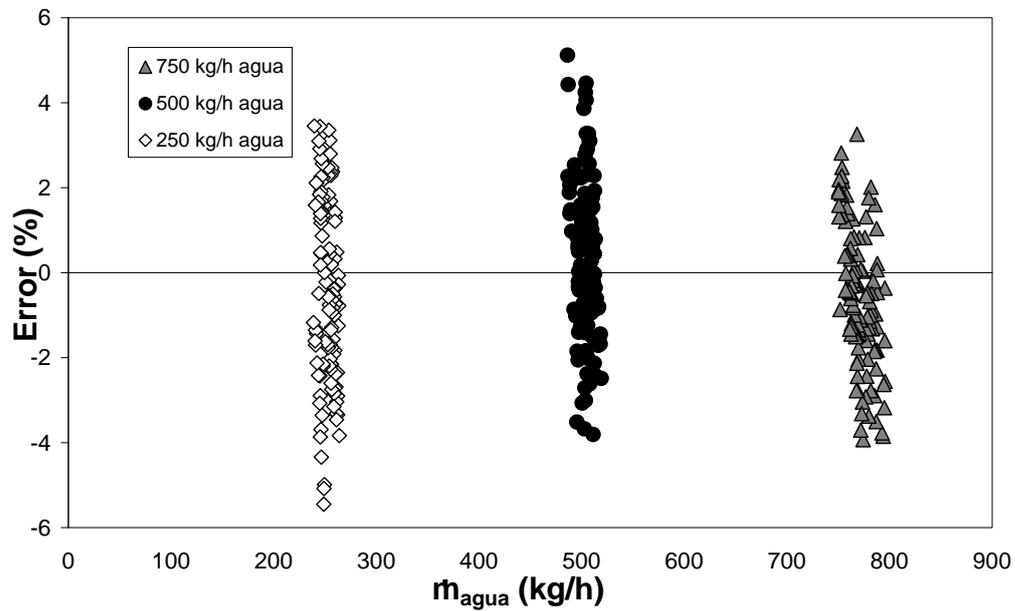


Figura 5.7.: Error en la determinación del balance energético en el flujo de salmuera frente al gasto de agua caliente tras corregir la medida de temperatura.

Corrigiendo la medida de temperatura proporcionada por las RTDs es posible disminuir tanto el error cometido en la estimación del balance energético como su variabilidad con el gasto. En concreto, las correcciones que hay que aplicar para optimizar el error son de $+0,4^{\circ}\text{C}$ para la medida de diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida del agua caliente y de $+0,08^{\circ}\text{C}$ para el caso de la salmuera.

En las figuras 5.6 y 5.7 se muestra la representación del porcentaje de error obtenido tras aplicar la corrección propuesta. Se puede apreciar con claridad en estas figuras como disminuye sensiblemente el error máximo cometido, a la vez que se elimina su dependencia con el gasto en circulación, tanto con el de salmuera como con el de agua caliente.

Caracterización de la transmisión de calor en la cara externa del tubo

El primer objetivo planteado para los ensayos en el intercambiador de tubos concéntricos es comprobar que las expresiones (4.51) y (4.52) presentadas en el Capítulo 4, con las que es posible predecir las características del proceso de transmisión de calor en la cara interna de un tubo corrugado cuando circula hielo líquido por su interior, permiten en un caso práctico predecir el comportamiento real de un intercambiador de calor. Para ello es necesario obtener de forma experimental, a partir del balance energético del intercambiador, la potencia real intercambiada y comparar ese resultado con la predicción que puede obtenerse a partir de las citadas expresiones. Sin embargo, este último punto precisa conocer no sólo las características de la transmisión de calor en la cara interna del tubo, sino también las de la transmisión de calor entre la cara externa del tubo y el agua caliente que circula a su alrededor.

La falta de correlaciones fiables para predecir ese proceso obliga a obtener una predicción experimental del mismo. Esta predicción experimental se ha obtenido haciendo uso de los resultados de los ensayos realizados para determinar la precisión en la obtención del balance energético. Dado que en estos ensayos sólo se han cubierto las condiciones de flujo exterior previstas para los ensayos con hielo líquido, la validez de las predicciones obtenidas se limita a las condiciones de ensayo estudiadas, no siendo los resultados extrapolables a geometrías distintas o a valores de Reynolds o Prandtl fuera del rango cubierto.

En cada una de las condiciones de ensayo cubiertas, la potencia total intercambiada puede obtenerse a partir de la ecuación (5.2). Alternativamente, en cualquier intercambiador de calor, puede establecerse que la potencia total intercambiada es:

$$\dot{q}_{int} = AU\Delta T_m = \left[\frac{1}{A_{int}h_{int}} + \frac{\ln\left(\frac{R_{ext}}{R_{int}}\right)}{2\pi kL} + \frac{1}{A_{ext}h_{ext}} \right] \Delta T_m \quad (5.4)$$

El coeficiente de intercambio de calor por convección en la cara externa del tubo, h_{ext} , puede obtenerse estableciendo la igualdad de las expresiones (5.2) y (5.4), en las que el resto de parámetros son conocidos. Para un intercambiador de un paso por carcasa y un paso por tubo, la diferencia de temperaturas media efectiva, ΔT_m , coincide con la

5. APLICACIÓN EN UN INTERCAMBIADOR DE TUBOS

diferencia de temperaturas logarítmica media que, al tratarse de flujo a contracorriente será:

$$\Delta T_m = \Delta T_{lm} = \frac{(T_{ent,agua} - T_{sal,salm}) - (T_{sal,agua} - T_{ent,salm})}{\ln \left[\frac{(T_{ent,agua} - T_{sal,salm})}{(T_{sal,agua} - T_{ent,salm})} \right]} \quad (5.5)$$

Operando de esta forma se obtiene que, para las condiciones ensayadas ($d_{ext} = 18 \text{ mm}$, $\kappa = 5,6 \cdot 10^{-3}$, $Re=1400 \div 5000$, $Pr=10 \div 11$), las características del proceso de transmisión de calor en la cara externa del tubo se pueden predecir a partir de la siguiente expresión:

$$Nu = 1,327 (Re - 1000)^{0,44} \quad (5.6)$$

La figura 5.8 muestra el ajuste de la expresión (5.6) a los datos experimentales.

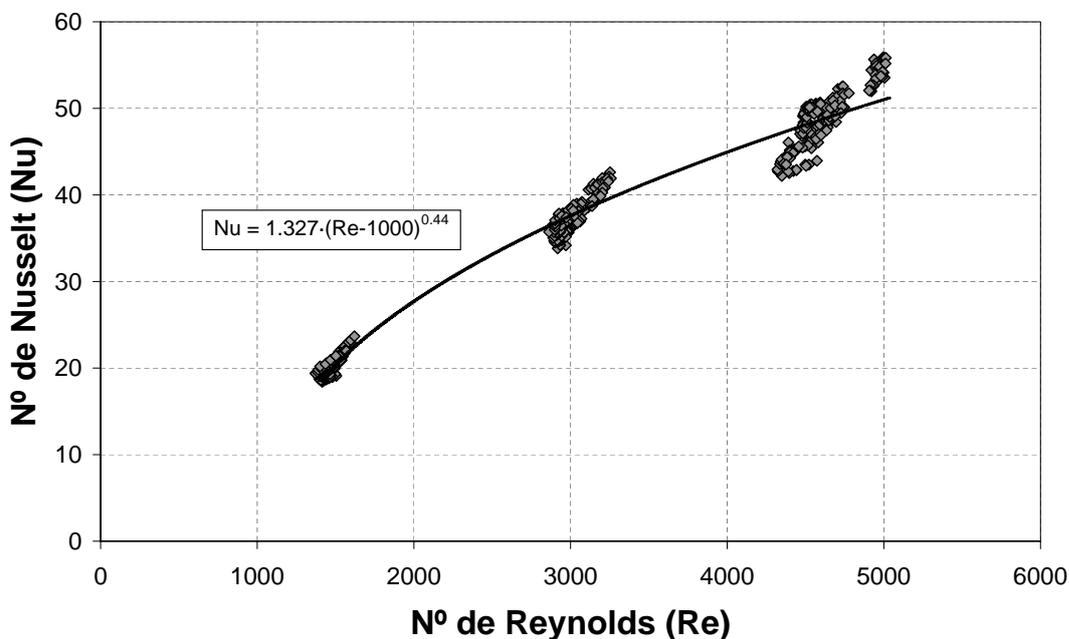


Figura 5.8.: Caracterización del proceso de transmisión de calor en la cara externa del tubo interior.

Determinación de la longitud equivalente

De forma parecida a lo ocurrido con el proceso de transmisión de calor, para la predicción de la pérdida de presión producida al circular hielo líquido a través del intercambiador es necesario disponer de cierta información adicional. En este caso, el dato que se precisa conocer es la longitud equivalente de todos aquellos elementos singulares de que dispone el equipo. Como puede apreciarse en la figura 5.2, desde que el fluido

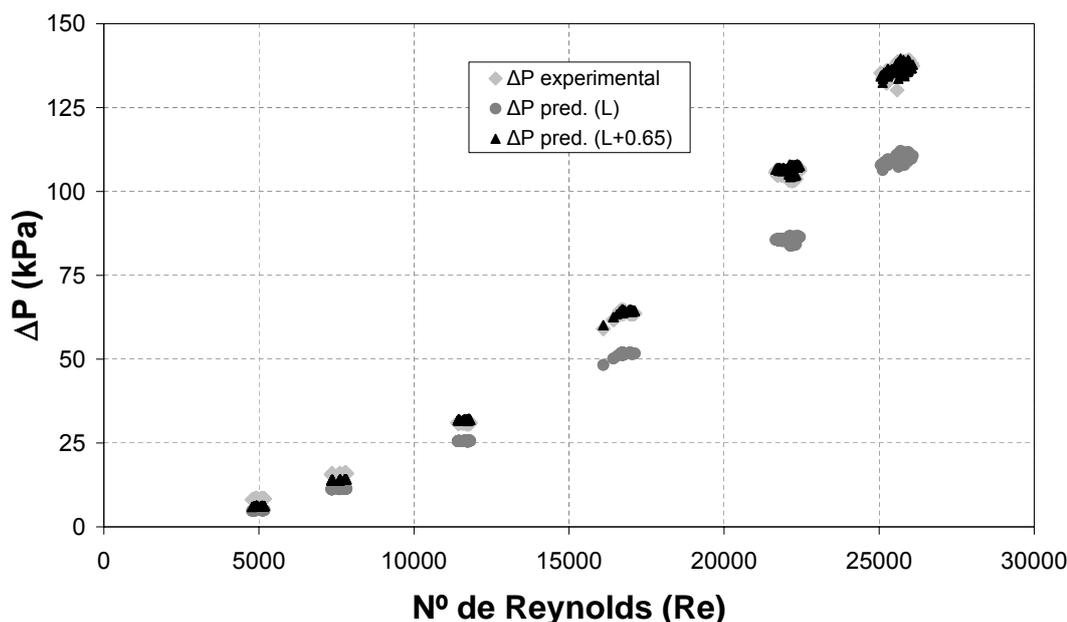


Figura 5.9.: Determinación de la longitud equivalente de los accesorios del intercambiador.

frío atraviesa la toma de presión situada antes del equipo, hasta que llega a la situada a la salida del mismo, el fluido debe circular por un pequeño tramo de tubo de PVC, atravesar el casquillo empleado para la unión entre el tubo de PVC y el de acero, circular por un tramo recto de tubo de acero corrugado, un tramo en U de tubo de acero liso que desemboca en un nuevo tramo recto de tubo corrugado con su correspondiente casquillo de unión y tramo de tubería de PVC, sobre el que está instalada la toma de presión de salida.

Ante la dificultad que plantea el análisis detallado de la pérdida de presión en cada uno de los tramos descritos, sólo se calculará con detalle la pérdida de presión correspondiente a los tramos rectos de tubo corrugado, considerándose el resto como elementos singulares cuya influencia en la pérdida de presión total puede ser evaluada a partir de su longitud equivalente.

El cálculo de la pérdida de presión correspondiente a los tramos rectos de tubería se obtiene a partir de la ecuación de Darcy-Weisbach, empleando para el cálculo del coeficiente de pérdida de presión la expresión propuesta por Vicente [106]:

$$\lambda = 6,12\kappa^{0,46}\text{Re}^{-0,16} \quad (5.7)$$

La evaluación de la longitud equivalente se realiza a partir de los datos recogidos en los ensayos de calibración desarrollados para determinar el error en la determinación del balance energético y efectuar la caracterización de la transmisión de calor en la cara externa del tubo. La figura 5. 9 muestra los resultados obtenidos en esos ensayos. Ló-

5. APLICACIÓN EN UN INTERCAMBIADOR DE TUBOS

gicamente, los resultados de pérdida de presión obtenidos experimentalmente superan a la predicción obtenida considerando únicamente los dos tramos rectos de tubo corrugado, pues no se está teniendo en cuenta la pérdida de presión producida por el resto de elementos que debe atravesar el fluido. Se aprecia claramente como asignando a esos elementos una longitud equivalente de 0,65 metros, se obtiene un excelente ajuste entre los valores de pérdida de presión obtenidos experimentalmente y los obtenidos a partir del valor del coeficiente de pérdida de presión calculado teóricamente.

Aunque los ensayos muestran claramente que la longitud equivalente de todos los elementos singulares existentes en el intercambiador es de 0,65 m, es necesario recordar que este resultado se ha obtenido en flujo monofásico, por lo que no se puede afirmar con seguridad que ese valor sea también válido cuando lo que circula por el interior de los tubos es un flujo bifásico como el de hielo líquido. Sin embargo, tampoco es posible afirmar que el comportamiento vaya a ser diferente, pues no se dispone de datos experimentales contrastados de pérdida de presión para la circulación de hielo líquido a través de elementos singulares. Será necesario analizar con cautela los resultados que se obtengan en los ensayos a realizar con hielo líquido antes de asignar también en ese caso un valor de 0,65 m a la longitud equivalente de los elementos singulares.

En el siguiente cuadro se recoge de forma resumida la información obtenida de los ensayos de calibración realizados:

- Corrección a aplicar a la determinación experimental del aumento de temperatura experimentado por el fluido:
 - Agua caliente: $\Delta T_{real,agua} = 0,4 + \Delta T_{agua} (^{\circ}\text{C})$.
 - Salmuera: $\Delta T_{real,salm} = 0,08 + \Delta T_{salm} (^{\circ}\text{C})$.
- Transmisión de calor en la cara externa del tubo: aplicar ecuación (6.28).
- Longitud equivalente del intercambiador: $L_{eq} = 0,65 + L$ (m).

RESUMEN DE LA INFORMACIÓN MÁS DESTACABLE EXTRAÍDA DE LOS ENSAYOS DE CALIBRACIÓN.

5.4. APLICACIÓN DIRECTA DE HIELO LÍQUIDO

Una vez verificados todos los ensayos de calibración, el paso siguiente debe ser la realización de los ensayos en presencia de hielo líquido, a los que se ha denominado *aplicación directa* de hielo líquido. En estos ensayos se analizarán los procesos de transmisión de calor y de pérdida de presión, comparando los resultados experimentales con las predicciones teóricas obtenidas a partir de las ecuaciones básicas desarrolladas en capítulos precedentes para predecir las características de estos fenómenos.

5.4. APLICACIÓN DIRECTA DE HIELO LÍQUIDO

Con este fin, se realizan una serie de ensayos en los que un caudal constante de hielo líquido se hace circular a contracorriente con un caudal constante de agua caliente. El gasto de agua caliente se mantiene para todos los ensayos en un valor constante en torno a $\dot{m}_{agua} = 700$ kg/h, correspondiente al caudal máximo de impulsión de la bomba instalada en la planta piloto de intercambiadores. La temperatura de entrada del agua caliente se fija en 10°C , para así limitar la potencia total intercambiada a valores en los que las resistencias eléctricas instaladas en el depósito de acumulación de agua caliente sean capaces de mantener para el agua una temperatura constante durante todo el ensayo. Los gastos de hielo líquido ensayados varían entre $\dot{m}_{hielo,max} = 2500$ kg/h, valor máximo que es capaz de impulsar la bomba, y $\dot{m}_{hielo,min} = 700$ kg/h, gasto mínimo por debajo del cual la velocidad del fluido es tan baja que se produce la separación de fases en el seno del hielo líquido. Cada ensayo se inicia con una concentración másica de hielo superior al 25 % que va disminuyendo según evoluciona el ensayo, dándose éste por terminado cuando se funde por completo todo el hielo.

Potencia intercambiada

A pesar de la adecuada precisión obtenida durante los ensayos de calibración para la determinación de los balances energéticos, en la mayoría de los ensayos realizados con hielo líquido se ha comprobado que la potencia deducida a partir del balance energético en el caudal de hielo presenta fuertes oscilaciones y diferencias relativamente importantes con el valor deducido a partir del balance energético en el flujo de agua caliente. Este comportamiento está sin duda motivado por la elevada incertidumbre que se tiene en la determinación del porcentaje de hielo a la salida del intercambiador, debido a que esa determinación se hace en base a la temperatura del hielo líquido, sin tener en cuenta su densidad. Adicionalmente, al comparar la evolución de la temperatura registrada por la RTD colocada justo a la salida del intercambiador con otra RTD similar ubicada unos 5 metros aguas abajo de ese punto, se aprecia claramente que la sonda colocada aguas abajo presenta una evolución mucho más suave, sin la presencia de las oscilaciones registradas por la sonda colocada justo a la salida del intercambiador. Este hecho revela un cierto grado de desequilibrio termo-químico en el flujo de hielo líquido a la salida del intercambiador, aunque no demasiado evidente debido a la relativamente baja potencia suministrada en estos ensayos.

En cualquier caso, el hecho anterior no reviste demasiada importancia, pues los ensayos de calibración han probado que el método de ensayo empleado permite determinar de forma precisa la potencia intercambiada a partir del balance energético en el caudal de agua y la entrada de calor desde el ambiente hacia el agua. Por tanto, en presencia de hielo líquido, será la potencia obtenida a partir del balance energético en el caudal de agua caliente el valor que se comparará con la predicción teórica de potencia intercambiada.

Para obtener el valor de esa potencia teórica se empleó el software MATLAB[®] para implementar el problema, considerando el intercambiador de calor dividido en 1000 tramos de igual longitud. Para cada tramo son conocidas las condiciones de entrada de los fluidos que bañan las caras interior y exterior del tubo —datos de partida para el

5. APLICACIÓN EN UN INTERCAMBIADOR DE TUBOS

primer tramo y condiciones de salida del tramo anterior para el resto — así como las expresiones necesarias para calcular el coeficiente de transmisión de calor por convección en cada cara del tubo — a efectos prácticos y teniendo en cuenta la longitud de cada tramo, en la obtención de esos coeficientes puede considerarse que, para cada fluido, las condiciones medias en todo el tramo son iguales a las condiciones de entrada — de forma que, para obtener el calor transferido a partir de la expresión (5.4), sólo se necesitan las temperaturas de salida de los dos fluidos.

Para poder obtener estos valores se requieren dos ecuaciones adicionales, de forma que se disponga de un sistema de tres ecuaciones con tres incógnitas — \dot{q} , $T_{sal,agua}$ y $T_{sal,hl}$ —; estas ecuaciones adicionales se obtienen aplicando un balance energético a los flujos de agua caliente y hielo líquido. Para ello se han empleado las siguientes expresiones:

$$\dot{q}_{agua} = \dot{m}_{agua} \bar{c}_{p,agua} (T_{ent,agua} - T_{sal,agua}) + \dot{q}_{amb} \quad (5.8)$$

$$\dot{q}_{hl} = \dot{m}_{hl} [H_f (\phi_{ent} - \phi_{sal}) + (1 - \bar{\phi}) \bar{c}_{p,fl} (T_{sal,hl} - T_{ent,hl})] \quad (5.9)$$

$$\dot{q}_{agua} = \dot{q}_{hl} \quad (5.10)$$

Empleando la ecuación (5.10) es posible expresar la temperatura de salida del hielo líquido en función de la temperatura de salida del agua —o viceversa—, de forma que la única incógnita en la ecuación (5.4) será la temperatura de salida del hielo líquido. El valor de esa temperatura de salida se obtiene sin más que igualar en cada tramo la ecuación (5.4) con el balance energético en el intercambiador obtenido de la ecuación (5.10).

La figura 5.10 muestra los datos experimentales de potencia obtenida en los ensayos realizados con gastos máscicos de hielo líquido de 700 y 1800 kg/h y gasto máscico de agua de 750 kg/h comparados con las predicciones obtenidas empleando el programa desarrollado en MATLAB®. Se observa un muy buen nivel de ajuste en todo el rango de concentraciones de hielo, con la excepción de los resultados obtenidos a baja concentración de hielo, aunque esta diferencia está plenamente justificada por la pérdida de precisión que se tiene en la determinación del porcentaje de hielo a bajas concentraciones.

La figura 5.11 muestra los resultados correspondientes a los ensayos realizados con gastos máscicos de hielo líquido de 1200 y 2500 kg/h y gasto máscico de 750 kg/h de agua a 10°C. Las conclusiones son similares a las de la figura anterior, si bien en este caso se aprecia un ligero aumento en la diferencia entre los valores teóricos y los experimentales obtenidos para el máximo gasto de hielo líquido ensayado.

5.4. APLICACIÓN DIRECTA DE HIELO LÍQUIDO

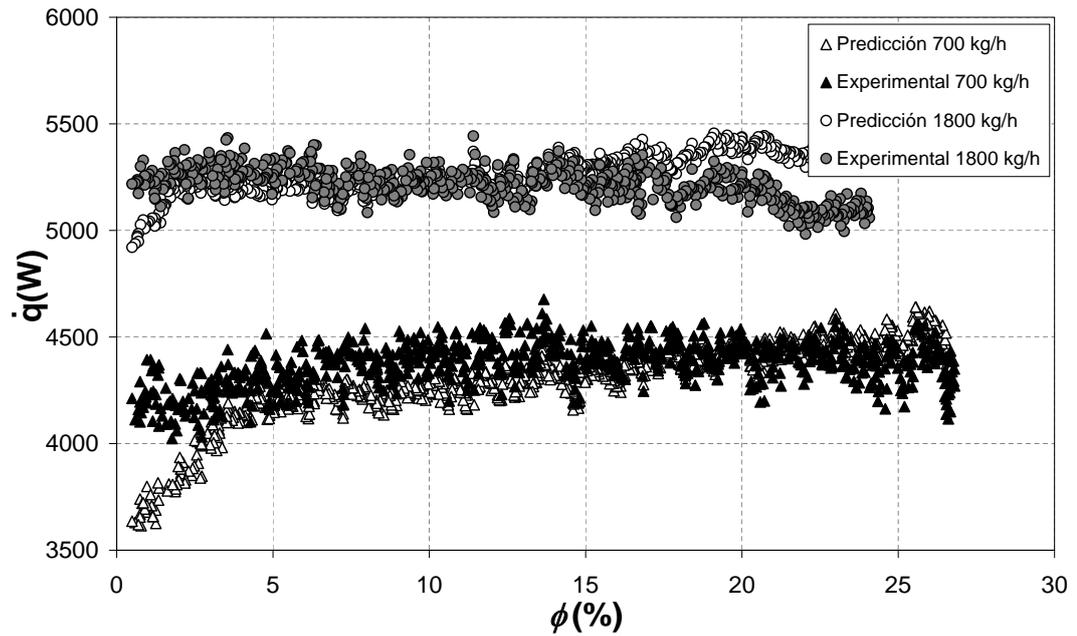


Figura 5.10.: Comparación de la predicción teórica y la medición experimental para la potencia obtenida con gastos de hielo líquido de 700 y 1800 kg/h.

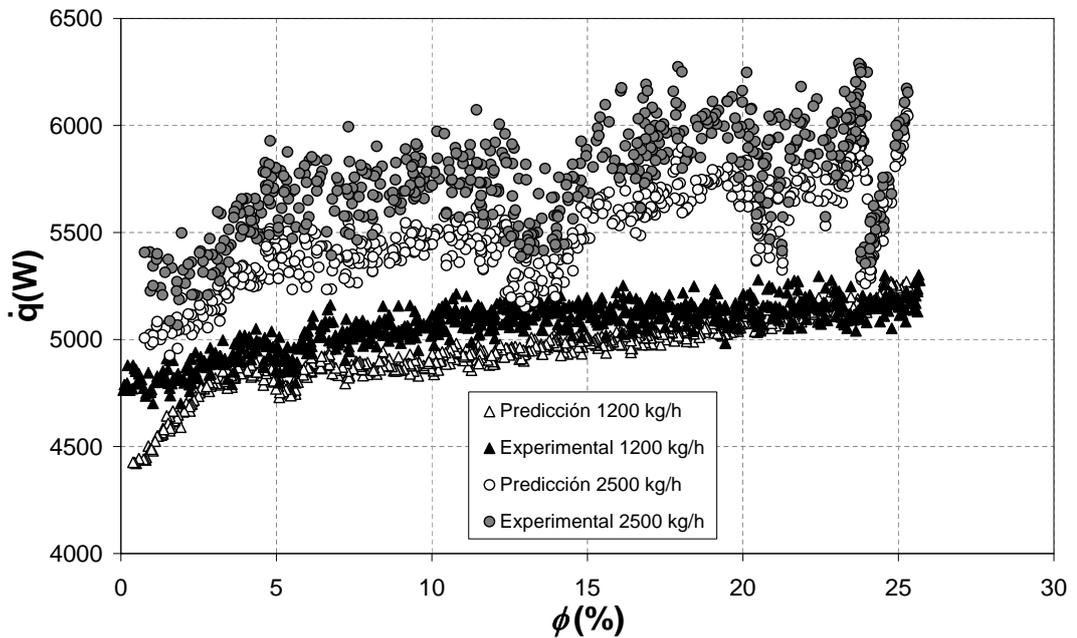


Figura 5.11.: Comparación de la predicción teórica y la medición experimental para la potencia obtenida con gastos de hielo líquido de 1200 y 2500 kg/h.

5. APLICACIÓN EN UN INTERCAMBIADOR DE TUBOS

En el siguiente cuadro se recogen de forma resumida los dos métodos empleados para la determinación de los valores de potencia intercambiada representados en las figuras 5.10 y 5.11:

MÉTODO EMPLEADO PARA LA OBTENCIÓN TEÓRICA Y EXPERIMENTAL DE LA POTENCIA INTERCAMBIADA.

Obtención teórica:

1. Aplicar las ecuaciones (4.51) y (4.43) para obtener el coeficiente h_{int} de transmisión de calor entre el hielo líquido y la cara interna del tubo.
2. Aplicar la ecuación (5.6) para obtener el coeficiente h_{ext} de transmisión de calor entre el agua caliente y la cara externa del tubo.
3. Plantear y resolver el sistema de ecuaciones:
 - a) Aplicar la ecuación (5.10) para obtener $T_{sal,agua}$ en función de $T_{sal,hl}$.
 - b) Con el valor obtenido en (a), aplicar la ecuación (5.4) para obtener la potencia intercambiada en función de una única incógnita, $T_{sal,hl}$.
 - c) Igualar las ecuaciones (5.4) y (5.9) para obtener el valor de $T_{sal,hl}$.

Obtención experimental:

1. Aplicar la ecuación (5.8) para obtener el calor cedido por el flujo de agua caliente.
2. Aplicar la ecuación (5.9) para obtener el calor absorbido por el flujo de hielo líquido.
3. Obtener la potencia intercambiada como promedio de ambas expresiones:
$$\dot{q}_{exp} = \frac{1}{2} (\dot{q}_{agua} + \dot{q}_{hl}).$$

Pérdida de presión

El análisis realizado sobre el proceso de pérdida de presión con hielo líquido en el Capítulo 4 se ha centrado especialmente en tubo liso, por lo que sólo se presentó un análisis cualitativo del proceso de pérdida de presión en tubo corrugado y, ante la falta de suficientes datos que permitan juzgar la influencia del índice de severidad de la corrugación, se optó por no proponer ninguna expresión para la predicción de la pérdida de presión en régimen laminar para tubo corrugado, quedando esa línea de trabajo abierta

5.4. APLICACIÓN DIRECTA DE HIELO LÍQUIDO

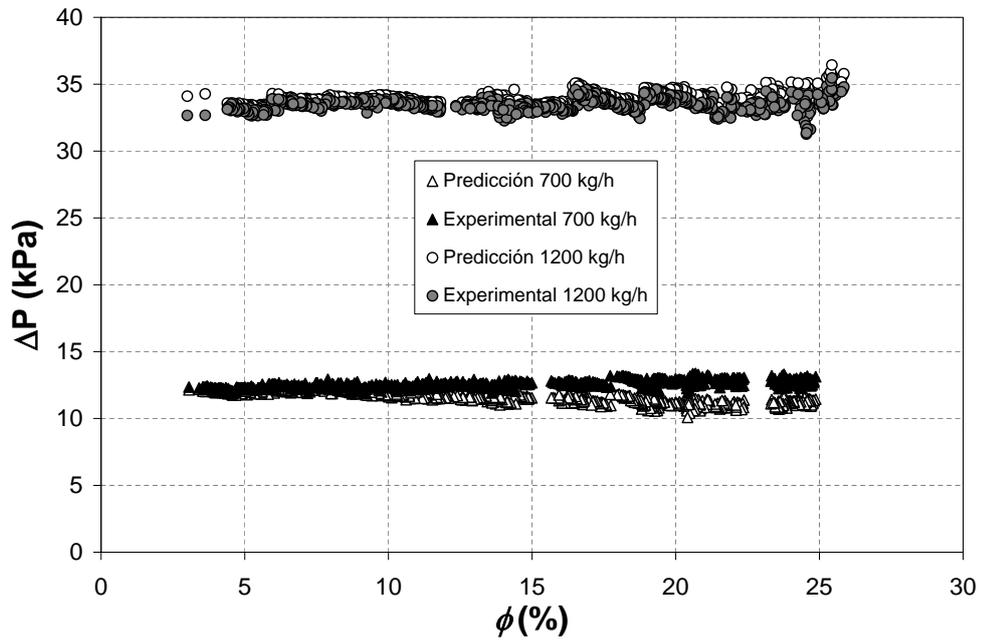


Figura 5.12.: Pérdida de presión obtenida para 700 y 1200 kg/h de hielo líquido.

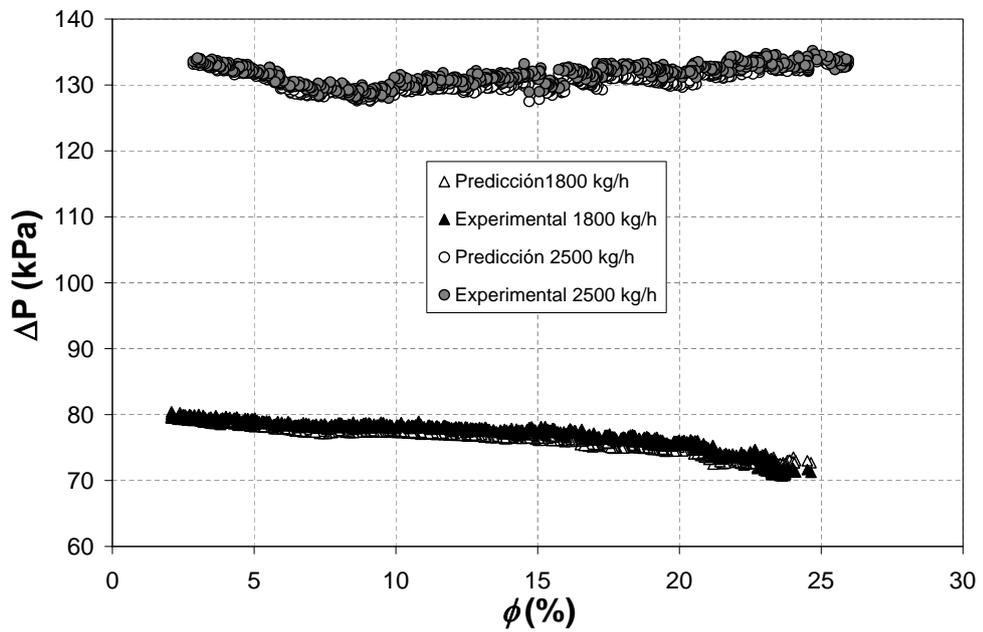


Figura 5.13.: Pérdida de presión obtenida para 1800 y 2500 kg/h de hielo líquido.

5. APLICACIÓN EN UN INTERCAMBIADOR DE TUBOS

para futuras investigaciones. Sin embargo, el análisis cualitativo efectuado reveló que, de forma similar a lo observado en tubo liso, en régimen turbulento el coeficiente de pérdida de presión parece ser prácticamente independiente del contenido en hielo, proponiéndose para el cálculo del coeficiente de pérdida en régimen turbulento la expresión (4.42) recogida en el Capítulo 4.

El valor de pérdida de presión obtenido en los ensayos experimentales se ha comparado con la predicción obtenida empleando la citada expresión, considerando que para el caso del hielo líquido, la longitud equivalente de los elementos singulares existentes en el intercambiador es la misma —0,65 metros— que para el caso de flujo monofásico.

Los resultados de los ensayos muestran un excelente nivel de ajuste entre los datos experimentales y las predicciones teóricas, tal como se aprecia en la figura 5.12 para los gastos de hielo de 700 y 1200 kg/h y en la figura 5.13 para los gastos de hielo de 1800 y 2500 kg/h.

5.5. APLICACIÓN INDIRECTA DEL HIELO LÍQUIDO

Es ampliamente conocido que la principal ventaja del hielo líquido frente a los refrigerantes líquidos secundarios es su alta capacidad de almacenamiento de frío, que permite reducir considerablemente el volumen necesario para almacenar una misma cantidad de frío, por lo que una comparación directa del comportamiento del hielo líquido con el de ese tipo de refrigerantes en un intercambiador de calor no tendría en cuenta una de las principales ventajas del hielo líquido.

El análisis desarrollado en este trabajo revela que las variaciones en las características del proceso de transmisión de calor son poco importantes respecto a las que se tienen en ausencia de hielo, pues aunque existe una clara disminución en los valores del Nusselt alcanzado, ésta se ve en gran parte compensada por la mejora en la conductividad térmica de la mezcla que supone la presencia de hielo. Por tanto, no puede afirmarse que el uso del hielo líquido suponga ventaja o inconveniente en este aspecto.

Finalmente, resulta evidente que su principal inconveniente es el aumento en el coeficiente de pérdida asociado a la presencia de hielo, especialmente importante en condiciones de flujo laminar.

Por todo lo expuesto, resulta interesante comparar, especialmente para un equipo real como el estudiado en este capítulo, las características de funcionamiento obtenidas cuando trabaja con hielo líquido frente a las obtenidas trabajando con un refrigerante líquido. Sin embargo, una comparación basada únicamente en las características de transmisión de calor y pérdida de presión carece de sentido, pues en esa comparación se estaría obviando la alta capacidad de almacenamiento de frío que representa el uso del hielo líquido.

Con el fin de efectuar una comparación más equitativa, se pretende comparar el comportamiento del intercambiador para la aplicación directa del hielo líquido —el hielo líquido se almacena en un tanque con agitación homogénea de forma que lo que se envía hacia el intercambiador es efectivamente hielo líquido— con el que se tendría en lo que se ha denominado *aplicación indirecta* del hielo líquido, es decir, en una aplicación

5.5. APLICACIÓN INDIRECTA DEL HIELO LÍQUIDO

en la que el hielo líquido se almacena en un tanque sin agitación, de forma que lo que se envía hacia el intercambiador es únicamente su fase líquida.

Esta aplicación indirecta del hielo líquido puede suponer una importante ventaja en la reducción del consumo energético total de la instalación, al eliminar el consumo del equipo de agitación, así como también representa un ahorro en la inversión que representa ese equipo. Además, en este tipo de instalaciones y dependiendo de la estrategia de funcionamiento establecida, esta técnica de utilización del hielo líquido puede suponer una importante mejora en la eficiencia de la generación de hielo, pues si el fluido caliente proveniente de la aplicación se lleva directamente hacia la generación de hielo líquido, la temperatura de entrada del fluido en el generador de hielo será sensiblemente superior a la que se tendría si se hubiera enviado hielo líquido a la aplicación, de forma que aumentará la temperatura de evaporación y por tanto la eficiencia de la instalación frigorífica.

Por otro lado, la capacidad térmica de la fase líquida es muy inferior a la del hielo líquido, por lo que la aplicación indirecta del hielo líquido podría hacer necesario el empleo de bombas y redes de tuberías de mucha mayor capacidad, con el consiguiente incremento en los costes de la instalación.

Es por tanto evidente que las dos alternativas de aplicación tienen asociadas una serie de ventajas e inconvenientes, por lo que se busca efectuar una comparación que permita establecer bajo que condiciones las ventajas de la aplicación directa del hielo líquido pueden superar a sus inconvenientes.

Para ello, y dado que la instalación no está preparada para ser empleada como un depósito de almacenamiento sin agitación¹, se efectuaron varios ensayos en los que se colocó un filtro en la aspiración de la bomba que impulsa el fluido hacia el intercambiador de tubos corrugados, de forma que pudo evitarse por completo la entrada de cristales de hielo.

En estos ensayos pudieron detectarse dos posibles inconvenientes:

- Debido principalmente a la gran longitud y a posibles defectos de aislamiento de las conducciones que llevan el fluido hasta el intercambiador de calor², se produce una entrada de calor en el flujo que provocó que la temperatura de entrada del fluido en el intercambiador se situara ligeramente por encima de la temperatura de almacenamiento del hielo líquido, lo que podría llevar a una disminución en la capacidad de enfriamiento. Sin embargo, en la práctica este posible inconveniente acerca más las condiciones de funcionamiento a las que se tendrían en una instalación con almacenamiento sin agitación. Por otro lado, los resultados de los

¹La determinación del porcentaje de hielo en un depósito sin agitación resulta mucho menos precisa por lo que, al ser un parámetro clave, se consideró adecuado mantener unas condiciones homogéneas en el interior del depósito que permitieran su adecuada determinación. Por otro lado, como se trató en el Capítulo 1, las instalaciones de almacenamiento sin agitación deben estar dotadas de un sistema de boquillas pulverizadoras, del que no se dispone en la instalación experimental empleada, para facilitar la fusión del hielo almacenado.

²De hecho, existe un tramo de aproximadamente 1 metro de tubería de metacrilato sin aislar para poder observar la circulación del fluido.

5. APLICACIÓN EN UN INTERCAMBIADOR DE TUBOS

ensayos mostraron que los efectos de este fenómeno en la potencia final obtenida son prácticamente despreciables.

- Debido a la colocación del filtro, pudo detectarse una fuerte pérdida de presión en la aspiración de la bomba que dificultó seriamente la realización de ensayos con alto gasto de fase líquida. Sin embargo hay que tener en cuenta que en estos ensayos se buscó la forma más rápida y sencilla de efectuar la comparación entre la aplicación directa e indirecta del hielo líquido, por lo que sólo se efectuaron en la instalación aquellas modificaciones imprescindibles para efectuar los ensayos. En una instalación real de almacenamiento sin agitación este problema no se presentará.

La figura 5.14 muestra los resultados de transmisión de calor para los ensayos realizados con gastos de 1000 y 2000 kg/h de fase líquida. En el eje de abscisas se ha representado la evolución del porcentaje de hielo en el depósito de acumulación y en el eje de ordenadas se ha representado el valor de la potencia intercambiada calculado de tres formas alternativas:

- Las potencias \dot{q}_1 se han obtenido a partir de los datos experimentales, calculando el balance energético para los flujos de agua y de fase líquida y aplicando la ecuación (5.2).
- Las potencias \dot{q}_2 se han obtenido a partir del cálculo del coeficiente global de transferencia térmica del intercambiador U , la superficie de intercambio A y la diferencia media de temperaturas ΔT_m , tomando para la temperatura de entrada de la fase líquida al intercambiador el valor medido por la RTD colocada a la entrada del equipo.
- Las potencias \dot{q}_3 se han obtenido a partir del cálculo del coeficiente global de transferencia térmica del intercambiador U , la superficie de intercambio A y la diferencia media de temperaturas ΔT_m , suponiendo que la temperatura de entrada de la fase líquida al intercambiador coincide con la temperatura a la que se encuentra en ese instante el hielo líquido contenido en el depósito de almacenamiento.

Los resultados representados en la figura 5.14 muestran un adecuado nivel de coincidencia entre los valores de potencia intercambiada obtenidos experimentalmente y los obtenidos analíticamente, confirmándose así la idoneidad del método de ensayos empleado.

Finalmente, se aprecia claramente que el valor de potencia intercambiada obtenido a partir de la medida experimental de la temperatura de entrada al intercambiador es muy similar al obtenido suponiendo que esa temperatura de entrada coincide con la del hielo líquido almacenado en el depósito de acumulación, lo que permite afirmar que en la práctica, el efecto del calentamiento del fluido durante su circulación hasta la entrada del intercambiador, se puede considerar despreciable.

5.5. APLICACIÓN INDIRECTA DEL HIELO LÍQUIDO

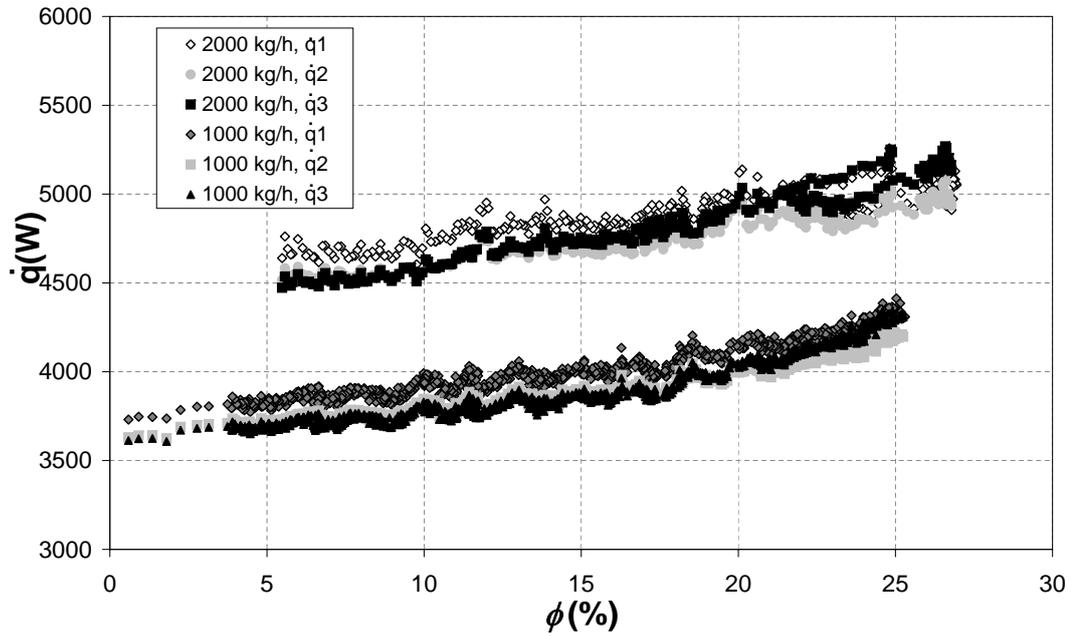


Figura 5.14.: Transmisión de calor para 1000 y 2000 kg/h de fase líquida.

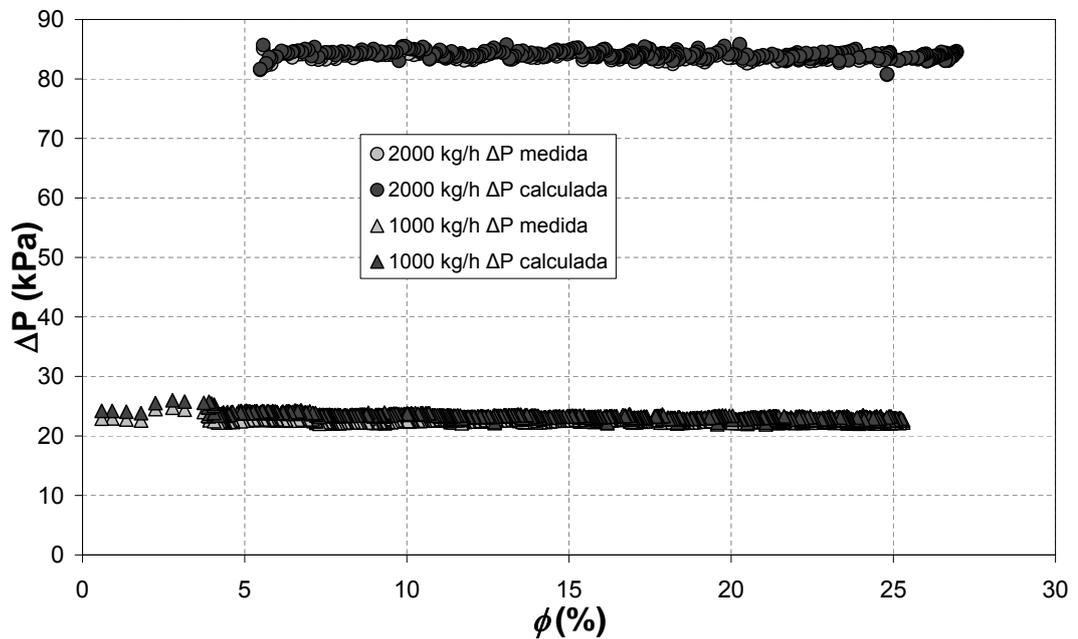


Figura 5.15.: Pérdida de presión para 1000 y 2000 kg/h de fase líquida.

5. APLICACIÓN EN UN INTERCAMBIADOR DE TUBOS

La figura 5.15 muestra los resultados obtenidos en los mismos ensayos para la pérdida de presión. Se aprecia un alto grado de coincidencia entre los valores obtenidos directamente a partir de la medida experimental y los valores deducidos a partir del cálculo del coeficiente de pérdida y la longitud equivalente de elementos singulares, poniendo así de manifiesto también para el método experimental empleado en la determinación de la pérdida de presión la idoneidad del mismo.

5.6. COMPARACIÓN ENTRE LA APLICACIÓN DIRECTA E INDIRECTA DE HIELO LÍQUIDO

Una vez comprobada la aplicabilidad del método de ensayos propuesto en instalaciones de aplicación indirecta de hielo líquido y evaluados sus posibles inconvenientes, se presenta aquí una comparación entre las dos formas de aplicación de hielo líquido planteadas.

La forma más práctica de establecer esa comparación es definir criterios universales que permitan, ante un caso concreto, decidir si resulta más ventajoso hacer circular hielo líquido a través del intercambiador o, por el contrario, es más adecuado hacer circular únicamente su fase líquida.

Así, es posible tratar de establecer una comparación en base a cualquiera de los criterios de mejora propuestos por Bergles et al. [17]:

- Criterio R1: aumento de la transferencia de calor para el mismo gasto másico y área de intercambio.
- Criterio R2: aumento de la transferencia de calor para la misma pérdida de presión y área de intercambio.
- Criterio R3: aumento de la transferencia de calor para la misma potencia de bombeo y área de intercambio.
- Criterio R4: reducción de la potencia de bombeo para el mismo el calor intercambiado y superficie de intercambiador.
- Criterio R5: reducción de la superficie de intercambio para la misma potencia de bombeo y calor intercambiado.
- Criterio R6: reducción de la superficie de intercambio para la misma pérdida de presión y calor intercambiado.
- Criterio R7: reducción de la superficie de intercambio para el mismo gasto másico y calor intercambiado.
- Criterio R8: reducción de la superficie de intercambio para el mismo gasto másico, pérdida de presión y calor intercambiado.

5.6. APLICACIÓN DIRECTA vs. INDIRECTA

El problema que plantea la aplicación de cualquiera de esos criterios de mejora es que al sustituir el hielo líquido por su fase líquida, la diferencia media de temperaturas en el intercambiador puede variar sustancialmente dependiendo del caso concreto, de forma que se hace imposible establecer un criterio general de comparación.

Así por ejemplo, el criterio R2 compara el aumento en la transferencia de calor que se obtiene para la misma pérdida de presión, manteniendo constante la superficie de intercambio.

Aplicando la ecuación de Darcy-Weisbach, la pérdida de presión viene dada por:

$$\Delta p = \lambda \frac{\rho L v^2}{2D} \quad (5.11)$$

Por tanto, si se desea mantener constante su valor, debe cumplirse que:

$$\Delta p_{hl} = \Delta p_{fl} \Rightarrow \lambda_{hl} \rho_{hl} L_{hl} v_{hl}^2 D_{hl}^{-1} = \lambda_{fl} \rho_{fl} L_{fl} v_{fl}^2 D_{fl}^{-1} \quad (5.12)$$

Si además la superficie de intercambio debe ser la misma, se tiene que:

$$\lambda_{hl} \rho_{hl} v_{hl}^2 = \lambda_{fl} \rho_{fl} v_{fl}^2 \quad (5.13)$$

Para el tipo de intercambiador estudiado, el coeficiente de pérdida de presión puede obtenerse como:

$$\lambda = 6,12 \kappa^{0,25} \text{Re}^{-0,16} \quad (5.14)$$

Empleando esa relación, la expresión (5.13) puede reescribirse como:

$$v_{hl}^{1,84} \rho_{hl}^{0,84} \mu_{hl}^{0,16} = v_{fl}^{1,84} \rho_{fl}^{0,84} \mu_{fl}^{0,16} \quad (5.15)$$

Los valores de las propiedades del hielo líquido que se han de emplear en la ecuación (5.15) corresponden a un estado de referencia de 0°C de forma que, mientras el hielo no funda por completo, esos valores permanecen constantes. En aplicaciones en las que el hielo funda por completo habrá que considerar por separado las dos situaciones, es decir, habrá que evaluar por separado las propiedades mientras existe hielo en el intercambiador y las propiedades una vez que el hielo ha fundido por completo. En aquellos casos en los que la temperatura de salida del hielo líquido sea elevada, la variación en las propiedades del fluido respecto a las propiedades a 0°C pueden ser muy importantes, de forma que el error cometido en el caso de no considerar esa variación puede ser importante.

Por otro lado, las propiedades de la fase líquida evolucionarán según aumenta su temperatura al circular a través del intercambiador, pudiendo de nuevo ser importantes cuando el salto de temperaturas en el intercambiador es alto. De forma simplificada, las propiedades de la fase líquida se pueden obtener como promedio entre las condiciones a la entrada y a la salida del intercambiador.

Por tanto, la obtención del gasto de fase líquida para el que la pérdida de presión iguala a la que se tendría empleando hielo líquido, es decir, la obtención para cada

5. APLICACIÓN EN UN INTERCAMBIADOR DE TUBOS

Re_{hl} del Re_{fl} para el que se igualan las pérdidas de presión requiere que, además del contenido inicial en hielo ϕ , se conozcan las condiciones de salida de ese hielo líquido — contenido en hielo o temperatura de salida en caso de fusión completa — de forma que ni siquiera para cada valor de ϕ inicial se puede proporcionar un valor de Re_{fl} para el que se iguala la pérdida de presión, pues éste dependerá de la aplicación concreta.

Algo similar ocurre al evaluar la potencia transferida. Así, el calor transferido en un intercambiador se obtiene a partir del coeficiente global de transferencia térmica U , la superficie de intercambio A y la diferencia media de temperaturas ΔT_m . El criterio R2 compara el aumento en la transferencia de calor, por tanto el parámetro R2 debe calcularse como:

$$R2 = \frac{\dot{q}_{hl}}{\dot{q}_{fl}} = \frac{U_{hl}A_{hl}\Delta T_{m,hl}}{U_{fl}A_{fl}\Delta T_{m,fl}} \quad (5.16)$$

Considerando las características del proceso de transmisión de calor en la cara externa del tubo independientes de la potencia total intercambiada, y para una superficie de intercambio constante, la expresión anterior queda:

$$R2 = \frac{\dot{q}_{hl}}{\dot{q}_{fl}} = \frac{h_{hl}\Delta T_{m,hl}}{h_{fl}\Delta T_{m,fl}} \quad (5.17)$$

El parámetro R2 se debe evaluar a partir de los valores de Nu_{hl} y Nu_{fl} correspondientes a los Re_{hl} y Re_{fl} obtenidos de la ecuación (5.15). Los valores de k_{hl} y k_{fl} dependerán de la temperatura de entrada — que en el caso del hielo líquido fijará la concentración inicial de hielo — y de la temperatura de salida, con importantes variaciones en aquellos casos en los que los saltos de temperatura en el hielo líquido — o de su fase líquida — son considerables. Además, dependiendo de las condiciones concretas analizadas, los valores de $\Delta T_{m,hl}$ y $\Delta T_{m,fl}$ pueden variar de forma muy importante, haciendo imposible obtener un valor de R2 de validez universal.

Por ejemplo, ante una situación de poca potencia intercambiada, el contenido en hielo a la salida del intercambiador será similar al de entrada, de forma que la temperatura del fluido será prácticamente constante. Si lo que se introduce en el intercambiador es únicamente la fase líquida, la temperatura de salida será sensiblemente superior a la del hielo líquido, aunque en situaciones de poca potencia intercambiada, la diferencia media de temperaturas en el intercambiador puede llegar a ser comparable. Si la potencia aumenta — aumentando por ejemplo la temperatura de entrada del fluido caliente — hasta una situación en la que la salida del hielo líquido se produce con porcentajes de hielo nulos o muy bajos, la variación de temperatura entre la entrada y la salida del hielo líquido seguirá siendo baja, pero si en lugar de hielo líquido se introduce sólo su fase líquida, el salto de temperaturas será muy elevado, de forma que los valores de diferencia media de temperaturas no pueden considerarse comparables. Por tanto, los valores de R2 obtenidos tienen una validez limitada a las condiciones de intercambio analizadas, perdiendo el carácter universal que les hace interesantes.

Cualquier criterio de comparación aplicable a intercambiadores de calor debe tener en cuenta la potencia intercambiada, de forma que en cualquier caso se presentarán los

5.6. APLICACIÓN DIRECTA vs. INDIRECTA

Concentración inicial de hielo (%)	Gasto de hielo líquido (kg/h)	Gasto de agua caliente (kg/h)	T ^a de entrada del agua caliente (°C)
5, 10, 15, 20, 25	1000, 2000, 3000, 4000, 6000, 8000, 10000	200, 450, 700, 1000, 1500	20, 40, 60, 80, 110, 150, 200

Tabla 5.1.: Casos prácticos analizados.

problemas anteriores, restando universalidad a esos criterios. Será por tanto necesario analizar cada caso concreto y establecer, en base a cualquiera de los criterios definidos, si el uso del hielo líquido mejora las prestaciones del intercambiador respecto a las que se tendrían haciendo circular únicamente la fase líquida.

Ante la imposibilidad de establecer criterios universales de comparación, se ha optado por estudiar una gran cantidad de casos concretos bajo muy diversas condiciones de funcionamiento para tratar de extraer de ellos unas conclusiones generales.

Así, partiendo de la geometría del intercambiador ensayado, se han analizado un total de 1225 casos, correspondientes a las condiciones de funcionamiento recogidas en la tabla 5.1³.

Cada una de las 1225 situaciones recogidas en la tabla 5.1 se ha analizado empleando el programa desarrollado en MATLAB[®], cuyo listado se ha recogido en el apéndice B. Considerando el intercambiador de calor dividido en 100 tramos de igual longitud, se han obtenido en cada caso los valores de potencia total intercambiada, pérdida de presión total y temperatura de salida del agua caliente y hielo líquido. Empleando la ecuación (5.12) se ha obtenido, a partir del resultado de pérdida de presión con hielo líquido, el gasto de fase líquida para el que se obtendría esa misma pérdida de presión y se ha analizado el comportamiento del intercambiador con ese gasto de fase líquida. Como salidas de la simulación se han obtenido las mismas que para el caso del hielo líquido.

Para poder aplicar la ecuación (5.12), las propiedades de la fase líquida deben evaluarse como promedio entre las propiedades a la entrada y a la salida, de forma que el valor de pérdida de presión obtenido en cada caso no coincide exactamente con el obtenido en el caso equivalente con hielo líquido. Para resolver este problema se aplicó un proceso iterativo con el que se ajustó el valor del gasto de fase líquida de forma que la diferencia en la pérdida de presión obtenida con hielo líquido y con su fase líquida fuese inferior al 0.01 %.

Los resultados obtenidos muestran que, en condiciones de pérdida de presión constante, la aplicación directa del hielo líquido supone un aumento en la potencia total intercambiada en cualquier condición de funcionamiento. Sin embargo, en ninguna de las situaciones estudiadas este aumento ha superado el 15 %, siendo inferior al 5 % en

³Al centrarse el interés del análisis realizado en la comparación del funcionamiento con aplicación directa de hielo líquido frente al funcionamiento con aplicación indirecta, para evaluar las características de la transmisión de calor en la cara externa del tubo, por encima de 100°C se ha considerado que las propiedades del agua permanecen constantes.

5. APLICACIÓN EN UN INTERCAMBIADOR DE TUBOS

la mayoría de los casos.

A título de ejemplo, se han incluido las figuras 5.16 a 5.19 en las que se muestran las dos situaciones extremas entre los casos analizados. El mayor aumento porcentual en potencia intercambiada se consigue para la situación recogida en la figura 5.16, con una temperatura de entrada del agua caliente de 20°C, un gasto de agua caliente de 1500 kg/h y un gasto de hielo líquido de 1000 kg/h — el gasto de fase líquida que produce la misma pérdida de presión es diferente en cada caso, disminuyendo según aumenta la temperatura inicial, aunque en todos ellos se mantiene en valores muy cercanos a los 1000 kg/h—. En concreto, el caso más favorable se presenta para una concentración inicial de hielo del 10 %, obteniéndose un aumento de casi el 15 % en la potencia intercambiada respecto al que se tendría de emplear fase líquida, aunque para todas las concentraciones iniciales de hielo analizadas, el aumento en la potencia intercambiada se mantiene en valores superiores al 11 %.

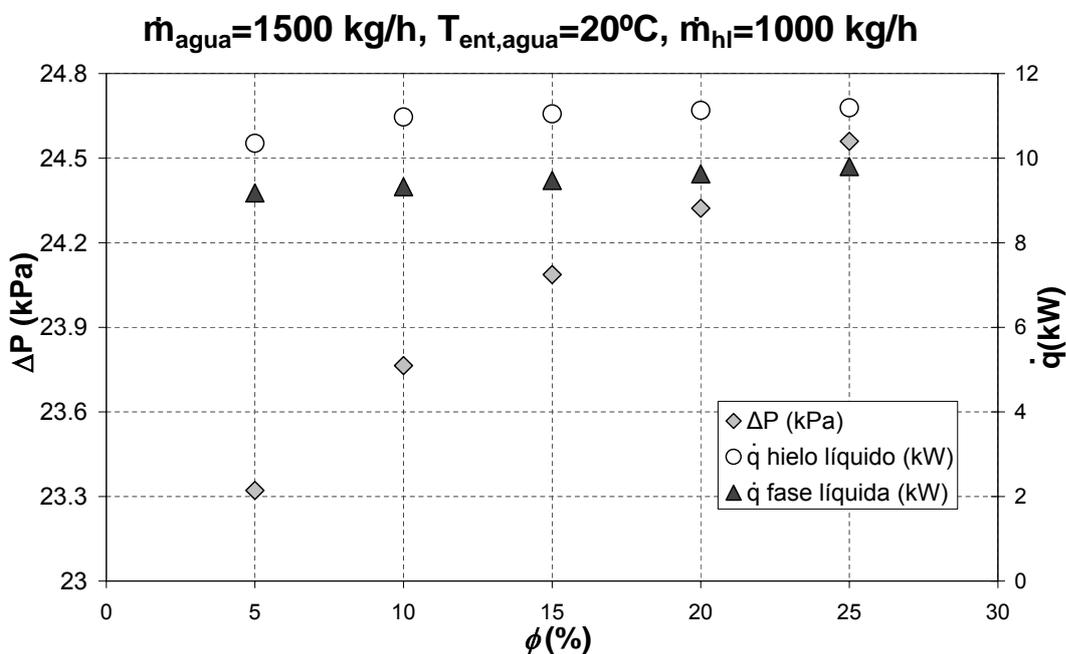


Figura 5.16.: Aumento en la potencia intercambiada en el caso más favorable al uso de hielo líquido.

La figura 5.17 muestra la temperatura de salida que se tendría en el mismo caso empleando hielo líquido frente a la que se tendría empleando sólo su fase líquida. Al emplear hielo líquido con concentraciones de hielo iguales o superiores al 15 % continúa existiendo hielo a la salida del intercambiador, mientras que de usar la fase líquida, la temperatura a la salida del equipo sería en todos los casos superior a 1°C. Esto puede suponer una ventaja en la generación de hielo líquido que habrá que evaluar en cada caso.

Los casos menos favorables al uso del hielo líquido se presentaron con temperaturas

5.6. APLICACIÓN DIRECTA vs. INDIRECTA

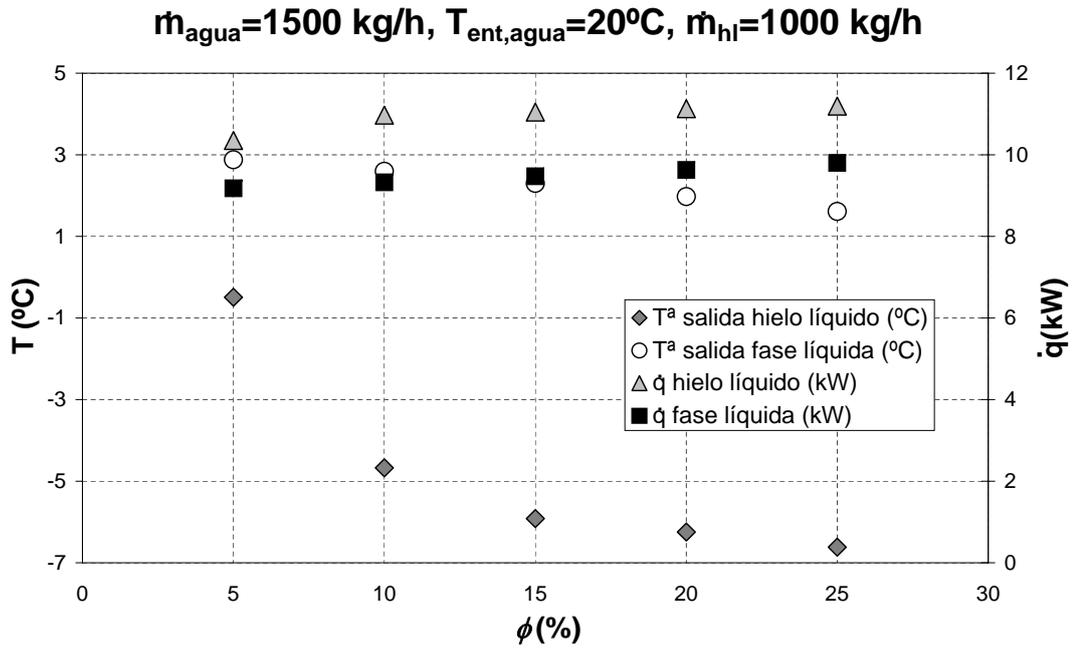


Figura 5.17.: Temperatura de salida del fluido en el caso más favorable al uso de hielo líquido.

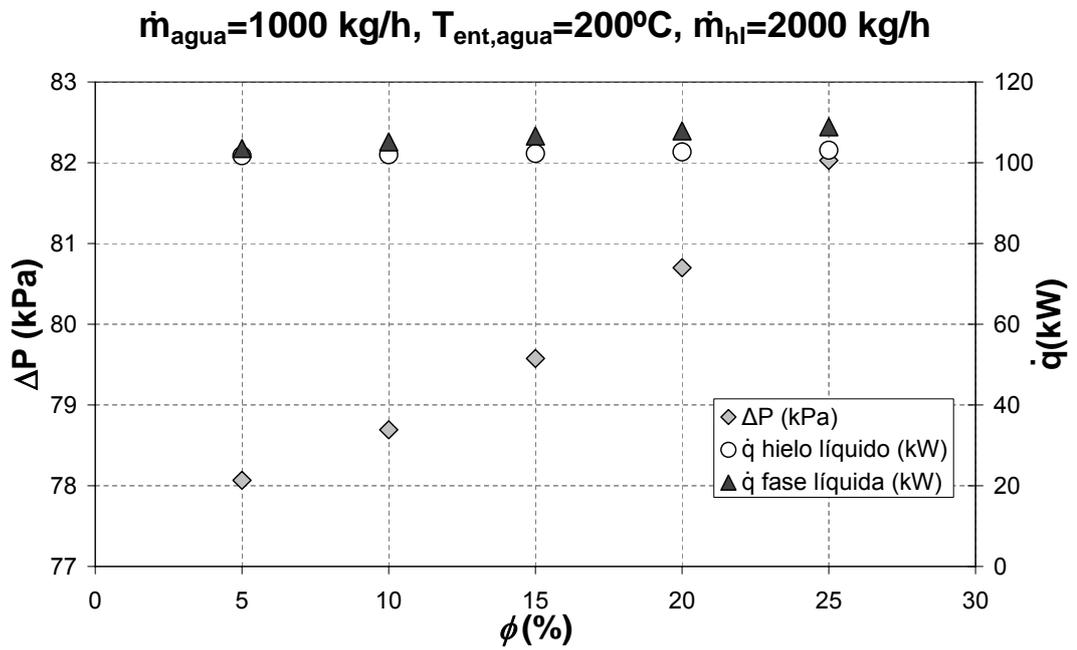


Figura 5.18.: Aumento en la potencia intercambiada en el caso menos favorable al uso de hielo líquido.

5. APLICACIÓN EN UN INTERCAMBIADOR DE TUBOS

iniciales del agua caliente muy elevadas. En concreto, la situación menos favorable se obtuvo para una temperatura inicial de agua caliente de 200°C , un gasto de agua caliente de 1000 kg/h y un gasto de hielo líquido de 2000 kg/h . La figura 5.18 muestra los valores de potencia obtenidos para ese caso. Para una concentración inicial de hielo del 5% el aumento en la potencia intercambiada es de sólo un 1.75% , aumentando ligeramente según aumenta la concentración inicial de hielo, hasta el 5.33% que se obtiene para el 25% de hielo. La figura 5.19 muestra la evolución en la temperatura empleando fase líquida o hielo líquido. En todos los casos analizados la temperatura de salida está por encima de los 20°C , correspondiendo por tanto a situaciones en las que el hielo ha fundido por completo.

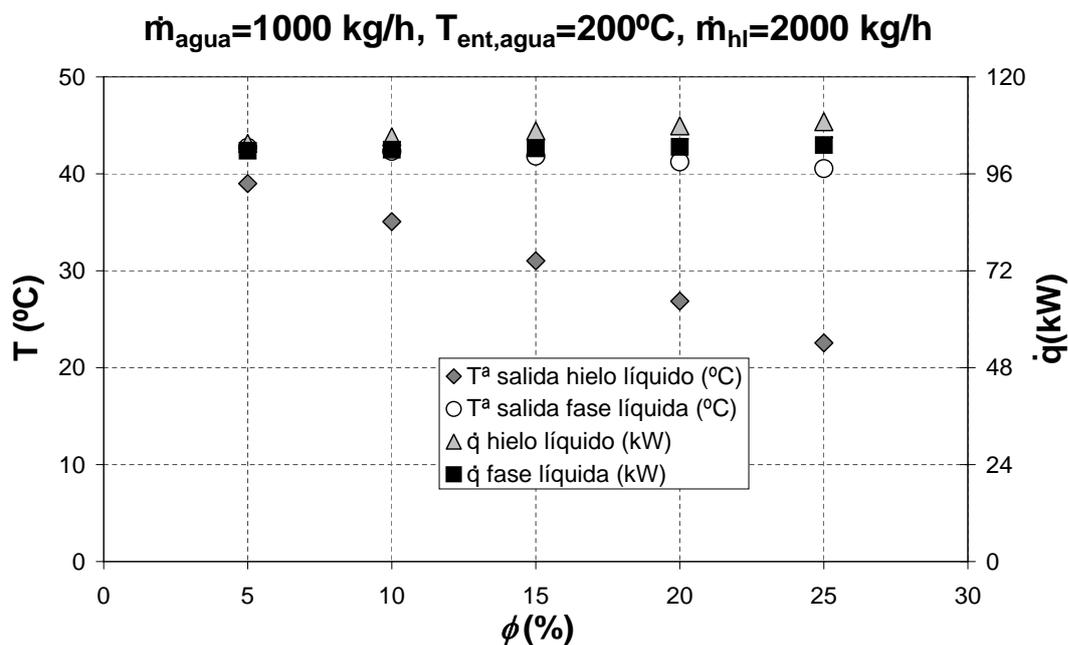


Figura 5.19.: Temperatura de salida del fluido en el caso menos favorable al uso de hielo líquido.

En las figuras 5.20 a 5.26 se ha recogido de forma resumida toda la información obtenida en los 1225 casos analizados. Los resultados muestran una tendencia común a la mejora en la potencia intercambiada al aumentar el gasto de agua caliente y disminuir el gasto de hielo líquido, es decir, al ir hacia situaciones en las que aumenta el porcentaje de hielo fundido, lo que dependiendo de la estrategia de generación adoptada, puede beneficiar a la eficiencia en la generación del hielo líquido⁴.

⁴De cualquier forma, siempre será mayor la temperatura de salida en el caso de usar sólo la fase líquida, de forma que también será superior la eficiencia en la generación de frío. Sin embargo, al no haber cristales de hielo a la entrada del generador, las diferencias serán menores que si se partiera de una situación en la que el generador de hielo líquido es alimentado con hielo líquido o con su fase líquida a muy baja temperatura.

Por contra, existen también muchos casos en los que se obtienen mejoras importantes siendo la temperatura del hielo líquido a la salida del intercambiador inferior a 0°C. Dependiendo de la estrategia de generación adoptada, esos valores bajos de temperatura de salida del hielo líquido pueden representar una desventaja frente al uso de su fase líquida desde el punto de vista de la eficiencia en la generación.

Por otro lado se aprecia como el aumento en la temperatura del fluido caliente conlleva siempre una disminución en la mejora de potencia intercambiada, aunque esa disminución es mucho más importante para concentraciones de hielo bajas, haciendo que la influencia de la concentración de hielo en el comportamiento del intercambiador dependa de la temperatura de entrada del fluido caliente. Así, la figura 5.20 muestra que, para temperaturas de fluido caliente bajas, una disminución en la concentración de hielo supone, en la mayoría de los casos, una mejora en las condiciones de funcionamiento del intercambiador, pero según aumenta la temperatura del fluido caliente esa tendencia se va invirtiendo progresivamente, pudiendo observarse en la figura 5.26 como, para una temperatura de entrada del fluido caliente de 200°C, la tendencia se ha invertido casi por completo, aumentando en la mayoría de los casos la potencia intercambiada al aumentar la concentración en hielo.

En un intercambiador de calor, los gastos y temperaturas de las dos corrientes se pueden relacionar a través del término de eficiencia del intercambiador, ϵ , definida como la relación entre la transferencia de calor realmente obtenida bajo ciertas condiciones de funcionamiento —gasto másico y temperatura de cada una de las corrientes— con el intercambiador empleado y la transferencia teórica máxima que podría conseguirse en esas mismas condiciones empleando un intercambiador de superficie de intercambio infinita:

$$\epsilon = \frac{\dot{q}}{\dot{q}_{max}} = \frac{\dot{m}_{ent,cal} c_{p,cal} (T_{ent,cal} - T_{sal,cal})}{(\dot{m}c_p)_{min} (T_{ent,cal} - T_{ent,frio})} = \frac{\dot{m}_{ent,frio} c_{p,frio} (T_{ent,frio} - T_{sal,frio})}{(\dot{m}c_p)_{min} (T_{ent,cal} - T_{ent,frio})} \quad (5.18)$$

A la vista de los resultados presentados en las figuras 5.20 a 5.26 parece que existe una dependencia entre la eficiencia del equipo y el aumento de potencia conseguido para cada concentración de hielo. Estos resultados se han representado en la figura 5.27, mostrando una gran variabilidad que impide establecer conclusiones definitivas. Sin embargo sí queda claro en esta figura que, como se podía inferir de los resultados presentados en las figuras 5.20 a 5.26, los mayores aumentos de potencia en aplicación directa de hielo líquido se obtienen para valores de eficiencia muy bajos —situaciones de gran desequilibrio entre las capacidades térmicas de los dos flujos—, manteniéndose casi siempre por debajo del 5% para eficiencias superiores a 0,5.

5.7. CONCLUSIONES

Los resultados obtenidos permiten afirmar que, en términos de potencia intercambiada, la aplicación directa del hielo líquido representa siempre una ventaja sobre la aplicación de su fase líquida, pues para una pérdida de presión constante, se produce

5. APLICACIÓN EN UN INTERCAMBIADOR DE TUBOS

siempre un aumento del calor intercambiado. Sin embargo, este aumento no supera en ningún caso el 15 %, llegando en muchas ocasiones a estar por debajo del 5 %, obteniéndose además los mayores aumentos de potencia cuando el intercambiador trabaja en condiciones de baja eficiencia.

Las tendencias mostradas por los resultados obtenidos permiten obtener las siguientes conclusiones de carácter general:

1. El uso del hielo líquido resulta más ventajoso para gastos altos de fluido caliente, disminuyendo la ventaja al bajar el gasto, independientemente del contenido inicial en hielo. En cualquier caso, la influencia del gasto de fluido caliente sobre la potencia total intercambiada es en general mayor en gastos bajos, siendo relativamente baja en gastos medios y altos.
2. La ventaja que supone la aplicación directa del hielo líquido disminuye al aumentar el gasto másico de hielo líquido — o su fase líquida — en circulación.
3. La concentración óptima de hielo depende de la diferencia entre las temperaturas de entrada de fluido caliente y frío aumentando el valor de concentración óptima según aumenta la diferencia de temperaturas.

Por otro lado, la aplicación indirecta del hielo líquido a través de su fase líquida presenta algunas ventajas que es necesario tener en cuenta al valorar que tipo de aplicación resulta más conveniente. Entre esas ventajas cabe destacar el ahorro energético que representa la posibilidad de prescindir del sistema de agitación o la mayor capacidad de almacenamiento de frío por unidad de volumen que se consigue en estos sistemas gracias a las mayores concentraciones de hielo que se alcanzan en los depósitos si agitación. Además hay que evaluar el posible aumento de eficiencia en la generación de frío que puede obtenerse, dependiendo de la estrategia de operación seguida, gracias a la mayor temperatura de salida de aplicación obtenida al emplear sólo la fase líquida.

Por tanto, la conclusión final que puede obtenerse es que la aplicación directa de hielo líquido representa una mejora en la potencia intercambiada pero, dependiendo de la aplicación concreta, esa mejora puede llegar a ser tan baja que lo más adecuado parece analizar cada aplicación concreta antes de decidir que forma de uso del hielo líquido resulta más adecuada.

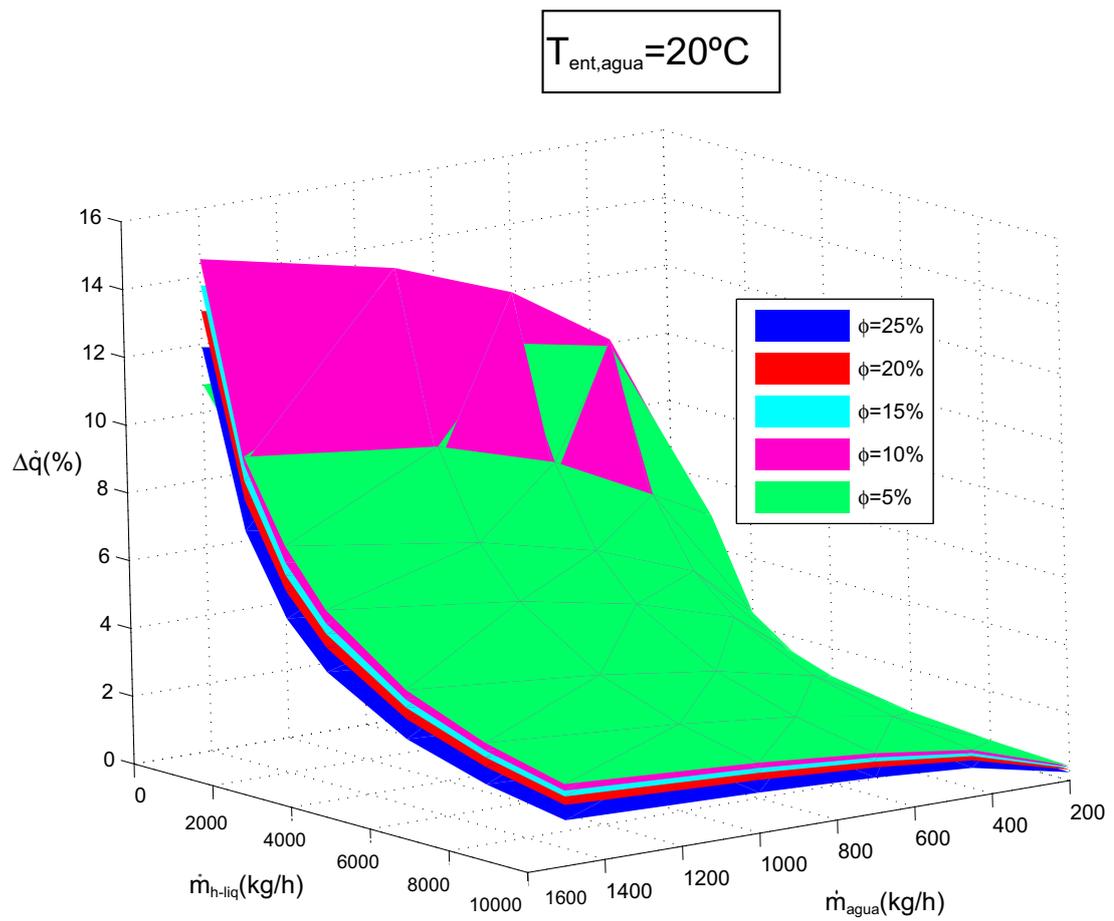


Figura 5.20.: Aumento en la potencia intercambiada en función de porcentaje de hielo y gastos de hielo líquido y agua caliente, para una temperatura de entrada del agua caliente de 20°C .

5. APLICACIÓN EN UN INTERCAMBIADOR DE TUBOS

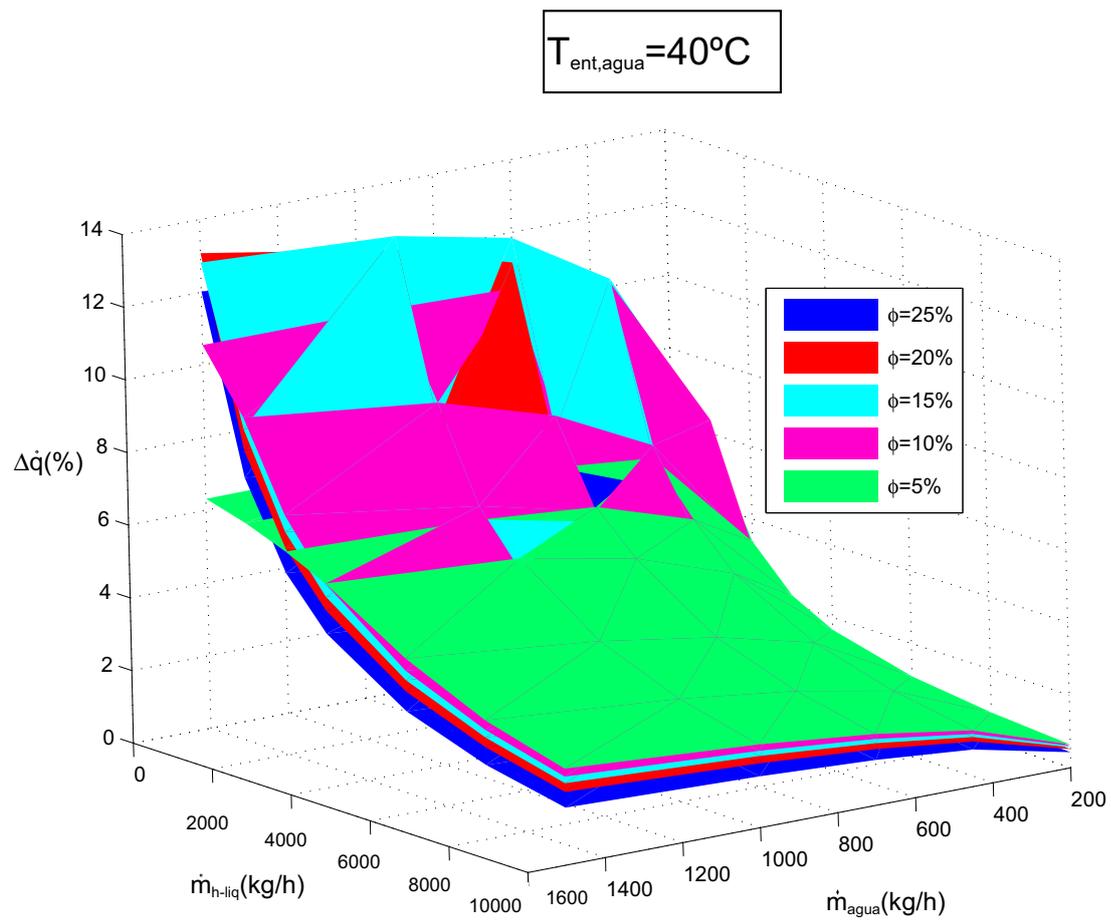


Figura 5.21.: Aumento en la potencia intercambiada en función de porcentaje de hielo y gastos de hielo líquido y agua caliente, para una temperatura de entrada del agua caliente de 40°C .

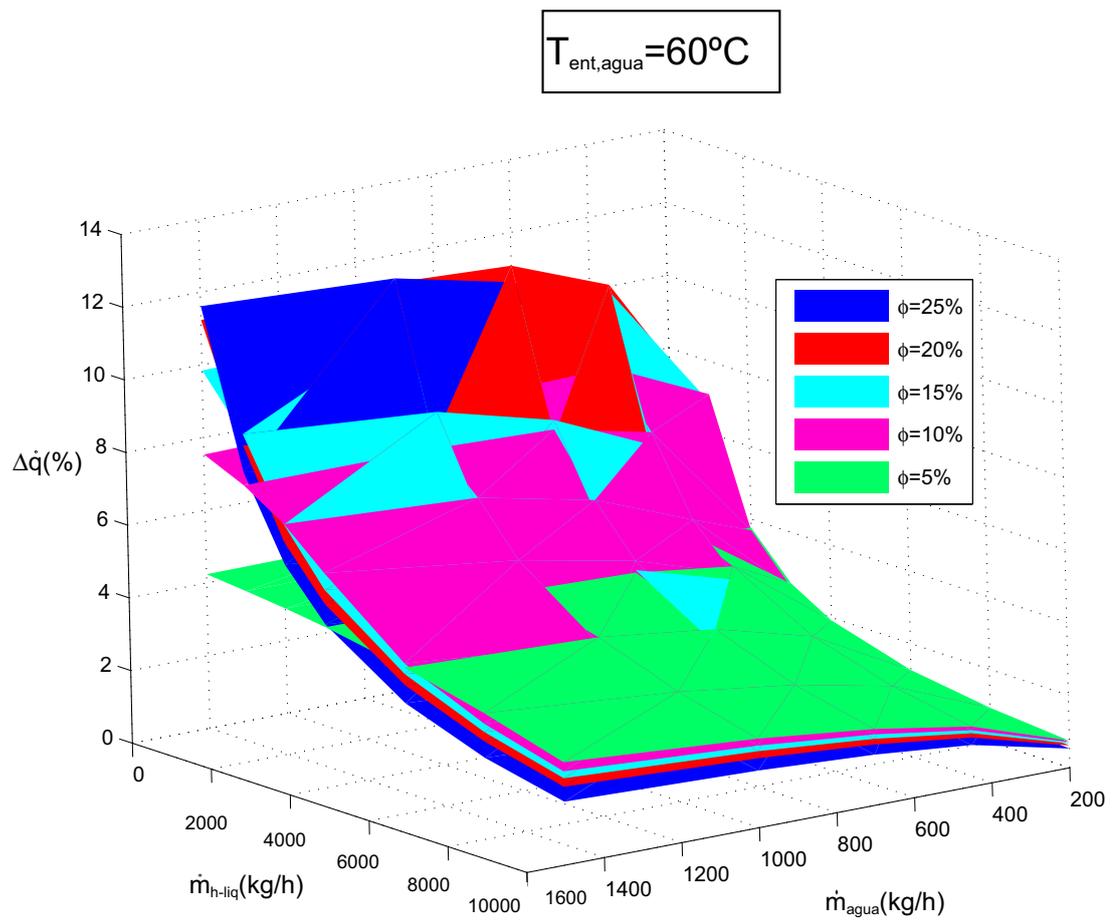


Figura 5.22.: Aumento en la potencia intercambiada en función de porcentaje de hielo y gastos de hielo líquido y agua caliente, para una temperatura de entrada del agua caliente de 60°C .

5. APLICACIÓN EN UN INTERCAMBIADOR DE TUBOS

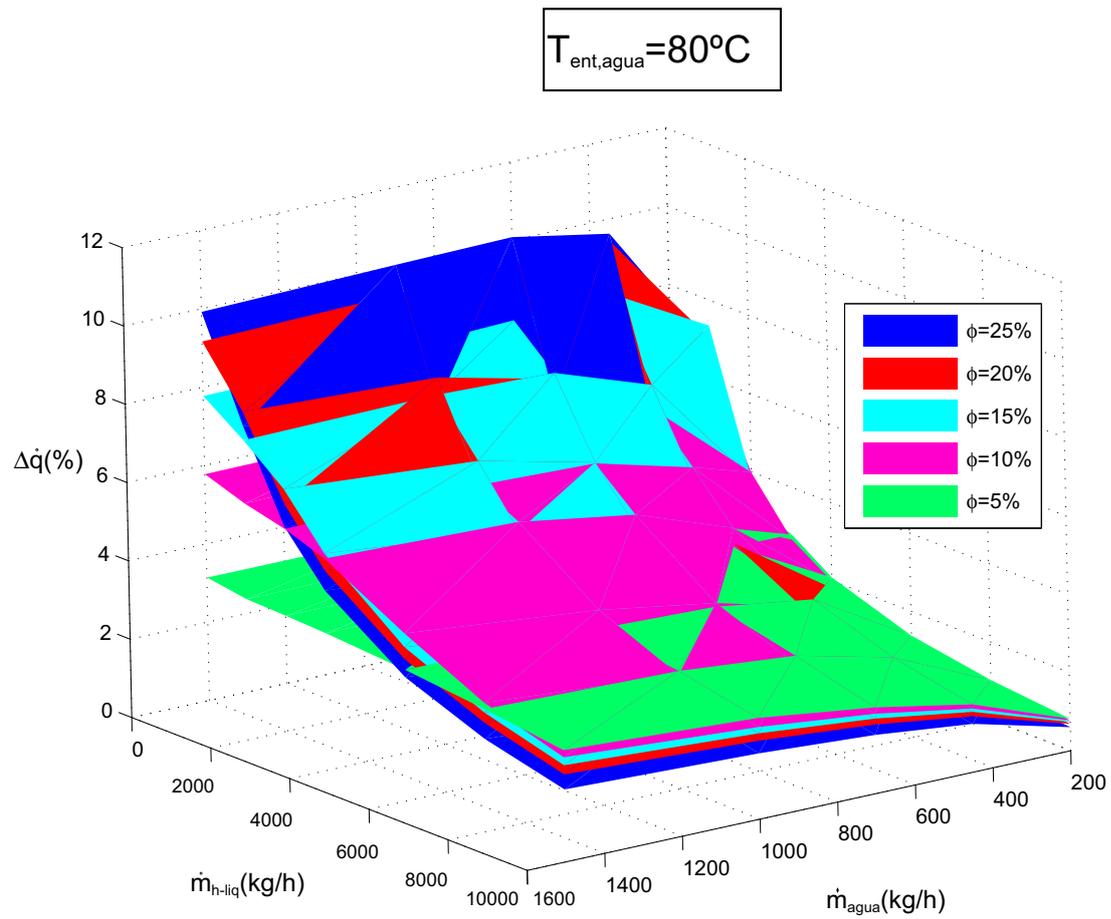


Figura 5.23.: Aumento en la potencia intercambiada en función de porcentaje de hielo y gastos de hielo líquido y agua caliente, para una temperatura de entrada del agua caliente de 80°C .

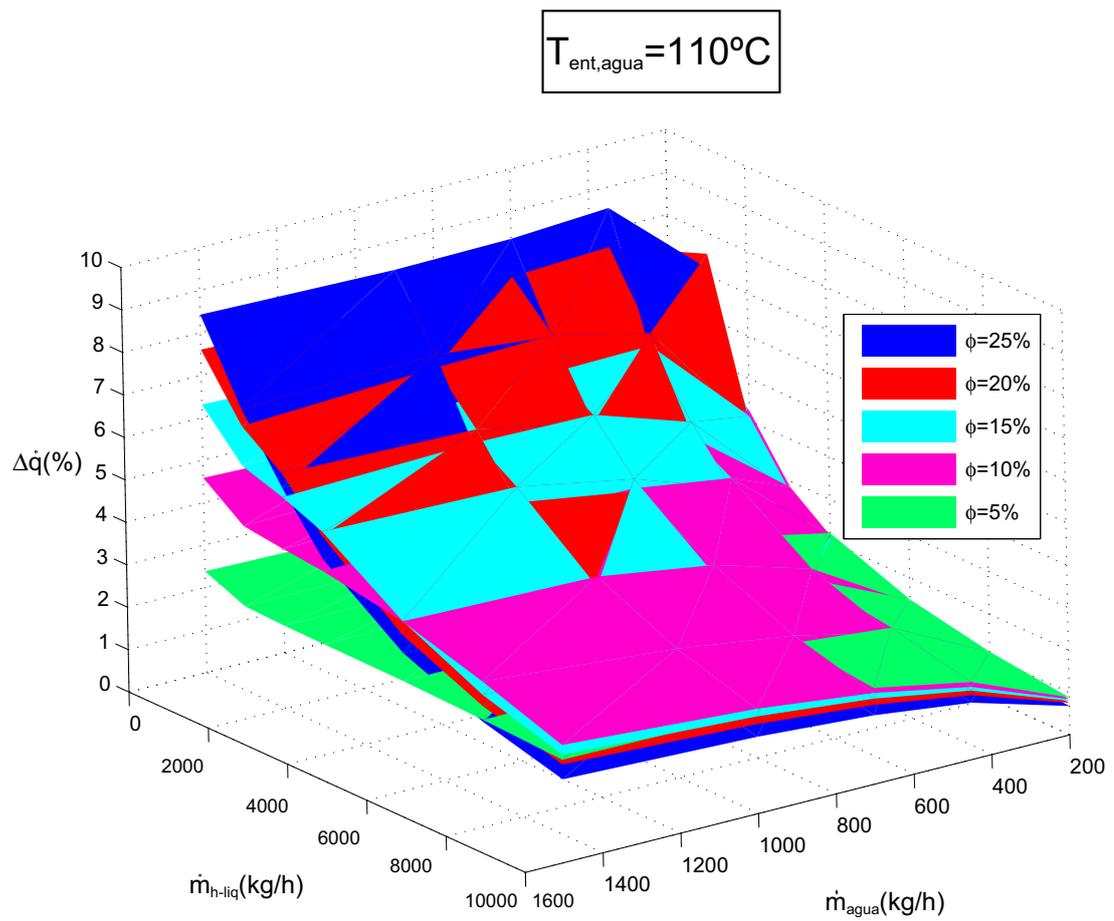


Figura 5.24.: Aumento en la potencia intercambiada en función de porcentaje de hielo y gastos de hielo líquido y agua caliente, para una temperatura de entrada del agua caliente de 110°C .

5. APLICACIÓN EN UN INTERCAMBIADOR DE TUBOS

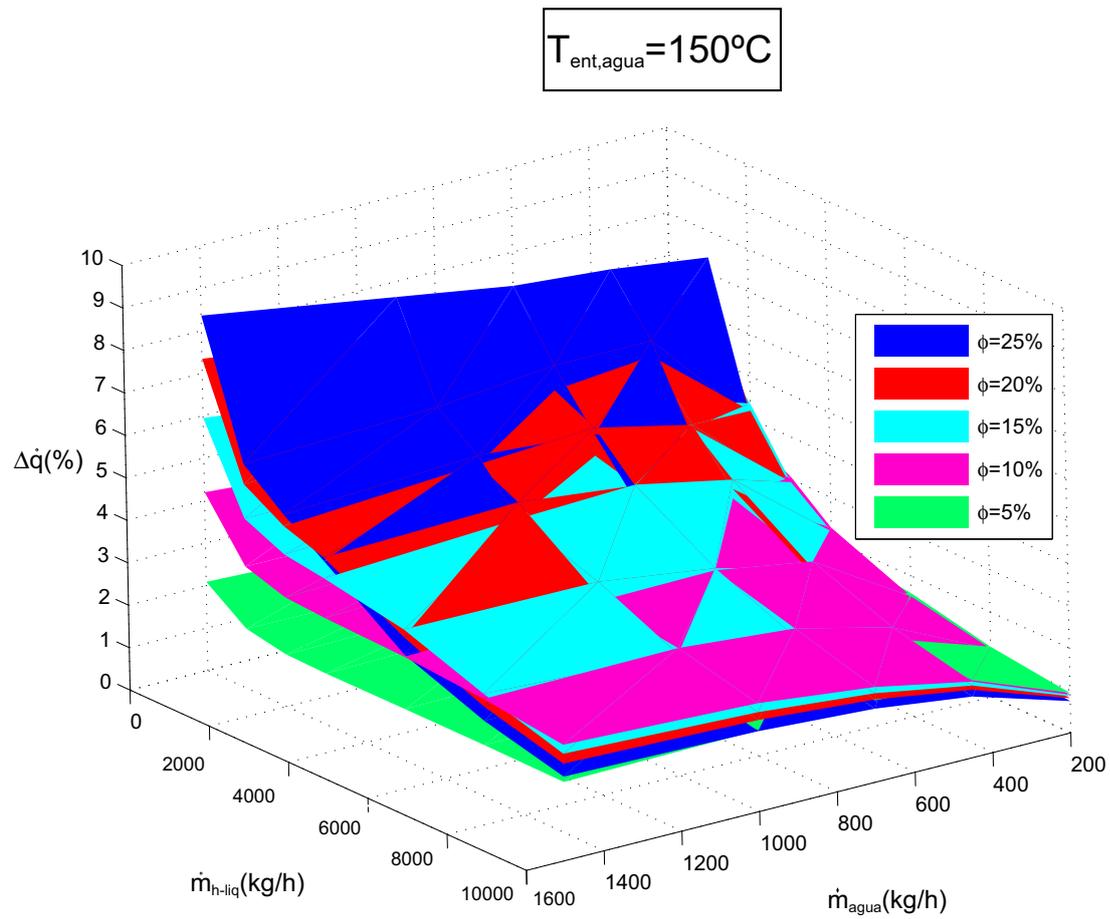


Figura 5.25.: Aumento en la potencia intercambiada en función de porcentaje de hielo y gastos de hielo líquido y agua caliente, para una temperatura de entrada del agua caliente de 150°C .

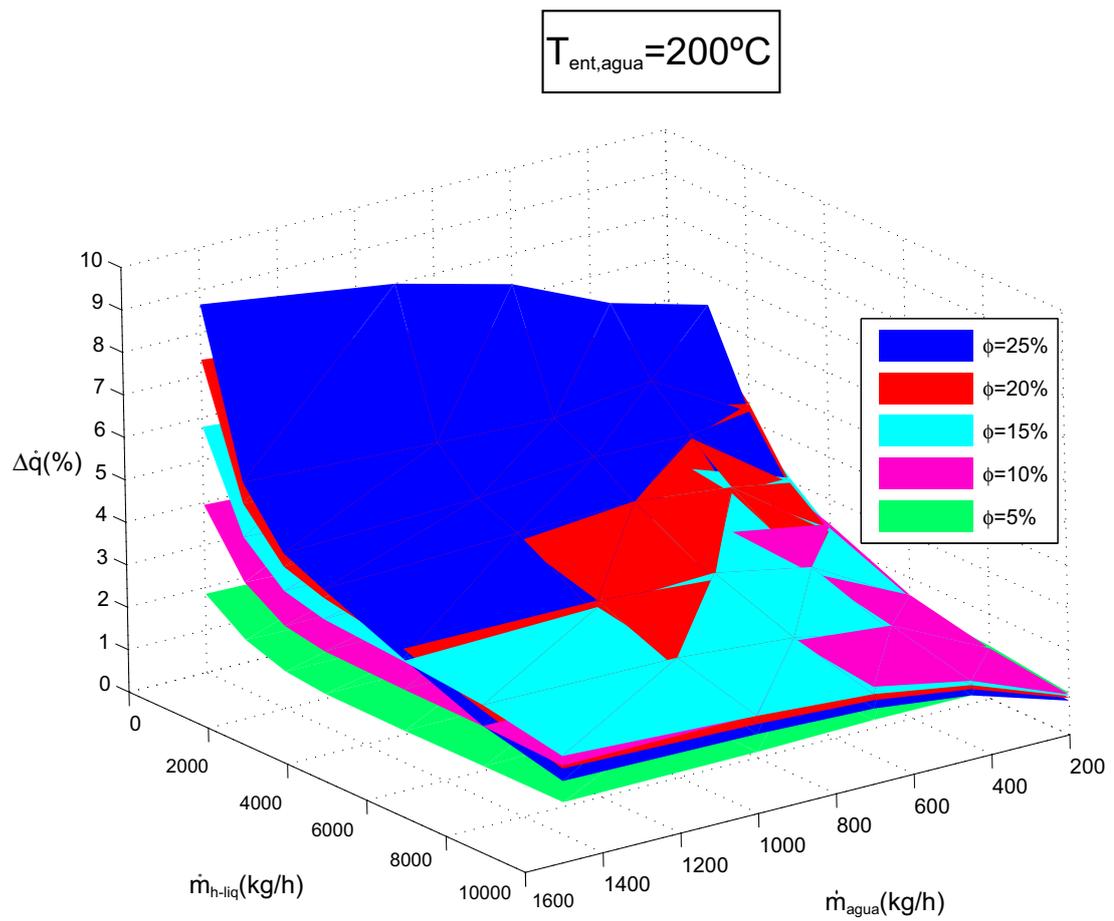


Figura 5.26.: Aumento en la potencia intercambiada en función de porcentaje de hielo y gastos de hielo líquido y agua caliente, para una temperatura de entrada del agua caliente de 200°C .

5. APLICACIÓN EN UN INTERCAMBIADOR DE TUBOS

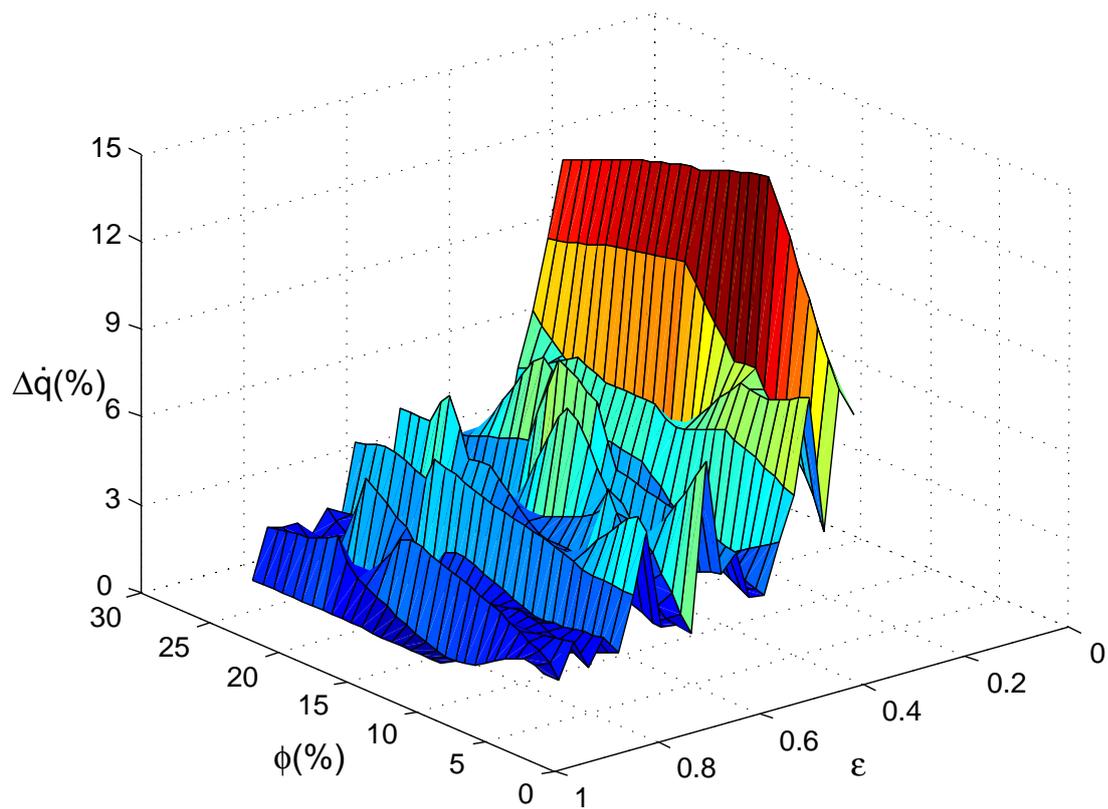


Figura 5.27.: Aumento en la potencia intercambiada en función de porcentaje de hielo y la eficiencia del intercambiador.

6. APLICACIÓN DEL HIELO LÍQUIDO EN UN *FAN COIL*

El término *fan coil* es el más habitualmente empleado para denominar a los intercambiadores de calor agua-aire con circulación de aire forzada mediante ventiladores. Este tipo de equipos tienen un uso muy extendido, especialmente en grandes instalaciones de climatización, en las que el uso de refrigerantes secundarios posibilita disminuir sensiblemente la carga de fluido frigorígeno. Sin embargo, en aplicaciones de refrigeración su uso está mucho más limitado, debido principalmente a la dificultad para encontrar un refrigerante secundario adecuado a aplicaciones de baja temperatura, siendo más habitual en estos casos el uso de sistemas de expansión directa.

El uso de hielo líquido en instalaciones tanto de climatización como de refrigeración representa una de las aplicaciones que potencialmente pueden resultar más interesantes y justifica el estudio del comportamiento de un *fan coil* cuando se emplea hielo líquido como fluido refrigerante.

El objetivo perseguido con ese estudio es doble. En primer lugar, se pretende comprobar que las correlaciones experimentales deducidas en el Capítulo 4 a partir de los ensayos básicos de transmisión de calor y pérdida de presión, resultan válidas para predecir el comportamiento de un equipo de uso habitual en la industria como es un *fan coil*. En segundo lugar se pretende comparar el funcionamiento del *fan coil* con y sin hielo líquido, analizando las ventajas e inconvenientes que plantea su uso. Para ello será necesario establecer una serie de criterios que fijen claramente que se entiende por una mejora en el comportamiento del equipo y comparar en base a esos criterios el comportamiento del *fan coil* empleando hielo líquido y empleando refrigerantes monofásicos, determinando así bajo que condiciones de operación resulta ventajoso el uso del hielo líquido.

6.1. *FAN COIL* ESTUDIADO

El equipo estudiado es un *fan coil* comercial, marca CIATESA, modelo KCN-75 cuyo aspecto general es el mostrado en la figura 6.1, aunque el equipo ensayado no dispone de la válvula de tres vías que aparece en la imagen.

Las características geométricas más importantes del equipo son las que se muestran en la figura 6.2. Los tubos del intercambiador están fabricados en cobre y tienen un diámetro exterior de 10 mm — 8,8 mm de diámetro interior —, estando dispuestos en 18 filas y 4 columnas. Las aletas están fabricadas en aluminio y la separación entre las mismas es de 1,8 mm. La entrada y salida de líquido al *fan coil* se produce a través

6. APLICACIÓN EN UN FAN COIL



Figura 6.1.: Imagen fotográfica del *fan coil* estudiado.

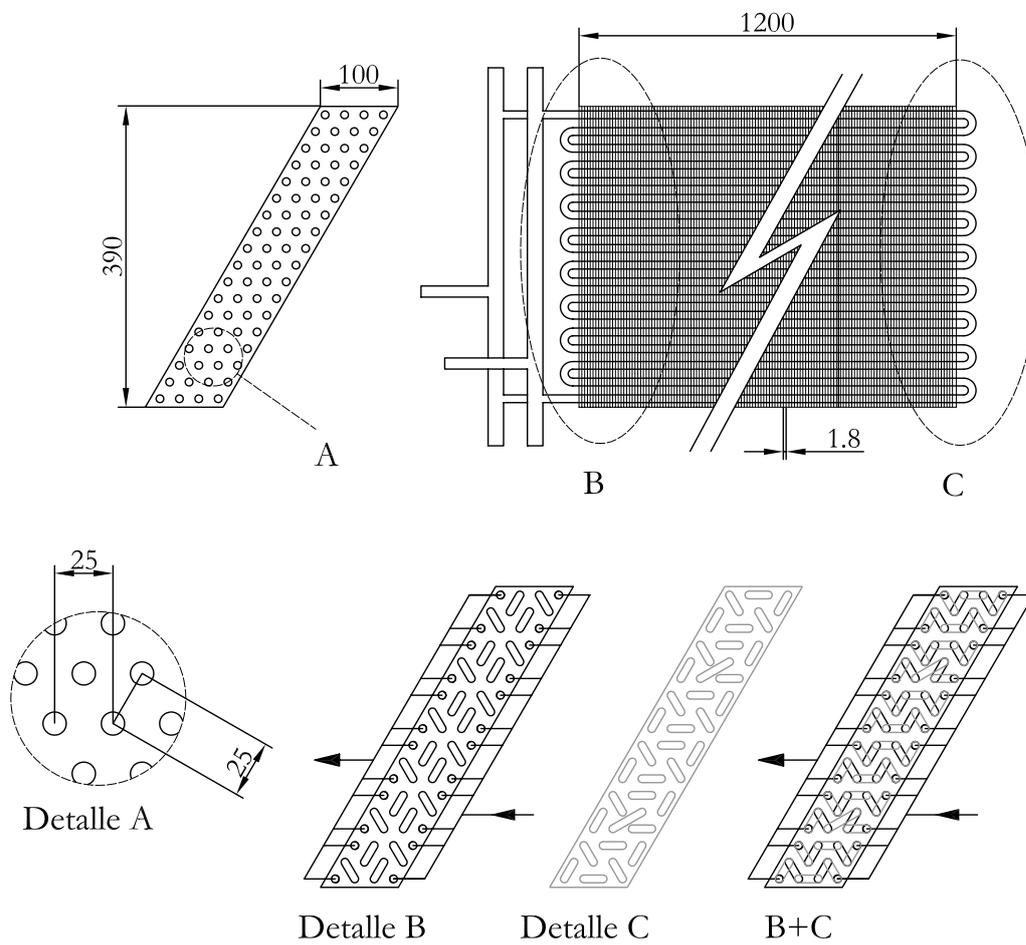


Figura 6.2.: Características geométricas del *fan coil* estudiado.

Caudal (m ³ /h)	T ^a agua (°C)	TEMPERATURA AIRE INTERIOR							
		23°C/50 % HR		25°C/50 % HR		27°C/50 % HR		29°C/50 % HR	
		Pft	Pfs	Pft	Pfs	Pft	Pfs	Pft	Pfs
3500	6/11	18.350	15.350	23.100	17.450	28.400	19.650	33.800	21.700
	7/12	16.200	14.250	20.800	16.400	26.000	18.550	31.400	20.600
	8/13	14.250	13.250	18.500	15.300	23.400	17.400	28.950	19.550
	9/14	12.500	12.250	16.300	14.250	21.050	16.350	26.400	18.450
3300	6/11	17.500	14.600	22.050	16.650	27.150	18.750	32.300	20.700
	7/12	15.450	13.550	20.050	15.700	24.900	17.650	30.050	19.650
	8/13	13.600	12.600	17.650	14.550	22.350	16.550	27.700	18.630
	9/14	11.900	11.650	15.550	13.550	20.100	15.550	25.250	17.600
2900	6/11	15.800	13.050	19.900	14.900	24.550	16.800	29.250	18.600
	7/12	13.900	12.100	17.900	13.950	22.500	15.850	27.200	17.700
	8/13	12.250	11.250	15.950	13.050	20.250	14.850	25.100	16.750
	9/14	10.650	10.400	14.000	12.150	18.150	13.950	22.900	15.800

Tabla 6.1.: Potencia frigorífica total (Pft) y sensible (Pfs) según datos de catálogo (W).

de sendos colectores que reparten el flujo a 12 tubos de forma que, a pesar de haber 4 columnas y 18 filas, en realidad la circulación de líquido se produce a través de 12 tubos, con 6 pasos por tubo.

El aire es impulsado por dos ventiladores centrífugos accionados por un único motor eléctrico de 0,6 kW de potencia, que admite tres posibles velocidades de giro. De acuerdo con los datos proporcionados por el fabricante, la relación presión/caudal para cada una de las velocidades de giro de los ventiladores es la recogida en la figura 6.3.

Los datos de pérdida de presión cuando el equipo funciona con agua proporcionados por el fabricante se han recogido en la figura 6.4.

Los datos de potencia frigorífica proporcionados por el fabricante se han recogido en la tabla 6.1.

No se dispone de información sobre la precisión con la que han sido obtenidos ninguno de los resultados proporcionados por el fabricante.

6. APLICACIÓN EN UN FAN COIL

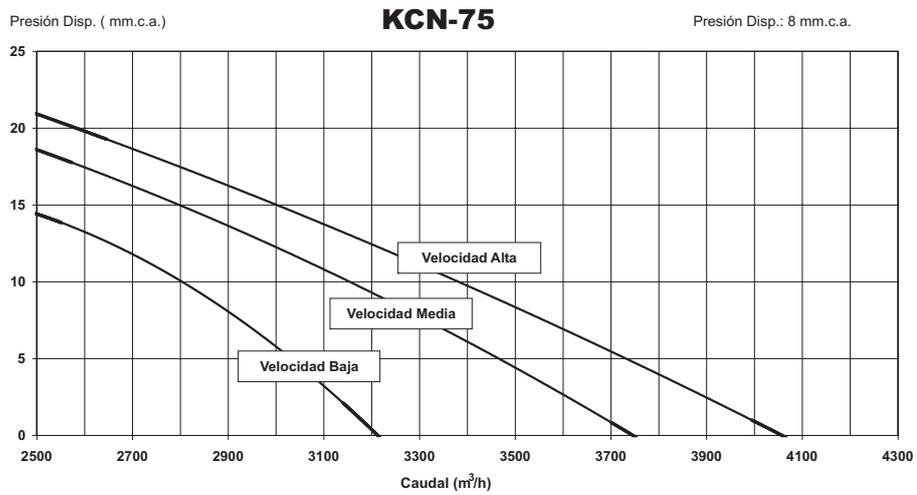


Figura 6.3.: Características de los ventiladores según datos de catálogo.

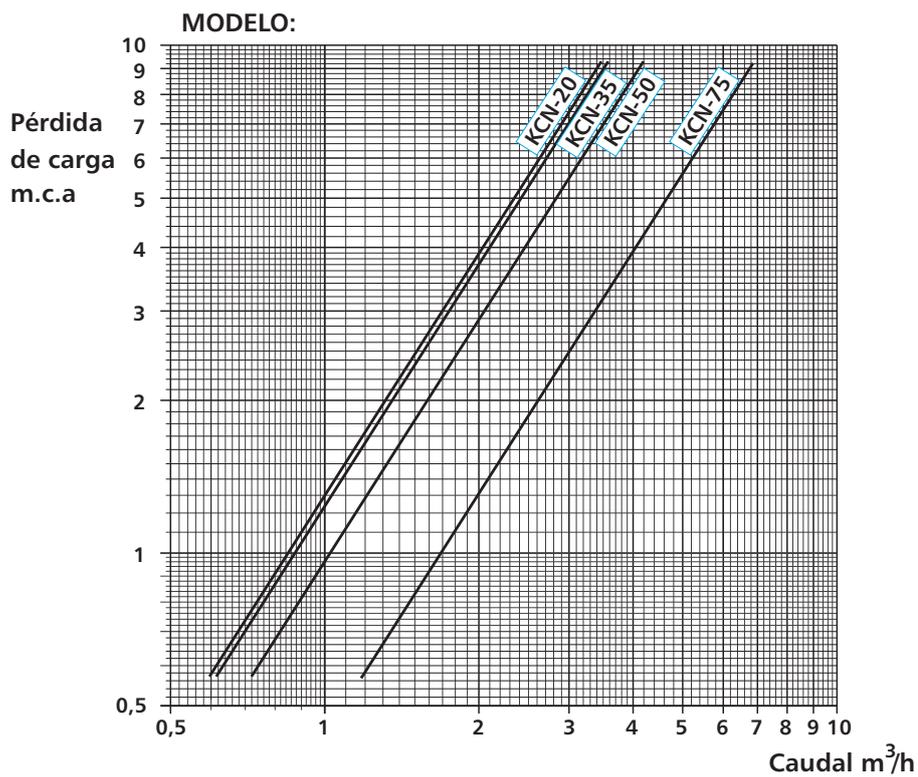


Figura 6.4.: Pérdida de presión en el lado agua según datos de catálogo.

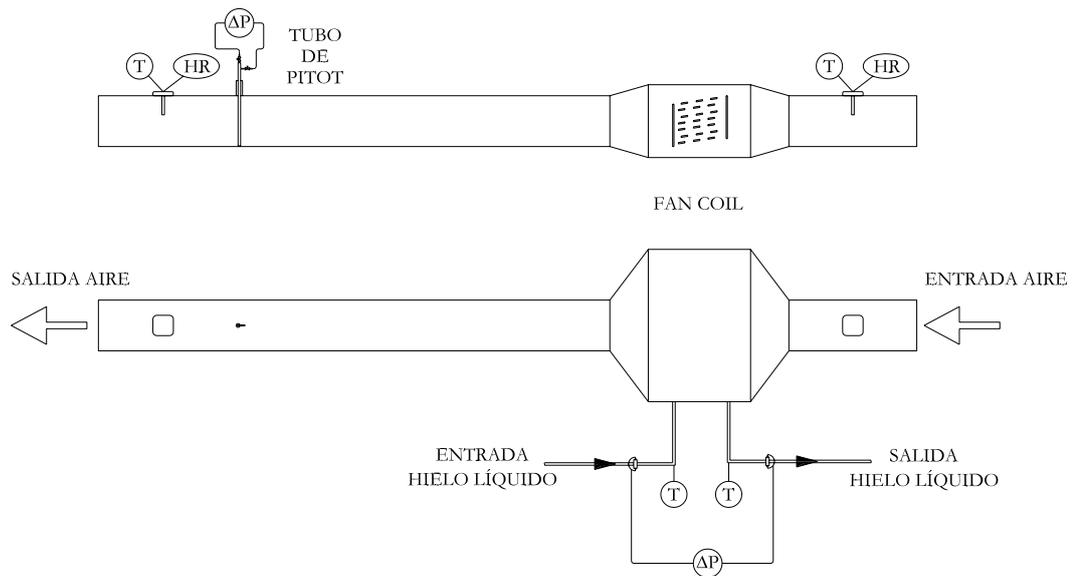


Figura 6.5.: Representación esquemática de la instalación experimental para ensayos de transmisión de calor y pérdida de presión en un *fan coil*.

6.2. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

Para analizar el comportamiento del *fan coil* se ha desarrollado la instalación de ensayos representada esquemáticamente en la figura 6.5.

La entrada de hielo líquido está directamente conectada con la planta piloto de generación, acumulación y ensayos en hielo líquido, desde donde se puede regular y medir con precisión tanto el gasto como el porcentaje de hielo a la entrada del intercambiador. Dos RTDs situadas a la entrada y salida del *fan coil* permiten evaluar la variación de temperatura experimentada por el fluido a su paso a través del equipo. De forma análoga a lo ya comentado en el Capítulo 5, la determinación del porcentaje de hielo a la salida del equipo se hace únicamente en base a su temperatura. A partir de los datos de gasto másico y porcentaje de hielo a la entrada y salida del *fan coil* es posible establecer un balance energético que permite obtener la potencia total intercambiada.

Dos tomas de presión normalizadas situadas a la entrada y salida del *fan coil* y conectadas a un sensor de presión diferencial permiten obtener el valor de la pérdida de presión experimentada por el hielo líquido a su paso por el equipo.

La entrada de aire al equipo se produce a través de un conducto de chapa galvanizada sin aislar, de 1 mm de espesor, $0,4 \times 0,4$ metros de sección y 1 metro de longitud. La salida del aire se conduce a través de un conducto similar, pero de 4 metros de longitud, suficiente para garantizar el correcto funcionamiento del sensor empleado para medir el gasto de aire.

6. APLICACIÓN EN UN FAN COIL

Instrumentación

Toda la instrumentación representada en la figura 6.5 se ha conectado a la misma unidad de adquisición de datos Hewlett-Packard HP-34970 A descrita en el Capítulo 3.

La determinación del gasto másico del hielo líquido suministrado se hace mediante el caudalímetro de efecto Coriolis Micro Motion Elite CMF100M descrito en el Capítulo 3, cuya precisión en la medición del gasto másico es de $\pm 0,1\%$ del gasto para $\dot{m} > 1360$ kg/h y $\pm(68/\dot{m})\%$ del gasto para $\dot{m} \leq 1360$ kg/h. Este equipo se utiliza también para la determinación indirecta del porcentaje de hielo. Como se recoge en el Anexo A, para las condiciones de ensayo cubiertas, la incertidumbre máxima en la determinación del contenido de hielo es de ± 0.0098 , (expresado el contenido en hielo en tanto por uno).

Dos RTDs PT-100 de 4 hilos, de clase A 1/3 DIN según norma DIN 43760, miden los valores de la temperatura del hielo líquido a la entrada y salida del *fan coil*. Estas sondas, conectadas directamente a la unidad HP-34970, aseguran una precisión de $\pm(0,1 + 0,0016|T|)^{\circ}\text{C}$ en el rango de temperaturas de -100°C a $+100^{\circ}\text{C}$.

Las tomas de presión ubicadas a la entrada y salida del intercambiador se conectan, mediante tubería de Rilsan[®], a uno de los tres sensores de presión diferencial marca Smart disponibles en la instalación. Un sistema de válvulas permite comunicar las tomas con el sensor más adecuado al nivel de pérdida de presión generado en el *fan coil*.

Dos sondas de temperatura y humedad relativa marca E+E Electronic, modelo EE20-FT6B51, permiten evaluar las propiedades termodinámicas del aire a la entrada y salida del *fan coil*. Los valores de temperatura y humedad relativa son transformados por estas sondas en dos señales de $4 \div 20$ mA recogidas por la unidad HP-34970. La primera sonda se ha colocado en la mitad del conducto de aspiración, a 0,5 metros de la campana de entrada al *fan coil*. Para evitar interferencias con el tubo de Pitot empleado para medir el gasto de aire y asegurar la uniformidad en las propiedades del aire, la sonda situada en el conducto de descarga se ha ubicado 0,4 metros por detrás de ese equipo.

La precisión de estas sondas en la medida de temperatura es de $\pm 0,3^{\circ}\text{C}$ para temperaturas $T=10 \div 30^{\circ}\text{C}$ y $\pm(0,3 + 0,005\Delta T)^{\circ}\text{C}$ para el resto, siendo $\Delta T=(10-T)$ para $T=20 \div 10^{\circ}\text{C}$ y $\Delta T=(T-30)$ para $T=30 \div 80^{\circ}\text{C}$. En la medición de la humedad relativa, su precisión es de $\pm 2\%$ H.R. para H.R.= $0 \div 90\%$ y de $\pm 3\%$ H.R. para H.R.= $90 \div 100\%$.

La determinación del gasto de aire se realiza empleando un tubo de Pitot de promediado de alta precisión, marca Omega, modelo FPT-6382. Este dispositivo genera una presión diferencial entre los puertos aguas arriba y aguas abajo del flujo, que es proporcional al cuadrado del caudal de fluido en circulación. Por tanto, es necesario asociar este dispositivo a uno de los transmisores de presión diferencial disponibles, que recogerá la medida de presión diferencial generada por el Pitot y la transformará en una señal eléctrica que pueda ser recogida por el sistema de adquisición de datos.

La presión diferencial máxima que es capaz de detectar este equipo es de 19,16 kPa (77 pulgadas de columna de H_2O), de forma que el máximo gasto de aire que es capaz de medir es de 44770 kg/h, siendo su precisión del 1% del rango de medida (± 448 kg/h). La incertidumbre definitiva en la determinación del gasto de aire vendrá afectada por la precisión en la determinación de la presión diferencial. Para el rango de gastos de aire que

es capaz de impulsar el *fan coil* estudiado —entre 3000 y 4000 kg/h aproximadamente— la presión diferencial generada está en torno a 1,5 kPa. Por tanto es necesario emplear el sensor de presión diferencial de rango de medida más bajo, en concreto el modelo SmartLD301-D1. Este equipo tiene un rango de medida de 0,125 a 5 kPa, con una precisión de $\pm 0.075\%$ del rango ($\pm 3,7510^{-3}$ kPa) para medidas comprendidas entre 0,5 y 5 kPa.

Para asegurar un correcto funcionamiento del equipo, se ha situado a 3,5 metros de la campana de salida del *fan coil*.

6.3. ENSAYOS DE CALIBRACIÓN

Antes de realizar los ensayos de transmisión de calor y pérdida de presión en el *fan coil*, se efectúan una serie de ensayos de calibración con los que se evalúan los posibles errores de medida en la determinación de las temperaturas de entrada y salida al equipo, las características del proceso de transmisión de calor en el lado del aire y la longitud equivalente de todas las singularidades por las que debe circular el flujo de hielo líquido desde que atraviesa la toma de presión situada a la entrada del *fan coil* hasta que llega a la toma de presión situada a la salida del mismo.

Error de medida en la obtención del balance energético para el flujo de aire

El calor cedido por el aire que atraviesa el *fan coil* se obtiene aplicando la siguiente expresión:

$$\dot{q}_{\text{aire}} = \dot{m}_{\text{aire}} \Delta i_{\text{aire}} \quad (6.1)$$

En esta expresión, el gasto de aire se obtiene directamente a partir de la medida proporcionada por el tubo de Pitot, mientras que la diferencia de entalpías entre la entrada y la salida del *fan coil* se obtiene a partir de los datos proporcionados por las sondas de temperatura y humedad relativa, usando el método propuesto por la ASHRAE [4], cuya implementación en Microsoft Excel® se ha detallado en el apéndice D.

Con el fin de evaluar el funcionamiento de los sensores empleados, se realizaron varias series de ensayos, bajo distintas condiciones de operación.

Los primeros ensayos realizados consistieron en la toma de datos de temperatura y humedad relativa del aire a la entrada y salida del *fan coil* sin circulación de aire. Para asegurar la mínima variabilidad en las condiciones ambientales, los ensayos se efectuaron de noche, con el laboratorio cerrado y ventilación e iluminación desconectadas. La figura 6.6 muestra los resultados de estos primeros ensayos. Puede apreciarse que, a lo largo de las más de 8 horas que duró el ensayo, la temperatura registrada por la sonda situada a la salida del equipo se mantuvo unos 0,18°C por encima de la registrada por la sonda colocada en la entrada, a la vez que el porcentaje de humedad relativa se mantuvo en torno a 0,72% por encima. De acuerdo con estos resultados, tanto la entalpía como la humedad específica deberían ser mayores en la salida del *fan coil*. Sin embargo, las

6. APLICACIÓN EN UN FAN COIL

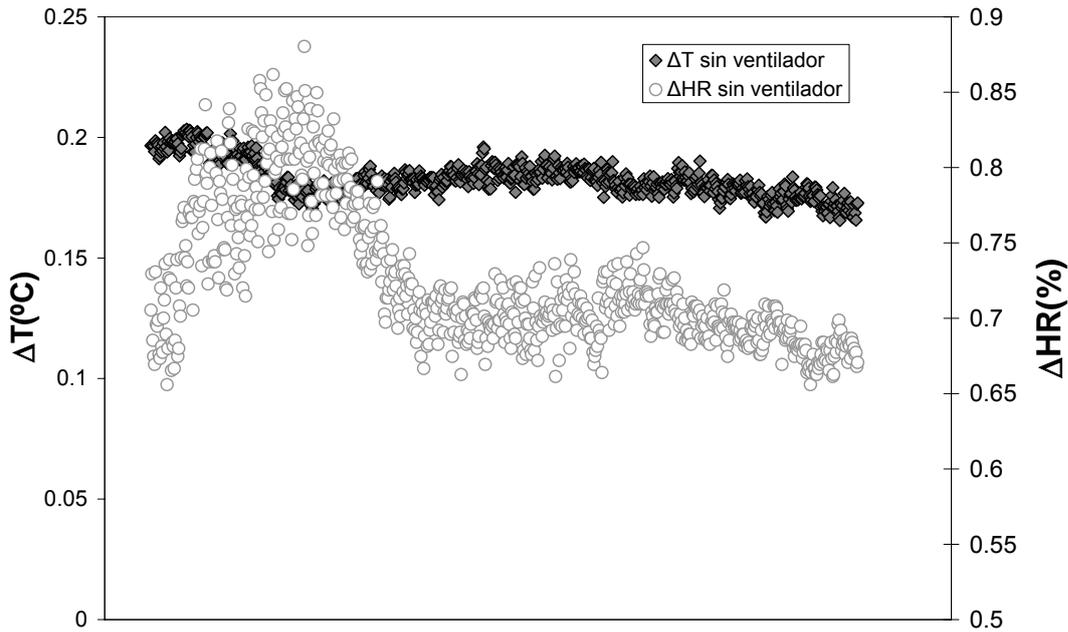


Figura 6.6.: Ensayos de calibración sin circulación de aire.

condiciones ambientales en el laboratorio son completamente homogéneas, de forma que las diferencias encontradas sólo pueden atribuirse a la incertidumbre en la medición de las variables.

Una vez comprobada la existencia de un cierto sesgo tanto en la medida de temperatura como en la de humedad relativa, se decidió repetir los ensayos con circulación de aire, con el fin de verificar si se repite el mismo comportamiento observado sin circulación de aire. Para ello se realizaron varias series de ensayos en los que se mantuvo el ventilador del *fan coil* trabajando a su máxima velocidad. Los resultados de estos ensayos se han recogido en la figura 6.7.

Para un correcto análisis de estos resultados es necesario tener en cuenta la energía comunicada al flujo de aire por el ventilador. Según datos del fabricante, la potencia nominal del motor de accionamiento del ventilador es de 0,6 kW, si bien de acuerdo con las medidas efectuadas mediante una pinza amperimétrica Iso-Tech 6600 —precisión de $\pm 2\% \pm 0,05\text{kW}$ para valores de potencia comprendidos entre 0 y 100 kW—, la potencia absorbida por el motor en condiciones de máximo caudal es de 0,76 kW.

A partir del gasto de aire y la potencia del ventilador es posible deducir el incremento de entalpía originado en el aire a consecuencia del funcionamiento del ventilador:

$$i_{sal,aire} = i_{ent,aire} + \Delta i_{vent} = i_{ent,aire} + \frac{P_{vent}}{\dot{m}_{aire}} \quad (6.2)$$

La energía comunicada por el ventilador representa únicamente calor sensible, de forma que la humedad específica del aire debe ser la misma a la entrada y la salida del

6.3. ENSAYOS DE CALIBRACIÓN

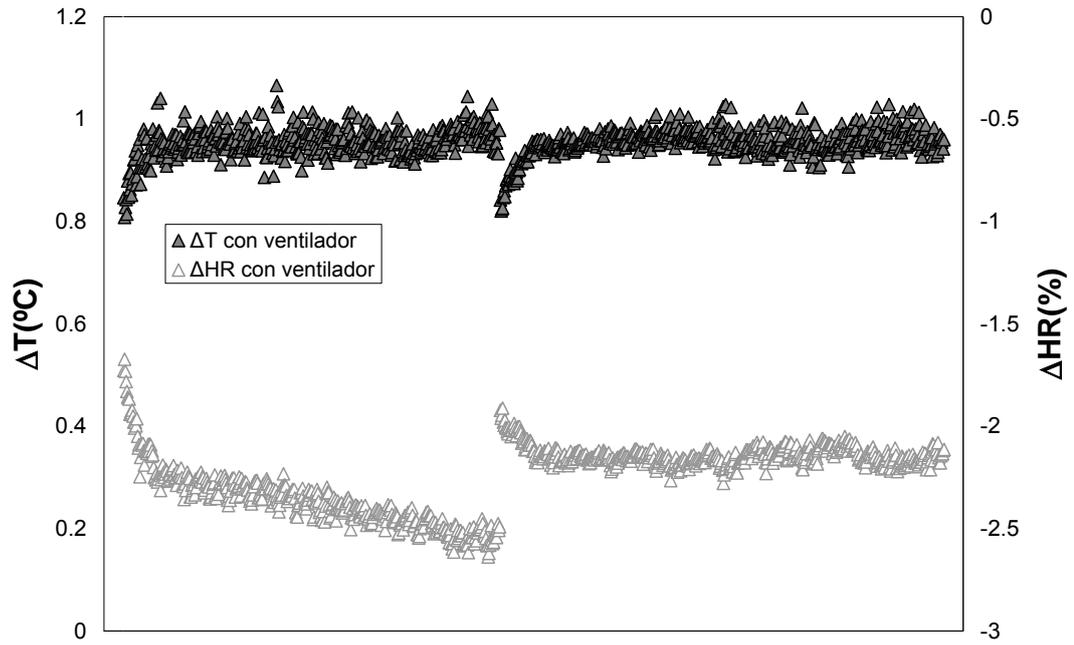


Figura 6.7.: Ensayos de calibración con circulación de aire. Diferencia entre las condiciones de entrada y salida al *fan coil*.

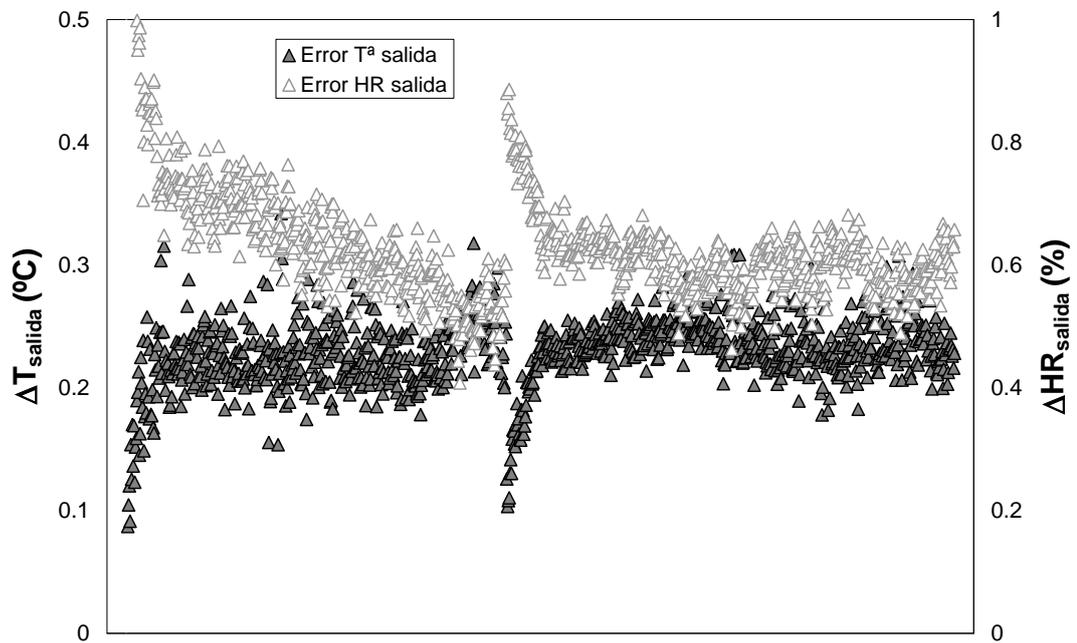


Figura 6.8.: Ensayos de calibración con circulación de aire. Estimación del error en la medida de las condiciones térmicas del aire.

6. APLICACIÓN EN UN FAN COIL

fan coil. Por tanto, a partir de las condiciones de entrada, haciendo uso de la ecuación (6.2) y considerando humedad específica constante, es posible deducir los valores teóricos de temperatura y humedad relativa con los que el aire debería salir del *fan coil*.

En la figura 6.8 se ha representado la diferencia entre esos valores teóricos de temperatura y humedad relativa y los valores reales medidos por la sonda colocada a la salida del *fan coil*. Las diferencias entre los valores teóricos —directamente relacionados con las condiciones de entrada— y los reales son muy similares a los resultados presentados en la figura 6.6, con diferencias de temperatura en torno a 0,23°C y diferencias de humedad relativa en torno a 0.63 %.

Estas diferencias, plenamente atribuibles a la incertidumbre asociada al proceso de medida de estas variables, suponen una sobreestimación de unos 800 W en los valores de potencia obtenidos a partir del balance energético del aire.

Obtención de la ganancia de calor a través de los conductos de aire

Las características del proceso estudiado y los equipos de medida empleados hacen necesario que exista un tramo de conducto de casi 4 metros de longitud desde la salida del *fan coil* hasta el punto en que se miden las propiedades del aire. Al tratarse de un conducto de chapa metálica sin aislamiento y gran sección —0,4×0,4 metros— la transmisión de calor con el ambiente puede llegar a ser importante, por lo que una adecuada estimación del balance energético requiere que previamente se haya evaluado la ganancia de calor a través de ese tramo de conducto.

La transmisión de calor entre el aire que circula por su interior y la cara interna del conducto se produce por convección forzada de modo que, considerando tubo liso, esa transmisión de calor se puede obtener empleando la ecuación de Notter y Sleicher [81], válida para $L/D > 25$, $10^4 < Re < 10^6$ y $0,1 < Pr < 10^4$:

$$Nu = 5 + 0,016Re^a Pr^b \quad (6.3)$$

donde:

$$a = 0,88 - \frac{0,24}{4 + Pr} \quad (6.4)$$

$$b = 0,33 + 0,5 \exp(-0,6Pr) \quad (6.5)$$

y los valores de Reynolds y Prandtl se evalúan a la temperatura registrada por la sonda colocada en el conducto de salida.

La transmisión de calor entre el ambiente que lo rodea y la cara externa del conducto se produce por convección natural. En este caso hay que distinguir entre la convección que se produce con las paredes laterales —placa plana vertical—, la pared superior —placa plana horizontal con flujo de calor hacia abajo— y la pared inferior del conducto —placa plana horizontal con flujo de calor hacia arriba—, pues las ecuaciones a aplicar son distintas en cada caso. Suponiendo superficie isoterma, la transmisión de calor se puede evaluar aplicando las siguientes expresiones [50]:

- Pared superior:

- $10^5 < Ra_L < 10^{11}$:

$$Nu = 0,58Ra_L^{0,2} \quad (6.6)$$

- Pared inferior:

- $2 \cdot 10^4 < Ra_L < 8 \cdot 10^6$:

$$Nu = 0,54Ra_L^{0,25} \quad (6.7)$$

- $8 \cdot 10^6 < Ra_L < 10^{11}$:

$$Nu = 0,15Ra_L^{0,33} \quad (6.8)$$

- Paredes laterales:

- $1700 < Ra_L < 10^8$:

$$Nu = 0,59Ra_L^{0,25} \quad (6.9)$$

- $10^8 < Ra_L < 10^{10}$:

$$Nu = 0,13Ra_L^{0,33} \quad (6.10)$$

- $10^{10} < Ra_L < 10^{13}$:

$$Nu = 0,021Ra_L^{0,4} \quad (6.11)$$

donde en todos los casos L es la longitud característica de las placas, que para el conducto analizado es de 0,4 m.

Para el cálculo del coeficiente de dilatación térmica del aire se ha supuesto que se comporta como un gas ideal, mientras que las propiedades del aire se han evaluado a la temperatura ambiente. La obtención del valor del número de Rayleigh requiere además conocer la diferencia de temperaturas entre las placas y el ambiente, que se ha supuesto igual para todas las paredes y con un valor igual al 80 % de la diferencia entre la temperatura ambiente y la del aire que circula por el interior del conducto.

Suponiendo que la temperatura del aire que circula por el interior del conducto es prácticamente constante y que la temperatura de todas las paredes del conducto es la misma, la potencia intercambiada con el ambiente en el tramo de conducto que va desde la salida del *fan coil* hasta el punto en que está situada la sonda de temperatura y humedad relativa puede obtenerse de forma simplificada como:

$$\dot{q}_{amb} = 4 \times \frac{T_{amb} - T_{sal,aire}}{\frac{1}{Ah_{int}} + \frac{e}{Ak} + \frac{1}{Ah_{ext}}} \quad (6.12)$$

6. APLICACIÓN EN UN FAN COIL

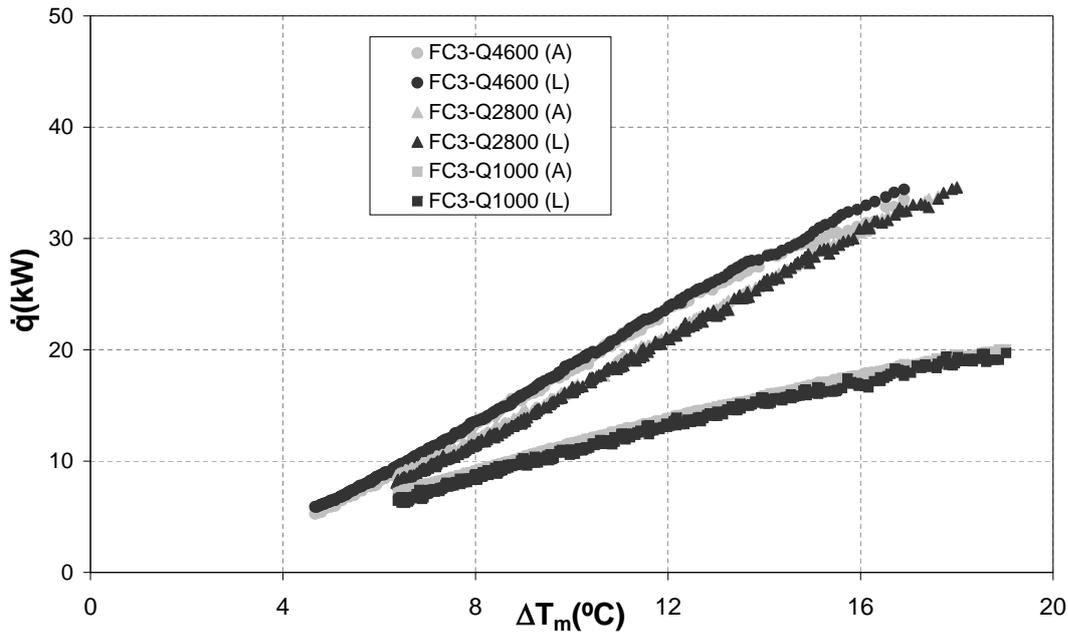


Figura 6.9.: Potencia frigorífica obtenida en los ensayos de calibración para el ventilador del *fan coil* girando a su máxima velocidad (posición 3) y tres gastos distintos de salmuera fría.

donde los valores de h_{int} y h_{ext} se obtienen de las expresiones (6.6) a (6.11) y A y e son la superficie y el espesor de cada una de las paredes del conducto.

Con el fin de comprobar que los resultados experimentales se ajustan a la expresión (6.12), se realizó una serie de ensayos en los que, considerando todos los flujos energéticos implicados —energía aportada por el funcionamiento del ventilador, energía cedida al ambiente a través de las paredes del conducto e intercambio térmico entre la salmuera que circula por el interior de los tubos y el aire que circula por su exterior—, se determinó el balance energético del *fan coil* en condiciones de funcionamiento próximas a las que se tendrían trabajando con hielo líquido.

Estos ensayos se llevaron a cabo manteniendo el ventilador trabajando a su máxima velocidad de giro —FC3— y haciendo circular tres gastos diferentes —4600, 2800 y 1000 kg/h— de salmuera fría. Para mantener unas condiciones de funcionamiento parecidas a las que se tendrían con hielo líquido, la toma de datos se inicia cuando la temperatura de la salmuera a la entrada del *fan coil* es de $-5,5^\circ\text{C}$, siendo en esas condiciones la temperatura de salida de unos 5°C . Según evoluciona el ensayo, el calor aportado por el aire hace subir la temperatura de la salmuera, de forma que la temperatura de entrada al *fan coil* sube gradualmente. El ensayo se da por terminado cuando esa temperatura de entrada llega a los 15°C , estando en ese caso la temperatura de salida en torno a 17°C .

La figura 6.9 muestra el resultado de esos ensayos. En el eje de abscisas se ha repre-

sentado la diferencia de temperaturas media en el *fan coil* y en el eje de ordenadas la potencia intercambiada. Los datos coloreados en negro corresponden a los valores de potencia obtenidos a partir del balance energético realizado para el líquido (L), mientras que los coloreados en gris corresponden a los valores obtenidos a partir del balance energético realizado para el aire (A). Para la inmensa mayoría de los datos recogidos en la figura, la diferencia entre las potencias obtenidas por ambos métodos está por debajo incluso de los 800 W obtenidos como diferencia promedio para los ensayos realizados sin aporte de frío, llegando sólo en contadas ocasiones a valores máximos de 1300 W que, en cualquier caso, están por debajo de la diferencia máxima atribuible a la incertidumbre en la determinación de potencias para los métodos experimentales empleados.

En el siguiente cuadro se recoge de forma resumida la información más destacable, obtenida a partir de los ensayos de calibración, sobre aquellos factores que influyen en la determinación experimental del balance energético en el caudal de aire.

- Error de medida en la determinación experimental de la variación de propiedades termodinámicas experimentada por el aire:
 - Temperatura: $\Delta T_{real,aire} = \Delta T_{aire} - 0,23$ (°C).
 - Humedad relativa: $\Delta HR_{real,aire} = \Delta HR_{aire} - 0,63$ (%).
- Ganancia de calor a través de los conductos de aire: debido a la falta de aislamiento se produce una entrada de calor que se puede evaluar con las ecuaciones (6.3) a (6.11).
- Ganancia de calor debida al funcionamiento del ventilador: 760 W de calor sensible para el ventilador funcionando a pleno caudal.

FACTORES QUE INFLUYEN EN LA DETERMINACIÓN EXPERIMENTAL DEL
BALANCE ENERGÉTICO EN EL FLUJO DE AIRE QUE ATRAVIESA EL FAN COIL.

Obtención de la diferencia de temperaturas media efectiva

Para la obtención de la transferencia de calor en cualquier intercambiador es necesario conocer el valor de la diferencia de temperaturas media efectiva, ΔT_m , por lo que la caracterización experimental del comportamiento de un *fan coil* pasa por la obtención previa de ese valor.

La forma habitual de obtener el valor de la ΔT_m es hacerlo corrigiendo el valor de la diferencia de temperaturas logarítmica media ΔT_{lm} con un factor F , cuyo valor dependerá de la configuración del intercambiador.

Siguiendo la nomenclatura establecida en la figura 6.10, la diferencia de temperaturas logarítmica media se define como:

6. APLICACIÓN EN UN FAN COIL

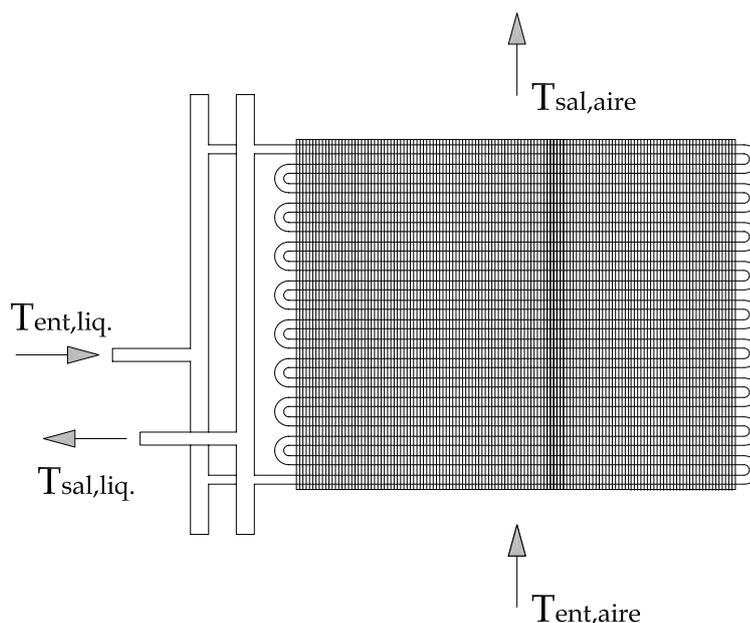


Figura 6.10.: Representación esquemática de los flujos en un *fan coil*.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{ent,liq} - T_{sal,aire}) - (T_{sal,liq} - T_{ent,aire})}{\ln \left[\frac{(T_{ent,liq} - T_{sal,aire})}{(T_{sal,liq} - T_{ent,aire})} \right]} \quad (6.13)$$

A partir de este valor, la temperatura efectiva media puede obtenerse como:

$$\Delta T_m = F \cdot \Delta T_{lm} \quad (6.14)$$

donde F es un factor de corrección que vale 1 para intercambiadores de 1 paso por carcasa y tubo, y que para el resto de configuraciones toma un valor menor que 1.

La forma más habitual de obtener F es a través de gráficas en las que se relaciona su valor con el de la efectividad térmica de intercambiador, P , y la relación entre la capacidad térmica de las dos corrientes, R .

Los valores de P y R se pueden obtener directamente si son conocidas de las temperaturas de entrada y salida de ambos fluidos:

$$P = \frac{T_{sal,aire} - T_{ent,aire}}{T_{ent,liq} - T_{ent,aire}} \quad (6.15)$$

$$R = \frac{C_{aire}}{C_{liq.}} = \frac{T_{ent,liq} - T_{sal,liq}}{T_{sal,aire} - T_{ent,aire}} \quad (6.16)$$

6.3. ENSAYOS DE CALIBRACIÓN

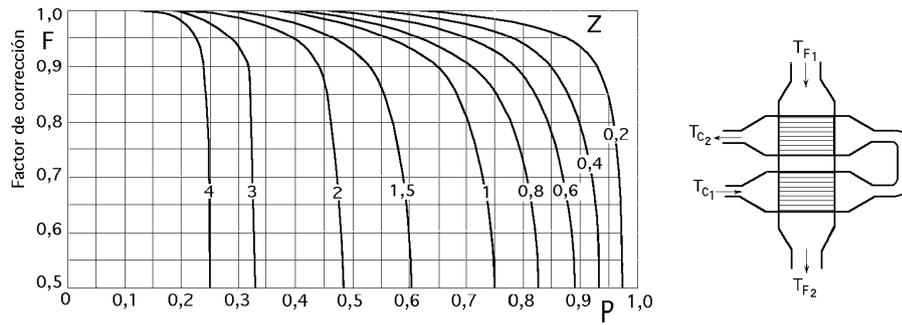


Figura 6.11.: Factor de corrección F para un intercambiador de flujo cruzado, con un paso por carcasa y dos pasos por tubos y mezcla de fluido entre pasos [18].

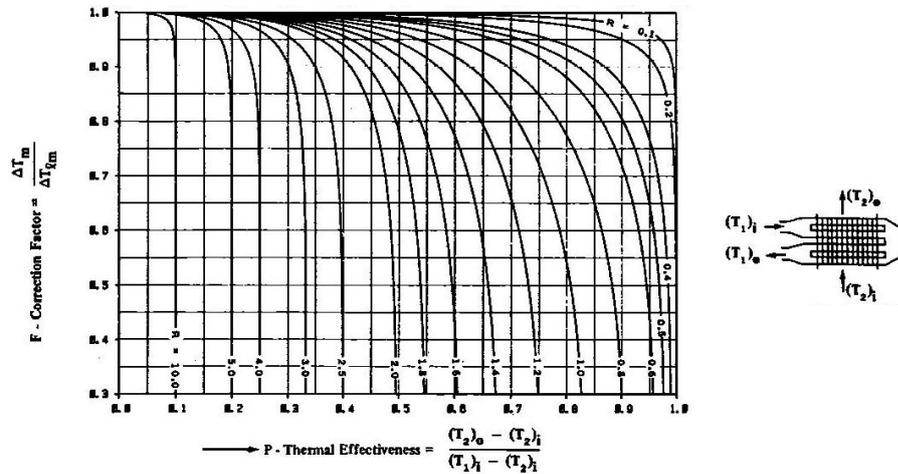


Figura 6.12.: Factor de corrección F para un intercambiador de flujo cruzado, cuatro filas de tubos en dos pasos y mezcla de fluido entre pasos [101].

En la bibliografía especializada pueden obtenerse gráficas para la obtención de F en función de P y R aunque, dado la gran variedad de configuraciones posibles, normalmente sólo se incluyen aquellas disposiciones de intercambiadores de uso más habitual en la industria. Concretamente, el intercambiador estudiado se engloba en la categoría de intercambiadores de flujo cruzado, con múltiples pasos (6) y varias filas de tubos por paso (12), sin mezcla de fluido entre pasos. Incluso considerando sólo esta categoría, son tantas las variaciones posibles en la geometría del intercambiador, que no se ha encontrado bibliografía en la que se proporcionen los datos correspondientes al caso concreto analizado. Sin embargo, de acuerdo con Taborék [101], para cada caso concreto existe un caso base sobre el que puede considerarse basada la geometría considerada. En la mayoría de las ocasiones, para cada geometría específica, las diferencias con el caso base son inferiores al 2 %.

6. APLICACIÓN EN UN FAN COIL

Se han encontrado dos casos en la bibliografía manejada que pueden considerarse como una base para el caso aquí analizado. Así, Bowman et al. [18] analizan el comportamiento de varias tipologías de intercambiadores de calor de flujo cruzado. En concreto, para el caso de intercambiadores en los que el fluido sin mezclar hace dos pasos por tubo mezclándose entre pasos, y el fluido completamente mezclado circula atravesando primero el segundo de los pasos de los tubos para atravesar a continuación el primero, proponen el uso de la gráfica que se ha incluido en la figura 6.11. Por su parte, Taborek [101] propone el uso de la gráfica incluida como figura 6.12 para el caso de intercambiadores de flujo cruzado con cuatro filas de tubos en dos pasos — dos tubos por paso — y mezcla de fluido entre pasos.

De acuerdo con Bowman, la figura 6.11 se obtiene a partir de la siguiente expresión:

$$r = \frac{q}{\ln \left[\frac{1}{1 - \frac{q}{p} \ln \left(\frac{1}{1-p} \right)} \right]} \quad (6.17)$$

siendo p , q y r los tres parámetros empleados por Smith y Nusselt para obtener la diferencia de temperaturas:

$$p = \frac{T_{ent,aire} - T_{sal,aire}}{T_{ent,aire} - T_{ent,liq}} \quad (6.18)$$

$$q = \frac{T_{sal,liq} - T_{ent,liq}}{T_{ent,aire} - T_{ent,liq}} \quad (6.19)$$

$$r = \frac{\Delta T_m}{T_{ent,aire} - T_{ent,liq}} \quad (6.20)$$

Empleando las ecuaciones (6.17) a (6.20) se ha obtenido el valor de la temperatura media efectiva para el *fan coil* analizado.

Caracterización experimental de la transmisión de calor en el lado del aire

Uno de los principales objetivos perseguidos con los ensayos presentados en este capítulo es comprobar que las expresiones (4.49) y (4.50) presentadas en el Capítulo 4 permiten predecir en un caso práctico real el comportamiento de un *fan coil*. Para ello es necesario obtener de forma experimental, a partir del balance energético del equipo, la potencia real intercambiada y comparar ese resultado con la predicción que puede obtenerse a partir de las citadas expresiones. Este proceso requiere conocer las características de la transmisión de calor, tanto en la cara interna de los tubos del *fan coil* — expresiones cuya validez se pretende comprobar — como en la cara externa de esos tubos.

Por tanto, para poder aplicar el método propuesto es necesario conocer las características del proceso de transmisión de calor entre la batería de tubos aleteados y el aire que circula a su alrededor. Sin embargo, éste es un proceso complejo de transmisión de calor combinada, en el que intervienen fenómenos de convección y cambio de fase

— condensación parcial, sobre la superficie de tubos y aletas, de la humedad contenida en el aire — para el que no se dispone de expresiones universalmente aceptadas que permitan su estimación. Por este motivo, análogamente a lo efectuado con el intercambiador de tubos concéntricos, se decidió obtener una caracterización experimental de ese proceso de transmisión de calor. Dado que esa caracterización no es un objetivo de esta tesis, no se planteó como un análisis de carácter general con resultados extrapolables a otras aplicaciones, sino que únicamente se buscó obtener las características del proceso de transmisión de calor en el lado del aire para el caso concreto del *fan coil* analizado.

En un intercambiador de calor aire-líquido de tubos aleteados puede establecerse que la potencia total intercambiada de forma sensible es:

$$\dot{q}_{int} = AU \Delta T_m = \left[\frac{1}{A_{int} h_{int}} + \frac{\ln(R_{ext}/R_{int})}{2\pi k L} + \frac{1}{(A_b + \eta A_{alet}) h_{ext}} \right]^{-1} \Delta T_m \quad (6.21)$$

En condiciones de funcionamiento estacionarias puede considerarse que existe una relación de proporcionalidad entre el intercambio de calor latente y el sensible. Conocidas las características de la transmisión de calor en la cara interna de los tubos y empleando el dato de potencia total intercambiada obtenido del balance energético en el *fan coil*, puede obtenerse un valor de $(A_b + \eta A_{alet}) h_{ext}$ que, asumiendo que los ensayos se producen en unas condiciones cuasi-estacionarias, representaría de alguna forma un coeficiente de transmisión de calor combinada.

En primera instancia se intentó obtener ese valor empleando los datos recogidos en los ensayos realizados con salmuera fría representados en la figura 6.9, completados para todas las velocidades del ventilador del *fan coil*.

La figura 6.13 muestra los resultados obtenidos en esa caracterización. Aunque puede apreciarse una tendencia al aumento en los valores del coeficiente de intercambio térmico con el aumento del gasto de aire, es también evidente la elevada dispersión de los datos, motivada por la gran variabilidad en las condiciones de ensayo¹.

Al emplear estos resultados para tratar de predecir el comportamiento del *fan coil* cuando, en lugar de salmuera, circula hielo líquido por su interior, los valores obtenidos difieren mucho del valor de potencia que puede deducirse a partir del balance energético en el lado del aire.

Estas diferencias se pueden explicar por el hecho de que las condiciones de intercambio para los ensayos de calibración realizados se alejan demasiado de las que se tienen en presencia de hielo líquido, principalmente debido a las diferencias en la condensación de vapor de agua — y posible formación de escarcha al emplear hielo líquido — sobre la superficie de los tubos.

Buscando acercar las condiciones de los ensayos de calibración a las que se tienen al

¹Al inicio de los ensayos, la temperatura del líquido a la entrada del fan coil es de unos $-5,5^\circ\text{C}$, con un importante salto medio de temperaturas y un importante componente de calor latente sobre la potencia total intercambiada. Al final de los ensayos, la temperatura de entrada del líquido es de 15°C , de forma que prácticamente no se produce condensación y todo el calor intercambiado es sensible.

6. APLICACIÓN EN UN FAN COIL

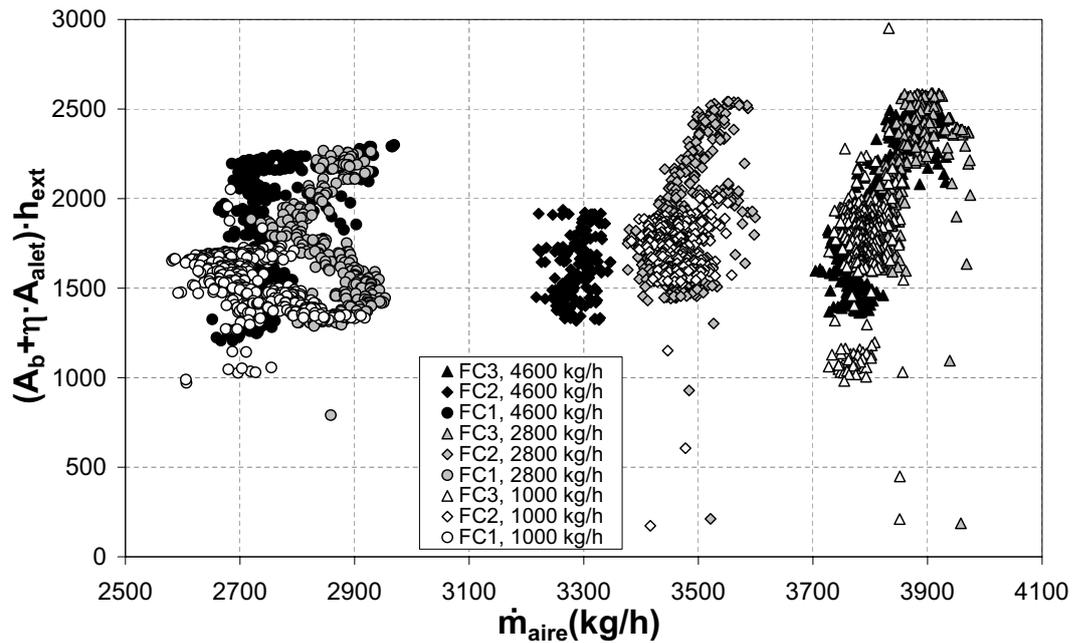


Figura 6.13.: Predicción del intercambio térmico en el lado aire para los ensayos realizados con salmuera fría ($T_{ent,salm} = -5,5 \div 15^\circ\text{C}$, $\Delta T_{salm} = 2 \div 10^\circ\text{C}$).

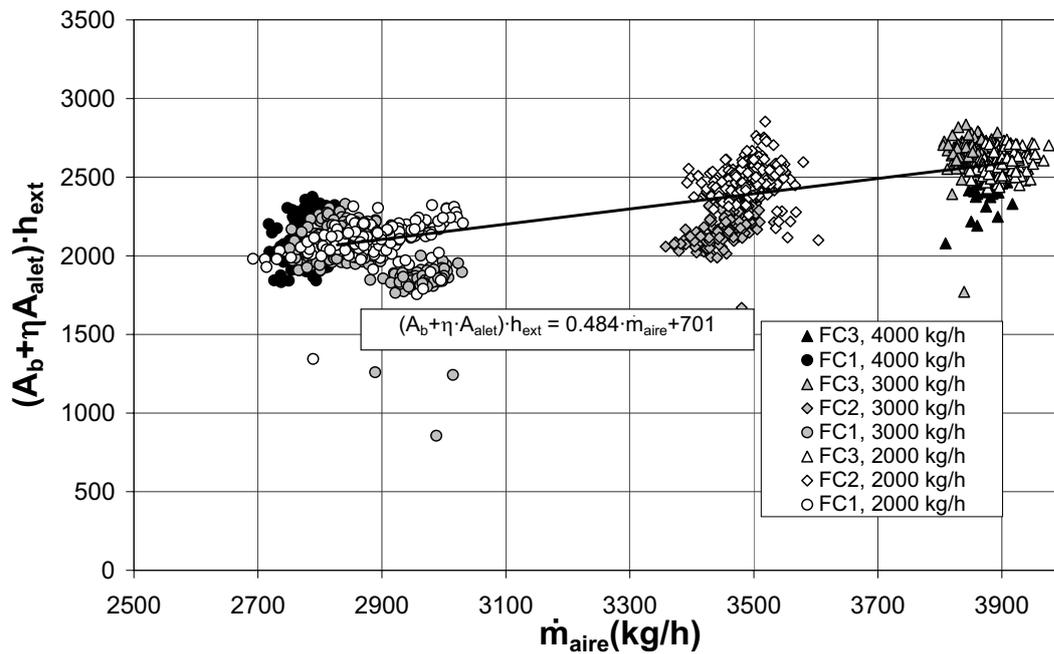


Figura 6.14.: Predicción del intercambio térmico en el lado aire para los ensayos realizados empleando la fase líquida ($T_{ent,fl} = -7,3 \div -5,3^\circ\text{C}$, $\Delta T_{fl} = 8,5 \div 15,5^\circ\text{C}$).

usar hielo líquido, se decidió repetir los ensayos de calibración, pero produciendo hielo líquido y haciendo circular por el *fan coil* únicamente su fase líquida. De esta forma, al tratarse de un flujo newtoniano monofásico, sigue siendo posible utilizar expresiones ampliamente contrastadas para deducir las características del intercambio térmico en la cara interna de los tubos, pero a lo largo de todo el ensayo su temperatura de entrada al *fan coil* será similar a la que se tendría trabajando con hielo líquido. Además, en esa segunda tanda de ensayos de calibración se aumentó ligeramente el valor del gasto mínimo ensayado, debido a que para los valores del número de Reynolds que se obtienen con un gasto de 1000 kg/h se produciría la separación de fases para un flujo de hielo líquido, de forma que la información obtenida para ese gasto resulta poco relevante.

La figura 6.14 muestra la predicción del intercambio térmico en el lado del aire que puede obtenerse a partir de los resultados de esa segunda tanda de ensayos de calibración. En este caso, las condiciones del intercambio térmico son más estables, de forma que la dispersión de datos es menor que la observada en la figura 6.13 y es posible establecer una relación directa entre el intercambio térmico en el lado del aire y el gasto de aire.

La expresión finalmente propuesta para la obtención de la potencia intercambiada es:

$$\dot{q}_{int} = \left[\frac{1}{A_{int}h_{int}} + \frac{\ln(R_{ext}/R_{int})}{2\pi kL} + \frac{1}{701 + 0,484\dot{m}_{aire}} \right]^{-1} \Delta T_m \quad (6.22)$$

EXPRESIÓN EXPERIMENTAL PROPUESTA PARA LA OBTENCIÓN DE LA POTENCIA TOTAL INTERCAMBIADA A PARTIR DE LAS CARACTERÍSTICAS DEL PROCESO DE TRANSMISIÓN DE CALOR EN LA CARA INTERNA DE LOS TUBOS.

Sin embargo y como se verá en la sección 6.4, a pesar del buen ajuste obtenido, cuando esta expresión es empleada para tratar de predecir el comportamiento del *fan coil* empleando hielo líquido, aparecen de nuevo importantes diferencias entre las predicciones y las mediciones de potencia que, como se argumentará más adelante, parecen estar motivadas por la formación de escarcha sobre las paredes de los tubos y aletas.

Caracterización *analítica* de la transmisión de calor en el lado del aire

Ante las dificultades encontradas para conseguir una caracterización experimental capaz de describir el funcionamiento del *fan coil* trabajando con hielo líquido, se decidió emplear las correlaciones disponibles en la bibliografía existente para tratar de predecir el intercambio térmico en el lado del aire. Así, Xiaokui et al. [112] proponen la siguiente expresión para obtener el factor de Colburn en condiciones de alto grado de condensación:

$$j = 0,2408 \text{Re}_{D_c}^{-0,3597} \left(\frac{F_s}{D_c} \right)^{-0,4122} \left(\frac{P_t}{P_l} \right)^{-0,8276} HR^{0,9222} N^{-0,27} \quad (6.23)$$

6. APLICACIÓN EN UN FAN COIL

donde F_s , P_t , P_l y D_c son características geométricas de las aletas, HR es la humedad relativa del aire a la entrada del equipo y N es el número de columnas de tubos.

El coeficiente de transmisión de calor por convección se puede relacionar con el factor de Colburn a partir de la siguiente expresión:

$$j = \frac{h_s}{G_c c_{p,aire}} \text{Pr}^{2/3} \quad (6.24)$$

donde:

$$G_c = \frac{\dot{m}_{aire}}{A_{min}} \quad (6.25)$$

siendo A_{min} la superficie libre de paso de aire a través de las aletas.

El calor total intercambiado puede obtenerse como suma del calor sensible y el calor latente, a partir de la siguiente expresión:

$$\dot{q}_{total} = (A_b + \eta A_{aleta}) [h_s (T_{aire} - T_{base,aleta}) + h_m i_{fg} (W_{aire} - W_{base,aleta})] \quad (6.26)$$

donde W es la humedad del aire y el subíndice *base,aleta* hace referencia a las condiciones de temperatura que tienen en la base de la aleta — que se supondrá igual a la temperatura de la cara exterior de los tubos —, mientras que i_{fg} es la entalpía del vapor de agua saturado y h_m es el coeficiente de transferencia de masa.

La relación entre los coeficientes de transferencia de calor y de masa — humedad —, puede obtenerse a partir de la analogía de Chilton-Colburn:

$$\frac{h_s}{h_m} = c_{p,aire} Le^{2/3} \quad (6.27)$$

siendo Le el número de Lewis.

De acuerdo con las indicaciones de los autores, las expresiones anteriores sólo están contrastadas para intercambiadores de 2 y 3 columnas de tubos, por lo que no se puede asegurar su aplicabilidad al *fan coil* estudiado. Además, el intercambiador empleado en el artículo consultado tiene sus aletas dotadas de un recubrimiento hidrofílico, por lo que, aunque el resto de parámetros se encuentran prácticamente dentro del rango de validez de estas expresiones — los valores del paso transversal y diámetro exterior de tubo para el *fan coil* analizado están ligeramente por encima del rango de validez propuesto por los autores del artículo —, es necesario contrastar la validez de las expresiones (6.23) a (6.27) en el caso del *fan coil* estudiado².

Al realizar esa comprobación, se obtuvieron valores de potencia que superaban claramente a las potencias obtenidas experimentalmente. Sin embargo, con sólo afectar la ecuación (6.23) con un coeficiente de 0,75 se obtiene un buen ajuste entre las predicciones y los datos experimentales.

²A pesar de las diferencias, el artículo de Xiaokui presenta las condiciones más cercanas al caso analizado en esta tesis que se han encontrado en la bibliografía consultada, por lo que ha sido la referencia utilizada para tratar de caracterizar la transmisión de calor en el lado del aire.

6.3. ENSAYOS DE CALIBRACIÓN

Por tanto, es posible obtener la potencia intercambiada a partir de las características del proceso de transmisión de calor en la cara interna de los tubos planteando el sistema de dos ecuaciones con dos incógnitas — \dot{q}_{int} y $T_{base,aleta}$ — recogido en el siguiente cuadro resumen:

$$\begin{cases} \dot{q}_{int} = \frac{T_{base,aleta} - \left(\frac{T_{ent} + T_{sal}}{2}\right)}{\frac{1}{A_{int}h_{int}} + \frac{\ln(R_{ext}/R_{int})}{2\pi kL}} \\ \dot{q}_{int} = (A_b + \eta A_{aleta}) [h_s (T_{aire} - T_{base,aleta}) + h_m i_{fg} (W_{aire} - W_{base,aleta})] \end{cases} \quad (6.28)$$

donde h_m y h_s se obtienen a partir del coeficiente de Colburn calculado mediante la siguiente expresión:

$$j = 0,1806 \text{Re}_{D_c}^{-0,3597} \left(\frac{F_s}{D_c}\right)^{-0,4122} \left(\frac{P_t}{P_l}\right)^{-0,8276} HR^{0,9222} N^{-0,27} \quad (6.29)$$

MÉTODO PROPUESTO PARA LA OBTENCIÓN ANALÍTICA DE LA POTENCIA TOTAL INTERCAMBIADA A PARTIR DE LAS CARACTERÍSTICAS DEL PROCESO DE TRANSMISIÓN DE CALOR EN LA CARA INTERNA DE LOS TUBOS.

De forma similar a lo que sucede con las expresiones obtenidas experimentalmente, cuando estas expresiones se utilizan para tratar de deducir la potencia intercambiada al emplear hielo líquido, la predicción obtenida queda, en la mayoría de los casos, muy por encima de los valores deducidos a partir del balance energético en el lado del aire.

Sin embargo es importante destacar que, cuando por el interior del *fan coil* se hace circular únicamente la fase líquida del hielo líquido, cualquiera de los dos métodos propuestos para determinar las características del proceso de transmisión de calor en el lado del aire proporciona valores de potencia total intercambiada similares a los obtenidos a partir del balance energético en cualquiera de las dos corrientes.

A título de ejemplo, se ha incluido la figura 6.15 en la que se muestran los resultados obtenidos para dos ensayos realizados haciendo circular la fase líquida por el interior del *fan coil*. En el eje de abscisas se ha representado el porcentaje del hielo líquido contenido en el depósito de acumulación —directamente relacionado con la temperatura de entrada al *fan coil* de la fase líquida—, mientras que en el eje de ordenadas se ha representado la potencia intercambiada, obtenida mediante cuatro métodos distintos:

- Mediante balance energético en el lado del líquido (Balance líquido).
- Mediante balance energético en el lado del aire (Balance aire).
- Empleando la expresión (6.22) obtenida experimentalmente (Ajuste experim.).

6. APLICACIÓN EN UN FAN COIL

- Empleando el sistema de ecuaciones (6.28) donde las características de la transmisión de calor con el aire se obtienen de la expresión (6.29) derivada de la expresión presentada en el artículo de Xiaokui et al. [112] (Correlación bibliog.).

La situación A corresponde a los ensayos efectuados con el ventilador del *fan coil* girando a máxima velocidad y un gasto de 3000 kg/h de fase líquida, mientras que la situación B corresponde a los ensayos realizados con el ventilador del *fan coil* girando a mínima velocidad y un gasto de 2000 kg/h de de fase líquida.

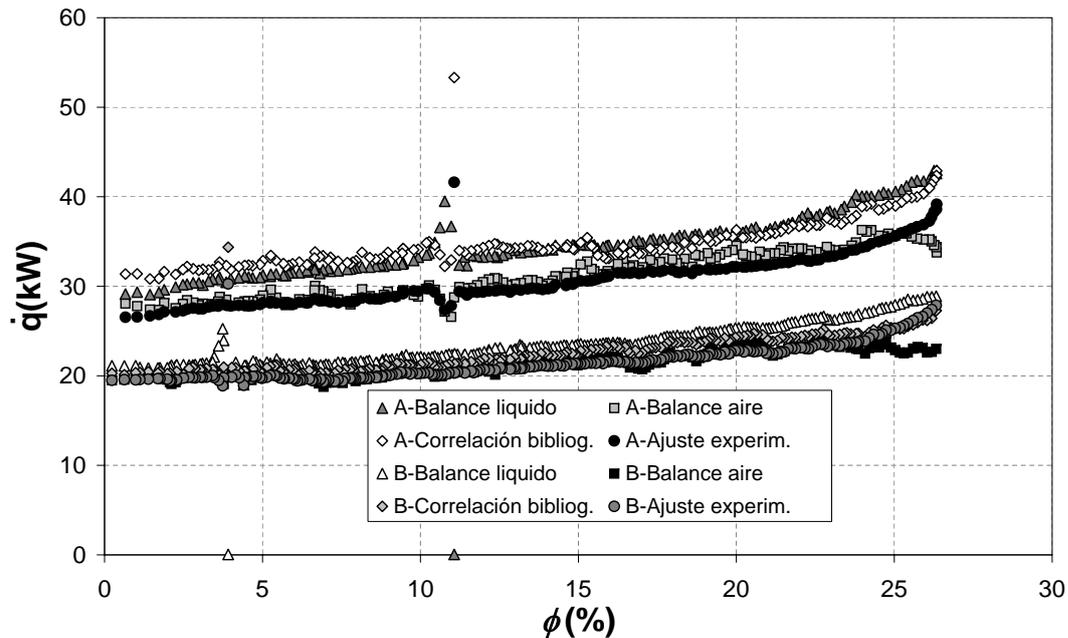


Figura 6.15.: Obtención, mediante cuatro métodos alternativos, de la potencia total en dos condiciones de ensayo distintas (A con el ventilador del *fan coil* girando a máxima velocidad y un gasto de fase líquida de 3000 kg/h; B con el ventilador del *fan coil* girando a mínima velocidad y un gasto de fase líquida de 2000 kg/h).

Como puede apreciarse en la figura 6.15, el ajuste entre los valores de potencia obtenidos empleando cualquiera de los métodos propuestos es bueno.

Sin embargo y como se tratará con más detalle en la sección 6.4, cuando cualquiera de los dos métodos propuestos se utilizan para tratar de deducir la potencia intercambiada al emplear hielo líquido, la predicción obtenida queda, en la mayoría de los casos, muy alejada de los valores deducidos a partir del balance energético en el lado del aire.

Determinación de la longitud equivalente

Para la determinación de la longitud equivalente es necesario considerar la geometría del equipo estudiado. Para el *fan coil* analizado habrá que considerar todo el recorrido

6.4. APLICACIÓN DIRECTA DE HIELO LÍQUIDO

realizado por el fluido desde que atraviesa la toma de presión situada a la entrada del equipo hasta que llega a la toma de presión situada a la salida.

La toma de presión situada a la entrada del equipo está colocada sobre el tramo de tubería de PVC por el que el hielo líquido contenido en el depósito de acumulación llega hasta el *fan coil*. Tras pasar por esa toma de entrada, el fluido continúa circulando por un pequeño tramo de tubería de PVC antes de llegar a un casquillo de acoplamiento mediante el que se realiza la unión entre la tubería de PVC y el *fan coil*. Una vez dentro del *fan coil*, el fluido circula por un corto tramo de tubería de cobre —incluido un codo a 90° — hasta llegar al colector de entrada, donde el flujo se divide en los 12 tubos de cobre que forman la batería del *fan coil*. Cada uno de esos tubos realiza 6 pasos a través del equipo de forma que, para cada tubo, el fluido debe atravesar 5 codos a 180° . Finalmente todos los tubos se unen de nuevo en un colector de salida, pasan por un codo de cobre a 90° y, tras pasar por el correspondiente casquillo de acoplamiento, el fluido abandona el *fan coil* y llega al tubo de PVC en el que está colocada la toma de presión de salida.

Ante la dificultad que plantea el análisis de esta geometría, lo que se hizo fue determinar experimentalmente, para todos los gastos de salmuera en los que se analizó el comportamiento térmico del equipo, la pérdida de presión entre las tomas de presión colocadas antes y después del *fan coil*, calcular analíticamente el valor de la pérdida de presión correspondiente al flujo que circula por una sola de las tuberías del equipo y obtener la relación entre ambos valores. La idea es obtener así una longitud equivalente —estrictamente no sería correcto emplear este término— con la que poder predecir la pérdida de presión en el equipo bajo cualquier condición de funcionamiento.

Los resultados de los ensayos realizados muestran que, independientemente del gasto másico, el valor de esa longitud equivalente se sitúa aproximadamente en $1,85 \times L$, siendo $L=7,2$ metros, es decir, la suma de las longitudes de los tramos rectos de cada tubo.

6.4. APLICACIÓN DIRECTA DE HIELO LÍQUIDO

Una vez verificados todos los ensayos de calibración, el paso siguiente debe ser la realización de los ensayos en presencia de hielo líquido. En estos ensayos se analizan los procesos de transmisión de calor y de pérdida de presión, comparando los resultados experimentales con las predicciones teóricas obtenidas a partir de las ecuaciones básicas (4.49) a (4.50) y (4.33) a (4.41) desarrolladas en el Capítulo 4 para predecir las características de estos fenómenos.

Con este fin, se realizan una serie de ensayos en los que un caudal constante de hielo líquido intercambia calor con un caudal constante de aire. El gasto de aire se mantiene para todos los ensayos en el valor máximo que es capaz de impulsar el ventilador del *fan coil* —posición FC3, con un gasto de aire en torno a 3700 kg/h —, mientras que las condiciones del aire a la entrada no se pueden controlar, viniendo impuestas por las condiciones climáticas del laboratorio de ensayos. Los gastos de hielo líquido ensayados varían entre $\dot{m}_{hielo,max} = 4600 \text{ kg/h}$, valor máximo que es capaz de impulsar la bomba,

6. APLICACIÓN EN UN FAN COIL

y $\dot{m}_{hielo,min} = 1000\text{kg/h}$, gasto mínimo por debajo del cual la velocidad del fluido en el interior de los tubos del *fan coil* es tan baja que se produce la separación de fases en el seno del hielo líquido. Cada ensayo se inicia con una concentración másica de hielo superior al 25 % que va disminuyendo según evoluciona el ensayo, dándose éste por terminado cuando se funde por completo todo el hielo.

Potencia intercambiada

Las ecuaciones (4.49) a (4.50) presentadas en el Capítulo 4 permiten obtener, en función de las condiciones de ensayo, el valor del coeficiente de transmisión de calor por convección entre el hielo líquido y la cara interna de los tubos, h_{int} . Introduciendo el valor obtenido, las expresiones (6.22) o (6.28) permiten obtener una predicción de la energía térmica intercambiada en cada situación.

La comparación de esas predicciones *teóricas* con los valores experimentales obtenidos a partir del balance energético del *fan coil* permitirá contrastar la aplicabilidad, en un caso práctico real, de las ecuaciones obtenidas en el Capítulo 4.

El balance energético puede establecerse de forma independiente para cualquiera de los dos fluidos — aire y hielo líquido — que circulan por el *fan coil*.

Así, para el flujo de aire puede establecerse que:

$$\dot{q}_{aire} = \dot{m}_{aire} (i_{ent,aire} - i_{sal,aire}) \quad (6.30)$$

donde los valores de entalpía del aire se obtienen directamente de la medición de su temperatura y humedad relativa antes y después de atravesar el *fan coil* y el gasto másico es proporcionado por el tubo de Pitot descrito en la sección 6.2.

Para el flujo de hielo líquido, la potencia intercambiada se obtiene como:

$$\dot{q}_{hl} = \dot{m}_{hl} [H_f (\phi_{ent} - \phi_{sal}) + (1 - \bar{\phi}) \bar{c}_{p,fl} (T_{sal,hl} - T_{ent,hl})] \quad (6.31)$$

donde el gasto de hielo líquido se obtiene con el caudalímetro de efecto Coriolis descrito en la sección 6.2 y los valores de concentración de hielo se obtienen a partir de la temperatura del fluido según se describe en la sección 3.3 del Capítulo 3.

Al poner en práctica esta metodología, se pudo comprobar que, en la mayoría de las condiciones de ensayo, las predicciones obtenidas estaban muy alejadas de los valores experimentales medidos, obteniéndose únicamente una aproximación aceptable para gastos de hielo líquido en torno a 2000 kg/h.

Como muestra se han incluido las figuras 6.16 y 6.17. En el eje de abscisas se ha representado el porcentaje de hielo, en el eje de ordenadas principal — izquierda — la evolución de la potencia frigorífica obtenida empleando los cuatro métodos de cálculo propuestos y en el eje de ordenadas secundario — derecha — la evolución de la temperatura del flujo de hielo líquido.

Mientras la figura 6.16 muestra un cierto nivel de concordancia entre las predicciones y las estimaciones de potencia obtenidas a partir de los balances energéticos en el *fan coil*, la figura 6.17 arroja unas diferencias demasiado elevadas para poder aceptar el método de predicción propuesto.

6.4. APLICACIÓN DIRECTA DE HIELO LÍQUIDO

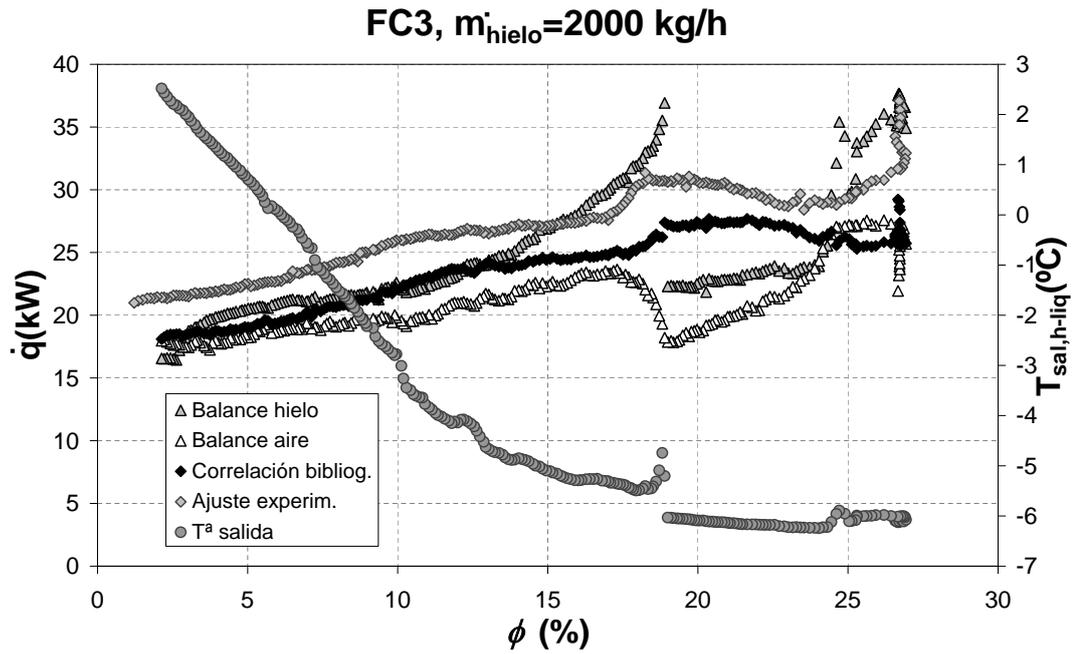


Figura 6.16.: Predicción de la potencia intercambiada al emplear un gasto de 1750 kg/h de hielo líquido.

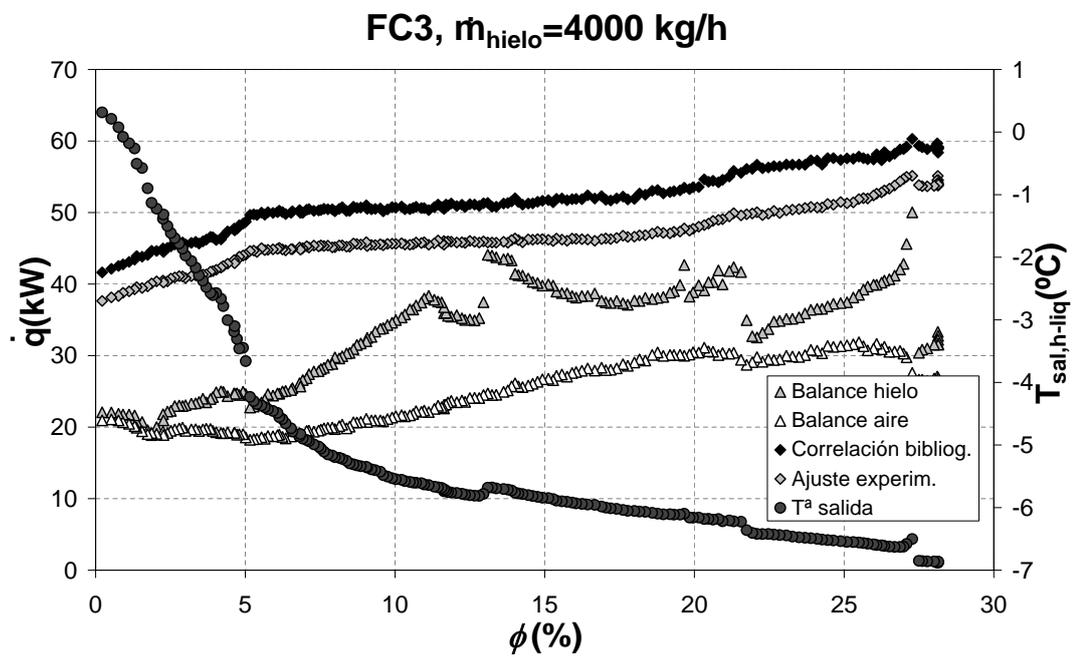


Figura 6.17.: Predicción de la potencia intercambiada al emplear un gasto de 4000 kg/h de hielo líquido.

6. APLICACIÓN EN UN FAN COIL

De hecho, las figuras muestran importantes diferencias entre todos los valores analizados, es decir, no sólo son importantes las diferencias entre las predicciones teóricas y los valores experimentales obtenidos a partir del balance energético del *fan coil*, sino que también son muy importantes las diferencias obtenidas entre los balances energéticos aplicados a los dos flujos considerados. Esta diferencia en los balances energéticos podría explicarse por la elevada velocidad de circulación del fluido, que impide que el hielo líquido alcance las condiciones de equilibrio³ antes de llegar a la salida del *fan coil*.

Son tantas las variables que pueden influir en el comportamiento del equipo, que resulta muy complicado establecer el motivo exacto por el que se producen diferencias tan importantes como las reflejadas en las figuras 6.16 y 6.17. Sin embargo, antes de buscar otras explicaciones, es necesario tener presente que el diámetro interior de los tubos del *fan coil* analizado queda por debajo del rango de aplicación de las correlaciones desarrolladas en el Capítulo 4 para predecir la transmisión de calor con hielo líquido y que por tanto no se puede asegurar la plena aplicabilidad de esas expresiones. Independientemente de lo anterior, se han encontrado otros muchos factores que parecen tener una fuerte influencia en el comportamiento del *fan coil* y que por tanto podrían contribuir de forma importante a generar las diferencias encontradas.

En primer lugar se podría citar la posible formación de escarcha sobre las aletas. La figura 6.18 muestra los resultados de un ensayo similar a los de las figuras 6.16 y 6.17. En este caso, en lugar de detener el *fan coil* cuando el hielo funde por completo, se mantuvo en funcionamiento hasta que la salmuera —el hielo líquido ya fundido— alcanzó los 5°C. Por esa razón, en el eje de abscisas se ha representado la temperatura de entrada del fluido —hielo líquido para temperaturas inferiores a -5,7°C y salmuera para temperaturas superiores— en lugar del contenido en hielo. En el eje de ordenadas principal se ha representado, al igual que en las figuras 6.16 y 6.17, el valor de potencia intercambiada obtenido empleando los cuatro métodos de cálculo propuestos, mientras que en el eje de ordenadas secundario se ha representado la evolución del caudal de aire que atraviesa el *fan coil*. Se aprecia con claridad en la figura como, desde que se inicia el ensayo, el caudal de aire disminuye progresivamente hasta que el hielo funde por completo —para $T_{ent,hl} \simeq -5,7^\circ\text{C}$ —, momento en el que comienza a recuperarse hasta alcanzar aproximadamente su valor de partida para $T_{ent,hl} \simeq 0^\circ\text{C}$. La formación de escarcha sobre las aletas del intercambiador parece la explicación más verosímil para este comportamiento, pues disminuiría la sección libre de paso para la circulación de aire aumentando la pérdida de presión y haciendo bajar el caudal de aire en circulación.

En paralelo, puede apreciarse en la figura 6.18 como, a partir del momento en que la escarcha comienza a fundir, los valores de potencia obtenidos mediante los cuatro

³Parece que, debido a la elevada velocidad de circulación y a la rapidez en la fusión de hielo en las capas fluidas más cercanas a la pared del tubo, no da tiempo suficiente a que las distintas capas se mezclen adecuadamente y alcancen una situación de equilibrio, de forma que cuando el hielo líquido llega al punto en el que se mide su temperatura de salida, ésta no se corresponde con la concentración real de hielo. Dándole suficiente tiempo, el fluido debería evolucionar de forma que parte de los cristales de hielo que contiene se fundirían absorbiendo calor del resto del fluido y bajando así su temperatura, hasta alcanzar una nueva situación en la que la temperatura del fluido esté en equilibrio con su concentración de hielo.

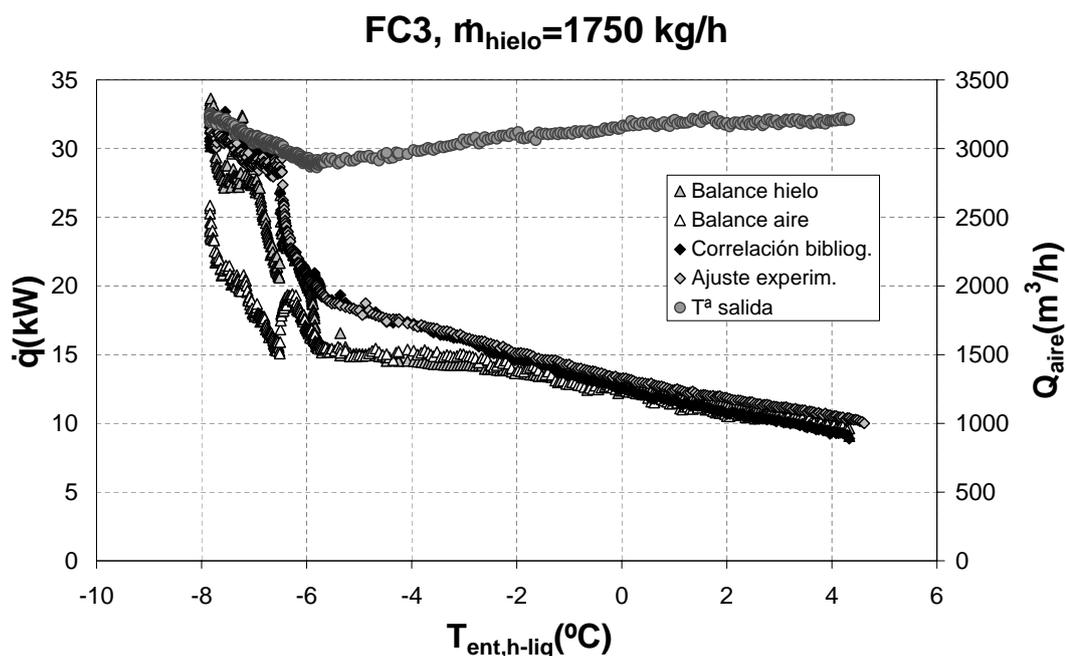


Figura 6.18.: Evolución del gasto de aire y la predicción de potencias al fundir por completo el hielo líquido.

métodos alternativos comienzan también a converger.

Otro factor que podría contribuir a explicar las diferencias encontradas es el hecho de que, motivada por la geometría del colectores de entrada de líquido al equipo y el pequeño diámetro de los tubos, se produzca la formación de tapones de hielo que corten la circulación de fluido a través de alguno de los tubos. Esta afirmación se fundamenta aquí en la fuerte variabilidad encontrada, bajo algunas condiciones de funcionamiento —por ejemplo, en la figura 6.17—, en los valores de potencia deducidos a partir del balance energético en el hielo líquido, que parece evidenciar un funcionamiento inestable del equipo. Al analizar la pérdida de presión se podrán apreciar comportamientos que refuerzan esta teoría.

Por último, a la vista de los resultados de los ensayos, parece que la evolución de la concentración de hielo en el interior del *fan coil* no es tan suave como cabría esperar pues, en la mayoría de los casos, se producen de forma instantánea fuertes variaciones en la temperatura de salida del fluido que no necesariamente se corresponden con los instantes en que se produce la completa fusión del hielo y que dificultan la predicción del porcentaje de hielo que realmente está circulando a través de cada tramo de tubería.

A modo de resumen, en la tabla 6.2 se han recogido las características principales de cada uno de los cuatro métodos empleados en la determinación de la potencia intercambiada.

6. APLICACIÓN EN UN FAN COIL

Método	Ecuación	Fuente de error	Precisión
Balance energético en el flujo de aire	6.30	Incertidumbre del proceso de medida	Media
Balance energético en el flujo de hielo líquido	6.31	Desequilibrio termo-químico	Baja
Predicción en base a correlaciones experimentales	6.22	Formación de escarcha sobre tubos y aletas	Baja
Predicción en base a correlaciones bibliográficas	6.28	Formación de escarcha sobre tubos y aletas	Baja

Tabla 6.2.: Características principales de los métodos empleados en la determinación de la potencia intercambiada trabajando con hielo líquido.

Pérdida de presión

El primer resultado destacable de los ensayos de pérdida de presión realizados con hielo líquido es que, al contrario de lo que se pudo comprobar en el Capítulo 5 para el intercambiador de tubos concéntricos, el valor de longitud equivalente deducido en los ensayos de calibración realizados sin hielo, no es válido en una situación con hielo líquido. Así, el valor de $1,85 \times L$ deducido en esos ensayos de calibración para la longitud equivalente proporciona predicciones de pérdida de presión que quedan claramente por debajo de las mediciones experimentales, mucho más ajustadas a las predicciones que se obtendrían empleando para la longitud equivalente un valor de $2,3 \times L$.

A título de ejemplo, la figura 6.19 muestra, para los ensayos realizados con gastos de hielo líquido de 4300, 2800 y 2000 kg/h, los resultados obtenidos para la predicción de la pérdida de presión comparados con los valores medidos experimentalmente. Para gastos de hielo inferiores a 2000 kg/h la velocidad de circulación del hielo líquido por el interior de los tubos del *fan coil* cae por debajo de 0,7 m/s, aumentando la probabilidad de segregación de fases —contrastada por el fuerte aumento frente a la predicción teórica de la pérdida de presión medida en los ensayos realizados con gastos inferiores a 2000 kg/h—, por lo que no se han incluido los resultados de ninguno de esos ensayos.

El cálculo de los valores de pérdida de presión representados en la figura 6.19 se ha realizado tomando un valor de $2,3 \times L$ para la longitud equivalente en presencia de hielo y de $1,85 \times L$ para la longitud equivalente en ausencia de hielo. Para aquellas situaciones en las que el hielo funde por completo en el interior del *fan coil*, la determinación de la longitud del tramo de tubería al que hay que aplicar cada factor se ha hecho utilizando un factor obtenido a partir de la relación entre la potencia total obtenida en el equipo y la potencia frigorífica correspondiente a la fase sólida del hielo líquido en circulación, dependiente a su vez del gasto total en circulación y la concentración de hielo líquido a la entrada del equipo.

Para todos los ensayos recogidos en la figura 6.19 se puede apreciar que la evolución de la medida experimental de presión sufre fuertes oscilaciones que no responden a variaciones en la concentración de hielo —tampoco a variaciones de caudal pues a

lo largo del ensayo se actúa sobre el variador de frecuencia que alimenta la bomba para mantener el caudal impulsado constante — pero que podrían tener su origen en la formación de aglomeraciones de hielo en el interior del colector de entrada al *fan coil* que pueden llegar a bloquear el paso a través de alguno de los tubos y así aumentar la pérdida de presión, que vuelve a caer hasta el valor esperado cuando esos *taponos* son arrastrados por el fluido.

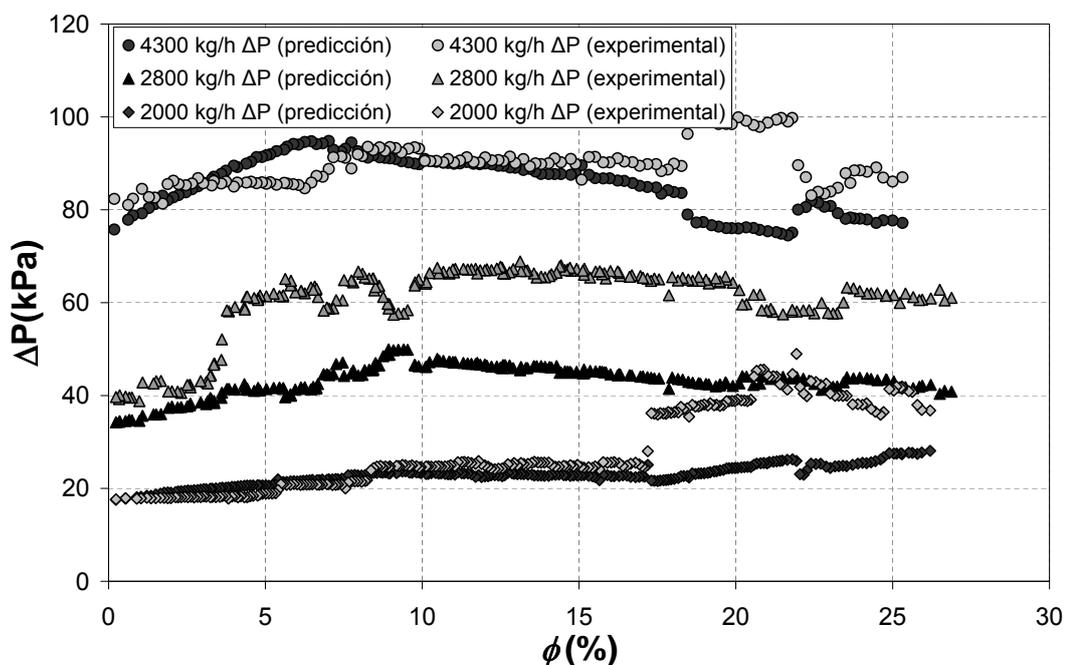


Figura 6.19.: Evolución de la pérdida de presión obtenida al emplear gastos de hielo líquido de 4300, 2800 y 2000 kg/h. Comparación entre las medidas experimentales y las predicciones teóricas.

6.5. COMPARACIÓN ENTRE LA APLICACIÓN DIRECTA E INDIRECTA DE HIELO LÍQUIDO

Las particularidades en las condiciones de funcionamiento del *fan coil* que aparecen al trabajar con hielo líquido — especialmente la formación de escarcha y la formación de *taponos* de hielo que bloquean parcialmente el paso de fluido — dificultan enormemente la obtención de unas predicciones fiables de potencia intercambiada, impidiendo comparar el funcionamiento del *fan coil* con y sin hielo líquido mediante un método similar al seguido en el Capítulo 5 para el intercambiador de tubos.

Por esa razón se ha optado por presentar aquí, a título de ejemplo, la comparación directa de los resultados algunos de los ensayos realizados.

Para ello, en base a los criterios de comparación seguidos en el Capítulo 5, se han

6. APLICACIÓN EN UN FAN COIL

comparado los resultados de dos ensayos realizados haciendo circular hielo líquido a través del *fan coil* con los resultados de otros dos ensayos similares realizados haciendo circular únicamente su fase líquida.

Las figuras 6.20 y 6.21 muestran los resultados de esas comparaciones. En el eje de abscisas se ha representado la concentración de hielo que, para que sean comparables los valores correspondientes a la aplicación directa e indirecta de hielo líquido, se ha calculado en base a la temperatura del fluido en el tanque de almacenamiento. En el eje de ordenadas principal se ha representado la potencia intercambiada, calculada en base al balance energético en el caudal de aire, mientras que en el eje de ordenadas secundario se ha representado el valor de pérdida de presión medida experimentalmente.

La conclusión que puede obtenerse de estas figuras es totalmente opuesta a la que se obtuvo en el Capítulo 5 para el intercambiador de tubos, pues mientras en aquel caso el uso de hielo líquido mejoraba las prestaciones del intercambiador bajo cualquier condición de funcionamiento — para un mismo valor de pérdida de presión aumentaba la potencia intercambiada al usar hielo líquido —, en el caso del *fan coil* sucede justo lo contrario.

Así, en la figura 6.20 puede verse claramente como por debajo del 15 % de hielo, la potencia obtenida empleando sólo la fase líquida⁴ supera a la obtenida empleando hielo líquido, mientras que la pérdida de presión es claramente inferior. Por encima del 15 % de hielo resulta más complicado establecer una comparación directa pues, aunque la potencia intercambiada es menor, también lo es la pérdida de presión, de forma que no es posible afirmar con rotundidad cual de los dos casos resulta más ventajoso.

Las conclusiones para la figura 6.21 son aun más claras pues para cualquier concentración se obtiene mayor potencia empleando sólo la fase líquida, siendo siempre la pérdida de presión sensiblemente inferior.

Parece que esta diferencia de comportamiento respecto al observado en el intercambiador de tubos concéntricos podría estar motivada por las particularidades geométricas del *fan coil*. Así, incluso bajo condiciones de funcionamiento que podrían considerarse normales — cuando no se detecta ninguna variación anormal en la pérdida de presión y por tanto puede asumirse que no se está produciendo el bloqueo de ninguno de los tubos —, la longitud equivalente del *fan coil* funcionando con hielo líquido es casi un 25 % superior a la que se tiene funcionando sin hielo, mientras que para el intercambiador de tubos se tenía el mismo valor con o sin hielo. Esta diferencia de comportamiento podría estar motivada por la existencia de los colectores de entrada y salida al *fan coil* que, debido a su geometría y al pequeño diámetro de los tubos, provocan una pérdida de presión proporcionalmente mucho mayor al trabajar con hielo líquido. Si además se produce el bloqueo de alguno de los tubos — como parece suceder en la figura 6.21 para concentraciones de hielo por encima del 18 % — la pérdida de presión aumenta aun más, siendo todavía más desaconsejable la aplicación directa de hielo líquido.

Por último, hay que destacar que los ensayos que se están comparando se realizaron con una temperatura de entrada de aire relativamente elevada — por encima de 20°C

⁴Aunque los gastos de hielo líquido y fase líquida comparados no son los mismos, la comparación es posible por ser similares los valores de potencia obtenidos en ambos casos.

6.5. APLICACIÓN DIRECTA vs INDIRECTA

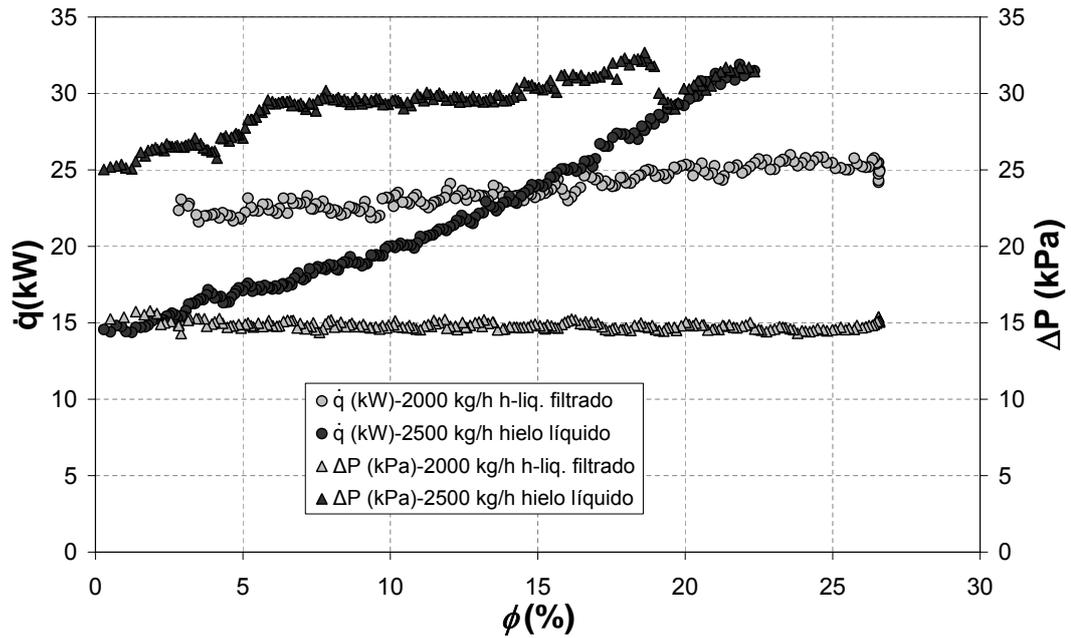


Figura 6.20.: Comparación del comportamiento obtenido para un gasto de fase líquida de 2000 kg/h con el obtenido para 2500 kg/h de hielo líquido.

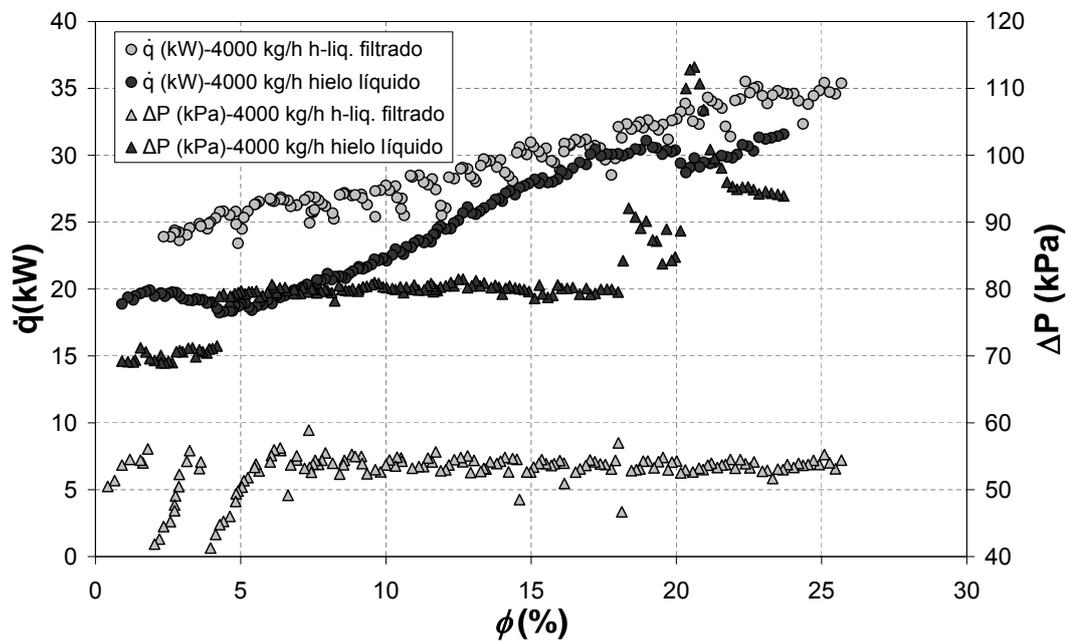


Figura 6.21.: Comparación del comportamiento obtenido para un gasto de fase líquida de 4000 kg/h con el obtenido para 4000 kg/h de hielo líquido.

6. APLICACIÓN EN UN FAN COIL

en todos los casos —, de forma que el salto térmico en el lado del líquido al usar la fase líquida es muy alto y no existe formación de escarcha sobre las aletas del *fan coil*. De esta forma, además de trabajar con una pérdida de presión menor en el lado del líquido, se trabaja con una mejor transmisión de calor en el lado del aire, aumentando así la potencia intercambiada a la vez que disminuye la pérdida de presión.

Sin embargo, en una aplicación diferente —por ejemplo en refrigeración de cámaras frigoríficas—, la temperatura de entrada del aire al *fan coil* será mucho más baja de forma que, incluso en una aplicación indirecta del hielo líquido, se producirá casi con total seguridad —dependiendo de la temperatura de entrada del aire— la formación de escarcha sobre las aletas. En ese caso, esa aplicación indirecta del hielo líquido ya no supondría una ventaja en las características de transmisión de calor en el lado del aire, siendo previsible que, en esas condiciones, el funcionamiento del *fan coil* con hielo líquido tienda a acercarse a su funcionamiento sin hielo⁵.

6.6. CONCLUSIONES

Las principales conclusiones que pueden obtenerse de los ensayos realizados en el *fan coil* son:

1. La aplicación directa de hielo líquido en el equipo ensayado da lugar a un funcionamiento muy inestable del mismo que desaconseja su uso, pues hace casi imposible conseguir una adecuada regulación de su funcionamiento, esencial tanto en aplicaciones de refrigeración como, especialmente, en aplicaciones de climatización.
2. El origen del funcionamiento inestable está en los colectores de entrada y salida empleados para repartir el flujo hacia los tubos que forman el intercambiador y que son muy proclives a originar tapones de hielo cuando por su interior circula hielo líquido. El uso de estos colectores es frecuente en este tipo de equipos, especialmente en las gamas de potencias medias o altas, en las que es necesario ir a baterías de gran número de tubos. Sería necesario modificar el diseño habitual del circuito hidráulico de los *fan coils* para adaptarlos a su uso con hielo líquido, lo que sin duda representa un serio inconveniente a la introducción del hielo líquido en este tipo de aplicaciones. Sólo se aconseja el uso directo de hielo líquido en *fan coils* que no utilicen los mencionados colectores, lo que en la práctica limita mucho su uso.
3. La aplicación indirecta del hielo líquido a través de su fase líquida no origina ningún problema en estos equipos pues, de hecho, están diseñados para ser usados con refrigerantes líquidos. Esta forma de aplicación permite trabajar a muy bajas temperaturas empleando concentraciones de anticongelante mucho menores que las que se necesitarían en ausencia de hielo y sobre todo, permite aprovechar las

⁵En cualquier caso, al ser peores las características de pérdida de presión con hielo líquido no es de esperar que el uso de hielo líquido llegue a mejorar el funcionamiento del *fan coil* respecto al que se tendría trabajando sin hielo.

6.6. CONCLUSIONES

ventajas que representa la utilización del hielo líquido en acumulación de frío, a la vez que no precisa ningún tipo de información adicional para el diseño y/o selección de los *fan coils*, por lo que se considera la forma de aplicación más recomendable para este tipo de intercambiadores de calor.

6. APLICACIÓN EN UN FAN COIL

7. CONCLUSIONES Y COMENTARIOS FINALES

En el Capítulo 1 de esta tesis se presentó una revisión de la situación actual de las técnicas de generación, almacenamiento y aplicación de hielo líquido, que se continuó en el Capítulo 2 con un análisis del estado del arte en el ámbito de las propiedades térmicas y fluido-dinámicas del hielo líquido, y se culminó con la determinación de las carencias en el ámbito de conocimiento tratado y la identificación de objetivos para la tesis.

Presentados en los capítulos precedentes los resultados del análisis experimental de los procesos de pérdida de presión y transmisión de calor con hielo líquido, con el que se ha pretendido dar respuesta a las necesidades detectadas, es necesario revisar el grado de cumplimiento de los objetivos marcados.

El primer objetivo parcial alcanzado ha sido el montaje y puesta a punto de una instalación experimental diseñada para la determinación de los coeficientes de pérdida de presión y transmisión de calor para el flujo de hielo líquido por el interior de tubos horizontales. En el Capítulo 3 se ha presentado una descripción detallada de los distintos elementos que componen la instalación experimental y de la instrumentación empleada, así como de los trabajos de puesta a punto de la instalación.

El núcleo de la tesis lo constituye el Capítulo 4, dedicado a los ensayos de pérdida de presión y transmisión de calor. En ese capítulo se describió el procedimiento experimental seguido para la obtención del coeficiente de pérdida de presión de Darcy y el número de Nusselt, se presentaron los resultados de esos ensayos y se plantearon los modelos propuestos para predecir el comportamiento térmico y fluido-dinámico del hielo líquido.

En el Capítulo 5 se ha comprobado la capacidad de los modelos propuestos para predecir el comportamiento de un intercambiador de calor de tubos concéntricos, y se han analizado las posibles ventajas que representa la aplicación del hielo líquido en este tipo de intercambiadores, cubriendo con ello el análisis del comportamiento del hielo líquido en posibles aplicaciones industriales para el enfriamiento de líquidos.

Por último, con el fin de contemplar también la posible aplicación del hielo líquido en la refrigeración de aire, en el Capítulo 6 se ha realizado un análisis similar para el caso de un *fan coil* funcionando con hielo líquido.

Como cierre de la tesis, en este capítulo se recogen las principales conclusiones obtenidas así como las aportaciones originales realizadas, algunas de las cuales han sido ya recogidas en forma de conclusiones parciales al final de los Capítulos 4, 5 y 6. Para mayor claridad en la exposición, la presentación de conclusiones se ha estructurado en cinco grupos:

7. CONCLUSIONES

1. Procedimiento experimental.
2. Modelo reológico y pérdida de presión para el hielo líquido.
3. Transmisión de calor con hielo líquido.
4. Pérdida de presión y transmisión de calor en un intercambiador de tubos concéntricos.
5. Pérdida de presión y transmisión de calor en un *fan coil*.

7.1. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL

1. Se ha realizado un análisis dimensional de los procesos de pérdida de presión y transmisión de calor para el flujo de hielo líquido por el interior de tubos horizontales. El proceso de pérdida de presión se ha caracterizado a través del coeficiente adimensional de pérdida de presión de Darcy, (λ), mientras que el proceso de transmisión de calor se ha caracterizado a través del número de Nusselt, (Nu). El análisis realizado ha permitido determinar que, tanto para la pérdida de presión como para la transmisión de calor, los parámetros adimensionales con mayor influencia sobre las características del proceso son el número de Reynolds (Re), el contenido en hielo (ϕ) y la relación entre el diámetro medio de los cristales de hielo y el diámetro de la tubería (d/D).
2. En base a la información obtenida del análisis dimensional, se ha diseñado, construido y puesto a punto una instalación experimental para la generación, almacenamiento y ensayo de hielo líquido. Esta instalación permite determinar la influencia que sobre los valores del número de Nusselt y el coeficiente de Darcy tienen los valores de número de Reynolds, contenido en hielo y relación de diámetros.
3. La instalación permite generar, a partir de una disolución de agua y NaCl al 9 %, hielo líquido con un tamaño medio de cristales de $500 \mu\text{m}$, controlar la concentración del hielo líquido generado y mantener el contenido en hielo estable durante periodos de tiempo suficientemente amplios para permitir la realización de los ensayos. Al ser el tamaño de los cristales de hielo constante, el control del valor de la relación de diámetros se ha realizado variando el diámetro de los tubos ensayados; para ello, la instalación dispone de tuberías de distinto material —PVC y acero inoxidable 316L— con diámetros interiores comprendidos entre 16 y 36 mm. El valor del número de Reynolds se ha controlado actuando sobre el caudal de hielo líquido impulsado a cada tubo ensayado. Finalmente y aunque la mayoría de los tubos ensayados han sido lisos, se ha ensayado también un tubo corrugado para analizar si son extrapolables a este caso las conclusiones obtenidas en tubo liso. Los rangos de variación de los distintos parámetros analizados han sido:

Tipo de ensayo	Re	ϕ	d/D
Pérdida de presión	4000 ÷ 52000	0,05 ÷ 0,25	0,014 ÷ 0,031
Transmisión de calor	4000 ÷ 32000	0,05 ÷ 0,25	0,031

- Se ha definido el procedimiento experimental para la determinación del contenido en hielo del hielo líquido ensayado y se ha determinado que la incertidumbre máxima asociada al proceso de medida empleado puede llegar casi al 20 % de la medida para concentraciones de hielo bajas, quedando por debajo del 10 % de la medida para concentraciones de hielo por encima del 10 %.
- Se han definido los procedimientos experimentales para la determinación del coeficiente de pérdida de presión de Darcy y el número de Nusselt y se han determinado las incertidumbres en la obtención de sus valores. Las incertidumbres máximas asociadas a cada uno de los parámetros adimensionales obtenidos son:

Tipo de ensayo	Incertidumbre
Pérdida de presión	$u(\lambda) = 2,3\%$
Transmisión de calor	$u(\text{Nu}) = 7,5\%$

- Como anexo a la instalación principal, se han diseñado, ejecutado y puesto a punto dos instalaciones experimentales para la realización de ensayos de pérdida de presión y transmisión de calor en un intercambiador de tubos concéntricos corrugados y en un *fan coil*. El objetivo de estas instalaciones es contrastar en aplicaciones reales la validez de los resultados obtenidos de los ensayos en tubos.

7.2. APORTACIONES EN RELACIÓN CON LA PÉRDIDA DE PRESIÓN

Se ha realizado un estudio experimental en el que se ha analizado la influencia que sobre el proceso de pérdida de presión tienen los valores de número de Reynolds, (Re), contenido en hielo, (ϕ) y relación de diámetros (d/D). Los resultados de los ensayos se han empleado para caracterizar el comportamiento reológico del hielo líquido y obtener una expresión analítica para el coeficiente de pérdida de presión de Darcy basada en el modelo reológico desarrollado.

Alternativamente se han obtenido de forma directa los valores del coeficiente de Darcy deducidos a partir de los datos experimentales de pérdida de presión y se han correlacionado con los parámetros de influencia (Re_{ref} , ϕ y d/D). Ante la falta de precisión en

7. CONCLUSIONES

la obtención experimental de la viscosidad efectiva del hielo líquido, el número de Reynolds empleado en esta correlación directa se calcula a partir de los datos de densidad y viscosidad dinámica correspondientes a la disolución empleada para la generación del hielo líquido a una temperatura de referencia de 0°C.

7.2.1. MODELO REOLÓGICO

El análisis del comportamiento reológico del hielo líquido a partir de los datos de pérdida de presión revela que el modelo de Herschel-Bulkley es el único capaz de adaptarse a todo el rango de velocidades de cizalladura ensayados, si bien en la zona de bajas velocidades de cizalladura el comportamiento del fluido responde mejor a un modelo de Bingham, mientras que en la zona de altas velocidades de cizalladura responde mejor a un modelo potencial.

Se propone un modelo general, válido para todo el rango de ensayos cubierto, y una adaptación del modelo para las zonas de baja y alta velocidad de cizalladura.

Modelo general

Para la descripción del comportamiento reológico del hielo líquido en todo el rango de velocidades de cizalladura cubierto en los ensayos realizados se propone el uso del modelo de Herschel-Bulkley. La expresión del modelo y los parámetros de ajuste en función de las características del hielo líquido se recogen en el siguiente cuadro:

$$\tau_w = \tau_y + K \dot{\gamma}_w^p \quad (7.1)$$

donde:

$$\circ \tau_y = 0,083 (d/D)^{-0,19} \cdot 10^{5\phi}$$

$$\circ K = 7,1 \cdot 10^{-6} (d/D)^{-0,77}$$

$$\circ p = 1,377 (d/D)^{-0,07}$$

Modelo de Herschel-Bulkley adaptado a baja velocidad de cizalladura

Para bajas velocidades de cizalladura se propone la siguiente adaptación del modelo:

$$\tau_w = \tau_{yB} + K_B \dot{\gamma}_w^{p_B} \quad (7.2)$$

donde:

$$\circ \tau_{yB} = \tau_y$$

$$\circ K_B = K^{1/p}$$

$$\circ p_B = 1$$

Modelo de Herschel-Bulkley adaptado a alta velocidad de cizalladura

Para altas velocidades de cizalladura se propone la siguiente adaptación del modelo:

$$\tau_w = \tau_{yA} + K_A \dot{\gamma}_w^{p_A} \quad (7.3)$$

donde:

- $\tau_{yA} = 0$
- $K_A = K$
- $p_A = p$

7.2.2. OBTENCIÓN DEL COEFICIENTE DE PÉRDIDA DE PRESIÓN

La obtención del coeficiente adimensional de pérdida de presión de Darcy se ha conseguido a través de dos métodos alternativos.

En primer lugar se ha obtenido una determinación analítica, basada en las expresiones propuestas en la bibliografía [26] para el modelo reológico desarrollado.

Alternativamente se han obtenido de forma directa los valores del coeficiente de Darcy deducidos a partir de los datos experimentales de pérdida de presión y se han correlacionado con los parámetros de influencia (Re_{ref} , ϕ y d/D).

Expresiones basadas en el modelo reológico

La adaptación del modelo de Herschel-Bulkley a la zona de baja velocidad de cizalladura responde a un modelo de Bingham, mientras que la adaptación a la zona de alta velocidad responde a un modelo potencial, de forma que, a partir de las expresiones propuestas por Darby [26], es posible obtener una expresión para el coeficiente de Darcy en cada una de esas zona.

Régimen laminar:

$$\lambda = \frac{64}{Re_{HBB}} \left[1 + \frac{He_{HBB}}{6Re_{HBB}} - \frac{64He_{HBB}^4}{3\lambda Re_{HBB}^7} \right] \quad (7.4)$$

donde:

- $Re_{HBB} = \frac{\rho_{hl} v D}{K_B}$
- $He_{HBB} = \frac{D^2 \rho_{hl} \tau_{yB}}{K_B^2}$

7. CONCLUSIONES

Régimen turbulento:

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}_{HBA}} \quad (7.5)$$

donde:

$$\circ \text{Re}_{HBA} = \frac{8 \cdot D^{p_A} \cdot v^{(2-p_A)} \cdot \rho_{hl}}{K_A [2((3p_A+1)/p_A)]^{p_A}}$$

De acuerdo con las expresiones obtenidas, los valores de λ en la zona de alta velocidad de cizalladura son proporcionales a la velocidad del flujo elevada a $-0,19$. Esta es una relación que puede considerarse habitual en flujo turbulento, lo que justifica que se haya identificado la zona de alta velocidad de cizalladura como región turbulenta y la zona de baja velocidad de cizalladura como región laminar.

Expresiones obtenidas por correlación directa de datos experimentales

Los valores del coeficiente de Darcy pueden obtenidos de forma experimental a partir de la pérdida de presión pueden correlacionarse directamente con los datos experimentales de Reynolds, ϕ y d/D . Sin embargo, para la obtención del número de Reynolds es necesario conocer el valor de la viscosidad del hielo líquido. Ante la falta de precisión en la obtención experimental de esa viscosidad, el número de Reynolds empleado para la correlación directa de datos se calcula a partir de los datos de densidad y viscosidad dinámica correspondientes a la disolución empleada para la generación del hielo líquido a una temperatura de referencia de 0°C .

Régimen laminar:

$$\lambda = A \cdot \text{Re}_{ref}^a \quad (7.6)$$

donde:

$$\circ \text{Re}_{ref} = \frac{\rho_{ref} v D}{\mu_{ref}}$$

$$\circ A = 0,24 \cdot 10^{-3} (1 - 0,1\phi) B^{1,8112} [3,95 (d/D)^{0,678}] \exp [(a + 1) b]$$

$$\circ a = [0,1427 - 0,174 \ln(B)]$$

$$\circ B = 1,295 \cdot D^2 \cdot \rho_{ref} \cdot e^b \cdot 10^{5\phi} \mu_{ref}^{-2} (d/D)^{1,166}$$

$$\circ b = (0,22435 - 0,308 \cdot 10^{-3} \rho_{ref}) \phi$$

Régimen turbulento:

$$\lambda = c \cdot 0,316 \cdot \text{Re}_{ref}^{-0,25d} \quad (7.7)$$

donde:

- $c = 1,4074 (1 - 0,1\phi) \exp(-7,185\phi)$
- $d = 1,1 - 2,847\phi$

7.2.3. COEFICIENTE DE PÉRDIDA DE PRESIÓN PARA TUBO CORRUGADO

Se han realizado ensayos de pérdida de presión en un tubo de acero corrugado, con el objetivo de comparar los resultados con los obtenidos en tubo liso y tratar de analizar si las ventajas que los tubos corrugados presentan para flujo monofásico son extrapolables al flujo con hielo líquido o si las conclusiones obtenidas para el flujo de hielo líquido a través de tubos lisos son extrapolables al caso de tubos corrugados.

En régimen laminar, el comportamiento del fluido es cualitativamente similar al observado en tubo liso, si bien los datos experimentales obtenidos no permiten obtener una expresión con la que predecir el comportamiento del fluido.

En régimen turbulento, se propone emplear directamente la expresión presentada por Vicente [106] para predecir el coeficiente de pérdida de presión en régimen turbulento para el flujo de hielo líquido por el interior de un tubo corrugado, si bien empleando los valores de Reynolds correspondientes a las condiciones de referencia (disolución a 0°C):

$$\lambda = 6,12\kappa^{0,46} \text{Re}_{ref}^{-0,16} \quad (7.8)$$

7.2.4. CONCLUSIONES RELATIVAS A LA PÉRDIDA DE PRESIÓN

1. Se ha hecho un estudio experimental del comportamiento reológico, llegándose a la conclusión de que los modelos más habitualmente empleados para describir el comportamiento del hielo líquido —los modelos de Bingham y de Casson— no son capaces de describir el comportamiento del hielo líquido a lo largo de todo el rango de ensayos cubierto. Se ha propuesto el modelo de Herschel-Bulkley como el único capaz de describir el comportamiento del hielo líquido en todo el rango de ensayos.
2. Los resultados muestran que, para todo el rango de ensayos cubierto, el comportamiento reológico del hielo líquido está influido, además de por su contenido en

7. CONCLUSIONES

hielo, por la relación entre el diámetro medio de los cristales de hielo y el diámetro del tubo.

3. En la zona de baja velocidad de cizalladura, la relación entre el esfuerzo cortante y la velocidad de cizalladura es prácticamente lineal, existiendo una tensión de fluencia que determina el comportamiento del fluido. Se define para esta zona un modelo de Herschel-Bulkley de baja velocidad de cizalladura, que en la práctica supone ajustar el comportamiento del fluido a un modelo de Bingham.
4. En condiciones de alta velocidad de cizalladura, la relación entre el esfuerzo cortante y la velocidad de cizalladura es prácticamente potencial, pudiendo considerarse despreciable la influencia de la tensión de fluencia. Se define para esta zona un modelo de Herschel-Bulkley de alta velocidad de cizalladura, que en la práctica supone ajustar el comportamiento del fluido a un modelo potencial.
5. A partir de las ecuaciones de los modelos reológicos propuestos, es posible obtener una expresión general para el coeficiente de pérdida de presión de Darcy en cada una de las dos zonas consideradas. Los valores obtenidos para los parámetros de ajuste del modelo reológico propuesto revelan que, en la zona de baja velocidad de cizalladura, $\lambda \propto v^{-1}$, mientras que en la zona de alta velocidad de cizalladura, $\lambda \propto v^{-0,19}$. Estas son relaciones habituales en flujo laminar y turbulento respectivamente, lo que permite identificar la zona de baja velocidad de cizalladura con régimen laminar y la zona de alta velocidad de cizalladura con régimen turbulento.
6. Se ha propuesto un modelo de fácil aplicación práctica, capaz de predecir el valor del coeficiente de pérdida de presión a partir del contenido en hielo, la relación de diámetros d/D y un número de Reynolds basado en las propiedades del fluido portador, sin necesidad de conocer el comportamiento reológico del hielo líquido.
7. En régimen laminar, es el contenido en hielo el parámetro que tiene mayor influencia sobre el comportamiento del hielo líquido, siendo mucho menor la influencia de la relación de diámetros.
8. En régimen turbulento la tendencia anterior se invierte, de forma que el parámetro de mayor influencia es la relación de diámetros, siendo el comportamiento del fluido prácticamente independiente del contenido en hielo.
9. El comportamiento del hielo líquido en el tubo corrugado ensayado es completamente distinto al obtenido en tubos lisos. Los datos obtenidos en los ensayos no permiten obtener conclusiones definitivas, si bien se pueden extraer algunas conclusiones parciales:
 - a) De forma parecida a lo que ocurre con flujo monofásico, para concentraciones de hielo hasta el 20 %, las diferencias de comportamiento entre la región laminar y la turbulenta son mucho más suaves que para el caso del tubo liso.

- b) En régimen laminar la influencia del contenido en hielo es similar a la observada para tubo liso, con aumentos graduales en el valor de λ al aumentar la concentración de hielo. Sin embargo, al pasar la concentración de hielo del 20 al 25 %, se produce un fuerte incremento en los valores de λ no detectado en el caso del tubo liso.
- c) En régimen turbulento, al igual que para tubo liso, la influencia del contenido en hielo es prácticamente despreciable.

7.3. APORTACIONES EN RELACIÓN CON LA TRANSMISIÓN DE CALOR

Empleando dos tubos de acero inoxidable 316L, uno liso y otro corrugado, ambos de 18 mm de diámetro interior, se han realizado ensayos experimentales en los que se ha analizado la influencia que tienen los valores de número de Reynolds y contenido en hielo sobre el proceso de transmisión de calor.

A partir de los datos obtenidos experimentalmente se han calculado los valores de número de Nusselt y se han correlacionado directamente con los datos de Re_{ref} y d/D .

7.3.1. DETERMINACIÓN DEL NÚMERO DE NUSSELT

Para la determinación experimental del número de Nusselt, los ensayos se realizan bajo condiciones de flujo de calor uniforme, aplicando calor en la pared de los tubos por efecto Joule. Para asegurar que el contenido en hielo en el punto de medida permanece constante, se regula la potencia eléctrica aplicada de forma que la variación en el contenido en hielo entre la entrada y la salida de la sección de ensayos térmicos sea $\phi_{ent} - \phi_{sal} = 0,01$.

Tubo liso

$$Nu_{hl} = (0,845 - 1,216\phi) Nu_{ref} \quad (7.9)$$

donde:

$$\circ Nu_{ref} = 0,0344 (Re_{ref} - 1500)^{0,78} Pr_{ref}^{0,37}$$

Tubo corrugado

$$Nu_{hl} = (0,892 - 1,824\phi) Nu_{ref} \quad (7.10)$$

donde:

$$\circ Nu_{ref} = 0,374\kappa^{0,25} (Re_{ref} - 1500)^{0,74} Pr_{ref}^{0,44}$$

7. CONCLUSIONES

7.3.2. CONCLUSIONES RELATIVAS A LA TRANSMISIÓN DE CALOR

1. Se ha realizado un estudio experimental del proceso de transmisión de calor con hielo líquido, tanto en tubo liso como en tubo corrugado. Este estudio ha mostrado que la presencia de hielo afecta negativamente al valor del número de Nusselt. Para todo el rango de Reynolds ensayado, el valor del Nusselt disminuye al aumentar ϕ , tanto en tubo liso como en tubo corrugado.
2. El comportamiento es similar para los dos tipos de tubos, disminuyendo el valor del Nusselt al aumentar el contenido en hielo, si bien esa disminución es más acusada en el caso del tubo corrugado.
3. En términos generales, el comportamiento térmico concuerda con el comportamiento reológico del fluido, pudiendo apreciarse tanto para tubo liso como para tubo corrugado un comportamiento diferenciado entre la zona de régimen laminar y la turbulenta.
4. La disminución observada en el valor del número de Nusselt como consecuencia de la presencia de hielo, se ve en gran medida compensada por el aumento en la conductividad térmica del hielo líquido respecto a la disolución de partida. En la práctica, aunque efectivamente hay un descenso en las condiciones de transmisión de calor respecto a las que se tendrían para la disolución de partida —descenso en el valor del coeficiente de transmisión de calor por convección, h —, este descenso es mucho menos acusado que el descenso en el valor del número de Nusselt.
5. Aunque, para la zona de régimen turbulento, los valores de h se mantienen por debajo de los correspondientes a flujo monofásico en los dos tubos ensayados, el comportamiento del tubo liso es distinto al del tubo corrugado
 - a) Para tubo liso, aunque el valor de h es casi independiente del contenido en hielo, aumenta ligeramente al aumentar el contenido en hielo.
 - b) Para tubo corrugado y flujo turbulento, el valor de h disminuye al aumentar ϕ . Además, para tubo corrugado el descenso en el valor de h respecto a flujo monofásico es proporcionalmente mayor que para tubo liso.
6. En régimen laminar, el comportamiento es similar para los dos tubos ensayados, con valores de h que aumentan al aumentar ϕ . Al disminuir Re_{ref} , en los dos tipos de tubo, los valores de h llegan incluso a superar a los valores correspondientes a flujo monofásico.
7. Para flujo monofásico, los tubos corrugados presentan sus mayores ventajas en condiciones de flujo turbulento. Sin embargo, los resultados obtenidos muestran que, mientras respecto al proceso de pérdida de presión, el comportamiento de estos tubos es similar al de los tubos lisos —en ambos casos, para flujo turbulento

la pérdida de presión es casi independiente del contenido en hielo—, respecto al proceso de transmisión de calor el comportamiento de los tubos corrugados es opuesto al de los tubos lisos —para régimen turbulento se produce un empeoramiento de las características de transmisión de calor al aumentar el contenido en hielo—. Será necesario seguir trabajando en la caracterización de este tipo de tubos para poder obtener conclusiones definitivas que permitan determinar si su uso resulta beneficioso en aplicaciones de hielo líquido.

8. Es necesario seguir ahondando en la línea de investigación abierta para tratar de aclarar la influencia de aquellos factores que no se han podido tener en cuenta en este trabajo. Especial atención merece el análisis de la influencia de la relación de diámetros d/D en las características del proceso de transmisión de calor.

7.4. CARACTERIZACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DE UN INTERCAMBIADOR DE TUBOS CONCÉNTRICOS CORRUGADOS

1. Se ha hecho un estudio experimental de los procesos de pérdida de presión y transmisión de calor en un intercambiador de calor doble de tubos concéntricos corrugados al emplear como fluido frío hielo líquido con distintos contenidos en hielo y como fluido caliente agua a 10°C.
2. Se han comparado los resultados experimentales de pérdida de presión y calor intercambiado con las predicciones teóricas obtenidas empleando las expresiones obtenidas de los ensayos básicos de pérdida de presión y transmisión de calor en tubo corrugado. Se ha obtenido un excelente nivel de concordancia entre ambos resultados, que valida la aplicabilidad de las expresiones para la predicción del comportamiento de un intercambiador de calor en condiciones reales de funcionamiento.
3. Se ha demostrado que los criterios de evaluación de la mejora habitualmente manejados en la bibliografía especializada para evaluar, en intercambiadores de calor, el beneficio que representa el empleo de una cierta técnica de mejora, no se pueden aplicar para evaluar la posible mejora que representa el uso del hielo líquido respecto a otros refrigerantes secundarios monofásicos.
4. Se ha realizado una comparación del funcionamiento del intercambiador estudiado con aplicación directa frente al funcionamiento con aplicación indirecta —sólo su fase líquida— de hielo líquido. Para ello se han analizado numéricamente 1225 condiciones de funcionamiento distintas; para cada situación se ha obtenido la potencia total intercambiada con aplicación directa de hielo líquido, se ha calculado el caudal de fase líquida para el que se produciría la misma pérdida de presión y se ha obtenido la potencia total intercambiada en ese caso, obteniendo como re-

7. CONCLUSIONES

sultado del análisis el porcentaje de variación en la potencia total intercambiada. Las principales conclusiones obtenidas de ese análisis son:

- a) Para todos los casos analizados, la aplicación directa de hielo líquido permite mejorar la potencia total intercambiada para un mismo valor de pérdida de presión. Sin embargo, el porcentaje de mejora en la potencia intercambiada no alcanza en ningún caso valores superiores al 15 %, permaneciendo por debajo del 5 % en más de la mitad de las situaciones consideradas.
- b) La ventaja que representa la aplicación directa del hielo líquido depende de los gastos de hielo líquido y fluido caliente, de la temperatura inicial del fluido caliente y del contenido en hielo del hielo líquido.
- c) Independientemente del contenido inicial en hielo, la ventaja que representa la aplicación directa de hielo líquido aumenta al aumentar el gasto de fluido caliente. Para valores medios y altos de gasto de fluido caliente, la influencia de este parámetro es en general mucho menor que para gastos bajos.
- d) La ventaja que supone la aplicación directa del hielo líquido disminuye al aumentar el gasto másico de hielo líquido — o su fase líquida — en circulación.
- e) La concentración óptima de hielo depende de la diferencia entre las temperaturas de entrada de fluido caliente y frío aumentando el valor de concentración óptima según aumenta la diferencia de temperaturas.

7.5. CARACTERIZACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DE UN *FAN COIL*

1. Se ha hecho un estudio experimental de los procesos de pérdida de presión y transmisión de calor en un *fan coil* trabajando con hielo líquido como fluido refrigerante.
2. La aplicación directa de hielo líquido en el equipo ensayado da lugar a un funcionamiento muy inestable del mismo que ha impedido contrastar la validez de las expresiones teóricas desarrolladas para la predicción de los valores de pérdida de presión y transmisión de calor.
3. Para adaptarlos a su uso con hielo líquido, sería necesario modificar el diseño habitual del circuito hidráulico de los *fan coils*, eliminando los colectores de entrada y salida habitualmente empleados.
4. Se desaconseja la aplicación directa del hielo líquido en este tipo de equipos, pues resulta casi imposible conseguir una adecuada regulación de su funcionamiento, esencial tanto en aplicaciones de refrigeración como, especialmente, en aplicaciones de climatización.
5. Sólo se aconseja el uso directo de hielo líquido en *fan coils* que no utilicen los mencionados colectores de entrada/salida, lo que en la práctica limita mucho su

7.6. LA APLICACIÓN INDIRECTA DEL HIELO LÍQUIDO COMO ALTERNATIVA

uso, representando un serio inconveniente a la introducción del hielo líquido en este tipo de aplicaciones.

6. La aplicación indirecta del hielo líquido a través de su fase líquida no origina ningún problema en estos equipos pues, de hecho, están diseñados para ser usados con refrigerantes líquidos. Esta forma de aplicación permite trabajar a muy bajas temperaturas empleando concentraciones de anticongelante mucho menores que las que se necesitarían en ausencia de hielo y sobre todo, permite aprovechar las ventajas que representa la utilización del hielo líquido en acumulación de frío, a la vez que no precisa ningún tipo de información adicional para el diseño y/o selección de los *fan coils*, por lo que es la forma de aplicación más recomendable para este tipo de intercambiadores de calor.

7.6. LA APLICACIÓN INDIRECTA DEL HIELO LÍQUIDO COMO ALTERNATIVA

Los resultados de los ensayos básicos de pérdida de presión y transmisión de calor en tubos muestran que la aplicación indirecta de hielo líquido debe ser siempre tenida en cuenta como posible alternativa a su aplicación directa.

En régimen laminar, el uso directo del hielo líquido supone una ligera ventaja en las características de la transmisión de calor, que se ve claramente superada por el fuerte incremento en la pérdida de presión, desaconsejándose en la mayoría de los casos la aplicación directa de hielo líquido en estas condiciones.

En régimen turbulento se produce un ligero incremento en la pérdida de presión acompañado por un ligero descenso en la transmisión de calor. Sin embargo, la alta capacidad térmica del hielo líquido permite conseguir una mayor diferencia de temperaturas media efectiva en cualquier tipo de intercambiador de calor que, en muchos casos, puede compensar las desventajas en las características de los procesos de pérdida de presión y transmisión de calor.

Aunque en la mayoría de los casos, las diferencias entre un tipo de aplicación u otra son relativamente poco importantes, existen sin embargo otros muchos factores más difíciles de cuantificar, pero que es necesario evaluar en cada aplicación antes de decidir que forma de uso del hielo líquido resulta más ventajosa. Entre esos factores cabe destacar:

- La aplicación directa de hielo líquido requiere de un sistema de agitación que, por un lado encarece la instalación y por otro representa un consumo energético que es necesario evaluar.
- En instalaciones con muchas derivaciones y/o en las que el control de la capacidad de la instalación obligue a fuertes variaciones de caudal, es posible que la aplicación directa de hielo líquido pueda acarrear problemas de separación de fases y formación de taponamientos en algunas zonas del circuito.

7. CONCLUSIONES

- En aplicación indirecta de hielo líquido, la temperatura con la que el fluido sale de la aplicación es sensiblemente superior a la que se tiene en aplicación directa. Dependiendo de la gestión que se realice sobre el sistema de producción de hielo líquido, esto puede representar una ventaja en la eficiencia de la instalación. Si en lugar de retornar todo el fluido al tanque de almacenamiento, se lleva parte hacia el equipo de generación, una mayor temperatura de entrada del fluido permite una mayor temperatura de evaporación y por tanto una mejor eficiencia de la máquina frigorífica.
- Dependiendo de la configuración de la instalación, la aplicación directa de hielo líquido puede suponer una importante ventaja en la simplificación del trazado de la red de tuberías y en la reducción de metros de tubería, que puede llevar asociada una menor pérdida de presión y por tanto unos menores requisitos de potencia de bombeo. Como se presentó en el Capítulo 1, el uso del hielo líquido posibilita, gracias a su alta capacidad frigorífica, que la temperatura del fluido permanezca casi invariable durante su fusión, de forma que en aquellas instalaciones en las que existen varias cargas térmicas alimentadas en serie es posible sustituir los sistemas a dos tubos empleados en instalaciones de refrigerantes secundarios monofásicos, por sistemas de tubo único (ver figura 1.11), con la consiguiente reducción en la longitud de tubería necesaria y la posibilidad de reducir la potencia de bombeo necesaria.

7.7. CONCLUSIONES FINALES

El trabajo realizado durante el desarrollo de esta tesis ha permitido dar cumplimiento a los objetivos inicialmente planteados, tanto a los de carácter general, como a los objetivos parciales.

Los objetivos generales planteados para la tesis fueron:

- *Proporcionar la información básica de diseño que permita dimensionar tanto las redes de distribución como los equipos de aplicación de hielo líquido y*
- *Proporcionar las herramientas que permitan cuantificar de forma precisa las ventajas que supone el uso del hielo líquido en sustitución de otros refrigerantes secundarios.*

El desarrollo de una compleja instalación experimental —primer objetivo parcial— en la que se han caracterizado los procesos de pérdida de presión —segundo objetivo parcial— y transmisión de calor —tercer objetivo parcial— ha permitido obtener las correlaciones presentadas en el Capítulo 4 para la obtención del coeficiente de pérdida de presión y el número de Nusselt en función de los parámetros de influencia. La obtención de estas correlaciones ha dado debido cumplimiento a los dos objetivos generales planteados, pues además de proporcionar la información necesaria para el diseño de las instalaciones, permite predecir el comportamiento de un equipo funcionando con

hielo líquido y por tanto compararlo con el que se obtendría empleando cualquier otro refrigerante secundario.

El análisis experimental de dos tipos distintos de intercambiadores de calor –cuarto y último objetivo parcial— ha permitido demostrar que, bajo condiciones estables de funcionamiento, las expresiones desarrolladas permiten predecir con fiabilidad el comportamiento térmico e hidráulico de los intercambiadores analizados. Los resultados muestran que, en estos casos, la aplicación directa del hielo líquido mejora las prestaciones del intercambiador. En aquellas condiciones en las que la aplicación directa del hielo líquido provoca un funcionamiento inestable del equipo, se propone la aplicación indirecta como alternativa que, aunque no mejora las prestaciones del intercambiador, permite aprovechar la ventaja de la alta capacidad de acumulación térmica asociada al uso del hielo líquido.

Por último, aunque se ha demostrado que no es posible establecer criterios generales de comparación entre el hielo líquido y los refrigerantes monofásicos, es posible analizar con detalle cada caso concreto empleando las correlaciones presentadas en esta tesis para cuantificar las ventajas que representa el uso del hielo líquido en sustitución de otros refrigerantes.

7.8. FUTURAS INVESTIGACIONES

Esta tesis doctoral supone el inicio de una línea de investigación dentro del campo de la aplicación del hielo líquido, que ha permitido desarrollar una instalación experimental preparada para la investigación de las propiedades de distintos tipos de hielo líquido, además de proporcionar una base bibliográfica muy importante.

Los trabajos futuros se deben centrar en varias líneas de investigación que han quedado abiertas:

- Analizar la influencia del parámetro d/D en el proceso de transmisión de calor.
- Analizar la influencia de la concentración de anticongelante, γ , tanto en la pérdida de presión como en la transmisión de calor.
- Analizar la influencia del tipo de anticongelante empleado.
- Desarrollar y validar un modelo numérico de simulación de los procesos estudiados.

Además se considera muy interesante ampliar la línea de investigación para, además de la aplicación, analizar con detalle el proceso de generación de hielo líquido.

7. CONCLUSIONES

A. CÁLCULO DE INCERTIDUMBRES

El cálculo de las incertidumbres asociadas a las distintas variables medidas se ha realizado siguiendo el procedimiento descrito en la *Guide to the expression of uncertainty in measurement* [49]. De acuerdo con ese procedimiento, la incertidumbre estándar combinada de una medida, y , dependiente de varias variables no correlacionadas x_i , se puede obtener como:

$$u_c^2(y) = \sum_{i=1}^n \left[\frac{\partial f}{\partial x_i} \right]^2 u^2(x_i) \quad (\text{A.1})$$

donde

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (\text{A.2})$$

y $u(x_i)$ es la incertidumbre estándar asociada a cada una de las variables empleadas en la obtención de la magnitud medida.

Para una variable x_i estimada a partir de n observaciones independientes ($x_i = \bar{X}_i$) se habla de evaluación Tipo A de la incertidumbre estándar, que se obtiene como la desviación estándar de las medidas realizadas:

$$u(x_i) = s(\bar{X}_i) = +\sqrt{\frac{s^2(X_{i,k})}{n}} = +\sqrt{\frac{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (X_{i,k} - \bar{X}_i)^2}{n}} \quad (\text{A.3})$$

Cuando las variables no se obtienen por repetición de medidas experimentales, se habla de evaluación Tipo B y en ese caso la incertidumbre estándar se evalúa siguiendo un criterio científico basado en la información disponible sobre la variabilidad de X_i . Esta información puede provenir de:

- Datos de medidas anteriores.
- Experiencia o conocimiento general del comportamiento y propiedades de los materiales e instrumentos.
- Especificaciones técnicas de los fabricantes.
- Certificados de calibración y similares.
- Incertidumbres asignadas a datos de referencia tomados de *handbooks*.

A.1. INCERTIDUMBRE EN LA DETERMINACIÓN DEL CONTENIDO EN HIELO

Según se presentó en el Capítulo 3, la obtención del contenido en hielo se ha realizado simultáneamente mediante dos técnicas distintas, una basada en la determinación experimental de la temperatura y densidad y la otra basada únicamente en la medición de la temperatura del hielo líquido.

Determinación basada en la medida de densidad y temperatura

El contenido en hielo se puede obtener a partir de su densidad y la de cada una de las fases que lo componen:

$$\phi = \frac{\rho_h (\rho_{fl} - \rho_{hl})}{\rho_{hl} (\rho_{fl} - \rho_h)} \quad (\text{A.4})$$

De acuerdo con la expresión (A.1), la incertidumbre estándar combinada para la estimación del contenido en hielo a partir de los datos de densidad será:

$$u(\phi) = \left[\left(\frac{\partial \phi}{\partial \rho_h} \right)^2 u^2(\rho_h) + \left(\frac{\partial \phi}{\partial \rho_{hl}} \right)^2 u^2(\rho_{hl}) + \left(\frac{\partial \phi}{\partial \rho_{fl}} \right)^2 u^2(\rho_{fl}) \right]^{1/2} \quad (\text{A.5})$$

donde los valores de las derivadas parciales pueden deducirse de la ecuación (A.4):

$$\frac{\partial \phi}{\partial \rho_h} = \frac{\rho_{fl} (\rho_{fl} - \rho_{hl})}{\rho_{hl} (\rho_{fl} - \rho_h)^2} \quad (\text{A.6})$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial \rho_{hl}} = \frac{-\rho_h \rho_{fl}}{\rho_{hl}^2 (\rho_{fl} - \rho_h)} \quad (\text{A.7})$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial \rho_{fl}} = \frac{\rho_h (\rho_{hl} - \rho_h)}{\rho_{hl} (\rho_{fl} - \rho_h)^2} \quad (\text{A.8})$$

y la densidad del hielo se ha obtenido en función de la temperatura de la mezcla:

$$\rho_h = 917 - 0,1403T \quad (\text{A.9})$$

Asignando una incertidumbre de $\pm 0,5 \text{ kg/m}^3$ a la expresión (A.9), la incertidumbre en la determinación de la densidad del hielo será:

$$u(\rho_h) = 0,5 + [0,1403^2 u^2(T)]^{1/2} = \pm 0,51403 \text{ kg/m}^3 \quad (\text{A.10})$$

siendo $u(T)$ la incertidumbre en la medida de la temperatura que, para la precisión del instrumento empleado es $u(T) = \pm 0,1^\circ\text{C}$.

La incertidumbre en la medición de la densidad del hielo líquido depende de la pre-

cisión del instrumento empleado en su determinación, en este caso un caudalímetro de efecto Coriolis con $u(\rho_{hl}) = \pm 0,5 \text{ kg/m}^3$.

La densidad de la fase líquida se obtiene a partir de su temperatura, empleando la expresión obtenida experimentalmente a partir de los datos de densidad y temperatura. Por tanto, la incertidumbre de la medida de densidad de la fase líquida dependerá de la incertidumbre asociada a la medición de la temperatura ($u(T) = \pm 0,1^\circ\text{C}$) y de la incertidumbre asociada a la regresión matemática empleada.

Todos los ajustes experimentales presentados en este apéndice se han ajustado a polinomios de segundo grado:

$$y = ax^2 + bx + c \quad (\text{A.11})$$

Dado que las correlaciones se realizan a partir de datos experimentales cuyos valores no son por tanto exactos, los parámetros de ajuste a , b y c tampoco serán valores exactos, sino que tienen asociada una incertidumbre $u(a)$, $u(b)$ y $u(c)$, que puede ser fácilmente calculada aplicando la ecuación (A.1) si se conocen las expresiones matemáticas de estos parámetros.

Las expresiones de los parámetros a , b y c , correspondientes a una regresión cuadrática, se pueden obtener como [89]:

$$a = \frac{S(x^2y)S(xx) - S(xy)S(xx^2)}{S(xx)S(x^2x^2) - [S(xx^2)]^2} \quad (\text{A.12})$$

$$b = \frac{S(xy)S(x^2x^2) - S(x^2y)S(xx^2)}{S(xx)S(x^2x^2) - [S(xx^2)]^2} \quad (\text{A.13})$$

$$c = \frac{\sum y}{n} - b \frac{\sum x}{n} - a \frac{\sum x^2}{n} \quad (\text{A.14})$$

siendo:

$$S(xx) = \sum x^2 - \frac{[\sum x]^2}{n} \quad (\text{A.15})$$

$$S(xy) = \sum xy - \frac{\sum x \cdot \sum y}{n} \quad (\text{A.16})$$

$$S(xx^2) = \sum x^3 - \frac{\sum x \cdot \sum x^2}{n} \quad (\text{A.17})$$

$$S(x^2y) = \sum x^2y - \frac{\sum x^2 \cdot \sum y}{n} \quad (\text{A.18})$$

A. CÁLCULO DE INCERTIDUMBRES

$$S(x^2x^2) = \sum x^4 - \frac{[\sum x^2]^2}{n} \quad (\text{A.19})$$

Los datos experimentales de densidad y temperatura muestran un excelente ajuste ($R^2 = 0,9999$) a un polinomio de la forma:

$$\rho_{fl} = a_1T^2 + b_1T + c_1 \quad (\text{A.20})$$

Las incertidumbres asociadas a la obtención experimental de los datos de densidad y temperatura empleados en el ajuste son: $u(\rho) = \pm 0,5 \text{ kg/m}^3$ y $u(T) = \pm 0,1^\circ\text{C}$.

Aplicando la ecuación (A.1) a la expresiones (A.12) a (A.19) con $y = \rho_{fl}$ y $x = T$, se obtiene $u(a_1) = 0$, $u(b_1) = \pm 0,0282$, $u(c_1) = \pm 1,37$.

Aplicando la ecuación (A.1) a la expresión (A.20) con $u(T) = \pm 0,1^\circ\text{C}$, $u(a_1) = 0$, $u(b_1) = \pm 0,0282$ y $u(c_1) = \pm 1,37$, se obtiene $u(\rho_{fl}) = \pm 1,77 \text{ kg/m}^3$.

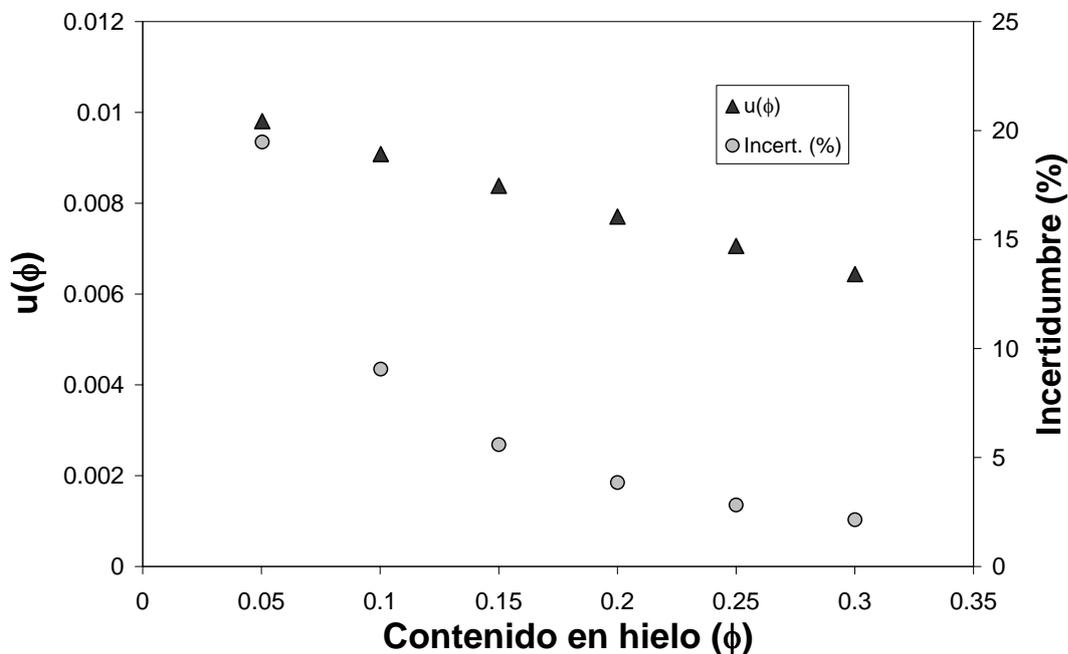


Figura A.1.: Evolución de la incertidumbre de medida, en valor absoluto y porcentual, para la obtención del contenido en hielo a partir de la medida de su densidad.

Conocidos los valores de $u(\rho_h)$, $u(\rho_{hl})$ y $u(\rho_{fl})$ y empleando las expresiones (A.6) a (A.8), la ecuación (A.5) permite obtener la incertidumbre en la determinación del contenido en hielo. Aunque los valores de $u(\rho_h)$, $u(\rho_{hl})$ y $u(\rho_{fl})$ son constantes¹, los valores obtenidos de las expresiones (A.6) a (A.8) dependen de las condiciones concretas

¹En realidad, el valor de $u(\rho_{fl})$ no es constante, pues oscila entre 1,74 para $\phi = 0,30$ y 1,77 para $\phi = 0,05$.

de medida, de forma que la incertidumbre en la determinación del porcentaje de hielo no es constante, variando para el rango de concentraciones de hielo ensayadas entre un valor máximo de 0,0098 y un mínimo de 0,007. La figura A.1 muestra su evolución. Se aprecia claramente como la incertidumbre disminuye al aumentar el contenido en hielo, de forma que se pasa de porcentajes de error importantes (casi del 20 %) para contenidos en hielo bajos a valores inferiores al 5 % para contenidos en hielo medios-altos.

Determinación basada en la medida de la temperatura

Conocida la concentración inicial de la disolución empleada en la elaboración del hielo líquido, es posible determinar su contenido en hielo conociendo únicamente su temperatura:

$$\phi = 1 - \frac{\gamma_0}{\gamma_{fl}} \quad (\text{A.21})$$

Aplicando la expresión (A.1) a la ecuación (A.21) se tiene:

$$u(\phi) = \left[\frac{u^2(\gamma_0)}{\gamma_{fl}^2} + \frac{\gamma_0^2 u^2(\gamma_{fl})}{\gamma_{fl}^4} \right]^{1/2} \quad (\text{A.22})$$

siendo γ_0 la concentración inicial de la disolución empleada para la elaboración del hielo líquido, cuyo valor se determina empleando un conductímetro capaz de determinar la conductividad eléctrica de la disolución con una precisión del 0,5 % del fondo de escala (500 mS/cm).

En la bibliografía especializada [24] se pueden encontrar tablas que relacionan la conductividad eléctrica a 25°C de una disolución de NaCl con su concentración másica. Los datos de conductividad eléctrica (CE) y concentración (γ_0) de esas tablas se pueden correlacionar con gran precisión ($R^2 = 0,9997$) a un polinomio del tipo:

$$\gamma_0 = a_2 CE^2 + b_2 CE + c_2 \quad (\text{A.23})$$

Tomando para la incertidumbre de los datos de conductividad eléctrica y concentración contenidos en esas tablas el 0,5 % del valor máximo empleado en el ajuste y empleando las expresiones (A.11) a (A.19), con $y = \gamma_0$ y $x = CE$, se obtiene $u(a_2) = 0$, $u(b_2) = \pm 4,34 \cdot 10^{-7}$, $u(c_2) = \pm 0,1115$.

Aplicando la ecuación (A.1) a la expresión (A.23) con $u(CE) = \pm 2,5 \text{ mS/cm}$, $u(a_2) = 0$, $u(b_2) = \pm 4,34 \cdot 10^{-7}$ y $u(c_2) = \pm 0,1115$, se obtiene² $u(\gamma_0) = \pm 0,26$ (%).

Como se describió en el Capítulo 3, empleando la relación existente para una disolución de agua y NaCl entre su concentración y su temperatura de congelación es posible deducir, a partir de la temperatura del hielo líquido, la concentración en NaCl de la fase líquida. Aunque esa relación se puede obtener de la bibliografía manejada [74] — ecuación (3.12) —, finalmente se optó por ajustar los datos obtenidos experimentalmente

²Al igual que ocurre con $u(\rho_{fl})$, el valor de $u(\gamma_0)$ tampoco es constante, siendo 0.26 el valor obtenido para la disolución empleada ($\gamma_0 = 9\%$) en la elaboración del hielo líquido.

A. CÁLCULO DE INCERTIDUMBRES

para la temperatura de congelación en función de la concentración de la disolución — ver la caracterización experimental de la disolución presentada en el Capítulo 3 — a un polinomio del tipo:

$$\gamma_{fl} = a_3 T^2 + b_3 T + c_3 \quad (\text{A.24})$$

Empleando las expresiones (A.11) a (A.19), con $y = \gamma_{fl}$, $x = T$, $u(T) = \pm 0,1^\circ\text{C}$ y $u(\gamma_0) = \pm 0,3 \text{ mS/cm}$, se obtiene³ $u(a_3) = 0$, $u(b_3) = \pm 0,00089$, $u(c_3) = \pm 0,3401$.

Aplicando la ecuación (A.1) a la expresión (A.24) con $u(T) = \pm 0,1^\circ\text{C}$, $u(a_3) = 0$, $u(b_3) = \pm 0,00089$ y $u(c_3) = \pm 0,3401$, se obtiene⁴ $u(\gamma_{fl}) = \pm 0,37 (\%)$.

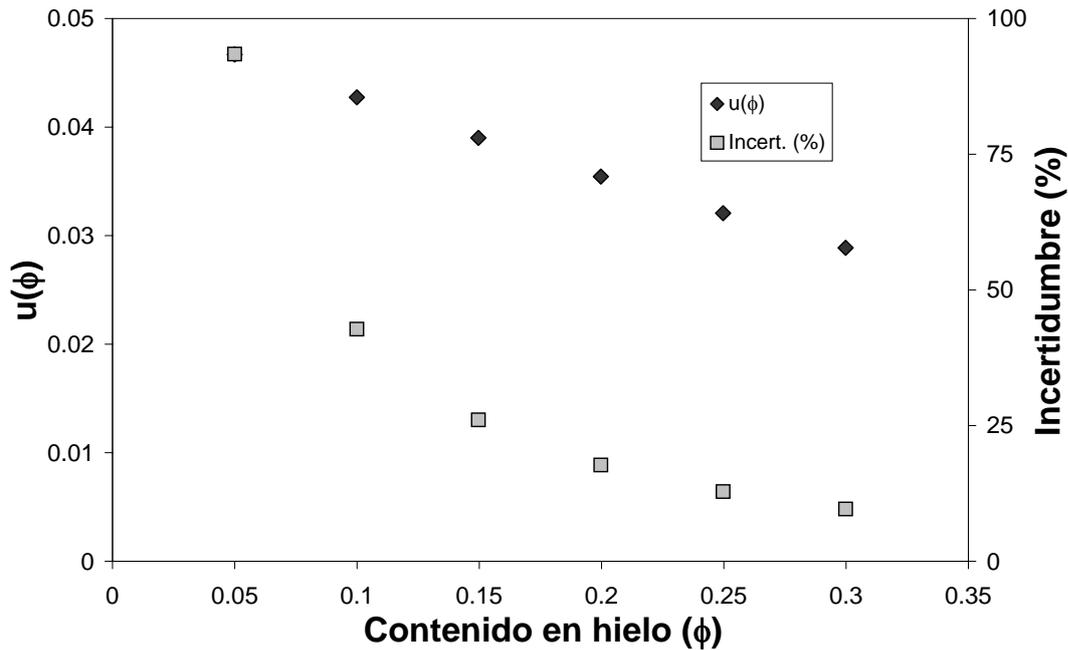


Figura A.2.: Evolución de la incertidumbre de medida, en valor absoluto y porcentual, para la obtención del contenido en hielo a partir de la medida de su temperatura.

Por último, conocidos $u(\gamma_0)$ y $u(\gamma_{fl})$, de la ecuación (A.22) se puede obtener el valor de $u(\phi)$ que, al igual que ocurría con la incertidumbre para la concentración de hielo deducida a partir de los datos experimentales de densidad, tampoco es constante. La figura A.2 muestra su evolución, pudiendo apreciarse claramente como la incertidumbre de este método de determinación del contenido en hielo es muy superior a la obtenida

³Como se dijo anteriormente, el valor de $u(\gamma_0)$ no es constante. Para el cálculo de la incertidumbre de la regresión se ha tomado el mayor valor obtenido (0.3 ms/cm), correspondiente a la disolución más concentrada ensayada (12% NaCl).

⁴Al igual que ocurre con $u(\rho_{fl})$, el valor de $u(\gamma_{fl})$ tampoco es del todo constante, oscilando entre 0.27 y 0.26.

a partir de la medida de su densidad, dando porcentajes de error de casi el 100 % para los contenidos en hielo más bajos analizados.

A.2. INCERTIDUMBRE EN LA DETERMINACIÓN DEL COEFICIENTE DE PÉRDIDA DE PRESIÓN

Los valores experimentales del coeficiente de pérdida de presión se obtienen empleando la ecuación:

$$\lambda = \frac{2D\Delta p}{L\rho v^2} \quad (\text{A.25})$$

Por tanto, aplicando la ecuación (A.3):

$$u(\lambda) = \left[\left(\frac{2\Delta p}{L\rho v^2} \right)^2 u^2(D) + \left(\frac{2D}{L\rho v^2} \right)^2 u^2(\Delta p) + \left(\frac{2D\Delta p}{L^2\rho v^2} \right)^2 u^2(L) + \left(\frac{2D\Delta p}{L\rho^2 v^2} \right)^2 u^2(\rho) + \left(\frac{4D\Delta p}{L\rho v^3} \right)^2 u^2(v) \right]^{1/2} \quad (\text{A.26})$$

donde los valores de diámetro, D , longitud, L , densidad, ρ y pérdida de presión, Δp se obtienen de forma directa:

- Para la determinación del diámetro del tubo se tomará una incertidumbre del 0.1 %.
- Para la determinación de la longitud de la sección de ensayos de presión se toma una incertidumbre $u(L) = 5$ mm.
- La incertidumbre en la determinación de la densidad depende de la precisión del caudalímetro de efecto Coriolis, que es de 0,5 kg/m³.
- La incertidumbre en la determinación de la pérdida de presión depende de las características del sensor de presión diferencial. Para obtener una mayor precisión, se han empleado tres sensores de distinto rango de medida, cuyas características de precisión se presentaron en el Capítulo 3. En cada ensayo el sensor se ha elegido de forma que la pérdida de presión medida esté siempre por encima del 10 % del fondo de escala, lo que asegura una precisión del 0.075 % del rango de medida.

La determinación de la velocidad de circulación del fluido se hace de forma indirecta, a partir del dato de gasto másico:

$$v = \frac{4\dot{m}}{\pi D^2 \rho} \quad (\text{A.27})$$

Por tanto, su incertidumbre será:

A. CÁLCULO DE INCERTIDUMBRES

$$u(v) = \left[\left(\frac{4}{\pi D^2 \rho} \right)^2 u^2(\dot{m}) + \left(\frac{8\dot{m}}{\pi D^3 \rho} \right)^2 u^2(D) + \left(\frac{4\dot{m}}{\pi D^2 \rho^2} \right)^2 u^2(\rho) \right]^{1/2} \quad (\text{A.28})$$

donde la precisión en la determinación del gasto másico es de $\pm 0,1\%$ de su valor para $\dot{m} > 680$ kg/h y $\pm(68/\dot{m})\%$ para $\dot{m} \leq 680$ kg/h.

La figura A.3 muestra los resultados de incertidumbre —absoluta y en tanto por ciento— obtenidos aplicando la ecuación (A.26) para los ensayos efectuados con las distintas concentraciones de hielo líquido analizadas. Las discontinuidades apreciadas son debidas a las variaciones en los tubos ensayados. Se puede apreciar claramente como, para todos los ensayos realizados, la precisión obtenida es muy elevada, con valores de incertidumbre de medida que en la mayoría de los casos está por debajo del 1%.

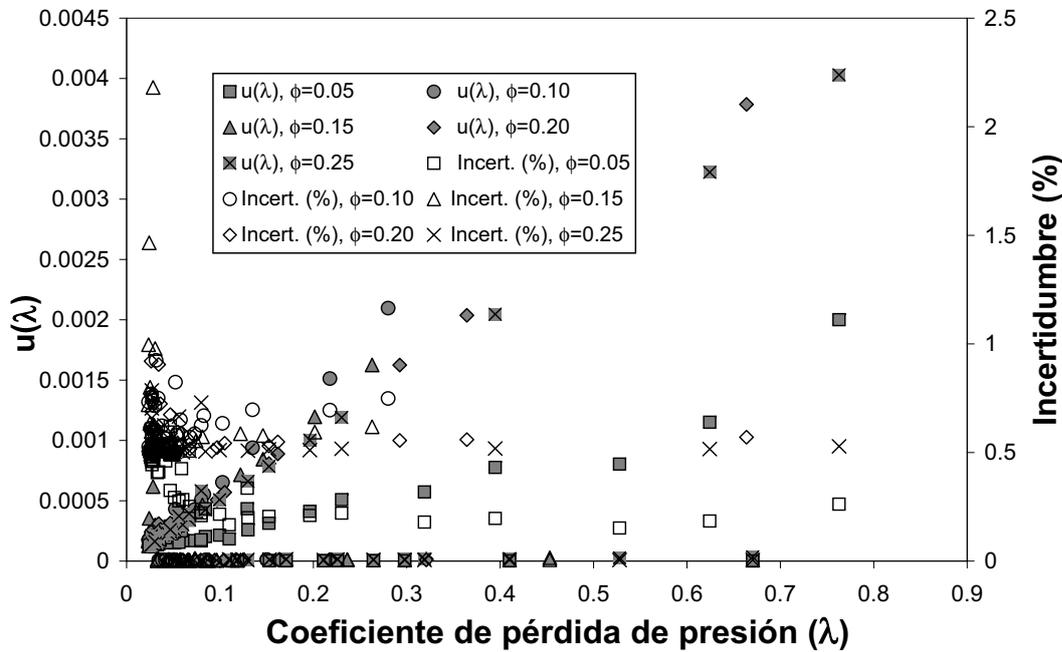


Figura A.3.: Evolución de la incertidumbre de medida, en valor absoluto y porcentual, para la obtención del coeficiente de pérdida de presión.

A.3. INCERTIDUMBRE EN LA DETERMINACIÓN DEL NÚMERO DE NUSSELT

Los valores experimentales del número de Nusselt se obtienen a partir de la ecuación:

$$\text{Nu} = \frac{q_p}{\pi k_{hl} L_{TC} (T_{pi} - T_m)} \quad (\text{A.29})$$

A.3. Determinación de $u(Nu)$

Aplicando la ecuación (A.3) se obtiene que la incertidumbre en la medida del Nusselt es:

$$\begin{aligned}
 u(Nu) = & \left[\left(\frac{1}{\pi k_{hl} L_{TC} (T_{pi} - T_m)} \right)^2 u^2(q_p) + \left(\frac{q_p}{\pi k_{hl}^2 L_{TC} (T_{pi} - T_m)} \right)^2 u^2(k_{hl}) + \right. \\
 & + \left(\frac{q_p}{\pi k_{hl} L_{TC}^2 (T_{pi} - T_m)} \right)^2 u^2(L_{TC}) + \left(\frac{q_p}{\pi k_{hl} L_{TC} (T_{pi} - T_m)^2} \right)^2 u^2(T_{pi}) + \\
 & \left. + \left(\frac{q_p}{\pi k_{hl} L_{TC} (T_{pi} - T_m)^2} \right)^2 u^2(T_m) \right]^{1/2} \quad (A.30)
 \end{aligned}$$

La única variable medida de forma directa es la longitud de la sección de ensayos térmicos. Para su determinación se toma $u(L_{TC}) = 10$ mm.

El calor aplicado a las paredes del tubo se obtiene como:

$$q_p = V_e I_e \quad (A.31)$$

Por tanto:

$$u(q_p) = [I_e^2 u^2(V_e) + V_e^2 u^2(I_e)]^{1/2} \quad (A.32)$$

donde la diferencia de tensión se mide directamente con el sistema de adquisición de datos HP-34970A que, para tensiones en el rango de 0 a 10 V, asegura una precisión de $5 \cdot 10^{-5}$ V más el 0,002 % de la medida y la intensidad de corriente se mide con dos transductores de corriente que cuya precisión es de $\pm 0,8$ % de la medida.

La conductividad térmica del hielo líquido se obtiene empleando la ecuación de Tareef:

$$k_{hl} = k_{fl} \left(\frac{2k_{fl} + k_h - 2\varphi(k_{fl} - k_h)}{2k_{fl} + k_h + \varphi(k_{fl} - k_h)} \right) \quad (A.33)$$

Por tanto:

$$\begin{aligned}
 u(k_{hl}) = & \left[\left(\frac{(2k_{fl} - k_h)^2 - \varphi(k_{fl} - k_h)(2k_{fl} - k_h) - 2\varphi^2(k_{fl} - k_h)^2 - 9\varphi k_{fl} k_h}{[2k_{fl} + k_h + \varphi(k_{fl} - k_h)]^2} \right)^2 u^2(k_{fl}) + \right. \\
 & + \left(\frac{9\varphi k_{fl}}{[2k_{fl} + k_h + \varphi(k_{fl} - k_h)]^2} \right)^2 u^2(k_h) + \\
 & \left. + \left(\frac{3(k_{fl} - k_h)(2k_{fl} + k_h)}{[2k_{fl} + k_h + \varphi(k_{fl} - k_h)]^2} \right)^2 u^2(\varphi) \right]^{1/2} \quad (A.34)
 \end{aligned}$$

El porcentaje volumétrico de hielo se obtiene como:

A. CÁLCULO DE INCERTIDUMBRES

$$\varphi = \frac{\rho_{fl} - \rho_{hl}}{\rho_{fl} - \rho_h} \quad (\text{A.35})$$

Por tanto:

$$u(\varphi) = \left[\left(\frac{\rho_{hl} - \rho_h}{(\rho_{fl} - \rho_h)^2} \right)^2 u^2(\rho_{fl}) + \left(\frac{1}{\rho_{fl} - \rho_h} \right)^2 u^2(\rho_{hl}) + \left(\frac{\rho_{fl} - \rho_{hl}}{(\rho_{fl} - \rho_h)^2} \right)^2 u^2(\rho_h) \right]^{1/2} \quad (\text{A.36})$$

La conductividad térmica del hielo se obtiene aplicando la ecuación de Levy:

$$k_h = 2,24 + 5,975 \cdot 10^{-3}(-T)^{1,156} \quad (\text{A.37})$$

Asignando una incertidumbre del 2 % a la ecuación (A.37), la incertidumbre en la determinación de la conductividad térmica del hielo será:

$$u(k_h) = 4,48 \cdot 10^{-2} + 1,195 \cdot 10^{-4}(-T)^{1,156} + [4,771 \cdot 10^{-5}(-T)^{0,312}]^{1/2}$$

Los datos de conductividad térmica proporcionados por Melinder [74] para distintas concentraciones de NaCl se han empleado para obtener la evolución de la conductividad térmica de la disolución sobre su curva de congelación:

$$k_{fl} = a_4 T^2 + b_4 T + c_4 \quad (\text{A.38})$$

No se proporciona con exactitud la incertidumbre con la que han sido obtenidos esos datos, aunque se afirma de forma general que la precisión de los datos es inferior al $2 \div 3$ %. Se ha asignado una incertidumbre del 2 % a la medida de conductividad y del 0,5 % a la de temperatura. Con estos valores se obtiene que la incertidumbre asociada a los parámetros de ajuste es $u(a_4) = 0$, $u(b_4) = \pm 5,4 \cdot 10^{-7}$, $u(c_4) = \pm 0,01107$.

Para una incertidumbre de $\pm 0,1^\circ\text{C}$ en la medida de la temperatura se obtiene que la incertidumbre en la determinación de la conductividad térmica de la disolución permanece prácticamente constante en el 2 % de la medida para todo el rango de temperaturas ensayado.

La conductividad térmica de la fase líquida se obtiene empleando la expresión (3.13) propuesta por Melinder [74], que según el autor, proporciona los resultados con una desviación máxima del 0,532 % respecto a los datos experimentales, a los que el autor asigna una incertidumbre del 2 %.

La temperatura del fluido en el punto de medida se obtiene como:

$$T_m = \frac{T_{sal} - T_{ent}}{L_{TC}} x + T_{ent} \quad (\text{A.39})$$

Por tanto:

$$u(T_m) = \left[\left(\frac{x}{L_{TC}} \right)^2 u^2(T) + \left(1 + \frac{x}{L_{TC}} \right)^2 u^2(T) + \left(\frac{\Delta T}{L_{TC}} \right)^2 u^2(x) + \left(\frac{x \Delta T}{L_{TC}^2} \right)^2 u^2(L_{TC}) \right]^{1/2} \quad (A.40)$$

donde $u(T) = \pm 0,1^\circ\text{C}$, $u(x) = \pm 5 \text{ mm}$ y $u(L_{TC}) = \pm 10 \text{ mm}$.

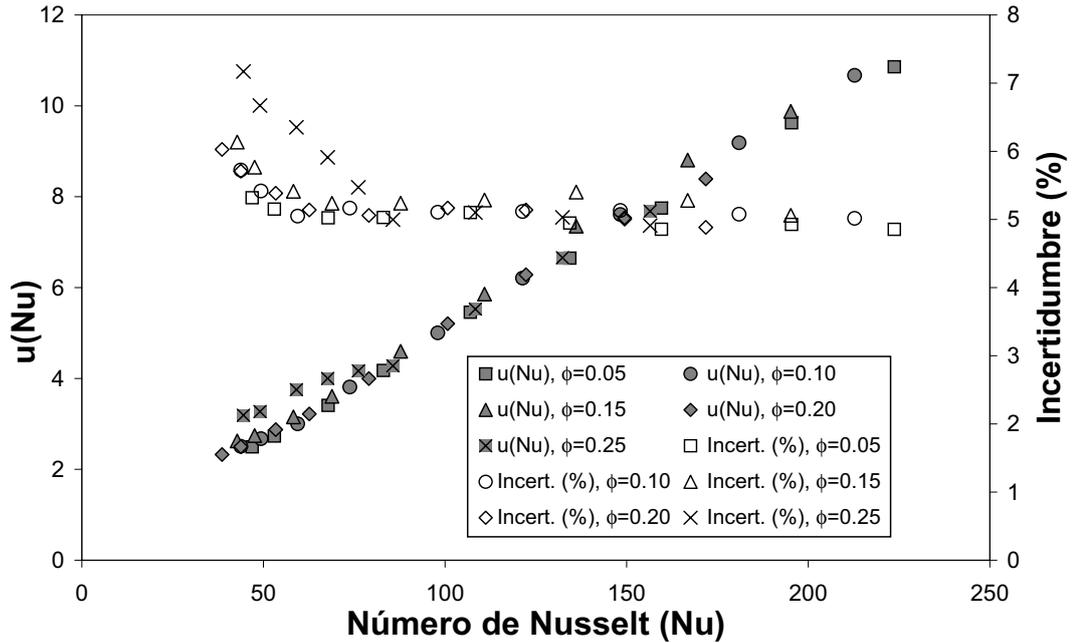


Figura A.4.: Evolución de la incertidumbre de medida, en valor absoluto y porcentual, para la obtención del número de Nusselt.

La temperatura del interior de la pared del tubo en el punto de medida se obtiene numéricamente a partir del dato de temperatura en la pared exterior del tubo, T_{pe} , por lo que no es posible aplicar la ecuación (A.3) ni ninguno de los métodos habituales de estimación de incertidumbre para obtener la incertidumbre de esta medida. El valor de T_{pe} se obtiene como promedio de la medida proporcionada por ocho RTDs de superficie. A lo largo de todos los ensayos de calibración realizados en ausencia de hielo líquido⁵, la diferencia máxima en la lectura proporcionada por esas ocho sondas ha sido siempre inferior a $0,22^\circ\text{C}$, por lo que se asigna a T_{pe} una incertidumbre de $0,11^\circ\text{C}$. El cálculo de T_{pi} se hace a partir de los valores de T_{pe} , potencia aplicada, temperatura del fluido

⁵En presencia de hielo líquido se encontraron, en condiciones de bajo caudal, diferencias mayores. Sin embargo estas diferencias no son debidas a problemas de precisión en las sondas, sino a una incipiente estratificación de hielo que da lugar a un ligero gradiente circunferencial de temperaturas.

A. CÁLCULO DE INCERTIDUMBRES

en el punto de medida, temperatura ambiente, longitud de la sección de ensayos térmicos, diámetro de tubo y espesor de aislamiento, asignándose finalmente para T_{pi} una incertidumbre de $0,25^{\circ}\text{C}$.

La figura A.4 muestra la incertidumbre — absoluta y en tanto por ciento — obtenida para el cálculo del número de Nusselt aplicando la ecuación (A.30) para los ensayos efectuados con las distintas concentraciones de hielo líquido analizadas. Se puede apreciar como existe una relación prácticamente lineal entre la incertidumbre y el valor de la medida, de forma que, expresada en tanto por ciento, la incertidumbre se mantiene prácticamente constante en un valor del 5 % para todo el rango de medida, con una ligera subida para valores de Nusselt inferiores a 80.

A.4. INCERTIDUMBRE EN LA DETERMINACIÓN DEL NÚMERO DE REYNOLDS

El valor empleado para presentar los resultados de los ensayos es el del número de Reynolds de referencia, obtenido como:

$$\text{Re}_{ref} = \frac{\rho_{ref} v D}{\mu_{ref}} \quad (\text{A.41})$$

Por tanto, su incertidumbre vendrá dada por:

$$u(\text{Re}_{ref}) = \left[\left(\frac{vD}{\mu_{ref}} \right)^2 u^2(\rho_{ref}) + \left(\frac{\rho_{ref}D}{\mu_{ref}} \right)^2 u^2(v) + \left(\frac{\rho_{ref}v}{\mu_{ref}} \right)^2 u^2(D) + \left(\frac{\rho_{ref}vD}{\mu_{ref}^2} \right)^2 u^2(\mu_{ref}) \right]^{1/2} \quad (\text{A.42})$$

donde ρ_{ref} y μ_{ref} son los valores correspondientes a la disolución empleada en la elaboración del hielo líquido evaluada a una temperatura de referencia de 0°C . Son por tanto constantes cuya incertidumbre es también constante y que se puede estimar en un 0,5 % de la medida para la densidad y un 1 % de la medida para la viscosidad.

A la determinación del diámetro del tubo se le ha asignado una incertidumbre del 0,1 %.

La incertidumbre en la medida de la velocidad del flujo se ha calculado ya. Su valor se obtiene a partir de la ecuación (A.28).

Con los datos anteriores se puede calcular la incertidumbre en la determinación del valor del número de Reynolds que, para todos los puntos ensayados, permanece prácticamente constante en el 0,56 %.

B. SIMULACIÓN NUMÉRICA DEL COMPORTAMIENTO DE UN INTERCAMBIADOR DE TUBOS CONCÉNTRICOS

En este anexo se ha incluido el listado de programa desarrollado en MATLAB® para analizar comportamiento del intercambiador de calor.

Considerando el intercambiador dividido en 100 tramos de igual longitud, el programa obtiene los resultados de potencia intercambiada y pérdida de presión para cada uno de los 1225 casos analizados, correspondientes a la aplicación directa de hielo líquido. A partir del resultado de pérdida de presión para cada caso analizado y mediante un cálculo iterativo, se obtiene el caudal de fase líquida que produciría la misma pérdida de presión en una situación de aplicación indirecta de hielo líquido y se calcula la potencia intercambiada para ese caudal de fase líquida.

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% MACRO PARA EL CÁLCULO DE LA POTENCIA INTERCAMBIADA
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
format long
clear all
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% DATOS DE ENTRADA GENERALES
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% PRANDTL A 0°C
Pr_ref=13.4777835;
% VISCOSIDAD A 0°C
mu_ref=0.00199941184;
% DIÁMETRO INTERIOR TUBO
d_int=0.016;
% SEVERIDAD DE LA CORRUGACIÓN
cor=0.00560185;
% DENSIDAD A 0°C
ro_ref=1067.42702;
% DIÁMETRO HIDRÁULICO ESPACIO ENTRE TUBOS
```

B. MODELO NUMÉRICO INTERCAMBIADOR

```
dh=0.005;
% SUPERFICIE DE PASO ENTRE TUBOS
S=pi/4*(((d_int+0.002+dh)^2-(d_int+0.002)^2));
% LONGITUD TRAMO CENTESIMAL
L=2.65/100;
% SUP. INTERIOR TRAMO CENTESIMAL
Ai=pi*d_int*L;
% SUP. EXTERIOR TRAMO CENTESIMAL
Ae=pi*(d_int+0.002)*L;
% CONDUCTIVIDAD TÉRMICA AC. INOX.
k_acero=16.3;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% LECTURA FICHERO DE DATOS
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
A=load('Datos.txt');
H=0;
K=0;
HE=0;
a=-7.7;

% INICIO BUCLE PRINCIPAL
for k=1:2000
    % CAUDAL AGUA
    m_agua(1) = A(k,4);
    paro(k)=1000*m_agua(1);

    if paro(k)<1000, break, end
    % Tª ENTRADA AGUA
    t_agua_ent(1)=A(k,2);

    % CAUDAL HIELO LÍQUIDO
    m_hielo(1)=A(k,3);

    % Tª ENTRADA HIELO LÍQUIDO
    t_hielo_ent(1)=A(k,1);

    Calor=0;
    DELTAP=0;
    % INICIO SUB-BUCLE 1
    for j=1:100
        % OBTENCIÓN DE VARIABLES
        if j>1
```

```

    t_agua_ent(j)=t_agua_salida(j-1);
    t_hielo_ent(j)=t_hielo_sal(j-1);
    m_hielo(j)=m_hielo(j-1);
    m_agua(j)=m_agua(j-1);
    d=delta(j-1);
end

% DENSIDAD REAL
ro_hielo_real(j)=rho_hielo(t_hielo_ent(j));

% VELOCIDAD REAL DEL FLUIDO
v(j)=(4*m_hielo(j))/(3600*ro_hielo_real(j)*pi*d_int^2);

% REYNOLDS REFERENCIA
Re_ref(j)=(ro_ref*v(j)*d_int)/mu_ref;
Re=Re_ref(j);

% NUSSELT REFERENCIA
Nu_ref(j)=0.374*cor^0.25*(Re_ref(1)-1500)^0.74*Pr_ref^0.44;
Nu_refer=Nu_ref(j);

% PROPIEDADES DISOLUCIÓN
mu_disol(j)=(0.00102699*t_hielo_ent(j)^2-0.06212579*t_hielo_ent(j)_
)+1.99941184)/1000;
Rho_disol(j)=-0.002775*t_hielo_ent(j)^2-0.20421*t_hielo_ent(j)+10_
67.42702;
Re_disol(j)=(Rho_disol(j)*v(j)*d_int)/mu_disol(j);
k_disol(j)=-0.00000389*t_hielo_ent(j)^2+0.00180629*t_hielo_ent(j)_
+0.55594093;
k_disoluc=k_disol(j);
cp_disol(j)=0.00529992*t_hielo_ent(j)^2+1.33767158*t_hielo_ent(j)_
+3747.52781373;
Pr_disol(j)=(mu_disol(j)*cp_disol(j))/k_disol(j);
Nu_disol(j)=0.374*cor^0.25*(Re_disol(j)-1500)^0.74*Pr_disol(j)^0._
44;
Nu_disoluc=Nu_disol(j);

% PORCENTAJE DE HIELO A LA ENTRADA
phi_ent(j)=phi(t_hielo_ent(j));
phi_ini=phi(t_hielo_ent(j));

% CALOR ESPECÍFICO A LA ENTRADA
cp_liq_ent(j)=cp_liq(t_hielo_ent(j));

```

B. MODELO NUMÉRICO INTERCAMBIADOR

```
if t_agua_ent(j)>103
    cp_agua(j)=-0.001*(100)^3+0.1021*(100)^2-3.3984*(100)+4217.9;
else
    cp_agua(j)=-0.001*(t_agua_ent(j)-3)^3+0.1021*(t_agua_ent(j)-3)^2-
    3.3984*(t_agua_ent(j)-3)+4217.9;
end

t_agua_sal=@(T)t_agua_ent(j)-(3344*(phi_ent(j)-phi(T))+(1-((phi_
ent(j)+phi(T))/200))*((cp_liq_ent(j)+cp_liq(T))/2)*(T-t_hielo_ent(j_
)))*(m_hielo(j)/m_agua(j))*(1/cp_agua(j));

if phi_ini>0
    Nu_real=@(T)(0.892-1.824*((phi_ini+phi(T))/200))*Nu_refer;
    lambda(j)=4*1.53*cor^0.46*Re_ref(1)^-0.16;
    deltap(j)=lambda(j)*ro_ref*v(1)^2*(L+0.0065)/(2*d_int);
else
    Nu_real=@(T)Nu_disoluc;
    lambda(j)=4*1.53*cor^0.46*Re_disol(j)^-0.16;
    deltap(j)=lambda(j)*rho_disol(j)*v(j)^2*(L+0.0065)/(2*d_int);
end

if phi_ini>0
    k_hielo=@(T)0.0004*((phi_ent(j)+phi(T))/2)^2+0.0065*((phi_ent(j)+_
phi(T))/2)+ 0.5558;
else
    k_hielo=@(T)k_disoluc;
end

h_int=@(T)Nu_real(T)*k_hielo(T)/d_int;

if t_agua_ent(j)>103
    mu_agua(j)=-0.000000026156*(100)^3+0.00000058741*(100)^2-0.00004_
    7598*(100)^1+0.0017634;
else
    mu_agua(j)=-0.000000026156*(t_agua_ent(j)-3)^3+0.00000058741*(t_
    agua_ent(j)-3)^2-0.000047598*(t_agua_ent(j)-3)^1+0.0017634;
end

if t_agua_ent(j)>103
    ro_agua(j)=0.00006*(100)^3-0.009*(100)^2+0.0829*(100)+ 999.8;
else
    ro_agua(j)=0.00006*(t_agua_ent(j)-3)^3-0.009*(t_agua_ent(j)-3)^2+_
    0.0829*(t_agua_ent(j)-3)+ 999.8;
```

```

end

v_agua(j)=m_agua(j)/(ro_agua(j)*3600*S);
Re_agua(j)=(ro_agua(j)*v_agua(j)*dh)/mu_agua(j);

if t_agua_ent(j)>103
    k_agua(j)=-0.0000109*(100)^2+0.0021*(100)+0.562;
else
    k_agua(j)=-0.0000109*(t_agua_ent(j)-3)^2+0.0021*(t_agua_ent(j)-3)+0.562;
end

Pr_agua(j)=mu_agua(j)*cp_agua(j)/k_agua(j);

if Re_agua(j)>1000
    Nu_agua(j)=1.327*(Re_agua(j)-1000)^0.44;
else
    Nu_agua(j)=4.35;
end

if Nu_agua(j)<4.35
    Nu_agua(j)=4.35;
end

h_ext(j)=Nu_agua(j)*k_agua(j)/dh;

AU=@(T)1/(1/(Ai*h_int(T))+1/(Ae*h_ext(j))+log((d_int+0.002)/d_int_
)/(2*pi*k_acero*L));

deltaTm=@(T)((t_agua_ent(j)-T)-(t_agua_sal(T)-t_hielo_ent(j)))/lo_
garit((t_agua_ent(j)-T)/(t_agua_sal(T)-t_hielo_ent(j)));

Q_inter=@(T)AU(T)*deltaTm(T);

Q_agua=@(T)m_agua(j)*cp_agua(j)*(t_agua_ent(j)-t_agua_sal(T))/3600;
cero=@(T)Q_inter(T)-Q_agua(T);
if j>2
    t_hielo_sal(j)=fzero(@(T) cero(T),(1-1/j^3)*t_hielo_sal(j-1));
else
    t_hielo_sal(j)=fzero(@(T) cero(T),t_hielo_ent(j)+0.0001);
end

t_agua_salida(j)=t_agua_sal(t_hielo_sal(j));

```

B. MODELO NUMÉRICO INTERCAMBIADOR

```
Q(j)=Q_inter(t_hielo_sal(j));
Calor=Calor+Q(j);
delta(j)=deltaTm(t_hielo_sal(j));
AUint(j)=AU(t_hielo_sal(j));
h_inte(j)=h_int(t_hielo_sal(j));
DELTAP=DELTAP+deltap(j);
H=H+h_inte(j);
K_hielo(j)=k_hielo(t_hielo_sal(j));
K=K+K_hielo(j);
HE=HE+h_ext(j);

end
% FIN DEL SUB-BUCLE 1

QH(k)=Calor;
TSH(k)=t_hielo_sal(j);
TSAH(k)=t_agua_salida(j);
PH(k)=DELTAP;
cp=Cp_disol(t_hielo_ent(1));
save('cp.txt','cp','-ASCII','-TABS')
t=t_hielo_ent(1);
save('t.txt','t','-ASCII','-TABS')
rho=rho_disol(t_hielo_ent(1));
save('rho.txt','rho','-ASCII','-TABS')
mu=Mu_disol(t_hielo_ent(1));
save('mu.txt','mu','-ASCII','-TABS')
Q=QH(k);
save('Q.txt','Q','-ASCII','-TABS')
CEROP=@(T)(PH(k)-LAMBDA(T)*100*(L+0.0065)*Vsal(T)^2*((rho_disol(T)+rho_disol(t_hielo_ent(1)))/2)/(2*d_int));

if TSH(k)-t_hielo_ent(1)<0.2
    r=1;
elseif TSH(k)-t_hielo_ent(1)<0.5
    r=10;
else
    r=20;
end

TSALIDASALMUERA(k)=fzero(@(T) CEROP(T),(r+TSH(k)));
V=Vsal(TSALIDASALMUERA(k));
m_hielo(1)=3600*V*((rho_disol(TSALIDASALMUERA(k))+rho_disol(t_hielo_
```

```

_ent(1))/2)*pi*d_int^2/4;
MSALMUERA(k)=m_hielo(1);
% CAUDAL AGUA
m_agua(1) = A(k,4);
% Tª ENTRADA AGUA
t_agua_ent(1)=A(k,2);
t_hielo_ent(1)=A(k,1);
Calor=0;
DELTAP=0;

PS(k)=0;

% COMIENZA SUB-BUCLE 2
% AJUSTA CAUDAL DE FASE LÍQUIDA PARA QUE LA PÉRDIDA DE PRESIÓN SEA
IGUAL A LA OBTENIDA CON HIELO LÍQUIDO
while abs((PH(k)-PS(k))/PH(k))>0.0001

% COMIENZA SUB-BUCLE 2.1
for j=1:100

% OBTENCIÓN DE VARIABLES
if j>1
t_agua_ent(j)=t_agua_salida(j-1);
t_hielo_ent(j)=t_hielo_sal(j-1);
m_hielo(j)=m_hielo(j-1);
m_agua(j)=m_agua(j-1);
D=Delta(j-1);
end

rho_disoluc(j)=rho_disol(t_hielo_ent(j));

% VELOCIDAD REAL DEL FLUIDO
v(j)=(4*m_hielo(j))/(3600*rho_disoluc(j)*pi*d_int^2);
% OBTENCIÓN DE LAS PROPIEDADES DEL FLUIDO
mu_disol(j)=Mu_disol(t_hielo_ent(j));
Re_disol(j)=(rho_disoluc(j)*v(j)*d_int)/mu_disol(j);
k_disol(j)=-0.00000389*t_hielo_ent(j)^2+0.00180629*t_hielo_ent(j_
)+0.55594093;
cp_disol(j)=0.00529992*t_hielo_ent(j)^2+1.33767158*t_hielo_ent(j_
)+3747.52781373;
Pr_disol(j)=(mu_disol(j)*cp_disol(j))/k_disol(j);
Nu_disol(j)=0.374*cor^0.25*(Re_disol(j)-1500)^0.74*Pr_disol(j)^0_
.44;

```

B. MODELO NUMÉRICO INTERCAMBIADOR

```
if t_agua_ent(j)>103
    cp_agua(j)=-0.001*(100)^3+0.1021*(100)^2-3.3984*(100)+4217.9;
else
    cp_agua(j)=-0.001*(t_agua_ent(j)-3)^3+0.1021*(t_agua_ent(j)-3)^2-
    3.3984*(t_agua_ent(j)-3)+4217.9;
end

t_agua_sal=@(T)t_agua_ent(j)-cp_disol(j)*(T-t_hielo_ent(j))*(m_hie_
lo(j)/m_agua(j))*(1/cp_agua(j));
H_int(j)=Nu_disol(j)*k_disol(j)/d_int;

if t_agua_ent(j)>103
    mu_agua(j)=-0.0000000026156*(100)^3+0.00000058741*(100)^2-0.0000_
    47598*(100)^1+0.0017634;
else
    mu_agua(j)=-0.0000000026156*(t_agua_ent(j)-3)^3+0.00000058741*(t_
    _agua_ent(j)-3)^2-0.000047598*(t_agua_ent(j)-3)^1+0.0017634;
end

if t_agua_ent(j)>103
    ro_agua(j)=0.00006*(100)^3-0.009*(100)^2+0.0829*(100)+ 999.8;
else
    ro_agua(j)=0.00006*(t_agua_ent(j)-3)^3-0.009*(t_agua_ent(j)-3)^2_
    +0.0829*(t_agua_ent(j)-3)+ 999.8;
end

v_agua(j)=m_agua(j)/(ro_agua(j)*3600*S);
Re_agua(j)=(ro_agua(j)*v_agua(j)*dh)/mu_agua(j);

if t_agua_ent(j)>103
    k_agua(j)=-0.0000109*(100)^2+0.0021*(100)+0.562;
else
    k_agua(j)=-0.0000109*(t_agua_ent(j)-3)^2+0.00210*(t_agua_ent(j)-
    3)+0.562;
end

Pr_agua(j)=mu_agua(j)*cp_agua(j)/k_agua(j);
Nu_agua(j)=1.327*(Re_agua(j)-1000)^0.44;
if Nu_agua(j)<4.35
    Nu_agua(j)=4.35;
end
```

```

h_ext(j)=Nu_agua(j)*k_agua(j)/dh;
au(j)=1/(1/(Ai*H_int(j))+1/(Ae*h_ext(j))+log((d_int+0.002)/d_int_
)/(2*pi*k_acero*L));
DeltaTm=@(T)((t_agua_ent(j)-T)-(t_agua_sal(T)-t_hielo_ent(j)))/l_
ogarit((t_agua_ent(j)-T)/(t_agua_sal(T)-t_hielo_ent(j)));
q_inter=@(T)au(j)*DeltaTm(T);
q_agua=@(T)m_agua(j)*cp_agua(j)*(t_agua_ent(j)-t_agua_sal(T))/36_
00;
ccero=@(T)q_inter(T)-q_agua(T);
if t_hielo_ent(1)-TSH(k)>-1
    y=10;
else
    y=30;
end

if j>1
    t_hielo_sal(j)=fzero(@(T) ccero(T),0.9*t_hielo_sal(j-1));
else
    t_hielo_sal(j)=fzero(@(T) ccero(T),t_hielo_ent(j)+y);
end
lambda(j)=4*1.53*cor^0.46*Re_disol(j)^-0.16;
deltap(j)=lambda(j)*rho_disoluc(j)*v(j)^2*(L+0.0065)/(2*d_int);
t_agua_salida(j)=t_agua_sal(t_hielo_sal(j));
Q_interc(j)=q_inter(t_hielo_sal(j));
Q_aguaa(j)=q_agua(t_hielo_sal(j));
Delta(j)=DeltaTm(t_hielo_sal(j));
Q(j)=q_inter(t_hielo_sal(j));
Calor=Calor+Q(j);
DELTAP=DELTAP+deltap(j);

end
% FIN DEL SUB-BUCLE 2.1
QS(k)=Calor;
TSS(k)=t_hielo_sal(j);
TSAS(k)=t_agua_salida(j);
PS(k)=DELTAP;

if PS(k)>PH(k)
    m_hielo(1)=0.9*m_hielo(1);
else
    m_hielo(1)=1.05*m_hielo(1);
end

```

B. MODELO NUMÉRICO INTERCAMBIADOR

```
    DELTAP=0;
    Calor=0;

end
% FIN DEL SUB-BUCLE 2
R=[QH' TSH' TSAH' PH' QS' TSS' TSAS' PS']
save('Resultados.txt', 'R' , '-ASCII', '-TABS')
end
```

C. CRITERIO DE RECHAZO DE MEDIDAS EXPERIMENTALES. TÉCNICA DE LA τ DE THOMPSON MODIFICADA

Para la aplicación de esta técnica [3] se deben seguir los siguientes pasos:

1. Calcular la media \bar{x} y la desviación típica $s(x)$ de las n medidas.
2. Ordenar las medidas de menor a mayor.
3. Marcar los valores máximo y mínimo como posibles valores erráticos.
4. Calcular, para los dos valores *sospechosos*, el valor absoluto de su desviación respecto a la media: $\delta_i = |x_i - \bar{x}|$.
5. Comparar el mayor valor de δ_i con el producto $\tau \cdot s(x)$, donde el valor de τ depende del número de medidas realizadas, según se recoge en la tabla .
6. Si $\delta_i > \tau \cdot s(x)$, se desecha la medida x_i y se repiten los pasos 1 a 5, hasta que el valor con mayor δ_i cumpla $\delta_i < \tau \cdot s(x)$.

n	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
τ	1.150	1.393	1.572	1.656	1.711	1.749	1.777	1.798	1.815	1.829	1.840

Tabla C.1.: Valores de la τ de Thompson para distintos números de medidas.

Este método se ha aplicado a las medidas experimentales de gasto másico, densidad, pérdida de presión y temperatura a la entrada de la sección de ensayos, rechazándose aquellas medidas que de acuerdo con el método pueden considerarse *erráticas*.

El método se ha implementado en la siguiente macro de Microsoft Excel®:

```

ActiveWindow.Panes(1).Activate
Columns("AI:AJ").Select
Selection.Copy
ActiveWindow.Panes(3).Activate
Range("AI1").Select
    
```

C. CRITERIO DE RECHAZO DE THOMPSON

```
Selection.PasteSpecial Paste:=xlPasteValues, Operation:=xlNone, Skip_
Blanks _
:=False, Transpose:=False
18 col=33
19 f=col+33
20 For I=1 To 10000
25 If Cells(I, 1) = "" Then
30 GoTo 100
40 End If
50 Cells(I, f).Select
60 ActiveCell.FormulaR1C1="=IF(RC[-32]="Bajo frecuencia bomba.",1,_
R[1]C+1)"
70 Cells(I, f-1).Select
80 ActiveCell.FormulaR1C1="=IF(RC[-31]="Bajo frecuencia bomba.",1,_
IF(RC[1]<15,1,4))"
90 Next I
100 Cells(I, f)="FIN"
105 Cells(1, f)=""
110 Cells(I, f-1)="FIN"
115 Cells(1, f-1)=""
120 fila=0
130 For I=1 To 2
140     fila=fila+1
150     this=Cells(fila, f-1).Value
160     If this=4 And fila>1 Then
170         Worksheets(1).Rows(fila).Delete
180         I=I-1
190         fila=fila-1
200     Else
210         If this=1 Then
220             I=I-1
230         Else
240             I=I
250         End If
260     End If
270 Next
280 I=1
282 prom=0
284 desv=0
290 For I=1 To 1000
300 n=-1
310 a=Cells(I, f).Value
320 If a=1 Then
```

```
330 GoTo 370
340 Else
350 GoTo 480
360 End If
370 For m=I To I-20 Step-1
380 n=n+1
390 If m=2 Then
400 GoTo 480
410 Else
420 p=Cells(m-1, f).Value
430 If p=1 Then
440 GoTo 480
450 End If
460 End If
470 Next m
480 If n> 12 Then
490 t=1.84
500 ElseIf n=12 Then
510 t=1.829
520 ElseIf n=11 Then
530 t=1.815
540 ElseIf n=10 Then
550 t=1.798
560 ElseIf n=9 Then
570 t=1.777
580 ElseIf n=8 Then
590 t=1.749
600 ElseIf n=7 Then
610 t=1.711
620 ElseIf n=6 Then
630 t=1.656
640 ElseIf n=5 Then
650 t=1.572
660 ElseIf n=4 Then
670 t=1.393
680 Else
690 t=1.15
700 End If
710 a=Cells(I, f).Value
720 suma=0
730 suma2=0
740 If a=1 Then
900     suma=0
```

C. CRITERIO DE RECHAZO DE THOMPSON

```
1000 suma2=0
1100 For h=I-n To I-1
1200 suma=suma+Cells(h, col).Value
1300 Next h
1400 prom=suma/n
1500 For k=I-n To I-1
1600 e=Abs(Cells(k, col).Value-prom)
1700 suma2=suma2+e^2
1800 Next k
1900 desv=(suma2/(n-1))^(0.5)
2000 Cells(I, 100).Value=0
2100 num=I
2200 For j=I-1 To I-n Step-1
2300 Cells(j, 100)=Abs(prom-Cells(j, col).Value)
2400 If Cells(j, 100).Value > Cells(num, 100).Value Then
2500 num=j
2600 Else
2700 num=num
2800 End If
2900 Next j
3000 If Cells(num, 100).Value > (t * desv) Then
3100 Worksheets(1).Rows(num).Delete
3200 I=I-1
3300 n=n-1
3400 GoTo 900
3500 End If
3600 End If
3700 If Cells(I, f)="FIN" Then GoTo 3900
3800 Next I
3900 If col=33 Then
3920 GoTo 4000
3940 ElseIf col=32 Then
3960 GoTo 5300
3980 ElseIf col=31 Then
3982 GoTo 6600
3984 Else
3986 GoTo 7620
3990 End If
4000 For I=1 To 10000
4100 If Cells(I, 1)="" Then
4200 GoTo 4900
4300 End If
4400 Cells(I, f).Select
```

```

4500 ActiveCell.FormulaR1C1="=IF(RC[-32]="Bajo frecuencia bomba."_
,1,R[1]C+1)"
4600 Cells(I, f-1).Select
4700 ActiveCell.FormulaR1C1="=IF(RC[-31]="Bajo frecuencia bomba."_
,1,IF(RC[1]<15,1,4))"
4800 Next I
4900 Cells(I, f)="FIN"
5000 Cells(I, f-1)="FIN"
5100 col=32
5200 GoTo 280
5300 For I=1 To 10000
5400 If Cells(I, 1)=" Then
5500 GoTo 6200
5600 End If
5700 Cells(I, f).Select
5800 ActiveCell.FormulaR1C1="=IF(RC[-32]="Bajo frecuencia bomba."_
,1,R[1]C+1)"
5900 Cells(I, f-1).Select
6000 ActiveCell.FormulaR1C1="=IF(RC[-31]="Bajo frecuencia bomba."_
,1,IF(RC[1]<15,1,4))"
6100 Next I
6200 Cells(I, f)="FIN"
6300 Cells(I, f-1)="FIN"
6400 col=31
6500 GoTo 280
6600 For I=1 To 10000
6700 If Cells(I, 1)=" Then
6800 GoTo 7500
6900 End If
7000 Cells(I, f).Select
7100 ActiveCell.FormulaR1C1="=IF(RC[-32]="Bajo frecuencia bomba."_
,1,R[1]C+1)"
7200 Cells(I, f-1).Select
7300 ActiveCell.FormulaR1C1="=IF(RC[-31]="Bajo frecuencia bomba."_
,1,IF(RC[1]<15,1,4))"
7400 Next I
7500 Cells(I, f)="FIN"
7600 Cells(I, f-1)="FIN"
7610 col=16
7615 GoTo 280
7620 For I=1 To 10000
7630 If Cells(I, 1)=" Then
7640 GoTo 7694

```

C. CRITERIO DE RECHAZO DE THOMPSON

```
7650 End If
7660 Cells(I, f).Select
7670 ActiveCell.FormulaR1C1="=IF(RC[-32]="Bajo frecuencia bomba."_
,1,R[1]C+1)"
7680 Cells(I, f-1).Select
7690 ActiveCell.FormulaR1C1="=IF(RC[-31]="Bajo frecuencia bomba."_
,1,IF(RC[1]<15,1,4))"
7692 Next I
7694 Cells(I, f)="FIN"
7696 Cells(I, f-1)="FIN"
7700 For y = 2 To 10000
7710 If Cells(y, f)="FIN" Then
7720 GoTo 8020
7730 ElseIf Cells(y, f).Value=1 Then
7740 GoTo 7780
7750 Else
7760 GoTo 8010
7770 End If
7780 For v=1 To f-33
7785 x=0
7790 For g=y-1 To y-15 Step-1
7810 If Cells(g, f).Value=1 Or g<2 Then
7820 GoTo 7900
7830 Else
7840 x=x+1
7850 End If
7860 Next g
7900 sumaw=0
7905 nw=0
7910 For w=y-x To y-1
7920 sumaw=sumaw+Cells(w, v).Value
7930 nw=nw+1
7940 Next w
7950 promw=sumaw/nw
7960 Cells(y, v)=promw
8000 Next v
8010 Next y
8020 For cc=2 To 10000
8030 If Cells(cc, f)="FIN" Then
8040 GoTo 8120
8050 ElseIf Cells(cc, f).Value=1 Then
8060 GoTo 8110
8070 Else
```

```
8080 GoTo 8090
8090 Cells(cc, 99)=1
8100 End If
8110 Next cc
8120 For cd=2 To 10000
8130 If Cells(cd, f)="FIN" Then
8140 GoTo 8210
8150 ElseIf Cells(cd, 99).Value=1 Then
8160 Worksheets(1).Rows(cd).Delete
8165 cd=cd-1
8170 Else
8180 GoTo 8200
8190 End If
8200 Next cd
8210 Worksheets(1).Columns(100).Delete
8220 Worksheets(1).Columns(99).Delete
8230 Worksheets(1).Columns(f).Delete
8240 Worksheets(1).Columns(f-1).Delete
8250 ActiveWindow.Panes(1).Activate
8260 Cells.Select
8270 Selection.Interior.ColorIndex = xlNone
9000 End
```

C. CRITERIO DE RECHAZO DE THOMPSON

D. MODELO ASHRAE PARA LA OBTENCIÓN DE PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DEL AIRE

La obtención de las propiedades termodinámicas del aire se ha realizado a partir de los valores de temperatura seca y humedad relativa, implementando en una macro de Microsoft Excel® el método de Hyland y Wexler propuesto por la ASHRAE [4].

```
'XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX
'XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX DATOS DE PARTIDA XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX
'XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX
' TEMPERATURA DE BULBO SECO: ts
' HUMEDAD RELATIVA: hr
' ALTITUD: alt
'XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX

'XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX
' OBTENCIÓN DE LA PRESIÓN ATMOSFÉRICA (atm) A PARTIR DE LA ALTITUD
' (alt)
'XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX
Function psicrom_atm(alt)
  Dim al(20), pres(20)
  ' Altitud      Presión
  al(1)=-500:   pres(1)=107478
  al(2)=0:      pres(2)=101325
  al(3)=500:    pres(3)=95461
  al(4)=1000:   pres(4)=89875
  al(5)=1500:   pres(5)=84556
  al(6)=2000:   pres(6)=79495
  al(7)=2500:   pres(7)=74682
  al(8)=3000:   pres(8)=70108
  al(9)=4000:   pres(9)=61640
  al(10)=5000:  pres(10)=54020
  al(11)=6000:  pres(11)=47181
  al(12)=7000:  pres(12)=41061
```

D. MODELO ASHRAE

```
al(13)=8000: pres(13)=35600
al(14)=9000: pres(14)=30742
al(15)=10000: pres(15)=26436
al(16)=12000: pres(16)=19284
al(17)=14000: pres(17)=13786
al(18)=16000: pres(18)=9632
al(19)=18000: pres(19)=6556
al(20)=20000: pres(20)=4328
i=1
Do While alt>al(i)
    i=i+1
Loop
psicro_atm=pres(i)
End Function
```

```
'XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX
' OBTENCIÓN DE LA PRESIÓN DE VAPOR DE SATURACIÓN (pvs) A PARTIR DE
' LA TEMPERATURA DE BULBO SECO (ts)
'XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX
Function psicro_pvs(ts)
ta=273.15+ts
c1=-5674.5359
c2=6.3925247
C3=-0.009677843
c4=0.00000062215701
c5=2.0747825E-09
c6=-9.484024E-13
c7=4.1635019
c8=-5800.2206
c9=1.3914993
c10=-0.048640239
c11=0.000041764768
c12=-0.000000014452093
c13=6.5459673
If ta<273.16 Then
    p1=c1/ta+c2+c3*ta+c4*ta^2+c5*ta^3+c6*ta^4+c7*Log(ta)
Else
    p1=c8/ta+c9+c10*ta+c11*ta^2+c12*ta^3+c13*Log(ta)
End If
psicro_pvs=exp(p1)
End Function
```

```

'XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX
' OBTENCIÓN DE LA PRESIÓN DE VAPOR (pv1) A PARTIR DE LA TEMPERATURA
' DE BULBO SECO (ts) Y LA HUMEDAD RELATIVA (hr)
'XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX
Function psicropv1(ts, hr)
  ppv=psicropvs(ts)
  psicropv1=hr*ppv/100
End Function

```

```

'XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX
' OBTENCIÓN DE LA HUMEDAD ESPECÍFICA (w) A PARTIR DE LA TEMPERATURA
' DE BULBO SECO (ts), HUMEDAD RELATIVA (hr) Y PRESIÓN (atm)
'XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX
Function psicrow(ts, hr, atm)
  vp=psicropv1(ts, hr)
  psicrow=0.62198*vp/(atm-vp)
End Function

```

```

'XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX
' OBTENCIÓN DE LA ENTALPÍA (h) A PARTIR DE LA TEMPERATURA DE BULBO
' SECO (ts), HUMEDAD RELATIVA (hr) Y PRESIÓN (atm)
'XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX
Function psicroh(ts, hr, atm)
  psicroh=1.006*ts+(2501+1.805*ts)*(psicrow(ts, hr, atm))
End Function

```

```

'XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX
' OBTENCIÓN DEL VOLUMEN ESPECÍFICO (v) A PARTIR DE LA TEMPERATURA
' DE BULBO SECO (ts), HUMEDAD RELATIVA (hr) Y PRESIÓN (atm)
'XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX
Function psicrov(ts, hr, atm)
  psicrov=(287.1*(ts+273.15)*(1+1.6078*psicrow(ts, hr, atm)))/atm
End Function

```

D. MODELO ASHRAE

```
'XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX
' OBTENCIÓN DE LA TEMPERATURA DE ROCÍO (tr) A PARTIR DE LA
' PRESIÓN DE VAPOR (pv1)
'XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX
Function psicro_tr(pv1)
  f=pv1/1000
  g=Log(f)
  If ts > 0 Then
    ptr=6.54+14.526*g+0.7389*g^2+0.09486*g^3+0.4569*f^0.1984
  Else
    ptr=6.09+12.608*g+0.4959*g^2
  End If
  psicro_tr=ptr
End Function
```

Bibliografía

- [1] AENOR, UNE-EN 60534-2-3 (1999), “Válvulas de regulación de procesos industriales. Parte 2: capacidad de paso de fluido. Parte 3: procedimientos de ensayo”.
- [2] Akinfiyev, N., Mironenko, M., y Grant, S. (2001), “Thermodynamic properties of NaCl solutions at subzero temperatures”, *Journal of Solution Chemistry*, Vol. 30, nº 12, 1065-1080.
- [3] ANSI/ASME PTC 19.1-1985 Part 1 (1986), “Measurement uncertainty”, ASME, New York.
- [4] ASHRAE Fundamentals Handbook 2001.
- [5] Ayel V., Lottin O. y Peerhossaini H. (2003), “Rheology, flow behaviour and heat transfer of ice slurries: a review of the state of the art”, *International Journal of Refrigeration* 26, 95-107.
- [6] Ayel V., Lottin O., Popa, E. y Peerhossaini H. (2003), “On-line measurement of the antifreeze mass fraction in aqueous solutions”, *Proceedings of the 21st IIR International Congress of Refrigeration*, Washington, D.C., ICR0114.
- [7] Barth M. (2002), “Hydro-scraped ice slurry generator”, *Proceedings of the 5th IIR Workshop on Ice Slurries*, Stockholm, 175-178.
- [8] Bedecarrats, J.P., Strub, F., Peuvrel, C., y Dumas, J.P. (2003), “Heat transfer and pressure drop of ice slurry in a heat exchanger”, *Proceedings of the 21st IIR International Congress of Refrigeration*, Washington, D.C., ICR0230.
- [9] Bedecarrats, J.P., Strub, y Strutz, B. (2002), “Heat transfer for different slurries flowing in heat exchangers”, *Proceedings of the 5th Workshop on Ice Slurries of the IIR*, Stockholm, 94-101.
- [10] Bel, O. y Lallemand, A. (1999), “Etude d’un fluide frigoporteur diphasique 1: Caractéristiques thermophysiques intrinsèques d’un coulis de glace”, *International Journal of Refrigeration* 22, 164-174.
- [11] Bel, O. y Lallemand, A. (1999), “Etude d’un fluide frigoporteur diphasique 2: Analyse expérimentale du comportement thermique et rhéologique”, *International Journal of Refrigeration* 22, 175-187.
- [12] Bellas, J., Chaer, I. y Tassou, S.A. (2002), “Heat transfer and pressure drop of ice slurries in plate heat exchangers”, *Applied Thermal Engineering* 22, 721-732.

Bibliografía

- [13] Bellas, J. y Tassou S.A. (2005), "Present and future applications of ice slurries", *International Journal of Refrigeration* 28, 115-121.
- [14] Ben Lakhdar M., Blain G., Compingt A., Liope D. y Smah M., (2001), "Direct expansion and indirect refrigeration with ice slurry: comparison in supermarket", *Proceedings of the 3rd IIR Workshop on Ice Slurries*, Lucerne, 166-167.
- [15] Ben Lakhdar M., Cerecero, R., Alvarez, G., Guilpart, J., Flick, D. y Lallemand, A. (2005), "Heat transfer with freezing in a scraped surface heat exchanger", *Applied Thermal Engineering* 25, 45-60.
- [16] Ben Lakhdar, Guilpart, y Lallemand, A. (1999), "Experimental study and calculation method of heat transfer coefficient when using ice slurries as secondary refrigerant", *Heat and Technology* Vol. 17, 49-55.
- [17] Bergles, E.A., Blumenkrantz, A.R. y Taborek, J. (1974), "Performance evaluation criteria for enhanced heat transfer surfaces", *Heat Transfer* 1974, Vol. 2, 239-243, Tokyo.
- [18] Bowman, R. A., Mueller, A. C. y Nagle, W. M. (1940) "Mean temperature difference in design". *ASME Transactions*, 62, 283-294.
- [19] Cheremisinoff, N.P. (1986), "Encyclopedia of fluid mechanics. Volume 5: Slurry flow technology", Gulf Publishing Co. Houston, TX.
- [20] Cheremisinoff, N.P. (1986), "Encyclopedia of fluid mechanics. Volume 7: Rheology and non-newtonian flows", Gulf Publishing Co. Houston, TX.
- [21] Chibana K., Kang C., Okada M., Matsumoto K. y Kawagoe T. (2002), "Continuous formation of slurry ice by cooling water-oil emulsion in a tube". *International Journal of Refrigeration* 25, 259-266.
- [22] Christensen C., Gmehling J., Rasmussen P. y Weidlich U. (1984), "Heats of mixing data collection. Vol.1, Binary Systems", DECHEMA Chemistry Data Series, Frankfurt.
- [23] Christensen C. , Hanks R.W. e Izatt R.M. (1982), "Handbook of heats of mixing", John Wiley & Sons, New York.
- [24] Cole-Palmer Technical Library. Recurso electrónico.
<http://www.coleparmer.com/techinfo/techinfo.asp?htmlfile=ConductValues.htm&ID=81>
- [25] Courtot F., Davies T.W., Caretta O. y Patrick M.A. (2005), "The kinetics of ice accretion in a supercooled falling film of ice slurry". *Proceedings of the 6th IIR Workshop on Ice Slurries*, Yverdon, 137-148.
- [26] Darby R. (1986), "Hydrodynamics of slurries and suspensions", in Cheremisinoff N.P. (Ed.) "Encyclopedia of Fluid Mechanics, Vol. 5 - Slurry Flow Technology", Gulf Publishing Company, pp. 49-91.

- [27] Davies T.W. (2002), "A novel recuperative ice generator". Proceedings of the 5th IIR Workshop on Ice Slurries, Stockholm, 179-184.
- [28] Davies, T.W. (2005), "Slurry ice as a heat transfer fluid with a large number of application domains", International Journal of Refrigeration 28, 108-114.
- [29] Doetsch, C. (2002), "Pressure drop calculation of ice slurries using the Casson model", Proceedings of the 5th Workshop on Ice Slurries of the IIR, Stockholm, 15-21.
- [30] Dorgan C.E. y Elleson J.S. (1994), "Design guide for cool thermal storage". ASHRAE.
- [31] Egolf, P.W. y Kauffeld, M. (2005), "From physical properties of ice slurries to industrial ice slurry applications", International Journal of Refrigeration 28, 4-12.
- [32] Egolf, P.W., Kitanovski, A., Ata-Caesar, D., Stamatiou, E., Kawaji, M., Bedecarrats, J.P. y Strub, F. (2005), "Thermodynamics and heat transfer of ice slurries", International Journal of Refrigeration 28, 51-59.
- [33] Egolf, P.W., Sari, O., Meili, F. y Vuarnoz, D. (2001), "Pressure drop and heat transfer in a cylindrical heat exchanger with ice slurry flow", Proceedings of the 3rd Workshop on Ice Slurries of the IIR, Lucerne, 77-84.
- [34] Elleson J.S. (1997), "Successful cool storage projects: from planning to operation". ASHRAE.
- [35] Fikiin K., Tsvetkov O., Laptev Y., Fikiin A. y Kolodyaznaya V., (2001), "Thermophysical and engineering issues of the immersion freezing of fruits in ice slurries based on sugar ethanol aqueous solutions", Proceedings of the 3rd IIR Workshop on Ice Slurries, Lucerne, 147-154.
- [36] Frei, B. y Huber, H. (2005), "Characteristics of different pump types operating with ice slurry", International Journal of Refrigeration 28, 92-97.
- [37] Gladis S.P., Marciniak M.J., O'Hanlon J.B. y Yunt B., (1996), "Ice Crystal Slurry Ice TES System Using the Orbital Rod Evaporator", EPRI Conference on Sustainable Thermal Energy Storage.
- [38] Goldstein, R., Eckert, E., Ibele, W., Patankar, S., Simon, T., Kuehn, T., Strykowski, P., Tamma, K., Bar-Cohen, A., Heberlein, J., Davidson, J., Bischof, J., Kulacki, F., Kortshagen, U., Garrick, S. y Srinivasan, V. (2005), "Heat transfer-a review of 2002 literature", International Journal of Heat and Mass Transfer 48, 819-927.
- [39] Grazzini, G. y Gagliardi, A. (2002), "How to choose cooling fluid in finned tube heat exchangers", Proceedings of the 5th Workshop on Ice Slurries of the IIR, Stockholm, 47-53.

Bibliografía

- [40] Guilpart, J., Fournaison, L., Ben Lakhdar, M.A., Flick, D. y Lallemand, A. (1999), "Experimental study and calculation method of transport characteristics of ice slurries", Proceedings of the 1st Workshop on Ice Slurries of the IIR, Yverdon, 74-82.
- [41] Guilpart, J., Stamatiou, E. y Fournaison, L. (2005), "The control of ice slurry systems: an overview", International Journal of Refrigeration 28, 98-107.
- [42] Hanks R. W., (1986), "Principles of slurry pipeline hydraulics", in Cheremisinoff N.P. (Ed.) "Encyclopedia of Fluid Mechanics, Vol. 5 - Slurry Flow Technology", Gulf Publishing Company, pp. 213-276.
- [43] Hansen, T.M. y Kauffeld M. (2001), "Measuring principles for the determination of ice concentration in ice slurry", ASHRAE Annual Meeting Vol. 107, part 2, 336-345.
- [44] Hofer, S., Murguet, D., Sari, O. y Egolf, P.W. (2003), "A method to determine the thermal conductivity of phase change materials and phase change slurries", Proceedings of the 1st Phase Change Materials and Slurry Scientific Conference & Business Forum, Yverdon.
- [45] Hong, R., Kawaji, M. y Goldstein, V., (2001), "Numerical investigation of ice-slurry flow and heat transfer in a scraped ice generator and a storage tank", Proceedings of the 3rd IIR Workshop on Ice Slurries, Lucerne, 119-125.
- [46] Illán F., Viedma A. y Martínez P., (2005) "Dimensional analysis and experimental study of pressure drop and heat transfer for Na-Cl ice slurry in pipes". Proceedings of the 6th IIR Workshop on Ice Slurries, Yverdon-les-Bains, 45-55.
- [47] Illán F. y Viedma A., (2006) "Ice concentration measurement and control for ice slurry pipe flow". Proceedings of the 7th IIR Workshop on Ice Slurries, Dinan, 95-103.
- [48] Inada T., Zhang X., Yabe A. y Kozawa Y. (2001), "Active control of phase change from supercooled water to ice by ultrasonic vibration 1. Control of freezing temperature". International Journal of Heat and Mass Transfer 44, 4523-4531.
- [49] ISO (1995) "Guide to the expression of uncertainty in measurement". International Organization for Standardization, corrected and reprinted edition.
- [50] Incropera, F.P. y Dewitt, D.P. (1996), "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", John Wiley & Sons, New York.
- [51] Jellema P. y Nijdam J.L. (2005), "Ice-slurry production under vacuum". Proceedings of the 6th IIR Workshop on Ice Slurries, Yverdon, 74-78.
- [52] Kauffeld M., Kawaji M. y Egolf P.W. (2005), "Handbook on Ice Slurries. Fundamentals and Engineering". International Institute of Refrigeration.

- [53] Kim B.S., Shin H.T., Lee Y.P. y Jurng J. (2001), “Study on ice slurry production by water spray”. *International Journal of Refrigeration* 24, 176-184.
- [54] Kitanovski, A. y Poredoš, A. (2002), “Concentration distribution and viscosity of ice-slurry in heterogeneous flow”, *International Journal of Refrigeration* 25, 827-835.
- [55] Kitanovski, A., Vuarnoz, D., Ata-Caesar, D., Egolf, P.W., Hansen, T.M. y Doetsch, C. (2005), “The fluid dynamics of ice slurry”, *International Journal of Refrigeration* 28, 37-50.
- [56] Knodel, B.D., France, D.M., Choi, U.S. y Wambsganss M.W. (2000), “Heat transfer and pressure drop in ice-water slurries”, *Applied Thermal Engineering* 20, 671-685.
- [57] Kozawa, Y., Aizawa, N. y Tanino, M. (2005), “Study on ice storing characteristics in dynamic-type ice storage system by using supercooled water. Effects of the supplying conditions of ice-slurry at deployment to district heating and cooling system”, *International Journal of Refrigeration* 28, 73-82.
- [58] Lee, D.W. y Yoon, C.I. (2002), “Experimental study on flow and pressure drop of ice slurry for various pipes”, *Proceedings of the 5th Workshop on Ice Slurries of the IIR, Stockholm*, 22-29.
- [59] Lee, D.W., Yoon, E.S., Joo, M.C. y Sharma, A. (2006), “Heat transfer characteristics of the ice slurry at melting process in a tube flow”, *International Journal of Refrigeration* 29, 451-455.
- [60] Lide D.R., (2005) 86th edition, “CRC Handbook of chemistry and physics”, CRC Press, Boca Raton.
- [61] Ling, J., Skudarnov, P.V., Lin, C.X. y Ebdian M.A. (2003) “Numerical investigations of liquid–solid slurry flows in a fully developed turbulent flow region”, *International Journal of Heat and Fluid Flow* 24, 389-398.
- [62] Losada V., García M., Aubourg S.P., Rodríguez O. y Barros J., (2005), “Mejora de la calidad y vida útil de la cigala sometida a conservación en hielo líquido”, *Actas del III Congreso Español y I Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío, Barcelona*, 873-882.
- [63] Lottin, O., Ayel, V. y Peerhossaini, H. (2004), “Ice slurries phase transition thermodynamics: relations for determining concentration-temperature domains of application”, *International Journal of Refrigeration* 27, 520–528.
- [64] Lottin, O. y Epiard C. (2001), “Dependence of the thermodynamic properties of ice slurries on the characteristics of marketed antifreezes”, *International Journal of Refrigeration* 24, 455-467.

Bibliografía

- [65] Lugo, R., Fournaison, L., Chourot, J.-M. y Guilpart, J. (2002), "An excess function method to model the thermophysical properties of one-phase secondary refrigerants", *International Journal of Refrigeration* 25, 916-923.
- [66] Malin M.R., (1998), "Turbulent pipe flow of Herschel-Bulkley fluids". *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 25, No. 3, 321-330.
- [67] Matsumoto, K., Namiki, Y., Okada, M., Kawagoe, T., Nakagawa y S., Kang, C. (2004), "Continuous ice slurry formation using a functional fluid for ice storage". *International Journal of Refrigeration* 27, 73-81.
- [68] Matsunaga, T., Toh y M., Kamota, T., (2003), "Heat transfer and power consumption in a scraped surface heat exchanger", *Proceedings of the 21st IIR International Congress of Refrigeration 2003*, Washington, D.C., ICR0209.
- [69] Meewisse, J.W. e Infante Ferreira, C.A. (2001), "Freezing point depression of various ice slurries", *IIR-Conference, IIF-IIR-Commission B1*, Paderborn.
- [70] Meewise J.W. e Infante Ferreira C.A. (2002), "Fluidised bed ice slurry generator: operating range". *Proceedings of the 5th IIR Workshop on Ice Slurries*, Stockholm, 197-205.
- [71] Meewisse, J.W. e Infante Ferreira, C.A. (2003), "Dynamic model of ice slurry systems for performance evaluation", *Proceedings of the 21st IIR International Congress of Refrigeration 2003*, Washington, D.C., ICR0180.
- [72] Meewisse, J.W. e Infante Ferreira, C.A. (2003), "Validation of the use of heat transfer models in liquid/solid fluidized beds for ice slurry generation", *International Journal of Heat and Mass Transfer* 46, 3683-3695.
- [73] Meili F., Vuarnoz D., Sari O. y Egolf P.W. (2001), "Storage and mixing of ice slurries in tanks", *Proceedings of the 3rd IIR Workshop on Ice Slurries*, Lucerne, 97-104.
- [74] Melinder Å. (1997), "Thermophysical properties of liquid secondary refrigerants". *IIR Handbook*. International Institute of Refrigeration, Paris, France.
- [75] Melinder Å. (2002), "Enthalpy phase diagrams of aqueous solutions for ice slurry applications", *Proceedings of the 5th IIR Workshop on Ice Slurries*, Stockholm, 107-118.
- [76] Melinder, Å. y Granryd, E. (2005), "Using property values of aqueous solutions and ice to estimate ice concentrations and enthalpies of ice slurries", *International Journal of Refrigeration* 28, 13-19.
- [77] Mito D., Mikami Y., Tanino M. y Kozawa Y., (2002), "A new ice slurry generator by using actively thermal-hydraulic controlling both supercooling and releasing of water". *Proceedings of the 5th IIR Workshop on Ice Slurries*, Stockholm, 185-196.

- [78] Niezgoda-Żelasko B. (2006), “Heat transfer of ice slurry flows in tubes”, *International Journal of Refrigeration*, 29, 437-450.
- [79] Niezgoda-Żelasko B. y Zalewski W. (2006), “Momentum transfer of ice slurry flows in tubes, experimental investigations”, *International Journal of Refrigeration*, 29, 418-428.
- [80] Nørgaard, E., Sørensen, T.A., Hansen, T.M. y Kauffeld, M. (2005), “Performance of components of ice slurry systems: pumps, plate heat exchangers, and fittings”, *International Journal of Refrigeration*, 28, 83-91.
- [81] Notter, R.H. y Sleicher, C.A. (1972), “A solution of the turbulent Graetz problem III. Fully developed and entry region heat transfer rates”, *Chemical Engineering Science*, 27, 2073-81.
- [82] Pounder E.R. (1965), “The physics of ice”, Pergamon Press Inc., New York.
- [83] Pronk, P., Hansen, T.M., Infante Ferreira, C.A. y Witkamp, G.J. (2005), “Time-dependent behavior of different ice slurries during storage”, *International Journal of Refrigeration* 28, 27-36.
- [84] Pronk, P., Infante Ferreira, C.A. y Witkamp, G.J. (2005), “A dynamic model of Ostwald ripening in ice suspensions”, *Journal of Crystal Growth* 275, e1355-e1361.
- [85] Qin F., Dong Chen X., Ramachandra S. y Free K. (2006), “Heat transfer and power consumption in a scraped-surface heat exchanger while freezing aqueous solutions”, *Separation and Purification Technology*, 48, 150–158.
- [86] Qin, F., Zhao, J., Russell, A., Chen, X., Chen, J. y Robertson L. (2003), “Simulation and experiment of the unsteady heat transport in the onset time of nucleation and crystallization of ice from the subcooled solution”, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 46, 3221-3231.
- [87] Rivet P., (2001), “Ice slurries for indirect cooling on retail sector: results on site experimentation”, *Proceedings of the 3rd IIR Workshop on Ice Slurries*, Lucerne, 163-165.
- [88] Royon, L., Perrot, P. y Guiffant, G. (2001), “Transport of cold thermal energy with a slurry as secondary biphasic refrigerant”, *International Journal of Energy Research* 25, 9-15.
- [89] Sánchez del Río, C., (1989), “Análisis de errores”, EUDEMA (Ediciones de la Universidad Complutense, S.A.).
- [90] Sari O., Egolf P., Ata-Caesar D., Brulhart J., Vuarnoz D., Lugo R. y Fournaison L. (2005), “Direct contact evaporation applied to the generation of ice slurries: modelling and experimental results”. *Proceedings of the 6th IIR Workshop on Ice Slurries*, Yverdon, 57-72.

Bibliografía

- [91] Schaedle K.H., (2001), "Binary ice plant for the UBS-Basel", Proceedings of the 3rd IIR Workshop on Ice Slurries, Lucerne, 168.
- [92] Schlünder, E.U., (1983), "Heat exchanger design handbook. Volume 3: Thermal and hydraulic design of heat exchangers", Hemisphere Publishing Corporation.
- [93] Seara J.F., Sieres J., Uhía F.J., Vázquez M. y Arias A., (2005), "Comparación de una instalación frigorífica tradicional y de una instalación con hielo líquido en un barco de fresco", Actas del III Congreso Español y I Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío, Barcelona, 105-114.
- [94] Siginer, D.A., De Kee, D. y Chabra, R.P. (1999), "Advances in the flow and rheology of non-newtonian fluid. Part B", Ed. Elsevier. Stutz, B. y Reghem, P. (2001), "Friction losses of two phase flow liquid-solid", Proceedings of the 3rd Workshop on Ice Slurries of the IIR, Lucerne, Switzerland, 45-52.
- [95] "Slurry-Ice based cooling systems application guide". Recurso electrónico (<http://epsLtd.co.uk/slurryice1.htm>).
- [96] Snoek, C.W., (1993), "The design and operation of ice-slurry based district cooling systems". IEA District heating, Published by Novem.
- [97] Stamatiou, E., y Kawaji, M. (2003), "Heat transfer characteristics in compact scraped surface ice slurry generators", Proceedings of the 21st IIR International Congress of Refrigeration 2003, Washington, D.C., ICR0598.
- [98] Stamatiou, E., Kawaji, M., Lee, B. y Goldstein, V. (2001), "Experimental investigation of ice slurry flow and heat transfer in a plate type heat exchanger", Proceedings of the 3rd Workshop on Ice Slurries of the IIR, Lucerne, Switzerland, 61-68.
- [99] Stamatiou, E., Meewisse, J.W. y Kawaji, M. (2005), "Ice slurry generation involving moving parts", International Journal of Refrigeration 28, 60-72.
- [100] Stutz, B. y Reghem, P., (2001), "Friction losses of two-phase flow liquid-solid", Proceedings of the 3rd IIR Workshop on Ice Slurries, Lucerne, 45-52.
- [101] Taborek., J. (1998) "Charts for mean temperature difference in industrial heat exchangers configurations" in "Heat exchangers design handbook, Vol. 1, Heat exchangers theory". Begell House Inc.
- [102] Tanino, M. y Kozawa, Y. (2001), "Ice-water two-phase flow behaviour in ice heat storage systems", International Journal of Refrigeration 24, 639-651.
- [103] Tassou S.A., Chaer I., Bellas J. y Terzis G., (2001), "Comparison of the performance of ice slurry and traditional primary and secondary refrigerants in refrigerated food display cabinet cooling coil". Proceedings of the 4th IIR Workshop on Ice Slurries, Osaka, 87-95.

- [104] Ure Z., (1999), “Slurry ice based cooling systems”, IIR 20th International Conference on Refrigeration into the Third Millennium, Sydney.
- [105] Van der Gun M.A., Meewisse J.W. e Infante Ferreira C.A. (2001), “Ice production in a fluidised bed crystalliser”. Proceedings of the 4th IIR Workshop on Ice Slurries, Osaka.
- [106] Vicente Quiles, P.G. (2002), “Técnicas de mejora de la transferencia térmica en tubos de intercambiadores de calor industriales para flujo monofásico laminar y turbulento”, Tesis doctoral.
- [107] Vicente P.G., García A. y Viedma A. (2004), “Mixed convection heat transfer and isothermal pressure drop in corrugated tubes for laminar and transition flow”. *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, Vol. 31, No. 5, pp651-662.
- [108] Vicente P.G., García A. y Viedma A. (2004), “Experimental investigation on heat transfer and frictional characteristics of spirally corrugated tubes in turbulent flow at different Prandtl numbers”. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47, 671–681.
- [109] Wang M.J., López G. y Goldstein V., (2002), “Ice slurry for shrimp farming and processing”. Proceedings of the 5th IIR Workshop on Ice Slurries, Stockholm, 161-168.
- [110] Wang M.J. y Kusumoto N. (2001), “Ice slurry based thermal storage in multifunctional buildings”, *Heat and Mass Transfer* 37, 597-604.
- [111] Wijesundera N.E., Hawlader M., Wee Bon C. y Kamal M. (2004), “Ice-slurry production using direct contact heat transfer”. *International Journal of Refrigeration* 27, 511-519.
- [112] Xiaokui M., Guoliang D., Yuanming Z. y Kaijian W. (2007), “Airside heat transfer and friction characteristics for enhanced fin-and-tube heat exchanger with hydrophilic coating under wet conditions”. *International Journal of Refrigeration* 30, 1153-1167.
- [113] Xu J., Ramuscak C., Chong A. y Goldstain V., (2006), “Broccoli preservation with ice slurry”, Proceedings of the 7th Conference on Phase Change Materials and Slurries for Refrigeration and Air Conditioning, Dinan, Francia, 213-220.
- [114] Yamada M., Fukusako S. y Kawabe H. (2002), “A quantitative evaluation of the production performance of ice slurry by the oscillatory moving cooled wall method”. *International Journal of Refrigeration* 25, 199-207.
- [115] Yamada, M., Fukusako, S. y Kawanami, T. (2002), “Performance analysis on the liquid-ice thermal storage system for optimum operation”, *International Journal of Refrigeration* 25, 267-277.

Bibliografía

- [116] Zhang X., Inada T., Yabe A., Lu S. y Kozawa Y. (2001), “Active control of phase change from supercooled water to ice by ultrasonic vibration 2. Generation of ice slurries and effect of bubble nuclei”. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 44, 4533-4539.