



UNIVERSITAT  
ROVIRA I VIRGILI

ESCOLA TÈCNICA SUPERIOR D'ENGINYERIA QUÍMICA

Departament d'Enginyeria Mecànica

***REVALORIZACIÓN ENERGÉTICA DE RESIDUOS TÉRMICOS  
MEDIANTE CICLOS DE COMPRESIÓN MECÁNICA DE VAPOR  
CON CIRCUITO DE SOLUCIÓN***

Memoria presentada por:

**Alvaro Miguel Mestra Rodríguez**

para optar al grado de

Doctor en Ingeniería Química y de Procesos

Trabajo dirigido por:

**Dr. Joan Manel Vallès Rasquera**

**Dr. Alberto Coronas Salcedo**

Àrea de Màquines i Motors Tèrmics

*Tarragona, julio de 2005*

**Los abajo firmantes Doctor Joan Manel Vallès Rasquera, Profesor Titular de Universidad y Doctor Alberto Coronas Salcedo, Profesor Catedrático de Universidad del Departament d'Enginyeria Mecànica de la Universitat Rovira i Virgili**

CETIFICAN:

Que el presente trabajo, con el título:

**Revalorización Energética de Residuos Térmicos mediante Ciclos de Compresión Mecánica de Vapor con Circuito de Solución**

que presenta el Sr. Alvaro Miguel Mestra Rodríguez, ha sido realizado bajo nuestra dirección inmediata en el Centre d'Innovació Tecnològica en Revalorització Energètica i Refrigeració CREVER de la Universitat Rovira i Virgili y, que todos los resultados han sido obtenidos de las experiencias realizadas por el mencionado doctorando.

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

Tarragona, 5 de Julio de 2005

---

Dr. Joan Manel Vallès Rasquera

---

Dr. Alberto Coronas Salcedo

## **TRIBUNAL**

Dr. Roberto Best y Brown

*Centro de Investigación en Energía. Universidad Nacional Autónoma de México.*

Dr. Dieter Thomas Boer

*Escola Tècnica Superior d'Engynieria Química. Universitat Rovira i Virgili.*

Dr. Francisco Javier Esteve Agustench

*Escola Tècnica Superior d'Engynieria Química. Universitat Rovira i Virgili.*

Dra. Ana María Mainar

*Facultad de Ciencias. Universidad de Zaragoza.*

Dr. Francisco Serrano Cáceres

*Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales. Universidad de Málaga.*

Dr. Rosenberg Javier Romero Domínguez

*Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas. Universidad Autónoma del Estado de Morelos.*

Dr. José Santiago Urieta Navarro

*Facultad de Ciencias. Universidad de Zaragoza.*

*A mi mujer, Margelys, y al pequeño Alejandro*

## **AGRADECIMIENTOS**

Mi sincero agradecimiento al Dr. Alberto Coronas y al Dr. Manel Vallès por la dirección de este trabajo.

Mi gratitud también para el Dr. Mahmoud Bourouis, el Dr. José María López González, el Dr. Daniel Salavera, el Sr. Emilio Mola, el Sr. Alex Ruiz, y el Sr. Licio França por su ayuda en aspectos puntuales de este trabajo.

A todos los miembros del Centre de Innovació Tecnològica en Revalorització Energètica i Refrigeració (*CREVER*) por su desinteresada y siempre disponible ayuda durante la realización de este trabajo.

Al Centre de Innovació Tecnològica en Revalorització Energètica i Refrigeració (*CREVER*), integrado en la red IT de Centros de Innovación Tecnológica del CIDEM, por facilitar los recursos técnicos que han permitido realizar este trabajo.

A las empresas Alfa Laval S.A. y Compair Ibérica S.L. por la colaboración prestada por sus departamentos técnicos.

A la empresa Clariant Ibérica S.L. por el suministro de los productos PEGDME 500 y PEGDME 1500 así como por la información facilitada.

Finalmente, al Departament d'Enginyeria Mecànica de la Universitat Rovira i Virgili por la concesión de una beca de investigación para la realización de este trabajo.

## RESUMEN

En esta tesis se presenta un estudio teórico-experimental sobre bombas de calor de compresión mecánica de vapor con circuito de solución, también conocidas como absorción/compresión, para la revalorización energética a temperaturas entre 120 y 140°C de residuos térmicos entre 80 y 90°C utilizando mezclas de fluidos orgánicos e intercambiadores de calor de placas.

El estudio termodinámico se ha realizado para un ciclo simple constituido por un absorbedor, un desorbedor, un compresor, una bomba de solución y un intercambiador de solución. Como fluido de trabajo se utiliza una mezcla de fluidos orgánicos en que el refrigerante es un alcohol (Metanol, Trifluoroetanol o Hexafluoroisopropanol) y como absorbente pueden utilizarse compuestos de la familia de los n-EtilenGlicol DiMetilÉteres. El ciclo se ha evaluado para el absorbente TetraEtilenGlicol DiMetilÉter (TEGDME) y para diferentes condiciones de operación teniendo en cuenta las variables que afectan a su funcionamiento: la concentración de la solución rica, el salto térmico de la solución en el absorbedor, el tipo de compresión, la temperatura de la solución a la salida del desorbedor, y la temperatura de la solución a la salida del absorbedor. Los parámetros analizados han sido: la relación de compresión, el caudal volumétrico de vapor, el caudal másico de la solución pobre en refrigerante, la potencia térmica del intercambiador de solución, y el COP. Los resultados muestran que el refrigerante más idóneo para esta aplicación es el Metanol en combinación con el TEGDME. Para esta combinación se han obtenido relaciones de compresión moderadas, de 4,4 a 7,5; bajos caudales volumétricos de refrigerante, de 35 a 50 m<sup>3</sup>/h, y valores de COP entre 3,8 y 5,6.

El compresor seleccionado para esta aplicación es un compresor de paletas que habitualmente se utiliza en la compresión de aire. Al tratarse de un compresor lubricado, y con objeto de que el lubricante no interfiera en el proceso de absorción, se ha seleccionado inicialmente un absorbente que cumpla también la función de lubricación requerida por el compresor. Este absorbente es el PEGDME 500, producto comercial mezcla de diferentes compuestos n-EGDME, con  $n \approx 11$ , adecuado por sus propiedades lubricantes para este compresor. Para comprobar la viabilidad técnica de esta elección se han realizado ensayos de compresión de aire con el compresor de paletas y lubricado con el absorbente propuesto. También se evaluaron las prestaciones del ciclo con esta nueva mezcla de trabajo mediante el programa de simulación termodinámica, encontrándose prácticamente los mismos valores de COP y presiones que en el caso del TEGDME, si bien los caudales másicos de solución requeridos se duplican.

Para evaluar el funcionamiento de la bomba de calor propuesta se ha construido un dispositivo experimental de 15 kW de potencia térmica que incorpora un compresor de paletas de 4,5 kW e intercambiadores de placas termosoldadas. La distribución de la solución en los canales del absorbedor se realiza mediante la utilización de una boquilla de aspersión situada en el puerto de entrada del intercambiador. Este tipo de intercambiadores se ha seleccionado para compensar las pobres propiedades de transporte del absorbente. Los ensayos realizados muestran la viabilidad técnica de utilizar un lubricante de la misma familia del absorbente, aunque pueden conseguirse mejoras significativas si se utilizan dos productos diferentes, PEGDME 1500 como lubricante y PEGDME 500 como absorbente.

Los resultados muestran que es posible conseguir con este tipo de intercambiadores eficiencias térmicas superiores al 70% y una buena distribución de la solución en las placas del absorbedor. Sin embargo, los problemas detectados en la etapa de compresión han limitado los niveles de relación de compresión alcanzados y la capacidad de producción de energía térmica de la bomba de calor.

## RESUM

En aquesta tesi es presenta un estudi teòric-experimental sobre bombes de calor de compressió mecànica de vapor amb circuit de solució, també conegudes com absorció/compressió, per a la revalorització energètica a temperatures entre 120 i 140°C de residus tèrmics entre 80 i 90°C utilitzant mescles de fluids orgànics i bescanviadors de calor de plaques.

L'estudi termodinàmic s'ha realitzat per a un cicle simple constituït per un absorbidor, un desabsorbidor, un compressor, una bomba de solució i un bescanviador de solució. Com fluid de treball s'utilitza una mescla de fluids orgànics on el refrigerant és un alcohol (Metanol, Trifluoroetanol i Hexafluoroisopropanol) i com absorbent poden utilitzar-se composts de la família dels n-EtilenGlicol DiMetilÈters. El cicle s'ha avaluat per a l'absorbent TetraEtilenGlicol DiMetilÈter (TEGDME) i per a diferents condicions d'operació tenint en compte les variables que afecten el seu funcionament: la concentració de la solució rica, el salt tèrmic de la solució en l'absorbidor, el tipus de compressió, la temperatura de la solució a la sortida del desabsorbidor i, la temperatura de la solució a la sortida de l'absorbidor. Els paràmetres analitzats han estat: la relació de compressió, el cabal volumètric de vapor, el cabal màsic de solució pobra en refrigerant, la potència tèrmica del bescanviador de solució i el COP. Els resultats mostren que el refrigerant més idoni per a aquesta aplicació és el Metanol en combinació amb el TEGDME. Per a aquesta combinació s'han obtingut relacions de compressió moderades, de 4,4 a 7,5, cabals volumètrics de refrigerant baixos, de 35 a 50 m<sup>3</sup>/h, i valors de COP entre 3,8 i 5,4.

El compressor seleccionat per a aquesta aplicació és un compressor de paletes que habitualment s'utilitza en la compressió d'aire. Al tractar-se d'un compressor lubricat, i a fi de que el lubricant no interfeixi en el procés d'absorció, s'ha seleccionat inicialment un absorbent que compleixi també la funció de lubricació necessària pel compressor. Aquest absorbent és el PEGDME 500, producte comercial mescla de diferents composts n-EGDME, amb  $n \approx 11$ , adequat per les seves propietats lubricants per a aquest compressor. Per a comprovar la viabilitat tècnica d'aquesta elecció s'han realitzat assajos de compressió d'aire amb el compressor de paletes i lubricat amb l'absorbent proposat. També s'han avaluat les prestacions del cicle amb aquesta nova mescla de treball mitjançant al programa de simulació termodinàmica, trobant-se pràcticament els mateixos valors de COP i pressions que en el cas del TEGDME, si bé els cabals màsics de solució necessaris és dupliquen.

Per a avaluar el funcionament de la bomba de calor proposada s'ha construït un dispositiu experimental de 15 kW de potència tèrmica que inclou un compressor de paletes de 4,5 kW i bescanviadors de plaques termosoldades. La distribució de la solució en els canals de l'absorbidor es realitza mitjançant la utilització d'un aspessor situat en el port d'entrada del bescanviador. Aquest tipus de bescanviador s'ha seleccionat per a compensar les pobres propietats de transport de l'absorbent. Els assajos realitzats mostren la viabilitat tècnica d'utilitzar un lubricant de la mateixa família de l'absorbent, encara que poden obtenir-se millores significatives si s'utilitzen dos productes diferents, PEGDME 1500 com lubricant i PEGDME 500 com absorbent.

Els resultats mostren que és possible aconseguir amb aquest tipus de bescanviadors eficiències tèrmiques superiors al 70% i una bona distribució de la solució en les plaques de l'absorbidor. No obstant això, els problemes detectats en l'etapa de compressió han limitat els nivells de relació de compressió assolits i la capacitat de producció d'energia tèrmica en la bomba de calor.

## SUMMARY

This thesis presents a theoretical-experimental study of a mechanical vapour compression heat pump with solution circuit (also known as absorption/compression) for upgrading heat at temperatures between 120 and 140°C recovering waste heat between 80 and 90°C and working with a mixture of organic fluids.

The thermodynamic study has been made for a simple cycle including an absorber, a desorber, a compressor, a solution pump and a solution heat exchanger. As a working fluid, it was used a mixture of organic fluids in that the refrigerant is an alcohol (Methanol, Trifluoroethanol or Hexafluoroisopropanol) and the absorbent was a chemical of the family of the n-EthyleneGlycol DiMethylEthers. The cycle was analysed initially for the absorbent TetraEthyleneGlycol DiMethylEther (TEGDME) and for different operation conditions taking into account the variables that affect its operation: strong solution composition, temperature lift of the solution in the absorber, type of compression, outlet solution temperature in the absorber and outlet solution temperature in the desorber. The analysed parameters were the following: compression ratio, vapour volumetric flow, weak solution mass flow, thermal power of the solution heat exchanger, and COP. The results show that the most suitable refrigerant for this application is Methanol in combination with TEGDME. For this mixture it was obtained moderate compression ratios, from 4,4 to 7,5, low volumetric flow of vapour, from 35 to 50 m<sup>3</sup>/h and values of COP between 3,8 and 5,6.

The compressor selected for this application was a rotary vane compressor that habitually is used for air compression applications. The lubricant of this compressor was selected in such a way that plays also the role of absorbant. The absorbent selected was PEGDME 500, commercial product mixture of different n-EGDME compounds. To verify the technical viability of this choice, tests of air compression were made with the rotary vane compressor selected and the absorbent fluid proposed working as a lubricant. The cycle working with the Methanol/PEGDME 500 mixture was also analysed by means of a thermodynamic simulation program. The results show that COP and pressures are similar to the results obtained with the absorbent fluid TEGDME. However, the solution mass flow necessary for the same thermal power in the absorber was double that the corresponding value for TEGDME.

In order to evaluate the operating conditions of the proposed heat pump, it was constructed an experimental set-up of 15 kW of thermal power with a rotary vane compressor of 4,5 kW and brazed heat exchangers for the absorber, the desorber and the solution heat exchanger. A nozzle located in the inlet port of the absorber plate heat exchanger makes the distribution of the solution into the absorber channels. This type of heat exchangers has been selected to compensate the poor transport properties of the absorbent. The tests made show the technical feasibility of using as a lubricant the same fluid playing the role of the absorbent, although best results were obtained if different products, PEGDME 1500 as lubricant and PEGDME 500 as absorbent were used.

Results show that it is possible to obtain thermal efficiencies higher than 70% with this type of plate heat exchangers and a good distribution of the solution in the absorber channels. Nevertheless, the problems detected in the compression stage have limited the levels of compressor ratio reached and the thermal power of the heat pump.



## **COMUNICACIONES EN CONGRESOS INTERNACIONALES Y NACIONALES**

- A. Mestra, M. Vallès, M. Bourouis, A. Coronas, 2003, Absorption/compression heat pump with organic fluid mixtures for industrial waste heat recovery. Cycle performance and first experimental results, Eurotherm Seminar No. 72. Thermodynamics, Heat and Mass Transfer of Refrigeration Machines and Heat Pumps: 397-402, Valencia, Spain.
- A. Mestra, M. Vallès, M. Bourouis, A. Coronas, 2002, Design of a high temperature absorption/compression heat pump with organic fluids and plate heat exchangers, Zero Leakage – Minimum Charge. Efficient Systems for Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps – International Journal of Refrigeration: 331-335, Stockholm, Sweden.
- A. Mestra, M. Vallès, M. Bourouis, A. Coronas, 2002, Diseño de una bomba de calor de absorción/compresión de alta temperatura con fluidos orgánicos, I Congreso Español de Ciencias y Técnicas del Frío CYTEF'2002, Cartagena.
- A. Mestra, M. Vallès, M. Bourouis, A. Coronas, 2002, Estudio preliminar de la compresión mecánica en bombas de calor de absorción/compresión con fluidos orgánicos, XV Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, Cádiz.

---

## ÍNDICE

---

### ***Capítulo 1. Situación tecnológica de la bomba de calor en aplicaciones industriales***

1.1.	Introducción	1-1
1.2.	Interés de la bomba de calor en aplicaciones industriales	1-7
1.3.	Tecnologías de la bomba de calor en aplicaciones industriales	1-11
1.3.1.	Compresión mecánica de vapor	1-13
1.3.1.1	Principio de funcionamiento	1-13
1.3.1.2.	Fluidos de trabajo	1-16
1.3.1.3	Experiencia operativa	1-19
1.3.2.	Recompresión mecánica de vapor	1-21
1.3.2.1.	Principio de funcionamiento	1-21
1.3.2.2.	Fluidos de trabajo	1-22
1.3.2.3.	Experiencia operativa	1-22
1.3.3.	Transformador de calor	1-24
1.3.3.1.	Principio de funcionamiento	1-24
1.3.3.2.	Fluidos de trabajo	1-25
1.3.3.3	Experiencia operativa	1-26
1.3.4.	Compresión térmica de vapor	1-26
1.3.4.1.	Principio de funcionamiento	1-26
1.3.4.2.	Fluidos de trabajo	1-28
1.3.4.3.	Experiencia operativa	1-28
1.3.5.	Compresión mecánica de vapor con circuito de solución	1-29
1.3.5.1.	Principio de funcionamiento	1-29
1.3.5.2.	Fluidos de trabajo y experiencia operativa	1-32
1.3.5.3.	Problemática existente en las bombas de calor de compresión mecánica de vapor con circuito de solución	1-38
1.4.	Justificación y objetivos	1-39

### ***Capítulo 2. Simulación termodinámica del ciclo de compresión con circuito de solución y selección del refrigerante***

2.1.	Introducción	2-1
2.2.	Fluidos de trabajo utilizados en aplicaciones de alta temperatura	2-2
2.3.	Descripción del programa de simulación y de la base de datos de propiedades	2-4
2.4.	Descripción del ciclo de compresión mecánica de vapor con circuito de solución	2-6
2.5.	Simulación termodinámica del ciclo de compresión mecánica de vapor con circuito de solución	2-8

2.5.1.	Descripción del modelo termodinámico del ciclo	2-8
2.5.2.	Procedimiento de cálculo	2-12
2.6.	Resultados de la simulación termodinámica del ciclo de compresión con circuito de solución	2-14
2.6.1.	Influencia de la concentración molar de la solución rica en el funcionamiento del ciclo	2-14
2.6.2.	Influencia del salto térmico en el absorbedor en el funcionamiento del ciclo	2-21
2.6.3.	Influencia del tipo de compresión en el funcionamiento del ciclo	2-27
2.6.4.	Influencia de la temperatura de la solución a la salida del desorbedor en el funcionamiento del ciclo	2-29
2.6.5.	Influencia de la temperatura de la solución a la salida del absorbedor en el rendimiento del ciclo	2-33
1.3.3.2.	2.6.6 – Selección del refrigerante	2-39

### ***Capítulo 3. Selección del compresor y el absorbente***

3.1.	Introducción	3-1
3.2.	Clasificación de los compresores	3-2
3.2.1	Compresor de pistones	3-3
3.2.2.	Compresor de tornillo helicoidal	3-5
3.2.3.	Compresor de paletas	3-8
3.2.4.	Compresor scroll	3-9
3.3.	Principio termodinámico de la compresión	3-10
3.4.	Selección del compresor	3-14
3.5.	Selección del absorbente	3-20
3.6.	Simulación termodinámica del ciclo con el fluido MeOH/PEGDME 500	3-23
3.6.1.	Influencia de la temperatura de la solución a la salida del desorbedor en el funcionamiento del ciclo	3-24
3.6.2.	Influencia de la temperatura de la solución a la salida del absorbedor en el funcionamiento del ciclo	3-27
3.7.	Caracterización del funcionamiento del compresor de aire	3-31
3.7.1.	Estrategia de control del dispositivo experimental	3-32
3.7.2.	Procedimiento experimental	3-33
3.7.3.	Resultados experimentales	3-34

### ***Capítulo 4. Descripción de los componentes de la planta piloto***

4.1.	Introducción	4-1
4.2.	Selección de los intercambiares de calor	4-3
4.2.1.	Absorbedor	4-3
4.2.2.	Desorbedor	4-5
4.2.3.	Intercambiador de solución	4-7
4.3.	Compresor	4-9
4.4.	Componentes auxiliares	4-9

4.4.1.	Bomba de solución	4-10
4.4.2.	Boquilla de aspersión	4-10
4.4.3.	Válvula de expansión	4-12
4.4.4.	Separador líquido-vapor	4-12
4.4.5.	Circuito de agua del desorbedor	4-14
4.4.6.	Circuito de agua del absorbedor	4-14
4.5.	Disposición espacial de los componentes	4-15
4.5.1.	Desorbedor	4-15
4.5.2.	Absorbedor	4-15
4.5.3.	Compresor	4-15
4.5.4.	Intercambiador de solución	4-16
4.6.	Estrategia de control de la planta piloto	4-16
4.6.1.	Presión del absorbedor	4-17
4.6.2.	Nivel del desorbedor	4-17
4.6.3.	Temperatura del agua a la salida del absorbedor	4-17
4.6.4.	Temperatura del agua a la entrada del absorbedor	4-17
4.6.5.	Temperatura del cárter del compresor	4-18
4.6.6.	Temperatura del agua a la entrada del desorbedor	4-18
4.7.	Instrumentación	4-19
4.8.	Puesta en marcha de la planta piloto	4-20
4.9.	Sistema de adquisición de datos	4-22

## ***Capítulo 5. Experimentación en la planta piloto***

5.1.	Introducción	5-1
5.2.	Montaje y carga de la planta piloto	5-2
5.3.	Puesta en marcha de la planta piloto	5-5
5.3.1.	Funcionamiento de la estrategia de control y variables registradas por el sistema de adquisición de datos	5-9
5.3.1.1.	Nivel del desorbedor	5-9
5.3.1.2.	Temperatura del agua a la entrada del desorbedor y temperatura del cárter del compresor	5-9
5.3.1.3.	Presión del absorbedor y desorbedor	5-10
5.3.1.4.	Temperaturas de entrada y salida del agua y, la solución en el absorbedor	5-11
5.3.2.	Análisis del comportamiento de los componentes de la planta piloto	5-11
5.3.2.1.	Procedimiento de cálculo para el análisis del comportamiento de los componentes de la planta piloto	5-12
5.3.2.2.	Análisis del comportamiento del desorbedor	5-17
5.3.2.3.	Análisis del comportamiento del absorbedor	5-18
5.3.2.4.	Análisis del comportamiento del compresor y circuito de lubricación	5-19
5.4.	Experimentación y análisis del comportamiento de la planta piloto	5-23
5.4.1.	Influencia del caudal de solución pobre	5-23
5.4.1.1.	Potencia térmica del absorbedor, desorbedor, intercambiador de solución e intercambiador del circuito de lubricación	5-24

5.4.1.2.	Coeficiente global de transferencia de calor en el absorbedor, desorbedor e intercambiador de solución y coeficiente local de transferencia de calor de los procesos de absorción y desorción.	5-26
5.4.1.3.	Eficiencia térmica en el absorbedor, desorbedor e intercambiador de solución	5-27
5.4.1.4.	Presión en el desorbedor, absorbedor y relación de compresión	5-28
5.4.1.5.	Flujo de refrigerante absorbido en el absorbedor	5-29
5.4.1.6.	Potencia eléctrica del compresor, potencia de compresión y rendimiento de compresión	5-30
5.4.1.7.	COP de la planta piloto	5-31
5.4.2.	Influencia de la velocidad de rotación del compresor	5-32
5.4.2.1.	Potencia térmica en el absorbedor, desorbedor, intercambiador de solución e intercambiador del circuito de lubricación	5-33
5.4.2.2.	Coeficiente global de transferencia de calor en el absorbedor, desorbedor e intercambiador de solución y coeficiente local de transferencia de calor de los procesos de absorción y desorción	5-34
5.4.2.3.	Eficiencia térmica en el absorbedor, desorbedor e intercambiador de solución	5-35
5.4.2.4.	Presión en el desorbedor, absorbedor y relación de compresión	5-36
5.4.2.5.	Flujo de refrigerante absorbido en el absorbedor	5-37
5.4.2.6.	Potencia eléctrica del compresor, potencia de compresión y rendimiento de compresión	5-38
5.4.2.7.	COP de la planta piloto	5-39
5.4.3.	Influencia de la temperatura de activación del desorbedor	5-40
5.4.3.1.	Potencia térmica en el absorbedor, desorbedor, intercambiador de solución e intercambiador del circuito de lubricación	5-41
5.4.3.2.	Coeficiente global de transferencia de calor en el absorbedor, desorbedor e intercambiador de solución y coeficiente local de transferencia de calor de los procesos de absorción y desorción	5-42
5.4.3.3.	Eficiencia térmica en el absorbedor, desorbedor e intercambiador de solución	5-43
5.4.3.4.	Presión en el desorbedor, absorbedor y relación de compresión	5-44
5.4.3.5.	Flujo de refrigerante absorbido en el absorbedor	5-45
5.4.3.6.	Potencia eléctrica del compresor, potencia de compresión y rendimiento de compresión	5-46
5.4.3.7.	COP de la planta piloto	5-47

## **Capítulo 6. Conclusiones**

6.1.	Conclusiones	6-1
------	--------------	-----

## **Bibliografía**

## **Anexo A. Propiedades termofísicas de los fluidos puros y sus mezclas**

A.1.	Metanol (MeOH)	A-1
A.1.1.	Presión de vapor	A-1
A.1.2.	Densidad del líquido	A-1
A.1.3.	Densidad del vapor	A-2
A.1.4.	Capacidad calorífica del líquido	A-2
A.1.5.	Entalpía específica del líquido	A-2
A.1.6.	Calor latente	A-2
A.1.7.	Entalpía específica del vapor saturado	A-3
A.1.8.	Capacidad calorífica del vapor	A-3
A.1.9.	Entalpía específica del vapor sobrecalentado	A-3
A.1.10.	Viscosidad cinemática del líquido	A-4
A.1.11.	Viscosidad cinemática del vapor	A-4
A.1.12.	Conductividad térmica del líquido	A-4
A.1.13.	Conductividad térmica del vapor	A-5
A.2.	2,2,2-Trifluoroetanol (TFE)	A-5
A.2.1.	Presión de vapor	A-5
A.2.2.	Densidad del líquido	A-5
A.2.3.	Densidad del vapor	A-6
A.2.4.	Capacidad calorífica del líquido	A-6
A.2.5.	Entalpía específica del líquido	A-6
A.2.6.	Calor latente	A-7
A.2.7.	Entalpía específica del vapor saturado	A-7
A.2.8.	Capacidad calorífica del vapor	A-7
A.2.9.	Entalpía específica del vapor sobrecalentado	A-7
A.2.10.	Viscosidad cinemática del líquido	A-7
A.2.11.	Viscosidad cinemática del vapor	A-8
A.2.12.	Conductividad térmica del líquido	A-8
A.2.13.	Conductividad térmica del vapor	A-9
A.3.	1,1,1,3,3,3-Hexafluoroisopropanol (HFIP)	A-9
A.3.1.	Presión de vapor	A-9
A.3.2.	Densidad del líquido	A-9
A.3.3.	Densidad del vapor	A-10
A.3.4.	Capacidad calorífica del líquido	A-10
A.3.5.	Entalpía específica del líquido	A-10
A.3.6.	Calor latente	A-10
A.3.7.	Entalpía específica del vapor saturado	A-10
A.3.8.	Capacidad calorífica del vapor	A-11
A.3.9.	Entalpía específica del vapor sobrecalentado	A-11
A.4.	TetraEtilen Glicol DiMetil Éter (TEGDME)	A-11
A.4.1.	Presión de vapor	A-11
A.4.2.	Densidad del líquido	A-11
A.4.3.	Densidad del vapor	A-12
A.4.4.	Capacidad calorífica del líquido	A-12
A.4.5.	Entalpía específica del líquido	A-12

A.4.6.	Calor latente	A-12
A.4.7.	Entalpía específica del vapor saturado	A-12
A.4.8.	Capacidad calorífica del vapor	A-13
A.4.9.	Entalpía específica del vapor sobrecalentado	A-13
A.4.10.	Viscosidad cinemática del líquido	A-13
A.5.	PoliEtilen Glicol DiMetil Éter 500 (PEGDME 500)	A-13
A.5.1.	Presión de vapor	A-13
A.5.2.	Densidad del líquido	A-14
A.5.3.	Densidad del vapor	A-14
A.5.4.	Capacidad calorífica del líquido	A-14
A.5.5.	Entalpía específica del líquido	A-15
A.5.6.	Calor latente	A-15
A.5.7.	Entalpía específica del vapor saturado	A-15
A.5.8.	Capacidad calorífica del vapor	A-15
A.5.9.	Entalpía específica del vapor sobrecalentado	A-15
A.5.10.	Viscosidad cinemática del líquido	A-16
A.6.	Mezclas MeOH/n-EGDME, TFE/n-EGDME y HFIP/n-EGDME	A-16
A.7.	Determinación experimental de la densidad del PEGDME 500	A-22
A.7.1.	Principio de funcionamiento	A-23
A.7.2.	Descripción del densímetro Anton Paar DMA 60/602 HP-HT	A-24
A.7.3.	Descripción del método experimental	A-26
A.7.4.	Resultados	A-27
A.8.	Determinación experimental de la capacidad calorífica del PEGDME 500	A-28
A.8.1.	Principio de funcionamiento	A-28
A.8.2.	Descripción del calorímetro SETARAM C80 II	A-30
A.8.3.	Descripción del método experimental	A-34
A.8.4.	Resultados	A-35
A.9.	Determinación experimental de la viscosidad cinemática del PEGDME 500	A-36
A.9.1.	Principio de funcionamiento	A-36
A.9.2.	Descripción del viscosímetro capilar Ubbelohde	A-38
A.9.3.	Descripción del método experimental	A-40
A.9.4.	Resultados	A-40

### ***Anexo B. Instrumentación de la planta piloto***

B.1.	Transductores de presión	B-1
B.2.	Sondas de temperatura	B-2
B.3.	Transmisores de caudal	B-4
B.4.	Transmisores de nivel	B-4

## NOMENCLATURA

ABS	: Absorbedor
B	: Bomba
C	: Compresor, Capacidad calorífica
CFCs	: Clorofluorocarbonos
COP	: Coeficiente de funcionamiento
DES	: Desorbedor
DGPEM:	Dirección General de Política Energética y Minas
GWh	: Gigawatt-hora
h	: Entalpía, coeficiente local de transferencia de calor
HCFCs	: Hidroclorofluorocarbonos
HFCs	: Hidrofluorocarbonos
HPP	: Programa de la Bomba de Calor
IDAE	: Instituto para Diversificación y Ahorro de Energía
ISS	: Intercambiador de solución
j	: Flujo de Absorción
ktep	: kilotonelada equivalente de petróleo
kWh	: kilowatt-hora
m	: Caudal másico
M	: Motor
MINER	: Ministerio de Industria y Energía
n	: Índice politrópico de compresión
P	: Presión
PCFs	: Pentafluorocarbonos
PIB	: Producto Interior Bruto
PR	: Relación de compresión
Q	: Potencia térmica
R	: Constante Universal de los Gases
r.p.m.	: Revoluciones por minuto
RC	: Relación de caudales
S	: Entropía
T	: Temperatura, tiempo
v	: velocidad
V	: Volumen, caudal volumétrico
W	: Potencia eléctrica, potencia mecánica, concentración másica
X	: Concentración molar del líquido
Y	: Concentración molar del vapor



## SUBINDICES

ABS	: Absorbedor
BOM	: Bomba
COMP	: Compresión
DES	: Desorbedor
eaabs	: Entrada del agua al absorbedor
eades	: Entrada del agua al desorbedor
ecomp	: Entrada compresor
elec	: Eléctrica
esabs	: Entrada de la solución al absorbedor
esrdes	: Entrada de la solución rica al desorbedor
il	: Intercambiador del circuito de lubricación
ISS	: Intercambiador de solución
LM	: Logarítmica Media
REF	: Refrigerante
s	: Isoentrópica
saabs	: Salida del agua del absorbedor
sades	: Salida del agua del desorbedor
scomp	: Salida del compresor
sol	: solución
SP	: Solución pobre en refrigerante
SR	: Solución rica en refrigerante
ssabs	: Salida de la solución rica del absorbedor
t	: Térmica, isotérmica

## LETRAS GRIEGAS

$\rho$	: Densidad
$\eta$	: Rendimiento
$\nu$	: Viscosidad
$\epsilon$	: Eficiencia

# ***CAPÍTULO 1***

## **SITUACIÓN TECNOLÓGICA DE LA BOMBA DE CALOR EN APLICACIONES INDUSTRIALES**

### **1.1 – INTRODUCCIÓN**

El principal efecto de la crisis energética de la década de los setenta fue el posicionamiento de la energía como parte del núcleo de la política económica en los países industrializados. Este posicionamiento ha facilitado la presentación e implantación de estrategias que han permitido identificar la cantidad, la calidad y, el precio de la energía. Las estrategias, conocidas también como “*políticas de eficiencia energética*”, han sido orientadas hacia: la optimización de la competitividad de la economía y, a la eficiencia energética teniendo en cuenta los aspectos ambientales y, la seguridad en el abastecimiento de la energía.

Desde el punto de vista ambiental, el interés generado por los efectos derivados por las diferentes actividades energéticas del ser humano ha contribuido al diseño de estrategias que reduzcan el impacto de las diferentes actividades energéticas sobre el medio ambiente. Para lograrlo, ha sido y se hace necesario diversificar las fuentes de energía, optimizar su uso, desarrollar e implantar nuevas tecnologías que permitan el ahorro energético y, disponer de un marco legal internacional que establezca estrategias relacionadas con las emisiones de los gases que contribuyen al deterioro de la capa de ozono y, al efecto invernadero. Prueba de este interés se muestra en la reciente aprobación para la entrada en vigor del Protocolo de Kioto, que obliga a limitar las emisiones conjuntas de seis gases (CO<sub>2</sub>, CH<sub>4</sub>, N<sub>2</sub>O, PCFs, HFCs y SF<sub>6</sub>) respecto a las

del año de 1990 durante el período 2008 – 2012 en proporciones diferentes según el país.

Desde esta perspectiva, en el ámbito internacional se deben destacar los esfuerzos realizados por la “*Agencia Internacional de la Energía (IEA)*” formada por 26 países miembros entre los que se incluye España. Esta institución se encarga de coordinar el intercambio de información en políticas energéticas, cooperar en el desarrollo de programas de uso racional de la energía y, tomar medidas comunes en caso de una emergencia en el suministro de petróleo.

En el caso específico de la Unión Europea (UE), la política energética de los últimos años ha sido desarrollada teniendo en cuenta las siguientes líneas de actuación:

- **Estrategia Europea de Seguridad y Suministro.** Esta línea ha sido plasmada en el Libro Verde (2000), en el cual se apoya la utilización de las energías renovables, la diversificación energética, la armonización fiscal de los productos petrolíferos, el reequilibrio de los medios de transporte, el mantenimiento de una producción mínima de Carbón, la investigación en energía nuclear y sus residuos y, el aumento de las redes de transporte internacionales de gas y electricidad.
- **Fomento de las Energías Renovables.** Esta línea ha sido creada con el objetivo de lograr que en el año 2010 las fuentes de energía renovables alcancen el 12% del consumo total de energía y, que cerca del 22% de la generación eléctrica utilice dichas fuentes.
- **Impulso del Mercado Único de Electricidad y Gas.** Esta línea está encaminada hacia la consecución de un alto grado de liberalización del mercado teniendo en cuenta la disparidad de las legislaciones actuales de los diferentes países que forman parte de la UE.
- **Armonización fiscal de los productos energéticos.**
- **Fomento de los intercambios energéticos intracomunitarios** a través de redes internacionales.
- **Consecución de los objetivos de limitación de emisión de gases de efecto invernadero,** de acuerdo con las sucesivas conferencias de las partes implicadas

que han sido desarrolladas en el Protocolo de Kioto y que recientemente han sido aprobadas para su entrada en vigor.

De acuerdo con las líneas de actuación mencionadas anteriormente, el Parlamento Europeo ha aprobado recientemente la iniciativa “*Intelligent Energy for Europe*” para el período comprendido entre los años 2003–2006 en la que se promueven las energías renovables y la eficiencia energética junto con un estudio específico para el sector del transporte. De esta iniciativa destacan los siguientes programas de actuación:

- **SAVE.** Programa de uso racional de energía y gestión de la demanda.
- **ALTENER.** Programa de promoción de “nuevas” energías, energías renovables y, diversificación de la producción.
- **STEER.** Programa sobre aspectos energéticos del transporte.
- **COOPENER.** Programa para la promoción internacional de energías renovables y eficiencia energética.

En el caso de España, según los informes técnicos presentados por el Ministerio de Economía: La Energía en España 2002 y, Estrategia de Ahorro y Eficiencia Energética en España 2004–2012, se consume más del doble de la energía primaria que en el año 1975 (Fig.1.1). Esto se debe principalmente a la evolución de la economía y, a la elevada dependencia energética exterior, un 15% superior al valor medio de la UE de acuerdo con los datos manejados por la Organización para la Cooperación y el Desarrollo Económico (OCDE).

El valor de energía primaria por si sólo no permite determinar la eficiencia energética del país por lo que ha sido necesario definir un indicador que cuantifique o al menos de una idea aproximada de la evolución de la eficiencia energética. Dicho indicador se le conoce como intensidad energética. En términos generales, este indicador se define como el valor medio de la cantidad de energía necesaria para generar una unidad de riqueza (relación entre el consumo de energía primaria y el PIB). En el caso español, se pueden describir dos etapas con tendencias distintas. La primera de ellas se encuentra comprendida entre los años 1980 y 1988, donde se produce una reducción de alrededor

del 7%. La segunda etapa, a partir del año 1996, muestra un aumento que sitúa al valor de la intensidad energética primaria en valores similares a los del año de 1980 tal y como se muestra en la Fig. 1.2.

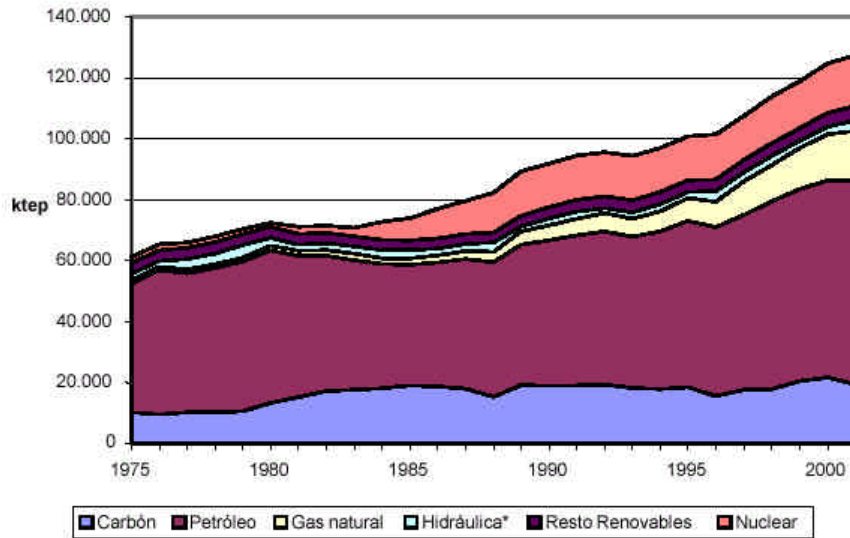


Fig.1. 1. Evolución del consumo de energía primaria en España. Fuente: IDAE.

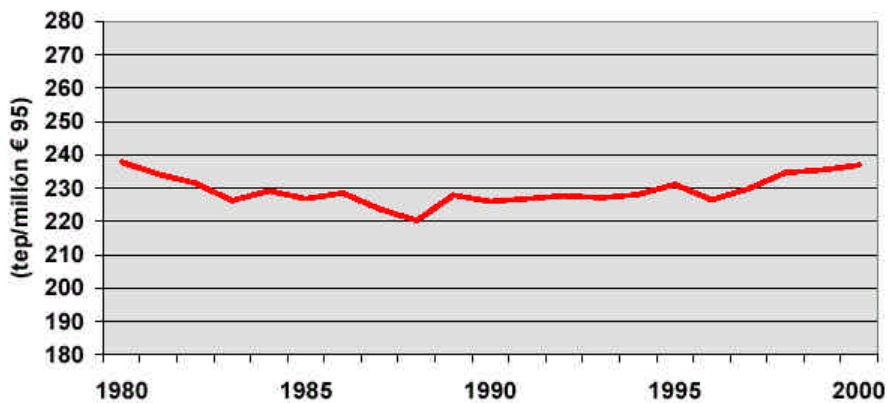


Fig.1. 2. Evolución de la intensidad energética primaria en España a paridad de poder de compra (PIB referenciado a precio constante de 1995). Fuente: IDAE.

Esta particular evolución es básicamente de carácter socioeconómico. Durante los últimos años, el crecimiento económico español por encima de la media de la UE ha permitido mejorar los estándares de calidad de vida, confort y movilidad de los

ciudadanos pero a su vez ha originado un aumento en el consumo energético del Estado tal y como se muestra en la Tabla 1.1.

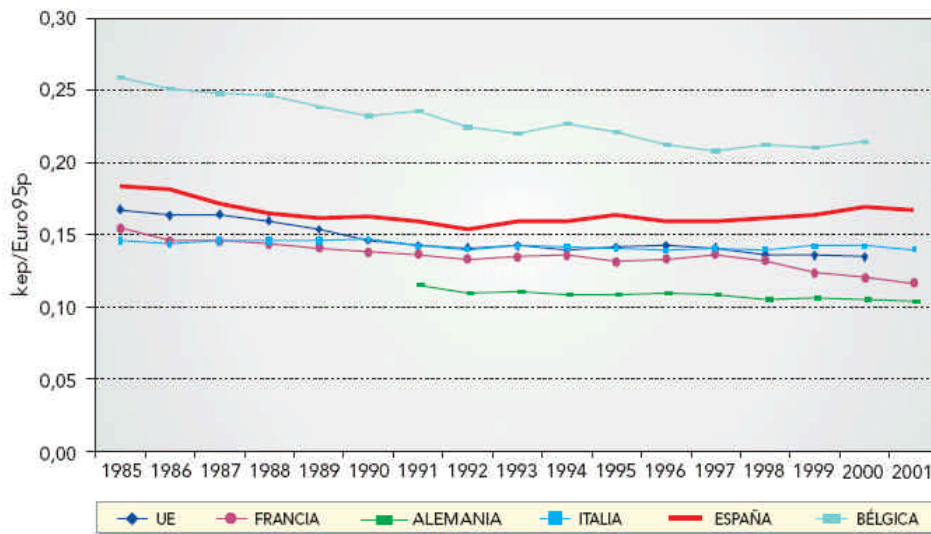
**Tabla 1. 1.** Consumo total de energía primaria por sectores. Fuente: MINECO

	1980		1990		2000		2002	
	ktep*	%	ktep*	%	ktep*	%	ktep*	%
<b>Industria</b>	24.306	48,4	25.308	40,4	34.340	38	35.634	37,3
<b>Transporte</b>	14.570	29	22.716	36,2	32.272	35,8	34.377	35,9
<b>Usos Diversos</b>	11.332	22,6	14.695	23,4	23.654	26,2	25.619	26,8
<b>Total</b>	<b>50.208</b>	<b>100</b>	<b>62.719</b>	<b>100</b>	<b>90.266</b>	<b>100</b>	<b>95.630</b>	<b>100</b>

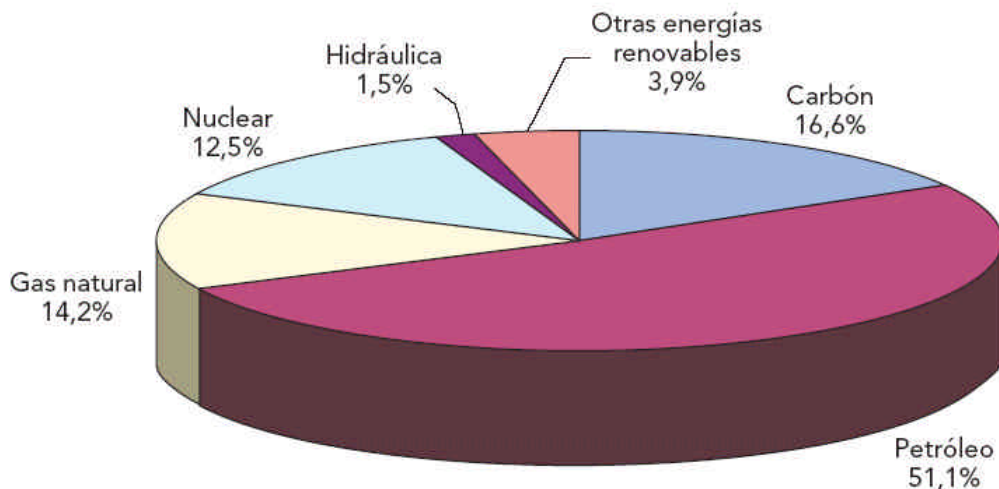
\* 1 ktep = 11600 MWh

Los datos de la tabla muestran como a comienzos de 1980 el sector industrial consumía el 48,4% del consumo total de energía mientras que el del transporte no alcanzaba el 30%. En el año 2002, el sector industrial se situaba en el 37,5% del consumo total y, el del transporte en el 35,9%. Esta disminución porcentual del consumo de energía en el sector industrial se debe en parte al notorio incremento de dicho consumo en los otros sectores productivos. Una prueba fehaciente de este comportamiento se encuentra al comparar los valores de intensidad energética durante ese período. En la Fig.1.3 se muestra como ha sido la evolución de la intensidad energética en algunos países de la UE desde mediados de la década de 1980 hasta el año 2002. En el caso del Estado español, la reducción en el valor de intensidad energética ha sido de alrededor del 11%. Sin embargo, aún es superior a los valores registrados por la media Europea.

Desde el punto de vista de fuentes de energía, la distribución del consumo de energía primaria durante el año 2002 ha sido tal y como se muestra en la Fig.1.4. En la Figura se observa claramente que aproximadamente el 65% del consumo utiliza combustibles fósiles (el total del consumo ha sido de 132.233 ktep).



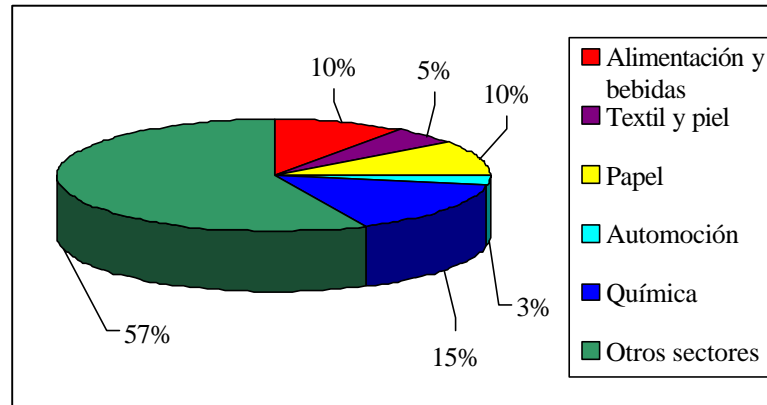
**Fig.1. 3.** Evolución de la intensidad energética en España para el sector industrial a paridad de poder de compra (PIB referenciado a precio constante de 1995). Fuente: IDAE.



**Fig.1. 4.** Consumo de energía primaria en España 2002. Fuente: DGPEM.

Según el informe del proyecto europeo POSHIP-The Potential of Solar Heat in Industrial Processes (2001), la demanda de calor industrial de 80°C a 240°C, en los países miembros de la UE, se ha estimado en aproximadamente 25.862 ktep, lo que representa un 8% del consumo de energía primaria. Para el caso específico de España,

esta cifra aumenta hasta el 16% (21.158 ktep) y su distribución se puede apreciar en la Fig.1.5.



**Fig.1. 5.** Distribución de la demanda de calor en la industria repartida según el sector industrial. Fuente: MINER, IDAE.

En la Fig. 1.5 se muestra la importancia relativa de cada sector. La categoría “Otros sectores” agrupa a todos los sectores de energía que consumen calor principalmente a temperaturas superiores a 260°C (metalurgia, cerámica, minería, entre otros).

Además, hay que tener en cuenta que una parte importante de los procesos industriales producen excedentes de calor que normalmente son evacuados a la atmósfera. Estos excedentes, conocidos como residuos térmicos, se convierten en una oportunidad para ahorrar energía y, en una alternativa para la implantación de las bombas de calor.

## 1.2 – INTERÉS DE LA BOMBA DE CALOR EN APLICACIONES INDUSTRIALES

Durante las dos últimas décadas, la implantación de la bomba de calor en aplicaciones industriales ha contribuido en la disminución del consumo de energía primaria y por consiguiente, ha incrementado la eficiencia energética de los procesos de producción. Sin embargo, el número de bombas de calor instaladas en el sector es relativamente bajo



comparado con el número de oportunidades reales de instalación desde un punto de vista técnico y económico. Entre los factores que más han contribuido a esta situación destacan:

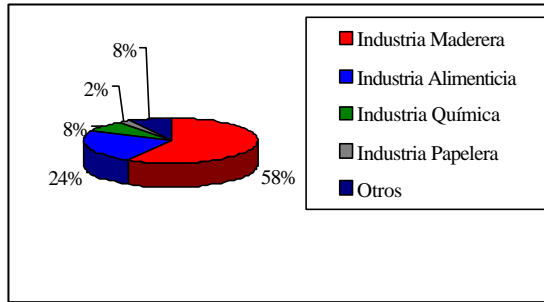
- La escasez de programas de simulación para algunos tipos de aplicaciones.
- El reducido número de instalaciones experimentales en los diferentes sectores industriales.
- La tímida combinación del conocimiento de los procesos industriales y la tecnología de bomba de calor tanto por parte del usuario como de las empresas consultoras.

Para solventar esta situación y, con el objetivo de incrementar la utilización de la bomba de calor en los sectores donde se pudiese reducir el consumo de energía primaria, la IEA apoyó la creación del Programa de la Bomba de Calor (Heat Pump Programme – HPP) cuyo objetivo ha sido el de llevar a cabo estrategias que permitan acelerar el desarrollo de las bombas de calor y estimular su uso en todas aquellas aplicaciones donde se pueda reducir el consumo de energía primaria en beneficio del medio ambiente. Bajo este programa, participantes de diferentes países han colaborado y colaboran en proyectos específicos de bombas de calor conocidos como *Anexos*. Estos proyectos han sido enfocados hacia diferentes campos de aplicación de la bomba de calor tales como: acondicionamiento de aire, refrigeración, calefacción, secado, etc.

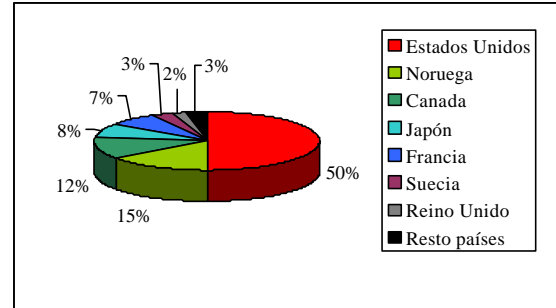
Hasta el día de hoy el HPP ha realizado 29 proyectos. Cada uno de ellos enfocado en un sector productivo específico por lo que han permitido determinar la situación actual y realizar estimaciones de la situación futura de los equipos de bomba de calor. En el caso específico de las aplicaciones industriales de la bomba de calor, los proyectos realizados por el HPP son tres: Anexo 3, titulado “Heat Pump Systems applied in Industry”; Anexo 9, titulado “High Temperature Industrial Heat Pump” y; Anexo 21, titulado “Industrial Heat Pump.Experiences, Potential and Global Environmental Benefits”.

En el Informe Final del Anexo 21, presentado por RCG/Hagler Bailly Inc. et al. (1995), se estudió el potencial de ahorro energético y las ventajas ambientales que ofrecen los equipos de bomba de calor en las diferentes aplicaciones industriales. Los resultados del

mencionado informe mostraron que el uso de la bomba de calor en el sector industrial se encontraba distribuido fundamentalmente en la industria maderera y alimenticia y, en menor proporción en la industria química y papelera (Fig.1.6). Al nivel de los países miembros, el país que más potencial ofrece es Estados Unidos, seguido por Noruega, Canadá, Japón y Francia (Fig.1.7).



**Fig.1. 6.** Potencial de ahorro energético de los equipos de bomba de calor en los diferentes sectores industriales.



**Fig.1. 7.** Potencial de ahorro energético de los equipos de bomba de calor en los países participantes del Anexo 24.

Desde el punto de vista ambiental, el estudio de mercado realizado en el informe encontró que se podían obtener las siguientes reducciones en las emisiones de gases contaminantes para el año 2010:

- De 45.000 a 95.000 ton/año de SO<sub>x</sub>.
- De 36.000 a 77.000 ton/año de NO<sub>x</sub>.
- De 13.000 a 27.000 ton/año de CO.
- De 700 a 1.500 ton/año de CH<sub>4</sub>.
- De 2.100 a 4.300 ton/año de inquemados.
- De 21 a 42 millones de ton/año de CO<sub>2</sub>.

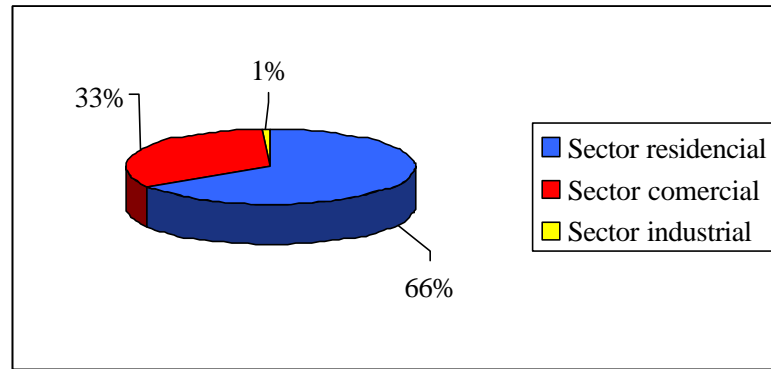
Estas reducciones de emisiones serían equivalentes a dejar de generar aproximadamente de 50 a 150 GW de energía eléctrica. Además, podría ser comparable al ahorro de 120 a 138 mil millones de kWh/año de electricidad, a reducir el parque automotor en 1.540

millones de coches o, a reducir el consumo de gasolina de 40 a 95 mil millones de litros/año. Todas estas proyecciones han sido estimadas basándose en las siguientes estimaciones e hipótesis:

- El consumo de energía para aplicaciones industriales en los 95 países seleccionados fue estimado en 20 millones de GWh/año.
- El consumo de energía en la industria es utilizado para los procesos de calentamiento.
- La demanda de los procesos de calentamiento ha sido estimada en un 40% del total del consumo de la energía en la industria.
- El aumento anual de la demanda de energía para los procesos de calentamiento se ha supuesto en un 2%.
- El consumo eléctrico de las bombas de calor industriales es el 8% del total de la energía que puede ser ahorrada por la implantación de las bombas de calor.

En el caso de España, la valoración del número de bombas de calor instaladas no es fácil de realizar debido por una parte a la falta de un censo de los equipos instalados según su aplicación (acondicionamiento de aire, refrigeración, calefacción, agua caliente sanitaria, etc.) y por otra, a la publicación de las cifras de ventas sólo de una forma general para dichas aplicaciones.

Aún y así, el IDAE en colaboración con: el Equipo Nacional Español de Bomba de Calor (ENEBC), la Asociación Española para la Investigación y Diagnóstico de la Energía (AEDIE), la Asociación de Fabricantes de Equipos de Climatización (AFEC), Gas Natural SDG S.A., la Red Eléctrica de España S.A. (REE), la Unidad Eléctrica (UNESA) y, la empresa IDOM emitieron un Informe titulado: Documento Técnico de la Bomba de Calor (1998) en el que se había estimado que el número total de bombas de calor instaladas en el territorio español superaba el millón de unidades y se encontraba distribuida tal y como se muestra en la Fig.1.8.



**Fig.1. 8.** Bombas de Calor instaladas en España en los distintos sectores. Fuente: IDAE.

Además, en el mencionado informe se estimaba que el número medio de equipos vendidos anualmente en el sector doméstico era de 85.000 unidades/año mientras que en el sector comercial era de 30.000 unidades/año. En el caso del sector industrial no se disponían de datos por lo que se identificaron los sectores más habituales donde se utilizaban: secaderos de tabaco, secaderos de madera y, procesos de fermentación en la fabricación del pan e industria cárnica (secado de jamones). Dicho informe identificó que la principal dificultad para la introducción de la bomba de calor en la industria era la necesidad de un diseño adaptado al proceso en cuestión lo que originaba un encarecimiento del producto.

### **1.3 – TECNOLOGÍAS DE LA BOMBA DE CALOR EN APLICACIONES INDUSTRIALES**

Actualmente, la mayoría de las bombas de calor utilizadas en aplicaciones industriales están basadas en la tecnología de compresión. No obstante, la revalorización de energía también puede lograrse mediante otros tipos de tecnologías tales como: absorción, adsorción, Stirling, Vuilleumier, etc. Desgraciadamente, algunas de estas tecnologías aún no han alcanzado la madurez técnica necesaria para su introducción en el mercado, aunque no se descarta que puedan hacerlo en un futuro no muy lejano.

La clasificación de las bombas de calor, se puede realizar teniendo en cuenta criterios como: el tipo de accionamiento, el medio de intercambio de calor, su construcción y, su funcionamiento.

Desde el punto de vista del tipo de accionamiento, se pueden clasificar en: accionamiento mecánico, accionamiento térmico y, accionamiento electrotérmico. Las bombas de calor de accionamiento mecánico son aquellas en las que están impulsadas mecánicamente por un motor eléctrico, motor a gas natural o de otro tipo. Las bombas de calor de accionamiento térmico son aquellas que están accionadas por fuentes de calor a diferentes niveles de temperatura. Finalmente, las bombas de calor accionadas electrotérmicamente son aquellas cuyo funcionamiento es originado por el efecto Peltier.

Desde el punto de vista del medio con el que se intercambia calor, las bombas de calor se clasifican utilizando dos palabras. La primera de ellas, hace referencia al medio del que absorbe el calor y la segunda, al medio receptor del calor. Por ejemplo: las bombas de calor Aire-Aire utilizan aire como medio de transmisión de energía tanto en el medio que absorbe como el medio que recibe la energía, Las bombas de calor Aire-Agua son aquellas que se utilizan para producir agua caliente. En la tabla 1.2 se muestra la clasificación típica según este criterio.

**Tabla 1. 2.** Clasificación de las bombas de calor según el medio de intercambio de calor.

<b>Medio del que se extrae la energía</b>	<b>Medio al que se cede la energía</b>
Aire	Aire
Aire	Agua
Agua	Aire
Agua	Agua
Tierra	Aire
Tierra	Agua

Desde el punto de vista de su construcción, las bombas de calor se clasifican en: compactas, split o partidas y, multi-split. En las compactas, todos los elementos que

constituyen la bomba de calor se encuentran ubicados dentro de la misma carcasa. En las split o partidas, los elementos que la constituyen se encuentran en dos unidades separadas: una unidad “exterior” en la que se encuentra el compresor, válvula de expansión y el condensador/evaporador y, una unidad “interior” en la que se encuentra el evaporador/condensador. Finalmente, en la multi-split, los elementos que la constituyen se encuentran divididos en una única unidad “exterior” y múltiples unidades “interiores”.

Desde el punto de vista del funcionamiento, las bombas de calor se clasifican en: reversibles, no reversibles y termofrigobombas. Las bombas de calor reversibles son aquellas que pueden funcionar en modo calefacción y en modo refrigeración. Las bombas de calor no reversibles son aquellas que únicamente funcionan en modo calefacción. Las termofrigobombas son aquellas capaces de producir simultáneamente frío y calor.

A continuación se describen brevemente las tecnologías más utilizadas para las aplicaciones industriales.

### ***1.3.1 – Compresión Mecánica de Vapor***

#### ***1.3.1.1 – Principio de Funcionamiento***

La tecnología de compresión mecánica de vapor se caracteriza por la evaporación y condensación del fluido refrigerante. El calor es transferido desde una fuente de calor a baja o media temperatura hacia el evaporador donde el fluido refrigerante es evaporado. A continuación, el vapor generado en el evaporador es comprimido hasta la presión del condensador. En el Condensador, el fluido refrigerante que se encuentra a alta presión y temperatura es condensado, liberándose calor a la temperatura de revalorización. El fluido refrigerante que sale del condensador en estado líquido pasa a través de la válvula de expansión para retornar al evaporador e iniciar nuevamente el ciclo. En la Fig.1.9 se muestra un esquema del funcionamiento descrito anteriormente.

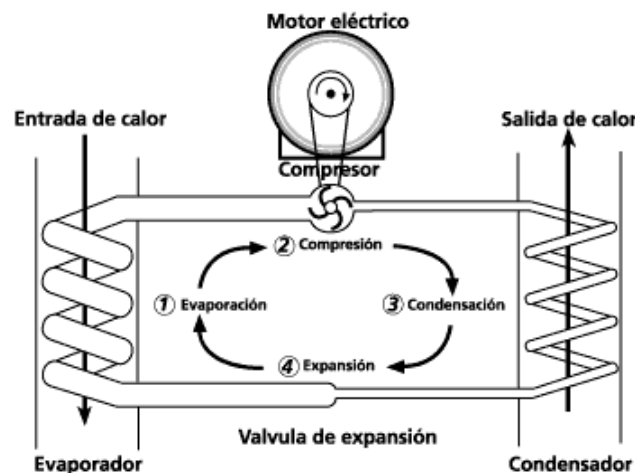


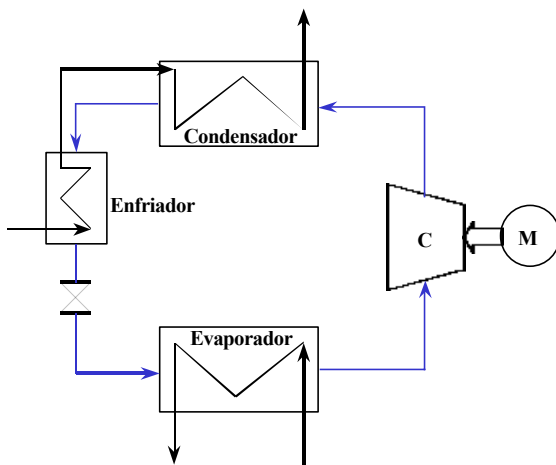
Fig.1. 9. Esquema de un equipo de compresión mecánica de vapor.

En la compresión mecánica de vapor, las principales pérdidas de rendimiento se encuentran en los procesos de expansión y compresión. Estas irreversibilidades pueden reducirse utilizando intercambiadores adicionales ó múltiples etapas de compresión. Algunas de estas posibilidades son:

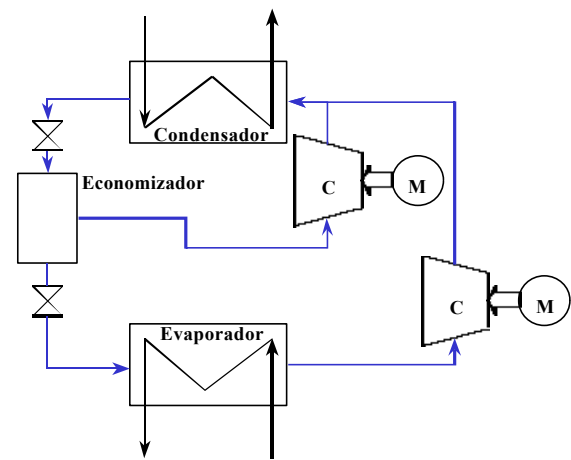
1. *Compresión mecánica de vapor con enfriador.* Se utiliza el subenfriamiento del refrigerante condensado a la salida del condensador para incrementar la potencia térmica sin aumentar el trabajo de compresión. De esta forma se obtienen mejores rendimientos en el ciclo. Aproximadamente se estima que el incremento del rendimiento es de un 1% por cada grado de subenfriamiento del condensado aunque esto depende del refrigerante utilizado. En la Fig.1.10 se muestra un esquema de este tipo de equipos.
2. *Compresión mecánica de vapor con dos etapas y economizador.* Parte del vapor que se produce durante el proceso de expansión se comprime en un segundo compresor sin pasar por el evaporador. Por lo tanto, el trabajo de compresión del compresor será menor (Fig.1.11).
3. *Compresión mecánica de vapor con dos etapas y enfriador intermedio.* La mezcla líquido-vapor generada en el proceso de expansión es recalentada con la corriente del vapor sobrecalentado procedente de la zona de baja presión. En principio, esta configuración tiene mejores rendimientos que la de dos etapas con economizador

pero su desventaja está en la gran pérdida de carga del enfriador intermedio, lo que comporta el riesgo de la entrada de líquido en el compresor de alta presión (Fig.1.12).

4. *Compresión mecánica de vapor en cascada.* Tienen la ventaja de que la relación de compresión es baja en los dos compresores porque se puede utilizar un refrigerante diferente en cada ciclo simple. Su desventaja está en que es necesario un gradiente de temperatura adicional en el intercambiador intermedio, lo que añade complejidad al sistema de control (Fig.1.13).

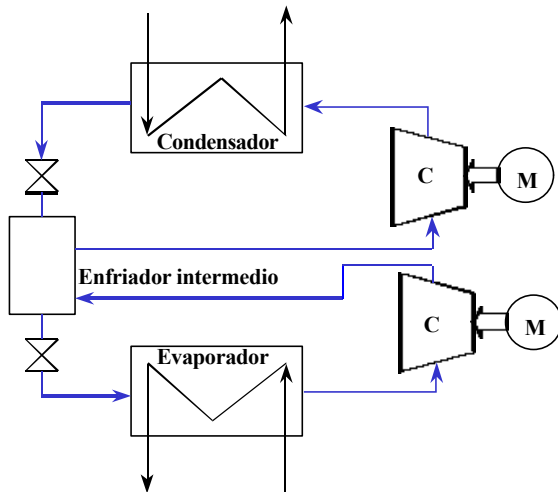


**Fig.1. 10.** Esquema de la compresión mecánica de vapor con enfriador.

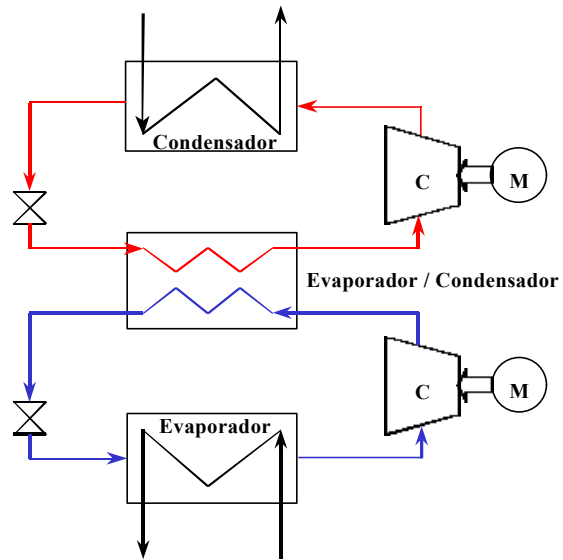


**Fig.1. 11.** Esquema de la compresión mecánica de vapor con dos etapas y economizador.





**Fig.1. 12.** Esquema de la compresión mecánica de vapor con dos etapas y enfriador intermedio.



**Fig.1. 13.** Esquema de la compresión mecánica de vapor en cascada.

### 1.3.1.2 – Fluidos de trabajo

Los fluidos de trabajo utilizados en los equipos de compresión mecánica de vapor deben satisfacer las siguientes características:

- Estabilidad térmica
- Estabilidad química.
- Inerte.
- No tóxico.
- No inflamable.
- Inocuo para la capa de Ozono.
- Baja capacidad calorífica del vapor.
- Baja viscosidad
- Alta conductividad térmica.
- Temperatura y presión crítica apropiadas para la aplicación.
- Buena solubilidad y miscibilidad con los lubricantes.
- Compatible con los materiales utilizados en la fabricación de los equipos.
- Facilidad para la detección de fugas.

- Bajo coste.
- Bajo índice de calentamiento global (GWP).

Es difícil que un fluido presente todas las características descritas anteriormente. Sin embargo, la estabilidad química es una de las propiedades fundamentales ya que determina si el refrigerante se descompone o reacciona con los materiales utilizados en los componentes a las temperaturas de operación.

Los refrigerantes Clorofluorocarbonados (CFCs) y los Hidrofluorocarbonados (HCFCs) han sido los fluidos de trabajo tradicionales para los equipos de compresión mecánica de vapor: el R12 ( $\text{CCl}_2\text{F}_2$ ) para aplicaciones de baja y media temperatura, el R114 ( $\text{C}_2\text{Cl}_2\text{F}_4$ ) para aplicaciones de alta temperatura, el R22 ( $\text{CHClF}_2$ ) para aplicaciones de baja temperatura y, el R124 ( $\text{C}_2\text{HClF}_4$ ), R123 ( $\text{C}_2\text{HCl}_2\text{F}_3$ ) y R141b ( $\text{C}_2\text{H}_3\text{Cl}_2\text{F}$ ) para aplicaciones de alta temperatura. Además, el contenido de Hidrógeno (H) proporciona al compuesto inflamabilidad, el contenido de Cloro (Cl) volatilidad y toxicidad y el contenido en Flúor (F) estabilidad química (Fig.1.14). Esto último permite que los CFCs y HCFCs puedan llegar hasta las altas capas de la atmósfera inalterables, donde reaccionan atacando la capa de Ozono y/o contribuyendo al efecto invernadero (Rowland y Molina, 1975 y Powell y Steven, 1995).

El sustituto ideal de los CFCs y de los HCFCs debería ofrecer los mismos rendimientos o mejores además de ser inocuo al medio ambiente, no inflamable, no tóxico, con un índice de agotamiento del ozono (ODP) mínimo y un potencial de calentamiento global (GWP) bajo. Sumado a ello, también debería ser económico. Ante estas demandas tan complejas, el enfoque de las investigaciones realizadas en los países consumidores de dichos productos dependía de la aplicación de la bomba de calor en el país en cuestión.



**Fig.1. 14.** Influencia de la composición en Cloro, Hidrógeno y Flúor en la inflamabilidad, toxicidad y tiempo de vida de los refrigerantes.

Así por ejemplo, en Estados Unidos y Japón el enfoque se dirigió hacia la seguridad del refrigerante para que pudiese ser utilizado en las aplicaciones de bomba de calor para el acondicionamiento de aire. A consecuencia de este enfoque, se descartó la utilización de fluidos “naturales” tóxicos como es el caso del  $\text{NH}_3$  ó inflamables como es el caso de los Hidrocarburos. Por este motivo, han apostado fuertemente por la utilización de los HidroFluoroCarbonos (HFCs) tales como: R134a ( $\text{C}_2\text{H}_3\text{F}_3$ ), R152a ( $\text{C}_2\text{H}_4\text{F}_2$ ), R32 ( $\text{CH}_2\text{F}_2$ ), R125 ( $\text{C}_2\text{HF}_5$ ) y el R143 ( $\text{C}_2\text{H}_3\text{F}_3$ ).

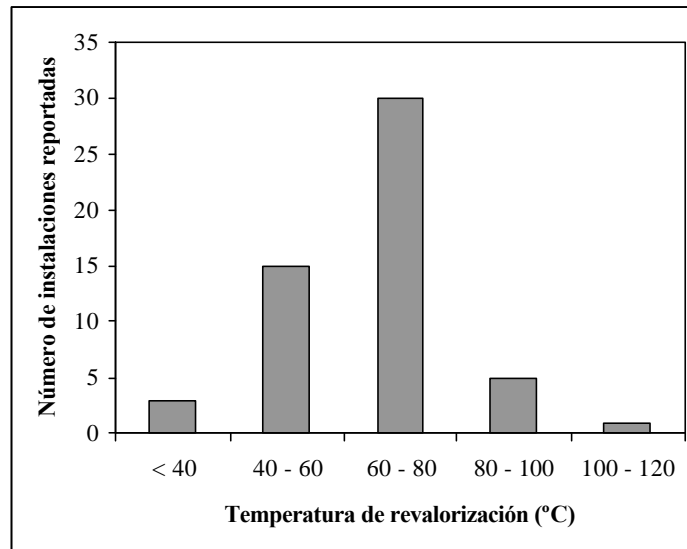
En el caso de Europa, al ser las aplicaciones domesticas de acondicionamiento de aire menores que en Estados Unidos y Japón, se ha potenciado la aplicación de fluidos “naturales” e Hidrocarburos (HCs) debido a que no presentan inconvenientes desde el punto de vista medioambiental. Por tanto, los problemas de seguridad e inflamabilidad de estos fluidos deben ser resueltos por el diseño y uso apropiado de los equipos. Ejemplos de este tipo de fluidos son: R717 ( $\text{NH}_3$ ), R744 ( $\text{CO}_2$ ), R718 ( $\text{H}_2\text{O}$ ), R600 ( $n\text{-C}_4\text{H}_{10}$ ) y, R290 ( $\text{C}_3\text{H}_8$ ).

Las mezclas de refrigerantes HFCs son otra de las alternativas para la sustitución de los CFCs y HCFCs. Se dividen en: azeotrópicas, zeotrópicas y cuasi-zeotrópicas. Las mezclas azeotrópicas se caracterizan porque evaporan y condensan a temperatura constante mientras que las mezclas zeotrópicas y cuasi-zeotrópicas se caracterizan porque los procesos de evaporación y condensación los hacen en un intervalo de

temperaturas conocido en la literatura con el nombre de temperatura de deslizamiento (gliding temperature). Las mezclas más utilizadas son: R404A (44%R125/52%R143a/4%R134a), R407C (23%R32/25%R125/52%R134a), R410A (52%R32/50%R125), R500 (73,8%R12/26,2%R152a), R502 (48,8%R22/51,2%R115), R507A (50%R125/50%R143a) y R508B (46%R23/54%R116).

### 1.3.1.3 – Experiencia operativa

La experiencia operativa de los equipos de compresión mecánica de vapor en aplicaciones industriales se centra básicamente en procesos de calentamiento, secado, deshumidificación y, calefacción y refrigeración simultáneamente. La gran mayoría de estas aplicaciones operan a temperaturas inferiores a los 80°C tal y como lo refleja el informe del Anexo 21, presentado por RCG/Hagler Bailly, Inc. et al. (1995), debido principalmente a que la temperatura crítica de los refrigerantes utilizados actualmente no superan los 130°C en el mejor de los casos. En la Fig.1.15 se muestra la distribución de las instalaciones según la temperatura de utilización.



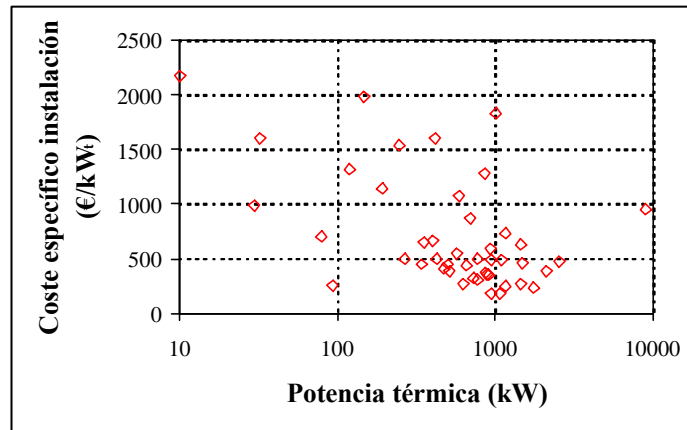
**Fig.1. 15.** Temperaturas de operación de la bomba de calor de compresión mecánica de vapor en aplicaciones industriales (RCG/Hagler Bailly Inc., 1995).

Berntsson (1992) comenta que los principales problemas que se han encontrado en estas instalaciones son:

1. Averías en el compresor.
2. Fugas del refrigerante, que en algunos equipos han llegado a ser más del 30% anual. Sin embargo, con las modificaciones realizadas en el diseño original se han conseguido disminuirlas a un máximo del 5% anual.
3. Problemas de control durante el funcionamiento del equipo que han afectado su interacción con los procesos asociados.
4. Diseños no adecuados a los requerimientos del proceso (equipos demasiado grandes).

No obstante, las oportunidades potenciales de aplicación de los equipos de compresión mecánica de vapor continúan siendo grandes (Berntsson, 1992, 2002; Nishimura, 2002; Laue, 2002; Stuij, 1995). De hecho, Munch Berntsson (1994) estudió el potencial medioambiental de los equipos de compresión mecánica de vapor accionados con motores a gasóleo/gas natural comparándolos con las calderas convencionales utilizadas en invernaderos en Suecia. Los resultados del estudio demostraron que se podía disminuir las emisiones de NO<sub>x</sub> a una sexta parte.

Finalmente, desde el punto de vista económico Berntsson (1992) realizó un estudio del coste específico de instalación encontrando que el coste se reducía considerablemente a medida que aumentaba la potencia térmica requerida. En la Fig.1.15 se muestran los resultados de dicho estudio (recalculados al coste de 2005).

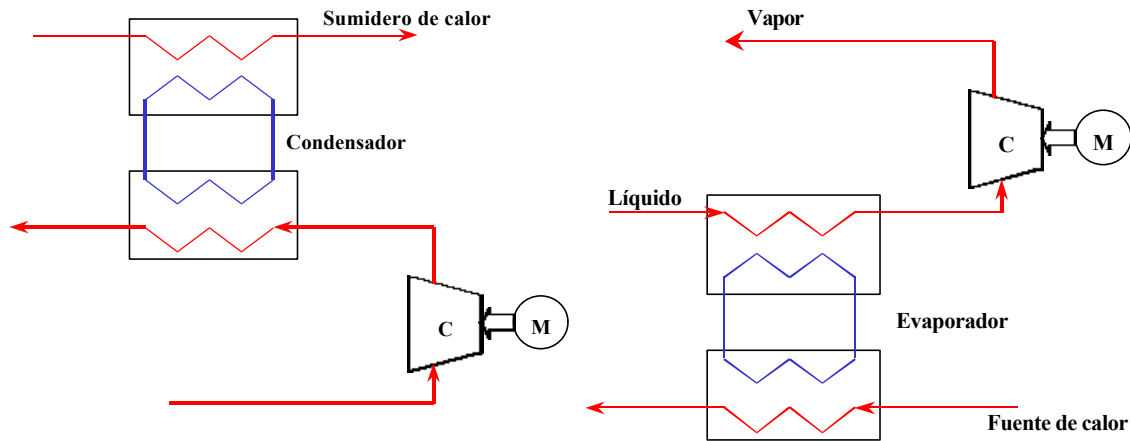


**Fig.1. 16.** Potencia térmica para la bomba de calor de compresión mecánica de vapor en función del coste específico de instalación.

### ***1.3.2 – Recompresión Mecánica de Vapor***

#### ***1.3.2.1 – Principio de Funcionamiento***

La recompresión mecánica de vapor es una tecnología utilizada para aumentar la presión y la temperatura de una corriente residual o de proceso para que pueda ser reutilizada. Su funcionamiento puede ser de dos formas diferentes: en el primero, la corriente residual o de proceso es enviada directamente al compresor donde se le aumenta su presión y temperatura. Posteriormente la corriente es condensada en un condensador y el calor generado por la condensación es utilizado para satisfacer la demanda térmica. En el segundo, la corriente residual o de proceso es evaporada mediante el aporte de calor y es enviada al compresor donde se le aumenta su presión y temperatura para satisfacer las necesidades térmicas del proceso. En la Fig.1.17 se muestran los esquemas de esta tecnología.



**Fig.1. 17.** Esquema de la bomba de calor de recompresión mecánica de vapor.

### 1.3.2.2 – Fluidos de trabajo

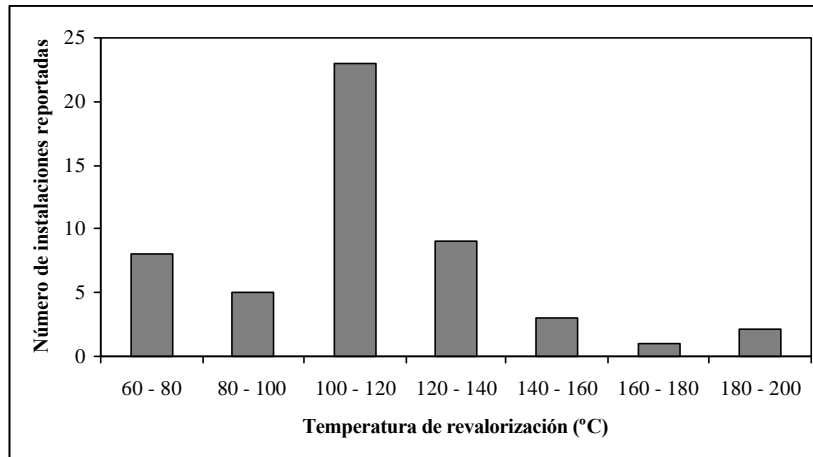
A diferencia de la bomba de calor de compresión mecánica de vapor, la bomba de calor de recompresión mecánica de vapor utiliza corrientes de calor residual o de proceso.

### 1.3.2.3 – Experiencia operativa

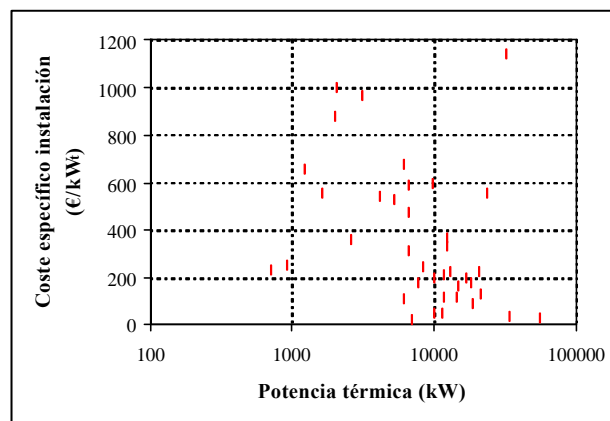
Las bombas de calor de recompresión mecánica de vapor se han utilizado básicamente para sustituir sistemas de evaporación de etapas múltiples en las industrias de alimentos, pulpa y papel tal y como lo refleja el estudio realizado por Costa y Missirian (1986). Sin embargo, International Union for Electro-Heat (1986) los propone como una alternativa para el ahorro energético en procesos industriales debido a que pueden utilizar los subproductos químicos obtenidos en el fraccionamiento de combustibles fósiles.

De acuerdo con el Anexo 21, presentado por RCG/Hagler Bailly, Inc. et al. (1995), una parte importante de la tecnología de recompresión mecánica de vapor opera desde 80°C hasta 140°C (Fig.1.18). Además, desde el punto de vista del coste específico de inversión, la recompresión mecánica de vapor resulta ser más económica que la bomba de calor de compresión mecánica de vapor para potencias superiores a 1000 kW. Sin embargo, Costa y Missirian (1986) comentan que el principal inconveniente de la tecnología de recompresión mecánica de vapor es que la relación de compresión no

suele ser superior a 5 debido a que la mayor parte de estas aplicaciones utilizan compresores centrífugos, los cuales se caracterizan por su gran caudal volumétrico y su baja relación de compresión. En la Fig.1.19 se muestran la potencia térmica en función del coste específico de la instalación (recalculados al coste de 2005).



**Fig.1. 18.** Temperaturas de operación de la bomba de calor de recompresión mecánica de vapor en aplicaciones industriales.



**Fig.1. 19.** Potencia térmica para la bomba de calor de recompresión mecánica de vapor en función del coste específico de instalación.



### ***1.3.3 – Transformador de Calor***

#### ***1.3.3.1 – Principio de Funcionamiento***

El principio de funcionamiento del transformador de calor se basa en la utilización de una mezcla compuesta por un refrigerante y un absorbente que se caracterizan por su gran diferencia entre las temperaturas de ebullición (superior a 120°C). Esta característica permite que las presiones de operación sean inferiores a las que se presentarían en un equipo que trabajase con un refrigerante puro. El calor es suministrado a un nivel medio de temperaturas en el desorbedor y evaporador. Una parte de este calor es transformado en calor útil a alta temperatura en el absorbedor mientras que otra parte es disipada a baja temperatura en el condensador. La solución rica en refrigerante llega al desorbedor donde es calentada utilizando calor residual a baja temperatura. Parte del refrigerante es evaporado y es enviado hacia el condensador donde se extrae calor a baja temperatura. El condensado es entonces enviado al evaporador utilizando una bomba para aumentar la presión. En el evaporador, el refrigerante es evaporado utilizando el mismo calor residual que en el desorbedor y es enviado al absorbedor. La solución pobre que sale del desorbedor es trasvasada mediante una bomba hacia el absorbedor. En el absorbedor, la solución pobre en refrigerante absorbe el vapor generado en el evaporador liberando calor a alta temperatura. Finalmente, la solución rica en refrigerante es enviada nuevamente al desorbedor para iniciar nuevamente el ciclo. Para aumentar la eficiencia de la bomba de calor, se utiliza un intercambiador de solución/solución. En la Fig.1.20 se muestra un esquema de la bomba de calor descrita anteriormente.

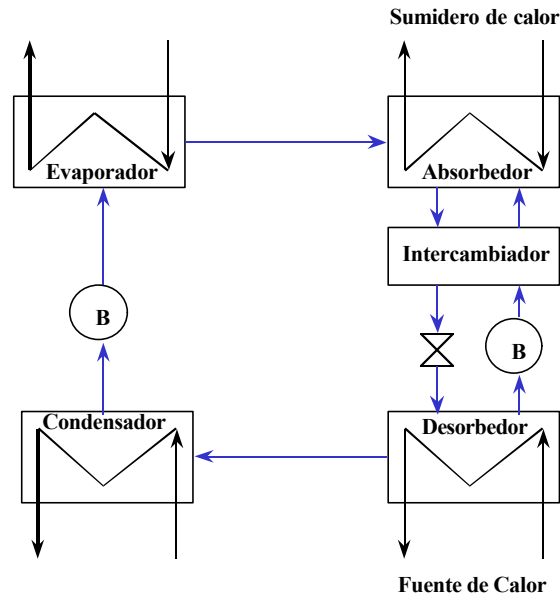


Fig.1. 20. Esquema del Transformador de Calor.

### 1.3.3.2 – Fluidos de trabajo

A pesar del gran número de fluidos de trabajo que pueden ser utilizados en los transformadores de calor, sólo destacan dos en las aplicaciones industriales:  $\text{H}_2\text{O}/\text{BrLi}$  y,  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ . Ambos fluidos de trabajo han generado problemas durante su funcionamiento. En el caso de  $\text{H}_2\text{O}/\text{BrLi}$ , el problema tiene que ver con la cristalización de sal a alta temperatura y los problemas de corrosión, mientras que en el caso de  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  el problema viene dado por su toxicidad, las altas presiones de trabajo y, la necesidad de rectificación para separar el refrigerante del absorbente (Ziegler, 1999).

Ante esta situación, las líneas de investigación se han encaminado hacia la búsqueda de nuevos fluidos de trabajo. Así, algunos investigadores han apostado por intentar mejorar las propiedades termodinámicas de los fluidos de trabajo utilizados hasta ahora mediante la utilización de mezclas de sales basadas en BrLi tal y como lo reflejan los trabajos de Okano et al. (1994) y Furutera et al. (1996) ó, sales basadas en Hidróxidos o Ácidos (Cacciola et al., 1990; Herold et al., 1991; Ibrahim et al., 1997). Otros, han optado por la utilización de “nuevos” fluidos de trabajo basados en fluidos orgánicos tal y como lo reflejan los trabajos de Yaron y Borde (1984), Seher (1985), Borde et al.

(1996), Ishikawa et al. (1999) y, Jelinek et al. (1999) ó mezclas inorgánicas como el Alkitrato, el cual es una combinación de Sales de Nitrato de metal Alcali y Agua. Según Smit et al. (1994) este fluido de trabajo podría alcanzar temperaturas de 260°C.

### ***1.3.3.3 – Experiencia operativa***

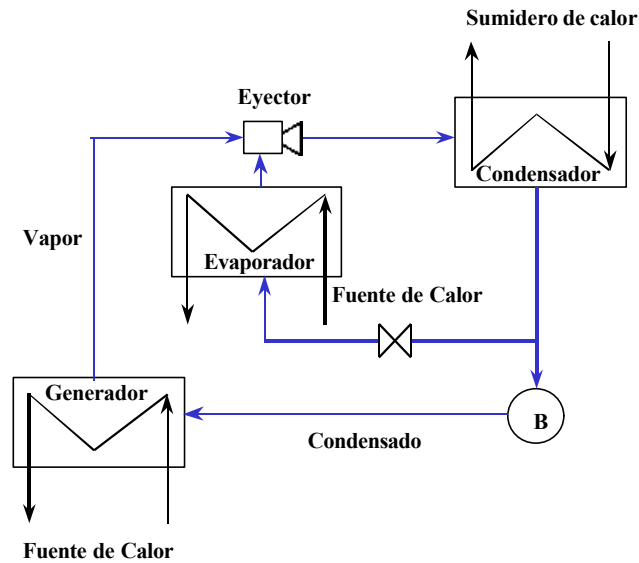
Según el trabajo de Munch Berntsson et al. (1989) había instalados hasta el año 1989 15 transformadores de calor en funcionamiento distribuidos entre Japón, Alemania y Holanda. Las potencias instaladas iban desde 500 kW hasta 7 MW. La fuente de calor en todos los casos utilizaba agua entre 80°C y 100°C y el sumidero de calor producía vapor de agua entre 115°C y 150°C.

Posteriormente, la IEA realizó un estudio en 1995 (IEA, 1995) para determinar el número de transformadores de calor instalados en la UE. En el estudio se encontró que sólo habían reportados alrededor de 12. Además, se comentaba que el principal inconveniente para la implantación de estos equipos es su tamaño y, que tienen un tiempo de retorno de inversión muy alto debido a que el coste de instalación se sitúa entre 710 y 1300 €/kW<sub>t</sub>. El coste de mantenimiento anual es entre el 0,5 y el 1,5% del coste total de inversión.

## ***1.3.4 – Compresión Térmica de Vapor***

### ***1.3.4.1 – Principio de Funcionamiento***

A diferencia de la compresión mecánica de vapor, la compresión térmica de vapor utiliza el calor como sustituto del trabajo mecánico para la generación de la demanda térmica requerida en un proceso tal y como se muestra en la Fig. 1.21.



**Fig.1. 21.** Esquema del principio de funcionamiento de los equipos de Compresión Térmica de Vapor.

En la figura anterior se muestra como el calor aportado en el generador produce vapor a alta presión. Este vapor se expande en la primera tobera convergente-divergente del eyector con el objetivo de alcanzar la máxima velocidad a su salida, que coincide con la entrada de la cámara de succión del vapor procedente del evaporador. En este punto, la alta velocidad del vapor procedente del generador arrastra al vapor procedente del evaporador hasta la segunda tobera convergente-divergente del eyector donde las dos corrientes se mezclan, reducen su velocidad y, aumentan su presión debido al paso de régimen supersónico a régimen subsónico. Una vez en el condensador, el vapor es condensado y a la salida de este componente, parte del líquido se expande nuevamente para retornar al evaporador mientras que la otra parte del líquido es bombeada para ser enviada al generador.

En algunas aplicaciones, dos o más eyectores pueden ser conectados en serie o combinados con la tecnología de absorción tal y como se comenta en Kuhlenschmidt (1973), Chung et al. (1984), Chen (1988), Aphornratana y Eames (1998), Eames y Wu (1998, 2000) y, Srihirin et al. (2001).

#### **1.3.4.2 – Fluidos de trabajo**

En la mayoría de trabajos publicados se utiliza H<sub>2</sub>O como fluido de trabajo (Stinson, 1943; Spencer, 1961; Hess, 1972; Munday y Bagster, 1974, 1977; Bowrey et al., 1986; Decker, 1993; Grazzini y Mariani, 1998; Sherif et al., 1998; Everitt y Riffat, 1999; Nguyen et al., 2001) debido básicamente a su bajo coste, su no-inflamabilidad y su inocuidad al medio ambiente. Sin embargo, desventajas como su temperatura de congelación y el alto nivel térmico requerido en el generador han llevado a proponer nuevos fluidos de trabajo de tal forma que se pudiese activar el generador a un nivel intermedio de temperaturas: CFCs, HCFCs y HFCs (Aphonratana y Eames, 1997; DA-WEN y Eames, 1995). La principal ventaja de estos refrigerantes es que se puede utilizar un nivel térmico de activación inferior a 60°C pero tienen la desventaja de contribuir al agotamiento de la capa de Ozono y al efecto invernadero tal y como se ha explicado en el apartado 1.3.1.2.

Otros autores apuestan por fluidos orgánicos como el MeOH (Riffat y Omer, 2001; Alexis y Katsanis, 2004) ó por la incorporación del eyector como un elemento en la tecnología del transformador de calor.

#### **1.3.4.3 – Experiencia operativa**

Según el Anexo 21, presentado por RCG/Hagler Bailly, Inc. et al. (1995), ha sido difícil especificar el número, tamaño y coste de este tipo de equipos debido básicamente a que en la mayoría de aplicaciones están consideradas como partes integradas en plantas de evaporación y en bombas de calor por absorción. Sin embargo, el informe comenta que la mayoría de las aplicaciones se encuentran en la industria de alimentos, pulpa y papel debido a que las necesidades de salto térmico son relativamente bajas (inferiores a 60°C).

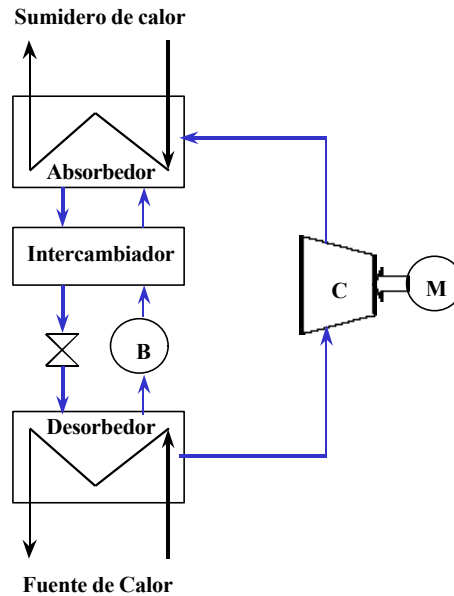
En el mencionado informe, sólo hay referencia de tres equipos que se utilizan en la destilación del Whisky. Las necesidades térmicas en esta industria son de aproximadamente de 125°C con un salto térmico de 10°C. Finalmente, se comenta que

el coste típico de inversión está alrededor de 200 €/kW<sub>t</sub>, siendo su principal desventaja el bajo rendimiento global (inferior a 0,58).

### ***1.3.5 – Compresión Mecánica de Vapor con Circuito de Solución***

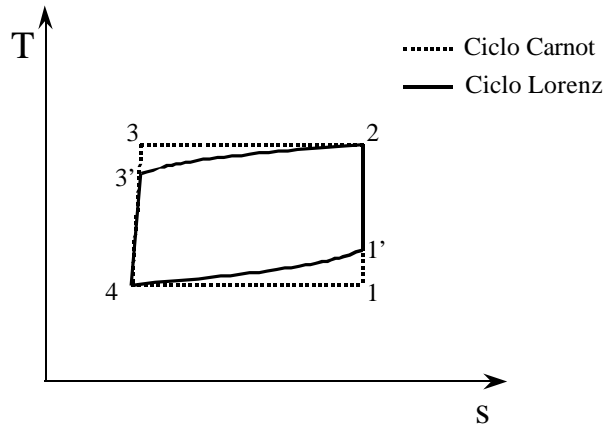
#### ***1.3.5.1 – Principio de Funcionamiento***

La tecnología de compresión mecánica de vapor con circuito de solución, también conocida como absorción–compresión, resorción o ciclos híbridos es el resultado de la combinación de las tecnologías de absorción y de compresión utilizando una mezcla compuesta por un refrigerante y un absorbente en vez de un refrigerante. Los componentes que forman parte del ciclo son: el desorbedor, el absorbedor, el compresor, la bomba de solución, la válvula de expansión y el intercambiador de solución. El calor es transferido desde la fuente térmica hacia el desorbedor donde parte del refrigerante es evaporado. A continuación, dichos vapores son comprimidos hasta la presión del absorbedor. La solución pobre es bombeada desde el desorbedor hasta el absorbedor, en donde absorbe el vapor comprimido liberándose calor a la temperatura de revalorización. La solución rica que sale del absorbedor pasa a través del intercambiador de solución donde le cede calor a la solución pobre para luego pasar a través de la válvula de expansión y retornar al desorbedor. En la Fig.1.22 se muestra un esquema de la bomba de calor de compresión mecánica de vapor con circuito de solución.



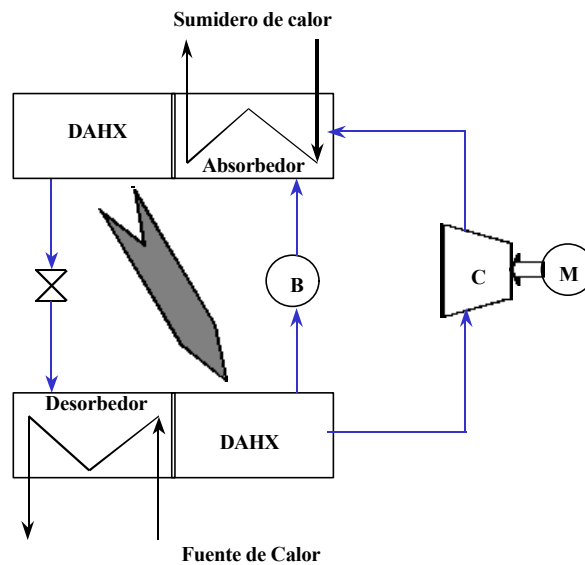
**Fig.1. 22.** Esquema la compresión mecánica de vapor con circuito de solución.

La principal diferencia entre la tecnología de compresión mecánica de vapor con circuito de solución y, la compresión mecánica de vapor es el uso una mezcla de dos fluidos (refrigerante y absorbente) que se caracterizan por tener una diferencia apreciable en la temperatura de ebullición. Este hecho, induce a dos comportamientos que mejoran su rendimiento: el primero tiene que ver con la posibilidad de cambiar la temperatura de saturación a partir de un cambio en la concentración de la solución (conocido como “gliding temperature”). El segundo es la menor relación de compresión para una temperatura determinada debido a que la presencia del absorbente disminuye la presión de vapor si se compara con la del refrigerante puro. En otras palabras, mientras que en la compresión mecánica de vapor se producen dos cambios de estado isotérmicos-isobáricos siguiendo un ciclo Carnot, en la compresión mecánica de vapor con circuito de solución se producen dos cambios de estado isobáricos siguiendo un ciclo Lorenz. Al comparar en un diagrama T-s el trabajo que se debe aportar al ciclo operando entre los mismos niveles máximo y mínimo de temperatura, se observa como el trabajo (área 1'23'4) para el ciclo Lorenz es menor (Fig.1.23).



**Fig.1. 23.** Comparación entre los ciclos de Carnot y de Lorenz.

Para aumentar la eficacia de esta bomba de calor, se pueden utilizar múltiples etapas de compresión tal y como lo reflejan los trabajos de Sveine et al. (1998) y, Grandum y Horntvert (2000) ó solapamiento de temperaturas entre el absorbedor y desorbedor (Groll y Radermacher, 1994). En este caso, una parte del absorbedor es habilitada para suministrar calor a una parte del desorbedor dando como resultado un ciclo llamado ciclo de compresión mecánica de vapor con circuito de solución e intercambio de calor desobedor/absorbedor (ciclo DAHX). En la Fig.1.24 se muestra un esquema de los equipos DAHX.



**Fig.1. 24.** Esquema del ciclo DAHX.



### ***1.3.5.2 – Fluidos de trabajo y experiencia operativa***

Al igual que la tecnología del transformador de calor, la tecnología de compresión mecánica de vapor con circuito de solución utiliza como fluido de trabajo una mezcla compuesta por un refrigerante y un absorbente. Por tanto, se pueden utilizar los mismos fluidos de trabajo que se utilizan en el transformador de calor. No obstante, las propiedades termofísicas de estos fluidos de trabajo deben ser evaluadas teniendo en cuenta aspectos como la compresión mecánica de vapor. Además, desde el punto de vista de la experiencia operativa, se debe destacar que a pesar de que las ventajas de la tecnología de compresión mecánica de vapor son conocidas no existen aún bombas de calor comerciales. Las bombas de calor construidas hasta el día de hoy son a nivel de plantas piloto o prototipos que se pueden clasificar en función del fluido de trabajo. Así, los fluidos de trabajo más utilizados son:

- **NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O**

Este fluido de trabajo es el más utilizado en la literatura tanto en trabajos teóricos como experimentales debido a: el conocimiento de sus propiedades térmicas y caloríficas, las excelentes propiedades termofísicas del NH<sub>3</sub> y, la experiencia en su uso y manipulación en las aplicaciones industriales.

Bercescu et al. (1983) presentó los primeros resultados experimentales de una planta piloto de compresión de vapor con circuito de solución de 15 kW de potencia térmica que fue construida en Bucarest (Rumania). Su relación de compresión era de 3,5. El proceso de compresión se realizaba en dos etapas con enfriamiento intermedio debido a las altas temperaturas de descarga del compresor. El COP registrado por la planta era de 4,89 para un salto térmico desde 24,5°C en el desorbedor hasta 59°C en el absorbedor. Este valor de COP es un 45% superior al de un equipo de compresión de vapor que trabaja con R12 en las mismas condiciones de operación.

Mucic y Scheuermann (1984) presentaron un proyecto financiado por el Ministerio Alemán de Investigación y Tecnología. La planta piloto era usada como bomba de calor

y el compresor era accionado por un motor a gas natural. La capacidad térmica de la planta piloto era de 380 kW. La novedad en esta planta fue la construcción del absorbedor y el desorbedor. Estos componentes se dividieron en múltiples áreas de intercambio, utilizando para ello paredes internas. Para trasvasar la solución entre un área y otra, se utilizaron varias bombas de solución. De esta forma, se evitaron la construcción de intercambiadores verticales que hubiesen llevado a grandes dimensiones. La planta piloto sólo alcanzó el 44% de la carga térmica prevista.

Stokar y Trepp (1987) construyeron una planta piloto diseñada para enfriar agua desde 40°C hasta 15°C y para calentar agua desde 40°C hasta 70°C. Tanto el absorbedor como el desorbedor eran verticales, del tipo película descendente. Ambos intercambiadores tenían un acumulador que era utilizado para redistribuir la solución en el interior del desorbedor y, el refrigerante en el interior del absorbedor. Durante el funcionamiento de la planta piloto fue posible controlar la potencia térmica del absorbedor desde 5,2 kW hasta 15,2 kW mediante la variación de la concentración de la solución. El COP registrado era de 4,3 y su relación de compresión de 3,7.

Malewski (1988) construyó una planta piloto para que operase como bomba de calor en una aplicación industrial con una capacidad térmica de 500 kW. El proceso de compresión en la planta piloto era realizado por un compresor de tornillo libre de aceite. Para mantener la temperatura de descarga en el compresor por debajo de los 190°C, se inyectaba una parte de la solución en el interior de la cámara de compresión. La revalorización térmica se realizaba desde 60°C hasta 80°C mientras que la temperatura de activación era de 35°C. Con una relación de compresión de 5,0; la planta aumentó su COP en un 50% comparado con un equipo de compresión mecánica de vapor.

Bergmann y Hivessy (1991) construyeron una planta piloto con una capacidad térmica de 1 MW en Budapest (Hungría). La planta se utilizaba para calentar agua desde 15°C hasta 85°C en el absorbedor mientras que en el desorbedor se enfriaba el agua desde 25°C hasta 5°C obteniendo un COP de 4,1. La compresión era realizada por un compresor de tornillo libre de aceite y parte de la solución pobre era inyectada antes y después del compresor para controlar la temperatura de descarga.

Rane et al. (1989) publicaron los resultados experimentales de una planta piloto de simple etapa con una potencia térmica en el absorbedor de 10 kW. Posteriormente, la planta piloto fue modificada a dos etapas en el circuito de solución basándose en el trabajo presentado por Ziegler y Hammer (1991) con la incorporación de un circuito de solución en las dos etapas. Los primeros resultados experimentales fueron presentados por Rane y Radermacher (1991). La compresión del vapor era realizada en un compresor de pistones libre de aceite con dos etapas de compresión. Los procesos de transferencia de masa y calor se llevaban a cabo en intercambiadores de carcasa y tubo en posición vertical. En el absorbedor, la solución circulaba por la carcasa y en sentido ascendente. En el desorbedor, la solución circulaba por los tubos en sentido ascendente en la primera etapa y en sentido descendente en la segunda etapa. El calor generado en el absorbedor de la segunda etapa calentaba agua desde 96°C a 104°C mientras que el calor absorbido en la primera etapa del desorbedor enfriaba una solución de agua glicolada desde 4°C hasta -5°C. El COP registrado por la planta fue de 1,0 para una relación de compresión de 7,7.

Torstensson y Nowacki (1991) presentaron la primera planta piloto que utilizaba un compresor húmedo para comprimir conjuntamente vapor y líquido. El compresor utilizado era del tipo scroll. Los intercambiadores de calor eran del tipo de tubos concéntricos en posición vertical. En el absorbedor, el agua era calentada desde 35°C hasta 60°C mientras que en el desorbedor, una solución de agua glicolada era enfriada desde 18°C hasta 3°C. El COP registrado fue de 3,0 mientras que la relación de compresión era de 5,0.

Groll y Radermacher (1994) presentaron los primeros resultados experimentales para un ciclo DAHX. Esta tecnología es la base del ciclo de intercambio de calor Generador/Absorbedor, conocida también como ciclo GAX el cual ha sido investigado para ciclos avanzados dando como resultado un equipo comercial para aplicaciones de acondicionamiento de aire.

Sveine et al. (1998) y, Grandum y Horntvert (2000) diseñaron una planta piloto de 60 kW de potencia térmica en el absorbedor para revalorizar residuos térmicos desde 50°C hasta 117°C. Uno de los objetivos del estudio era el de evaluar la operación de la bomba de calor a lo largo de su vida útil para determinar su viabilidad técnica y económica. La planta piloto fue diseñada con dos intercambiadores de placas conectados en serie tanto en el absorbedor como en el desorbedor. El compresor seleccionado fue uno de pistones con dos etapas de compresión. Los resultados demostraron por una parte que existían problemas de distribución y de mezcla en los flujos de líquido y vapor tanto en el absorbedor como en el desorbedor por lo que el COP de la planta era inferior al previsto en la simulación termodinámica. Por otra parte, comprobaron que no existían indicios de deterioro en el compresor y que el contenido de agua en el aceite lubricante no excedía los 20 ppm. Recientemente, Nordvedt (2002) ha estudiado el comportamiento del absorbedor. Los resultados del estudio han mostrado que mientras en el absorbedor de burbujas la eficiencia térmica estaba entre 0,82 – 0,9; en el absorbedor de película descendente la eficiencia térmica era más baja (entre 0,64 – 0,72).

- **HCFC y HFC como refrigerantes y fluidos orgánicos como absorbentes**

Después del NH<sub>3</sub>, el R22 ha sido la segunda opción de refrigerante utilizado en las bombas de calor de compresión mecánica de vapor con circuito de solución. Como absorbente del R22, se han propuesto tres sustancias orgánicas: el DiEtilen Glicol DiMetil Eter – DEGDME (Pourezza-Djournari y Radermacher, 1986), el n-Metil Caprolactama – NMC (Thies y Najork, 1989) y el TetraEtilen Glicol DiMetil Eter - TEGDME (Ziegler y Hämmer, 1991; Sataphaty et al., 2004).

Experimentalmente, Ziegler y Hammer (1991) fueron los primeros en demostrar que era posible incrementar el COP de una planta piloto de compresión mecánica de vapor con circuito de solución de dos etapas utilizando un fluido de trabajo diferente al NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O si se comparaba con el COP de un equipo de compresión mecánica de vapor convencional. El fluido de trabajo seleccionado fue el R22/TEGDME. En la primera etapa, se condensaba, expandía y evaporaba el R22. En la segunda etapa, se incorporaba el circuito de solución. El calor del absorbedor de la primera etapa era absorbido por el

desorbedor de la segunda etapa de tal forma que se lograban saltos térmicos de hasta 120°C entre la fuente de calor y el sumidero de calor.

Groll y Kruse (1992) fueron los primeros en publicar resultados experimentales utilizando R23/DEGDME. Los intercambiadores de calor utilizados eran de tubos concéntricos para una capacidad de 6 kW. El fluido utilizado como fuente de calor en el desorbedor era enfriado desde 15°C hasta 7°C mientras que el del absorbedor era calentado desde 25°C hasta 35°C. La compresión se realizaba utilizando un compresor de pistones lubricado.

Yong y Sumathy (2002) determinaron experimentalmente el coeficiente local de transferencia de calor y la pérdida de carga en un absorbedor de tubos horizontales utilizando el fluido de trabajo R22/DiMetil Acetamida (DMA). Los resultados experimentales han permitido proponer una correlación para estimar el coeficiente local de transferencia de calor del proceso de absorción teniendo en cuenta: las fuerzas convectivas presentes en el proceso de absorción y, los procesos de transferencia de masa y calor en la interface líquido-vapor.

- **Mezclas de tres componentes**

Hasta ahora, las únicas mezclas de tres componentes que se han sugerido e investigado a nivel teórico son: NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O/BrLi propuesta por Chatzidakis y Rogdakis (1992) y, Ahlby et al. (1993) y TFE/H<sub>2</sub>O/TEGDME propuesta por Bourouis et al. (2000).

A nivel experimental, Mucic (1989) describió una planta piloto construida en Colonia (Alemania). La planta piloto era operada expandiendo una solución de H<sub>2</sub>O/CaCl<sub>2</sub>/NaCl (80%/15%/5%) inicialmente a 110°C y 1,4 bar hasta 0,85 bar. El vapor de agua generado durante el proceso de expansión era utilizado como fuente de calor en el desorbedor y condensador a temperatura constante. El agua líquida saturada a 1,7 bar y 115°C entraba al absorbedor, donde era evaporada para generar vapor. El COP registrado por la máquina era de 9,1 y su relación de compresión de 2,5.

- **R12 y R22 como refrigerantes y aceites lubricantes como absorbentes**

La idea de utilizar aceites lubricantes como solución en las bombas de calor de compresión mecánica de vapor con circuito de solución está basada en las investigaciones realizadas por Sellerio (1957). Él propuso aceites minerales como absorbentes para los CFCs por lo que dos fluidos de trabajo fueron estudiados para estas aplicaciones: R12/Aceite mineral (Lourdudoss y Stymne, 1985) y, R22/Aceite Mineral (Kruse et al., 1989). Estos últimos, evaluaron el comportamiento de una planta piloto que utilizaba R22/Aceite mineral como fluido de trabajo. El resultado de este trabajo indicaba que los aceites convencionales utilizados como lubricantes en los compresores no eran adecuados para ser utilizados como absorbentes debido a que su alta viscosidad originaba demasiadas dificultades en los procesos de transferencia de masa y calor tanto en el desorbedor como en el absorbedor.

- **Mezclas de alcoholes con absorbentes orgánicos**

Además de los fluidos de trabajo mencionados anteriormente, dos mezclas orgánicas han sido propuestas en la literatura. La mezcla compuesta por el refrigerante Trifluoroetanol (TFE) y el absorbente TEGDME fue utilizada por Kawada et al. (1991) que diseñaron una planta piloto que utilizaba el fluido de trabajo TFE/TEGDME. La capacidad de la planta piloto era de 30 kW y se utilizaba para calentar agua desde 152°C hasta 167°C utilizando una temperatura de activación desde 107°C hasta 117°C. Los intercambiadores de calor utilizados fueron del tipo carcasa y tubo en posición vertical. El proceso de compresión se realizaba con un compresor de tornillo lubricado. El COP registrado fue de 3,3 con una relación de compresión de 7,2. Durante las pruebas de funcionamiento se encontraron grandes pérdidas de calor en el absorbedor y en el sistema de enfriamiento del lubricante que reducían hasta en un 30% el COP previsto por la simulación termodinámica de la planta piloto. Nogués et al. (1997) realizaron un estudio teórico de una bomba de calor de absorción/compresión para la revalorización de residuos térmicos desde 60-90°C a niveles de hasta 170°C utilizando ciclos de doble etapa avanzados y mezclas de MeOH y TFE con TEGDME. Los resultados obtenidos muestran que es posible alcanzar COPs de 3 con saltos de hasta 80°C.

### ***1.3.5.3 – Problemática existente en las bombas de calor de compresión mecánica de vapor con circuito de solución***

El principal inconveniente de la mayoría de dispositivos experimentales de este tipo de bomba de calor está localizado en la etapa de compresión debido a que no es fácil elegir el tipo de compresión para aplicaciones de alta temperatura sobretodo para pequeñas potencias, tal y como se refleja en el trabajo de Brunin (1995). En principio, tres tipos de compresión se pueden aplicar en la practica: compresión libre de lubricante, compresión enfriada por la solución, y compresión lubricada.

La compresión libre de aceite es una técnica costosa comparada con la compresión lubricada. Además, en el caso de aplicaciones de alta temperatura, las temperaturas de descarga del compresor son demasiado elevadas por lo que necesariamente se utilizan dos o más etapas de compresión con enfriamiento intermedio.

La compresión enfriada por la solución, inyecta parte de la solución pobre en refrigerante en el interior del compresor para disminuir la temperatura de descarga. En el caso de que toda la solución sea inyectada en el compresor, se le llama compresión húmeda. Sin embargo, la dificultad de esta tecnología está en que debe ser evaluada para cada aplicación. Este tipo de compresión es utilizada normalmente en compresores de tornillo y además tiene el inconveniente de que se encuentra disponible para potencias altas.

La compresión lubricada presenta el inconveniente de que las trazas de aceite arrastradas al circuito de solución pueden interferir los procesos de absorción y desorción. Además, se debe considerar la incompatibilidad del lubricante y el refrigerante, la cual puede afectar la lubricación.

Además, si se tiene en cuenta que la utilización de refrigerantes como el R22 y el R113 no es posible debido a su alto potencial de agotamiento de Ozono (ODP) y, que la utilización del R23 es cuestionada por su alto potencial de calentamiento global (GWP), los fluidos de trabajo que se han investigado por su potencialidad son:  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ , los fluidos orgánicos. Sin embargo, de estos fluidos de trabajo sólo el  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  ha sido

investigado con detalle. Como existen escasas medidas de las propiedades termofísicas de las mezclas de fluidos orgánicos, su utilización en este tipo de bombas de calor será un proceso largo y laborioso.

## 1.4 – JUSTIFICACIÓN Y OBJETIVOS

Las limitaciones que presentan los refrigerantes utilizados en la actualidad pueden ser superadas utilizando mezclas de fluidos orgánicos. Así, alcoholes como el Metanol (MeOH), el Trifluoroetanol (TFE) o el Hexafluoroisopropanol (HFIP) muestran una buena afinidad química por compuestos de la familia de los n-Etilenglicol dimetiléteres. Estas combinaciones presentan además diferencias de temperaturas de ebullición superiores a 150°C, buena solubilidad en todo el intervalo de concentraciones y buena estabilidad térmica hasta temperaturas de 200°C. Los estudios de estabilidad térmica se llevaron a cabo por el grupo de investigación del CREVER en el marco de los proyectos de investigación TECLA (1992-95) y CLIMABGAS (1998-2001). El potencial de estas mezclas orgánicas ha sido puesto de manifiesto por numerosos trabajos teóricos y experimentales desarrollados por el grupo de investigación (Boer et al., 1993; Esteve, 1995; Vallès, 1996, 2000; Olivé, 1998; Conesa, 2000; Nogués, 2001; Herraiz, 2001). La intensificación de los procesos de transferencia de masa y calor en este tipo de sustancias se hace necesaria para paliar las malas propiedades de transporte de este tipo de mezclas. Así, Vallès (2000) y Nogués (2001) ensayaron la utilización de intercambiadores de placas con este tipo de fluidos como absorbedores y generadores en bombas de calor de absorción.

Con estos antecedentes y con el objetivo de contribuir al conocimiento de la tecnología de compresión con circuito de solución, en esta tesis se propone la realización de un estudio teórico-experimental de una bomba de calor de compresión mecánica de vapor con circuito de solución de simple etapa para aplicaciones de revalorización energética a temperaturas entre 120 y 140°C utilizando como fuente de activación residuos térmicos a temperaturas entre 80 y 90°C. Como fluido de trabajo se proponen mezclas de:



alcoholes, como refrigerante, y compuestos de la familia de los n-etilenglicol dimetiléteres como absorbentes.

En el estudio teórico se analizarán mediante simulación termodinámica las principales variables que intervienen en el funcionamiento de la bomba de calor. Las variables estudiadas son: la concentración de la solución rica en refrigerante, el salto térmico de la solución en el absorbedor, el tipo de compresión y las temperaturas de la solución a la salida del desorbedor y del absorbedor. Los objetivos específicos del estudio son:

- Crear una base de datos con las propiedades termodinámicas y de transporte de los fluidos puros y sus mezclas considerados.
- Elaborar un programa de cálculo que permita simular el funcionamiento termodinámico del ciclo para diferentes condiciones de operación con los fluidos de trabajo seleccionados. Los resultados serán comparados con los obtenidos para el  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ , adoptado como referencia. Los parámetros analizados son: relación de compresión, caudal de refrigerante, caudal de solución pobre en refrigerante, potencia térmica del intercambiador de solución, y COP.
- Seleccionar el refrigerante más idóneo para esta aplicación basándose en los resultados obtenidos en la simulación termodinámica del ciclo.
- Seleccionar el tipo de compresor más adecuado para las condiciones de operación, teniendo en cuenta el refrigerante seleccionado y factores como la lubricación, las temperaturas de trabajo, los caudales volumétricos y la potencia requerida en el absorbedor.
- Seleccionar el absorbente de la familia de los n-etilenglicol dimetiléteres que a priori puede ser utilizado como lubricante en el compresor teniendo en cuenta su viscosidad cinemática y la influencia que tiene en el funcionamiento de la bomba de calor.
- Realización de ensayos de compresión de aire con el equipo seleccionado lubricado con el fluido propuesto con el fin de comprobar la viabilidad de la solución propuesta.

Para realizar el estudio experimental de la bomba de calor se construirá una planta piloto de 15 kW de potencia térmica que incorpora el compresor seleccionado e intercambiadores de placas en sus componentes. Los objetivos específicos del estudio son:

- Analizar el funcionamiento de los intercambiadores de placas utilizados en el absorbedor, desorbedor e intercambiador de solución.
- Analizar el sistema de distribución de la solución en el absorbedor.
- Estudiar el funcionamiento del compresor seleccionado en la planta piloto.
- Caracterización del funcionamiento de la planta piloto con el fluido de trabajo seleccionado en estado estacionario desde el punto de vista del COP, los consumos energéticos, la relación de compresión y el caudal de refrigerante absorbido en el absorbedor.

# ***CAPÍTULO 2***

## **SIMULACIÓN TERMODINÁMICA DEL CICLO DE COMPRESIÓN CON CIRCUITO DE SOLUCIÓN Y SELECCIÓN DEL REFRIGERANTE**

### **2.1 - INTRODUCCIÓN**

En este capítulo se presenta el estudio termodinámico realizado para un ciclo de compresión mecánica de vapor con circuito de solución de simple etapa utilizando como fluidos de trabajo mezclas orgánicas basadas en alcoholes como refrigerantes en combinación con el TEGDME, compuesto de la familia de los n-etilenglicol dimetiléteres más frecuentemente utilizado. Los resultados se comparan con los obtenidos para el fluido de trabajo  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ .

En este estudio, se han analizado las principales variables que determinan el funcionamiento del ciclo: la concentración de la solución rica, el salto térmico de la solución en el absorbedor, el tipo de compresión, la temperatura de la solución a la salida del desorbedor y, la temperatura de la solución a la salida del absorbedor. Para cada una de ellas, se ha evaluado su influencia en las presiones de trabajo, la relación de compresión, el caudal másico y volumétrico de refrigerante, el caudal de solución pobre y, la potencia del intercambiador de solución. A partir de los resultados de la simulación, se selecciona el refrigerante que presenta las mejores prestaciones desde el punto de vista termodinámico.

## 2.2 – FLUIDOS DE TRABAJO UTILIZADOS EN APLICACIONES DE ALTA TEMPERATURA

El fluido de trabajo más frecuentemente utilizado en la tecnología de compresión mecánica con circuito de solución es la mezcla  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ . Sin embargo, su uso presenta ciertos inconvenientes debido a su incompatibilidad con los lubricantes utilizados en el compresor o bien en el caso de compresores sin lubricación por las altas temperaturas de descarga.

Estos problemas pueden evitarse utilizando como fluidos de trabajo mezclas de fluidos orgánicas. La selección de la combinación refrigerante/absorbente puede realizarse siguiendo una serie de recomendaciones relacionadas con las propiedades termofísicas y de materiales de los fluidos puros y su mezclas, tal y como se reflejan en los trabajos de Moncada et al. (1994) y Pereira Duarte y Bugarel (1989).

La principal ventaja de los fluidos orgánicos es que no suelen presentar problemas de cristalización, ni de corrosión. Sin embargo, su estabilidad térmica a alta temperatura suele representar un problema muy frecuentemente. Normalmente, las sustancias estables están compuestas por moléculas compactas que no presentan más que interacciones débiles. La existencia de una buena solubilidad del refrigerante en el absorbente exige que las moléculas presenten enlaces covalentes fuertes por lo que las interacciones entre moléculas serán fuertes también. Bajo esta perspectiva, los puentes de hidrógeno son particularmente activos. Sin embargo, esta actividad puede originar efectos indeseables desde el punto de vista de la estabilidad térmica y química por lo que la selección de la mezcla resultará de un compromiso entre estabilidad y solubilidad (Girsberger y Trepp, 1983). Por ello, en los últimos años se han propuesto la utilización de alcoholes como el Metanol ( $\text{MeOH}$ ), Trifluoroetanol (TFE) y Hexafluoroisopropanol (HFIP) para ser utilizados como refrigerantes en ciclos de absorción de alta temperatura. Como absorbente para estos alcoholes, se ha propuesto la utilización de n-Etilen Glicol DiMetil Éteres (n-EGDME) debido a la afinidad de estos compuestos por las moléculas de pequeño tamaño. Entre los n-EGDME, destaca la utilización del TetraEtilen Glicol DiMetil Éter (TEGDME) cuya temperatura de ebullición es lo suficientemente elevada

con respecto a la de los refrigerantes por lo que la fase vapor contiene prácticamente refrigerante puro. Así por ejemplo, el sistema MeOH/TEGDME ha sido propuesto por Narodoslawsky et al. (1988) y Stüven (1989); el sistema TFE/TEGDME, por Bokelmann y Renz (1983), Seher y Stephan (1983), Kawada et al. (1998) y, Genssle y Stephan (1998); el sistema HFIP/TEGDME, por Bothe et al. (1988, 1989) y Nowaczyk et al. (1987, 1989).

Ante estas consideraciones, el Centro de Innovación Tecnológica en Revalorización Energética y Refrigeración (CREVER) viene desarrollando desde el año 1992 una serie de proyectos con dos objetivos claramente diferenciados. El primero de ellos, es el de elaborar una base de datos con las propiedades termofísicas de los fluidos puros y sus mezclas mediante medidas experimentales y modelización (Esteve, 1995; Olivé, 1998; Conesa, 2000; Herraiz, 2001). El segundo, el de evaluar el potencial de los fluidos orgánicos para algunas aplicaciones de: refrigeración por absorción con activación térmica a baja temperatura (Bourouis et al., 2000), absorción/compresión de doble efecto para aplicaciones de aire acondicionado (Boer et al., 1993; Coronas et al., 1996; Vallès et al., 1996; Nogués et al., 1998), transformadores de calor (Esteve, 1995), ciclos de absorción/compresión para revalorización energética (Olivé, 1998; Bourouis et al., 2000), bombas de calor utilizando fluidos orgánicos e intercambiadores de placas (Vallès, 2000; Nogués, 2001).

Las propiedades más importantes de los refrigerantes MeOH, TFE y HFIP son: sus moderadas presiones de vapor, excelente estabilidad térmica y química, baja viscosidad y, en el caso del MeOH una elevado calor latente de vaporización. El absorbente TEGDME tiene una elevada temperatura de ebullición, estabilidad química y térmica hasta temperaturas de 200°C y miscibilidad con el MeOH, TFE y HFIP en todo el intervalo de concentraciones. Las mezclas resultantes son estables a alta temperaturas y no son corrosivas.

Para realizar la simulación termodinámica del ciclo se han seleccionado los siguientes fluidos de trabajo: MeOH/TEGDME, TFE/TEGDME y, HFIP/TEGDME. Además, los

resultados obtenidos para las mezclas orgánicas propuestas se comparan con los obtenidos con el fluido NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O.

## 2.3 – DESCRIPCIÓN DEL PROGRAMA DE SIMULACIÓN Y DE LA BASE DE DATOS DE PROPIEDADES

El programa de simulación del ciclo de compresión mecánica de vapor con circuito de solución propuesto en este trabajo ha sido integrado en un paquete de simulación desarrollado por nuestro grupo de investigación (Medrano, 1998; Herraiz, 2001) que consta de una base de datos de propiedades de fluidos y de módulos de simulación de ciclos para aplicaciones de revalorización energética y de producción de frío. En la base de datos se encuentran implementadas las propiedades termofísicas de los fluidos orgánicos utilizados en este tipo de aplicaciones.

La estructura del paquete de simulación se muestra en la Fig.2.1. Como se observa en la figura, el paquete se divide en tres niveles: nivel alto (interface), nivel medio (estructura) y, nivel bajo (módulos de simulación y bases de datos).

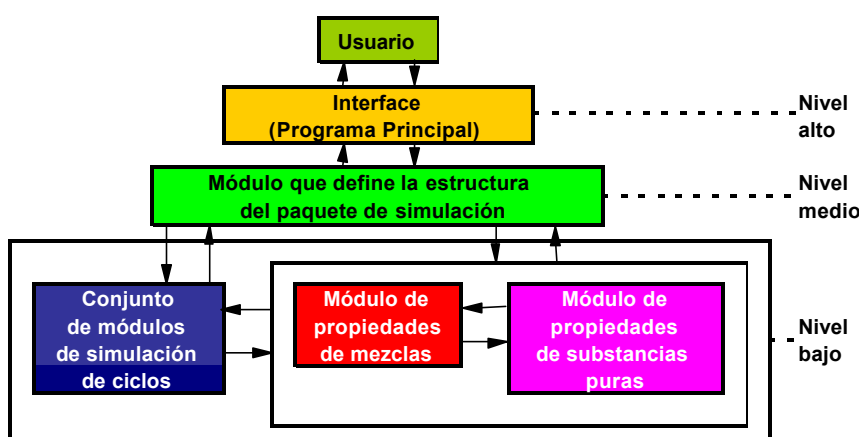


Fig. 2. 1. Estructura del paquete de simulación

El nivel bajo está dividido en dos grupos. El primero de ellos, contiene los módulos de simulación de los ciclos, entre los que se encuentra el de compresión mecánica con

circuito de solución, mientras que el segundo grupo está formado por los módulos que contienen los procedimientos que determinan las propiedades termofísicas de los fluidos puros y sus mezclas. Los módulos de simulación pueden importar cualquier recurso (funciones, subrutinas, declaraciones, etc) de los módulos de propiedades de la mezcla. A la vez, el módulo de propiedades de la mezcla puede realizar la misma función con el módulo de propiedades de los fluidos puros. Además, se observa que el usuario puede elegir entre la simulación de ciclos o bien la caracterización termofísica de una de las mezclas binarias. En el primer caso, una vez seleccionada el ciclo, se escoge el fluido de trabajo y las condiciones de operación. En caso de querer determinar las propiedades termofísicas de un fluido, se puede escoger entre fluidos puros o mezclas de refrigerante/absorbente. El programa además tiene la opción de calcular las propiedades para unas condiciones determinadas del fluido.

El equilibrio termodinámico de las mezclas orgánicas ha sido determinado utilizando el método de estimación DT-UNIFAC. Esta elección se ha realizado teniendo en cuenta los resultados obtenidos por Herraiz (2001). En ese estudio, Herraiz evaluó diferentes métodos de estimación para diferentes configuraciones en la molécula del TEGDME. El estudio concluye que el método de estimación DT-UNIFAC es el que presenta los mejores resultados de los diferentes métodos de estimación estudiados. En el Anexo A, se explica en detalle como se determinan las propiedades termodinámicas utilizadas para cada uno de los fluidos puros y sus mezclas.

Las propiedades críticas y otros datos relevantes de los fluidos puros MeOH, TFE, HFIP y TEGDME se presentan en la tabla 2.1.

**Tabla 2. 1.** Propiedades de los fluidos orgánicos puros.

	MeOH	TFE	HFIP	TEGDME
Fórmula estructural	CH <sub>3</sub> OH	CF <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> OH	(CF <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> CHOH	CH <sub>3</sub> O(CH <sub>2</sub> CH <sub>2</sub> O) <sub>4</sub> CH <sub>3</sub>
Peso molecular	32.04	100.04	168.04	222.28
Temperatura de ebullición ( °C)	64.5 <sup>d</sup>	73.6 <sup>l</sup>	58 <sup>l</sup>	274.3 <sup>l</sup>
Temperatura de congelación ( °C)	-98 <sup>d</sup>	-45 <sup>g</sup>	-3 <sup>m</sup>	-30 <sup>r</sup>
Temperatura crítica ( °C)	239.5 <sup>d</sup>	227 <sup>e</sup>	195 <sup>n</sup>	431.8 <sup>r</sup>
Presión crítica ( kPa)	8094 <sup>d</sup>	4930 <sup>e</sup>	3420 <sup>n</sup>	1940 <sup>f</sup>
Volumen crítico( cc/mol )	118.0 <sup>d</sup>	207.2 <sup>k</sup>	-	672.4 <sup>r</sup>
Entalpía de vaporización a 0°C (kJ/kg)	1248 <sup>a</sup>	449 <sup>g</sup>	270 <sup>o</sup>	345.5 <sup>i</sup>
Calor específico a 20 °C (kJ/kg °C)	2.567 <sup>a</sup>	1.57 <sup>l</sup>	1.38 <sup>u</sup>	2.075 <sup>s</sup>
Densidad a 20° C ( kg/ m <sup>3</sup> )	791.1 <sup>a</sup>	1391 <sup>e</sup>	1618 <sup>m</sup>	1011 <sup>s</sup>
Visc. cinemática a 20 °C (mm <sup>2</sup> /s)	1.245 <sup>b</sup>	1.436 <sup>h</sup>	1.211 <sup>m</sup>	3.706 <sup>s</sup>
Tensión superficial a 20 °C (mN/m)	22.6 <sup>b</sup>	32.0 <sup>l</sup>	16.3 <sup>p</sup>	34.14 <sup>l</sup>
Constante dieléctrica relativa a 25 °C	32.63 <sup>c</sup>	26.67 <sup>l</sup>	16.7 <sup>q</sup>	9.16 <sup>l</sup>
Momento dipolar ( Debye)	1.7 <sup>d</sup>	2.03 <sup>l</sup>	2.05 <sup>k</sup>	2.8 <sup>l</sup>
Factor acéntrico	0.556 <sup>d</sup>	0.170 <sup>k</sup>	-	0.965 <sup>s</sup>

a Yaws (1977)

f Halocarbon (1981)

l Chaudhari et al. (1994)

q Murto et al. (1967)

b Yaws (1995)

g Seher (1983)

m Steimle et al (1989)

r Bokelmann et al. (1984)

c Riddick et al. (1986)

h Olivé (1998)

n Steimle et al. (1992)

s Conesa (1998)

d Reid et al. (1988)

i Hoechst (1991)

o Rochester et al. (1975)

t Weisweiler et al. (1993)

e Sauermaun et al (1993)

k Kivinen et al. (1968)

p Du Pont (1986)

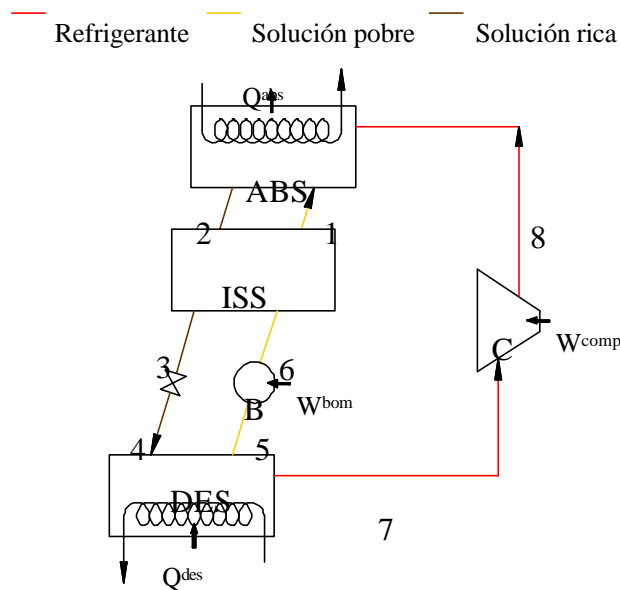
u Jadot et al. (1989)

## 2.4 – DESCRIPCIÓN DEL CICLO DE COMPRESIÓN MECÁNICA DE VAPOR CON CIRCUITO DE SOLUCIÓN

El funcionamiento del ciclo de compresión mecánica de vapor con circuito de solución se fundamenta en la combinación de la tecnología de compresión y, la de absorción utilizando como fluido de trabajo una mezcla compuesta por un refrigerante y un absorbente. El calor es transferido desde la fuente de calor hacia el desorbedor (DES) donde parte del refrigerante es evaporado de la solución rica en refrigerante. Como la evaporación de la solución no es completa, a la salida del desorbedor el vapor y el líquido se encuentran en equilibrio termodinámico a la presión de baja, la temperatura



del desorbedor y la concentración de solución pobre. A continuación, el vapor y líquido procedentes del desorbedor son separados y, el vapor es comprimido por el compresor (C) hasta la presión del absorbedor (ABS). La solución pobre en refrigerante es bombeada desde la salida del desorbedor hasta la entrada del absorbedor. En el absorbedor, las corrientes de líquido y vapor a diferente temperatura y concentración son mezcladas tendiendo hacia un proceso de equilibrio. Generalmente, este proceso de equilibrio es simulado partiendo de la hipótesis de que el proceso se completa antes de que se inicie el proceso de transferencia de calor hacia el exterior. De esta forma, se obtiene la temperatura de equilibrio que es utilizada posteriormente como temperatura de entrada al absorbedor. Luego, el vapor refrigerante es absorbido por la solución pobre en refrigerante liberándose calor a la temperatura de revalorización. A la salida del absorbedor, la solución rica se encuentra en estado de saturación a la presión de alta, la temperatura del absorbedor y la concentración de solución rica. Esta solución, pasa a través de la válvula de expansión reduciendo la presión hasta la presión del desorbedor. El ciclo se completa cuando la solución rica entra nuevamente en el desorbedor. Para aumentar la eficacia del ciclo, se incorpora un intercambiador de solución (ISS) entre las soluciones rica y pobre. En la Fig. 2.2 se muestra de forma esquemática el ciclo de compresión con circuito de solución descrito anteriormente.



**Fig. 2. 2.** Esquema del ciclo de compresión con circuito de solución propuesto.

## **2.5 – SIMULACIÓN TERMODINÁMICA DEL CICLO DE COMPRESIÓN MECÁNICA DE VAPOR CON CIRCUITO DE SOLUCIÓN**

Para estudiar el comportamiento termodinámico del ciclo de compresión mecánica de vapor con circuito de solución propuesto en este trabajo se ha procedido en primer lugar a completar las propiedades termodinámicas de los fluidos puros y las mezclas orgánicas que se utilizarán en la simulación. En una segunda parte se ha desarrollado un programa de simulación termodinámica utilizando el software Engineering Equation Solver (EES) para estudiar el comportamiento termodinámico del ciclo y los principales factores que afectan su funcionamiento.

### ***2.5.1 – Descripción del modelo termodinámico del ciclo***

En el modelo termodinámico del ciclo de la Fig.2.2, se han tenido en cuenta las siguientes consideraciones:

- Condiciones de operación en régimen estacionario.
- El vapor que sale del desorbedor (punto 7) se encuentra en equilibrio termodinámico con la solución pobre (punto 5) a la presión de baja y la temperatura.
- La solución rica que sale del absorbedor (punto 2) se encuentra en condiciones de saturación a la presión del absorbedor y la temperatura de revalorización fijada.
- El proceso de expansión de la solución procedente del absorbedor (punto 3-4) es isoentalpico.
- Las pérdidas de calor en los componentes y en las tuberías así como las pérdidas de carga son despreciables.
- El proceso de compresión es politrópico de índice  $n$ .
- El rendimiento isoentrópico de la bomba es del 65%.
- La eficiencia térmica del intercambiador de solución es del 80%.

El modelo termodinámico del ciclo se completa con los balances de materia y energía en los distintos componentes teniendo en cuenta que la numeración hace referencia a la configuración del ciclo que se ha presentado en la Fig.2.2.

En el desorbedor, el balance de materia de la solución y refrigerante se expresa:

$$m_{sp} + m_{ref} = m_{sr} \quad (\text{Ec. 2.1})$$

$$m_{sp} \cdot W_{sp} + m_{ref} \cdot W_{ref} = m_{sr} \cdot W_{sr} \quad (\text{Ec. 2.2})$$

Del balance de energía en el desorbedor, el calor de activación del ciclo viene dado por:

$$Q_{des} = m_{ref} \cdot h_7 + m_{sp} \cdot h_5 - m_{sr} \cdot h_4 \quad (\text{Ec. 2.3})$$

Las condiciones de presión, concentración así como las entalpías del líquido y vapor se determinan a partir del equilibrio termodinámico por lo que:

$$P_{des} = f(X_{sp}, T_5) \quad (\text{Ec. 2.4})$$

$$Y_{ref} = f(X_{sp}, T_5) \quad (\text{Ec. 2.5})$$

$$h_5 = f(X_{sp}, T_5) \quad (\text{Ec. 2.6})$$

$$h_7 = f(Y_{ref}, T_7) \quad (\text{Ec. 2.7})$$

En el absorbedor, el balance de materia de la solución y refrigerante se expresa:

$$m_v + m_l = m_{sp} + m_{ref} \quad (\text{Ec. 2.8})$$

$$m_v \cdot W_{eq,v} + m_l \cdot W_{eq,l} = m_{sp} \cdot W_{sp} + m_{ref} \cdot W_{ref} \quad (\text{Ec. 2.9})$$

donde, los subíndices  $v$ ,  $l$ ,  $eq$  hacen referencia al estado de equilibrio de la solución y el refrigerante a la entrada del absorbedor. Del balance de energía del absorbedor se obtiene la potencia térmica de revalorización del ciclo obtenida en el absorbedor:

$$Q_{abs} = m_v \cdot h_v + m_l \cdot h_l - m_{sr} \cdot h_2 \quad (\text{Ec. 2.10})$$

$$m_v \cdot h_v + m_l \cdot h_l = m_{sp} \cdot h_1 + m_{ref} \cdot h_8 \quad (\text{Ec. 2.11})$$

Para determinar las condiciones de presión, concentraciones de equilibrio y, las entalpías tanto del líquido como del vapor, se asume que en la sección inicial del absorbedor la temperatura de la solución se incrementa en  $\Delta T_{abs}$  hasta alcanzar la temperatura de salida por lo que:

$$P_{abs} = f(X_{sr}, T_2) \quad (\text{Ec. 2.12})$$

$$h_2 = f(X_{sr}, T_2) \quad (\text{Ec. 2.13})$$

$$X_{eq} = f(P_{abs}, T_2 + \Delta T_{abs}) \quad (\text{Ec. 2.14})$$

$$h_l = f(X_{eq}, T_2 + \Delta T_{abs}) \quad (\text{Ec. 2.15})$$

$$Y_{eq} = f(X_{eq}, T_2 + \Delta T_{abs}) \quad (\text{Ec. 2.16})$$

$$h_v = f(Y_{eq}, T_2 + \Delta T_{abs}) \quad (\text{Ec. 2.17})$$

La eficiencia térmica del intercambiador de solución se define como:

$$\mathbf{h}_{iss} = \frac{T_1 - T_6}{T_2 - T_6} \quad (\text{Ec. 2.18})$$

A partir de los valores de  $T_1$  y  $X_{sp}$ , se obtiene la entalpía  $h_1$  por lo que el balance de energía en el intercambiador permite determinar el valor de la entalpía  $h_3$ :

$$h_1 = f(X_{sp}, T_1) \quad (\text{Ec. 2.19})$$

$$m_{sp} \cdot (h_1 - h_6) = m_{sr} \cdot (h_2 - h_3) \quad (\text{Ec. 2.20})$$

La relación de compresión para el compresor se determina con:

$$PR = \frac{P_{abs}}{P_{des}} \quad (\text{Ec. 2.21})$$

La potencia de compresión politrópica en el caso de un gas ideal es:

$$W_{comp} = \frac{n}{n-1} \cdot m_{ref} \cdot \frac{P_{des}}{r_{ref}} \left[ PR^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (\text{Ec. 2.22})$$

donde  $n$  es el valor del índice politrópico. En caso de compresión adiabática:

$$n = \mathbf{g} = \frac{C_p}{C_v} \quad (\text{Ec. 2.23})$$

En caso de compresión isotérmica  $n=1$  y la potencia de compresión se calcula:

$$W_{comp} = m_{ref} \cdot \frac{P_{des}}{r_{ref}} \cdot \text{LN}(PR) \quad (\text{Ec. 2.24})$$

A la salida del compresor, la entalpía del vapor se calcula:

$$h_8 = h_7 + \frac{W_{comp}}{m_{ref}} \quad (\text{Ec. 2.25})$$

La potencia de la bomba se determina mediante la ecuación:

$$W_{bomb} = \frac{m_{sp} \cdot (P_{abs} - P_{des})}{\mathbf{h}_{bomb} \cdot r_{sp}} \quad (\text{Ec. 2.26})$$

La entalpía de la corriente líquida a la salida de la bomba es:

$$h_6 = h_5 + \frac{W_{bomb}}{m_{sp}} \quad (\text{Ec. 2.27})$$

El Coeficiente de funcionamiento o de operación del ciclo COP es :

$$COP = \frac{Q_{abs}}{W_{comp} + W_{bomb}} \quad (\text{Ec. 2.28})$$

Los caudales de solución y de vapor se relacionan mediante el término RC expresado como:

$$RC = \frac{m_{sr}}{m_{sp}} \quad (\text{Ec. 2.29})$$

### 2.5.2 – Procedimiento de cálculo

El procedimiento de cálculo del ciclo de compresión con circuito de solución se inicia a partir de los valores de la concentración molar en refrigerante de la solución rica  $X_{sr}$  y de la temperatura del absorbedor  $T_2$  ( temperatura de revalorización ). A partir de estos dos datos, se calcula la presión del absorbedor  $P_{abs}$  o presión de alta, utilizando para ello las relaciones de equilibrio P-T-X. A su vez, a partir del salto térmico en el absorbedor  $\Delta T_{abs}$  y la presión del absorbedor  $P_{abs}$ , se calculan las condiciones de equilibrio a la entrada del absorbedor junto con la concentración molar en refrigerante de la solución pobre  $X_{sp}$ . A partir de este valor  $X_{sp}$  y de la temperatura del desorbedor  $T_5$  (temperatura de los residuos térmicos a revalorizar), se determina la presión en el desorbedor  $P_{des}$ , la concentración molar en refrigerante de la fase vapor  $Y_{ref}$ . A partir de las relaciones H-T-X se calculan las entalpías de las soluciones a la salida del absorbedor  $h_2$  y del desorbedor  $h_5$ , y la entalpía del vapor a la salida del desorbedor  $h_7$ . La entalpía de la corriente de vapor a la salida del compresor se calcula a partir del balance de energía en el compresor. A partir de la eficiencia del intercambiador de solución y del rendimiento isoentrópico de la bomba de solución, se calculan las temperaturas y las entalpías de las corrientes de salida del intercambiador de solución. Finalmente, para calcular los caudales de solución y refrigerante, así como las potencias de cada componente se utilizan los balances de materia y energía en el absorbedor y desorbedor así como los balances de energía en el intercambiador de solución, el compresor y, la bomba de solución.

Las variables que han sido escogidas como variables independientes son:

- La temperatura a la salida del absorbedor,  $T_2$  en el intervalo 110°C – 130°C.

- La temperatura a la salida del desorbedor,  $T_5$  en el intervalo  $70^\circ\text{C} - 80^\circ\text{C}$ .
- La concentración molar en refrigerante de la solución rica,  $X_{sr}$ .
- El salto térmico de la solución en el absorbedor,  $\Delta T_{abs}$  en el intervalo  $3^\circ\text{C} - 15^\circ\text{C}$ .
- La potencia térmica del absorbedor  $Q_{abs}$ : 15 kW.
- El índice politrópico de compresión  $n$ : en el intervalo  $1 - \gamma$  (siendo  $\gamma = C_p/C_v$ )

La secuencia de cálculos del programa de simulación desarrollado es el siguiente:

1. Se definen de las variables de entrada al programa de simulación: temperatura de salida de la solución en el desorbedor  $T_5$ , temperatura de salida de la solución en el absorbedor  $T_2$ , salto térmico de la solución en el absorbedor  $\Delta T_{abs}$ , potencia térmica en el absorbedor  $Q_{abs}$ , eficiencia del intercambiador de solución  $\epsilon_{iss}$ , rendimiento de la bomba de solución  $\eta_{bomb}$ , índice politrópico del compresor  $n$ .
2. Se varía la concentración molar de refrigerante de la solución rica  $X_{sr}$ .
3. Se determinan las propiedades termodinámicas a partir de las condiciones de equilibrio.
4. Se determinan los flujos másicos, térmicos y trabajos mecánicos a partir de los balances de materia y energía en cada componente.
5. Se analizan los resultados y se obtiene la concentración molar de la solución rica óptima.
6. Se varía el salto térmico de la solución en el absorbedor  $\Delta T_{abs}$ .
7. Se repiten los pasos 3 y 4.
8. Se analizan los resultados y se obtiene el salto térmico óptimo.
9. Se varía la temperatura de la solución a la salida del desorbedor  $T_5$ .
10. Se repiten los pasos 3 y 4.
11. Se varía la temperatura de la solución a la salida del absorbedor  $T_2$ .
12. Se repiten los pasos 3 y 4.
13. Se guardan los resultados.

En la Fig. 2.3 se muestra el diagrama de flujo de la simulación.

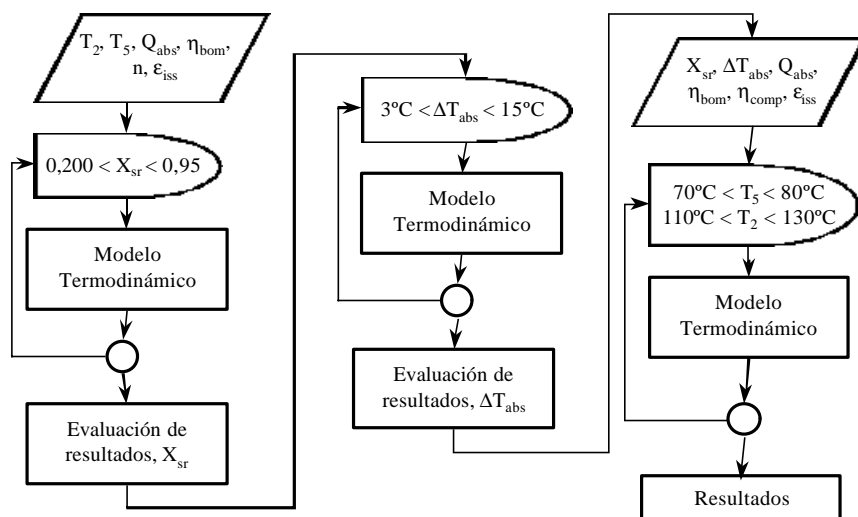


Fig. 2. 3. Diagrama de flujo de la simulación termodinámica del ciclo.

## 2.6 – RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN TERMODINÁMICA DEL CICLO DE COMPRESIÓN MECÁNICA DE VAPOR CON CIRCUITO DE SOLUCIÓN

El estudio termodinámico del ciclo de compresión mecánica de vapor con circuito de solución ha sido realizado con el objetivo analizar el efecto que tienen cada una de las variables independientes en el funcionamiento del ciclo. Dicho funcionamiento está caracterizado por: la presión de trabajo en el absorbedor y desorbedor debido a que están directamente relacionadas con el tipo de compresor que puede ser utilizado, el caudal másico y volumétrico de refrigerante ya que determina la potencia del compresor, el caudal de solución debido a que permite estimar la potencia de la bomba, la potencia térmica del intercambiador de solución ya que determina su tamaño y, el COP que es la eficiencia del ciclo.

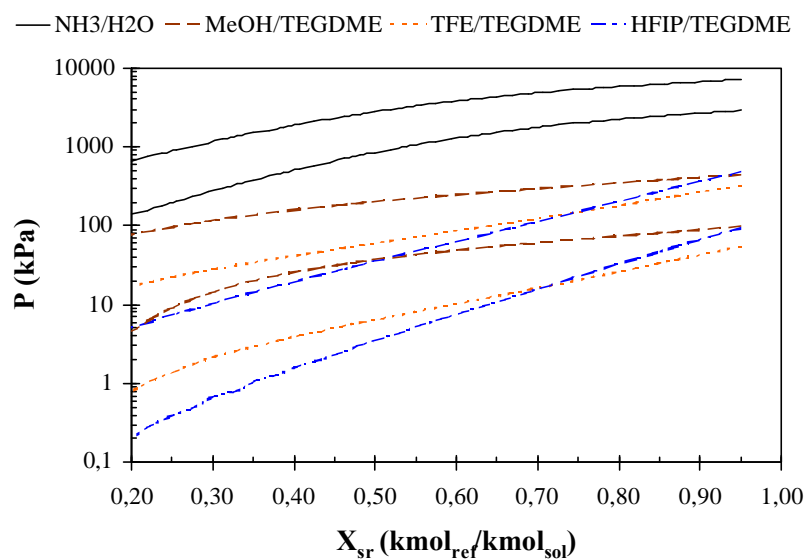
### 2.6.1 – Influencia de la concentración molar de la solución rica en el funcionamiento del ciclo

Para estudiar la influencia de la concentración molar de la solución rica en el funcionamiento del ciclo, se han fijado las siguientes condiciones de funcionamiento:



$T_5=70^\circ\text{C}$ ;  $T_2=110^\circ\text{C}$ ;  $\Delta T_{abs}=10^\circ\text{C}$ ;  $n=g$   $Q_{abs}=15\text{kW}$ . Estas condiciones han sido evaluadas para una concentración molar del refrigerante en la solución rica que varía desde 0,200 hasta 0,950.

En primer lugar se han comparado las presiones en el absorbedor y desorbedor. En la Fig.2.4 se representan estas variables en función de la concentración de la solución rica.

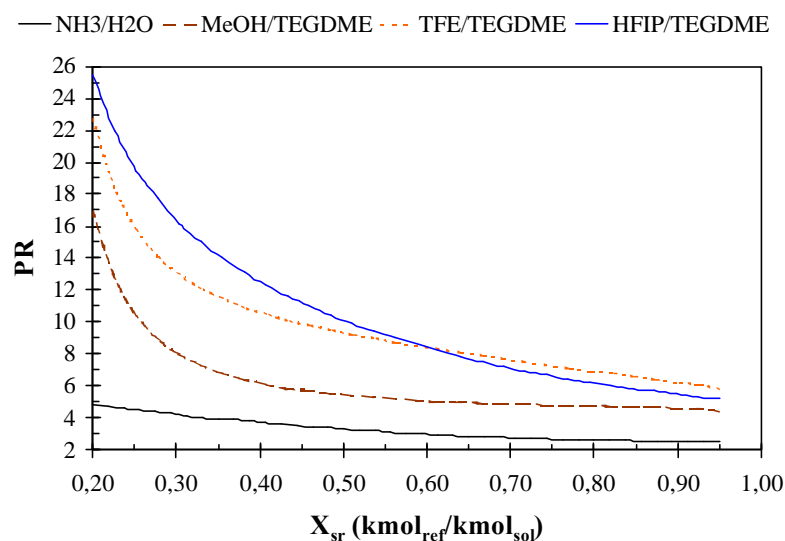


**Fig. 2. 4.** Presión en el absorbedor y en el desorbedor en función de la concentración molar de la solución rica para las distintas mezclas estudiadas.

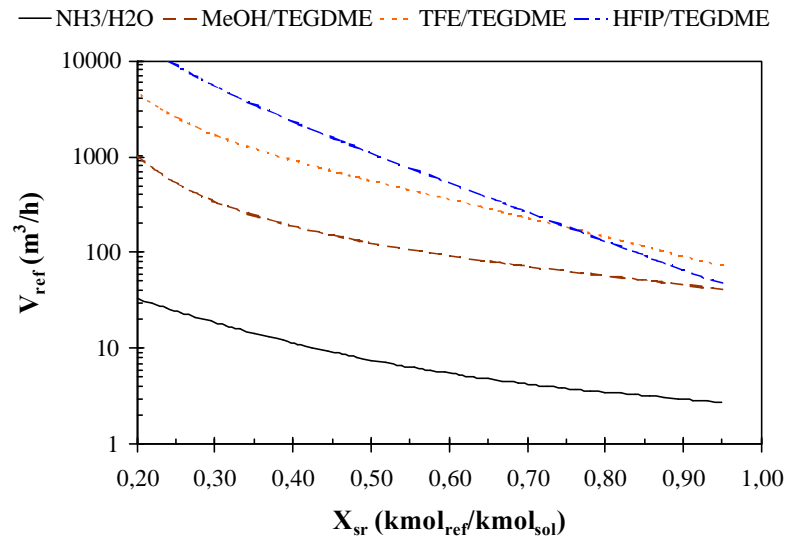
Como era de esperar, las presiones de trabajo tanto del desorbedor como del absorbedor de la figura 2.4 aumentan con la concentración del refrigerante de la solución rica. Esto se debe a que al aumentar la concentración de refrigerante, aumenta la presión de vapor de la mezcla. Además, hay que destacar que para la concentración de 0,950, el fluido  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  presenta una presión en el absorbedor de 7171 kPa mientras que en los fluidos MeOH/TEGDME, TFE/TEGDME y, HFIP/TEGDME los valores de presión son de 448 kPa, 319 kPa y 480 kPa respectivamente. Es evidente la gran diferencia entre los valores de la presión alta del  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  y en las mezclas orgánicas propuestas. Para evitar estos valores tan altos, las concentraciones de solución del fluido  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  adoptadas son mucho menores.

Otro aspecto que hay que destacar es que la presión en el desorbedor en las mezclas orgánicas a concentraciones de solución inferiores a 0,200 son inferiores a 5 kPa. Estos valores de presión tan bajos pueden generar problemas en el componente cuando este trabaje como termosifón. Además, en estos casos es imprescindible un circuito hermético para prevenir la entrada de gases incondensables en el circuito de solución.

Desde el punto de vista de la relación de compresión, en la Fig.2.5 se observa como al aumentar la concentración de la solución rica, la relación de compresión disminuye. Este comportamiento se explica por la disminución del caudal volumétrico de refrigerante tal y como se muestra en la Fig.2.6.

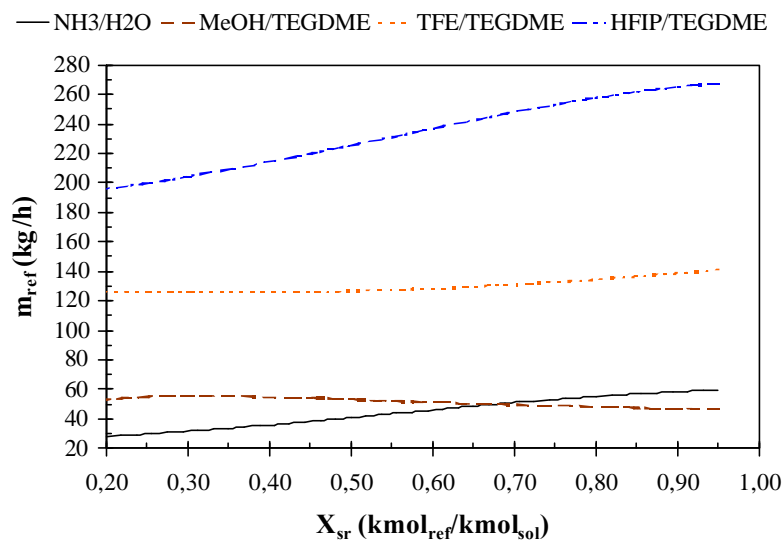


**Fig. 2. 5.** Relación de compresión en función de la concentración molar de la solución rica.



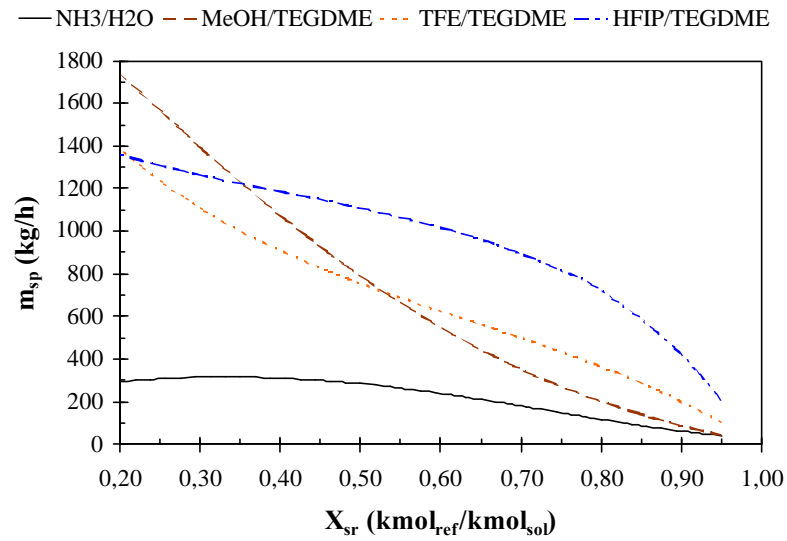
**Fig. 2. 6.** Caudal volumétrico de refrigerante en función de la concentración molar de la solución rica.

Respecto al caudal másico de refrigerante, en la Fig.2.7 se muestra como existe una diferencia entre los caudales de los fluidos MeOH/TEGDME, TFE/TEGDME y, HFIP/TEGDME. Mientras que en el primero, los caudales másicos se encuentran en el intervalo de 47 kg/h a 56 kg/h, en el caso del TFE/TEGDME, el intervalo está entre 126 kg/h y 141 kg/h y, en el caso del HFIP/TEGDME, el intervalo está entre 196 kg/h y 267 kg/h. Esto se debe al calor latente del fluido refrigerante. Por este motivo, los caudales másicos más bajos se presentan para el fluido NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O cuando la concentración molar de la solución rica es menor ya que aumenta el contenido de H<sub>2</sub>O en el vapor refrigerante. El H<sub>2</sub>O tiene un calor latente de 2.500 kJ/kg, el cual es superior al calor latente de todos los refrigerantes estudiados.



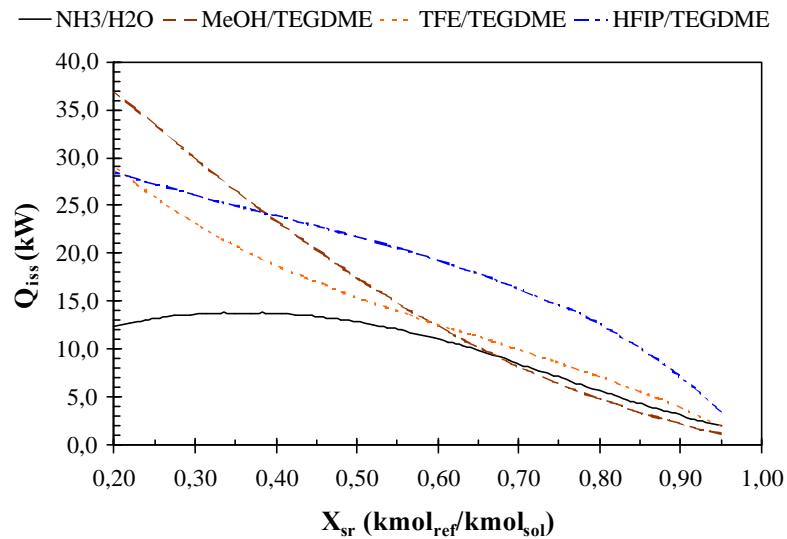
**Fig. 2. 7.** Caudal másico de refrigerante en función de la concentración molar de la solución rica.

Desde el punto de vista del caudal másico de solución pobre, en la Fig.2.8 se observa como al aumentar la concentración molar de la solución rica, disminuye el caudal másico de solución pobre. Este comportamiento se debe a la diferencia de concentraciones que existe entre la solución rica y la solución pobre. Así por ejemplo, mientras que para el fluido NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O a una concentración molar de refrigerante de 0,95 la diferencia de concentraciones es de 0,074; para una concentración de 0,200 la diferencia de concentraciones es de 0,057. En el caso del fluido MeOH/TEGDME, a una concentración molar de 0,950 la diferencia de concentraciones es de 0,100 mientras que a una concentración molar de 0,200 la diferencia de concentraciones es de 0,160. En el caso del fluido TFE/TEGDME, a una concentración molar de 0,950, la diferencia de concentraciones es de 0,075 mientras que a una concentración molar de 0,200 la diferencia de concentraciones es de 0,151. Finalmente, para el fluido HFIP/TEGDME, a una concentración molar de 0,950, la diferencia de concentraciones es de 0,065 mientras que a una concentración molar de 0,200 la diferencia de concentraciones es de 0,121.



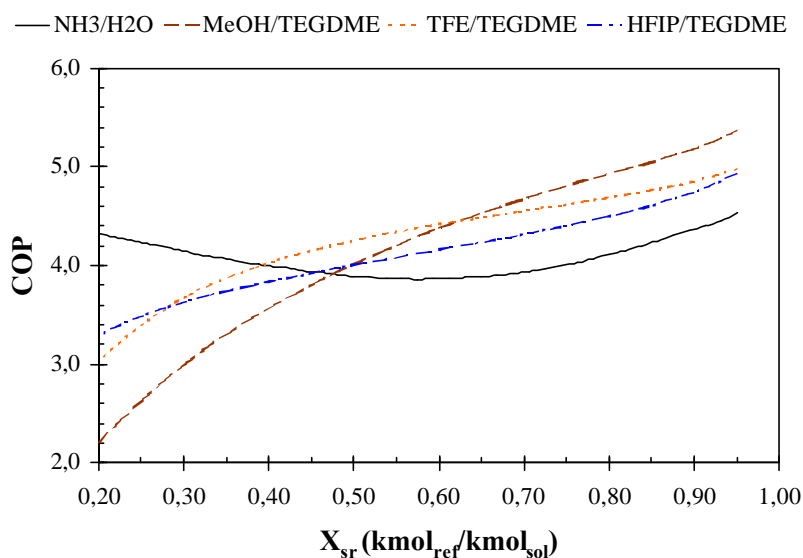
**Fig. 2. 8.** Caudal másico de solución pobre en función de la concentración molar de la solución rica.

Desde el punto de vista de la potencia térmica del intercambiador de solución, al aumentar el caudal másico de solución, aumenta la potencia térmica de dicho intercambiador tal y como se muestra en la Fig.2.9. En este caso, los valores más altos para la potencia térmica se presentan para el fluido MeOH/TEGDME a una concentración de 0,200.



**Fig. 2. 9.** Potencia térmica en el intercambiador de solución en función de la concentración molar de la solución rica.

Finalmente, en la Fig.2.10 se muestran los valores para coeficiente de funcionamiento en función de la concentración molar de la solución rica.



**Fig. 2. 10.** Coeficiente de funcionamiento en función de la concentración molar de la solución rica.

Como se observa en la figura, al disminuir la concentración molar de la solución disminuye también el COP. Además, hay que destacar que con los fluidos de trabajo MeOH/TEGDME, TFE/TEGDME y HFIP/TEGDME se obtienen valores más altos de COP que con el fluido de trabajo NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O a concentraciones de solución superiores a 0,500. Así, en el caso del MeOH/TEGDME este valor es hasta un 24% superior al del NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O mientras que en el caso del TFE/TEGDME y HFIP/TEGDME son del orden del 16% en ambos casos.

Estos valores se han determinado en el fluido NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O para una concentración de 0,200 debido a que a esta concentración las presiones de trabajo se encuentran por debajo de 25 bar y presenta los mejores resultados desde el punto de vista del COP. En el caso de los fluidos MeOH/TEGDME, TFE/TEGDME y HFIP/TEGDME, los valores se han determinado para una concentración de 0,950 debido a que presentan los mejores

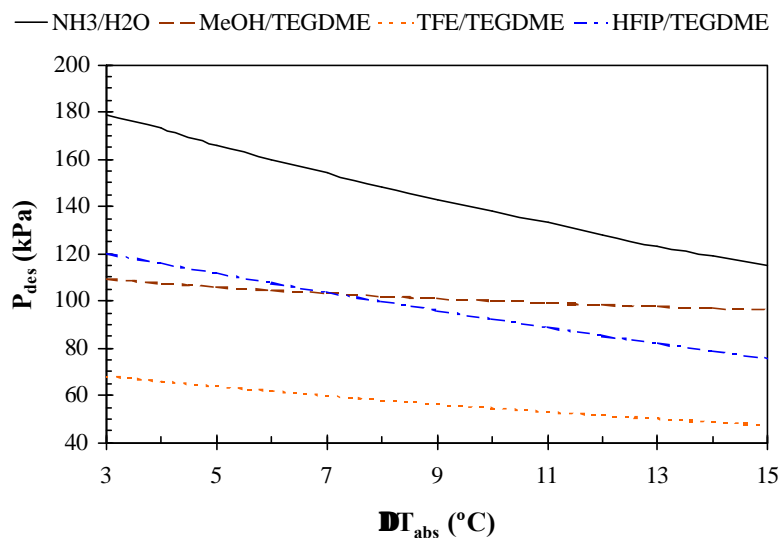
resultados desde el punto de vista de COP, caudal de solución, caudal de refrigerante y presiones de trabajo.

Por lo tanto, se ha decidido trabajar con una concentración fija de solución rica de 0,950 molar en el caso de los fluidos de trabajo MeOH/TEGDME, TFE/TEGDME y, HFIP/TEGDME mientras que en el caso del NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O, la concentración molar de la solución rica se ha fijado en 0,200.

### ***2.6.2 – Influencia del salto térmico en el absorbedor en el funcionamiento del ciclo***

Para estudiar la influencia del salto térmico en el absorbedor se han fijado las siguientes condiciones de operación:  $T_5=70^{\circ}\text{C}$ ;  $T_2=110^{\circ}\text{C}$ ;  $n=\mathbf{g}$   $Q_{abs}=15\text{kW}$ . Los valores de concentración utilizados en este apartado se han seleccionado basándose en los resultados obtenidos en el apartado anterior. Por tanto, en el caso de las mezclas orgánicas la concentración de la solución es de  $X_{sr}=0,950$  mientras que en el caso del NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O,  $X_{sr}=0,200$ .

Como la concentración molar de la solución rica  $X_{sr}$  y la temperatura a la salida de la solución en el absorbedor  $T_2$  se mantienen constantes, la presión en el absorbedor es constante también con los siguientes valores: 664 kPa para el NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O, 448 kPa para el MeOH/TEGDME, 320 kPa para el TFE/TEGDME y, 480 kPa para el HFIP/TEGDME. En la Fig.2.11 se representa la presión en el desorbedor en función del salto térmico de la solución en el absorbedor.

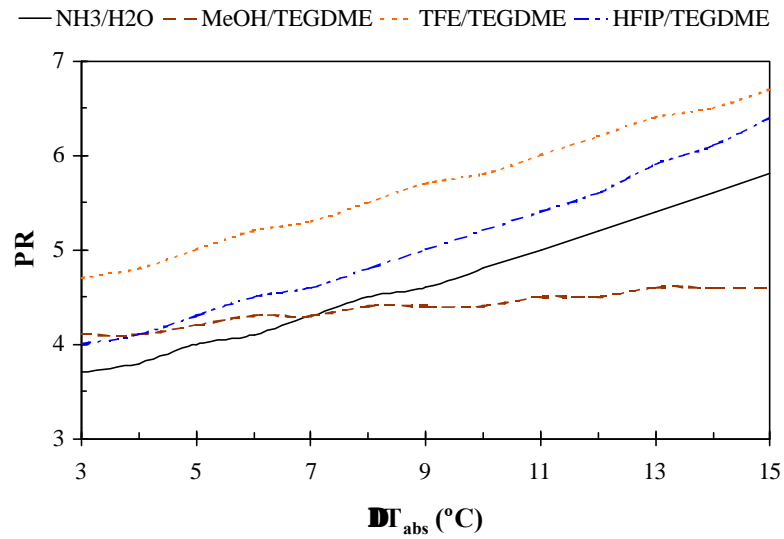


**Fig. 2. 11.** Presión en el desorbedor en función del salto térmico de la solución en el absorbedor.

Como se observa en la figura, al aumentar el salto térmico de la solución en el absorbedor, disminuye la presión del desorbedor debido a que disminuye la concentración de la solución pobre. Esto implica que la relación de compresión aumenta debido a que como se ha comentado anteriormente, la presión en el absorbedor se mantiene constante.

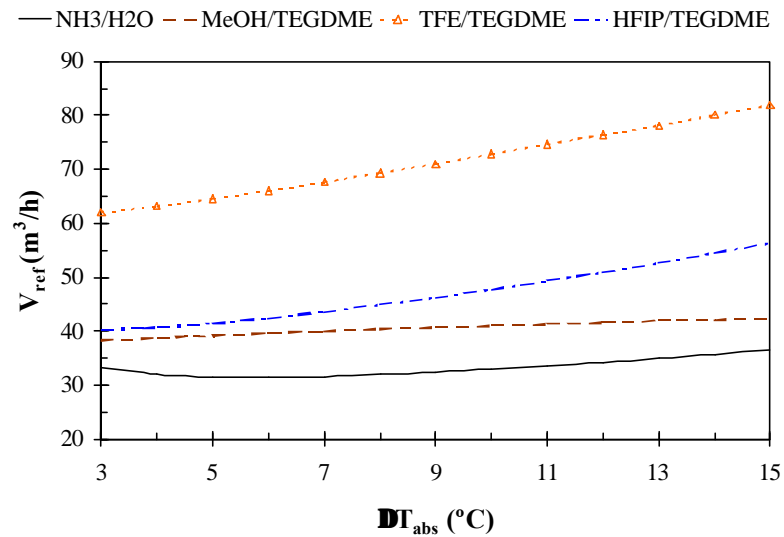
En la Fig.2.12 se constata la afirmación anterior. No obstante, hay que destacar que mientras que en los fluidos de trabajo:  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{TFE}/\text{TEGDME}$ ,  $\text{HFIP}/\text{TEGDME}$  estos aumentos son superiores al 30%, por lo que la relación de compresión aumenta desde de 4 hasta 6,7. En el caso del fluido de trabajo  $\text{MeOH}/\text{TEGDME}$ , el aumento es del 12%, por lo que la relación de compresión aumenta desde 4,1 hasta 4,6.





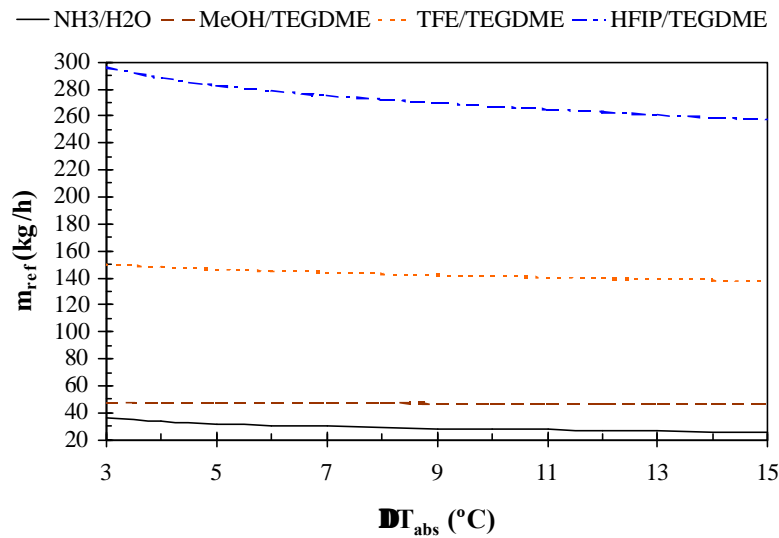
**Fig. 2. 12.** Relación de compresión en función del salto térmico de la solución en el absorbedor.

En el caso del caudal volumétrico de refrigerante, en la Fig.2.13 se muestra como al aumentar el salto térmico en el absorbedor, aumenta también el caudal volumétrico de refrigerante.



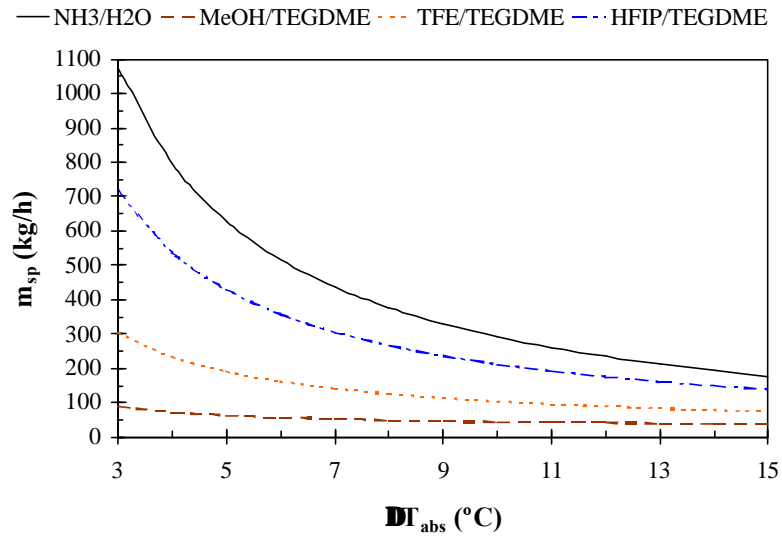
**Fig. 2. 13.** Caudal volumétrico de refrigerante en función del salto térmico de la solución en el absorbedor.

Igualmente, en la Fig.2.14 se muestra como el caudal másico de refrigerante disminuye al aumentar el salto térmico de la solución en el absorbedor. Este comportamiento está relacionado con el hecho de que la diferencia entre las concentraciones rica y pobre del ciclo aumenta con el salto térmico y por tanto disminuye el caudal másico de vapor. En el caso del fluido  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  con un salto térmico de  $3^\circ\text{C}$ , la diferencia de concentraciones es de 0,022 mientras que para  $15^\circ\text{C}$ , la diferencia de concentraciones es de 0,080. En el caso del  $\text{MeOH}/\text{TEGDME}$ , la diferencia de concentraciones varía desde 0,042 hasta 0,125. En el caso del  $\text{TFE}/\text{TEGDME}$ , desde 0,027 hasta 0,111 y para el  $\text{HFIP}/\text{TEGDME}$ , desde 0,021 hasta 0,097.

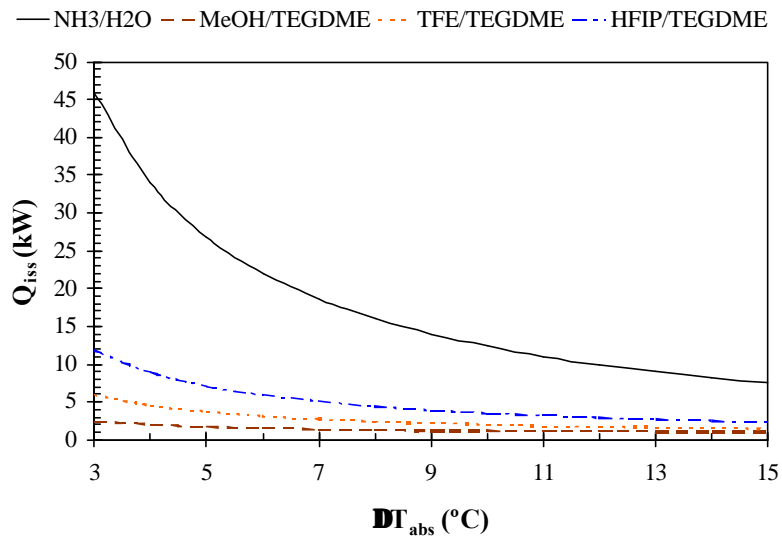


**Fig. 2. 14.** Caudal másico de refrigerante en función del salto térmico de la solución en el absorbedor.

En lo que concierne al caudal másico de solución, en la Fig.2.15 se observa como el caudal másico disminuye al aumentar el salto térmico en el absorbedor. Esto se debe a que al aumentar el salto térmico en el absorbedor, se está aumentando la diferencia de concentraciones entre la solución rica y pobre por lo que para mantener la potencia térmica en el absorbedor, el caudal de solución debe disminuir. Además, hay que destacar que en el fluido  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  se presentan los caudales más altos, variando entre 1076 kg/h y 177 kg/h, mientras que el fluido  $\text{MeOH}/\text{TEGDME}$  presenta los valores más bajos, los cuales se encuentran en el intervalo de 88 kg/h a 38 kg/h.



**Fig. 2. 15.** Caudal másico de solución pobre en función del salto térmico de la solución en el absorbedor.

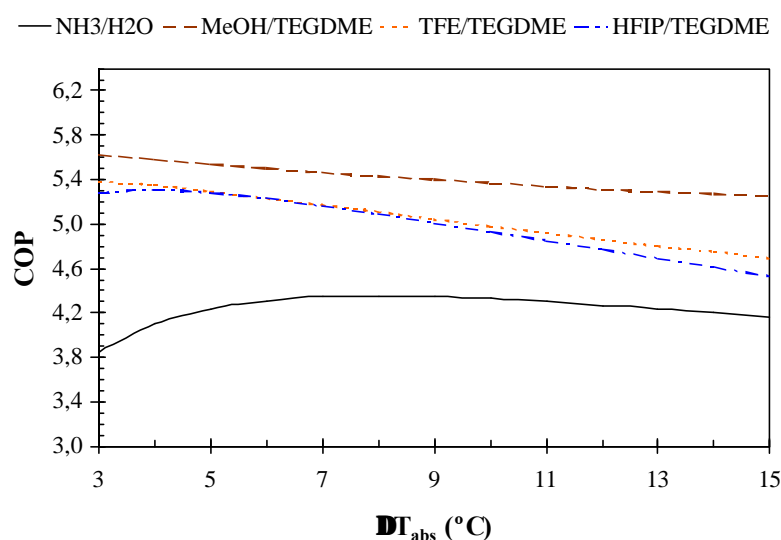


**Fig. 2. 16.** Potencia térmica en el intercambiador de solución en función del salto térmico de la solución en el absorbedor.

Como la potencia térmica en el intercambiador de solución depende directamente de los caudales de solución, una disminución en los caudales implica una disminución en la potencia térmica del intercambiador tal y como se muestra en la Fig.2.16. Además, en la figura se observa que el fluido NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O es el que mayor potencia térmica necesita

frente a los fluidos orgánicos debido a que el fluido  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  presenta caudales de solución más altos y una capacidad calorífica superior a los fluidos orgánicos.

Finalmente, desde el punto de vista del coeficiente de funcionamiento, en la Fig.2.17 se muestra la influencia que tiene el salto térmico de la solución en el absorbedor en el coeficiente de funcionamiento.



**Fig. 2. 17.** Coeficiente de funcionamiento en función del salto térmico de la solución en el absorbedor.

Como se muestra en la figura, en el fluido de trabajo  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  se observa un COP máximo de 4,35 para un salto térmico en el absorbedor entre  $7^\circ\text{C}$  y  $10^\circ\text{C}$ . Este mismo comportamiento se observa también en el fluido HFIP/TEGDME, pero en este caso el salto térmico es de  $4^\circ\text{C}$ . En el caso de los fluidos MeOH/TEGDME y TFE/TEGDME no se aprecia un punto de inflexión como en los fluidos anteriores por lo que el COP máximo se obtiene cuando el salto térmico en el absorbedor es de  $3^\circ\text{C}$ .

No obstante, como se ha mostrado en las figuras anteriores, el seleccionar un salto térmico pequeño implica aumentar los caudales de solución y la potencia térmica del intercambiador de solución en valores superiores al 100%. En el caso del fluido MeOH/TEGDME, el caudal de solución se incrementa desde 38 kg/h hasta 88 kg/h, en

el caso del fluido TFE/TEGDME desde 74 kg/h hasta 303 kg/h, en el caso del fluido HFIP/TEGDME desde 138 kg/h hasta 736 kg/h y, en el caso del fluido NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O desde 177 kg/h hasta 1076 kg/h aproximadamente. Por esta razón, para limitar el tamaño y coste de los intercambiadores, el salto térmico requerido en el absorbedor debe tener en cuenta las interacciones de las principales variables que han sido estudiadas anteriormente. En este caso particular, se ha seleccionado un salto térmico en el absorbedor de 10°C.

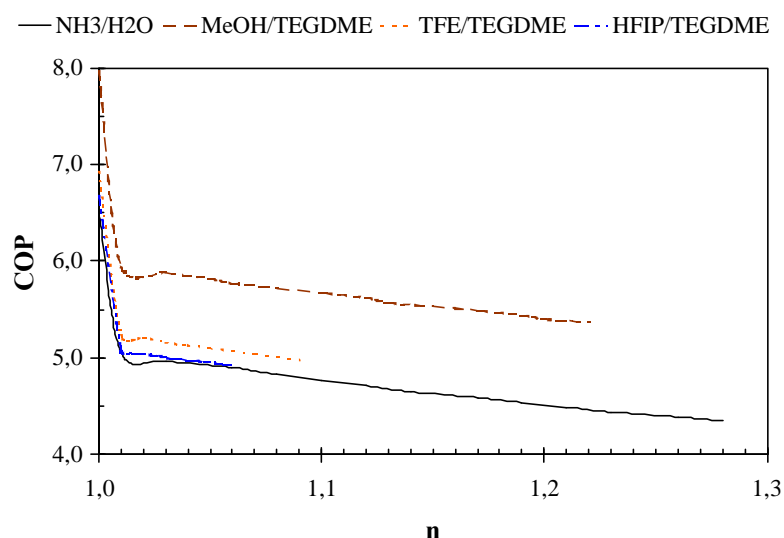
### ***2.6.3 – Influencia del tipo de compresión en el funcionamiento del ciclo***

La influencia del tipo de compresión en el funcionamiento del ciclo, se ha estudiado en las siguientes condiciones de funcionamiento:  $T_3=70^\circ\text{C}$ ;  $T_2=110^\circ\text{C}$ ;  $\Delta T_{abs}=10^\circ\text{C}$ . La concentración molar en refrigerante de la solución rica en el caso del fluido NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O  $X_{sr}=0,200$  mientras que para las mezclas orgánicas es de  $X_{sr}=0,950$ . Para evaluar la influencia del tipo de compresión, se han variado los valores de  $n$  desde  $n=1$  para un proceso de compresión isotérmico hasta  $n=\infty$  para un proceso de compresión adiabático para cada uno de los fluidos de trabajo.

Como el salto térmico de la solución en el absorbedor, la temperatura de la solución en el absorbedor y la concentración de la solución rica se mantienen constantes, la presión en el absorbedor es constante también. Así, la presión en el absorbedor es de 662 kPa para el NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O, 445 kPa para el MeOH/TEGDME, 319 kPa para el TFE/TEGDME y, 480 kPa para el HFIP/TEGDME. Al variar el índice politrópico de compresión  $n$ , la presión en el desorbedor prácticamente se mantiene constante para los cuatro fluidos de trabajo. Las variaciones que se presentan son de 4 kPa para todos los fluidos por lo que se puede concluir que la concentración de la solución pobre presenta variaciones que no superan el 5%. Así por ejemplo, para el fluido NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O si la compresión es isotérmica  $X_{sp}=0,154$  mientras que si la compresión es adiabática  $X_{sp}=0,157$ . Esta variación en la concentración de la solución induce una variación en los caudales del ciclo por lo que mientras que el caudal másico de refrigerante disminuye, el caudal másico de solución aumenta. Esto está relacionado directamente con la relación de compresión. Para una compresión isotérmica, al ser la concentración de la solución pobre menor, la presión de

vapor de la mezcla será menor y por tanto se incrementa la relación de compresión. Este mismo comportamiento ocurre con las mezclas orgánicas: en el caso del MeOH/TEGDME la concentración de la solución pobre pasa de 0,824 a 0,850; para el TFE/TEGDME, de 0,857 a 0,871 y; para el HFIP/TEGDME, de 0,875 a 0,885.

En la Fig.2.18 se representa la eficacia del ciclo COP en función del índice politrópico de compresión  $n$ . Como se observa en la figura, cuando el tipo de compresión tiende hacia la compresión isotérmica el COP aumenta. Esto se explica por la disminución del trabajo de compresión. En una compresión isotérmica, el trabajo de compresión se convierte en calor que puede ser aprovechado para la revalorización. Esto explica porqué los valores de COP para una compresión isotérmica son hasta un 48% superiores a los de una compresión adiabática.



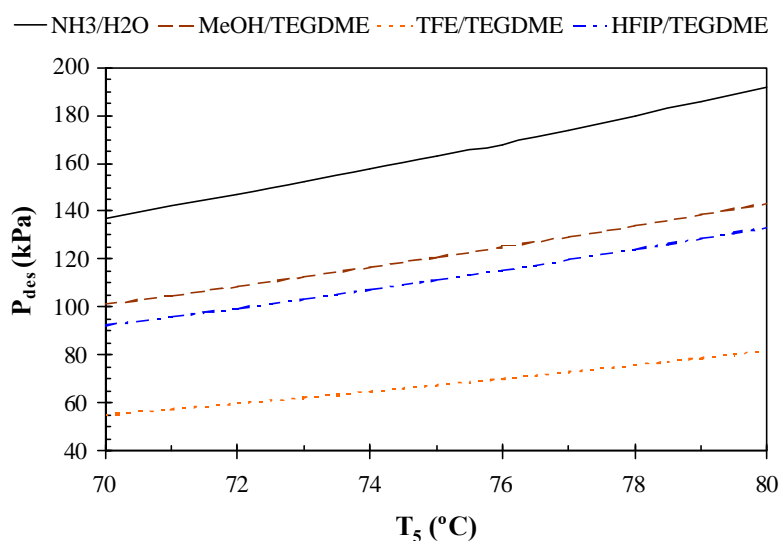
**Fig. 2. 18.** Coeficiente de funcionamiento en función del índice politrópico de compresión.

El comportamiento expuesto anteriormente es una de las razones por las que en la gran mayoría de las simulaciones que aparecen en la literatura se selecciona una compresión adiabática con un rendimiento adiabático de compresión.

#### 2.6.4 – Influencia de la temperatura de la solución a la salida del desorbedor en el funcionamiento del ciclo

Para evaluar la influencia que tiene la temperatura de la solución a la salida del desorbedor en el funcionamiento del ciclo se han fijado las siguientes condiciones de funcionamiento:  $T_2=115^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T_{abs}=10^\circ\text{C}$ ,  $X_{sr}=0,950$ ;  $n=g$   $Q_{abs}=15\text{kW}$ . En el caso del fluido de trabajo  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ ,  $X_{sr}=0,200$ .

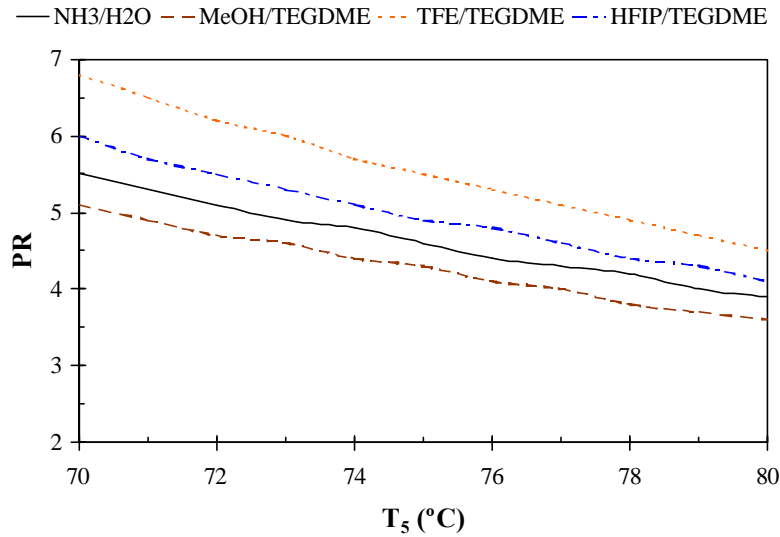
Como la concentración molar de la solución rica  $X_{sr}$  y la temperatura a la salida de la solución en el absorbedor  $T_2$  se mantienen constantes, la presión en el absorbedor será constante también con los siguientes valores: 754 kPa para el  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ , 516 kPa para el  $\text{MeOH}/\text{TEGDME}$ , 375 kPa para el  $\text{TFE}/\text{TEGDME}$  y, 554 kPa para el  $\text{HFIP}/\text{TEGDME}$ . En la Fig.2.19 se representa la presión en el desorbedor en función de la temperatura de la solución a la salida del desorbedor.



**Fig. 2. 19.** Presión del desorbedor en función de la temperatura de la solución a la salida del desorbedor.

Como se muestra en la figura, al aumentar la temperatura de la solución a la salida del desorbedor, aumenta también la presión en el desorbedor. El comportamiento que se presenta se debe a que al aumentar la temperatura a la salida del desorbedor, lo hace también su presión de vapor ya que la concentración de la solución pobre no presenta

variaciones significativas. Como las condiciones de funcionamiento en el absorbedor se mantienen constantes, la relación de compresión disminuye tal y como se muestra en la Fig.2.20, en donde se representa la relación de compresión en función de la temperatura de la solución a la salida del desorbedor.

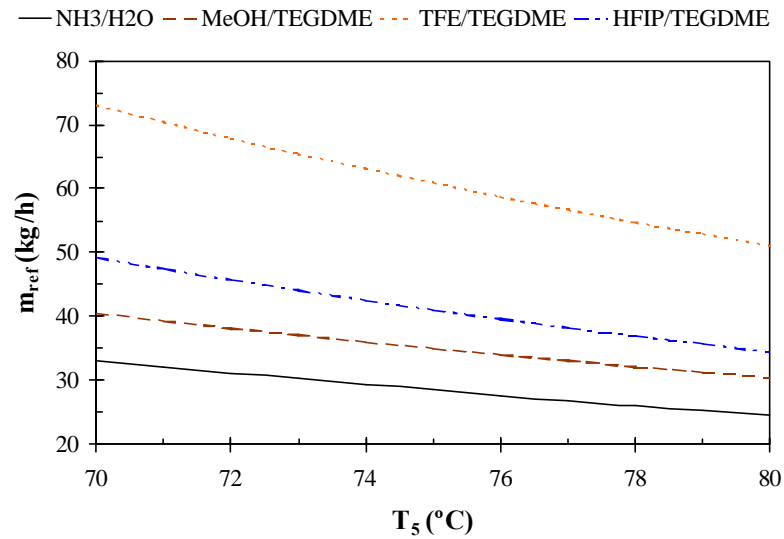


**Fig. 2. 20.** Relación de compresión en función de la temperatura de la solución a la salida del desorbedor.

Además, hay que destacar que el fluido de trabajo que presenta los valores de relación de compresión más bajos es el MeOH/TEGDME, los cuales están entre 3,6 y 5,1; mientras que los más altos son para el fluido TFE/TEGDME, los cuales están entre 4,5 y 6,8.

Desde el punto de vista del caudal volumétrico del vapor, en la Fig.2.21 se muestra como el caudal volumétrico disminuye a medida que aumenta la temperatura del desorbedor. En la figura hay que destacar que el caudal de vapor para la mezcla TFE/TEGDME es el más alto y varía desde 73 m<sup>3</sup>/h hasta 51 m<sup>3</sup>/h. Además, se observa también que el caudal volumétrico más bajo se presenta en el fluido NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O, el cual varía desde 33 m<sup>3</sup>/h hasta 25 m<sup>3</sup>/h.





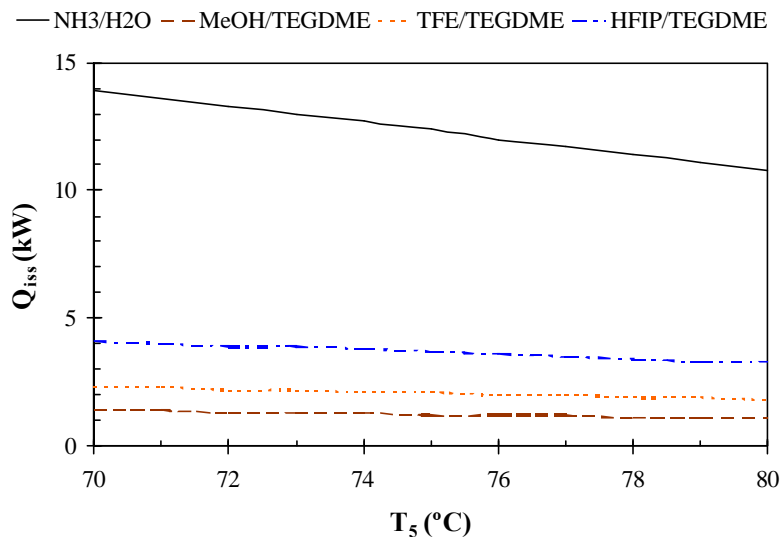
**Fig. 2. 21.** Caudal volumétrico del vapor en función de la temperatura de la solución a la salida del desorbedor.

Sin embargo, a pesar de que el caudal volumétrico de vapor aumenta, a efectos másicos se mantiene prácticamente invariable. Así, para el NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O el caudal es de 28 kg/h, de 47 kg/h para el MeOH/TEGDME, de 144 kg/h para el TFE/TEGDME y para el HFIP/TEGDME de 274 kg/h.

Por tanto, el caudal másico de solución se mantiene constante también. En este caso, para el fluido NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O el caudal de solución se mantiene en 291 kg/h, para el MeOH/TEGDME es de 46 kg/h, para el TFE/TEGDME es de 107 kg/h y, para el HFIP/TEGDME es de 219 kg/h.

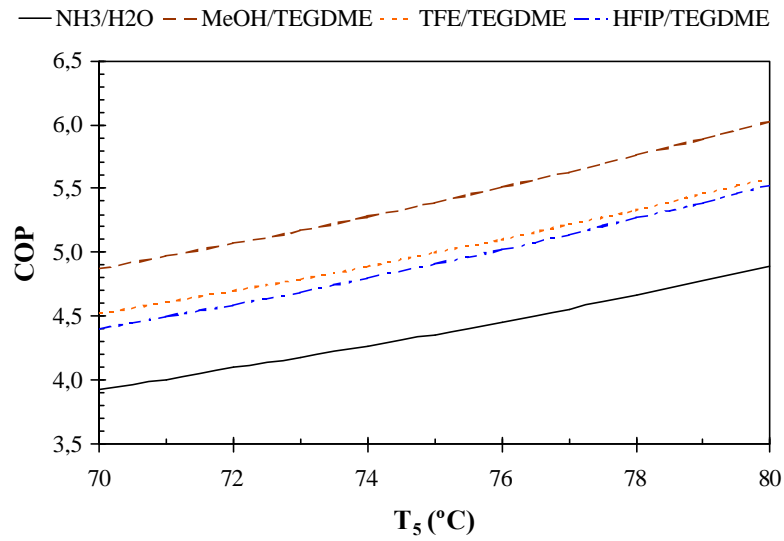
Desde el punto de vista de la potencia térmica del intercambiador de solución, en la Fig.2.22 se observa como la potencia térmica disminuye al aumentar el nivel térmico en el desorbedor. Esto se debe a que al aumentar el nivel térmico del desorbedor, se disminuye la diferencia de temperaturas entre el desorbedor y el absorbedor mientras que los caudales de solución se mantienen constantes y por lo tanto, la potencia térmica del componente disminuye. Además, hay que destacar que esta disminución es desde 14 kW hasta 10 kW para el caso del NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O, desde 4 kW hasta 3 kW en el caso del

HFIP/TEGDME, desde 2,3 kW hasta 1,8 kW y, desde 1,4 kW hasta 1,1 kW para el caso del MeOH/TEGDME.



**Fig. 2. 22.** Potencia térmica del intercambiador de solución en función de la temperatura de la solución a la salida del desorbedor.

Como se ha comentado anteriormente, al aumentar la temperatura de la solución a la salida del desorbedor, disminuye la relación de compresión ya que aumenta la presión en el desorbedor mientras que la presión en el absorbedor se mantiene constante. Esto significa que para mantener constante la potencia térmica en el absorbedor, el trabajo de compresión disminuye por lo que el COP del ciclo aumenta tal y como se muestra en la Fig.2.23.



**Fig. 2.23.** Coeficiente de funcionamiento en función de la temperatura de la solución a la salida del desorbedor

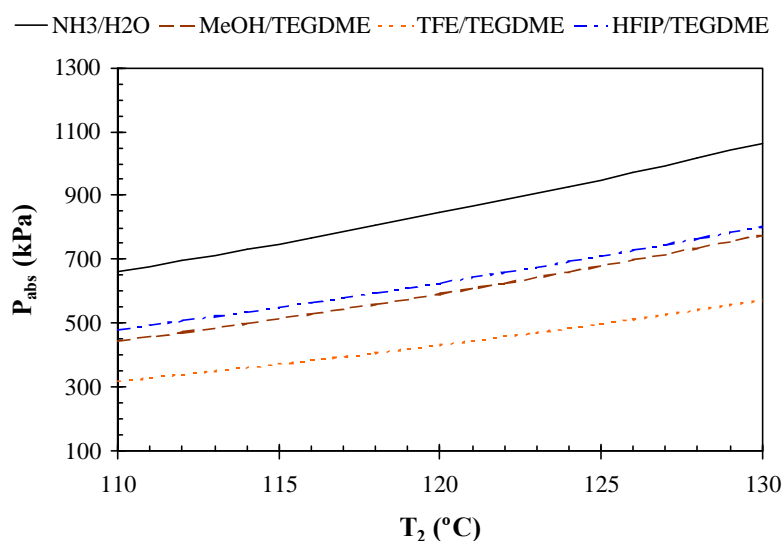
Nuevamente hay que destacar los valores altos del COP para el fluido MeOH/TEGDME. En este caso, el incremento en el COP registrado es desde 4,9 hasta 6,0 (un 22% aproximadamente). En el caso del TFE/TEGDME e HFIP/TEGDME, el incremento es desde 4,5 hasta 5,6 y desde 4,5 hasta 5,5 respectivamente. Finalmente, el fluido NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O, presenta un incremento desde 3,9 hasta 4,9. Como se puede observar, la utilización del fluido MeOH/TEGDME incrementa el valor del COP respecto del fluido NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O hasta en un 22%.

### 2.6.5 – Influencia de la temperatura de la solución a la salida del absorbedor en el funcionamiento del ciclo

Para evaluar la influencia que tiene la temperatura de la solución a la salida del absorbedor en el funcionamiento del ciclo, se han fijado las siguientes condiciones de funcionamiento:  $T_5=70^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta T_{abs}=10^{\circ}\text{C}$ ,  $X_{sr}=0,950$ ;  $n=g$   $Q_{abs}=15\text{kW}$ . En el caso del fluido de trabajo NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O,  $X_{sr}=0,200$ .

Como la temperatura a la salida de la solución en el desorbedor se mantiene constante, las variaciones en la presión del desorbedor dependen de la diferencia de concentraciones entre la solución rica y pobre. Estas a su vez dependen del salto térmico

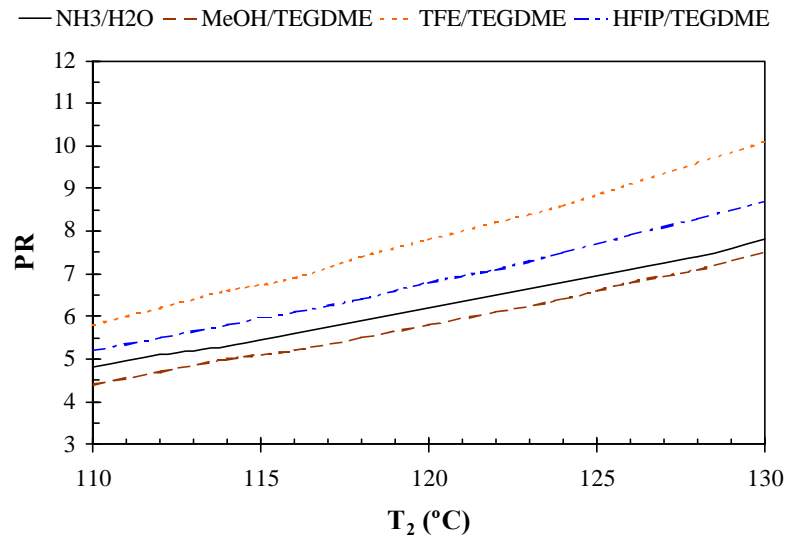
en el absorbedor  $\Delta T_{\text{abs}}$ . Como esta variable también se mantiene constante, la presión en el desorbedor se mantiene constante también. Por el contrario, al aumentar la temperatura de la solución a la salida del absorbedor, la presión en este componente aumenta tal y como se muestra en la Fig.2.24. En el caso del fluido  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ , la presión aumenta desde 662 kPa hasta 1064 kPa. En el caso del HFIP/TEGDME, desde 480 kPa hasta 803 kPa. En el caso del MeOH/TEGDME, desde 445 kPa hasta 776 kPa y, finalmente en el caso del TFE/TEGDME, desde 319 kPa hasta 572 kPa.



**Fig. 2. 24.** Presión en el absorbedor en función de la temperatura de la solución a la salida del absorbedor.

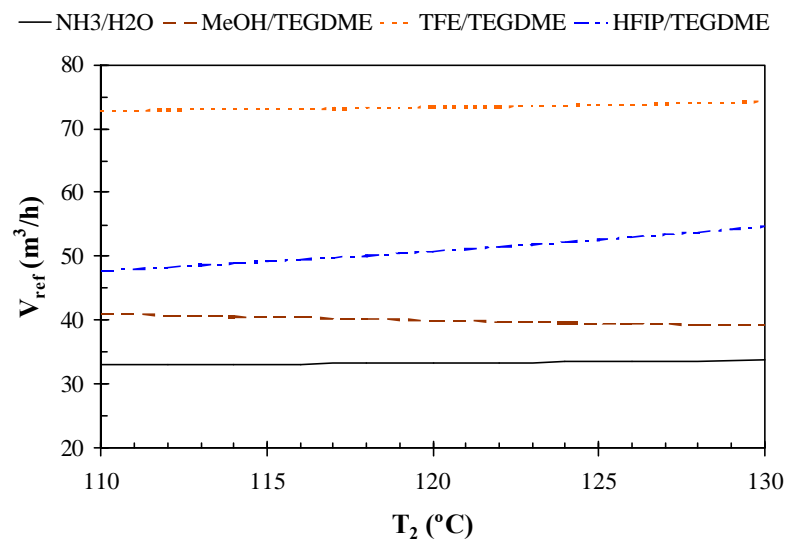
Por lo tanto, al aumentar la presión en el absorbedor y mantenerse constante la presión en el desorbedor, la relación de compresión aumenta también. En la Fig.2.25 se representa el comportamiento de la relación de compresión en función de la temperatura de la solución a la salida del absorbedor.

Hay que destacar que mientras que en el fluido TFE/TEGDME la relación de compresión tiene valores entre 5,8 y 10,1; para el fluido MeOH/TEGDME, los valores están entre 4,4 y 7,5.



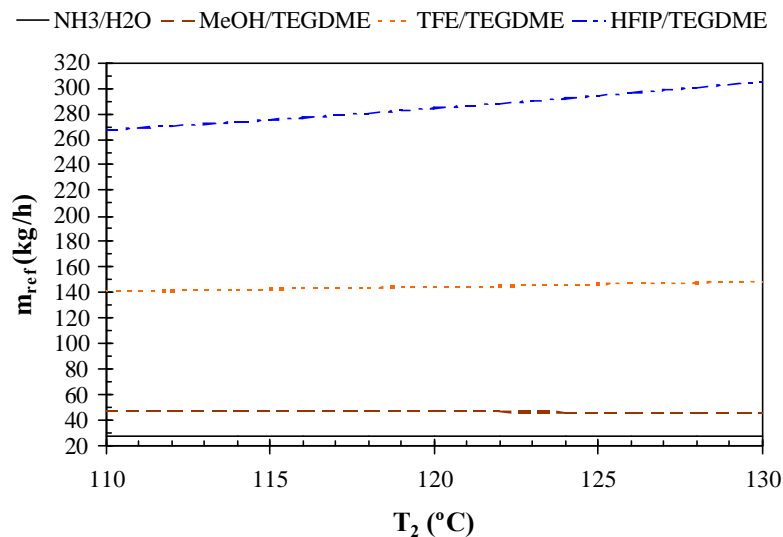
**Fig. 2. 25.** Relación de compresión en función de la temperatura de la solución a la salida del absorbedor.

En el caso del caudal volumétrico de vapor, en la Fig.2.26 se observa como mientras que para los fluidos NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O, MeOH/TEGDME y TFE/TEGDME el caudal prácticamente se mantiene constante, en el fluido HFIP/TEGDME aumenta desde 47 m<sup>3</sup>/h hasta 55 m<sup>3</sup>/h.



**Fig. 2. 26.** Caudal volumétrico del refrigerante en función de la temperatura de la solución a la salida del absorbedor.

En la Fig.2.27 se representa el caudal másico de refrigerante en función de la temperatura de la solución a la salida del absorbedor.

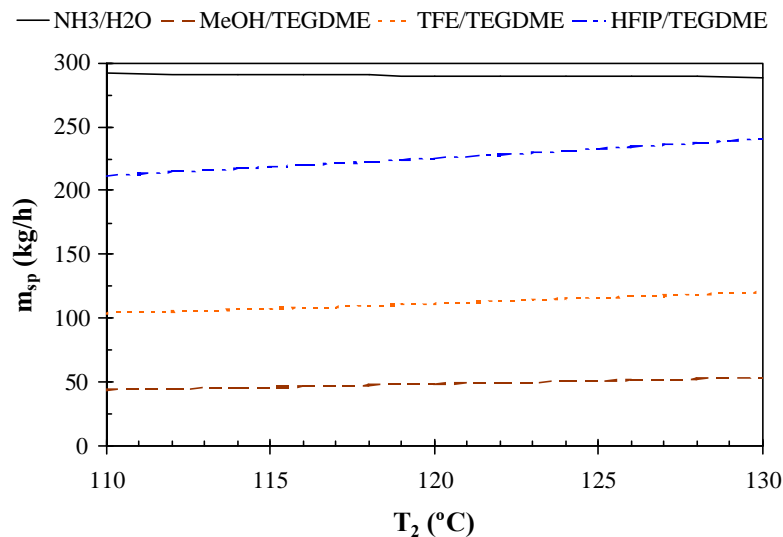


**Fig. 2. 27.** Caudal másico de vapor en función de la temperatura de la solución a la salida del absorbedor.

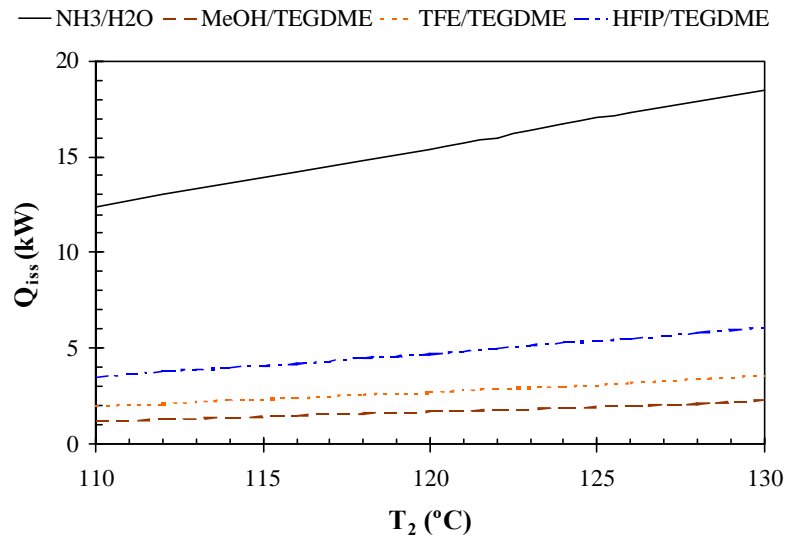
Como se muestra en la figura, los valores más bajos de caudal se presentan para el fluido NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O. Además, se observa como el caudal permanece constante en 28 kg/h aproximadamente. En el caso del MeOH/TEGDME, el comportamiento es el mismo, pero en este caso el caudal es de 47 kg/h aproximadamente. Sin embargo, en el caso del TFE/TEGDME y HFIP/TEGDME se observa como hay un aumento del caudal desde 141 kg/h hasta 149 kg/h en el caso del primero y, desde 267 kg/h hasta 305 kg/h en el segundo. Este comportamiento se explica por que en el caso de los fluidos MeOH/TEGDME y NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O la diferencia de concentraciones es constante en 0,075 y 0,057 respectivamente mientras que en los fluidos TFE/TEGDME y HFIP/TEGDME la diferencia de concentraciones molares disminuye de 0,079 a 0,071 y, de 0,065 a 0,061 respectivamente.

El nivel térmico en el desorbedor se mantiene constante al aumentar la temperatura de la salida de la solución en el absorbedor. Por lo tanto, para mantener la potencia térmica en el absorbedor, es necesario aumentar la potencia térmica del intercambiador de

solución debido a que aumenta el salto térmico entre el desorbedor y el absorbedor. Así, en el caso del fluido  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ , mientras que la potencia térmica en el intercambiador aumenta desde 12 kW hasta 18 kW, el caudal de solución permanece constante en 290 kg/h aproximadamente. En el caso del HFIP/TEGDME, tanto el caudal como la potencia térmica aumentan desde 211 kg/h hasta 240 kg/h y, desde 3,5 kW hasta 6,1 kW respectivamente. En el caso del TFE/TEGDME, también aumentan ambos, desde 104 kg/h hasta 120 kg/h y, desde 2 kW hasta 3,6 kW respectivamente. Finalmente, el MeOH/TEGDME aumenta el caudal de solución desde 44 kg/h hasta 54 kg/h mientras que la potencia térmica aumenta desde 1,2 kW hasta 2,3 kW. En la Fig.2.28 y la Fig.2.29 se representan el caudal de solución pobre y la potencia térmica del intercambiador de solución en función de la temperatura de la solución a la salida del absorbedor.

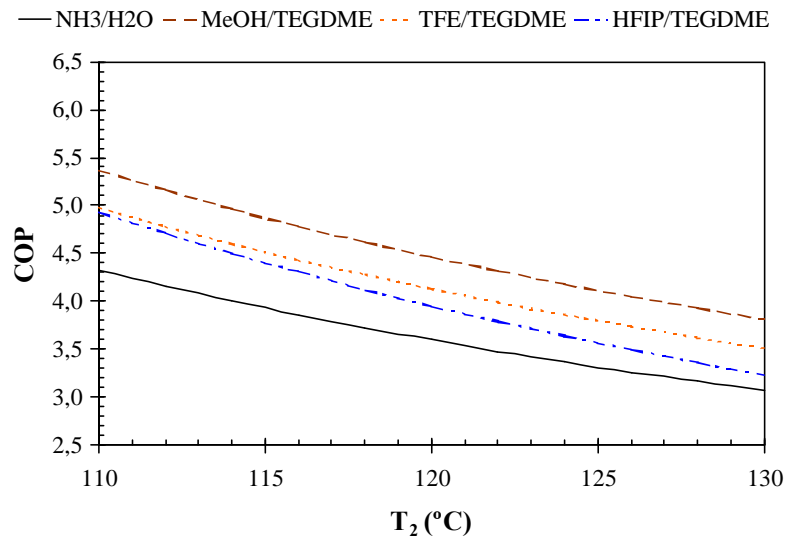


**Fig. 2. 28.** Caudal másico de la solución pobre en función de la temperatura de la solución a la salida del absorbedor.



**Fig. 2. 29.** Potencia térmica en el intercambiador de solución en función de la temperatura de la solución a la salida del absorbedor.

El aumento de la relación de compresión, implica que el COP del ciclo disminuye. Así, en el caso del MeOH/TEGDME los valores de COP disminuyen desde 5,4 hasta 3,8. En el caso del TFE/TEGDME, desde 5 hasta 3,5. En el caso del HFIP/TEGDME, desde 5 hasta 3,5 y, en el caso del NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O, desde 4,3 hasta 3,1. Como se observa, nuevamente en la Fig.2.30 los mejores resultados se presentan en el fluido MeOH/TEGDME .



**Fig. 2. 30.** Coeficiente de funcionamiento en función de la temperatura de la solución a la salida del absorbedor.



### 2.6.6 – Selección del refrigerante

En la tabla 2.2 se muestra en forma resumida las variaciones que se presentan en el funcionamiento del ciclo de compresión mecánica con circuito de solución para cada uno de los refrigerantes propuestos combinados con el TEGDME. Como puede observarse en la tabla, los mejores resultados desde el punto de vista de COP, las presiones en el absorbedor más bajas así como las relaciones de compresión más moderadas son para el refrigerante MeOH. Por ello se propone adoptar este fluido como refrigerante.

**Tabla 2. 2.** Resumen de las condiciones de operación del ciclo de compresión con circuito de solución para los refrigerantes MeOH, TFE y HFIP con TEGDME.

Refrigerante	MeOH	TFE	HFIP
$X_{SP}$ (molar)	0,850 – 0,875	0,870 – 0,879	0,884 – 0,886
$P_{abs}$ (kPa)	445 – 776	319 – 572	481 – 803
PR	4,4 – 7,5	5,8 – 10,1	5,2 – 8,7
RC	2,1 – 1,9	2,4 – 2,2	2,3 – 2,4
$T_5$ (°C)	70 – 80	70 – 80	70 – 80
$T_2$ (°C)	110 – 130	110 – 130	110 – 130
$Q_{des}$ (kW)	11,9 – 10,9	12 – 10,7	12 – 10,2
$Q_{iss}$ (kW)	1,2 – 2,3	2 – 3,6	3,5 – 6,1
$W_{comp}$ (kW)	2,9 – 3,9	3 – 4,3	3 – 4,6
COP	5,4 – 3,8	5 – 3,5	4,9 – 3,2

# ***CAPÍTULO 3***

## ***SELECCIÓN DEL COMPRESOR Y EL ABSORBENTE***

### **3.1 – INTRODUCCIÓN**

La función del compresor es aspirar los vapores generados en el desorbedor e incrementar su presión para trasvasarlos hasta las condiciones de presión del absorbedor utilizando para ello una cantidad determinada de energía en forma de trabajo mecánico. Una parte de esta energía es transferida al vapor en forma de calor, lo que conlleva a un incremento de su temperatura. Este incremento de temperatura limita las condiciones de operación del compresor además de establecer la necesidad o no de enfriar el vapor refrigerante. Por esta razón, en algunas aplicaciones la compresión se realiza por etapas de tal forma que entre ellas se pueda llevar a cabo un enfriamiento del vapor refrigerante.

En este capítulo se presentan los diferentes tipos de compresores utilizados en bombas de calor para aplicaciones de alta temperatura. Seguidamente, se estudia el tipo de compresión más idóneo para esta aplicación teniendo en cuenta los resultados de la simulación termodinámica del ciclo de compresión con circuito de solución propuesto en este trabajo. Posteriormente, después de haber analizado la necesidad de lubricación, se consideran los diferentes fluidos absorbentes de la familia de los n-EtilenGlicol DiMetil Éteres que pueden ser utilizados como lubricantes con el objetivo de que los procesos de absorción y desorción no se vean afectados por la presencia del lubricante procedente del circuito de lubricación. Una vez seleccionado el absorbente, se estudia la

influencia que tiene éste en el funcionamiento del ciclo y los resultados se comparan con los del fluido MeOH/TEGDME.

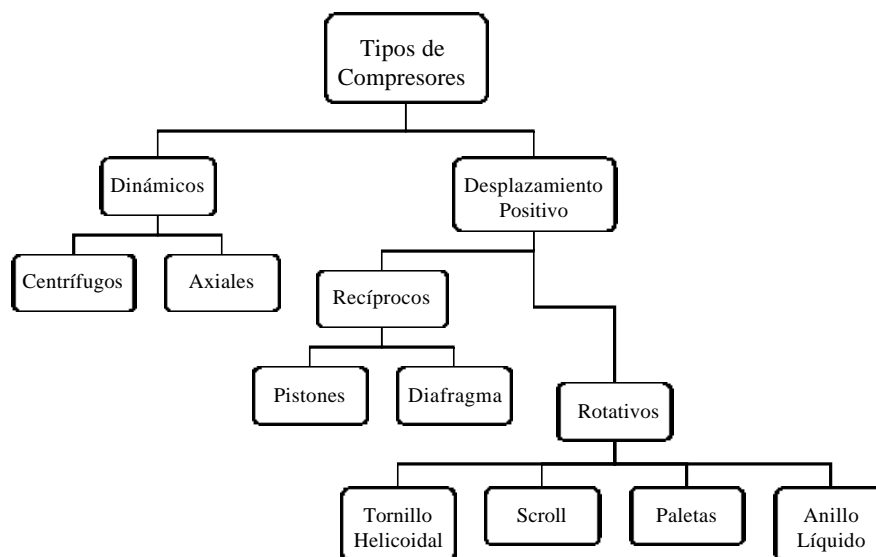
La selección del compresor se realiza siguiendo el procedimiento propuesto por Cheremisinoff (1992). Con el absorbente seleccionado se han realizado una serie de ensayos comprimiendo aire para comprobar su viabilidad como lubricante y para comparar las prestaciones del compresor respecto a la utilización de aceites lubricantes.

### **3.2 – CLASIFICACIÓN DE LOS COMPRESORES**

Dependiendo de cómo los elementos mecánicos del compresor actúan sobre el vapor, los compresores se clasifican en: centrífugos, axiales, recíprocos y, rotativos. Todos ellos agrupados en dos categorías: dinámicos y de desplazamiento positivo.

Los compresores dinámicos que pueden ser centrífugos o axiales, utilizan álabes o rotores que giran para transferir velocidad y presión al vapor refrigerante. Estos equipos funcionan generando una alta velocidad al vapor refrigerante para convertirla en presión en el interior de difusores. Por lo general, tienen un rendimiento menor que los de desplazamiento positivo. Sin embargo, como pueden funcionar a altas velocidades proporcionan grandes caudales de vapor refrigerante con relación al tamaño físico del equipo. Otra ventaja importante es que su mantenimiento es más bajo que el de los compresores de desplazamiento positivo.

Los compresores de desplazamiento positivo se dividen en recíprocos y rotativos. A su vez, los recíprocos pueden ser de pistones y de diafragma mientras que los rotativos se dividen en: tornillo helicoidal, *scroll*, paletas y anillo líquido. Su principio de funcionamiento consiste en “atrapar” sucesivamente el vapor refrigerante en espacios cerrados de tal forma que cuando el espacio disminuye, lo haga también su volumen y por consiguiente, aumente su presión y temperatura. En la Fig. 3.1 se muestra un esquema de la clasificación descrita anteriormente.



**Fig.3. 1.** Esquema de clasificación de los compresores.

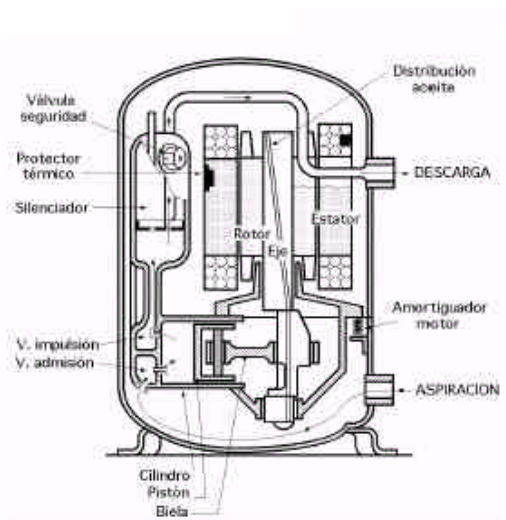
En los trabajos experimentales realizados en plantas piloto para aplicaciones de alta temperatura básicamente se utilizan los siguientes tipos de compresores: pistones, tornillo helicoidal y scroll. Además, en los últimos años investigadores como Geisser et al. (2003) y, Koop (2004) han propuesto y realizado estudios experimentales con compresores de paletas. A continuación se describen brevemente cada uno de ellos.

### 3.2.1 – *Compresor de pistones*

El compresor de pistones ha sido el más utilizado en la industria durante décadas. Su versatilidad ha permitido que pueda ser utilizado desde aplicaciones de vacío hasta presiones superiores a 1.000 bar. Están formados por: cilindro, pistón, anillos, cigüeñal y válvulas. Su principio de funcionamiento se basa en “atrapar” el vapor refrigerante en el cilindro entre la culata y el pistón, para comprimirlo gradualmente con el pistón de tal forma que su volumen disminuya. El pistón está conectado con el cigüeñal mediante una biela. El movimiento giratorio de la biela produce el movimiento arriba y abajo del pistón en el interior del cilindro. Estos dos movimientos son los que originan la entrada y salida del vapor refrigerante en el cilindro. Su funcionamiento se puede dividir en dos etapas:

- *Admisión.* Durante esta etapa, el movimiento del pistón alejándose de la culata genera un efecto de vacío que reduce la presión en el interior del cilindro. Como la presión en el cilindro es inferior a la presión en la entrada del compresor, la válvula de admisión es forzada a abrirse para que entre el vapor refrigerante en el interior del cilindro.
- *Compresión.* Durante esta etapa, el pistón se mueve en sentido contrario, es decir hacia la culata, de tal forma que se reduce progresivamente su volumen, aumentando la presión y la temperatura del vapor refrigerante. Como la presión en el interior del cilindro es mayor que la presión a la entrada del compresor, la válvula de admisión es forzada a cerrarse “atrapando” al vapor refrigerante en el interior del cilindro. Cuando la presión en el cilindro es mayor que la presión a la salida del compresor, la válvula de descarga es forzada a abrirse para la salida del vapor refrigerante.

En la Fig.3.2 se muestra un esquema de un compresor hermético de pistón.



**Fig.3. 2.** Esquema de un compresor hermético de pistón.

Entre las ventajas que ofrecen este tipo de equipos, destacan:

- La disponibilidad para aplicaciones de bajo caudal y alta relación de compresión.

- El bajo coste económico comparado con los compresores de tornillo helicoidal o *scroll*.
- La menor sensibilidad al peso molecular del vapor refrigerante que en los compresores de tornillo helicoidal y *scroll*.

Entre sus desventajas destacan:

- El alto coste de mantenimiento, de dos a tres veces superior que en los compresores de tornillo helicoidal, *scroll*, y paletas.
- La alta sensibilidad en su lubricación debido a que grandes variaciones de temperatura pueden provocar una ruptura de la película lubricante entre el pistón y el cilindro e inducir problemas de gripaje.
- Un mayor número de inspecciones que en los otros tipos de compresor debido a que se pueden presentar problemas en el sistema de válvulas.

### **3.2.2 – Compresor de tornillo helicoidal**

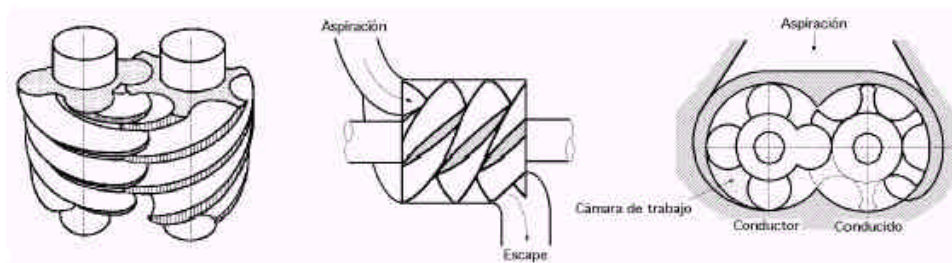
Al igual que el compresor de pistones, el compresor de tornillo “atrapa” el vapor refrigerante y lo comprime gradualmente reduciendo su volumen. Los compresores de tornillo helicoidal pueden ser de dos tipos: de dos rotores (Lysholm) y, de rotor único (Zimmern).

El compresor de tornillo helicoidal de dos rotores está compuesto por dos husillos roscados, uno impulsor (rotor macho) y otro conducido (rotor hembra). El rotor impulsor tiene de cuatro a cinco dientes helicoidales que engranan con seis cámaras, también helicoidales, del rotor conducido. Las tolerancias de engranaje son muy pequeñas para garantizar que el vapor refrigerante comprimido no pueda “escaparse” por la superficie de engrane. Su funcionamiento se puede dividir en cuatro etapas:

- *Admisión*. Consiste en el llenado progresivo de la cámara de trabajo.

- *Desplazamiento a presión constante.* Al continuar con la rotación, la cámara que contiene el volumen de vapor refrigerante se mueve circunferencialmente sin variar el volumen.
- *Compresión.* Cada diente del rotor impulsor engrana con el extremo de cada cámara de compresión de forma que el tamaño de ésta decrece progresivamente hasta que se llega a la cavidad de escape.
- *Descarga.* Al proseguir su rotación, se produce la expulsión del vapor refrigerante a la presión de salida.

En la Fig.3.3 se muestra un esquema para este tipo de compresor.



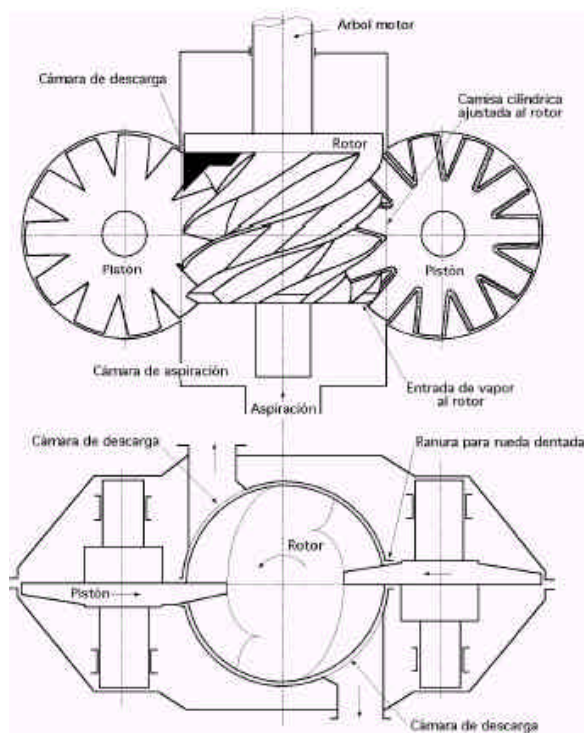
**Fig.3. 3.** Esquema de un compresor de tornillo de dos rotores.

El compresor de tornillo helicoidal de rotor único está compuesto por un rotor o husillo roscado que engrana en un par de ruedas satélites dentadas idénticas. El rotor está compuesto por seis cámaras helicoidales de perfil globoidal que accionan las dos ruedas dentadas satélites que tienen un perfil idéntico al de las cámaras y están situadas a ambos flancos del rotor. Su funcionamiento se puede dividir en tres etapas:

- *Admisión.* El rotor que se encuentra encerrado en una camisa cilíndrica, tiene las cámaras en comunicación con la aspiración por uno de sus extremos. Un diente de una de las ruedas dentadas engrana con cada cámara de tal forma que la aspiración del vapor refrigerante se efectúa desplazándose a éste por el interior de la cámara.
- *Compresión.* Al seguir la rotación, las cámaras se cierran y se separan de la aspiración mediante un diente perteneciente a la otra rueda satélite, reduciendo progresivamente su volumen y comprimiendo de esta forma el vapor.

- *Descarga.* En un momento determinado, cada una de las cámaras se pone en comunicación con el conducto de escape, cesando de esta forma la compresión y produciendo la expulsión del vapor.

En la Fig. 3.4 se muestra un esquema para este tipo de compresor.



**Fig.3. 4.** Esquema de un compresor de tornillo de rotor único.

Entre sus ventajas destacan:

- Mayor tolerancia a las trazas de líquido que los otros tipos de compresores.
- Más pequeños en tamaño que el compresor de pistones para la misma potencia.
- Más eficientes que los compresores *scroll* y pistones.

Entre sus desventajas, se encuentran:

- Sus tolerancias dimensionales lo hacen sensible a los problemas de corrosión.
- El nivel de ruido es mayor por lo que requieren sistemas de atenuación de ruido.
- Su elevado coste de reparación debido a sus pequeñas tolerancias dimensionales.



### 3.2.3 – Compresor de paletas

Al igual que el compresor de pistón y el de tornillo helicoidal, el compresor de paletas funciona “atrapando” el vapor refrigerante y comprimiéndolo gradualmente reduciendo su volumen. Este compresor se compone de un rotor que se encuentra excéntrico con respecto a una envolvente fija de forma cilíndrica (estator). El rotor es un cilindro hueco con ranuras radiales en las que las paletas están sometidas a un movimiento de vaivén. Las paletas se ponen en contacto con la pared interior del estator bajo la acción de la fuerza centrífuga de tal forma que el espacio comprendido entre dos paletas consecutivas forma una cámara cerrada. Esta cámara disminuye de tamaño a medida que el rotor avanza hacia la zona de descarga, lo que origina el aumento de presión. En la Fig.3.5 se muestra un esquema del funcionamiento de este tipo de compresor.



Fig.3. 5. Esquema del funcionamiento del compresor de paletas.

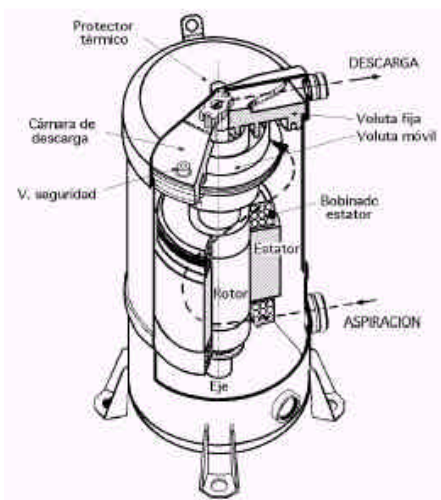
Las ventajas que presentan este tipo de compresores son:

- Bajo coste
- Mayor eficiencia de compresión que los compresores de tornillo helicoidal, *scroll* y pistones.
- Mayor eficiencia volumétrica que los otros tipos de compresores para el mismo caudal volumétrico.
- El par motor durante el arranque es bajo.
- La compensación del desgaste en las paletas debido a que su movimiento está regido por la fuerza centrífuga.

Como desventaja se puede destacar la alta sensibilidad a partículas sólidas en suspensión.

### 3.2.4 – Compresor scroll

Al compresor *scroll* se le considera la última generación de los compresores de paletas, en las que éstas han sido sustituidas por un rotor en forma de espiral que es excéntrico respecto al árbol motor, que rueda sobre la superficie del estator. El contacto entre las dos superficies espirales se establece en todas las generatrices del estator. En la Fig. 3.6 se muestra un esquema del compresor *scroll*.



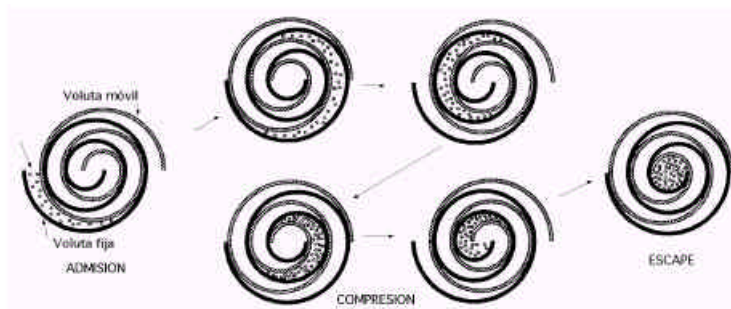
**Fig.3. 6.** Esquema de un compresor *scroll*.

Como se puede observar en la Fig.3.6, existe otra diferencia fundamental respecto del compresor de paletas y es que la espiral móvil del rotor no gira solidariamente con este último sino que sólo se traslada con él paralelamente a sí misma. Su funcionamiento se puede dividir en tres etapas:

- *Admisión.* Ocurre en la primera órbita de 360° en la parte exterior de las espirales.
- *Compresión.* Se sucede en la segunda órbita de 360° debido a que las cámaras disminuyen su volumen y se acercan hacia el centro de la espiral fija.

- *Descarga.* Se sucede en la tercera y última órbita debido a que ambas cámaras están comunicadas con el conducto de escape.

En la Fig.3.7 se muestra un esquema del funcionamiento de este tipo de compresor.



**Fig.3. 7.** Vistas del compresor scroll durante su funcionamiento.

La principal ventaja de este tipo de compresores es que tienen un mayor rendimiento volumétrico que los otros tipos de compresores y que admiten pequeñas trazas de líquido al no tener partes móviles en contacto directo.

### 3.3 – PRINCIPIO TERMODINÁMICO DE LA COMPRESIÓN

Durante la compresión de gases se presentan cambios de presión, volumen y temperatura. Las relaciones que existen entre cada una de estas variables pueden ser expresadas por la ley de los gases ideales:

$$P \cdot V = \frac{m \cdot R \cdot T}{PM} \quad (\text{Ec. 3.1})$$

donde:  $P$ : Presión del gas (kPa)

$V$ : Volumen del gas ( $\text{m}^3$ )

$R$ : constante universal del gas (8,314 kJ/kmol·K)

$PM$ : peso molecular del gas (kg/kmol)

$T$ : temperatura del gas (K)

$m$ : masa del gas (kg)

Esta ecuación es utilizada en el diseño de compresores siempre que las presiones de trabajo sean inferiores a 1000 kPa (Cheremisinoff, 1992). En caso contrario, se utilizan ecuaciones analíticas de estado tales como la del Virial, Cúbica o Benedict-Webb-Rubin.

El trabajo necesario para comprimir un gas puede ser determinado a partir del balance de energía en el compresor :

$$W_{comp} + Q = m \cdot \left( h_{sal} - h_{ent} + \frac{v_{sal}^2 - v_{ent}^2}{2000} \right) \quad (Ec. 3.2)$$

donde:  $W_{comp}$ : potencia mecánica necesaria para la compresión de un caudal másico  $m$  de gas (kW)

$Q$ : potencia térmica ganada/cedida durante la compresión (kW)

$m$ : caudal másico del gas (kg/s)

$h$ : entalpía específica del gas a la entrada/ salida del compresor (kJ/kg)

$v$ : velocidad del gas a la entrada/salida del compresor (m/s)

Para simplificar los cálculos, normalmente no se tienen en cuenta las contribuciones de la velocidad del gas por lo que la Ec.3.2 se simplifica a:

$$W_{comp} + Q = m \cdot (h_{sal} - h_{ent}) \quad (Ec. 3.3)$$

El trabajo de compresión y el calor ganado por el gas producen un incremento en la entalpía del gas. De ahí que para una compresión adiabática se espere que la temperatura alcance valores altos. Por el contrario, para una compresión isotérmica el gas es comprimido a temperatura constante, por lo que la energía interna no presenta variaciones si se supone un comportamiento de gas ideal por lo que la relación entre los estados de entrada y salida del compresor se pueden expresar de la forma:

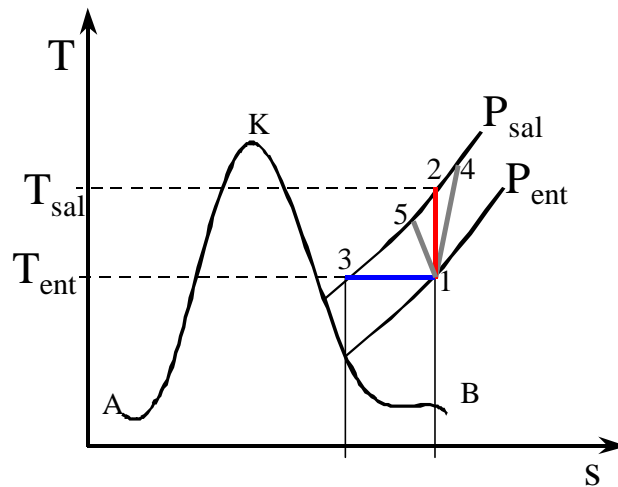
$$P_{ent} \cdot V_{ent} = P_{sal} \cdot V_{sal} \quad (Ec. 3.4)$$

Así pues, la Ec.3.3 queda reducida a la forma:

$$W_{comp} = -Q \quad (\text{Ec. 3.5})$$

El signo negativo de  $Q$  significa que el calor sale del sistema, lo cual quiere decir que todo el trabajo de compresión se convierte en calor cedido por el gas. Dicho de otra forma: la temperatura, la energía interna y, la entalpía son invariables.

Los diferentes procesos de compresión pueden representarse gráficamente en un diagrama Temperatura-Entropía (Fig.3.8); así, la línea 1-2 hace referencia a un proceso de compresión isoentrópico (adiabático) mientras que la línea 1-3 hace referencia a una compresión isotérmica.



**Fig.3. 8.** Diagrama T-s para la compresión de un gas.

En el caso del proceso de compresión real, se pueden presentar dos tipos de comportamiento. El primero de ellos, ubicaría el proceso de compresión desde el punto 1 a  $P_{ent}$  hasta el punto 4 a  $P_{sal}$ . En este caso, el trabajo de compresión real será mayor que el trabajo de compresión isoentrópico (adiabático). El otro tipo de comportamiento, correspondería al proceso de compresión desde el punto 1 a  $P_{ent}$  hasta el punto 5 a  $P_{sal}$ .

En este caso, el trabajo de compresión real será menor que el trabajo de compresión isoentrópico.

Ambos comportamientos son conocidos como compresión politrópica. Puesto que la hipótesis continúa siendo el comportamiento ideal del gas, la ley de Boyle puede ser aplicada por lo que la Ec.3.4 quedaría de la siguiente forma:

$$P_{ent} \cdot V_{ent}^n = P_{sal} \cdot V_{sal}^n \quad (\text{Ec. 3.6})$$

donde:  $n$ : índice politrópico.

El valor de  $n$  depende del gas comprimido, su calor específico, el grado de enfriamiento y, las condiciones de operación del compresor. Por lo tanto, la potencia necesaria para realizar una compresión politrópica viene dado por la siguiente ecuación:

$$W_{comp} = \frac{n}{n-1} \cdot m \cdot \frac{P_{ent}}{r_{ent}} \left[ \left( \frac{P_{sal}}{P_{ent}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (\text{Ec. 3.7})$$

Como:

$$\frac{T_{sal}}{T_{ent}} = \left( \frac{P_{sal}}{P_{ent}} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (\text{Ec. 3.8})$$

El valor de  $n$  puede ser determinado a partir de las condiciones de presión y temperatura a la entrada y salida del compresor.

En el caso de la compresión adiabática,  $n$  es el cociente de calores específicos a presión y volumen constante  $\gamma$ :

$$g = C_p / C_v \quad (\text{Ec. 3.9})$$

Para el caso de la compresión isotérmica:

$$W_i = m \cdot \frac{P_{ent}}{r_{ent}} \cdot \ln \left( \frac{P_{sal}}{P_{ent}} \right) \quad (\text{Ec. 3.10})$$

Finalmente, a partir de las relaciones anteriores, se pueden determinar los diferentes rendimientos del compresor: isotérmico, isoentrópico (adiabático) y, global. Las expresiones que se utilizan para cada uno de ellos se muestran en la Ec.3.11, Ec.3.12 y, Ec.3.13 respectivamente.

$$h_t = \frac{W_i}{W_{comp}} \quad (\text{Ec. 3.11})$$

$$h_s = \frac{W_s}{W_{comp}} \quad (\text{Ec. 3.12})$$

$$h_g = \frac{W_{comp}}{W_{elec}} \quad (\text{Ec. 3.13})$$

siendo  $W_{elec}$  la potencia eléctrica consumida (kW) y  $W_s$  la potencia isoentrópica (kW).

### 3.4 – SELECCIÓN DEL COMPRESOR

A partir de los valores de caudal de vapor refrigerante y presión de descarga, Cheremisinoff (1992) propuso un método para seleccionar compresores y ventiladores desde un punto de vista técnico y económico. El método consta de las siguientes etapas:

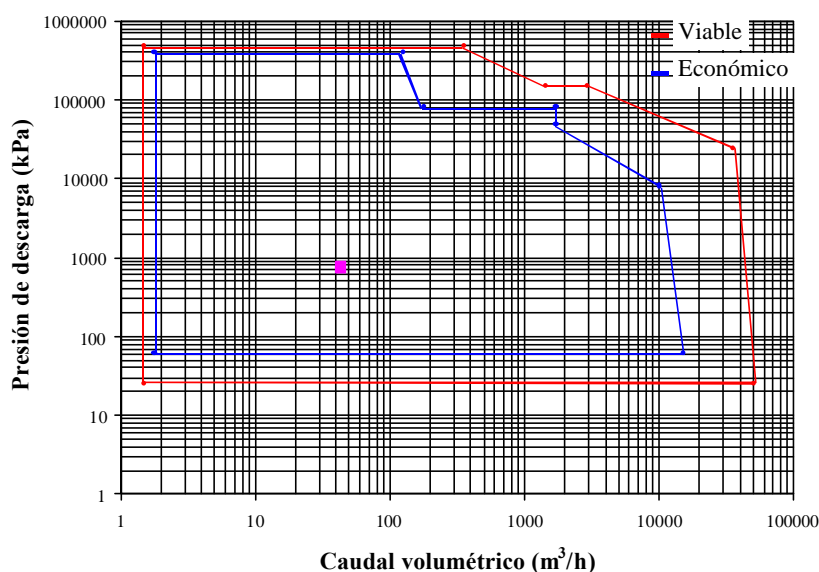
1. Se representan el caudal volumétrico del refrigerante ( $\text{m}^3/\text{h}$ ) y la presión de descarga (kPa) para las condiciones de caudal máximo y, mínimo y, de presión máxima de trabajo en cada uno de los diagramas disponibles para cada tipo de compresor.
2. Se identifica la zona de operación de cada tipo de compresor: zona “económica” y zona “viable”. La zona “económica” tiene en cuenta aspectos económicos y técnicos mientras que la zona “viable” sólo tiene en cuenta aspectos técnicos.
3. Se descartan aquellos compresores en los que las condiciones de operación queden por fuera de la zona “viable”.

4. Se descartan aquellos compresores en los que las condiciones de operación queden por fuera de la zona “económica”.

5. Finalmente, se selecciona aquel compresor que quede en la zona “económica”.

En caso de que más de un tipo de compresor este en la zona “económica”, la selección se realiza teniendo en cuenta otros aspectos como: eficiencia volumétrica, eficiencia mecánica, eficiencia global, lubricación, ruido y, mantenimiento.

De acuerdo con los resultados obtenidos en la simulación termodinámica del ciclo para el fluido MeOH/TEGDME, las condiciones de funcionamiento más desfavorables para el compresor son: una presión de descarga de 750kPa y un caudal volumétrico de refrigerante de 43m<sup>3</sup>/h. En la Figuras 3.9, 3.10, 3.11 y 3.12 se muestran los intervalos de operación para cada uno de los diferentes tipos de compresores que podrían ser utilizados para este tipo de aplicaciones.



**Fig.3. 9.** Diagrama del intervalo de aplicación para un compresor de pistón.



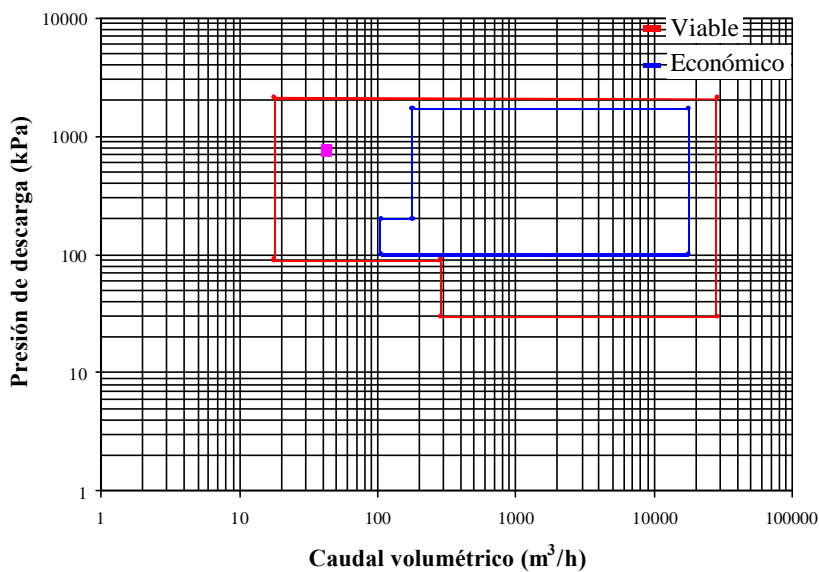


Fig.3. 10. Diagrama del intervalo de aplicación para un compresor de tornillo helicoidal.

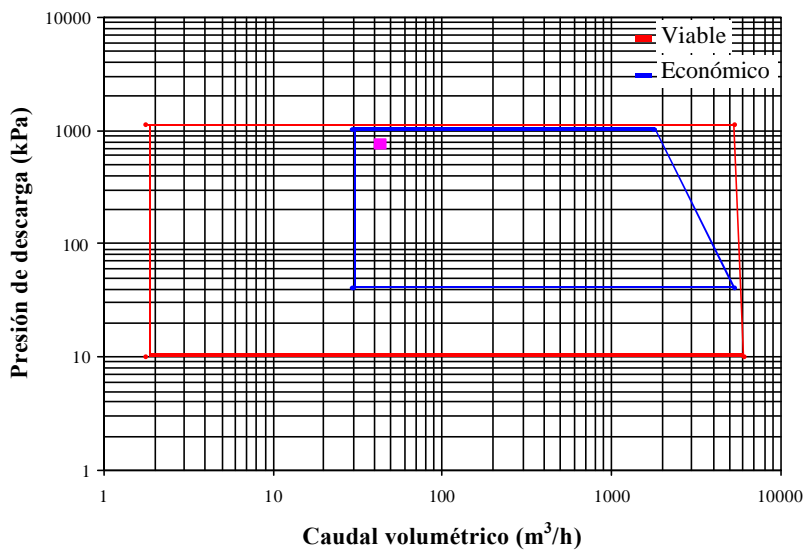
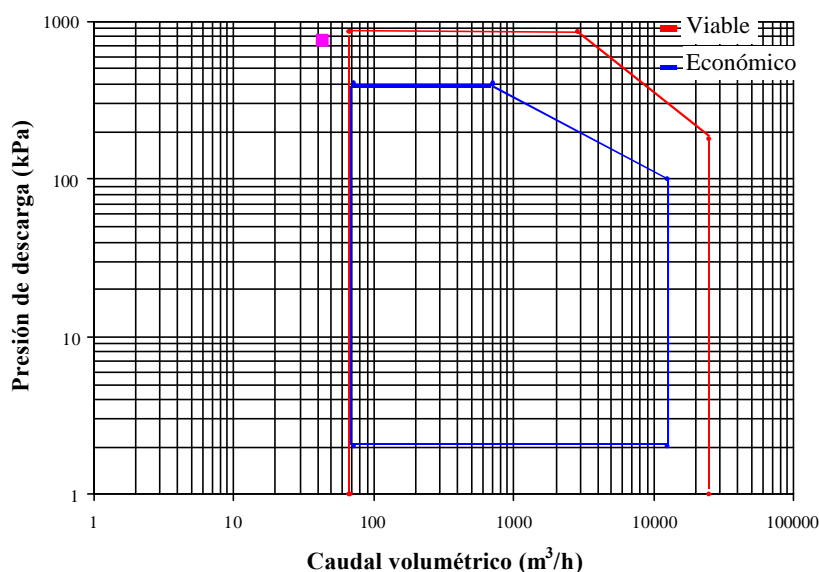


Fig.3. 11. Diagrama del intervalo de aplicación para un compresor de paletas.



**Fig.3. 12.** Diagrama del intervalo de aplicación para un compresor *scroll*.

En las figuras, se observa como las condiciones de operación del compresor se encuentran por fuera de las zonas recomendadas en el compresor *scroll*. Dentro de la zona “*viable*” para el compresor de tornillo y finalmente, dentro de la zona “*económica*”, para el compresor de pistones y el compresor de paletas. Por lo tanto, la selección del compresor deberá basarse teniendo en cuenta aspectos como la eficiencia volumétrica, mecánica y global además del nivel de ruido, lubricación y mantenimiento. En la tabla 3.1 se muestran las características mencionadas anteriormente para los dos compresores (Cheremisinoff, 1992).

**Tabla 3. 1.** Comparación de las características mecánicas para el compresor de pistón y paletas.

<b>Característica / Compresor</b>	<b>Pistón</b>	<b>Paletas</b>
Rendimiento volumétrico	0,75-0,90	>0,90
Rendimiento mecánico	0,85-0,95	>0,92
Rendimiento de compresión	0,30-0,50	0,35-0,50
Ruido	Alto	Medio
Lubricación	Media - Alta	Media
Mantenimiento	Alto	Medio

De la tabla, se puede concluir que para cada una de las características técnicas reseñadas, el compresor que mejor se adapta a ellas es el compresor de paletas. Por esta razón se ha decidido seleccionar este tipo de compresor como el más idóneo para esta aplicación.

Una característica importante de este tipo de compresores es que su tecnología permite una mayor flexibilidad en su lubricación. Esta peculiaridad tiene una especial relevancia para su aplicación en la planta piloto debido a que permite el cambio de lubricante previa modificación en el sistema de enfriamiento del mismo ya que hay que mantener los valores de viscosidad cinemática recomendados por el fabricante ( $9,3 - 12,5 \text{ mm}^2/\text{s}$ ). En este caso, se ha modificado el sistema de refrigeración del circuito de enfriamiento de tal forma que el intercambio del lubricante se lleve a cabo en un intercambiador de calor utilizando agua como fluido disipador. Para controlar la temperatura de entrada del lubricante en el compresor, se ha instalado una válvula de regulación del caudal de agua del circuito.

Los resultados de la simulación termodinámica muestran que el valor máximo de la potencia de compresión está alrededor de 4 kW. Teniendo en cuenta que para el compresor de paletas, el rendimiento mecánico es superior al 92%, una potencia de compresión de 4,5 kW debe ser suficiente para satisfacer las condiciones de operación del ciclo de compresión con circuito de solución. En la tabla 3.2 se muestran las características técnicas del compresor seleccionado.

**Tabla 3. 2.** Características técnicas del compresor seleccionado.

Fabricante	<b>COMPAIR</b>
Modelo	Hydrovane V05
Alimentación motor	380 VAC/50 Hz
Potencia motor	5,5kW
Peso	120kg
Dimensiones	800x500x500 mm
Velocidad máxima	1450 r.p.m.
Caudal máximo	$53 \text{ m}^3/\text{h}$
$\Delta P$ máximo	10bar

Además, se han evaluado también las temperaturas de descarga del refrigerante a partir de la hipótesis de compresión adiabática. En la tabla 3.3 se muestran los resultados obtenidos para la presión de admisión (desorbedor), presión de descarga (absorbedor), relación de compresión y, las temperaturas de admisión y descarga respectivamente para cada una de las condiciones de operación previstas en la simulación termodinámica del ciclo.

**Tabla 3. 3.** Temperaturas de descarga del compresor para el fluido de trabajo MeOH/TEGDME.

$P_{des}$ (kPa)	$T_{ent}$ (°C)	$P_{abs}$ (kPa)	$T_{sal}$ (°C)	PR
99,7	70	444,8	176,1	4,5
100,1	70	471,7	180,5	4,7
100,6	70	499,8	184,9	5,0
101,0	70	529,3	189,3	5,2
101,4	70	559,9	193,7	5,5
101,8	70	592,1	198,1	5,8
102,2	70	625,8	202,5	6,1
102,6	70	661,0	206,9	6,4
102,9	70	697,7	211,3	6,8
103,3	70	736,0	215,6	7,1
103,6	70	776,0	220,0	7,5
101,1	71	514,0	186,8	5,1
104,8	72	514,0	184,9	4,9
108,6	73	514,0	183,0	4,7
112,6	74	514,0	181,2	4,6
116,6	75	514,0	179,4	4,4
120,8	76	514,0	177,6	4,3
125,0	76	514,0	175,9	4,1
129,4	77	514,0	174,2	4,0
133,9	78	514,0	172,6	3,8
138,6	79	514,0	171,0	3,7
143,3	80	514,0	169,4	3,6

Como se muestra en la tabla, los valores de la temperatura de descarga del compresor son superiores a 170°C por lo que una compresión lubricada favorecerá también que las temperaturas de descarga en el compresor puedan ser más bajas.

### 3.5 – SELECCIÓN DEL ABSORBENTE

Uno de los inconvenientes que presentan los equipos de compresión mecánica de vapor con circuito de solución para las aplicaciones de alta temperatura se encuentra en el proceso de compresión. Mientras que en los compresores sin lubricación dicho inconveniente viene dado por las altas temperaturas que se alcanzan en la descarga del compresor, en los compresores lubricados la acumulación del lubricante en el circuito de solución disminuye progresivamente la eficacia del absorbedor.

Para intentar solucionar este problema Sellarío (1957), Lourduoss y Styme (1985) y, Krusse et al. (1989) propusieron utilizar el lubricante como absorbente en los refrigerantes CFCs, y más concretamente para refrigerantes como R-11 y R-22. Lamentablemente, los resultados experimentales obtenidos por Kruse et al. (1989) demostraron que la utilización de lubricantes como absorbentes reducen los procesos de transferencia de masa y calor tanto en el absorbedor como en el desorbedor debido a que la viscosidad del lubricante seleccionado entorpece los procesos de absorción y desorción.

Una vía alternativa es utilizar el absorbente como lubricante o utilizar como lubricante una sustancia de la misma familia del absorbente de tal forma que no interfiera en el proceso de absorción. Como se ha explicado en el capítulo 2, el TEGDME pertenece a la familia de los n-etilenglicol dimetileter (n-EGDME) y, su fórmula general es:  $\text{CH}_3\text{O}(\text{OCH}_2\text{CH}_2)_n\text{CH}_3$ , donde n es el número de grupos  $\text{C}_2\text{H}_4\text{O}$ . Según el valor de n, los productos se denominan: MonoEtilen Glicol DiMetil Eter (MEGDME) para n=1, DiEtilen Glicol DiMetil Eter (DIEGDME) para n=2, TriEtilen Glicol DiMetil Eter (TrEGDME) para n=3, TetraEtilen Glicol DiMetil Eter (TEGDME) para n=4, PentaEtilen Glicol DiMetil Eter (PeEGDME) para n=5, etc. Además, existen productos comerciales que son mezclas de algunos n-EGDME tales como: PoliEtilen Glicol DiMetil Eter 250 (PEGDME 250) para n=3-8, PoliEtilen Glicol DiMetil Eter 500

(PEGDME 500) para  $n=3-19$ , PoliEtilen Glicol DiMetil Eter 1000 (PEGDME 1000), etc.

Algunas propiedades termofísicas de los n-EGDME están relacionadas con el peso molecular. Así, la viscosidad cinemática y el punto de fusión aumentan con el peso molecular ya que se trata de cadenas más largas, mientras que la presión de vapor, la conductividad térmica y la capacidad calorífica disminuyen. No obstante, hay que destacar que estos productos han sido utilizados como lubricantes tal y como se refleja en los trabajos de Gaylord (1963), Mueller (1970), Mueller (1971), Mueller y Martin (1975), Fukuda y Hayano (1996), y Watson et al. (1998).

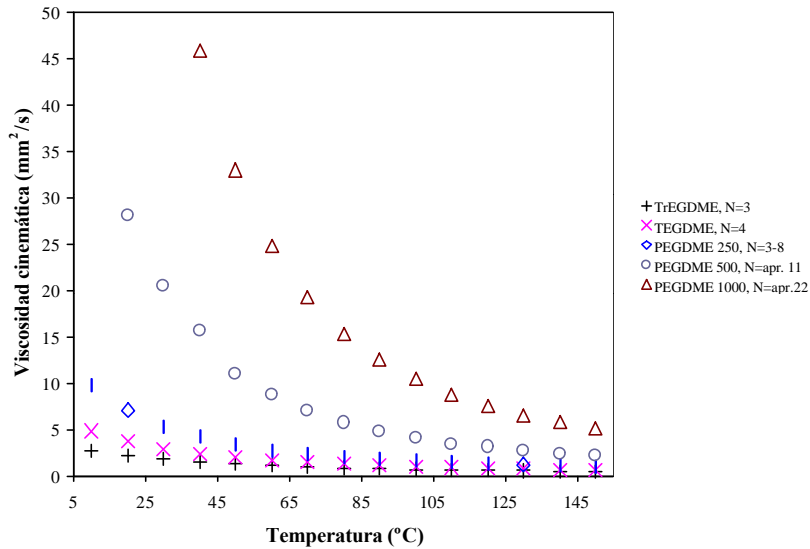
En este trabajo se propone la utilización del mismo fluido como absorbente y como lubricante. Por ello, se ha realizado una primera selección de productos de la familia de los n-EGDME con temperaturas normales de ebullición superiores a 250°C (para que facilitar la separación) y la temperatura de fusión inferior a 40°C. En la tabla 3.4 se muestran las características generales de los compuestos de la familia de los n-EGDME seleccionados. En los casos en que no existían datos de viscosidad, se procedió a su medida a distintas temperaturas para poder seleccionar el producto que potencialmente pueda ser utilizado como absorbente y lubricante.

**Tabla 3. 4.** Características generales para diferentes productos de los n-EGDME.

Producto	Peso Molecular (kg/kmol)	Punto Normal de Ebullición (°C)	Temperatura de Fusión (°C)
TEGDME (n=4)	222,28	273,7	-30
PeEGDME (n=5)	266,23	300,2	≈ -25
PEGDME 250	298,21	298,4	-23
PEGDME 500	527,31	> 350	13
PEGDME 1000	≈ 1000	> 350	36
PEGDME 2000	≈ 2000	> 350	50

En dicha tabla, se observa que los productos que cumplen con los valores de las temperaturas de ebullición y de fusión propuestos inicialmente son: el TEGDME, el PeEGDME, el PEGDME 250, el PEGDME 500 y el PEGDME 1000. Por tanto, se ha

medido la viscosidad cinemática con el objetivo de determinar cuál puede ser utilizado como absorbente y lubricante en el ciclo de compresión mecánica de vapor con circuito de solución propuesto en este trabajo. En la Fig.3.13 se muestran los valores de viscosidad cinemática para cada uno de los productos mencionados anteriormente en función de la temperatura.



**Fig.3. 13.** Viscosidades cinemáticas ( $\text{mm}^2/\text{s}$ ) para el TEGDME, PeEGDME, PEGDME 250, PEGDME 500 y, PEGDME 1000.

Como se observa en la figura, al aumentar el valor de  $n$  (grupo  $C_2H_4O$ ), la viscosidad cinemática aumenta también. Además, se observa también que al aumentar la temperatura, la viscosidad cinemática disminuye de forma drástica por lo que a las temperaturas de trabajo del absorbedor, los valores de viscosidad son inferiores a  $10 \text{ mm}^2/\text{s}$  y por tanto, el proceso de absorción no debería verse afectado.

De acuerdo con Esso (2003), los lubricantes utilizados en compresores son seleccionados en función del tipo del trabajo a realizar (suave, medio, pesado) y del tipo de compresor. Por tanto, en cada compresor se tiene un intervalo de viscosidades cinemáticas recomendado para el correcto funcionamiento del equipo. En la tabla 3.5 se muestran los lubricantes recomendados por Esso para los compresores de paletas.

**Tabla 3. 5.** Lubricantes recomendados para los compresores de paletas.

<b>Clasificación ISO</b>	<b>Clasificación SAE</b>	<b>Viscosidad cinemática (mm<sup>2</sup>/s) a 100°C</b>
46, 68	15, 30	6,5 - 11

Al comparar los valores de la tabla 3.5 con los valores de la Fig.3.13 se obtiene que el absorbente PEGDME 500 es el que mejor resultados ofrece debido a que puede trabajar en el intervalo de temperaturas de 40 a 80°C con valores de viscosidad cinemática desde 15 mm<sup>2</sup>/s hasta 7 mm<sup>2</sup>/s y, porque a más de 100°C, los valores de viscosidad son inferiores a 5 mm<sup>2</sup>/s. Además, como la temperatura de fusión es de 13°C, la instalación de un sistema de precalentamiento en el circuito de refrigerante no es indispensable. Este intervalo de viscosidades corresponde a lubricantes del tipo SAE 10, SAE 15, SAE 30 y SAE 40.

### **3.6 – SIMULACIÓN TERMODINAMICA DEL CICLO CON EL FLUIDO MeOH/PEGDME 500**

Una vez escogido el fluido absorbente a utilizar, es necesario realizar nuevamente la simulación termodinámica del ciclo para comparar los resultados con los obtenidos con el fluido MeOH/TEGDME desde el punto de vista de COP, relación de compresión, presiones, caudal de vapor refrigerante, caudal de solución y potencia térmica del intercambiador de solución.

Para poder llevar a cabo la simulación termodinámica del ciclo, se han incorporado las propiedades termodinámicas del absorbente PEGDME 500 a la base de datos de propiedades elaboradas por Medrano (1998) y Herraiz (2001), que han sido explicadas en el capítulo 2.

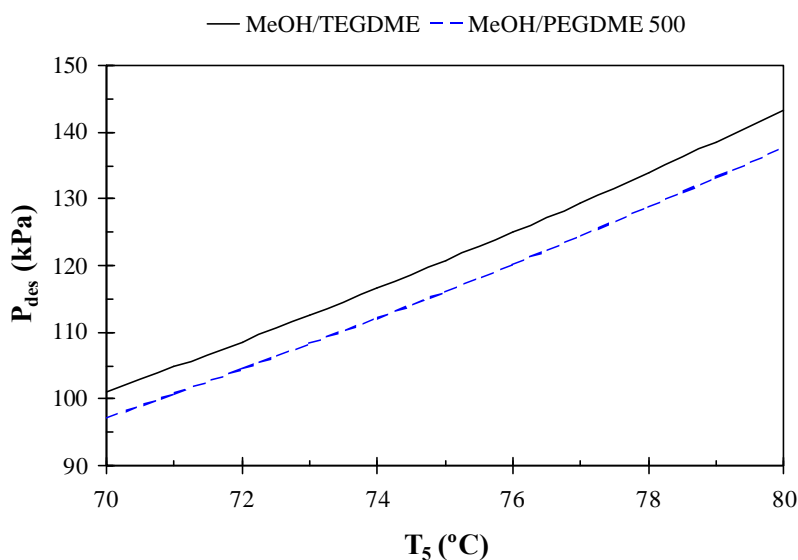


### 3.6.1 – Influencia de la temperatura de la solución a la salida del desorbedor en el funcionamiento del ciclo.

Para evaluar la influencia de la temperatura de la solución a la salida del desorbedor  $T_5$  en el funcionamiento del ciclo se han fijado las siguientes condiciones de funcionamiento:  $T_2=115^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T_{abs}=10^\circ\text{C}$ ,  $X_{sr}=0,950$ ; compresión isoentrópica ( $n=g$ );  $Q_{abs}=15\text{kW}$ .

Como ya se ha explicado en el capítulo anterior, para un cierto valor de la concentración molar  $X_{sr}$  y de la temperatura de la solución a la salida del absorbedor  $T_2$ , la presión en el absorbedor queda fijada y su valor depende únicamente del fluido de trabajo. En el caso que nos ocupa vale 514 kPa para el fluido MeOH/TEGDME, y 503 kPa para el MeOH/PEGDME 500.

En la Fig.3.14 se representa la presión en el desorbedor en función de la temperatura de la solución a la entrada del desorbedor, en el intervalo 70-80°C.

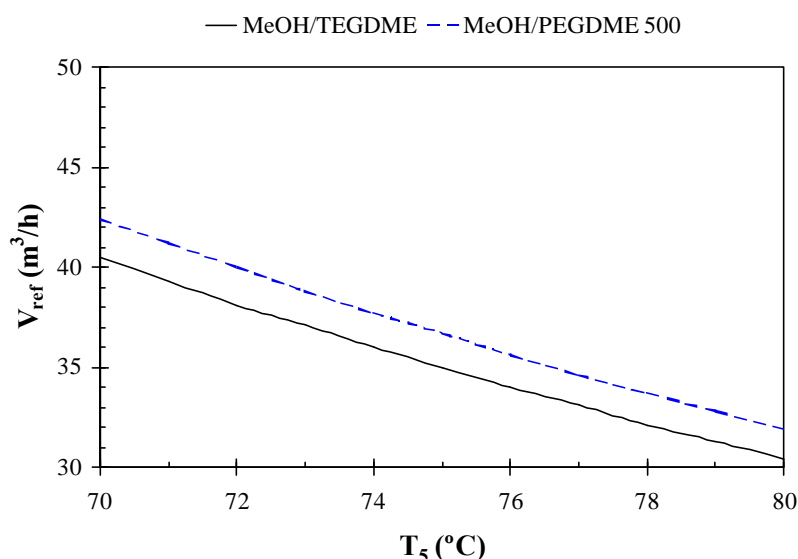


**Fig.3. 14.** Presión en el desorbedor en función de la temperatura de la solución a la salida del desorbedor.

Como se muestra en la figura, al aumentar la temperatura de la solución a la salida del desorbedor de 70 a 80°C, la presión en el desorbedor pasa de 100 kPa a 140 kPa en el

caso del MeOH/TEGDME y de 97 kPa a 135 kPa para el MeOH/PEGDME500, valores ligeramente inferiores a los de MeOH/TEGDME. Esto se debe a que la presión de vapor del PEGDME 500 es menor que la del TEGDME. Como las condiciones de funcionamiento en el absorbedor son las mismas y la presión en el desorbedor aumenta, la relación de compresión disminuye desde 5,1 hasta 3,6 al aumentar la temperatura de activación del desorbedor desde 70°C hasta 80°C. Además, hay que destacar que las relaciones de compresión son prácticamente las mismas para ambos fluidos de trabajo.

En la Fig.3.15 se representa el caudal volumétrico de refrigerante en función de la temperatura de la solución a la salida del desorbedor.



**Fig. 3. 15.** Variación del caudal volumétrico de vapor aspirado con la temperatura de la solución  $T_5$  a la salida del desorbedor para los fluidos MeOH/TEGDME y MeOH/PEGDME 500.

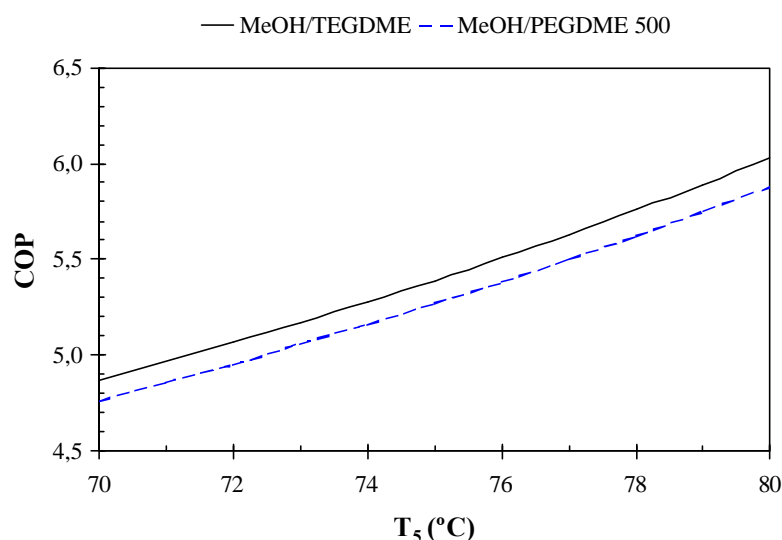
Como se observa en la figura, el caudal volumétrico del refrigerante para el fluido MeOH/PEGDME 500 es ligeramente superior al del fluido MeOH/TEGDME. Esto está directamente relacionado con la presión y temperatura en el desorbedor ( $P_{des}$ ,  $T_5$ ) ya que estos dos parámetros inversa y directamente proporcional con el caudal volumétrico de refrigerante. Así, para una misma temperatura, la presión de vapor es menor en el fluido MeOH/PEGDME 500 por lo que su caudal volumétrico será mayor.

Desde el punto de vista del caudal másico de refrigerante se obtiene que éste es ligeramente superior para el fluido MeOH/PEGDME 500 debido a que la diferencia de concentraciones entre la solución rica y pobre es menor que en el fluido MeOH/TEGDME. Así por ejemplo, para una temperatura del desorbedor de 70°C el caudal de refrigerante es de 45 kg/h y la diferencia de concentraciones molares de 0,093 mientras que en el caso del fluido MeOH/PEGDME 500, el caudal de refrigerante es de 47 kg/h y la diferencia de concentraciones es de 0,079. Por otra parte, para una temperatura del desorbedor de 80°C el caudal de refrigerante es de 49 kg/h para el MeOH/TEGDME y de 51 kg/h para el fluido MeOH/PEGDME 500. Estas variaciones en el caudal de refrigerante son inferiores al 5% en ambos fluidos.

Respecto al caudal másico de solución pobre, los resultados obtenidos muestran que las variaciones del caudal con respecto a la temperatura del desorbedor  $T_5$  son muy pequeñas para ambos fluidos de trabajo. Así, para el fluido MeOH/TEGDME, a 70°C el caudal de solución es de 46 kg/h mientras que a 80°C es de 45 kg/h. En el caso del MeOH/PEGDME 500, a 70°C el caudal de solución es de 89 kg/h mientras que a 80°C es de 88 kg/h. Además, se aprecia que el caudal de solución necesario para mantener la potencia térmica en el absorbedor prácticamente se duplica para el fluido MeOH/PEGDME 500. Esta diferencia en el caudal de solución pobre se explica por la diferencia entre las concentraciones de solución rica y pobre. Como en el fluido MeOH/PEGDME 500 la diferencia de concentraciones es menor que en el fluido MeOH/TEGDME, el caudal de solución necesario para mantener la potencia térmica en el absorbedor es mayor en el fluido MeOH/PEGDME 500.

Como las variaciones en los caudales de solución y refrigerante son pequeñas en ambos fluidos, la potencia térmica del intercambiador de solución será pequeña también. Así, en el caso del fluido MeOH/TEGDME, en el intervalo de temperaturas de 70°C a 80°C, la potencia cambia desde 1,4 kW hasta 1,1 kW mientras que en el caso del fluido MeOH/PEGDME 500, cambia desde 2,5 kW hasta 1,9 kW.

Finalmente, desde el punto de vista del COP, en la Fig.3.16 se observa como prácticamente no hay diferencias entre los resultados obtenidos para ambos fluidos de trabajo MeOH/TEGDME y MeOH/PEGDME 500.

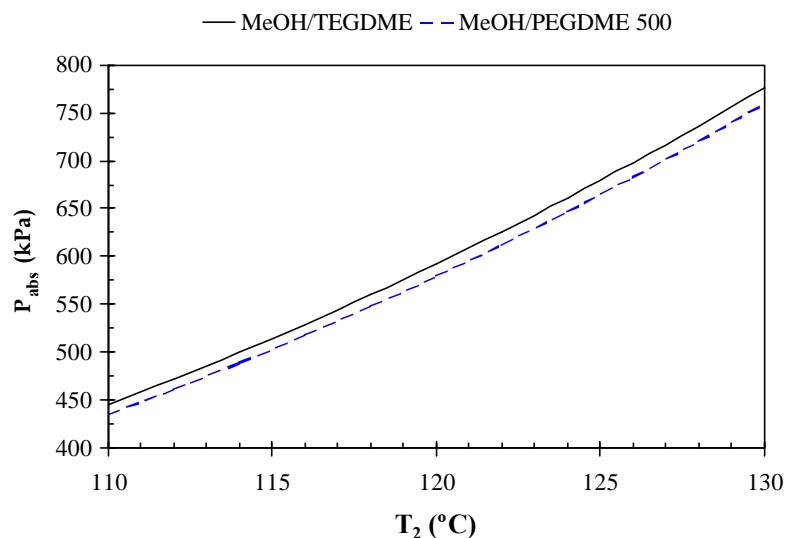


**Fig.3. 16.** Variación del COP con la temperatura de la solución a la salida del desorbedor para mezclas de metanol con TEGDME y con PEGDME 500.

### 3.6.2 – Influencia de la temperatura de la solución a la salida del absorbedor en el funcionamiento del ciclo.

Para evaluar la influencia de la temperatura de la solución a la salida del absorbedor en el funcionamiento del ciclo, se han fijado las siguientes condiciones de funcionamiento:  $T_5=70^\circ\text{C}$ ;  $\Delta T_{abs}=10^\circ\text{C}$ ;  $X_{sr}=0,950$ ; compresión adiabática ( $n=g$ );  $Q_{abs}=15\text{kW}$ .

Una vez fijada la temperatura en el desorbedor, la presión en el desorbedor depende únicamente de la diferencia de concentraciones de la solución rica y de la pobre. Éstas a su vez dependen del salto térmico en el absorbedor. Sin embargo, al aumentar la temperatura de la solución a la salida del absorbedor, la presión en esta parte del ciclo aumenta tal y como se observa en la Fig.3.17.



**Fig.3. 17.** Variación de la presión en el absorbedor,  $P_{abs}$ , con la temperatura de la solución a la salida del absorbedor  $T_2$  para la mezcla metanol con TEGDME y con PEGDME 500 ( $T_5=70^\circ\text{C}$ ;  $DT_{abs}=10^\circ\text{C}$ ;  $X_{sr}=0,950$ ).

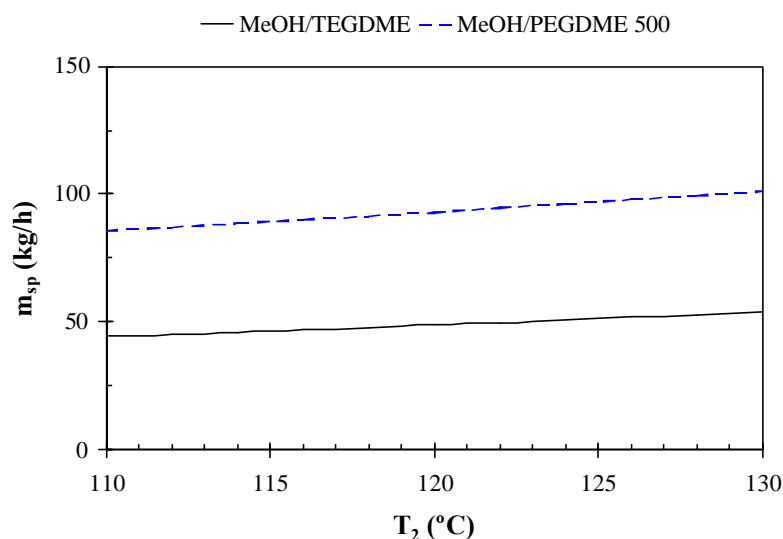
Al igual que en los casos anteriores, no se observan diferencias significativas en la presión de trabajo para este componente debido al cambio de absorbente. Como la presión en el desorbedor se mantiene constante, es de esperar que la relación de compresión aumente al aumentar la temperatura de la solución a la salida del absorbedor y, que las diferencias entre los fluidos de trabajo no sean significativas. De hecho, los resultados obtenidos para la relación de compresión en ambos fluidos es la misma, variando desde 4,4 a una temperatura del absorbedor de  $110^\circ\text{C}$  hasta 7,6 a una temperatura del absorbedor de  $130^\circ\text{C}$ .

Desde el punto de vista del caudal volumétrico de refrigerante se obtienen valores similares para el MeOH/TEGDME y el MEOH/PEGDME 500. De hecho, en el intervalo de temperaturas del absorbedor de  $110$  a  $130^\circ\text{C}$  los valores del caudal volumétrico de refrigerante resultan ser de  $41\text{ m}^3/\text{h}$  y  $39\text{ m}^3/\text{h}$  para el caso del MeOH/TEGDME y, de  $43\text{ m}^3/\text{h}$  y  $41\text{ m}^3/\text{h}$  en el caso del MeOH/PEGDME 500 respectivamente.

Para el caudal másico de refrigerante, los resultados muestran que éste se mantiene constante en el intervalo de temperaturas de  $110^\circ\text{C}$  a  $130^\circ\text{C}$  para ambos fluidos de

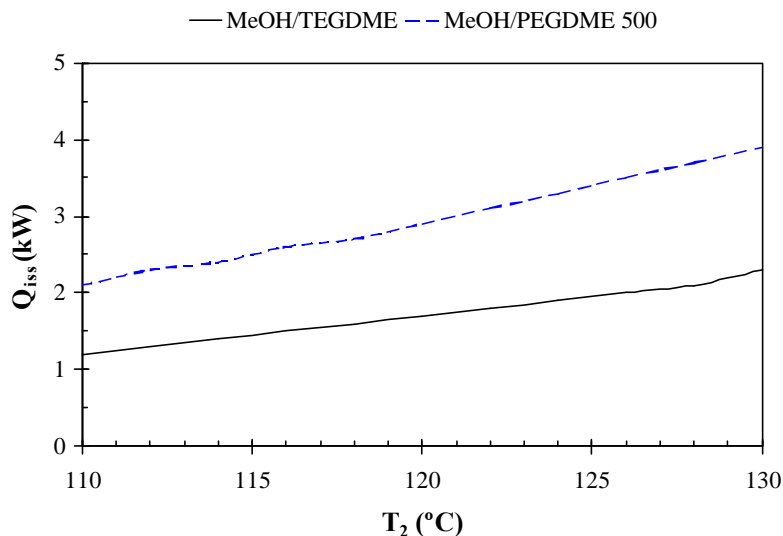
trabajo. En el caso del MeOH/TEGDME el valor es de 46 kg/h y, para el caso del MeOH/PEGDME 500 de 47 kg/h.

Comparando la diferencia de concentraciones molares entre la solución rica y pobre en ambos fluidos de trabajo, se obtiene que ésta es menor en el fluido MeOH/PEGDME 500. Así, para una temperatura de 115°C, la diferencia de concentraciones molar en el fluido MeOH/TEGDME es de 0,092 mientras que en el fluido MeOH/PEGDME 500 es de 0,077. Esto explica porqué los caudales de solución pobre para el fluido MeOH/PEGDME 500 son casi el doble que los caudales obtenidos para el MeOH/TEGDME tal y como se muestra en la Fig.3.18.



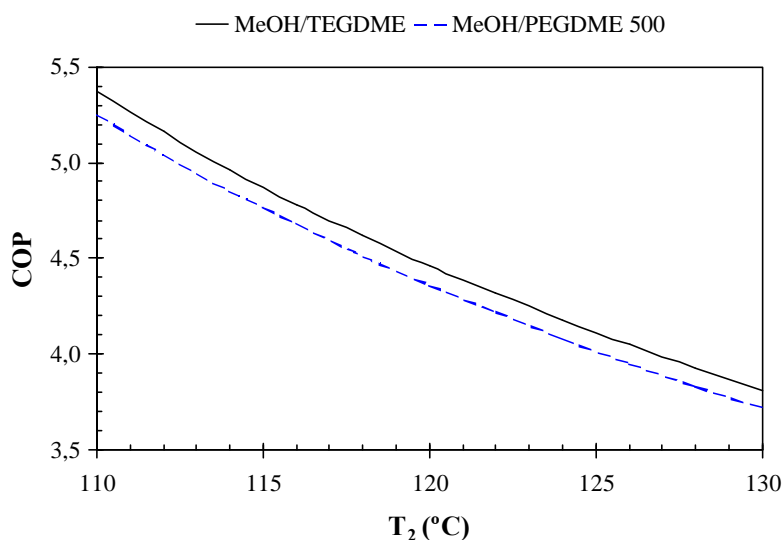
**Fig.3. 18.** Variación del caudal másico de solución pobre con la temperatura de la solución a la salida del absorbedor para los dos fluidos de trabajo MeOH/TEGDME y MeOH/PEGDME 500.

De la misma forma, la potencia térmica intercambiada es mayor para el fluido MeOH/PEGDME 500 tal y como se muestra en la Fig.3.19.



**Fig.3. 19.** Potencia térmica en el intercambiador de solución en función de la temperatura de la solución a la salida del absorbedor.

Finalmente, desde el punto de vista del coeficiente de funcionamiento, en la Fig.3.20 se observa como los valores son ligeramente inferiores a los obtenidos para la mezcla MeOH/TEGDME. No obstante, los valores de COP obtenidos continúan siendo superiores a los del fluido  $NH_3/H_2O$ .



**Fig.3. 20.** Coeficiente de funcionamiento en función de la temperatura de la solución a la salida del absorbedor.

A la vista de los resultados obtenidos por la simulación termodinámica del ciclo, se concluye que la sustitución del absorbente TEGDME por el PEGDME 500 no tiene una influencia significativa desde el punto de vista del COP, relación de compresión y caudal de refrigerante. Sin embargo, sí que tiene una influencia desde el punto de vista del caudal de solución y por ende, de la potencia térmica del intercambiador de solución.

### **3.7 – CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL DEL COMPRESOR DE AIRE**

Con el objetivo de evaluar experimentalmente las prestaciones del compresor seleccionado funcionando con el absorbente PEGDME 500 como lubricante, se realizaron una serie de ensayos utilizando aire como fluido de trabajo.

Para llevar a cabo la caracterización del funcionamiento del compresor se ha construido un dispositivo experimental formado por el compresor seleccionado, un depósito de acumulación de aire, el intercambiador del circuito de lubricación y la instrumentación necesaria para registrar las temperaturas a la entrada y salida del aire, las presiones de admisión y descarga, la humedad relativa, el consumo eléctrico del compresor, la temperatura del cárter y, el caudal de aire. En la Fig.3.21 se muestra la vista frontal del dispositivo experimental construido.





**Fig.3. 21.** Vista lateral del dispositivo experimental construido para la caracterización experimental del compresor de aire.

### ***3.7.1 – Estrategia de control del dispositivo experimental***

La estrategia de control propuesta para realizar la caracterización del compresor se establece mediante los siguientes lazos de control:

- **Presión de descarga:** La presión a la salida del compresor se mantendrá en 8 bar absoluto. Para ello se actuará sobre la válvula V1 que se encuentra a la salida del depósito acumulador de aire.
  
- **Temperatura del cárter del compresor:** Para mantener la viscosidad cinemática en los valores de viscosidad recomendados por el fabricante (alrededor de  $10 \text{ mm}^2/\text{s}$ ) se selecciona una temperatura de consigna en el cárter del compresor. La regulación de esta temperatura se efectúa actuando sobre la válvula V2 que se encuentra en el circuito del agua de enfriamiento del sistema de lubricación.

Hay que destacar que estos compresores son fabricados para operar con temperaturas del lubricante entre 80 y 90 °C. Por este motivo, el circuito de enfriamiento del sistema de lubricación ha sido modificado para operar a la temperatura de consigna seleccionada. La modificación ha sido realizada en dos puntos específicos: la válvula interna de by-pass y el intercambiador de calor del

lubricante/aire. El primer punto ha sido anulado para evitar que la temperatura en el lubricante supere la temperatura de consigna. El segundo, ha sido reemplazado por un intercambiador lubricante/agua ya que para mantener la temperatura de consigna se necesita una regulación que no dependa de la velocidad de rotación del compresor.

Las pruebas han sido realizadas variando la velocidad de rotación de forma manual. Por recomendación expresa del fabricante la velocidad mínima de rotación ha sido de 1000 r.p.m. En la Fig. 3.22 se muestra el diagrama de control del dispositivo experimental.

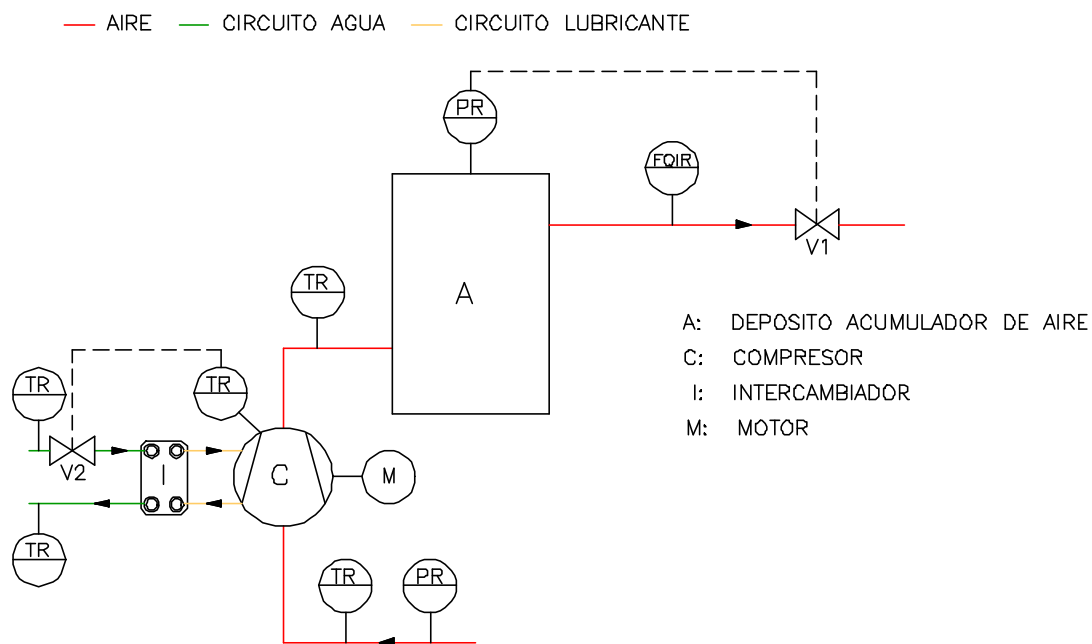


Fig.3. 22. Diagrama P&I del dispositivo experimental.

### 3.7.2 – Procedimiento experimental

El procedimiento experimental que se ha llevado a cabo para la caracterización del compresor de paletas ha sido realizado teniendo en cuenta las recomendaciones de la norma ISO 917 (1989) y, se ha dividido en los siguientes pasos:

1. Comprobación del nivel de aceite del cárter.
2. Conexión del equipo a la red eléctrica.
3. Selección de la velocidad de rotación del motor.
4. Ajuste de la válvula V1 hasta que la presión alcance 8 bar.
5. Registro de todas las temperaturas y presiones del dispositivo experimental.
6. Repetición de los pasos 3, 4 y 5 para las diferentes velocidades de rotación (1000, 1100, 1200, 1300, 1400 y 1500 r.p.m.).

Los ensayos han sido realizados utilizando un aceite tipo SAE 30 con una temperatura en el cárter del compresor de aproximadamente 90°C y, PEGDME 500 con una temperatura del cárter del compresor de 50°C. Además, se ha realizado un último ensayo utilizando PEGDME 500 a una temperatura de 45°C para evaluar el comportamiento del compresor cuando la viscosidad cinemática es superior al valor recomendado por el fabricante.

### 3.7.3 – Resultados experimentales

En la tabla 3.6 se muestran los resultados para el índice politrópico  $n$  en función del lubricante utilizado. Los valores de  $n$  aumentan con la temperatura del cárter.

**Tabla 3. 6.** Índice politrópico  $n$  para diferentes temperaturas de operación en el cárter del compresor.

Lubricante	Índice politrópico $n$
SAE 30 a 90°C	1,07
PEGDME 500 a 50°C	1,05
PEGDME 500 a 45°C	1,03

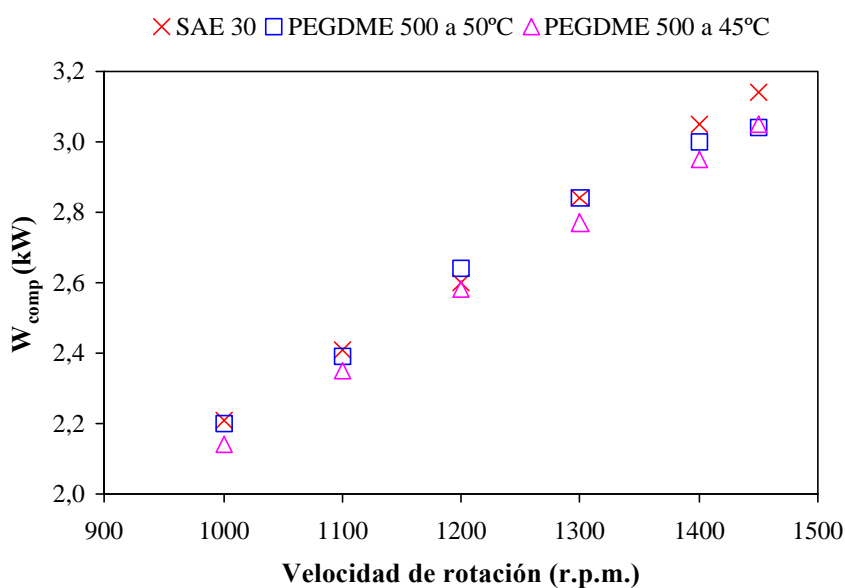
Al comparar estos valores con los que se obtienen para una compresión isoentrópica ( $n=1,4$ ) y para una compresión isotérmica ( $n=1,0$ ), se observa que los valores obtenidos (1,07; 1,05 y 1,03) se aproximan más a los de una compresión isotérmica. Por tanto, el funcionamiento de este compresor tiende hacia un proceso isotérmico. La afirmación

anterior, se puede comprobar en la tabla 3.7. En ella, se observa como a medida que se disminuye la temperatura en el cárter del compresor, el rendimiento isotérmico  $\eta_t$  aumenta. Este hecho se corresponde con los valores obtenidos para el índice politrópico  $n$ .

**Tabla 3. 7.** Rendimiento isotérmico del compresor para diferentes temperaturas de operación en el cárter del compresor.

Lubricante	Rendimiento isotérmico $\eta_t$
SAE 30 a 90°C	0,93
PEGDME 500 a 50°C	0,95
PEGDME 500 a 45°C	0,97

En la Fig.3.23 se representa la potencia de compresión politrópica  $W_{comp}$  en función de la velocidad de rotación del compresor.



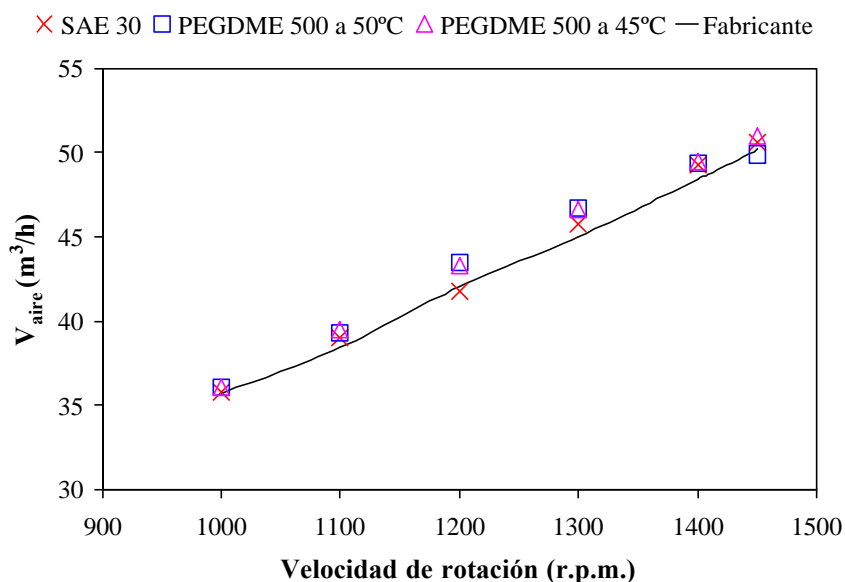
**Fig.3. 23.** Potencia de compresión politrópica para distintas temperatura en el cárter del compresor.

De la figura anterior hay que destacar la dependencia prácticamente lineal de la potencia de compresión politrópica  $W_{comp}$  con la velocidad de rotación. Este resultado es de

especial interés desde el punto de vista de control debido a que el caudal depende de forma proporcional de la velocidad de giro del compresor. Finalmente, en la tabla 3.8 y la Fig.3.24 se muestran los resultados para el rendimiento de compresión  $\eta_{comp}$  y el caudal volumétrico de aire en función de la velocidad de rotación del compresor.

**Tabla 3. 8.** Rendimiento del compresor a diferentes temperaturas de operación en el compresor.

Lubricante	Rendimiento del compresor $h_c$
SAE 30 a 90°C	0,39
PEGDME 500 a 50°C	0,40
PEGDME 500 a 45°C	0,50



**Fig.3. 24.** Caudal volumétrico de aire para diferentes valores de temperatura en el cárter del compresor.

En la tabla se observa como al disminuir la temperatura del cárter aumenta el rendimiento del compresor  $\eta_{comp}$  debido a que aumenta la viscosidad cinemática del lubricante. La Fig.3.24 muestra como los valores de caudal volumétrico de aire dependen de la de forma proporcional a la velocidad de rotación, al igual que el trabajo de compresión. Además, al comparar los valores del caudal volumétrico con los valores facilitados por el fabricante, se ve como prácticamente los valores se corresponden por

lo que se confirma que la utilización del PEGDME 500 como lubricante no disminuye las prestaciones térmicas del compresor.

Finalmente, si se comparan los valores de caudal registrados durante la experimentación con los valores necesarios para la operación de la planta piloto, se concluye que la planta deberá operar a una temperatura mínima de activación de 70°C debido a que los valores necesarios para una temperatura de activación de 60°C son superiores a los 50 m<sup>3</sup>/h.

Los resultados obtenidos muestran que el proceso de compresión en el compresor de paletas seleccionado tiende hacia un proceso de compresión isotérmico por lo que durante el funcionamiento con el fluido de trabajo MeOH/PEGDME 500 es posible que se presenten problemas de condensación. Por este motivo, en primer lugar se estudiará el comportamiento de la bomba de calor utilizando el PEGDME 500 como lubricante en el compresor y posteriormente en función de los resultados se seleccionará un n-EtilenGlicol DiMetil Éter más pesado que permita aumentar la temperatura en el carter del compresor y además que tenga los valores de viscosidad cinemática recomendados por el fabricante.

# ***CAPÍTULO 4***

## ***DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES DE LA PLANTA PILOTO***

### **4.1 - INTRODUCCIÓN**

Los ciclos de compresión mecánica de vapor con circuito de solución combinan dos tecnologías de bomba de calor bien conocidas: la tecnología de absorción y, la tecnología de compresión. Esta tecnología híbrida utiliza una mezcla compuesta por un refrigerante y un absorbente como fluido de trabajo. Para crear este ciclo híbrido, el condensador y el evaporador del ciclo de compresión mecánica de vapor son reemplazados por el absorbedor y el desorbedor respectivamente. Una de las ventajas de este ciclo es el perfil de temperaturas de deslizamiento que se consiguen en el desorbedor y en el absorbedor. La temperatura de deslizamiento hace referencia al cambio de temperaturas que se obtiene cuando el componente más volátil es absorbido por o evaporado desde la solución.

Teniendo en cuenta que la planta piloto utilizará MeOH como refrigerante, el uso de intercambiadores de calor que alberguen la menor cantidad de líquido es un punto a tener en consideración. Además, partiendo del hecho que el absorbente PEGDME 500 presenta unas propiedades de transporte pobres, el intercambio de calor debe llevarse a cabo sobre superficies avanzadas que permitan aumentar el coeficiente global de transferencia de calor. El uso de intercambiadores de placas resulta interesante además por su precio relativamente económico, tamaño, alta eficiencia y capacidad de transmisión de calor por unidad de volumen. Sin embargo, debido a que los elastómeros utilizados en las juntas de los intercambiadores de placas son incompatibles con los

absorbentes seleccionados (n-EGDME) (Nogués, 2001), se utilizarán intercambiadores de placas termosoldadas en la planta piloto.

Entre los diferentes modelos de intercambiadores, se ha seleccionado el modelo CB76 (Fig. 4.1) de Alfa Laval cuyas características constructivas se muestran en la tabla 4.1. Esta elección ha sido realizada porque es el intercambiador cuyo puerto de conexión de 51 mm permite que las velocidades del vapor sean inferiores a 25 m/s.



**Fig.4. 1.** Imagen de un intercambiador de placas CB76 de Alfa Laval.

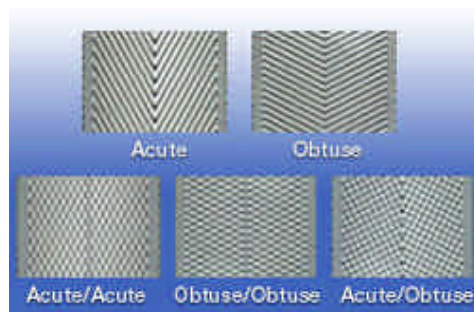
**Tabla 4. 1.** Características técnicas del intercambiador de placas CB76.

Altura	618 mm
Anchura	191 mm
Conexión	ISO-G2B
Presión máxima	30 bar
Presión mínima	Vacío
Temperatura máxima	250°C
Temperatura mínima	-50°C
Volumen por canal	0.25 l

Además de la selección del tipo de intercambiador, del modelo y del número de placas, existe otra variable a tener en cuenta: el ángulo de corrugado. Cuando el ángulo de corrugado es mayor se obtiene una mayor eficiencia en el proceso de transferencia de calor pero con la desventaja de mayor pérdida de carga. En el caso contrario, es decir cuando el ángulo de corrugado es menor, la pérdida de carga disminuye y, lo hace también el proceso de transferencia de calor debido a que disminuye el grado de



turbulencia inducido por la geometría de la placa. En la Fig. 4.2 se puede apreciar los dos tipos de ángulo de corrugado mencionados y el resultado de su combinación.



**Fig.4. 2.** Tipo de corrugado en los intercambiadores de placas.

## 4.2 – SELECCIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

Los intercambiadores de calor utilizados en la planta piloto han sido seleccionados mediante el programa de cálculo CAS200<sup>®</sup> de la empresa Alfa Laval. Este programa evalúa el comportamiento térmico e hidráulico de intercambiadores de placas según el modelo, número y tipo de placas, así como los caudales, temperaturas y propiedades termofísicas de los fluidos de intercambio.

Las propiedades termofísicas de la mezcla MeOH/PEGDME 500 a distintas temperaturas y concentraciones han sido incorporadas a la base de datos del programa CAS200<sup>®</sup>.

### 4.2.1 - Absorbedor

El absorbedor es el componente más importante del ciclo debido a que su funcionamiento condiciona directamente las prestaciones de la bomba de calor. En la entrada de este componente coinciden dos corrientes a distinta temperatura, estado y composición. Un primer proceso de absorción adiabático tiene lugar en el puerto de entrada del intercambiador donde se mezclan estas corrientes. Esta mezcla se distribuye en los canales del intercambiador, donde la absorción se completa a la vez que se

produce la disipación del calor mediante la corriente de agua del circuito de disipación. Normalmente, el proceso de absorción adiabática se caracteriza por la temperatura final de equilibrio o de saturación adiabática. Este valor de temperatura se utilizará posteriormente como temperatura de entrada de la mezcla en el intercambiador de calor donde se completa el proceso de absorción.

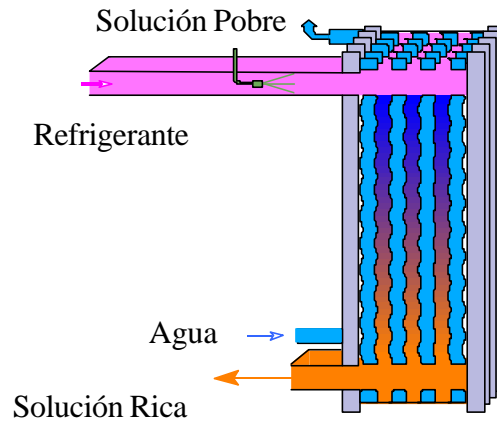
Aunque en el intercambiador propiamente se produce un proceso simultaneo de transferencia de calor y materia, al no existir datos experimentales acerca de cuál de los dos procesos es el proceso limitante en el caso de la mezcla MeOH/PEGDME 500, se ha realizado el diseño considerando únicamente el proceso de transferencia de calor.

La selección se ha realizado para las condiciones más desfavorables de funcionamiento, es decir, cuando el caudal de vapor es mayor y la temperatura de salida de la solución en el absorbedor es de 130°C. En la tabla 4.2 se muestran las variables que se han tenido en cuenta durante la selección de este componente.

**Tabla 4. 2.** Condiciones de funcionamiento del absorbedor utilizadas para su selección.

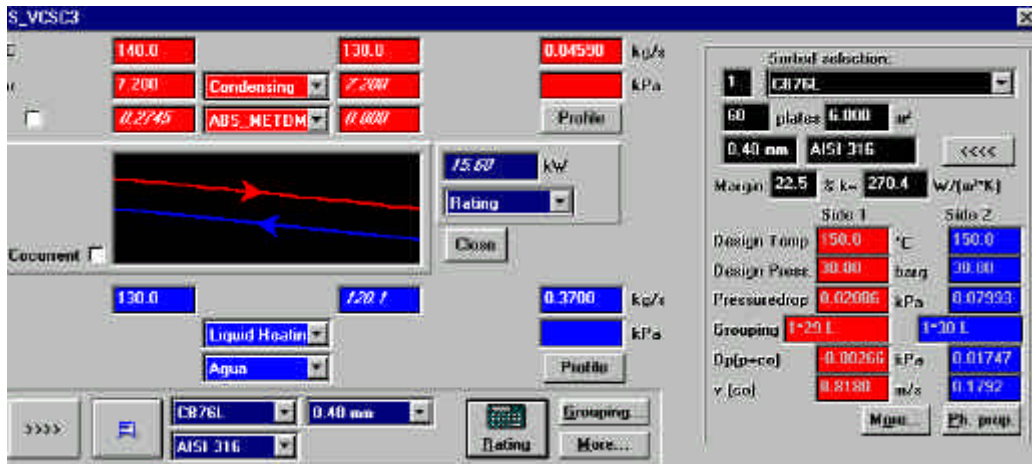
P (kPa)	759
$m_{sp}$ (kg/h)	88
$m_{ref}$ (kg/h)	45
T (°C)	130

Después de consultar el catálogo de productos de Alfa Laval, se ha optado por un intercambiador CB76 de 60 placas. Este modelo de intercambiador tiene un puerto de conexión de 2 pulgadas en donde la velocidad máxima del vapor será siempre inferior a 25 m/s. Además, para reducir al máximo las pérdidas de carga en dicho componente se ha seleccionado la placa tipo L. En la Fig. 4.3 se muestra la configuración prevista para el funcionamiento del absorbedor, en donde la solución pobre es pulverizada mediante una boquilla de aspersion colocada antes del puerto de entrada del intercambiador, facilitándose de esta manera el proceso de mezcla adiabática de la solución y el vapor y favorecer la distribución de la solución entre los canales del intercambiador.



**Fig.4. 3.** Configuración del absorbedor de placas.

En la Fig. 4.4 se muestran los cálculos térmicos e hidráulicos realizados en el intercambiador. Los resultados muestran que desde el punto de vista de transferencia de calor, el intercambiador presenta un sobredimensionamiento de un 22%, realizado por la incertidumbre del proceso de transferencia de materia.



**Fig.4. 4.** Cálculo térmico e hidráulico para el absorbedor de placas.

#### 4.2.2 - Desorbedor

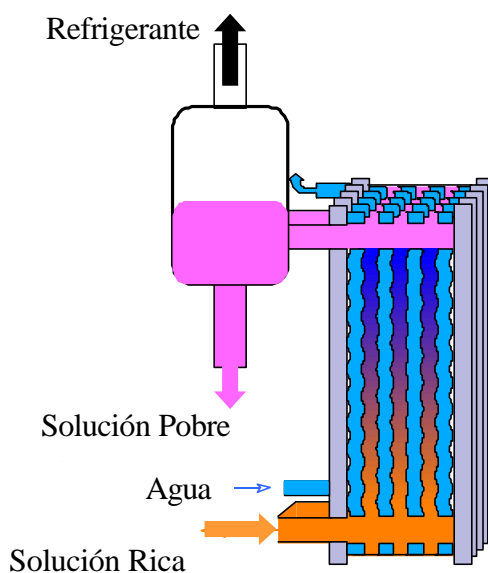
En el interior de este componente se produce la separación parcial del refrigerante de la solución mediante el aporte de calor, utilizando agua caliente como fuente de calor. Las condiciones de operación de la solución previstas para el funcionamiento de este

componente se encuentran comprendidas entre 70 y 80°C. En esta ocasión, las condiciones más desfavorables de funcionamiento se presentan cuando la temperatura de activación es la más baja debido a que la pérdida de carga de la columna hidrostática de solución limitará la cantidad de refrigerante que puede ser evaporado. En la tabla 4.3 se muestran las principales variables que se han tenido en cuenta para la selección de este componente.

**Tabla 4.3.** Condiciones de funcionamiento del desorbedor utilizadas para su selección.

P (kPa)	96
$m_{sr}$ (kg/h)	149
$m_{ref}$ (kg/h)	48
T (°C)	80

Para realizar los cálculos se ha tenido en cuenta que existe una vaporización parcial del refrigerante contenido en la solución, obteniéndose a la salida del desorbedor una mezcla bifásica que requiere de un separador líquido-vapor para separar la fase líquida y la fase vapor. En la Fig. 4.5 se muestra un esquema de la configuración adoptada en la planta piloto para el desorbedor y el separador líquido-vapor.



**Fig.4. 5.** Esquema del desorbedor de placas.

Después de revisar el catálogo, se ha optado por un intercambiador CB76 de 50 placas. Como el puerto de conexión es de 2 pulgadas, la velocidad del fluido no superará los 0,2 m/s en el puerto de conexión. Además, se ha seleccionado la placa tipo L para reducir la pérdida de carga y, se ha previsto instalar en el puerto de entrada de la solución un distribuidor para evitar problemas de distribución provocados por la presencia de vapor. En la Fig.4.6 se muestran los resultados térmicos e hidráulicos obtenidos para el intercambiador seleccionado.

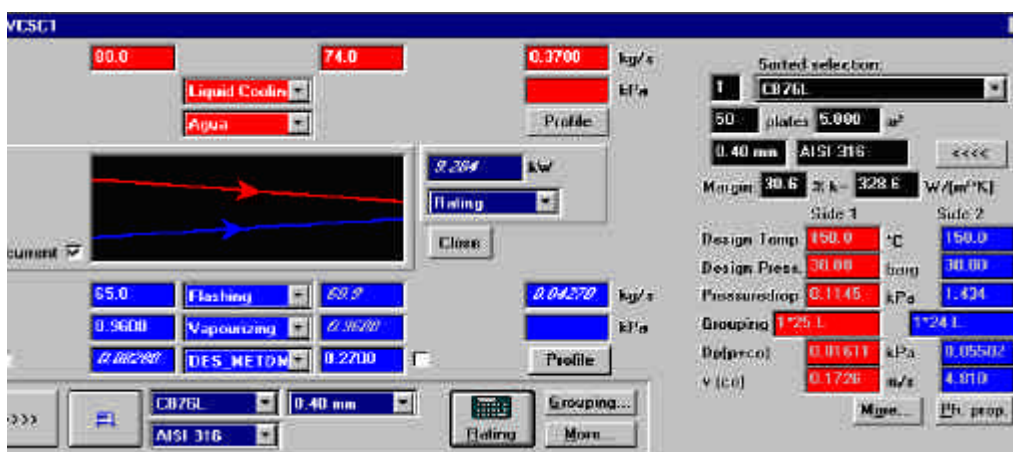


Fig.4. 6. Cálculo térmico e hidráulico para el desorbedor de placas.

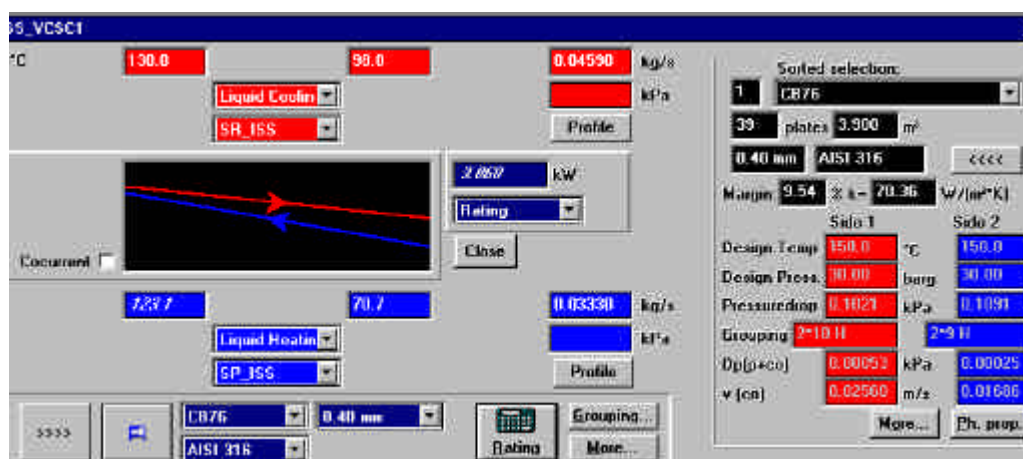
#### 4.2.3 – Intercambiador de solución

Las pobres propiedades termofísicas del absorbente condicionan el tipo de intercambiador a utilizar en esta aplicación. Para conseguir una elevada eficiencia térmica en este componente, se necesitan grandes longitudes de intercambio de calor que son factibles con el uso de intercambiadores de múltiples pasos. En este caso, las condiciones más desfavorables de funcionamiento se presentan cuando se tiene el nivel térmico más bajo en el desorbedor y, el nivel térmico más alto en el absorbedor. En la tabla 4.4 se muestran las principales variables que se han tenido en cuenta para la selección del componente.

**Tabla 4. 4.** Condiciones de funcionamiento del intercambiador de solución.

$m_{sr}$ (kg/h)	165
$m_{sp}$ (kg/h)	120
$T_{espiss}$ (°C)	70,7
$T_{esriss}$ (°C)	130
$T_{ssriss}$ (°C)	98

Después de analizar diferentes tipos de intercambiadores con diferentes tipos de placa y número de pasos, se ha seleccionado un CB76H de 41 placas y dos pasos. La Fig. 4.7 muestra las prestaciones térmicas e hidráulicas obtenidas en el intercambiador seleccionado.



**Fig.4. 7.** Cálculo térmico e hidráulico para el intercambiador de solución.

En la tabla 4.5 se muestran las principales características técnicas de los intercambiadores seleccionados.

**Tabla 4. 5.** Características técnicas de los intercambiadores de placas.

<b>Intercambiador</b>	<b>Absorbedor</b>	<b>Desorbedor</b>	<b>Solución</b>
Modelo	CB76	CB76	CB76
Número de placas	60	50	41
Número de pasos	1	1	2
Tipo de placa	L	L	H
Material	AISI 316L	AISI 316L	AISI 316L
Área de placa (m <sup>2</sup> )	0,095	0,095	0,095
Área de intercambio (m <sup>2</sup> )	5,51	4,56	3,70
Separación entre placas (mm)	2,50	2,50	2,50
Espesor de placa (mm)	0,40	0,40	0,40
Volumen del canal (l)	0,26	0,26	0,26
Peso (kg)	33,4	29,0	25,6
U <sub>servicio</sub> (W/m <sup>2</sup> ·K)	270	328	73

### 4.3 – COMPRESOR

Tal y como se ha presentado en el capítulo 3, el compresor seleccionado ha sido un compresor de paletas modelo HydroVane V05 de COMPAIR. Sus principales características técnicas se muestran en la tabla 4.6.

**Tabla 4. 6.** Características técnicas del compresor.

Fabricante	<b>COMPAIR</b>
Modelo	Hydrovane V05
Alimentación motor	380 VAC/50 Hz
Potencia motor	5,5 kW
Peso	120 kg
Dimensiones	800x500x500 mm
Velocidad máxima	1450 r.p.m.
Caudal máximo	53 m <sup>3</sup> /h
$\Delta P$ máximo	10 bar

### 4.4 – COMPONENTES AUXILIARES

Para la construcción de la planta piloto se precisa de los siguientes componentes auxiliares: bomba de solución, bomba del circuito de agua del absorbedor, bomba del

circuito de agua del desorbedor, boquilla de aspersión, separador líquido-vapor y la válvula de expansión. Las características técnicas de cada uno de estos componentes se detallan a continuación:

#### **4.4.1 – Bomba de solución**

La planta piloto requiere de una bomba de solución para trasvasar la solución pobre desde la salida del desorbedor hasta la entrada del absorbedor. Este trasvase requiere una relación de presiones de 8 puesto que mientras que el absorbedor funciona a 750 kPa, el desorbedor lo hace a 98 kPa, aproximadamente. Este incremento de presión en una bomba centrífuga se logra utilizando varias etapas por lo que el tamaño de la bomba se incrementa. Por este motivo, se ha seleccionado una bomba de engranajes.

No obstante, el incremento de presión que se necesita en la bomba condiciona el uso de los acoplamientos magnéticos debido a que su coste es bastante elevado. Por este motivo se ha seleccionado una bomba con acoplamiento mecánico a la que se le ha modificado el cierre mecánico de neopreno por un cierre de teflón y grafito. Las principales características de la bomba de engranajes seleccionada se detallan en la tabla 4.7.

**Tabla 4. 7.** Características técnicas de la bomba de solución.

Fabricante	ELIAS
Modelo	MR-5
Alimentación motor	220 VAC/50 Hz
Potencia motor	0,5 kW
Velocidad máxima	1200 rpm
Caudal máximo	500 kg/h
$\Delta P$ máximo	10 bar
NSPH	150 mbar

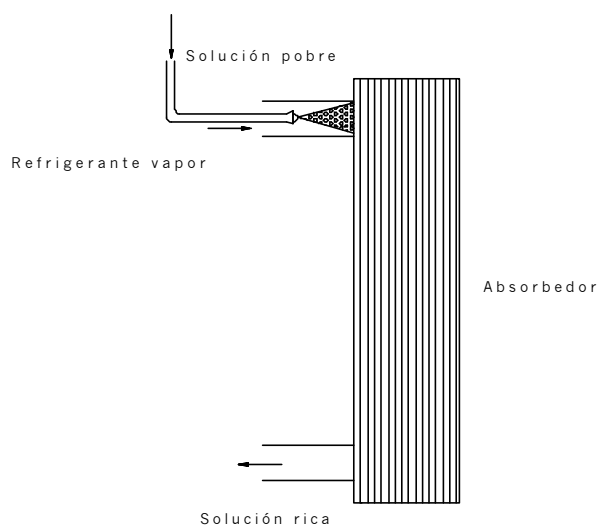
#### **4.4.2 – Boquilla de aspersión**

Para un buen aprovechamiento del área de intercambio en el absorbedor de placas, se ha decidido utilizar un sistema de pulverización que permita que la distribución en los canales del intercambiador sea lo más uniforme posible. Como el diámetro del puerto de



conexión en el intercambiador seleccionado es de 2 pulgadas, la instalación de pulverizadores en el interior del puerto no es posible. Por tanto, la alternativa es la instalación de la boquilla de aspersion o pulverizador justo antes de la entrada al intercambiador de placas. Para la selección del tipo de boquilla, se ha tenido en cuenta el estudio realizado por Vallès (2000) en diferentes tipos de sistemas de aspersion en intercambiadores de placas CB76. En dicho estudio se concluye que la boquilla G1514 es la que presenta los mejores resultados debido a que su pequeño ángulo de aspersion (15°) permite una mayor homogeneización del vapor y el líquido a la entrada del absorbedor.

La distancia a la que ha sido instalada la boquilla se ha determinado a partir del perímetro formado por la solución pulverizada sobre el puerto de distribución. En este caso, después de realizar varios cálculos a diferentes longitudes del puerto de entrada del intercambiador, se decidió ubicar la boquilla a una distancia de 120 mm del puerto de entrada del intercambiador de tal forma que a la entrada del puerto el perímetro de distribución alcance un diámetro de 2 pulgadas. Además, la boquilla se ha ubicado en el centro del diámetro del puerto de conexión. De esta forma se intenta garantizar que la distribución de la solución sea uniforme en todas las placas. En la Fig.4.8 se muestra el esquema utilizado para determinar la ubicación de la boquilla.



**Fig.4. 8.** Ubicación de la boquilla G1514 en el puerto de conexión para la mezcla y distribución de la solución pobre en los canales del intercambiador de placas.

#### 4.4.3 – Válvula de expansión

Para regular el caudal de solución que entra en el desorbedor, se ha seleccionado una válvula neumática con posicionador electrónico 4 – 20 mA que controla la apertura de la válvula y por lo tanto, el nivel del separador líquido-vapor. En la tabla 4.8 se muestran las principales características técnicas de la válvula seleccionada.

**Tabla 4. 8.** Características técnicas de la válvula de expansión.

Fabricante	<i>KAMMER</i>
Modelo	30037 I/P
Diámetro nominal	1/2"
Presión nominal	40 bar
$K_{vs}$	0,4
Característica de paso	Lineal
Material	INOX 316

#### 4.4.4 – Separador líquido-vapor

El objetivo del separador líquido-vapor es separar el vapor contenido en la mezcla bifásica a la salida del desorbedor. Su principio de funcionamiento se basa en la separación de las gotas del líquido de la fase vapor por medio de la gravedad de tal forma que el líquido sale por la parte inferior mientras que el vapor sale por la parte superior.

La eficacia del separador depende de la capacidad del vapor para arrastrar las trazas de líquido en suspensión. Por este motivo, se debe limitar la velocidad del vapor en el interior del separador de tal forma que la capacidad de arrastre sea lo más baja posible. De acuerdo con Alfa Laval Lund AB (2001), se suele limitar el diámetro de la gota ( $D_p$ ) entre 100 y 200  $\mu\text{m}$ . En este caso, se ha seleccionado un tamaño de gota intermedio (150  $\mu\text{m}$ ). En los separadores verticales, la velocidad máxima del vapor sin que se produzca arrastre se calcula a partir del equilibrio de las fuerzas de fricción y, de la gravedad. La fuerza de fricción  $F_f$  se determina a partir de la ecuación:

$$F_f = C_d (D_p^2 \mathbf{p} / 4) \mathbf{r}_g V_t^2 / 2 \quad (\text{Ec. 4.1})$$

mientras que la fuerza de gravedad  $F_g$  se determina mediante la ecuación:

$$F_g = (\mathbf{r}_l - \mathbf{r}_g) g (D_p^3 \mathbf{p} / 6) \quad (\text{Ec. 4.2})$$

Por tanto, al igualar la Ec.4.1 y, la Ec.4.2 se obtiene la velocidad teórica máxima del vapor  $V_t$  mediante la ecuación:

$$V_t^2 = 4 g D_p (\mathbf{r}_l - \mathbf{r}_g) / (3 C_d \mathbf{r}_g) \quad (\text{Ec. 4.3})$$

$C_d$  es el coeficiente de arrastre y depende del número de Reynolds del vapor. Esto implica que debe realizarse un proceso iterativo para su resolución. Las correlaciones utilizadas para el cálculo de  $C_d$  se muestran en las siguientes ecuaciones:

$$\text{Re} < 2 \Rightarrow C_d = 24 / \text{Re} \quad (\text{Ec. 4.4})$$

$$\text{Re} > 2 \Rightarrow C_d = 18 / \text{Re}^{0.6} \quad (\text{Ec. 4.5})$$

$$\text{Re} = D_p V_t \mathbf{r}_g / \mathbf{h}_g \quad (\text{Ec. 4.6})$$

Para asegurarse que el diámetro del separador es suficiente, suele utilizarse una velocidad  $V$  entre un 10 y un 25% más baja que la obtenida por la Ec.4.3. De esta forma, el diámetro  $D$  del separador se obtiene a partir del caudal volumétrico del vapor  $Q$  y, de la velocidad máxima  $V$  que puede alcanzar el vapor (Ec.4.7).

$$D = (4 Q / (\mathbf{p} V))^{0.5} \quad (\text{Ec. 4.7})$$

Para el cálculo de la longitud del separador no existe ningún criterio establecido pero en la práctica se utiliza entre 1,5 y 3 veces el diámetro del separador.

Las dimensiones obtenidas tras la aplicación de las ecuaciones anteriores en el separador de líquido-vapor se muestran en la tabla 4.9.

**Tabla 4. 9.** Dimensiones del separador de gotas.

Diámetro	200 mm
Longitud	500 mm

Una vez determinadas las dimensiones exteriores, hay que calcular el espesor de la pared del separador con el fin de que pueda soportar los esfuerzos mecánicos a los que

estará sometido. El procedimiento seguido para el cálculo del espesor está basado en la norma ASME - Sección VIII DIV1 - para recipientes sometidos a presión.

Desde el punto de vista de resistencia mecánica el separador debe resistir el esfuerzo de compresión generado al someter la planta piloto a vacío absoluto y, el esfuerzo a tracción provocado por una presión interna de 150 kPa que se puede generar durante el funcionamiento de la planta piloto. Ante estas condiciones de operación, los cálculos realizados muestran que un espesor de pared de 2 mm de acero AISI 304 soporta los esfuerzos de compresión y, de tracción.

#### ***4.4.5 – Circuito de agua del desorbedor***

Este circuito cumple la función de proporcionar el calor al desorbedor. El calor es generado mediante una resistencia eléctrica que es regulada mediante un controlador PID. La variable que controla la potencia térmica de las resistencias eléctricas es la temperatura de entrada del agua en el desorbedor. El circuito está compuesto por una bomba de solución y dos resistencias que tienen una potencia térmica total de 14 kW.

#### ***4.4.6 – Circuito de agua del absorbedor***

La función de este circuito es la de disipar el calor producido en el proceso de absorción. El circuito lo forman una bomba de circulación y dos intercambiadores de calor tipo espiral conectados en paralelo cuya función es la de ceder el calor generado por el proceso de absorción a una corriente de agua hasta alcanzar la temperatura de entrada del agua en el absorbedor e iniciar así nuevamente el proceso descrito anteriormente. Las características técnicas de los intercambiadores utilizado se muestran en la tabla 4.10.

**Tabla 4. 10.** Características técnicas del intercambiador de calor tipo espiral

Fabricante	<b>SPIREC</b>
Modelo	<b>K4N</b>
Material	<b>AISI 316L</b>
Área de intercambio	<b>1,4 m<sup>2</sup></b>
Peso	<b>16 kg</b>

## **4.5 – DISPOSICIÓN ESPACIAL DE LOS COMPONENTES**

Una vez seleccionados todos los componentes de la planta piloto, el siguiente paso es la distribución de estos componentes en el espacio teniendo en cuenta su funcionalidad, las interacciones entre ellos, así como su peso y volumen. Las principales consideraciones tenidas en cuenta para la ubicación de los componentes se describen a continuación:

### ***4.5.1 – Desorbedor***

El puerto de salida de la mezcla bifásica de vapor y líquido de este componente se conecta con el separador líquido-vapor vertical. Debido al requerimiento de una columna hidrostática de líquido en la bomba de solución para evitar los problemas de cavitación, el nivel de líquido debe situarse 1 m por encima de la bomba por lo que la posición de este componente condiciona la posición del absorbedor y el compresor.

### ***4.5.2 – Absorbedor***

Se localiza en la parte más alta de la planta piloto debido a que durante la puesta en marcha la presión es la misma en todos los componentes. Por tanto, para garantizar la circulación de la solución es necesaria una pequeña columna hidrostática de líquido entre este componente y el desorbedor.

### ***4.5.3 – Compresor***

Es el componente más pesado y de mayor volumen de la planta piloto. Por esta razón, se ha colocado en el centro de la planta piloto en una estructura independiente unida a la estructura que soporta el desorbedor y el absorbedor mediante las tuberías de conexión dando así una mayor estabilidad en la planta piloto.

#### 4.5.4 – Intercambiador de solución

Este intercambiador, al igual que el desorbedor alberga una cantidad significativa de la solución por lo que se ha decidido ubicarlo en la parte inferior de la estructura del compresor para que de una mayor estabilidad. Además, para facilitar la evacuación de las trazas de vapor que puedan generarse a la salida de la solución pobre, las conexiones se han hecho ascendentes.

En la Fig.4.9 se muestra una perspectiva de la distribución espacial adoptada para los intercambiadores de calor que hacen parte de la planta piloto, así como el separador líquido-vapor y el compresor. Los demás componentes secundarios han sido omitidos para facilitar la visualización del dibujo.

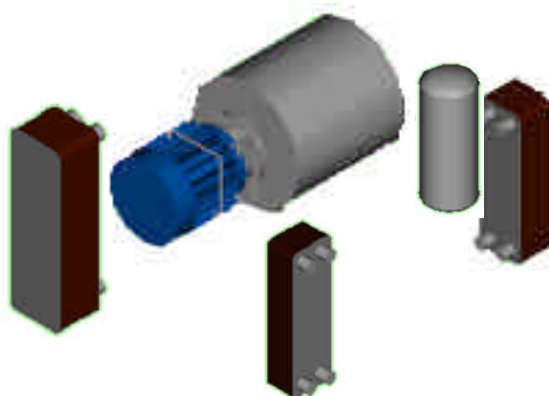


Fig.4. 9. Distribución espacial de los componentes de la planta piloto.

#### 4.6 – ESTRATEGIA DE CONTROL DE LA PLANTA PILOTO

El principal objetivo del sistema de control es el de mantener constante las variables del ciclo durante el funcionamiento de la planta piloto y garantizar una operación segura en todo momento. Para cumplir con estos requerimientos, el sistema de control debe ser capaz de realizar su función tanto en régimen estacionario como durante la puesta en marcha y parada.

La estrategia de control propuesta para la operación de la planta piloto está compuesta por los siguientes lazos de control:

#### ***4.6.1 – Presión del absorbedor***

La presión de operación del absorbedor deberá oscilar entre los 4,5 y 9 bar en función del valor de la temperatura de revalorización. Para ello, se actuará sobre la velocidad de rotación del compresor.

#### ***4.6.2 – Nivel del desorbedor***

Para evitar que el separador líquido-vapor ubicado a la salida del desorbedor rebose durante la puesta en marcha, el funcionamiento normal y la parada de la planta piloto se controlará con el nivel de éste mediante la válvula de expansión del circuito de solución.

#### ***4.6.3 – Temperatura del agua a la salida del absorbedor***

Para regular la temperatura de revalorización se instalará una sonda de temperatura a la salida del circuito de agua del absorbedor. Esta variable se utilizará para regular el caudal de solución pobre hacia el absorbedor variando la velocidad de rotación de la bomba del circuito de solución.

#### ***4.6.4 – Temperatura del agua a la entrada del absorbedor***

Como el absorbedor trabaja con un caudal fijo de agua, se instalará una sonda de temperatura a la entrada del circuito de agua del absorbedor y su lectura se utilizará para regular el caudal de agua fría del intercambiador de calor utilizado como medio disipador. Por tanto, al controlar las temperaturas de entrada y salida del agua en el absorbedor, se controla la potencia térmica del absorbedor debido a que el caudal del agua permanece constante.

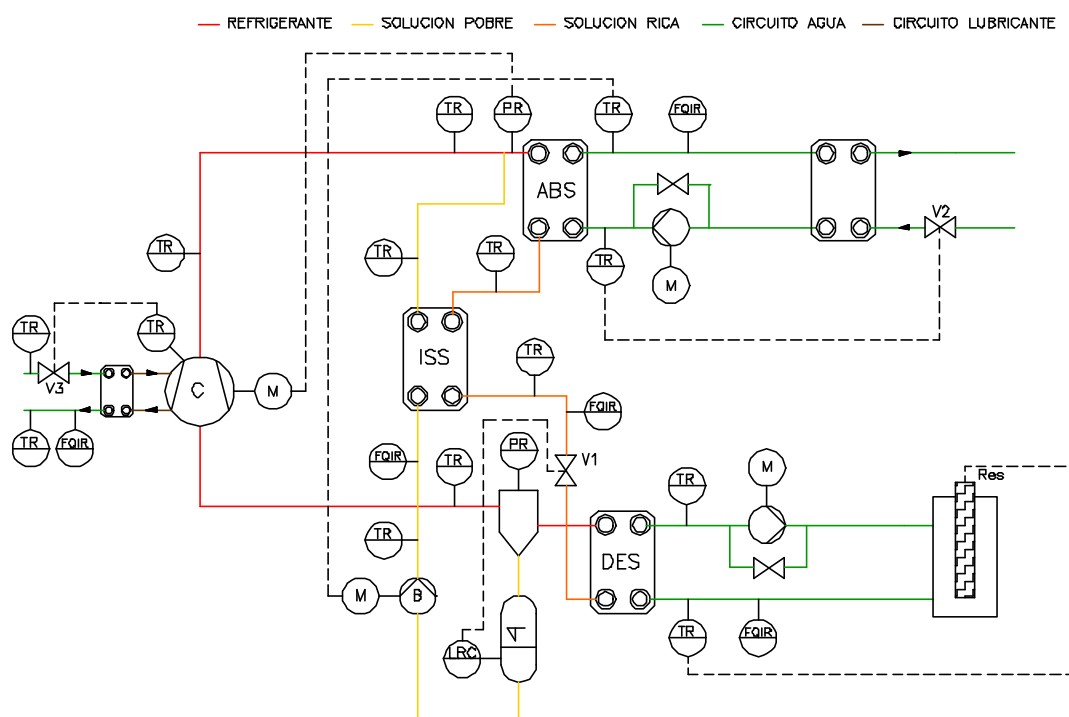
#### 4.6.5 – Temperatura del cárter del compresor

Esta variable ha sido seleccionada para garantizar que los valores de viscosidad cinemática del absorbente PEGDME 500 que se utilizará como lubricante en el compresor se encuentren dentro de los valores recomendados por el fabricante. El punto de consigna de está temperatura ha sido establecido en 65°C y se controla mediante una válvula que regula el caudal de agua que pasa por el intercambiador del circuito de lubricación.

#### 4.6.6 – Temperatura del agua a la entrada del desorbedor

Esta variable permitirá controlar la potencia térmica de las resistencias eléctricas de tal forma que se garantice una temperatura constante del agua a la entrada del desorbedor.

En la Fig.4.10 se muestra un esquema de los lazos de control detallados anteriormente.



**Fig.4. 10.** Diagrama P&ID para la operación de la planta piloto.



Es conveniente destacar que las presiones de operación de la planta piloto son función de las temperaturas de operación del desorbedor y absorbedor. Dado que ambas temperaturas tienen lazos de control asociados, se ha procedido a programar las alarmas en los controladores PID para evitar que se produzcan temperaturas superiores durante el proceso de experimentación.

#### 4.7 – INSTRUMENTACIÓN

A partir de la estrategia de control, se ha determinado que la instrumentación necesaria para el control de la planta piloto es la siguiente:

- 4 sondas de temperatura para medir las temperaturas de entrada y salida del circuito del agua del absorbedor, entrada del circuito del agua del desorbedor y temperatura del cárter del compresor.
- 1 sonda de nivel para la lectura del nivel del separador líquido-vapor del desorbedor.
- 1 transductor de presión absoluta para registrar la presión del absorbedor.
- 2 convertidores de frecuencia para controlar las velocidades de rotación tanto de la bomba de solución como del compresor.
- 3 reguladores PID para regular el nivel del desorbedor, la temperatura de entrada del agua en el circuito del absorbedor, y la temperatura de entrada del agua del circuito del desorbedor.

No obstante, para estudiar el funcionamiento de la planta piloto se consideró oportuno incorporar una serie de instrumentos de medida con el objetivo de poder evaluar el funcionamiento en cada uno de los componentes de la planta piloto. Esta instrumentación está compuesta por:

- 1 transductor de presión absoluta instalado a la salida del desorbedor para registrar su presión durante la experimentación con la planta piloto.
- 11 sondas de temperatura para medir todas las temperaturas a la entrada y salida en cada uno de los componentes de la planta piloto.

- 2 caudalímetros del tipo coriolis para medir los caudales y densidades de la solución rica y la solución pobre respectivamente. El valor de la densidad de la solución y de la temperatura permitirá determinar su concentración.
- 2 caudalímetros del tipo flotámetro con señal de salida 4 – 20 mA para medir los caudales en los circuitos del agua del absorbedor y del desorbedor.
- 1 caudalímetro del tipo flotámetro para medir el caudal del circuito del agua de refrigeración del compresor.
- 1 sonda de nivel para registrar la lectura del nivel en el circuito de solución rica a la salida del absorbedor.

Con todas estas variables se pueden establecer los balances de materia y energía en cada uno de los componentes de la planta piloto mediante la aplicación del procedimiento detallado en el capítulo siguiente.

#### **4.8 – PUESTA EN MARCHA DE LA PLANTA PILOTO**

Durante la puesta en marcha de la planta piloto se realizaron los siguientes pasos:

- Comprobación de que las presiones en los circuitos de agua del desorbedor y absorbedor son de 250 kPa y 450 kPa respectivamente.
- Comprobación de que la presión del circuito de solución se corresponde a su temperatura de saturación. Sí la presión es mayor, se procede a realizar vacío en el circuito de solución hasta alcanzar la presión de vapor de la solución.
- Comprobación de que la válvula de by-pass del compresor está abierta para que el vapor generado en el desorbedor pase directamente hacia el absorbedor.
- Puesta en marcha la bomba del circuito de agua del desorbedor y las resistencias eléctricas.
- Selección de la temperatura de consigna a la entrada del agua del circuito del desorbedor en el controlador PID.
- Puesta en marcha de la bomba de solución y del compresor una vez se ha llegado a la temperatura de consigna.

- Cierre de la válvula de by-pass del compresor.
- Puesta en marcha de la bomba del circuito de agua del absorbedor y selección de la temperatura de consigna del agua a la entrada y salida del absorbedor en sus respectivos controladores PID.
- Regulación de la válvula de entrada del agua en el intercambiador del circuito de lubricación para mantener la temperatura del cárter en 65°C aproximadamente.

Hay que destacar, que si el regulador PID de la válvula de expansión del circuito de solución se encuentra operativo, el convertidor de frecuencia de la bomba de solución deberá estar operativo también. De forma análoga, si el convertidor de frecuencia de la bomba de solución no está operativo no se puede poner en funcionamiento el regulador PID de la válvula de expansión del circuito de solución. Por lo tanto, una primera consideración para el funcionamiento de la planta piloto es la evaluación continua de la disponibilidad de ambos elementos y en caso de alguna anomalía, la planta piloto deberá pararse obligatoriamente.

El procedimiento descrito anteriormente se lleva a cabo en dos pasos: el primero consiste en poner en marcha los reguladores PID y la bomba del circuito de agua del desorbedor (relé K4M) y, el segundo, en poner en marcha los demás componentes mediante el cierre de los relés K2M, K1M y K3M respectivamente.

En la Fig.4.11 se muestra el esquema eléctrico implementado en la planta piloto. En él se observa como la alimentación trifásica a 380VAC y 50 Hz se conecta inicialmente a un diferencial con una sensibilidad en la corriente de fugas de 30 mA. A la salida del diferencial se instala un interruptor de parada de emergencia. Así, si el interruptor se halla en la posición ON, se produce una desconexión total de los componentes eléctricos de la planta piloto, mientras que si se halla en la posición OFF, se alimentan.

Si no se genera algún error en los convertidores, los relés K1M y K2M permanecerán excitados automáticamente a través del relé SA de cada uno de dichos convertidores, iniciándose así el proceso de control tanto de la temperatura de revalorización como de la presión del absorbedor. Por el contrario, si se produce un error en alguno de los

convertidores, el relé abrirá el contacto al no recibir excitación produciéndose un cambio en el estado de la luz de color verde a color rojo.

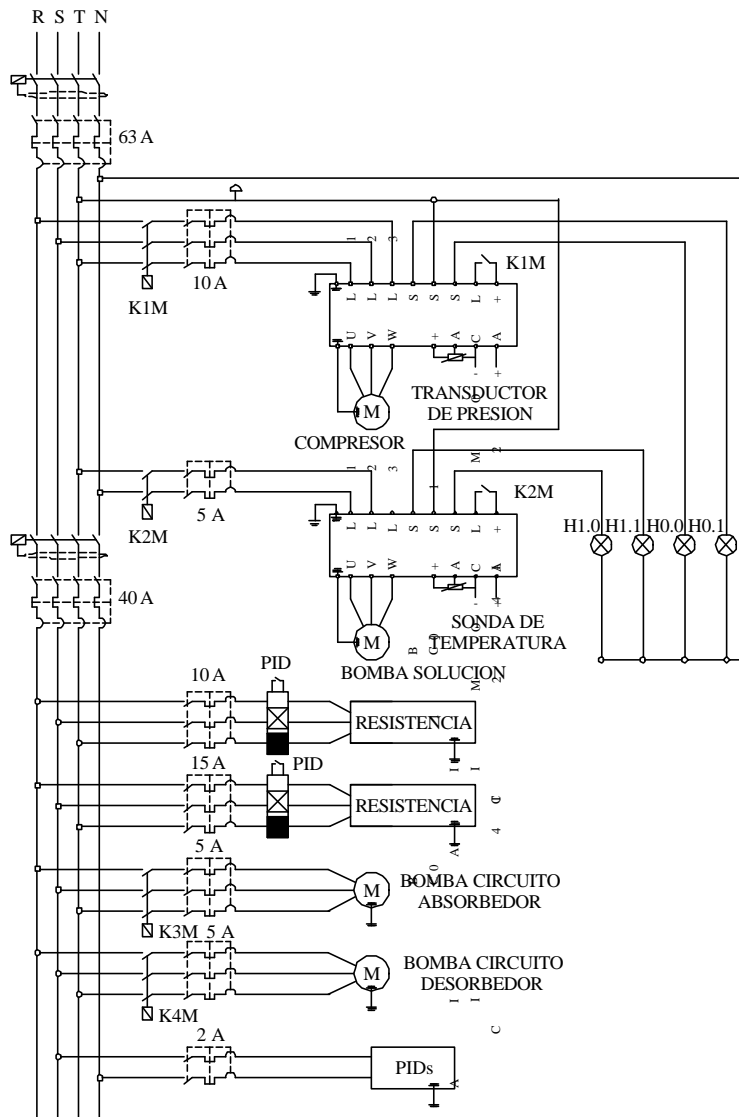


Fig.4. 11. Esquema eléctrico de la planta piloto

#### 4.9 – SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

Todas las variables de la planta piloto han sido registradas en un sistema de adquisición de datos KEITHLEY 2700. Este sistema incorpora dos terminales para alojar tarjetas multipuntos que combinan la funcionalidad y velocidad de un sistema de adquisición de

datos con la versatilidad y la precisión de un multímetro. Para esta aplicación particular, se ha seleccionado una tarjeta de 40 canales de entrada modelo 7708. Esta tarjeta permite registrar señales de voltaje y resistencia (dos, tres y cuatro hilos). Para registrar las señales de intensidad, se utiliza una resistencia de  $270 \Omega$  aproximadamente conectada entre los polos positivo y negativo de la señal de tal forma que se genere una caída de voltaje que es función de la intensidad.

Además de registrar y guardar datos en línea, este sistema permite la conexión de un ordenador para visualizar en tiempo real las variables. La conexión con el ordenador se realiza a través de los protocolos de comunicación RS-232 ó GPIB. La visualización de los datos se realiza utilizando los programas Xlink y ExcelLink. Ambos programas permiten configurar el sistema, registrar datos en tiempo real, revisar posibles problemas en los canales de entrada y guardar los datos directamente en Microsoft Excel. El ambiente de configuración de ambos programas aprovecha la familiaridad del entorno Windows, lo que permite que el usuario no necesite programar o escribir líneas de código.

El procedimiento de calibración así como las características técnicas de la instrumentación utilizada se encuentran detallados en el anexo B.

# ***CAPÍTULO 5***

## **EXPERIMENTACIÓN EN LA PLANTA PILOTO**

### **5.1 – INTRODUCCIÓN**

Una vez finalizada la selección de los componentes, definida su distribución espacial y, la estrategia de control, el siguiente paso consiste en llevar a cabo el montaje y carga de la planta piloto, su puesta en marcha, y la experimentación.

En la etapa de montaje y carga del fluido de trabajo de la planta piloto se han establecido las dimensiones de su estructura tomando como base la distribución de los componentes realizada en el capítulo anterior. El primer paso es la construcción de la estructura y la colocación de los componentes. A continuación se realizan las conexiones entre los componentes mediante las tuberías de los circuitos tanto de agua como de solución, la instalación eléctrica y la instalación y calibrado de la instrumentación. Después se realizan las pruebas de estanqueidad tanto en los circuitos de agua como en el circuito de solución para comprobar que la pérdida de presión sea inferior a  $3 \cdot 10^{-2}$  mbar·l/s. Finalmente, después de comprobar que la pérdida de presión en la planta piloto es aceptable, se procede a realizar la carga del refrigerante y el absorbente.

En la etapa de puesta en marcha, se comprueba el funcionamiento de la estrategia de control y de cada uno de los componentes de la planta piloto. Finalizada la etapa de puesta en marcha, se procede a evaluar la eficacia de la planta piloto a diferentes condiciones de funcionamiento. En cada uno de los ensayos realizados se han registrado las variables de la planta que permiten determinar el COP así como los parámetros de

funcionamiento en cada uno de sus componentes: coeficientes globales de transferencia de calor, coeficientes locales de transferencia de calor de los procesos de absorción y desorción, eficiencias térmicas, potencias térmicas intercambiadas, caudales de solución y refrigerante.

## **5.2 – MONTAJE Y CARGA DE LA PLANTA PILOTO**

Teniendo en cuenta la distribución de los componentes realizada en el capítulo anterior, se ha determinado la dimensión de la estructura de la planta piloto que resulta ser de 1,8 m de altura, 2,0 m de ancho y 2,5 m de largo. La estructura ha sido construida con dos tipos de perfiles, un perfil cuadrado de 30 mm para la estructura principal y perfil angular de 30x30 mm para la sujeción de los componentes.

Para la conexión entre los diferentes componentes de la planta piloto se han utilizado cuatro diámetros diferentes de tubería de cobre, 15 mm para el circuito de solución, 22 mm para el circuito de refrigerante, 28 mm para los circuitos de agua del desorbedor y absorbedor, y 52 mm para la entrada de la solución en el absorbedor. La unión entre los diferentes tramos de tubería se ha realizado con soldadura de plata debido a que está previsto que el equipo supere los 100°C y la presión de 6 bar en la parte del absorbedor.

Finalizado el montaje de la planta piloto, el siguiente paso es realizar las pruebas de estanqueidad. Estas pruebas se llevan a cabo en los cuatro circuitos de la planta piloto: agua desorbedor, agua absorbedor, solución y lubricación. La prueba en los circuitos de agua del desorbedor y absorbedor consiste en realizar una prueba hidráulica a 1,4 veces la presión de funcionamiento del circuito. En el caso del absorbedor, la prueba de presión se ha realizado a 600 kPa mientras que en el caso del desorbedor, a 300 kPa. En ambos casos, se llena el circuito con agua y la presión se obtiene utilizando una bomba manual.

Durante el funcionamiento de la planta piloto, las presiones de operación en el desorbedor y absorbedor son superiores o próximas a la presión atmosférica. Sin

embargo, cuando la planta piloto se encuentra parada, las presiones están por debajo de la presión atmosférica (vacío). Por este motivo, las pruebas de estanqueidad en los circuitos de solución y lubricación se han realizado en dos etapas.

La primera etapa consiste en encontrar las pérdidas en conexiones y tuberías. Para ello, se llenan los circuitos con nitrógeno seco a una presión absoluta de 4 bar y se impregnan cada una de las conexiones con agua jabonosa de tal forma que en aquellas conexiones donde existen fugas, se generan burbujas.

La segunda etapa consiste en determinar la pérdida de presión en vacío por unidad de volumen que existe en los circuitos por unidad de tiempo debido a que los gases incondensables del aire (N, O<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>, Ar, etc.) interfieren en el proceso de absorción tal y como lo reflejan el trabajo de Rie y Kashiwagi (1991). Según la literatura, para garantizar que los gases incondensables no interfieren en el proceso de absorción se debe asegurar una pérdida de presión inferior a  $3,0 \cdot 10^{-2}$  mbar·l/s

Los pasos que se han seguido para determinar la velocidad de fugas se detallan a continuación:

- Instalación de un transductor de presión KELLER con un rango de medida entre 0 kPa y 200 kPa absolutos y una resolución de 5%.
- Realización del vacío en el circuito mediante la bomba de vacío.
- Registro de la presión a lo largo del tiempo para determinar la pérdida de presión de la planta piloto, expresada en mbar·l/s.

Después de repetir las dos etapas descritas anteriormente en varias ocasiones y eliminar las fugas detectadas, se logra una pérdida de presión en vacío de alrededor de  $2,5 \cdot 10^{-2}$  mbar·l/s. Este grado de estanqueidad se considera suficiente para iniciar la experimentación debido a que se considera poco viable lograr una estanqueidad mayor si se tiene en cuenta que en la bomba de solución y el compresor los fabricantes garantizan una pérdida de presión en vacío del orden de  $2,2 \cdot 10^{-2}$  mbar·l/s.



Aceptada la pérdida de presión en vacío en los circuitos de solución y lubricación de la planta piloto, se procede a realizar la conexión eléctrica y la instalación de la instrumentación que medirá las variables de la planta. En la Fig.5.1 se muestra la vista frontal de la planta piloto. En la figura se aprecian las conexiones hidráulicas, eléctricas y de instrumentación así como la disposición de los cada uno de los componentes.



**Fig.5. 1.** Vista frontal de la planta piloto.

Finalizado el trabajo de conexión eléctrica al cuadro principal de la planta piloto, se comprueba que el sentido de giro de las bombas de los circuitos de solución, agua absorbedor y, agua desorbedor es el correcto. Seguidamente se llenan de agua los circuitos secundarios, se purgan y, se ponen en funcionamiento las bombas para comprobar la circulación del agua en los circuitos.

Por último, se procede a realizar la carga del absorbente y del refrigerante en los circuitos de solución y lubricación. El procedimiento implementado para ello consta de los siguientes pasos:

*Paso 1.* Se realiza vacío en el circuito de solución.

*Paso 2.* Se calcula la cantidad de absorbente y refrigerante en función de la capacidad de los circuitos y de la concentración másica de trabajo. Se ha decidido en este caso realizar la carga para una concentración másica promedio del 37% en refrigerante (0,90 molar) debido a que de acuerdo con la simulación termodinámica del ciclo la

concentración molar de la solución rica es de 0,950 mientras que la concentración mínima de la solución pobre es de 0,850.

Paso 3. Se realiza la carga de 32 kg del absorbente PEGDME 500. Dicha carga se realiza a través de la válvula de purga situada en la parte superior del separador líquido-vapor. Con la ayuda de la bomba de solución, el absorbente es trasvasado al intercambiador de solución y al desorbedor.

Paso 4. Se realiza la carga de 19 kg de MeOH con una pureza del 99.98%. La carga se ha realizado a través de la válvula de purga situada a la salida del absorbedor.

Paso 5. Se homogeneiza la solución poniendo en marcha la bomba de solución.

Paso 6. Se realiza la carga del absorbente PEGDME 500 en el circuito de lubricación del compresor.

Paso 7. Se realiza vacío nuevamente en el circuito de solución hasta alcanzar la presión de vapor de la mezcla.

En este momento, la planta piloto está preparada para iniciar su puesta en marcha y comprobar así su funcionamiento. No obstante, antes de realizar la puesta en marcha se comprueba el funcionamiento del sistema de adquisición de datos y de la instrumentación instalada en la planta piloto.

### **5.3 – PUESTA EN MARCHA DE LA PLANTA PILOTO**

El objetivo de la puesta en marcha de la planta piloto es el de comprobar el funcionamiento de los lazos de control y, el sistema de adquisición de datos. Para esta primera puesta en marcha se han seleccionado los siguientes valores de consigna de las variables:

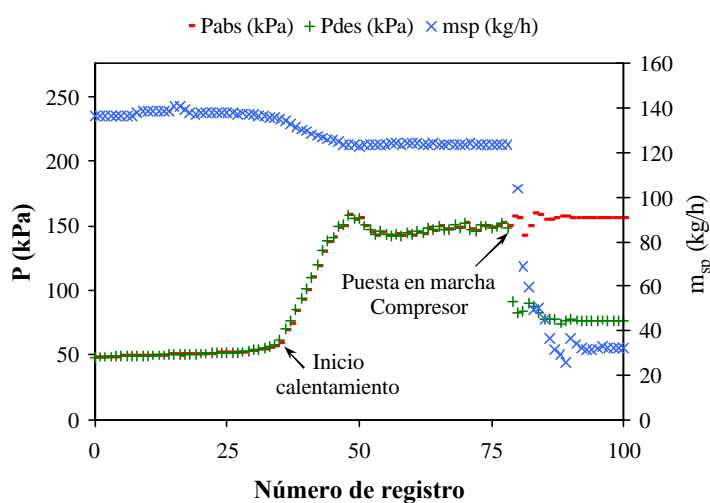
- Nivel del desorbedor: 80%.
- Temperatura de entrada del agua en el desorbedor,  $T_{eades} = 80^{\circ}\text{C}$ .
- Temperatura a la salida del agua en el absorbedor,  $T_{eaabs} = 105^{\circ}\text{C}$ .
- Caudal de solución pobre,  $m_{sp} = 130 \text{ kg/h}$ .
- Velocidad de rotación del compresor:  $1450 \text{ r.p.m.}$ .

Sin embargo, en esta primera puesta en marcha se han detectado algunas limitaciones que impiden que la planta piloto alcance algunos de los valores seleccionados en las variables. Por este motivo, se ha decidido evaluar los lazos de control y las variables registradas para determinar cuál o cuales son las causas que provocan el funcionamiento inadecuado de la planta piloto.

En la Fig.5.2 se muestran algunas de las variables registradas por el sistema de adquisición de datos durante las pruebas de puesta en marcha de la planta piloto. Las variables que se representan son: presión del absorbedor, presión del desorbedor y caudal másico de solución pobre. En la figura se observa como después de la puesta en marcha del compresor, la presión en el desorbedor disminuye hasta llegar a 70 kPa aproximadamente. Además, se muestra como el caudal másico de solución pobre disminuye hasta llegar a los 20 kg/h sin que se pueda alcanzar los 120 kg/h previstos por la simulación termodinámica.

Este comportamiento puede estar provocado por:

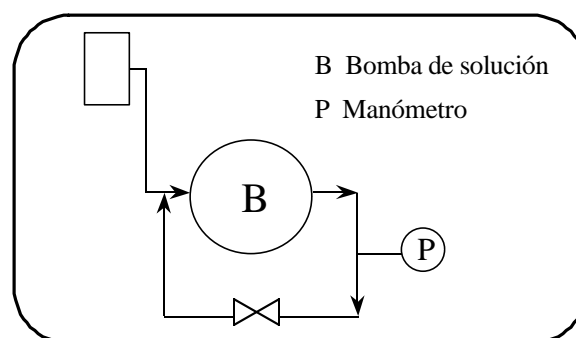
- Una fuga interna en el intercambiador de solución.
- Un funcionamiento inadecuado de la bomba de solución.



**Fig.5. 2.** Valores registrados durante la puesta en marcha en la presión del absorbedor ( $P_{abs}$ ), presión del desorbedor ( $P_{des}$ ) y caudal másico de solución pobre ( $m_{sp}$ ).

Para determinar cuál de las dos hipótesis expuestas anteriormente origina la limitación de caudal, se ha decidido en primer lugar comprobar el intercambiador de solución. Para ello, ha sido necesario extraer parte de la solución de la planta piloto para poder desmontar el intercambiador y comprobar si existe alguna fuga interna en el componente. La prueba consiste en someter a presión el circuito de solución pobre mientras que el circuito de solución rica se encuentra a presión atmosférica. Si la presión en el circuito presurizado disminuye, es evidente que existe la fuga; en caso contrario, no. La prueba de presión se ha realizado a 8 bar absoluto. Después de 4 horas, la presión continuaba siendo la misma por lo que se descarta una pérdida en el interior del intercambiador.

Puesto que la primera hipótesis ha sido descartada, se procede a evaluar la bomba de solución. Esta prueba ha consistido en medir la presión máxima generada por la bomba de solución a caudal cero encontrándose que sólo es capaz de alcanzar 200 kPa aproximadamente. Ante esta situación, se ha decidido desmontar la bomba de solución de la planta piloto e instalarla en un dispositivo en el que se ha dispuesto un manómetro para medir la presión de descarga de la bomba de solución y, una válvula desde la que se obtura la descarga de la bomba para inducir la pérdida de carga en el circuito mientras que la aspiración se mantiene a la presión atmosférica. En la Fig.5.3 se muestra un esquema del dispositivo descrito anteriormente.



**Fig.5. 3.** Esquema del dispositivo construido para determinar la presión de descarga de la bomba de solución.

En primer lugar se ha evaluado la posibilidad de que hubiese una fuga en la válvula de seguridad interna de la bomba. Para ello, se ha anulado la válvula y se ha puesto en marcha la bomba. Seguidamente, se ha cerrado la válvula del circuito para inducir la pérdida de carga, obteniéndose aproximadamente el mismo valor registrado anteriormente (200 kPa).

Como el resultado ha sido el mismo que el obtenido en la primera prueba realizada en la bomba, el siguiente paso ha sido revisar la tolerancia entre los engranajes y la carcasa de la bomba. Después de consultar con el fabricante, este comenta que la forma de realizar dicha comprobación es completamente experimental. Es decir, que se deben ajustar los tornillos de fijación de la carcasa hasta que se obtengan los valores de presión de descarga. Para una primera prueba, se han realizado tres giros completos en los tornillos y se ha puesto en marcha la bomba. Al cerrar la válvula, se ha observado que la presión ha aumentado hasta alcanzar los 400 kPa. A la vista de los resultados, se ha decidido instalar nuevamente la válvula de seguridad y seguir con el procedimiento de ajuste de los tornillos de fijación de la carcasa hasta alcanzar la presión de descarga de 1000 kPa. Para esta presión de descarga el caudal registrado ha sido de 150 kg/h aproximadamente. Finalizado este procedimiento, la bomba es instalada en la planta piloto, se realizan nuevamente las pruebas de estanqueidad y, se procede a la carga de la solución tal y como se ha descrito en el apartado anterior.

Una vez solucionado los problemas en la bomba de solución, se vuelve a poner en marcha la planta piloto fijando las mismas condiciones de operación descritas al inicio de este apartado. Sin embargo, después de realizar varios intentos de puesta en marcha, la planta piloto continúa sin alcanzar las condiciones de operación previstas en la simulación termodinámica del ciclo. Ante esta situación, se comprueba el funcionamiento de cada uno de los lazos de control dispuestos en la planta piloto y el resultado de las variables medidas y calculadas.

### 5.3.1 – Funcionamiento de la estrategia de control y variables registradas por el sistema de adquisición de datos

#### 5.3.1.1 – Nivel del desorbedor

Durante las pruebas de puesta marcha de la planta piloto el control del nivel del desorbedor ha mostrado un comportamiento satisfactorio en todo momento tal y como se observa en la Fig.5.4. El punto de consigna del nivel se ha fijado en el 80% y, en la figura se observa como la válvula de expansión es capaz de regular el nivel del desorbedor en buenas condiciones.

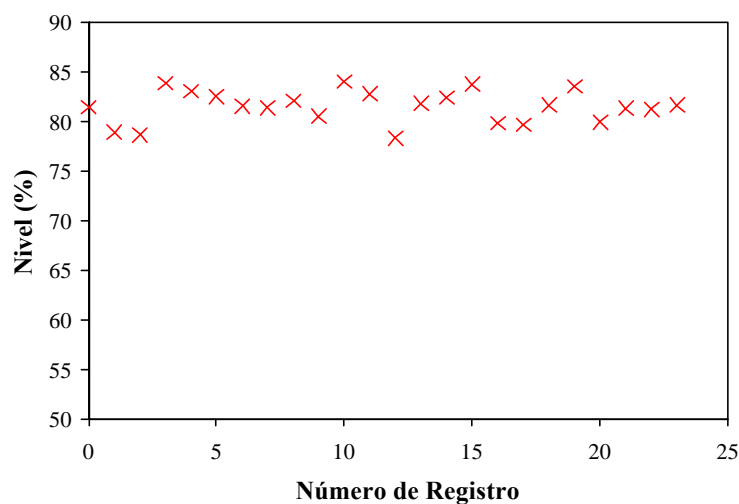
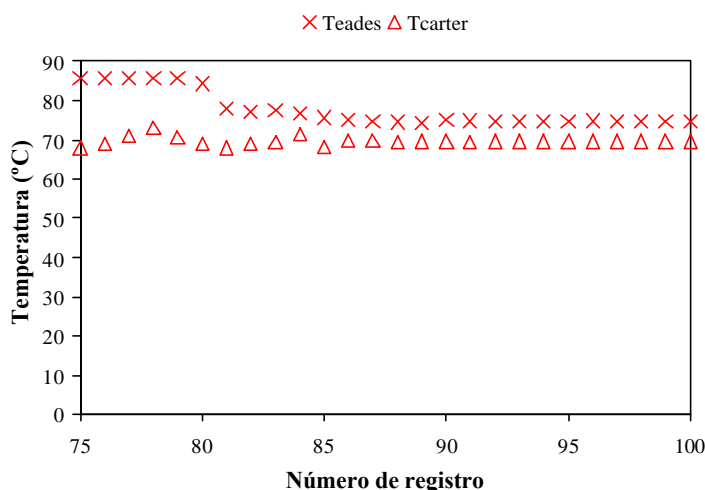


Fig.5. 4. Valores registrados durante la puesta en marcha para el nivel del desorbedor.

#### 5.3.1.2 – Temperatura del agua a la entrada del desorbedor y temperatura del cárter del compresor

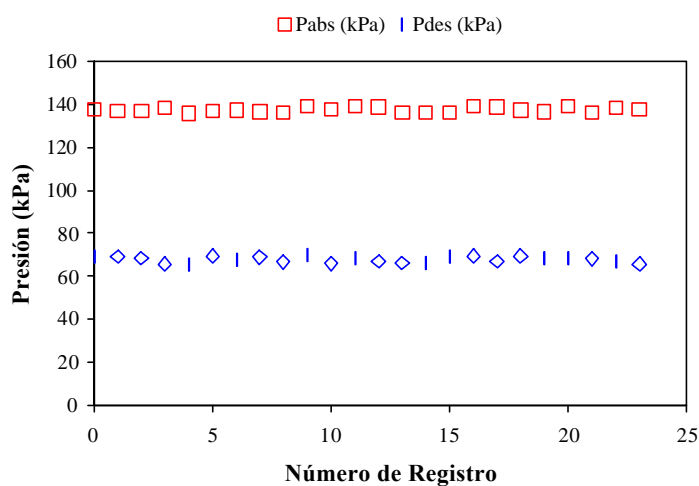
La temperatura del agua a la entrada del desorbedor y la temperatura del cárter del compresor muestran un comportamiento satisfactorio tal y como se observa en la Fig.5.5. Los valores de consigna asignados han sido de 80°C y 70°C respectivamente.



**Fig.5. 5.** Valores registrados durante la puesta en marcha para la temperatura a la entrada del desorbedor ( $T_{eades}$ ) y para la temperatura del cárter del compresor ( $T_{carter}$ ).

### 5.3.1.3 – Presión del absorbedor y desorbedor

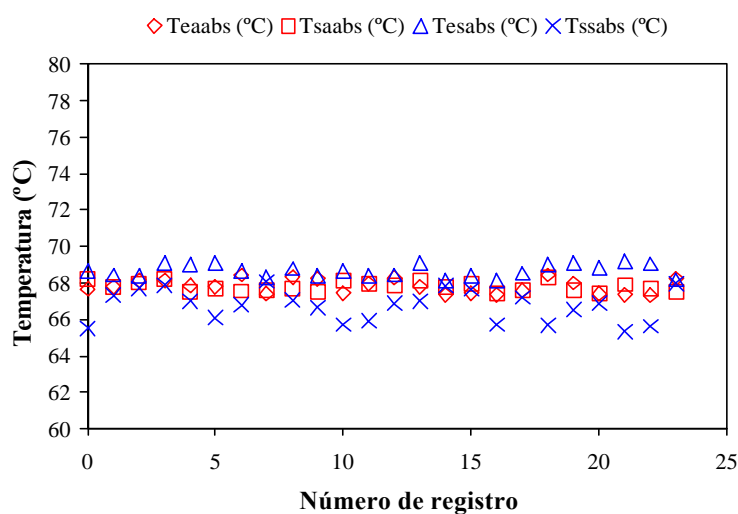
Al igual que las variables anteriores, la presión en el absorbedor y en el desorbedor también muestran un comportamiento estable como se muestra en la Fig.5.6. Sin embargo, se observa como las presiones de trabajo tanto en el desorbedor como en el absorbedor son inferiores a los valores previstos en la simulación termodinámica del ciclo. Como se observa en la figura, la relación de compresión que se ha alcanzado es sólo de 2.



**Fig.5. 6.** Valores registrados durante la puesta en marcha para la presión en el absorbedor y, desorbedor.

### 5.3.1.4 – Temperaturas de entrada y salida del agua y, la solución en el absorbedor

En la fig.5.7 se representan las temperaturas de entrada y salida tanto del agua como de la solución en el absorbedor. En la figura se observa que no hay diferencia entre las temperaturas de entrada y salida del agua. Por lo tanto, no se está generando calor en el absorbedor por lo que la temperatura del agua alcanza los mismos valores que la temperatura de la solución.



**Fig.5. 7.** Valores registrados durante la puesta en marcha para las temperaturas a la entrada y salida del agua y solución en el absorbedor.

A la vista de los resultados y viendo que en la planta piloto no se han alcanzado los niveles de presión y las prestaciones térmicas esperadas, se ha procedido al análisis de cada uno de sus componentes.

### 5.3.2 – Análisis del comportamiento de los componentes de la planta piloto

Para analizar cada uno de los componentes de la planta piloto, se ha desarrollado un procedimiento de cálculo en el programa EES. Este procedimiento determina los parámetros de transferencia de masa y calor en cada uno de los componentes de la planta piloto y además calcula las variables que no han podido ser registradas por el



sistema de adquisición de datos tales como: la concentración del refrigerante, el caudal de solución rica, el caudal de refrigerante y, la densidad del refrigerante.

### 5.3.2.1 – Procedimiento de cálculo para el análisis del comportamiento de los componentes de la planta piloto

A continuación, se describe el procedimiento de cálculo del programa desarrollado:

- *Variables de entrada:* son todas las variables registradas y las características geométricas de los intercambiadores de calor. Las variables registradas se enumeran a continuación:

Intercambiador de solución: temperatura de entrada de la solución pobre ( $T_{espiss}$ ), temperatura de salida de la solución pobre ( $T_{sspiss}$ ), temperatura de entrada de la solución rica ( $T_{esriss}$ ), temperatura de salida de la solución rica ( $T_{ssriss}$ ), densidad de la solución pobre ( $\rho_{sp}$ ), densidad de la solución rica ( $\rho_{sr}$ ), caudal másico de solución pobre ( $m_{sp}$ ), área del intercambiador ( $A_{iss}$ ), número de placas ( $N_{iss}$ ).

Desorbedor: caudal másico del agua ( $m_{des}$ ), temperatura de entrada del agua ( $T_{eades}$ ), temperatura de salida del agua ( $T_{sades}$ ), temperatura de entrada de la solución ( $T_{esdes}$ ), presión ( $P_{des}$ ), área del intercambiador ( $A_{des}$ ), número de placas ( $N_{des}$ ).

Absorbedor: caudal másico del agua ( $m_{abs}$ ), temperatura de entrada del agua ( $T_{eaabs}$ ), temperatura de salida del agua ( $T_{saabs}$ ), temperatura de entrada de la solución ( $T_{esabs}$ ), presión ( $P_{abs}$ ), área del intercambiador ( $A_{abs}$ ), número de placas ( $N_{abs}$ ).

Compresor: temperatura de entrada ( $T_{ecomp}$ ), temperatura de salida ( $T_{scomp}$ ), potencia eléctrica ( $W_{elecomp}$ ), temperatura del cárter ( $T_{carter}$ ).

Intercambiador de lubricación: caudal másico del agua ( $m_{ag}$ ), temperatura de entrada del agua ( $T_{eail}$ ), temperatura de salida del agua ( $T_{sail}$ ).

Parámetros de los intercambiadores de calor: los tres parámetros a tener en cuenta para el cálculo son: área de paso por canal ( $A_p$ ), diámetro equivalente ( $D_e$ ) y ángulo de corrugación.

El área de paso por canal se obtiene mediante la expresión:

$$A_p = (HPCD + D + 0,015) \cdot (P_T - e) \quad (\text{Ec. 5.1})$$

donde:

*HPCD:* distancia horizontal entre el centro de los puertos de conexión. Para el caso del CB76 este valor es de  $92 \cdot 10^{-3}$  m

$D$ : diámetro del puerto de conexión, que en este caso es de  $52 \cdot 10^{-3}$  m

$P_T$ : Pitch entre placas, que en este caso es de  $2,5 \cdot 10^{-3}$  m

$e$ : espesor de la placa, que en este caso es de  $0,4 \cdot 10^{-3}$  m

El diámetro equivalente se calcula usando la expresión:

$$D_e = \frac{2 \cdot (P_T - e)}{\Phi} \quad (\text{Ec. 5.2})$$

donde:

$$\Phi = \frac{A_i}{A_{pp}} \quad (\text{Ec. 5.3})$$

$A_i$ : área de intercambio de la placa,  $\text{m}^2$ .

$A_{pp}$ : área proyectada de la placa,  $\text{m}^2$ .

Para las placas de corrugación Chevron,  $\phi$  es un valor que oscila entre 1,15 y 1,20.

Normalmente cuando se desconoce el valor se toma 1,17.

- *Funciones externas*: se han definido varias funciones que permiten calcular algunas variables utilizadas en los balances de materia y energía y, en el cálculo de propiedades termofísicas.

Función Tk(T): convierte los grados Celsius en Kelvin.

Función W(X): convierte la concentración molar en másica.

Función X( $\rho$ , T): calcula la concentración molar de la solución a partir de la densidad y la temperatura. La correlación utilizada ha sido propuesta por Salavera, Esteve y Coronas (2003).

Función  $\mu$ (T), Pr(T), k(T): calcula las propiedades de viscosidad dinámica, el número Prandtl y la conductividad térmica del agua.

- *Ecuaciones utilizadas en el desorbedor y absorbedor*

Potencia térmica intercambiada

$$Q = m \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (\text{Ec. 5.4})$$

donde:

$Q$ : potencia térmica, kW

$m$ : caudal másico del agua, kg/s

$C_p$ : capacidad calorífica del agua, kJ/kg·K

$\Delta T$ : diferencia de temperaturas del agua en el intercambiador, °C.

Diferencia de temperaturas logarítmica media

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_1 - T_2) - (T_3 - T_4)}{LN\left(\frac{T_1 - T_2}{T_3 - T_4}\right)} \quad (\text{Ec. 5.5})$$

donde:

Desorbedor

$T_1$ : temperatura de salida del agua,  $T_{sades}$ .

$T_2$ : temperatura de salida de la solución,  $T_{ecomp}$ .

$T_3$ : temperatura de entrada del agua,  $T_{eades}$ .

$T_4$ : temperatura de entrada de la solución,  $T_{esrdes}$ .

Absorbedor

$T_1$ : temperatura de salida de la solución,  $T_{esriss}$ .

$T_2$ : temperatura de entrada del agua,  $T_{eaabs}$ .

$T_3$ : temperatura de entrada de la solución,  $T_{esabs}$ .

$T_4$ : temperatura de salida del agua,  $T_{saabs}$ .

Coefficiente global de transferencia de calor

$$U = \frac{Q}{A \cdot \Delta T_{LM}} \quad (\text{Ec. 5.7})$$

donde:

$Q$ : potencia térmica generada en el intercambiador, kW

$A$ : área efectiva de intercambio de calor,  $m^2$

$\Delta T_{LM}$ : diferencia de temperatura logarítmica media, K

Balance de materia del refrigerante

$$m_{sp} \cdot W(X_{sp}) + m_{ref} \cdot W(Y_{ref}) = m_{sr} \cdot W(X_{sr}) \quad (\text{Ec. 5.8})$$

Balance de materia global

$$m_{sp} + m_{ref} = m_{sr} \quad (\text{Ec. 5.9})$$

Eficiencia térmica del intercambiador

$$e = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (\text{Ec. 5.10})$$

donde:

$Q$ : potencia térmica intercambiada

$Q_{max}$ : potencia máxima que pueden intercambiar las dos corrientes.

Viscosidad del agua

$$\mathbf{m} = f(T) \quad (\text{Ec. 5.11})$$

donde:

$T$ : temperatura media del agua en el intercambiador, °C.

Número de Reynolds

$$\text{Re} = \frac{m \cdot D_e}{\frac{N-1}{2} \cdot A_p \cdot \mathbf{m}} \quad (\text{Ec. 5.12})$$

Número de Prandtl

$$\text{Pr} = f(T) \quad (\text{Ec. 5.13})$$

donde:

$T$ : temperatura media del agua en el intercambiador, °C.

Número de Nusselt

$$\text{Nu} = C \cdot \text{Re}^b \cdot \text{Pr}^{1/3} \quad (\text{Ec. 5.14})$$

donde:

$C$  y  $b$ : son constantes que dependen del régimen del fluido y del tipo de corrugación. Las correlaciones utilizadas para este tipo de intercambiadores en fluidos sin cambio de fase han sido publicadas por Taborek (1988). Para un ángulo de corrugación de 60° y,  $20 < \text{Re} < 400$  los valores utilizados son:  $C=0,306$  y  $b=0,529$ .

Conductividad térmica del agua

$$k = f(T) \quad (\text{Ec. 5.15})$$

donde:

$T$ : temperatura media del agua en el intercambiador, °C.

Coefficiente local de transferencia de calor (lado agua)

$$h_a = \frac{\text{Nu} \cdot k}{D_e} \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \quad (\text{Ec. 5.16})$$

Coefficiente local de transferencia de calor (lado solución)

$$h_s = \frac{1}{\frac{1}{U} - \frac{1}{h_{agu}} - \frac{e}{k_p}} \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \quad (\text{Ec. 5.17})$$

donde:

$k_p$ : conductividad térmica de la placa de acero AISI 316. En este caso se toma 16,4 W/m<sup>2</sup>·K.

- Ecuaciones utilizadas en el intercambiador de solución

Potencia térmica

$$Q = m_{sp} \cdot (h_{ssp} - h_{esp}) \quad (\text{Ec. 5.18})$$

donde:

$h_{esp}$ : entalpía de la solución pobre a la entrada del intercambiador, kJ/kg.

$h_{ssp}$ : entalpía de la solución pobre a la salida del intercambiador, kJ/kg.

Entalpía de la solución

$$h = f(X_i, T_i) \quad (\text{Ec. 5.19})$$

donde:

$X_i$ : concentración molar de la solución pobre.

$T_i$ : temperatura a la entrada de la solución pobre.

Diferencia de temperaturas logarítmica media

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{esriss} - T_{sspiss}) - (T_{ssriss} - T_{espiss})}{LN \left( \frac{T_{esriss} - T_{sspiss}}{T_{ssriss} - T_{espiss}} \right)} \quad (\text{Ec. 5.20})$$

Coefficiente global de transferencia de calor

$$U = \frac{Q}{A \cdot \Delta T_{LM}} \quad (\text{Ec. 5.22})$$

Eficiencia térmica

$$e = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (\text{Ec. 5.23})$$

- Ecuaciones utilizadas en el compresor

Potencia de compresión

$$W_{comp} = \frac{n}{n-1} \cdot m_{ref} \cdot \frac{P_{des}}{r_{ref}} \cdot \left[ \left( \frac{P_{abs}}{P_{des}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (\text{Ec. 5.24})$$

donde:

$n$ : índice politrópico y se obtiene de la ecuación:

$$\frac{T_{scomp}}{T_{ecomp}} = \left( \frac{P_{abs}}{P_{des}} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (\text{Ec. 5.25})$$

Rendimiento de compresión

$$h_{comp} = \frac{W_{comp}}{W_{elecomp}} \quad (Ec. 5.26)$$

Potencia térmica en el intercambiador del circuito de lubricación

$$Q = m_{agua} \cdot C_p \cdot (T_{sail} - T_{eail}) \quad (Ec. 5.27)$$

**5.3.2.2 – Análisis del comportamiento del desorbedor**

El análisis del comportamiento del desorbedor se ha realizado a partir de los datos experimentales registrados por el sistema de adquisición de datos. Para ello, se han determinado el coeficiente global de transferencia de calor, el coeficiente local de transferencia de calor del proceso de desorción y, la potencia térmica intercambiada en este componente. En la tabla 5.1 se muestran los resultados para el desorbedor.

**Tabla 5. 1.** Análisis del comportamiento del desorbedor.

$T_{eades}$ (°C)	$T_{sades}$ (°C)	$T_{esdes}$ (°C)	$T_{ssdes}$ (°C)	$X_{sp}$ (mol)	$X_{sr}$ (mol)	$m_{sr}$ (kg/h)	$Q_{des}$ (kW)	$U$ (W/m <sup>2</sup> ·K)	$h_{sdes}$ (W/m <sup>2</sup> ·K)
76,8	72,3	60,4	64,3	0,815	0,910	110	7,65	151,9	165,4

En la tabla se observa que el valor del coeficiente global de transferencia de calor obtenido experimentalmente es de 151 W/m<sup>2</sup>·K mientras que el valor obtenido durante el proceso de selección del componente ha sido de 328 W/m<sup>2</sup>·K. Esta diferencia se debe al valor del coeficiente local de transferencia de calor del proceso de desorción. No obstante, la potencia térmica intercambiada de 7,7 kW también se encuentra por debajo de los 12,2 kW aproximadamente previstos durante la selección de este componente.

Otro aspecto importante a tener en cuenta es el caudal de vapor generado. Realizando el balance de materia global y de refrigerante se encuentra que el caudal de vapor generado es de 29,6 kg/h mientras que en la simulación termodinámica del ciclo el valor previsto era de 46,8 kg/h. Además, en la tabla también se observa que la concentración molar en refrigerante de la solución rica es de 0,910 frente a los 0,950 previstos en la simulación termodinámica del ciclo. Sin embargo, estos datos coinciden con los datos

de equilibrio ya que si se calculan las temperaturas de saturación a la entrada y salida de la solución con la concentración molar y la presión, se obtiene que la temperatura de solución a la entrada es de 59,3°C y la temperatura a la salida es de 63,2°C. Al comparar estos valores con los obtenidos experimentalmente se concluye que la solución tanto a la entrada como a la salida del intercambiador se encuentra en equilibrio termodinámico con la concentración de la solución y la presión del desorbedor.

### 5.3.2.3 – Análisis del comportamiento del absorbedor

Al igual que en el desorbedor, el análisis del comportamiento del absorbedor se ha realizado a partir de los datos registrados por el sistema de adquisición de datos. Los resultados de este componente se muestran en la tabla 5.2.

**Tabla 5. 2.** Análisis del comportamiento del absorbedor.

$P_{abs}$ (kPa)	$T_{eaabs}$ (°C)	$T_{saabs}$ (°C)	$T_{esabs}$ (°C)	$T_{ssabs}$ (°C)	$\Delta T_{LM}$ (K)	$X_{sp}$ (mol)	$X_{sr}$ (mol)	$T_{sspiss}$ (°C)	$m_{sr}$ (kg/h)
137,8	67,3	67,4	69,1	68,3	1,6	0,815	0,910	66,7	110

El primer hecho destacable es que la presión registrada durante la experimentación sólo ha alcanzado 137,8 kPa. Teniendo en cuenta este valor de presión y la concentración molar, la temperatura de equilibrio del fluido de trabajo es de 77°C aproximadamente. El valor registrado para esta temperatura es de 68,3°C por lo que en este componente hay un subenfriamiento de la solución de 9°C aproximadamente. Además, la simulación termodinámica del ciclo muestra que la concentración molar de la solución a la salida del absorbedor debe ser de 0,950 mientras que el valor experimental es de 0,910. Desde el punto de vista de la presión, el valor previsto por la simulación es de alrededor de 430 kPa frente a los 137 kPa obtenidos experimentalmente. Con esta presión no es posible alcanzar una concentración de 0,950. Además, en la tabla se observa que no hay incremento en la temperatura del circuito del agua por lo que la potencia intercambiada en el absorbedor es nula y por tanto, se puede afirmar que no hay absorción de vapor.

Hay que destacar, que en la simulación termodinámica del ciclo se parte de la hipótesis de que la solución a la salida del absorbedor se encuentra en condiciones de saturación mientras que experimentalmente se ha encontrado un subenfriamiento de la solución de 9°C. Este subenfriamiento puede estar originado por una distribución no uniforme de la solución en el interior de los canales finales del intercambiador, lo que dificultaría la llegada del vapor a la parte final del absorbedor.

#### 5.3.2.4 – *Análisis del comportamiento del compresor y circuito de lubricación*

En el análisis del comportamiento del absorbedor se ha visto que la presión de operación en este componente es muy baja. Este hecho está directamente relacionado con el comportamiento del compresor. En la tabla 5.3 se muestran los resultados de las variables que se utilizan para el análisis del compresor.

**Tabla 5. 3.** Análisis del comportamiento del compresor y circuito de lubricación.

PR	T <sub>ecomp</sub> (°C)	T <sub>scomp</sub> (°C)	M <sub>ref</sub> (kg/h)	W <sub>eleccomp</sub> (kW)	W <sub>comp</sub> (kW)	n	h <sub>comp</sub>	Q <sub>il</sub> (kW)
2,1	65,3	71,5	29,6	4,9	0,36	1,03	0,07	7,3

En la tabla se muestra que durante la puesta en marcha la relación de compresión PR no ha superado el valor de 2,1 mientras que la simulación termodinámica mostraba que dicho valor debería ser 4,5 aproximadamente. Estos resultados demuestran el pobre funcionamiento de este componente.

Si se analiza el circuito de lubricación se observa que el valor de la potencia térmica suministrada en el desorbedor es prácticamente igual al calor intercambiado por el circuito de lubricación. Puesto que el calor rechazado para mantener la temperatura del cárter es de 7,3 kW, la causa más probable que provoca este comportamiento sea la condensación del refrigerante en el interior del compresor. De hecho, si se toma el valor del caudal de refrigerante calculado y se multiplica por su calor latente, se encuentra que el calor necesario para provocar la condensación es de aproximadamente 6,9 kW.



Esta condensación detectada induce a una reducción de la viscosidad cinemática y por tanto, afecta directamente: la estanqueidad de la cámara formada entre las paletas del compresor y, la eficiencia del separador del lubricante. Para comprobar esta hipótesis, se han tomado varias muestras del circuito de lubricación y se les ha medido su densidad en un densímetro de tubo vibrante. El procedimiento experimental para determinar la densidad se encuentra explicado en el anexo A. Los resultados se muestran en la tabla 5.4.

**Tabla 5. 4.** Valores de la densidad en el circuito de lubricación medidos a 30°C.

<b>t (hr)</b>	<b><math>\rho</math> (kg/m<sup>3</sup>)</b>	<b>X (molar)</b>
2	977,98	0,860
3	947,95	0,910
4	822,50	0,990

Como se observa en la tabla, los resultados demuestran que existe un proceso de condensación en el interior del compresor debido a que a medida que transcurre el tiempo de funcionamiento de la planta piloto, el valor de la concentración del refrigerante en el interior del circuito de lubricación aumenta.

La causa más probable que provoca la condensación del refrigerante en el interior del compresor es el funcionamiento casi isotérmico del mismo. La compresión se realiza prácticamente a la temperatura del cárter del compresor. De acuerdo con los datos registrados, la presión en el absorbedor es de 137,8 kPa. La temperatura de saturación para este valor de presión es de 72°C aproximadamente mientras que la temperatura a la salida del compresor es de 71,5°C. Si se calcula el índice politrópico para este proceso, se obtiene que  $n=1,03$ . Este valor indica que el proceso de compresión tiende más hacia un proceso isotérmico por lo que la opción más viable es aumentar la temperatura de funcionamiento en el cárter.

Ante estos resultados y, teniendo en cuenta el requerimiento de viscosidad recomendado por el fabricante del compresor de 7 mm<sup>2</sup>/s, no es posible aumentar la temperatura de funcionamiento en el cárter del compresor utilizando el PEGDME 500 como lubricante

debido a que su viscosidad cinemática sería inferior a los 7 mm<sup>2</sup>/s. Por tanto, se ha renunciado a utilizar el mismo fluido como absorbente y lubricante. Dado que el objetivo de la tesis planteado inicialmente incide en la utilización de un lubricante que no interfiera en el proceso de absorción, se ha optado por utilizar un lubricante de la misma familia de los n-EGDME de cadena más larga que impida la condensación del refrigerante en el interior del compresor y, que además cumpla con el valor recomendado de viscosidad cinemática.

Partiendo del hecho que el compresor seleccionado tiende hacía una compresión a la temperatura del cárter y, que el valor de presión en el absorbedor previsto por la simulación termodinámica varía entre 590 kPa y 980 kPa, la temperatura de operación en el cárter del compresor debe oscilar entre 100°C y 120°C. Entre los productos que se pueden utilizar como lubricantes están: PEGDME 1000, PEGDME 1500 y PEGDME 2000. En la tabla 5.5 se muestran los valores de viscosidad y la temperatura de solidificación de los productos mencionados anteriormente.

**Tabla 5. 5.** Valores de viscosidad y temperatura de solidificación para el PEGDME 1000, PEGDME 1500 y PEGDME 2000.

<b>Propiedad\Producto</b>	<b>PEGDME 1000</b>	<b>PEGDME 1500</b>	<b>PEGDME 2000</b>
Temperatura de. Solidificación	36°C	45°C	50°C
Viscosidad a 100°C	11 mm <sup>2</sup> /s	22 mm <sup>2</sup> /s	30 mm <sup>2</sup> /s

Como se observa en la tabla, el PEGDME 1000 tiene la ventaja de que su temperatura de solidificación es de 36°C, pero tiene la desventaja que a 100°C el valor de viscosidad es de 11 mm<sup>2</sup>/s. En el caso del PEGDME 2000, la viscosidad es una ventaja puesto que a 100°C, su viscosidad es de 30 mm<sup>2</sup>/s. Sin embargo, su desventaja se encuentra en la temperatura de solidificación, la cuál es de 50°C. Finalmente, está el PEGDME 1500, cuyas propiedades se encuentran entre las del PEGDME 1000 y PEGDME 2000. Puesto que las temperaturas de operación en el cárter deben oscilar entre 100°C y 120°C, se ha seleccionado el PEGDME 1500 como lubricante.

Hay que destacar que el lubricante seleccionado hace necesaria la instalación de un sistema de precalentamiento en todo el circuito de lubricación para disminuir la viscosidad cinemática del lubricante durante su puesta en marcha.

Reemplazado el lubricante, se ha procedido a la puesta en marcha de la planta piloto. Además, durante la realización de los diferentes ensayos, se han tomado muestras del circuito de lubricación con el objetivo de medir su densidad y comprobar si continúa la condensación en el interior del compresor. Los resultados han mostrado que no hay indicios de condensación en el interior del circuito tal y como se puede observar en la tabla 5.6.

**Tabla 5. 6.** Valores de viscosidad cinemática del PEGDME 1500 del circuito de lubricación medidos a 70°C

<b>t (hr)</b>	<b><math>\nu</math> (mm<sup>2</sup>/s)</b>
0	72,1
1	71,8
3	71,9
5	71,7

Además, para constatar que efectivamente no existe acumulación de refrigerante en el circuito de lubricación, se ha extraído una muestra del circuito de lubricación y se ha sometido a una prueba de evaporación a una temperatura de 120°C. El resultado de dicha prueba permite afirmar que no existe acumulación del refrigerante en el circuito debido a que el peso de la muestra antes y después del proceso de evaporación ha sido de 943 gr aproximadamente.

## **5.4 – EXPERIMENTACIÓN Y ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DE LA PLANTA PILOTO**

Después de realizar la puesta en marcha de la planta piloto y, solucionado los problemas de la bomba de solución y compresor, se han realizado una serie de ensayos para evaluar el comportamiento de la planta piloto.

Estas pruebas han sido realizadas teniendo en cuenta tres parámetros que a priori deben afectar el funcionamiento de la planta piloto: el caudal de solución pobre, la velocidad de rotación del compresor y, la temperatura de activación de la fuente de calor. El objetivo de esta experimentación es determinar, a partir de las variables registradas por el sistema de adquisición de datos la eficacia de la planta piloto, la temperatura de revalorización y, además los diferentes parámetros de funcionamiento en cada uno de los componentes tales como: potencia térmica, coeficiente global de transferencia de calor, coeficiente local de transferencia de calor en los procesos de absorción y desorción, eficiencia térmica de los intercambiadores, rendimiento de compresión, potencia de compresión e índice politrópico de compresión.

Durante los experimentos, la temperatura del cárter en el compresor se ha fijado en 110°C aproximadamente debido a que a esta temperatura, la viscosidad cinemática del lubricante utilizado es de 11 mm<sup>2</sup>/s, la cual se encuentra dentro de los valores recomendados por el fabricante del compresor. A continuación se detallan cada una de las pruebas llevadas a cabo en la planta piloto.

### ***5.4.1 – Influencia del caudal de solución pobre***

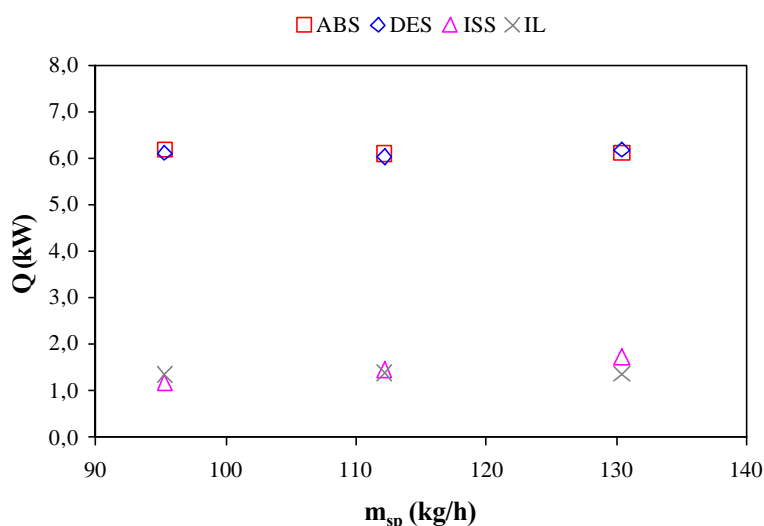
Para estudiar la influencia del caudal de solución pobre en el comportamiento de la planta piloto, además de la temperatura del cárter, se han fijado las siguientes variables de consigna:

- Nivel del Desorbedor: 80%.
- Temperatura de entrada del agua al desorbedor,  $T_{eades} = 80^{\circ}\text{C}$ .
- Temperatura a la entrada del agua en el absorbedor,  $T_{eaabs} = 95^{\circ}\text{C}$ .
- Caudal de solución pobre,  $m_{sp} = 95,3 \text{ kg/h} - 112,2 \text{ kg/h} - 130,4 \text{ kg/h}$ .
- Velocidad de rotación del compresor:  $1450 \text{ r.p.m.}$ .

La regulación del caudal se ha realizado mediante una válvula de *by-pass* instalada en el circuito de solución pobre. El registro de los datos en cada ensayo ha sido realizado a partir de que la planta llegase al estado estacionario y el período de registro ha tenido una duración de 1 hora aproximadamente. Los datos se han tomado cada 3 minutos pero para facilitar su visualización, se representan los valores medios obtenidos durante la experimentación.

#### 5.4.1.1 – Potencia térmica del absorbedor, desorbedor, intercambiador de solución e intercambiador del circuito de lubricación

La Fig. 5.8 representa la potencia térmica en el absorbedor  $Q_{abs}$ , desorbedor  $Q_{des}$ , intercambiador de solución  $Q_{iss}$  e intercambiador del circuito de lubricación  $Q_{il}$  en función del caudal de solución pobre.



**Fig.5. 8.** Potencia térmica en el absorbedor, desorbedor, intercambiador de solución e intercambiador del circuito de lubricación en función del caudal másico de solución pobre.

Como se observa en la figura, la potencia térmica tanto en el absorbedor como en el desorbedor se mantiene constante en 6 kW aproximadamente en ambos casos. En el caso del intercambiador del circuito de lubricación, se mantiene constante en 1,4 kW mientras que en el intercambiador de solución aumenta al aumentar el caudal de solución desde 1,2 kW hasta 1,8 kW.

En el caso del absorbedor, la potencia térmica de 6 kW es el 42% de la potencia térmica prevista en la simulación termodinámica del ciclo. Al comparar los valores registrados para el caudal de refrigerante, se encuentra que éste se mantiene constante en 23 kg/h aproximadamente. Este valor es aproximadamente la mitad del caudal que es necesario para generar los 15 kW de potencia en este componente.

En el caso del desorbedor, el comportamiento es similar al del absorbedor. La potencia térmica intercambiada ha sido de 6 kW, aproximadamente un 50% del valor previsto por la simulación termodinámica del ciclo. Como se ha mencionado anteriormente, el caudal generado de refrigerante es la mitad del valor previsto.

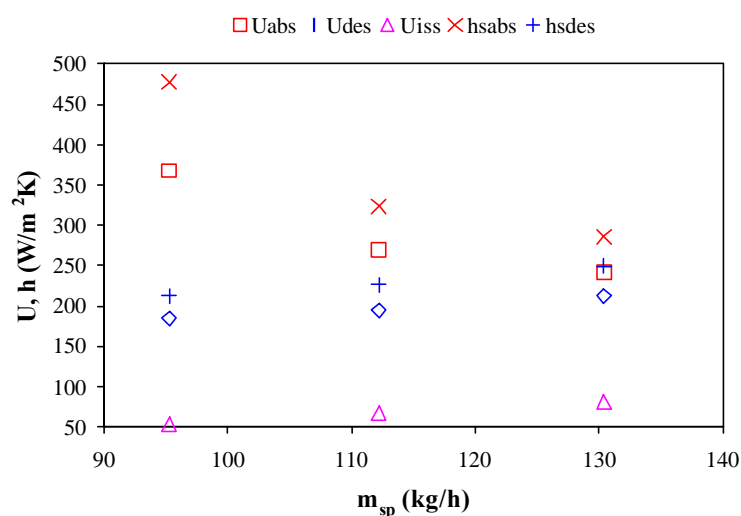
En el caso del intercambiador de solución, el incremento de la potencia térmica al aumentar el caudal de solución pobre se debe a que al aumentar el caudal de solución pobre aumenta también el caudal de solución rica y por consiguiente, aumentan los coeficientes locales de transferencia de calor y por lo tanto, el coeficiente global de transferencia de calor. Sin embargo, en este componente también se detecta que la potencia intercambiada es menor a la prevista en la simulación termodinámica del ciclo. Esto se explica por el salto térmico de la solución. Experimentalmente, se ha obtenido un salto térmico de 25°C mientras que en la simulación el valor obtenido era de 37°C.

En el caso del intercambiador del circuito de lubricación, se observa que la potencia térmica intercambiada se mantiene constante en 1,4 kW aproximadamente.

Los resultados obtenidos muestran que no es posible controlar la potencia térmica del absorbedor con el caudal de solución debido a que ésta se mantiene constante.

### 5.4.1.2 – Coeficiente global de transferencia de calor en el absorbedor, desorbedor e intercambiador de solución y coeficiente local de transferencia de calor de los procesos de absorción y desorción.

La Fig.5.9 representa los coeficientes globales de transferencia de calor en el absorbedor  $U_{abs}$ , desorbedor  $U_{des}$  e intercambiador de solución  $U_{iss}$  así como el coeficiente local de transferencia de calor de los procesos de absorción  $h_{sabs}$  y desorción  $h_{sdes}$  en función del caudal de solución pobre.



**Fig.5. 9.** Coeficiente global de transferencia de calor en el absorbedor, desorbedor e intercambiador de solución y, coeficiente local de transferencia de calor de los procesos de absorción y desorción en función de la solución pobre.

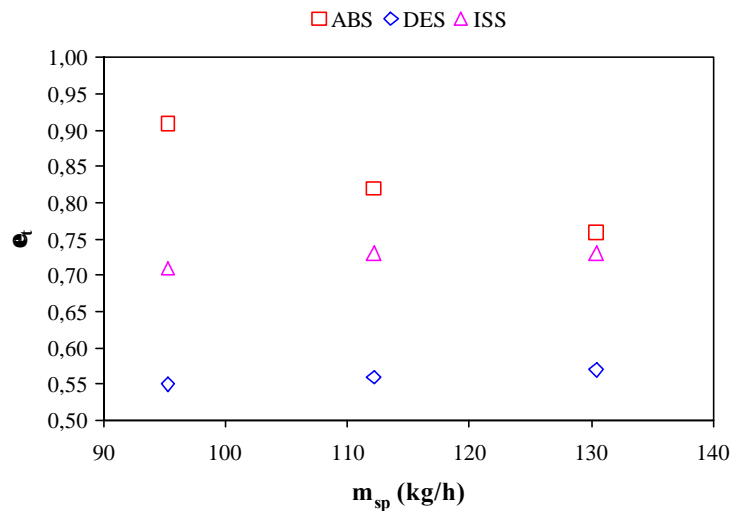
Como se observa en la figura, el valor del coeficiente global en los tres intercambiadores depende del caudal de solución pobre. En el caso del absorbedor, el coeficiente global de transferencia de calor disminuye desde 367 W/m<sup>2</sup>·K a 95,3 kg/h hasta 242 W/m<sup>2</sup>·K a 130 kg/h. Esta disminución en el coeficiente global está directamente relacionada con la disminución del coeficiente local de transferencia de calor del proceso de absorción, el cual cambia desde 477 W/m<sup>2</sup>·K hasta 286 W/m<sup>2</sup>·K tal y como se muestra en la figura. Durante estos ensayos, el caudal del agua se ha mantenido constante en 1100 kg/h aproximadamente y por tanto, el coeficiente local de transferencia de calor en el agua se ha mantenido constante en 1600 W/m<sup>2</sup>·K. La razón del porqué se disminuye el coeficiente local de transferencia de calor del proceso de

absorción al aumentar el caudal de solución pobre se atribuye a una distribución no homogénea de la solución en el interior del intercambiador al aumentar el caudal de solución. No obstante, el peor valor del coeficiente global de transferencia de calor experimental es el 90% del valor obtenido durante la selección de este componente ( $270 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ ).

En el caso del desorbedor e intercambiador de solución, el comportamiento es el opuesto al del absorbedor. Es decir, al aumentar el caudal de solución aumentan los coeficientes globales de transferencia de calor desde  $185 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$  hasta  $212 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$  en el caso del desorbedor y, desde  $53 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$  hasta  $81 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ . Este aumento se debe al aumento en el coeficiente local de transferencia de calor en el proceso de desorción desde  $212 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$  hasta  $250 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$  y, en el aumento de los coeficientes locales de la solución rica y pobre en el caso del intercambiador de solución.

#### 5.4.1.3 – Eficiencia térmica en el absorbedor, desorbedor e intercambiador de solución

La Fig.5.10 representa la eficiencia térmica en el absorbedor  $e_{abs}$ , desorbedor  $e_{des}$  e intercambiador de solución  $e_{iss}$  en función del caudal de solución pobre.



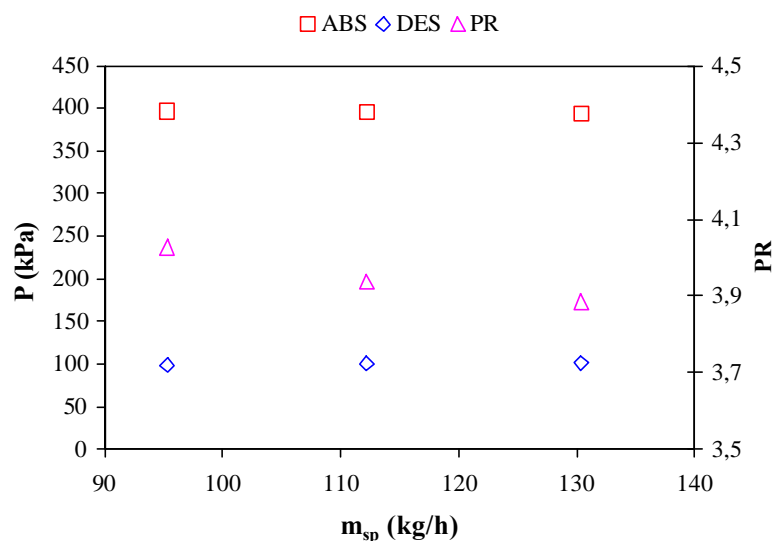
**Fig.5. 10.** Eficiencia térmica en el absorbedor, desorbedor e intercambiador de solución en función del caudal de solución pobre.



En el absorbedor, la eficiencia térmica oscila desde 0,90 hasta el 0,76 mientras que en el desorbedor e intercambiador de solución la eficiencia térmica aumenta desde 0,55 hasta el 0,57 en el caso del desorbedor y, desde el 0,71 hasta el 0,73 en el caso del intercambiador de solución. Estas variaciones se justifican por las variaciones que se presentan en los coeficientes globales de transferencia de calor tal y como se ha explicado en el apartado anterior.

#### 5.4.1.4 – Presión en el desorbedor, absorbedor y relación de compresión

La Fig.5.11 representa la presión en el absorbedor  $P_{abs}$  y la presión en el desorbedor  $P_{des}$  en función del caudal de solución pobre.



**Fig.5. 11.** Presión en el desorbedor, absorbedor y relación de compresión en función del caudal de solución pobre.

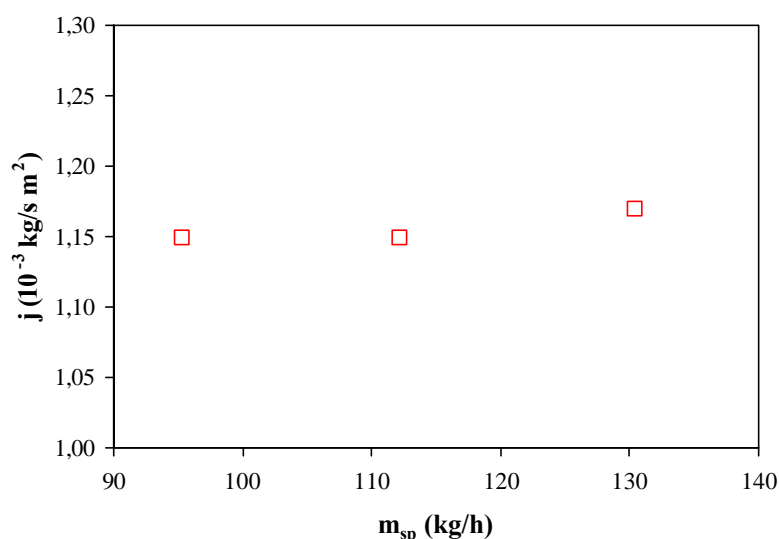
En la figura se observa como los valores de presión se mantienen constantes: 100 kPa en el caso del desorbedor y, 394 kPa en el caso del absorbedor. En el desorbedor, a la presión de 100 kPa y una concentración molar de 0,860 la temperatura de saturación de la solución es de 70°C aproximadamente. La temperatura de la solución pobre registrada a la salida del desorbedor durante los ensayos ha sido de 70°C aproximadamente por lo que se demuestra que la solución pobre se encuentra en condiciones de equilibrio termodinámico con el vapor.

En el absorbedor, a la presión de 394 kPa y una concentración molar de 0,915 la temperatura de saturación de la solución es de 109°C aproximadamente. La temperatura de la solución rica registrada a la salida del absorbedor durante los ensayos ha sido de 99°C aproximadamente. Este hecho demuestra que en este componente hay un subenfriamiento de 10°C. Sin embargo, los valores estimados en la simulación termodinámica del ciclo reflejan que el valor de concentración medido se aparta de los 0,950 a una presión de 443 kPa.

Otro parámetro que hay que destacar es la relación de compresión. Durante los ensayos, esta variable se ha mantenido constante con un valor de 4 aproximadamente. La simulación termodinámica del ciclo muestra que este valor debería ser de 4,6 aproximadamente. La diferencia entre estos valores puede estar originada por un funcionamiento inadecuado en el compresor que impide alcanzar la presión prevista por la simulación termodinámica y por ende la concentración molar de 0,950.

#### 5.4.1.5 – Flujo de refrigerante absorbido en el absorbedor

La Fig. 5.12 representa el flujo de refrigerante absorbido  $j$  en función del caudal de solución pobre.

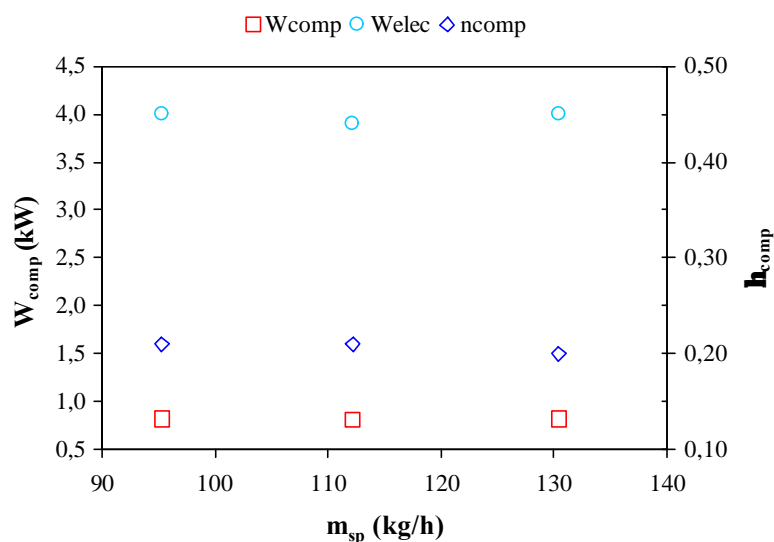


**Fig.5. 12** Flujo de refrigerante absorbido en función de la solución pobre.

Como ya se ha explicado anteriormente, durante los ensayos el caudal de refrigerante se ha mantenido constante en 23 kg/h aproximadamente por lo que el flujo de refrigerante absorbido se ha mantenido constante también en  $1,15 \cdot 10^{-3}$  kg/s·m<sup>2</sup>. Este valor es aproximadamente el 50% del valor estimado durante la simulación termodinámica del ciclo.

#### 5.4.1.6 – Potencia eléctrica del compresor, potencia de compresión y rendimiento de compresión

La Fig.5.13 representa la potencia eléctrica  $W_{elec}$ , la potencia de compresión  $W_{comp}$  y rendimiento de compresión  $h_{comp}$  en función del caudal de solución pobre.



**Fig.5. 13.** Potencia eléctrica del compresor, potencia de compresión y rendimiento de compresión en función del caudal de solución pobre.

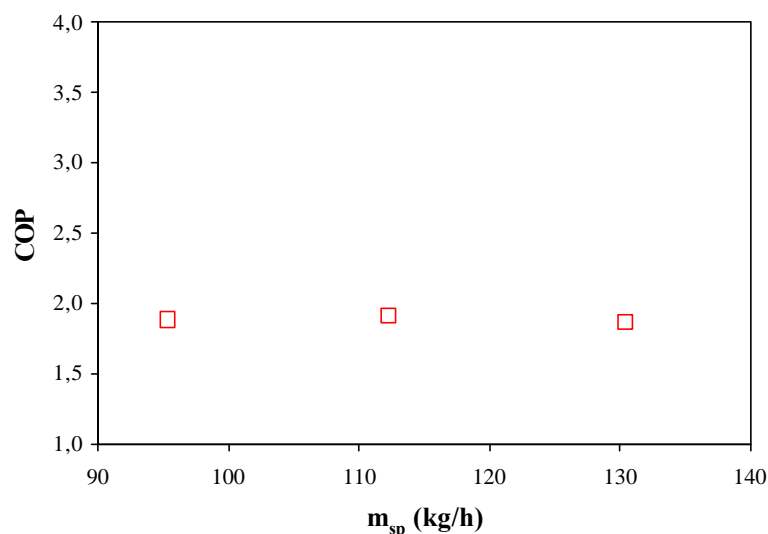
En la figura se observa que los valores obtenidos en cada experimento son constantes. En el caso de la potencia de compresión, se muestra claramente como el valor es muy bajo y, puede atribuirse a la disipación de calor que se necesita para mantener la temperatura del cárter del compresor y al caudal de refrigerante. Al comparar los valores obtenidos con los de la compresión de aire se aprecia la influencia que tienen las propiedades del fluido en la potencia de compresión. En las pruebas con aire, la

potencia de compresión ha sido de 3 kW aproximadamente mientras que durante estos ensayos la potencia de compresión ha sido de 0,8 kW.

Desde el punto de vista del rendimiento de compresión  $\eta_{\text{comp}}$ , el valor obtenido ( $h_{\text{comp}}=0,21$ ) es inferior al valor obtenido en las pruebas de compresión de aire ( $h_{\text{comp}}=0,40$ ). Además, el índice de politrópico de compresión en este experimento ha sido de  $n=1,1$ . Este valor se encuentra justo entre la compresión isotérmica ( $n = 1,0$ ) y la compresión adiabática ( $n=1,22$ ).

#### 5.4.1.7 – COP de la planta piloto

La Fig.5.14 representa el coeficiente de funcionamiento de la planta piloto en función del caudal de solución pobre.



**Fig.5. 14.** Coeficiente de operación de la planta piloto en función del caudal de solución pobre.

Para determinar el COP, se han registrado los valores de la potencia eléctrica consumida por el compresor y se han calculado la potencia térmica en el absorbedor y la potencia en el intercambiador del circuito de lubricación a partir de los balances de energía. Tal y como se observa en la figura, el caudal de solución pobre no afecta el COP de la planta piloto. Además, hay que destacar que el valor de 1,9 es inferior al valor previsto en la

simulación termodinámica del ciclo ( $> 3,5$ ). Esta diferencia entre el valor estimado por la simulación y el valor experimental se debe a que no ha sido posible obtener la presión en el absorbedor prevista en la simulación termodinámica del ciclo a pesar de que la potencia eléctrica suministrada al compresor era de 4 kW aproximadamente. Este comportamiento anómalo del compresor ha condicionado que el absorbedor no llegase a la potencia térmica de 15 kW.

En síntesis, la conclusión de estos ensayos es que el caudal de solución pobre no afecta la eficacia del ciclo.

#### ***5.4.2 – Influencia de la velocidad de rotación del compresor***

Como se ha visto en el apartado anterior, el compresor ha mostrado un comportamiento inferior al esperado. Por este motivo, se ha decidido estudiar el comportamiento de la planta piloto a diferentes velocidades de rotación del compresor. Para ello, se han fijado las siguientes variables:

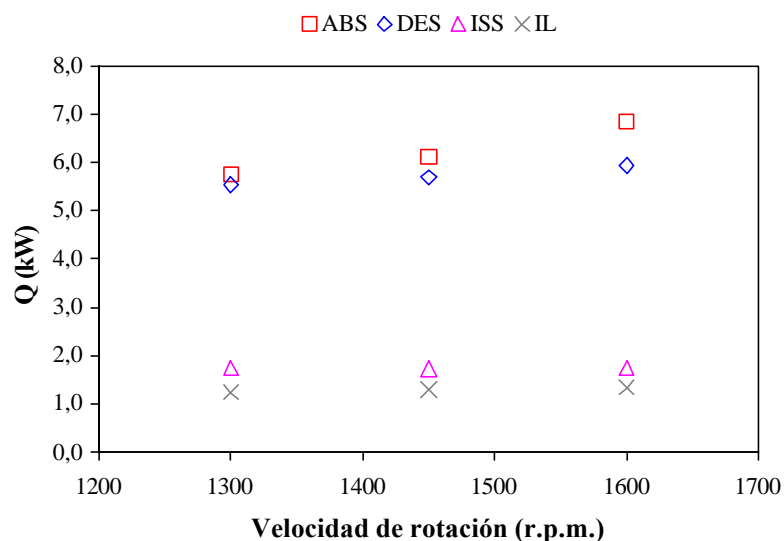
- Nivel del desorbedor: 80%.
- Temperatura de entrada del agua al desorbedor,  $T_{eades} = 80^{\circ}\text{C}$ .
- Temperatura a la entrada del agua en el absorbedor,  $T_{eaabs} = 95^{\circ}\text{C}$ .
- Caudal de solución pobre,  $m_{sp} = 130,4 \text{ kg/h}$ .
- Velocidad de rotación del compresor:  $1300 \text{ r.p.m.} - 1450 \text{ r.p.m.} - 1600 \text{ r.p.m.}$ .

Al igual que el apartado anterior, para facilitar la visualización de los datos registrados durante la hora de funcionamiento en cada ensayo se ha decidido representar el valor medio obtenido en cada una de las variables registradas y calculadas.

La variación de la velocidad de rotación del compresor se realiza mediante un variador de frecuencia. A continuación se exponen los resultados obtenidos.

#### 5.4.2.1 – Potencia térmica en el absorbedor, desorbedor, intercambiador de solución e intercambiador del circuito de lubricación

La Fig. 5.15 representa la potencia térmica en el absorbedor  $Q_{abs}$ , desorbedor  $Q_{des}$ , intercambiador de solución  $Q_{iss}$  e intercambiador del circuito de lubricación  $Q_{il}$  en función de la velocidad de rotación del compresor.



**Fig.5. 15.** Potencia térmica en el absorbedor, desorbedor, intercambiador de solución e intercambiador del circuito de lubricación en función de la velocidad de rotación del compresor.

Como se observa en la figura, la potencia térmica en el absorbedor aumenta con la velocidad de rotación del compresor, pasando de 5,8 a 6,8 kW al pasar de 1300 a 1600 r.p.m. Sin embargo, estos valores son inferiores a los 15 kW previstos por la simulación termodinámica del ciclo. Los valores del caudal de refrigerante son: 22 kg/h, 23 kg/h y 26 kg/h respectivamente, valores inferiores a los 46 kg/h previstos en la simulación termodinámica del ciclo. Hay que destacar que el salto térmico en el circuito del agua conseguido es sólo de 6°C cuando la velocidad de rotación del compresor es de 1600 r.p.m.

En el caso del desorbedor, la potencia térmica también aumenta, pasando de 5,5 kW a 5,9 kW. Al igual que en el desorbedor, los valores registrados son inferiores a los 12 kW previstos en la simulación termodinámica del ciclo. La razón del aumento de la

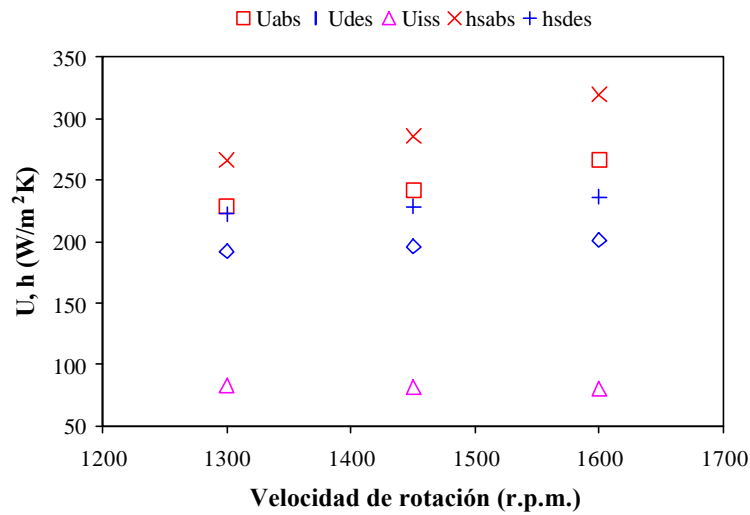
potencia térmica se debe también al aumento del caudal de refrigerante. Como se ha mencionado anteriormente, el caudal de solución previsto en la simulación termodinámica era de 46 kg/h. La poca generación de vapor puede atribuirse a que la solución rica no llega a la concentración molar de solución rica de 0,950 prevista en la simulación.

En el caso del intercambiador de solución, la potencia térmica intercambiada se mantiene constante en 1,7 kW aproximadamente. Este valor es el inferior a los 2,5 kW previstos en la simulación termodinámica y se debe al salto térmico de la solución. Finalmente, en el intercambiador del circuito de lubricación, en la figura se observa que la potencia térmica intercambiada se mantiene prácticamente constante en 1,4 kW aproximadamente.

#### ***5.4.2.2 – Coeficiente global de transferencia de calor en el absorbedor, desorbedor e intercambiador de solución y coeficiente local de transferencia de calor de los procesos de absorción y desorción***

La Fig.5.16 representa el coeficiente global de transferencia de calor en el absorbedor  $U_{abs}$ , desorbedor  $U_{des}$  e intercambiador de solución  $U_{iss}$  y, el coeficiente local de transferencia de calor de los procesos de absorción  $h_{sabs}$  y desorción  $h_{sdes}$  en función de la velocidad de rotación del compresor.

Como se observa en la figura, el valor del coeficiente global de transferencia de calor tanto en el absorbedor como en el desorbedor aumenta. En el caso del absorbedor, desde 228 W/m<sup>2</sup>·K hasta 267 W/m<sup>2</sup>·K mientras que en el desorbedor desde 192 W/m<sup>2</sup>·K hasta 200 W/m<sup>2</sup>·K. Este comportamiento se debe al aumento de la diferencia de concentraciones molares entre la solución rica y pobre desde 0,045 hasta 0,053. En el desorbedor, al generarse un poco más de vapor, aumenta el coeficiente de ebullición por lo que aumenta el coeficiente global de transferencia de calor mientras que en el absorbedor, al generarse más vapor, aumenta el flujo de absorción y por ende el coeficiente local y global de transferencia de calor tal y como se muestra en la figura.



**Fig.5. 16.** Coeficiente global de transferencia de calor en el absorbedor, desorbedor e intercambiador de solución y, coeficiente local de transferencia de calor de los procesos de absorción y desorción en función de la velocidad de rotación del compresor.

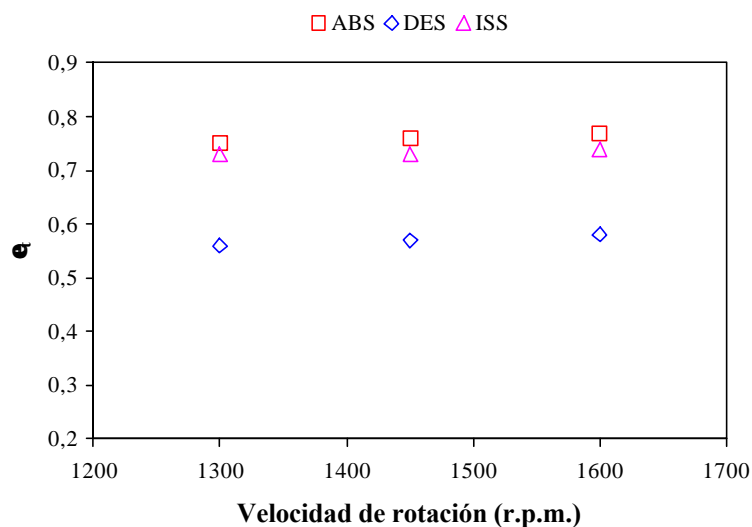
En el caso del intercambiador de solución, el coeficiente global se mantiene constante en  $81 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ .

#### 5.4.2.3 – Eficiencia térmica en el absorbedor, desorbedor e intercambiador de solución

La Fig.5.17 representa la eficiencia térmica en el absorbedor  $e_{abs}$ , desorbedor  $e_{des}$  e intercambiador de solución  $e_{iss}$  en función de la velocidad de rotación del compresor.

Como se puede apreciar en la figura, el comportamiento térmico en los tres intercambiadores se mantiene constante. 0,76 en el caso del absorbedor, 0,57 en el caso del desorbedor y 0,73 en el caso del intercambiador de solución. Por lo tanto, se concluye que el incremento en la velocidad de rotación del compresor no afecta la eficiencia térmica de los intercambiadores.

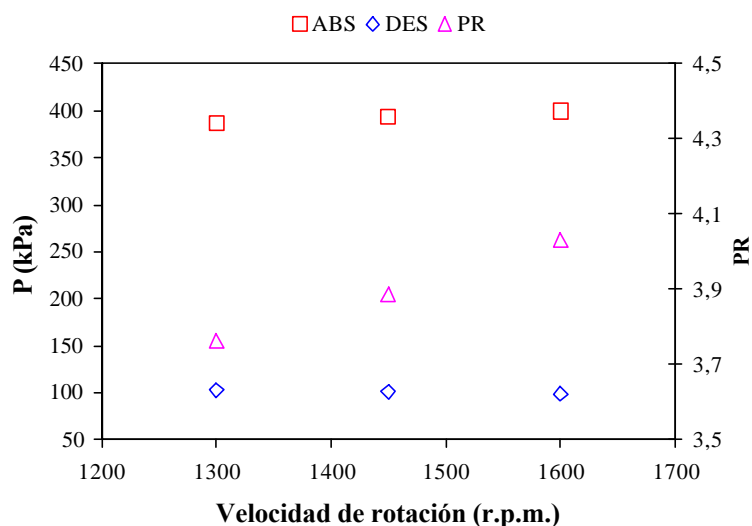




**Fig.5. 17.** Eficiencia térmica en el absorbedor, desorbedor e intercambiador de solución en función de la velocidad de rotación del compresor.

#### 5.4.2.4 – Presión en el desorbedor, absorbedor y relación de compresión

La Fig.5.18 representa la presión en el absorbedor  $P_{abs}$ , desorbedor  $P_{des}$  y relación de compresión  $PR$  en función de la velocidad de rotación del compresor.



**Fig.5. 18.** Presión en el absorbedor, desorbedor y relación de compresión en función de la velocidad de rotación del compresor.

Como se observa en la figura, la presión en el desorbedor se mantiene constante en 100 kPa mientras que en el absorbedor aumenta en 10 kPa, desde 387 kPa hasta 400 kPa aproximadamente. Este incremento de 10 kPa es sólo el 2,5% del valor total por lo que la contribución que tiene en la concentración molar de la solución rica es pequeña. De hecho el cambio en la concentración molar de la solución rica es desde 0,912 hasta 0,914. Desde el punto de vista de la relación de compresión, este ligero aumento en la presión provoca también un aumento del 5% en la relación de compresión PR, por lo que pasa de 3,8 a 4,0.

En el desorbedor, a la presión de 100 kPa y con una concentración molar de 0,865, la temperatura de saturación de la solución pobre es de 71,7°C. La temperatura de la solución pobre registrada a la salida del desorbedor durante los ensayos ha sido de 71°C aproximadamente por lo que se demuestra que la solución pobre se encuentra en condiciones de equilibrio termodinámico con el vapor.

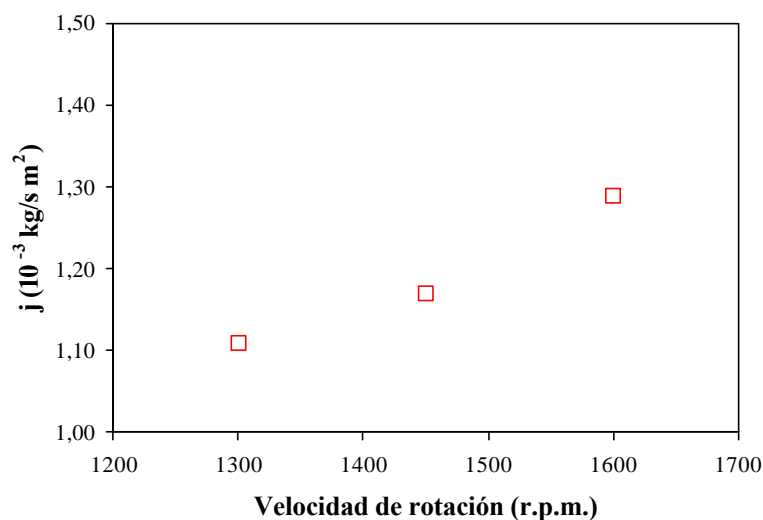
En el absorbedor, a la presión de 400 kPa y con una concentración molar de 0,914, la temperatura de saturación de la solución rica es de 109°C aproximadamente. La temperatura de la solución rica registrada a la salida del absorbedor durante los ensayos ha sido de 99°C aproximadamente. Por lo tanto en este componente hay un subenfriamiento de la solución de 10°C. Al igual que en los ensayos anteriores, la diferencia de concentraciones es del 5%. Sin embargo, los valores esperados para las concentraciones molares de la solución rica y pobre eran de 0,950 y 0,890.

Por tanto, los resultados obtenidos permiten concluir que el intervalo de velocidades del compresor recomendado por el fabricante no es suficiente para controlar la presión en el absorbedor con la velocidad de rotación del compresor.

#### **5.4.2.5 – Flujo de refrigerante absorbido en el absorbedor**

La Fig. 5.19 representa el flujo de refrigerante absorbido  $j$  en función de la velocidad de rotación del compresor. Como se observa en la figura, el flujo absorbido aumenta desde

$1,11 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s} \cdot \text{m}^2$  hasta  $1,16 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s} \cdot \text{m}^2$  ya que, como se ha explicado en apartados anteriores, el caudal de refrigerante también aumenta.

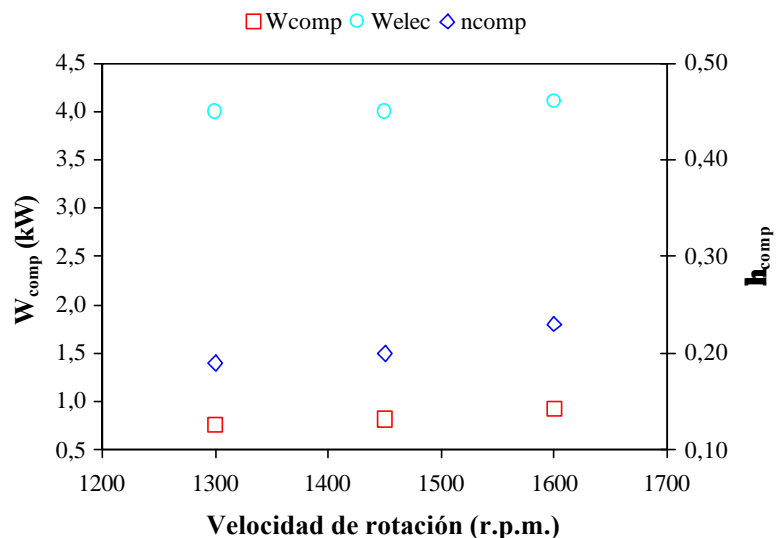


**Fig.5. 19.** Flujo de refrigerante absorbido en el absorbedor para diferentes velocidades de rotación en el compresor.

#### 5.4.2.6 – Potencia eléctrica del compresor, potencia de compresión y rendimiento de compresión

La Fig.5.20 representa la potencia eléctrica de compresión  $W_{elec}$ , la potencia de compresión  $W_{comp}$  y el rendimiento de compresión  $\eta_{comp}$  en función de la velocidad de rotación del compresor.

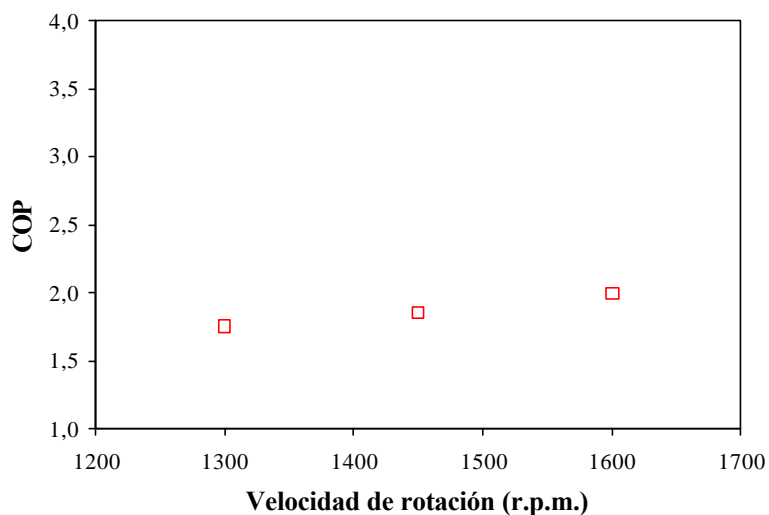
En la figura se observa, en el caso de la potencia de compresión, una vez más como los valores son bajos (0,8 kW – 0,93 kW) comparados con los valores obtenidos en las pruebas realizadas con aire (2,3 kW – 3,1 kW). No obstante, al comparar los caudales volumétricos obtenidos para el aire con los del MeOH, se encuentra que mientras para el aire este valor era de  $50 \text{ m}^3/\text{h}$  en el caso del MeOH era de  $25 \text{ m}^3/\text{h}$  aproximadamente. Además, el rendimiento de compresión  $\eta_{comp}$  obtenido durante estos ensayos (0,19 – 0,23) continúan siendo inferiores a los 0,40 obtenidos en las pruebas de compresión de aire.



**Fig.5. 20.** Potencia eléctrica del compresor, potencia de compresión y rendimiento de compresión en función de la velocidad de rotación del compresor.

#### 5.4.2.7 – COP de la planta piloto

La Fig.5.21 representa el coeficiente de funcionamiento de la planta piloto en función de la velocidad de rotación del compresor.



**Fig.5. 21.** Coeficiente de funcionamiento de la planta piloto en función de la velocidad de rotación del compresor.

La determinación del COP, se ha realizado de la misma forma que se explica en el apartado 5.4.1.7. Como se observa en la figura, al aumentar la velocidad de rotación en el compresor aumenta también el COP debido al incremento de la potencia térmica intercambiada en el absorbedor. Sin embargo, hay que destacar que los valores continúan siendo inferiores a los reflejados por la simulación termodinámica del ciclo.

Los resultados demuestran por una parte, la poca generación de vapor refrigerante en el desorbedor y, por otra parte, la poca eficiencia del proceso de compresión. Además, también se observa como la velocidad de rotación del compresor no tiene efectos importantes en el COP del ciclo dentro del margen de operación del compresor. Para intentar dar respuesta a la problemática expuesta en el desorbedor, se ha decidido realizar una última serie de ensayos a diferentes temperaturas de activación.

#### ***5.4.3. Influencia de la temperatura de activación del desorbedor***

Tal y como se ha explicado en los apartados 5.4.1 y 5.4.2, la planta piloto está funcionando por debajo de las condiciones previstas en la simulación termodinámica del ciclo. Los ensayos realizados muestran que existe un problema de funcionamiento que se localiza en el compresor, por la baja eficiencia del proceso de compresión.

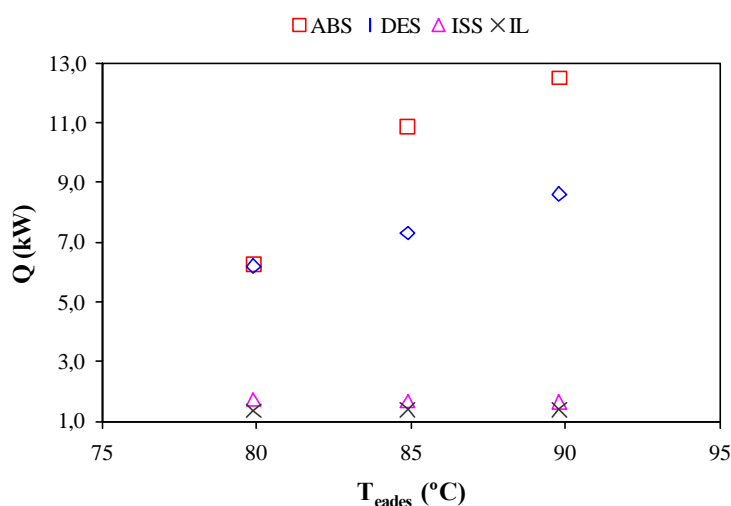
Una forma de estudiar la influencia que tiene la generación de vapor, es analizando el comportamiento de la planta piloto a diferentes temperaturas de activación en el desorbedor. Para estudiar este comportamiento, se han fijado las siguientes condiciones de operación:

- Nivel del desorbedor: 80%.
- Temperatura de entrada del agua al desorbedor,  $T_{eades} = 80^{\circ}\text{C} - 85^{\circ}\text{C} - 90^{\circ}\text{C}$ .
- Temperatura a la entrada del agua en el absorbedor,  $T_{eaabs} = 95^{\circ}\text{C}$ .
- Caudal de solución pobre,  $m_{sp} = 130,4 \text{ kg/h}$ .
- Velocidad de rotación del compresor:  $1450 \text{ r.p.m.}$ .

La variación de la temperatura de activación en el desorbedor se realiza mediante el controlador PID de la temperatura a la entrada del agua del desorbedor que regula la potencia térmica de las resistencias eléctricas del circuito del agua en este componente. Al igual que en los apartados anteriores, para facilitar la visualización se representan los valores medios registrados durante cada uno de los ensayos.

#### 5.4.3.1 – Potencia térmica en el absorbedor, desorbedor, intercambiador de solución e intercambiador del circuito de lubricación

La Fig.5.22 representa la potencia térmica en el absorbedor  $Q_{abs}$ , desorbedor  $Q_{des}$ , intercambiador de solución  $Q_{iss}$  e intercambiador del circuito de lubricación  $Q_{il}$  en función de la temperatura de activación en el desorbedor.



**Fig.5. 22.** Potencia térmica en el absorbedor, desorbedor, intercambiador de solución e intercambiador del circuito de lubricación en función de la temperatura de activación en el desorbedor.

Como se observa en la figura, la potencia térmica en el absorbedor aumenta desde 6,2 kW hasta 12,5 kW al aumentar la temperatura de activación en el desorbedor. Sin embargo, nuevamente estos valores son inferiores a los 15 kW previstos en la simulación termodinámica. En estos ensayos, los caudales de refrigerante obtenidos son: 23 kg/h, 38 kg/h y 45 kg/h respectivamente. Hay que destacar que los 45 kg/h se aproximan a los 46 kg/h previstos en la simulación termodinámica del ciclo, pero se han

conseguido a una temperatura de activación de 90°C. Esta generación de vapor está directamente relacionada con la concentración de la solución rica y, la diferencia de concentraciones entra la solución rica y pobre. Mientras que a una temperatura de activación de 80°C, la concentración molar de la solución rica es de 0,912 y la diferencia de concentraciones es de 0,049; a la temperatura de activación de 90°C, la concentración molar de la solución rica es de 0,939 y la diferencia de concentraciones es de 0,086.

En el caso del desorbedor, el aumento en la potencia térmica es desde 6,2 kW hasta 8,6 kW por lo que el título de vapor pasa de 0,15 a 0,27 a la salida de este componente.

En el caso del intercambiador de solución, la potencia térmica intercambiada se mantiene constante en 1,7 kW debido a que no se obtienen diferencias significativas en el salto térmico de la solución. Durante estos experimentos, el salto térmico obtenido ha sido de 25°C.

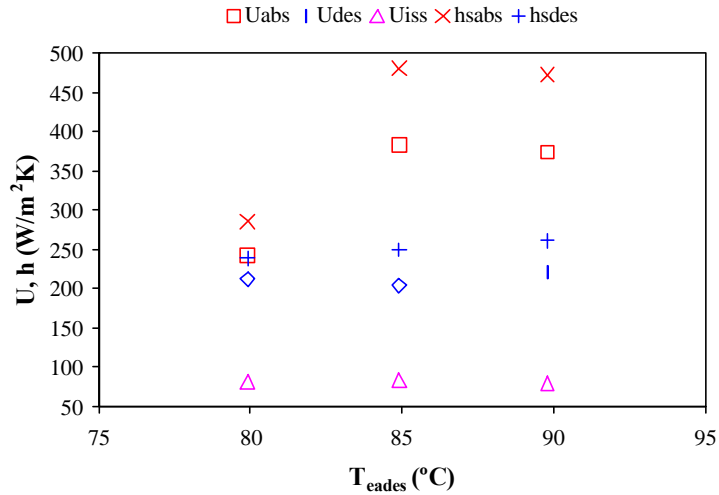
Finalmente, la potencia térmica en el intercambiador del circuito de lubricación se mantiene constante en 1,4 kW aproximadamente.

#### ***5.4.3.2 – Coeficiente global de transferencia de calor en el absorbedor, desorbedor e intercambiador de solución y coeficiente local de transferencia de calor de los procesos de absorción y desorción***

La Fig.5.23 representa el coeficiente global de transferencia de calor en el absorbedor  $U_{abs}$ , desorbedor  $U_{des}$  e intercambiador de solución  $U_{iss}$  y, el coeficiente local de transferencia de calor de los procesos de absorción  $h_{sabs}$  y desorción  $h_{sdes}$  en función de la temperatura de activación en el desorbedor.

Como se observa en la figura, el valor del coeficiente global de transferencia de calor tanto en el absorbedor como en el desorbedor aumenta. En el caso del absorbedor, desde 247 W/m<sup>2</sup>·K hasta 385 W/m<sup>2</sup>·K mientras que en el desorbedor desde 212 W/m<sup>2</sup>·K hasta 221 W/m<sup>2</sup>·K. Este comportamiento se debe a que en ambos intercambiadores el coeficiente local de transferencia de calor aumenta también tal y como se muestra en la

figura. En el caso del absorbedor este aumento es desde 292 W/m<sup>2</sup>·K hasta 485 W/m<sup>2</sup>·K y se atribuye al aumento de la diferencia de concentraciones entre la solución rica y pobre. En el desorbedor, el aumento es inferior. Sólo desde 238 W/m<sup>2</sup>·K hasta 261 W/m<sup>2</sup>·K.



**Fig.5. 23.** Coeficiente global de transferencia de calor en el absorbedor, desorbedor e intercambiador de solución y, coeficiente local de transferencia de calor de los procesos de absorción y desorción en función de la temperatura de activación en el desorbedor.

Finalmente, en el intercambiador de solución el coeficiente global se mantiene constante en alrededor de 80 W/m<sup>2</sup>·K. Este comportamiento se debe a que el caudal de solución pobre durante la experimentación presenta pocas variaciones.

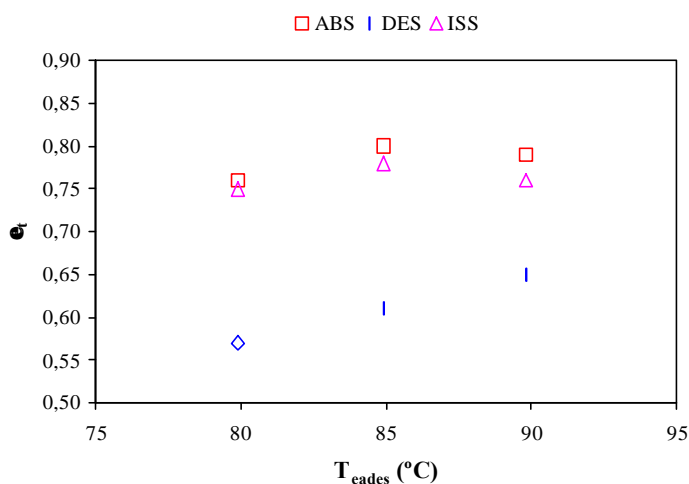
#### 5.4.3.3 – Eficiencia térmica en el absorbedor, desorbedor e intercambiador de solución

La Fig.5.24 representa la eficiencia térmica en el absorbedor  $e_{abs}$ , desorbedor  $e_{des}$  e intercambiador de solución  $e_{iss}$  en función de la temperatura de activación del desorbedor.

En la figura se muestra que la eficiencia térmica tanto en el desorbedor como en el absorbedor aumentan. En el caso del absorbedor, este aumento es desde el 0,76 hasta 0,8 y se debe al aumento de la temperatura de salida del agua desde 101°C hasta 104°C.



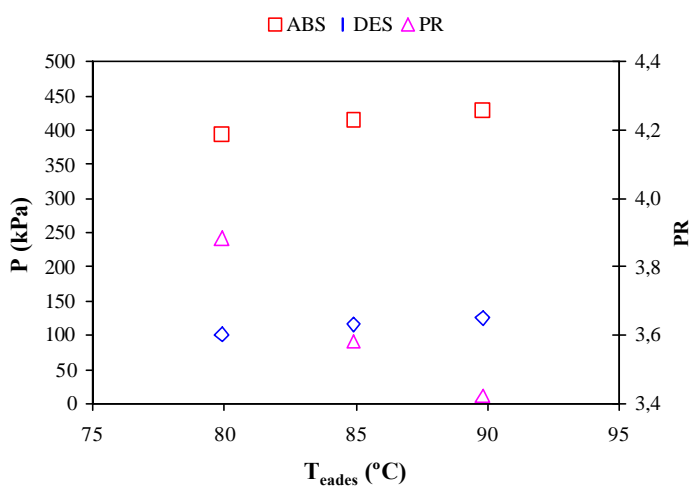
En el caso del desorbedor, el aumento de la eficiencia térmica es desde el 0,57 hasta el 0,65 y se debe al aumento de la temperatura de desorción desde 71°C hasta 78°C aproximadamente.



**Fig.5. 24.** Eficiencia térmica en el absorbedor, desorbedor e intercambiador de solución en función de la temperatura de la activación del desorbedor.

#### 5.4.3.4 – Presión en el desorbedor, absorbedor y relación de compresión

La Fig.5.25 representa la presión en el desorbedor  $P_{des}$ , absorbedor  $P_{abs}$  y, la relación de compresión  $PR$  en función de la temperatura de activación en el desorbedor.



**Fig.5. 25.** Presión en el desorbedor, absorbedor y relación de compresión en función de la temperatura de activación del desorbedor.

Como se observa en la figura, la presión en el desorbedor aumenta al aumentar la temperatura de activación. Los valores registrados han sido: 101 kPa, 116 kPa y 125 kPa. El incremento de 24 kPa no tiene una contribución en la concentración molar de la solución pobre ya que esta se mantiene constante en 0,865 aproximadamente. Para estos valores de presión y concentración, las temperaturas de saturación de la solución pobre son: 71°C, 75°C y, 77°C respectivamente. Las temperaturas de solución pobre registradas a la salida del Desorbedor han sido: 70°C, 74°C y 77°C por lo que se demuestra que en los tres casos la solución pobre se encuentra en equilibrio termodinámico con el vapor.

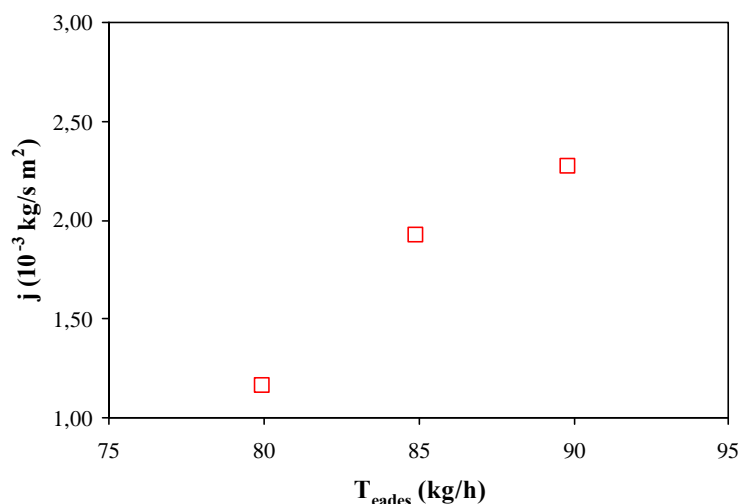
En el caso del absorbedor, los valores de la presión han sido: 394 kPa, 415 kPa y 429kPa. Este aumento de la presión influye en la concentración molar de la solución rica. De hecho, los valores registrados han sido de: 0,912; 0,934 y; 0,937. El aumento de la concentración molar de 0,912 a 0,937 significa un aumento en la concentración másica desde 0,387 hasta 0,474. Para los valores de presión y concentración molar registrados, las temperaturas de saturación calculadas son: 109°C, 109°C y, 110°C. Sin embargo, los valores registrados durante los ensayos han sido: 99°C, 99°C y, 101°C respectivamente. En los tres casos, al igual que en los apartados anteriores, el subenfriamiento de la solución es de 10°C aproximadamente.

Si se analiza la relación de compresión, se observa que esta disminuye desde 3,9 hasta 3,4 al aumentar la temperatura de activación. Teniendo en cuenta que la temperatura de entrada del agua al absorbedor se ha mantenido constante en 96°C durante los ensayos, la tendencia de la relación de compresión se debe al aumento de la temperatura y la concentración en el desorbedor.

#### **5.4.3.5 – Flujo de refrigerante absorbido en el absorbedor**

La Fig.5.26 representa el flujo de refrigerante absorbido  $j$  en el absorbedor en función de la temperatura de activación en el desorbedor.

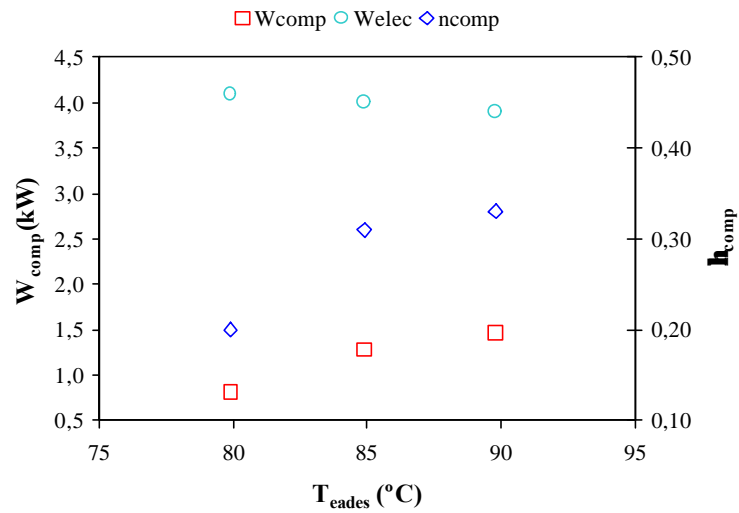
Como se aprecia en la figura, el flujo de refrigerante absorbido aumenta desde  $1,17 \cdot 10^{-3}$  kg/s·m<sup>2</sup> hasta  $2,28 \cdot 10^{-3}$  kg/s·m<sup>2</sup>. Este aumento se debe a que el caudal de vapor aumenta desde 23 kg/h hasta 45 kg/h.



**Fig.5. 26.** Flujo de vapor absorbido en el absorbedor en función de la temperatura de activación en el desorbedor.

#### 5.4.3.6 – Potencia eléctrica del compresor, potencia de compresión y rendimiento de compresión

La Fig.5.27 representa la potencia eléctrica del compresor  $W_{elec}$ , la potencia de compresión  $W_{comp}$  y el rendimiento de compresión  $h_{comp}$  en función de la temperatura de activación en el desorbedor.

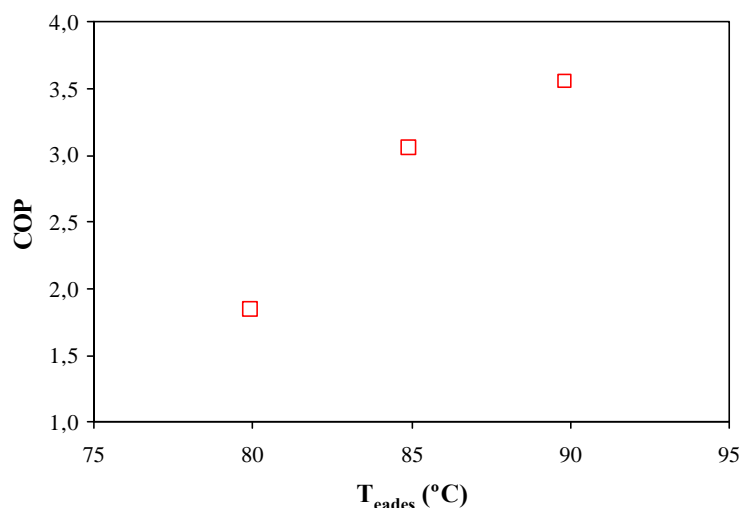


**Fig.5. 27.** Potencia eléctrica del compresor, potencia de compresión y rendimiento de compresión en función de la temperatura de activación en el desorbedor.

La figura muestra que mientras que la potencia eléctrica del compresor se mantiene constante en 4,1 kW, la potencia de compresión aumenta al aumentar la temperatura de activación en desorbedor desde 0,8 kW hasta 1,5 kW. Este aumento está relacionado con la disminución de la relación de compresión y por el aumento del caudal de refrigerante. No obstante, el aumento en la potencia de compresión induce un aumento en el rendimiento del compresor desde 0,20 hasta 0,33. Además, durante los ensayos realizados, el índice politrópico de compresión  $n$  se ha mantenido constante en 1,1 durante toda la experimentación.

#### 5.4.3.7 – COP de la planta piloto

La Fig.5.28 representa el coeficiente de funcionamiento de la planta piloto en función de la velocidad de rotación del compresor.



**Fig.5. 29.** COP de la planta piloto en función de la temperatura de activación en el desorbedor.

Como se ve en la figura, al aumentar la temperatura de activación en el desorbedor aumenta el COP desde 1,9 hasta 3,6 debido a que aumenta la potencia térmica intercambiada en el absorbedor mientras que la potencia eléctrica en el compresor se mantiene constante. No obstante, el valor del COP muestra una vez más que la planta piloto se encuentra funcionando por debajo de las condiciones previstas en la simulación termodinámica.

Este comportamiento se debe tal y como se ha apreciado en los diferentes ensayos realizados a los problemas originados en el proceso de compresión.

# ***CAPÍTULO 6***

## ***CONCLUSIONES***

### **6.1 – CONCLUSIONES**

Del estudio teórico realizado a partir de la simulación termodinámica del ciclo utilizando como refrigerantes los alcoholes Metanol, Trifluoroetanol y Hexafluoroisopropanol en combinación con el TEGDME se han llegado a las siguientes conclusiones:

1. La concentración molar del refrigerante óptima de la solución rica en refrigerante para las tres mezclas de fluidos orgánicos estudiadas es de 0,950. Para este valor de la concentración se obtienen los mejores resultados desde el punto de vista del COP, relación de compresión, caudal volumétrico de vapor, caudal másico de solución y potencia térmica del intercambiador de solución.
2. El salto térmico de la solución en el absorbedor se ha fijado en 10°C como una solución de compromiso para, por una parte, limitar el tamaño y coste de los equipos debido a que los saltos térmicos pequeños producen mayores caudales de solución y por tanto mayores potencias térmicas en el intercambiador de solución y, por la otra parte, garantizar buenos rendimientos ya que si el salto térmico es mayor se aumenta la relación de compresión y por tanto, disminuye el COP.
3. La influencia del tipo de compresión en el ciclo sólo afecta de forma significativa al COP. Los mejores resultados se han obtenido para una compresión isotérmica debido a que es posible aprovechar el calor generado durante el proceso de compresión como fuente de revalorización.

4. Para un valor determinado de la temperatura de la solución a la salida del absorbedor, si se aumenta la temperatura de la solución a la salida del desorbedor aumenta el COP debido a que se disminuye la relación de compresión y el caudal volumétrico de refrigerante.
5. Para una misma temperatura de la solución a la salida del desorbedor, si se aumenta la temperatura de la solución a la salida del absorbedor el COP disminuye debido a que aumenta la relación de compresión, el caudal másico de vapor y la potencia térmica del intercambiador de solución.
6. Los resultados del análisis termodinámico realizado en los fluidos de trabajo propuestos han permitido proponer al Metanol como refrigerante ya que ofrece los mejores resultados desde el punto de vista de COP, presiones de trabajo, relación de compresión, caudales de vapor y de solución.

A partir de los resultados obtenidos para el refrigerante seleccionado, se han tomado los valores de caudal volumétrico y la presión de trabajo en el absorbedor y desorbedor para seleccionar el compresor a utilizar en la planta piloto. La selección se ha realizado desde un punto de vista técnico y económico dando como resultado que los compresores que mejor se adaptan a las condiciones de operación son el compresor de pistones y el compresor de paletas. Finalmente se ha seleccionado el compresor de paletas debido a que presenta mejor rendimiento volumétrico, menos ruido y mayor flexibilidad en su lubricación.

La flexibilidad en la lubricación del compresor ha permitido la posibilidad de ensayar la utilización 1) del mismo compuesto como absorbente y lubricante, o bien, 2) dos compuestos de la misma familia uno como absorbente y otro, con mayor viscosidad, como lubricante. Dado que el TEGDME no tiene la viscosidad suficiente para trabajar como lubricante, se seleccionó otro compuesto de cadena más larga, el PEGDME 500 como absorbente y lubricante. De la simulación termodinámica del ciclo para esta mezcla se concluye lo siguiente:

1. Desde el punto de vista del COP del ciclo, la utilización del PEGDME 500 como absorbente no cambia significativamente respecto de los resultados obtenidos para

el TEGME. Las disminuciones del COP obtenidas son inferiores al 5% respecto las del TEGDME.

2. Desde el punto de vista del caudal másico de solución, la utilización del PEGDME 500 como absorbente implica que se duplique el caudal de solución necesario para generar la misma potencia térmica en el absorbedor respecto del TEGDME. Esto se debe a la diferencia de concentraciones molares en refrigerante entre la solución rica y pobre, la cual es mayor para el fluido MeOH/TEGDME.

El estudio experimental del funcionamiento del compresor seleccionado utilizando el absorbente PEGDME 500 como lubricante, para la compresión con aire permite concluir lo siguiente:

1. El proceso de compresión en el compresor de paletas utilizado sigue un proceso mas bien isotérmico puesto que el índice politrópico obtenido es de 1,05.
2. La utilización del PEGDME 500 como lubricante no disminuye las prestaciones del compresor. Durante los ensayos realizados no se ha visto diferencias entre las curvas de caudal volumétrico suministradas por el fabricante y los valores obtenidos experimentalmente. Además, se ha logrado obtener una relación de compresión de 8.

En base a la experiencia adquirida durante la construcción y puesta en marcha de la planta piloto, se concluye lo siguiente:

1. El grado de estanqueidad del compresor y la bomba de solución es bueno para las condiciones de funcionamiento de presión en el desorbedor.
2. Los materiales utilizados en la planta piloto: cobre, acero inoxidable, acero al carbono, aluminio, soldadura de plata y, juntas de teflón no han mostrado síntomas de degradación.
3. La puesta en marcha de la planta piloto ha puesto de manifiesto que el PEGDME 500 no puede ser utilizado como lubricante debido a que no es posible mantener los valores de viscosidad cinemática recomendados por el fabricante del compresor debido a que existe una condensación del refrigerante en el interior del compresor.



Para solucionar este problema se ha seleccionado otro lubricante de la familia de los n-EGDME, el PEGDME 1500, que a priori no debe interferir con los procesos de transferencia de masa y calor tanto en el desorbedor como en el absorbedor y, además permite operar a una temperatura de 110°C en el cárter del compresor.

Los ensayos realizados en la planta piloto con el fluido MeOH/PEGDME 500 utilizando PEGDME 1500 como absorbente han permitido evaluar el funcionamiento de la planta piloto a diferentes condiciones de operación. Para ello, se han realizado ensayos variando el caudal de solución pobre, la velocidad de rotación del compresor y, la temperatura de activación del desorbedor. Las principales conclusiones de estos ensayos son:

1. El comportamiento del absorbedor compuesto de un intercambiador de placas termosoldadas con boquillas de aspersion como sistema de distribución de solución en los canales, ha permitido alcanzar eficiencias térmicas en el absorbedor superiores a 0,70, aunque con subenfriamientos de unos 10°C.
2. En el absorbedor se han registrado coeficientes globales de transferencia de calor entre 230 W/m<sup>2</sup> K y 367 W/m<sup>2</sup> K, con valores del coeficiente local de transferencia de calor de absorción entre 300 W/m<sup>2</sup>·K y 477 W/m<sup>2</sup>·K. Los valores de coeficiente global de transferencia de calor obtenidos son superiores a los 270 W/m<sup>2</sup> K estimados durante la selección del componente en la mayoría de los ensayos.
3. En el desorbedor se han registrado eficiencias térmicas inferiores a 0,65 y coeficientes globales de transferencia de calor entre 185 W/m<sup>2</sup>·K y 212 W/m<sup>2</sup>·K. El coeficiente local de transferencia de calor del proceso de desorción está entre 210 W/m<sup>2</sup>·K y 250 W/m<sup>2</sup>·K. Estos valores de coeficiente global de transferencia de calor son inferiores a los 328 W/m<sup>2</sup>·K obtenidos durante la selección del componente. Además, la generación de vapor ha sido inferior al valor previsto en la selección del componente. Al ser la generación de vapor inferior a la prevista, el coeficiente de ebullición forzada es menor ya que éste depende del título de vapor.
4. Las pruebas realizadas en la planta piloto ponen de manifiesto que no ha sido posible alcanzar rendimientos de compresión superiores a 0,33 para un caudal volumétrico de Metanol de 33 m<sup>3</sup>/h y una relación de compresión de 4. Durante las

pruebas realizadas con aire y PEGDME 500 como lubricante para las mismas condiciones de caudal volumétrico, el valor del rendimiento de compresión ha sido de 0,40 y se ha alcanzado una relación de compresión de 8.

5. Desde el punto de vista del índice politrópico de compresión, durante las pruebas realizadas con el fluido MeOH/PEGDME 500 éste valor ha sido de  $n=1,11$  aproximadamente. Este valor se encuentra justo entre la compresión isotérmica ( $n=1$ ) y la compresión adiabática ( $n=1,22$ ). Además, hay que destacar que en ninguna de las pruebas realizadas ha sido posible superar una relación de compresión de 4 mientras que en las pruebas realizadas comprimiendo aire se han alcanzado relaciones de compresión hasta de 8.
6. Los valores de COP obtenidos en la planta piloto varían entre 1,9 y 3,6. Estos valores son inferiores a los previstos en la simulación termodinámica del ciclo. Esto se debe principalmente a que el compresor de paletas seleccionado no ha permitido alcanzar los niveles de presión necesarios para que el ciclo operase a las concentraciones previstas en la simulación termodinámica.
7. Los valores de la potencia en el absorbedor no han superado en el mejor de los casos los 12 kW. Esta diferencia entre los valores experimentales y los 15kW previstos en la simulación termodinámica del ciclo están directamente relacionados con los problemas del compresor para alcanzar las condiciones de funcionamiento prevista en la simulación termodinámica.

## ***BIBLIOGRAFÍA***

- Ahlby L., Hodgett D., 1987, Compression/absorption systems – Simulation of two cycles for different applications, Proceedings of the XVIIth International Congress of Refrigeration: 1139-1146, Vienna, Austria.
- Ahlby L., Hodgett D., Berntsson, 1991, Optimization study of compression/absorption cycle, International Journal of Refrigeration, 14 (1): 16-23.
- Ahlby L., Radermacher R., Hodgett D., 1993, NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O-LiBr as working fluid for the compression/absorption cycle, International Journal of Refrigeration, 16 (4): 265-273.
- Alexis G. K., Katsanis J. S., 2004, Performance characteristics of a methanol ejector refrigeration unit, Energy Conversion & Management, 45: 2729-2744.
- Alfa Laval Thermal AB, 1997, Programa de cálculo de intercambiadores CAS 200™.
- Aphonratana S., Eames I. W., 1997, A small capacity steam-ejector refrigeration: experimental investigation of a system using a ejector with movable primary nozzle, International Journal of Refrigeration, 20 (5): 352-358.
- Aphonratana S., Eames I. W., 1998, Experimental investigation of a combined ejector-absorption refrigerator, International Journal of Energy Research, 22: 195-207.
- Bercescu V. et al., 1983, Aspects du fonctionnement d'une installation expérimentale de pompe de chaleur avec compression mécanique et circulation additionnelle de la solution, Proceedings of the XVIth International Congress of Refrigeration, Commission E2: 173-178, Paris, France.
- Bergmann G., Hiverssy G., 1991, Experimental hybrid heat pump of 1000 kW heating capacity, Proceedings of the 4<sup>th</sup> International Conference on Application and Efficiency of Heat Pump Systems: 27-40, Munich, Germany.
- Berntsson T., 1992, Industrial heat pump technology – State of the art, Stiftelsen för Värmeteknisk Forsking, No. 461.
- Berntsson T., 2002, Heat source – Technology, economy and environment, International Journal of Refrigeration, 25: 428-438.

- Boer D., 1995, Développement d'une machine à absorption de rendement élevé pour la climatisation de locaux, Tesis Doctoral, Institut National Polytechnique de Toulouse, Francia.
- Bokelman H. J., Ehmke F. S., 1985, Calorific diagrams of the working fluids TFE-NMP, R123a-DGT and R22-DTrG, Proceedings of International Heat Pump Congress, pp. 13-22.
- Borde I., Jelinek M., 1988, Absorption heat pumps with organic refrigerant-absorbent fluid pairs, Second International Workshop on Research Activities on Advanced Heat Pumps, September, pp. 89-101, Graz, Austria.
- Borde I., Jelinek M., Daltrophe N., 1996, Working fluids for an absorption systems based on R124 (2-Chloro-1,1,1,2-Tetrafluoroethane) and organic absorbents, International Journal of Refrigeration, 20 (4): 256-266.
- Bothe A., Nowaczyk U. Schmidt E. L., 1989, Untersuchungen zum wärme- und stoffaustausch von neuen arbeitsstoffpaaren in absorptionswärmepumpen, Abschlußbericht des von der Europäischen Gemeinschaft finanzierten Forschungsvorhabens Nr. EN-3E-0024-D, Brüssel, Belgium.
- Bothe A., Nowaczyk U., Schmidt E. L., Steimle F., 1988, New working fluid systems for absorption heat pumps – present and future work, Proceedings of an International Workshop on Absorption Heat Pumps, London, England.
- Bourouis M., Nogués M., Boer D., Coronas A., 2000, Industrial heat recovery by absorption/compression heat pump using TFE-H<sub>2</sub>O-TEGDME working mixture, Applied Thermal Engineering, 20: 355-369.
- Bowrey R. G., Dang V. B., Sergeant G. D., 1986, An energy model to minimise energy consumption in a low-temperature operation, steam ejector-cooling system, Journal of Institute of Energy, 45: 45-48.
- Brunin O., 1995, Pompe à chaleur à compression-absorption; Etude et réalisation expérimentale, Mécanique Energétique, Ph.D. thesis, Henri Poincaré, France.
- Cacciola G., Restuccia G., Rizzo G., 1990, Theoretical performance of an absorption heat pump using ammonia-water-potassium hydroxide solution, Heat Recovery Systems & CHP, 3 (10): 177-185.

- Chatzidakis S., Rogdakis E., 1992, Das verhalten der zwei- und dreistoffkompressionskältemaschine mit lösungskreislauf, KI Klima-Kälte-Heizung, 7-8: 255-258.
- Chaudhari S. K., Patil K. R., Allepus J., Coronas A., 1995, Measurement of the vapor pressure of 2,2,2-Trifluoroethanol and Tetraethylene Glicol Dimethyl Ether by static method, Fluid Phase Equilibria, 108, pp. 159-165.
- Chen L. T., 1988, A new ejector-absorber cycle to improve the COP of an absorption refrigeration system, Applied Energy, 30: 37-51.
- Cheremisinoff N., Cheremisinoff P., 1992, Process and pollution control equipment. Compressors and fans, Prentice Hall, pp. 60-88, Eaglewood Cliffs, New Jersey, U.S.A.
- Chiapetta C., Nowaczyk U., Steimle F., 1989, Thermophysical properties of Hexafluoroisopropanol (HFIP), Ki Klima Kälte Heizung, International Edition.
- Chung H., Huor M. H., Prevost M., Bugarel R., 1984, Domestic heating applications of an absorption heat pump, directly fired heat pump, Proceedings of International Conference of University of Bristol, paper 2.7.
- Clariant GmbH, Division Surfactants, 1998, Technical Information of Polyethylene Glycol Dimethyl Ether 500.
- Comisión Europea, 2000, Libro Verde. Hacia una estrategia de seguridad en el abastecimiento energético, Oficina de Publicaciones Oficiales de las Comunidades Europeas, Luxemburgo, Luxemburgo.
- Conesa A., 2000, Caracterización termofísica de algunos Alquilenglicol Dialquiléteres, Tesis Doctoral, Universitat Rovira i Virgili, Tarragona, España.
- Conesa A., Shen S., Coronas A., 1998, Liquid densities, kinematic viscosities and heat capacities of some Ethylene Glycols Ether at temperatures from 283.15 to 423.15 K, International Journal of Thermophysics, 19, 5, pp. 1343-1358.
- Cooper, A., Usher J. D., 1983, Heat exchanger-design handbook, Hemisphere Publishing, New York, U.S.A.
- Coronas A., Vallès M., Chaudhari S.K., Patil R., 1996, Absorption heat pump with TFE-TEGDME and TFE-H<sub>2</sub>O-TEGDME systems, Applied Thermal Engineering 16 (4): 335-345.

- Costa P., Missirian C., 1986, Mechanical steam compression transfer to new sectors and technical evolution, *Revue de l'Énergie*, 385.
- DA-WEN S., Eames I. W., 1995, Recent developments in the design theories and applications of ejectors – a review, *Journal of Institute of Energy*, 68: 65-79.
- Decker L. O., 1993, Consider the cold facts about steam-jet vacuum cooling, *Chem. Eng. Prog.* 89 (1): 74-77.
- Eames I. W., Wu S., 2000, A novel absorption-recompression refrigeration cycle, *Applied Thermal Engineering*, 20: 721-736.
- Eames I. W., Wu S., 1998, Experimental proof-of-concept testing of an innovative heat-powered vapour recompression-absorption refrigerator cycle, *Applied Thermal Engineering*, 18: 1149-1157.
- Eisa M. A. R., Holland F. A., 1987, A Study of the optimum interaction between the working fluid and the absorbent in absorption heat pump systems, *Heat Recovery Systems*, Vol. 7, No. 2, pp. 107-117.
- Esteve X., 1995, Transformación de calor con sistemas binarios Metanol+PoliEtilenGlicol DiMetil Éteres, Tesis Doctoral, Universitat Rovira i Virgili, Tarragona, España.
- European Commission, 2001, POSHIP. The potential of solar heat for industrial processes. Final Report, Directorate General Energy and Transport.
- Everitt P., Riffat S. B., 1999, Steam jet ejector system for air vehicle air conditioning, *International Journal of Ambient Energy*, 20 (1): 14-20.
- Foot, M. R., 1967, Effective mean temperature differences in multi-pass plate heat exchangers, Report 303, National Engineering Laboratory, East Kilbride, England.
- Fukuda T., Hayano M., 1996, HFC/POE Lubricity evaluation on the rotary compressor in system operation, *Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue*, Vol. I, West Lafayette, Indiana, USA.
- Furutera M., Origane T., Sawada T., Kunugi Y., Kashiwagi T., Takei T., et al., 1996, Advanced absorption heat pump cycles. Towards sustainable technologies, *Proceedings of the Absorption Heat Pump Conference*, 109.20, Montreal, Canada.
- Gaylord N. G., 1963, Polyethers Part I: Polyalkylene oxides and other Polyethers. *Polymers from 1,2-Epoxides: II Applications and Technologies*. Chapter IV, Interscience Publisher, New York, USA.

- Geisser E., Kopp Th. et al., 2003, Kleinwärmepumpen mit ammoniak, Phase 3: flügelzellenverdichter und schraubenverdichter, Final Report, Swiss Federal Office of Energy (in German).
- Genssle A., Stephan K., 1998, Experimental investigation of compact heat exchanger in an absorption heat transformer working with the mixture TFE-E181, Eurotherm Seminar N° 59, Nancy, France.
- Girsberger W., 1981, Hochtemperatur-Absorptionwärmepumpe, Dissertation ETH No. 6756, Zürich, Germany.
- Girsberger W., Trepp Ch., 1983, Mélanges binaires pour pompes à chaleur à absorption à haute température, les pompes à chaleur à absorption, Pyc Edition, Paris, France.
- Gmehling J., 1986, Group contribution methods for the estimation of activity coefficients, Fluid Phase Equilibria, 30, pp. 119-134.
- Gmehling J., Li J., Schiller M., 1993, A modified UNIFAC model 2. Present parameter matrix and results for different thermodynamic properties, Industrial & Engineering Chemical Research, 32, 1, pp. 178-193
- Grandum S., Horntvedt B., 2000, Upgrading industrial waste heat using a hybrid heat pump, CADDET Energy Efficiency, Newsletter No.1.
- Grazzini G., Mariani A., 1998, A simple program to design a multi-stage jet-pump for refrigeration cycles, Energy Conversion & Management, 39(16-18): 1827-1834.
- Groll E. A., 1997, Current status of absorption/compression cycle technology, ASHRAE Transaction, PH-97-1-1.
- Groll E. A., Kruse H., 1992, Kompressionkältemaschine mit lösungskreislauf für umweltverträgliche kältemittel, KK DIE KÄLTE und Klimatechnik: 206-218, Gentner Verlag Stuttgart.
- Groll E. A., Radermacher R., 1994, Vapor compression cycle with solution circuit and desorber/absorber heat exchange, ASHRAE Transactions, 100 (1): 73-83.
- Groll E. A., Radermacher R., 1994, Vapor compression heat pump with solution circuit and desorber/absorber heat exchange, Proceedings of the International Absorption Heat Pump Conference, AES Vol. 31: 463-469, New Orleans.
- Halocarbon Products Co., 1981, Technical report of fluorinols, Halocarbon Products Corporation.

- Herold K. E., Radermacher R., Howe L., Erickson D. C., 1991, Development of an absorption heat pump water heater using an aqueous ternary hydroxide working fluid, *International Journal of Refrigeration*, 14: 156-167.
- Herraiz F., 2001, Equilibrio líquido-vapor de fluidos orgánicos para ciclos de absorción, Tesis Doctoral, Universitat Rovira i Virgili, Tarragona, España.
- Hess F., 1972, The efficiency of motive nozzles in steam jet-jet pumps, *Proceedings of Symposium on Jet Pumps and Ejectors*: 121-144, Cranfield, UK.
- Hodgett D. L., 1982, Absorption heat pump and working pair developments in Europe since 1974, *Proceedings of New Working Pairs for Absorption Processes Workshop*, April 14-16, pp. 57-70, Berlin, Germany.
- Hoescht, 1991, Technical information of Polyethylene Glycol Dimethyl Ethers.
- Hulten M., Berntsson T., 1999, The compression/absorption cycle – influence of some major parameters on COP and a comparison with the compression cycle, *International Journal of Refrigeration*, 22: 91-106.
- Ibrahim O. M., Barnett S. M., Balamuru V. G., 1997, Improving the performance of ammonia-water absorption cycles using salt Additives and membranes, *ASHRAE Transactions*, 103, PH-97-3-1.
- IEA – International Energy Agency, 1995, Industrial heat pumps, Report No. HPP-AN21-1, IEA – Heat Pump Center, Sittard, The Netherlands.
- Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE), 1998, Documento técnico de la bomba de calor, Madrid, España.
- International Union for Electro-Heat – UIE, 1986, Mechanical vapour compression for concentration by evaporation, *Process Heat Recovery Working Group*.
- Ishikawa M., Kayanuma H., Isshiki N., 1999, Absorption heat pump using new organic working fluids. *Proceedings of the International Sorption Heat Pump Conference*, pp. 197-204, Munich, Germany.
- ISO (International Organisation for Standardisation), 1989, Testing of refrigerant compressors.
- Itard L. C. M., 1995, Wet compression versus dry compression in heat pumps working with pure refrigerants or non-azeotropic mixtures, *International Journal of Refrigeration*, 18 (7): 495-504.



- Itard L., Machielsen C., 1994, Parameters study for a optimization of a wet compression hybrid cycle for the working pair  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ , Proceedings of the International Absorption Heat Pump Conference, AES Vol. 31: 17-24, New Orleans.
- Jadot R., Fraïma M., 1989, Mesures et estimations des chaleurs spécifiques en phase liquide et fluides thermiques, International Journal of Refrigeration, 12, pp. 198-203.
- Jelinek M., Borde I., 1999, Working fluids for absorption heat pump based on R125 (Pentafluoroethane) and organic absorbents, International Sorption Heat Pump Conference: 205.
- Kalvet E., Prat H., 1956, Microcalorimétrie, Masson, Paris, France.
- Kawada A., Otake M., Toyofuku M., 1991, Absorption compression heat pump using TFE/E181, Proceedings of Absorption Heat Pump Conference: 121-125, Tokyo, Japan.
- Kim, K. J., 1992, Heat and mass transfer enhancement in absorption cooling. Ph.D. Thesis, Arizona, United State of America.
- Klein S. A., 1992-2004, Engineering Equation Solver (EES). Academic version 6.851-3D, F-Chart Software.
- Klein S.A., 1992-2005, Engineering Equation Solver.
- Koop Th., 2004, A small heat pump with ammonia as working fluid, IEA Heat Pump Centre Newsletter 22 (1): 22-24.
- Kruse H., Kafalis E., Kauffeld M., Rinne F., 1989, Untersuchung von Kältemaschinen mit Öl-lösungskreislauf, Abschlußbericht eines mit Hilfe von Forschungsmitteln des Landes Niedersachsen geförderten Projektes, Universität Hannover, Institut für Kältetechnik und Angewandte Wärmetechnik.
- Kuhlenschmidt D., 1973, Absorption refrigeration system with multiple generator stages, US Patent No. 3717007.
- Laue H. J., 2002, Regional report Europe: "Heat pumps – status and trends", International Journal of Refrigeration, 25: 414-420.
- Lotz H., 1981, Kompressionkältemaschine mit lösungskreislauf und ihre eignung für den wärmepumpenbetrieb, KI Kälte Klima Heizung Extra 14: 33-36.
- Lourdudoss S., Stymne H., 1985, About the possibility of using mineral oil-fluoro-carbon refrigerant working pair in a compression heat pump with a solution circuit,

- Proceedings of the International Workshop on Heat Transformation and Storage: 145-165, Ispra.
- Macriss R. A., 1982, Overview and history of absorption fluid development in the USA (1927-1974), Proceedings of New Working Pairs for Absorption Processes Workshop, April 14-16, pp. 37-56, Berlin, Germany.
- Malewski W. F., 1988, Integrated absorption and compression heat pump cycle using mixed working fluid ammonia and water, Proceedings of the 2nd International Workshop on Research Activities on Advanced Heat Pumps: 35-44, Graz, Switzerland.
- Medrano M., 1998, Desarrollo de un paquete modular de simulación de sistemas de refrigeración y revalorización energética por absorción. Trabajo de Investigación, Universitat Rovira i Virgili, Tarragona, España.
- Microsoft Corporation, 1994-1995, Microsoft Developer Studio. Fortran Power Station 4.0.
- Midgley P. M., McCulloch A., 1999, Properties and applications of industrial Halocarbons, The Handbook of Environmental Chemistry, Chapter 5, Volume 4, Part E, Editorial Springer-Verlag, pp. 129-153, Berlin, Germany.
- Ministerio de Economía, 2003, Estrategia de ahorro y eficiencia energética en España 2004-2012. Informe E4, Secretaría de Estado de Energía, Madrid, España.
- Ministerio de Economía, 2003, La energía en España 2002, Secretaría General Técnica del Ministerio de Economía, Madrid, España.
- Moncada G., Cotana F., 1994, Latest developments of researchers on fluids for absorption machines, Proceedings of meetings of Commissions B1, B2, E1 and E2 of International Institute of Refrigeration, CFCs, The Day After, September 21-23, pp. 757-778, Padova, Italy.
- Mongey B., Hewitt N. J., McMullan J. T., Henderson P. C., Molyneaux G.A., 2001, Performance trends and heat transfer considerations in an ammonia-water resorption cycle, International Journal of Energy Research, 25: 41-51.
- Mucic V., 1989, Resorption compressions heat pump with solution circuit for steam generation using waste heat of industry heat source, Newsletter of the IEA Heat Pump Center, 7(1): 14-15.

- Mucic V., Scheuermann B., 1984, Zwei-stoff-kompressions-wärmepumpe mit lözungskreislauf. Pilot Plant Mannheim/Waldhof, BMFT-Forschungsbericht T: 84-197.
- Mueller E. R., 1970, Polyalkylene Glycol lubricants: accepted for industrial applications, 67th National Meeting of the Institute of Chemical Engineers.
- Mueller E. R., Mantin W. H., 1975, Polyalkylene Glycol lubricants: uniquely water soluble, Lubrication Engineering 31 (7): 348-356.
- Mueller E. R., 1971, Synthetics: R for lubrications problems, Chemical Engineering 78.
- Munch Berntsson K., 1994, Large diesel driven heat pumps for heating purpose, BFR report no R129.
- Munch Berntsson K., Berntsson T., Franck P. A., Holmberg P., Wallin E., 1989, Heat transformer in industrial processes, CADDET Analyses Ser. No. 2.
- Munday J. T., Bagster D. F., 1974, Design and performance of a steam jet refrigeration system, Conference on Thermal Fluids Inst. Eng.: 57-61, Australia.
- Munday J. T., Bagster D. F., 1977, A new ejector theory applied to steam jet refrigeration, Ind. Eng. Chem., Process Des. Dev., 16 (4): 442-449.
- Narodoslawsky M., Otter G., Moser F., 1988, New working pairs for medium and high temperature industrial absorption heat pumps, Heat Recovery Systems, 8, 5, pp. 459-468.
- Nguyen V. M., Riffat S. B., Doherty P. S., 2001, Development of a solar-powered passive ejector cooling system, Applied Thermal Engineering, 21: 157-168.
- Nishimura T., 2002, "Heat pumps – status and trends" in Asia and the Pacific, International Journal of Refrigeration, 25: 405-413.
- Nogués M., 2001, Desarrollo de una bomba de calor de absorción a gas con fluidos orgánicos e intercambiadores de placas, Tesis Doctoral, Universitat Rovira i Virgili, Tarragona, España.
- Nogués M., Bourouis M., Boer D., Coronas A., 1997, Absorption/compression heat pumps using Methanol-TEGDME and Trifluoroethanol-TEGDME, Proceedings of the Conference of Compte Rendu of the Commission E2 with E1 & B2, Vol. 4: 197-204, Linz, Austria.

- Nordtvedt S. R., 2002, Performance analysis of a plate heat exchanger used as absorber in a combined compression/absorption heat pump, Proceedings of the International Sorption Heat Pump Conference: 235-239, Shanghai, China.
- Nowaczyk U., Schmidt E. L., Steimle F., 1987, New working fluid systems for absorption heat pumps and absorption heat transformers, Proceedings of XVII International Congress of Refrigeration: Vol B, Thermodynamics, Transport Processes, Refrigerating Machinery, Paris, France.
- Nowaczyk U., Schmidt E. L., Steimle F., 1989, Stoffsysteme mit Trifluoroethanol und Hexafluorisopropanol, DKV-Tagungsbericht Band 2, Kältetagung Hannover, Denmark.
- Okano T., Asawa Y., Fujimoto M., Nishiyama N., Sanai Y., 1994, Development of an air-cooled absorption refrigeration machine using a new working fluid, Proceedings of the IAHP Conference, ASME, Vol. 31, 311-4, New Orleans, USA.
- Olivé F., 1998, Revalorización energética de residuos térmicos por ciclos de compresión/absorción mediante el sistema ternario TFE+H<sub>2</sub>O+TEGDME, Tesis Doctoral, Universitat Rovira i Virgili, Tarragona, España.
- Olivé F., Patil K., Coronas A., 1994, Densities, viscosities and excess properties of Trifluoroethanol-Water, Tetraethylene Glycol Dimethylether-Water and Trifluoroethanol- Tetraethylene Glycol Dimethylether, International Journal of Thermophysics, 15, 4, pp. 661-674.
- Pourezza-Djournari S., Radermacher R., 1986, Calculation of the performance of vapor compression heat pumps with solution circuits using the mixture R22/DEGDME, International Journal of Refrigeration, 6(9): 245-250.
- Powell R. L., Steven J. H., 1995, Refrigerant alternatives, Encyclopedia of energy technology and the environment. Volume 4, Editorial John Wiley, pp. 2402-2425, New York, USA.
- Rane M. V., Radermacher R., 1991, Experimental investigation of two stage vapor compression heat pump with solution circuits, Proceedings of the XVIIIth International Congress of Refrigeration, Montreal, Canada.
- Rane M. V., Radermacher R., Herold K. E., 1989, Experimental investigation of a single stage vapor compression heat pump with solution circuit, Proceedings of the

- ASME Winter Annual Meeting, Advances in Industrial Heat Pump Technology, AES Vol. 8: 41-45.
- RCG/Hagler Bailly, Inc., Chalmers Industriteknik Energiteknisk Analys, IEA Heat Pump Centre, 1995, Industrial heat pumps. Experiences, potential and global environmental benefits, Final Report from Annex 21 of the IEA Heat Pump Programme, April, IEA Heat Pump Centre, Sittard, The Netherlands.
- Reid R. C., Prausnitz J. M., Poling B. E., 1988, The properties of gases and liquids, 4<sup>th</sup> Edition, McGraw-Hill, Singapore.
- Rie, D. H., Kashiwagi, T., 1991, Experimental study of steam absorption enhanced in accordance with interfacial turbulence in aqueous solution of LiBr. The influence of a noncondensable gas, International Journal of ASME, Series II, 34, No. 4: 502-8.
- Riedel L., 1951, Die warmleitfähigkeit von wassringen. Losungen starker elektrolyte, Chem. Ing. Techn., 23, 321, 465.
- Riedel L., 1954, Eine neue dampfdruckformel, Chem. Ing. Tech., 26, 83-89.
- Riffat S. B., Omer S. A., 2001, CFD modelling and experimental investigation of an ejector refrigeration system using methanol as the working fluid, International Journal of Energy Research, 25: 115-128.
- Rochester C. H., Symonds J. R., 1974, Thermodynamic studies of fluoroalcohols, Transaction Faraday Society I, 69, pp. 1267-1281.
- Rowland F. S., Molina M. J., 1974, Stratospheric sink for chlorofluoromethanes – chlorine atomic catalysed destruction of Ozone, Nature, 249: 810-812.
- Salavera, D., Esteve, X., Coronas, A., 2003, Densidades y viscosidades cinemáticas del sistema Metanol+Polietilen Glicol Dimetil Eter 500 de interés en ciclos de absorción/compresión, III Jornadas Nacionales de Ingeniería Termodinámica, Junio 5-6, Valencia, España.
- Sataphaty P. K., Gopal M. R., Arora R. C., 2004, Studies on a compression-absorption heat pump for simultaneous cooling and heating, International Journal of Energy Research, 28: 567-580.
- Sauermann P., Holzapfel K., Oprynski J., Nixdorf J., Kohler F., 1993, Thermodynamic properties of saturated and compressed liquid 2,2,2-Trifluoroethanol, Fluid Phase Equilibria, 84, pp. 154-182.

- Sawada N., Tanaka T., Mashimo K., 1993, Development of organic working fluid and application to absorption systems. Proceedings of the International Absorption Heat Pump Conference, ASME AES-Vol. 31, January 19-21, pp. 315-320, New Orleans, U.S.A.
- Schneider D., Göbel F., Thies A., 1991, Ökologisch verträglich-kompressionwärmepumpe mit lösungskreislauf, Luft- und Kältetechnik, 3: 116-118.
- Seher D., 1985, Arbeitsstoffgemische für absorptionswärmepumpen und absorptionswärmemetransformatoren, Forschungsberichte des Deutschen Kälte und Klimatechnischen Vereins Nr. 16, DKV e. V., Stuttgart.
- Seher D., Stephan K., 1983, Trifluoroethanol als arbeitsstoff für absorptionswärmepumpen und absorptionswärmemetransformatoren, Ki Klima Kälte Heizung, 11, pp. 295-301.
- Seher D., Stephan K., 1983, Trifluoroethanol als arbeitsstoff für absorptionswärmepumpen und absorptionswärmemetransformatoren, Ki Klima Kälte Heizung, 11, pp. 295-301.
- Selahattin G., 1995, Selection of working fluids for high-temperature heat pumps, Energy, 20, 7, pp. 623-625.
- Sellerio U., 1957, Machines frigorifiques à absorption-compression, Bulletin de l'Institut International du Froid, Annexe 2: 131-150.
- Sherif S. A., Goswami D. Y., Mathur G. D., Iyer S. V., Davanagere B. S., Natarajan S., Colacino F., 1998, A feasibility study of steam-jet refrigeration, International Journal of Energy Research, 22: 1323-1336.
- Smit R. W., de Beer J. G., Worrell E., Blok K., 1994, Long term industrial energy efficiency improvement: technology descriptions, Departament of Science, Technology & Society, Utrecht University, The Netherlands.
- Spencer E., 1961, New development in steam vacuum refrigeration, ASHRAE Transactions, 67: 339-361.
- Srikhirin P., Aphornratana S., Chungpaibulpatana S., 2001, A review of absorption refrigeration technologies, Renewable & Sustainable Energy Reviews, 5: 342-372.
- Staverman A. J., Guggenheim E. A., 1950, The entropy of high polymer solutions. Generalization of Formulae, Recl. Trav. Chim. Pays-Bas, 69, pp. 163-174.

- Steimle F., Nowaczyk U., 1992, Thermophysical properties of new working fluid systems for absorption processes, *International Journal of Refrigeration*, 15, 1, pp. 10-15.
- Stinson L. T., 1943, Steam-jet vacuum cooling units, *Refrigeration Engineering*, 46: 316-319.
- Stokar M., 1987, Compression heat pump with solution circuit, part 2: Sensitivity analysis of construction and control parameters, *International Journal of Refrigeration*, 10(5): 134-142.
- Stokar M., Trepp C., 1987, Compression heat pump with solution circuit, part 1: Design and experimental results, *International Journal of Refrigeration*, 10 (3): 87-96.
- Stuij B., 1995, Heat pumping technologies, applications and markets, *Energy for Sustainable Development*, 3 (2): 27-40.
- Stüven U., 1989, Entwicklung und erprobung eines neuen stoffsystems für den einsatz in absorptionswärmetransformatoren, *Chem. Ing. Tech.* (6), pp. 496-493.
- Sveine T., Grandum S., Baksaas H. S., 1998, Design of high temperature absorption/compression heat pump, *Natural Working Fluids'98, Joint Meeting of the International Institute of Refrigeration, Section B and E: 491-499, Oslo, Norway.*
- Taborek, J., 1988, *Process heat exchanger*, Hemisphere Publishing, Washington D.C., U.S.A.
- Thies A., y Najork H., 1989, Arbeitsstoffkombinationen für sorptionskältemaschinen und -wärmepumpen aus ausgewählten halohenkältemitteln und organischen lösungs-mitteln, *Luft- und Kältechnik*, 4: 185-191.
- Torstensson H., Nowacki J. E., 1991, A sorption/compression heat pump using exhaust air as heat source. *Proceedings of Absorption Heat Pump Conference: 103-108, Tokyo, Japan.*
- Tsonopoulos C., 1974, An empirical correlation of second virial coefficients, *AIChE Journal*, 20, 2, pp. 263-272.
- Vallès M., 2000, Estudio experimental del proceso de absorción de fluidos orgánicos con intercambiadores de placas, Tesis Doctoral, Universitat Rovira i Virgili, Tarragona, España.

- Vallès M., Boer D., Coronas A., 1996, Double effect absorption cycles for air-conditioning using alcohol-polyglycol ethers systems, 5<sup>th</sup> International Energy Agency Conference on Heat Pumping Technologies: 451-464, Toronto, Canada.
- Watson M. C., Oberle J. E., Rajewski T. E., 1998, Lubricants for natural working fluids, IIR Gustav Lorentzen Conference. Natural Working Fluids'98: 407-416.
- Watson, 1966, Estimation method for the effect of temperature on the enthalpy of vaporization of liquids, AIChE Journal, 12, pp. 599.
- Yaron I., Borde I., 1984, Working fluids for heat pumps, VDI-Berichte 539, ORC-HP-Technology, VDI, Düsseldorf.
- Yaws C. L., 1977, Handbook of transport property data, Gulf Publishing Company, Houston, USA.
- Yaws C. L., 1977, Physical properties, Chemical Engineering, McGraw-Hill, New York, USA.
- Yaws C. L., 1995, Handbook of viscosity, Gulf Publishing, Vol. 1-3, Houston, USA.
- Ziegler F., 1999, Recent developments and future prospects of sorption heat pump systems, International Journal of Thermal Science, 38: 191-208.
- Ziegler F., Hämmer G., 1991, Experimental results of a double-lift compression-absorption heat pump, Proceedings of the 4th International Conference on Application and Efficiency of Heat Pump Systems: 49-58, Munich, Germany.



# ANEXO A

## PROPIEDADES TERMOFÍSICAS DE LOS FLUIDOS PUROS Y SUS MEZCLAS

### A.1 – METANOL (MeOH)

#### A.1.1 – Presión de vapor

La presión de vapor se ha calculado utilizando la ecuación propuesta por Yaws (1977), válida en el intervalo de 205,75 a 512,55 K.

$$\log_{10} P = A + \frac{B}{T} + C \cdot \log_{10} T + D \cdot T + E \cdot T^2 \quad (\text{Ec. A.1})$$

donde: P viene dada en mm de Hg, T en K y, los valores de las constantes:

$$A = -42,629; B = -1186,2; C = 23,279; D = -35,082 \cdot 10^{-3}; E = 17,578 \cdot 10^{-6}$$

#### A.1.2 – Densidad del líquido

La densidad del líquido se ha calculado utilizando la ecuación propuesta por Yaws (1977) en el intervalo de 176,55 a 512,55 K.

$$\rho_l = A \cdot B^{-(1-T_r)^{2/7}} \quad (\text{Ec. A.2})$$

donde:  $\rho_l$  se expresa en kg/m<sup>3</sup>,  $T_r$  es la temperatura reducida ( $T/T_c$ ) y los valores de las constantes:

$$A = 0,2928; B = 0,2760$$

### **A.1.3 – Densidad del vapor**

La densidad del vapor se ha calculado a partir de la ecuación del Virial:

$$\frac{P \cdot v}{R \cdot T} = \left( 1 + \frac{B}{v} \right) \quad (\text{Ec. A.3})$$

donde:  $v$  es el volumen molar,  $R$  es la constante universal de los gases,  $T$  es la temperatura y  $B$  es el segundo coeficiente del Virial para el MeOH estimado a partir de la correlación propuesta por Tsonopoulos (1974).

### **A.1.4 – Capacidad calorífica del líquido**

La capacidad calorífica del líquido se calcula utilizando la correlación de Yaws (1977) que es aplicable en el intervalo de 175,55 a 493,15 K.

$$C_p = A + B \cdot T + C \cdot T^2 + D \cdot T^3 \quad (\text{Ec. A.4})$$

donde:  $C_p$  viene dada en kJ/kg,  $T$  en K y los valores de las constantes:

$$A = 3,5070; B = -13,518 \cdot 10^{-3}; C = 34,710 \cdot 10^{-6}; D = -0,7067 \cdot 10^{-9}$$

### **A.1.5 – Entalpía específica del líquido**

La entalpía específica del líquido se ha calculado integrando la expresión del calor específico del líquido desde la temperatura de referencia  $T_0 = 273,15$  K hasta la temperatura  $T$ .

$$h_l = \int_{T_0}^T C_p \cdot dT = A \cdot (T - T_0) + \frac{B}{2} \cdot (T^2 - T_0^2) + \frac{C}{3} \cdot (T^3 - T_0^3) + \frac{D}{4} \cdot (T^4 - T_0^4) \quad (\text{Ec. A.5})$$

donde:  $h_l$  viene dada en kJ/kg y,  $T$  en K.

### **A.1.6 – Calor latente**

El calor latente ha sido calculado utilizando la ecuación de Watson (1966):

$$H_{L/V} = h_{L/V} \left( \frac{T_c - T}{T_c - T_1} \right)^n \quad (\text{Ec. A.6})$$

donde: T viene dada en K;  $T_1 = 337,85$  K;  $n = 0,40$  y,  $h_{L/V} = 1088,26$  kJ/kg

#### ***A.1.7 – Entalpía específica del vapor saturado***

La entalpía específica del vapor saturado se ha calculado a partir de la suma de la entalpía del líquido saturado más el calor latente de vaporización.

$$h_v^{sat}(T) = h_l(T) + H_{L/V}(T) \quad (\text{Ec. A.7})$$

#### ***A.1.8 – Capacidad calorífica del vapor***

La capacidad calorífica del vapor se ha calculado utilizando la correlación de Yaws (1977). La correlación es válida en el intervalo de 298 a 1000 K con una desviación relativa cuadrática media de 0,43 %.

$$C_p^0 = A + B \cdot T + C \cdot T^2 \quad (\text{Ec. A.8})$$

donde:  $C_p^0$  viene dada en J/mol·K; T en K y los valores de las constantes:

$$A = 15,15; B = 0,104; C = -29,50 \cdot 10^{-6}$$

#### ***A.1.9 – Entalpía específica del vapor sobrecalentado***

La entalpía específica del vapor sobrecalentado a una temperatura T y una presión P se calcula mediante la expresión:

$$h_v(T, P) = h_v^{sat}(T) + \int_{T_{sat}}^T \frac{C_p^0}{M} \cdot dT \quad (\text{Ec. A.9})$$

donde: M es el peso molecular.

La expresión anterior es el resultado de realizar el siguiente proceso termodinámico.

1. Se parte del líquido en el estado de referencia a temperatura  $T_0$  y presión  $P$  y se calienta a presión constante hasta obtener vapor saturado a la temperatura  $T_{\text{sat}}$ .
2. Se recalienta el vapor a presión constante hasta llegar al estado final a la temperatura  $T$ .

#### ***A.1.10 – Viscosidad cinemática del líquido***

La viscosidad cinemática del líquido se ha calculado a partir de la viscosidad dinámica, utilizando la ecuación propuesta por Yaws (1995) y, la expresión de la densidad del líquido. La ecuación es válida en el intervalo de 230 a 513 K.

$$v_l = \frac{\mathbf{m}_l}{\mathbf{r}_l} = \frac{10^{(A+B/T+C \cdot T+D \cdot T^2)}}{\mathbf{r}_l} \cdot 10^3 \quad (\text{Ec. A.10})$$

donde:  $v_l$  viene dada en  $\text{mm}^2/\text{s}$ ;  $T$  en K y, los valores de las constantes:

$$A = -9,0561; B = 1,2542 \cdot 10^3; C = 2,2383 \cdot 10^{-2}; D = -2,3538 \cdot 10^{-5}$$

#### ***A.1.11 – Viscosidad cinemática del vapor***

La viscosidad cinemática del vapor se ha calculado mediante la expresión propuesta por Yaws (1995) para la viscosidad dinámica y, la ecuación de la densidad del vapor. Esta ecuación es válida en el intervalo de 240 a 1000 K.

$$v_v = \frac{\mathbf{m}_v}{\mathbf{r}_v} = \frac{10^{(A+B/T+C \cdot T+D \cdot T^2)}}{\mathbf{r}_v} \cdot 10^{-1} \quad (\text{Ec. A.11})$$

donde:  $v_v$  viene dada en  $\text{mm}^2/\text{s}$ ,  $T$  en K y, los valores de las constantes:

$$A = -14,2360; B = 3,8935 \cdot 10^{-1}; C = -6,2762 \cdot 10^{-5}$$

#### ***A.1.12 – Conductividad térmica del líquido***

Se ha calculado a partir de la ecuación propuesta por Yaws (1995), válida en el intervalo de temperaturas de 175 a 487 K.

$$\log_{10} k_l = A + B \cdot [1 - T/C]^{2/7} \quad (\text{Ec. A.12})$$

donde:  $k_l$  se expresa en W/m·K, T en K y los valores de las constantes:

$$A = -1,1793; B = 0,6191; C = 512,58$$

### ***A.1.13 – Conductividad térmica del vapor***

Se ha calculado a partir de la ecuación propuesta por Yaws (1995), válida en el intervalo de temperaturas de 273 a 684 K.

$$k_v = A + B \cdot T + C \cdot T^2 \quad (\text{Ec. A.13})$$

donde:  $k_v$  se expresa en W/m·K, T en K y los valores de las constantes:

$$A = 0,00234; B = 5,4340 \cdot 10^{-6}; C = 1,3154 \cdot 10^{-7}$$

## **A.2 – 2,2,2-TRIFLUOROETANOL (TFE)**

### ***A.2.1 – Presión de vapor***

La presión de vapor se ha calculado ajustando los valores experimentales obtenidos por Chaudari et al. (1995) y Sauerman et al. (1993) a una ecuación del tipo:

$$\log_{10} P = A + \frac{B}{T} + C \cdot \log_{10} T + D \cdot T + E \cdot T^2 \quad (\text{Ec. A.14})$$

donde: P se expresa en kPa, T en K y, los valores de las constantes:

$$A = -35,68189; B = 1,876709 \cdot 10^3; C = 21,31655; D = -3,872985 \cdot 10^{-2}; E = 1,980730 \cdot 10^{-5}$$

La ecuación es válida en el intervalo de temperaturas de 293 a 443,15 K.

### ***A.2.2 – Densidad del líquido***

Se ha calculado a partir de la ecuación propuesta por Sauermann et al. (1993), válida en el intervalo de temperaturas de 263 a 453 K y con una desviación relativa cuadrática media de 0.07%.

$$\frac{r_l}{r_c} = 1 + A \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^{1/3} + B \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^{5/6} + C \left(1 - \frac{T}{T_c}\right) + D \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^{28/6} \quad (\text{Ec. A.15})$$

donde:  $r_l$  se expresa en  $\text{kg/m}^3$ , T en K y, los valores de las constantes:

$$A = 1,9041018; B = 2,8902546; C = -2,2567951; D = 0,3595555$$

### A.2.3 – Densidad del vapor

Se ha calculado a partir de la ecuación del Virial (Ec. A.3). El segundo coeficiente del Virial (B) también se ha calculado a partir del modelo propuesto por Tsonopoulos (1974).

### A.2.4 – Capacidad calorífica del líquido

Se ha calculado a partir de un ajuste realizado utilizando los datos proporcionados por Holocarbon Products Co. (1981). El intervalo de temperaturas es de 293 a 453 K y el ajuste usado es:

$$C_p = A + B \cdot (T - T_0) + C \cdot (T - T_0)^2 + D \cdot (T - T_0)^3 \quad (\text{Ec. A.16})$$

donde:  $C_p$  se expresa en  $\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$ , T en K,  $T_0 = 273,15$  y, los valores de las constantes:

$$A = 1,393; B = 1,023 \cdot 10^{-2}; C = -5,96 \cdot 10^{-5}; D = -1,97 \cdot 10^{-7}$$

Conesa et al. (1998) han propuesto una correlación para determinar la capacidad calorífica del líquido con resultados similares:

$$C_p = A + B \cdot (T - T_0) + C \cdot (T - T_0)^2 \quad (\text{Ec. A.17})$$

donde:  $C_p$  se expresa en  $\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$ , T en K,  $T_0 = 273,15\text{K}$  y, los valores de las constantes:

$$A = 1,64136; B = 5,438 \cdot 10^{-3}; C = -1,087 \cdot 10^{-5}$$

### A.2.5 – Entalpía específica del líquido

Se ha calculado mediante la integración del calor específico del líquido (Ec.A.17). La entalpía específica  $h_l$  se expresa en  $\text{kJ/kg}$ , T en K.

### ***A.2.6 – Calor latente***

Se ha calculado utilizando el mismo procedimiento aplicado al MeOH (Ec. A.6). Los valores de las constantes han sido determinados por Seher y Stephan (1983).

$$T_1 = 346,75 \text{ K}; n = 0,38; h_{L/V} = 378 \text{ kJ/kg}$$

### ***A.2.7 – Entalpía específica del vapor saturado***

Se ha calculado utilizando el mismo procedimiento aplicado al MeOH (Ec. A.7).

### ***A.2.8 – Capacidad calorífica del vapor***

Se ha calculado aplicando el método de estimación de contribución de grupos de Jobak descrito por Reid et al. (1988) y, recomendado por Conesa (2000). La ecuación resultante es:

$$C_p^0 = A + B \cdot T + C \cdot T^2 + D \cdot T^3 \quad (\text{Ec. A.18})$$

donde:  $C_p^0$  se expresa en J/mol·K, T en K y, los valores de las constantes:

$$A = 9,874 \cdot 10^1; B = -1,510 \cdot 10^{-1}; C = 5,227 \cdot 10^{-4}; D = -3,034 \cdot 10^{-7}$$

Los grupos considerados para la molécula de TFE son: 1 ( $\equiv\text{C}$ -), 3 (F-), 1 ( $=\text{CH}_2$ ) y 1(-OH).

### ***A.2.9 – Entalpía específica del vapor sobrecalentado***

Se ha calculado utilizando el mismo procedimiento aplicado al MeOH (Ec. A.9).

### ***A.2.10 – Viscosidad cinemática del líquido***

Se ha calculado aplicando la ecuación propuesta por Olivé (1994) para el intervalo de temperaturas de 293,15 a 393,15 K.

$$v_l = A \cdot \text{EXP}(B/T) \quad (\text{Ec. A.19})$$

donde:  $v_l$  se expresa en  $\text{mm}^2/\text{s}$ ,  $T$  en K y, los valores de las constantes:

$$A = 1,48 \cdot 10^{-3}; B = 2,0163 \cdot 10^3$$

#### A.2.11 – Viscosidad cinemática del vapor

Se ha calculado a partir de la viscosidad dinámica y la densidad del vapor mediante la siguiente ecuación:

$$v_v = \frac{\mu_v}{\rho_v} \quad (\text{Ec. A.20})$$

donde:  $v_v$  se expresa en  $\text{mm}^2/\text{s}$ ,  $\mu_v$  en micropoise y,  $\rho_v$  en  $\text{kg}/\text{m}^3$ .

La viscosidad dinámica del vapor se ha calculado aplicando el método de estimación de los estados correspondientes de Lucas, explicado en Reid et al. (1988) y, recomendado por Conesa (2000). La ecuación utilizada es:

$$\mu_v \cdot x = \left[ 0.807 \cdot T_r^{0.618} - 0.357 \cdot e^{-0.449 \cdot T_r} + 0.340 \cdot e^{-4.058 \cdot T_r} + 0.018 \right] F_p^0 \quad (\text{Ec. A.21})$$

donde:  $\mu_v$  se expresa en micropoise y, los parámetros  $\xi$  y  $F_p^0$  son característicos de cada sustancia. En este caso:

$$\xi = 3,72 \cdot 10^{-3} \text{ micropoise}^{-1}; F_p^0 = 1,174$$

#### A.2.12 – Conductividad térmica del líquido

La conductividad térmica del líquido en función de la temperatura se ha calculado a partir del método de estimación de la temperatura de ebullición propuesto por Riedel (1951), corregido por Sato (1973), descrito por Reid et al. (1988) y, recomendado por Conesa (2000). La ecuación utilizada es:

$$k_l = \frac{\left( 1.11 / M^{1/2} \right) \left[ 3 + 20(1 - T_r)^{2/3} \right]}{3 + 20(1 - T_{rb})^{2/3}} \quad (\text{Ec. A.22})$$

donde:  $k_l$  se expresa en  $\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$ ,  $T_b = 346,75 \text{ K}$  y,  $T_{rb} = T_b/T_c$ .



### **A.2.13 – Conductividad térmica del vapor**

Se ha calculado a partir del método de estimación de Roy y Thodos explicado en Reid et al. (1988) y, recomendado por Conesa (2000). La ecuación utilizada es:

$$k_v \cdot \Gamma = 8.757 \left[ e^{0.0464 T_r} - e^{-0.2412 T_r} \right] + C \left[ -0.107 T_r + 1.330 T_r^2 - 0.223 T_r^3 \right] \quad (\text{Ec. A.23})$$

donde:  $k_v$  se expresa en W/m·K y, los parámetros  $\Gamma$  y  $C$  son característicos de cada sustancia. En este caso:

$$\Gamma = 448,29 \text{ m}\cdot\text{K}/\text{W}; C = 9,09$$

## **A.3 – 1,1,1,3,3,3-HEXAFLUOROISOPROPANOL (HFIP)**

### **A.3.1 – Presión de vapor**

La presión de vapor se ha calculado utilizando la ecuación propuesta por Chiapetta et al. (1989) para el intervalo de temperaturas entre 0 y 180°C.

$$\ln(P) = A + \frac{B}{T+C} + \frac{D}{T^2} + E \cdot \ln(T) \quad (\text{Ec. A.24})$$

donde:  $P$  se expresa en bar,  $T$  en K y, los valores de las constantes:

$$A = 9,2271170556; B = -2,2963746924 \cdot 10^3; C = 1,8360638299 \cdot 10^2; \\ D = 1,0905268351 \cdot 10^{-3}; E = 7,0078686084 \cdot 10^{-2}$$

### **A.3.2 – Densidad del líquido**

Se ha calculado a partir de la ecuación de Chiapetta et al. (1989) para el intervalo de temperaturas entre 20 y 90°C.

$$r = A + B \cdot T + C \cdot T^2 \quad (\text{Ec. A.25})$$

donde:  $\rho$  se expresa en kg/m<sup>3</sup>, T en °C y, los valores de las constantes:

$$A = 1,6686190178 \cdot 10^3; B = -2,4215993765; C = -5,0873194823 \cdot 10^{-3}$$

### ***A.3.3 – Densidad del vapor***

Se ha calculado a partir de la ecuación del Virial (Ec. A.3) y, el segundo coeficiente ha sido estimado a partir de la correlación de Tsonopoulos (1974).

### ***A.3.4 – Capacidad calorífica del líquido***

Se ha calculado a partir de la ecuación propuesta por Jadot et al. (1989) para el intervalo de temperaturas entre 293 y 453 K.

$$C_p = A + B \cdot T + C \cdot T^2 \quad (\text{Ec. A.26})$$

donde:  $C_p$  se expresa en cal/mol·K, T en K y, los valores de las constantes:

$$A = 43,21; B = -5,04 \cdot 10^{-2}; C = 3,17 \cdot 10^{-4}$$

### ***A.3.5 – Entalpía específica del líquido***

Se ha calculado aplicando el mismo procedimiento aplicado al MeOH y al TFE.

### ***A.3.6 – Calor latente***

Se ha calculado utilizando el mismo procedimiento aplicado al MeOH y al TFE (Ec. A.6). Los valores de las constantes han sido determinados por Rochester et al. (1974).

$$T_1 = 273,15 \text{ K}; n = 0,38; h_{L/V} = 270 \text{ kJ/kg}$$

### ***A.3.7 – Entalpía específica del vapor saturado***

Se ha calculado utilizando el mismo procedimiento aplicado al MeOH y al TFE (Ec. A.7).

### ***A.3.8 – Capacidad calorífica del vapor***

Se ha calculado utilizando el mismo procedimiento aplicado al TFE. (Ec. A.18). En este caso,  $C_p^0$  se expresa en J/mol·K, T en K y, los valores de las constantes:

$$A = -8,63; B = 6,51 \cdot 10^{-1}; C = -6,15 \cdot 10^{-4}; D = 2,112 \cdot 10^{-7}$$

Los grupos considerados para la molécula de HFIP son: 2 ( $\equiv C-$ ), 6 (F-), 1 (=CH) y 1(-OH).

### ***A.3.9 – Entalpía específica del vapor sobrecalentado***

Se ha calculado utilizando el mismo procedimiento aplicado al MeOH y al TFE (Ec. A.9).

## **A.4 – TETRAETILENGLICOL DIMETILETER (TEGDME)**

### ***A.4.1 – Presión de vapor***

Se ha calculado utilizando la ecuación propuesta por Chaudhari et al. (1995) válida en el intervalo de 275 a 540 K.

$$\text{Log}(P) = A - \frac{B}{T + C} \quad (\text{Ec. A.27})$$

donde: P se expresa en kPa, T en K y, los valores de las constantes:

$$A = 5,9384; B = 1,62 \cdot 10^3; C = -1,3553 \cdot 10^2.$$

### ***A.4.2 – Densidad del líquido***

Se ha calculado utilizando la ecuación propuesta por Conesa (2000) válida en el intervalo de 283 a 423 K.

$$r = A + B \cdot T + C \cdot T^2 \quad (\text{Ec. A.28})$$

donde:  $\rho$  se expresa en kg/m<sup>3</sup>, T en K y, los valores de las constantes:

$$A = 1,282694 \cdot 10^3; B = -9,242925 \cdot 10^{-1}; C = 0,0.$$

#### ***A.4.3 – Densidad del vapor***

Se ha calculado aplicando el mismo procedimiento que al MeOH, TFE y, HFIP (Ec. A.3).

#### ***A.4.4 – Capacidad calorífica del líquido***

Se ha calculado utilizando la ecuación propuesta por Conesa (2000) válida en el intervalo de 312 a 421 K.

$$C_p = A + B \cdot (T - T_0) + C \cdot (T - T_0)^2 \quad (\text{Ec. A.29})$$

donde:  $C_p$  se expresa en kJ/kg·K, T en K,  $T_0 = 273,15$  K y, los valores de las constantes:

$$A = 2,0467; B = 1,525; C = 0,845.$$

#### ***A.4.5 – Entalpía específica del líquido***

Se ha calculado utilizando el mismo procedimiento aplicado al MeOH, TFE y, HFIP.

#### ***A.4.6 – Calor latente***

Se ha calculado utilizando el mismo procedimiento aplicado al MeOH, TFE y, HFIP (Ec. A.6). Los valores de las constantes han sido determinados por Hoechst (1991).

$$T_1 = 318,15 \text{ K}; n = 0,38; h_{L/V} = 331,4 \text{ kJ/kg}$$

#### ***A.4.7 – Entalpía específica del vapor saturado***

Se ha calculado utilizando el mismo procedimiento aplicado al MeOH, TFE y, HFIP (Ec. A.7).

#### ***A.4.8 – Capacidad calorífica del vapor***

Se ha calculado utilizando el mismo procedimiento aplicado al TFE y, HFIP. (Ec. A.18). En este caso,  $C_p^0$  se expresa en J/mol·K, T en K y, los valores de las constantes:

$$A = 1,14026 \cdot 10^2; B = 1,39784; C = -4,004 \cdot 10^{-4}; D = -7,1 \cdot 10^{-8}$$

Los grupos considerados para la molécula del TEGDME son: 2 (-CH<sub>3</sub>), 16 (-CH<sub>2</sub>-) y, 5 (O).

#### ***A.4.9 – Entalpía específica del vapor sobrecalentado***

Se ha calculado utilizando el mismo procedimiento aplicado al MeOH, TFE y, HFIP (Ec. A.9).

#### ***A.4.10 – Viscosidad cinemática del líquido***

Se ha calculado utilizando la ecuación propuesta por Conesa (2000) válida en el intervalo de 283 a 423 K.

$$v = A + \frac{B}{T} + C \cdot \frac{T}{T_0} + D \cdot \left( \frac{T}{T_0} \right)^2 \quad (\text{Ec. A.30})$$

donde:  $v$  se expresa en mm<sup>2</sup>/s, T en K,  $T_0 = 298,15$  K y, los valores de las constantes:

$$A = -36,5369; B = 19,144; C = 24,8939; D = -6,3034.$$

### **A.5 – POLIETILENGLICOL DIMETILETER 500 (PEGDME 500)**

#### ***A.5.1 – Presión de vapor***

Se ha calculado utilizando a partir de los datos experimentales facilitados por Clariant (1991) a una ecuación del tipo Antoine (Ec. A.27). En este caso, los valores de las constantes son:

$$A = 9,4699982; B = 3,990297743 \cdot 10^3; C = -1,055136337 \cdot 10^2.$$

#### ***A.5.2 – Densidad del líquido***

Se ha calculado ajustando los datos experimentales medidos en el laboratorio de propiedades termofísicas del CREVER a una ecuación del tipo:

$$\rho = A + B \cdot T + C \cdot T^2 \quad (\text{Ec. A.31})$$

donde:  $\rho$  se expresa en  $\text{g/cm}^3$ , T en K y, los valores de las constantes:

$$A = 1,3020483; B = -7,2672021 \cdot 10^{-4}; C = -1,7015967 \cdot 10^{-7}$$

Esta ecuación es aplicable en el intervalo de temperaturas de 30°C a 150°C. El procedimiento experimental para determinar las densidades se encuentra descrito en el apartado A.7 de este anexo.

#### ***A.5.3 – Densidad del vapor***

Se ha calculado aplicando el mismo procedimiento que al MeOH, TFE, HFIP y, TEGDME (Ec. A.3).

#### ***A.5.4 – Capacidad calorífica del líquido***

Se ha calculado ajustando los datos experimentales medidos en el laboratorio de propiedades termofísicas del CREVER a una ecuación del tipo:

$$C_p = A + B \cdot (T - T_0) + C \cdot (T - T_0)^2 \quad (\text{Ec. A.32})$$

donde:  $C_p$  se expresa en  $\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$ , T en K y, los valores de las constantes:

$$A = 2,031161; B = 3,5014 \cdot 10^{-4}; C = 4,4938 \cdot 10^{-6}$$

Esta ecuación es aplicable en el intervalo de temperaturas de 30°C a 150°C. El procedimiento experimental para determinar las capacidades caloríficas se encuentra descrito en el apartado A.8 de este anexo.

#### ***A.5.5 – Entalpía específica del líquido***

Se ha calculado utilizando el mismo procedimiento aplicado al MeOH, TFE, HFIP y, TEGDME.

#### ***A.5.6 – Calor latente***

Se ha calculado utilizando el mismo procedimiento aplicado al MeOH, TFE, HFIP y, TEGDME (Ec. A.6). Los valores de las constantes han sido determinados aplicando el método de estimación de Riedel (1954) y descrito por Reid et al. (1987).

$$T_1 = 318,15 \text{ K}; n = 0,38; h_{L/V} = 190,2 \text{ kJ/kg}$$

#### ***A.5.7 – Entalpía específica del vapor saturado***

Se ha calculado utilizando el mismo procedimiento aplicado al MeOH, TFE, HFIP y, TEGDME (Ec. A.7).

#### ***A.5.8 – Capacidad calorífica del vapor***

Se ha calculado utilizando el mismo procedimiento aplicado al TFE, HFIP y, TEGDME. (Ec. A.18). En este caso, los valores de las constantes son:

$$A = 2,4521 \cdot 10^2; B = 3,29864; C = -1,04 \cdot 10^{-3}; D = -1,142 \cdot 10^{-7}$$

Los grupos considerados para la molécula del TEGDME son: 2 (-CH<sub>3</sub>), 40 (-CH<sub>2</sub>-) y, 11 (O).

#### ***A.5.9 – Entalpía específica del vapor sobrecalentado***

Se ha calculado utilizando el mismo procedimiento aplicado al MeOH, TFE, HFIP y, TEGDME (Ec. A.9).

### A.5.10 – Viscosidad cinemática del líquido

Se ha calculado ajustando los datos experimentales medidos en el laboratorio de propiedades termofísicas del CREVER a una ecuación del tipo:

$$\ln(v_l) = A + \frac{B}{C + T} \quad (\text{Ec. A.33})$$

donde:  $v_l$  se expresa en  $\text{m}^2/\text{s}$ , T en K y, los valores de las constantes:

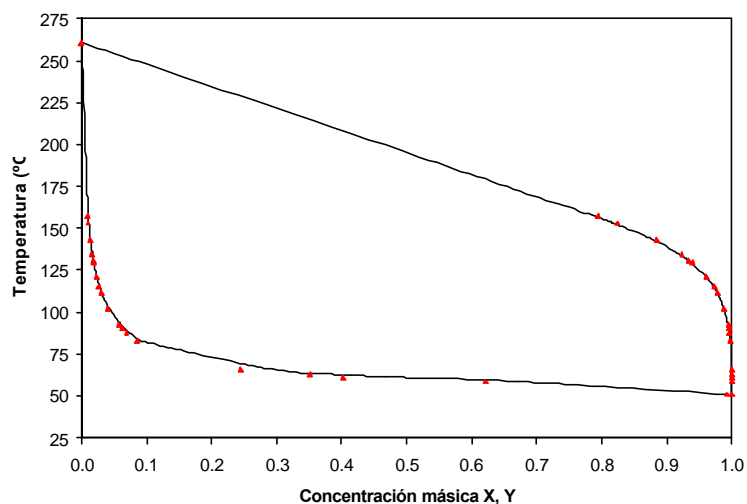
$$A = -6,671412; B = 2939,6814; C = -7,094 \cdot 10^{-1}$$

Esta ecuación es aplicable en el intervalo de temperaturas de 30°C a 150°C. El procedimiento experimental para determinar la viscosidad cinemática se encuentra descrito en el apartado A.9 de este anexo.

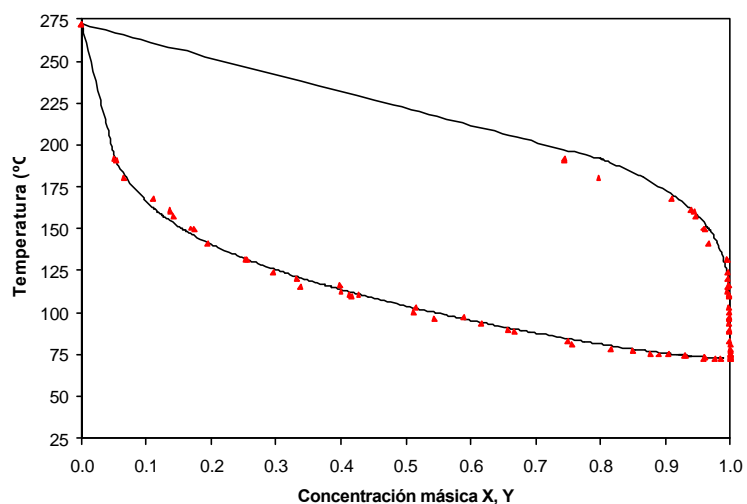
## A.6 – MEZCLAS MeOH/n-EGDME, TFE/n-EGDME Y, HFIP/n-EGDME

Como ha sido mencionado en el Capítulo 2, las propiedades termodinámicas de las mezclas MeOH/n-EGDME, TFE/n-EGDME y, HFIP/n-EGDME se han calculado utilizando el método de estimación DT-UNIFAC debido a que en un estudio anterior, Herraiz (2001), se analizaron diferentes métodos de estimación para diferentes configuraciones de grupos funcionales en la molécula de los n-EGDME. El resultado de dicho estudio determinó que la configuración  $\text{CH}_3\text{O}-(\text{CH}_2-\text{CH}_2\text{O})_n-\text{CH}_3$  conjuntamente con el método DT-UNIFAC era el que presentaba los mejores resultados de todos los métodos estudiados comparados con los datos experimentales disponibles. A título de ejemplo se muestran la Fig. A.1, la Fig. A.2 y, la Fig. A.3 en las que se puede apreciar el equilibrio líquido vapor de cada uno de los refrigerantes con un absorbente de la familia de los n-EGDME. Como se muestra en las tres figuras, la diferencia existente entre el método de estimación y los datos experimentales no supera el 10%.

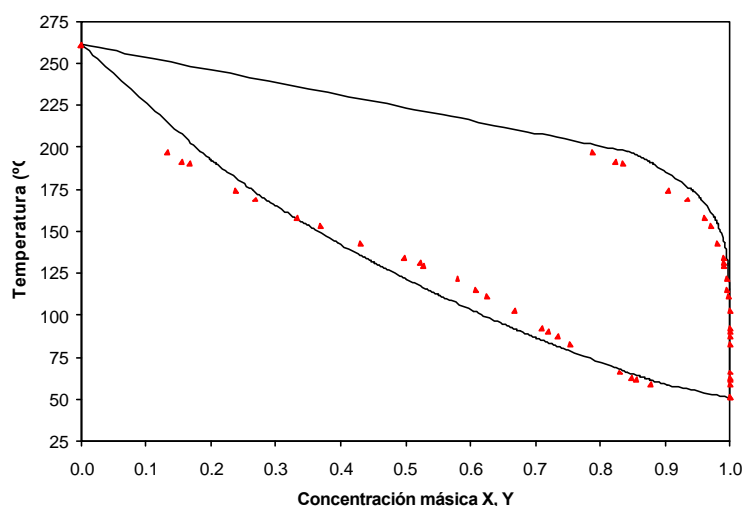




**Fig.A.1.** Temperaturas de equilibrio experimentales y estimadas para el sistema MeOH+TEGDME a 750 mbar. ( — ) estimación, (  $\Delta$  ) experimental (Esteve (1995)).



**Fig.A.2.** Temperaturas de equilibrio experimentales y estimadas para el sistema TFE+TEGDME a 750 mbar. ( — ) estimación, (  $\Delta$  ) experimental (Seher y Stephan (1983)).



**Fig.A.3.** Temperaturas de equilibrio experimentales y estimadas para el sistema HFIP+TEGDME a 750 mbar. ( — ) estimación, (  $\Delta$  ) experimental (Steimle et al. (1992)).

El método DT-UNIFAC, Gmehling et al. (1986, 1993), permite la estimación del coeficiente de actividad en función de la composición y la temperatura como resultado de la contribución de dos términos: el combinatorial y, el residual.

$$\ln(\mathbf{g}_i) = \ln(\mathbf{g}_i^C) + \ln(\mathbf{g}_i^R) \quad (\text{Ec. A.34})$$

- **Término combinatorial.** Se le conoce también como Staverman-Guggenheim (1950) y se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$\ln(\mathbf{g}_i^C) = 1 - V_i' + \ln(V_i') - 5 \cdot q_i \cdot \left( 1 - \frac{V_i}{F_i} + \ln\left(\frac{V_i}{F_i}\right) \right) \quad (\text{Ec. A.35})$$

donde:  $V_i$  y  $V_i'$  es la fracción de volumen molecular y,  $F_i$  es la fracción de superficie molecular y se obtienen a partir de las expresiones:

$$V_i' = \frac{r_i^{3/4}}{\sum_j x_j \cdot r_j^{3/4}} \quad (\text{Ec. A.36})$$

$$V_i = \frac{r_i}{\sum_j x_j \cdot r_j} \quad (\text{Ec. A.37})$$

$$F_i = \frac{q_i}{\sum_j x_j \cdot q_j} \quad (\text{Ec. A.38})$$

Los términos  $r_i$  y  $q_i$  se obtienen a partir de la suma de los volúmenes  $R_k$  y las áreas  $Q_k$  moleculares de van der Waals para cada grupo que forma parte de la molécula.

$$r_i = \sum_k v_k^i \cdot R_k \quad (\text{Ec. A.39})$$

$$q_i = \sum_k v_k^i \cdot Q_k \quad (\text{Ec. A.40})$$

El término  $v_k^i$  es el número de grupos  $k$  en la molécula  $i$ , y los parámetros  $R_k$  y  $Q_k$  se obtienen de Gmehling (1993).

- **Término residual.** La parte residual se obtiene a partir de la siguiente expresión:

$$\text{Ln}(\mathbf{g}_i^R) = \sum_k v_k^i \cdot (\text{Ln}(\Gamma_k) - \text{Ln}(\Gamma_k^i)) \quad (\text{Ec. A.41})$$

donde:  $\Gamma_k$  es el coeficiente de actividad residual del grupo  $k$  y,  $\Gamma_k^i$  es el coeficiente de actividad residual del grupo  $k$  en la molécula  $i$ .  $\Gamma_k$  se obtiene a partir de la expresión:

$$\text{Ln}(\Gamma_k) = Q_k \cdot \left( 1 - \text{Ln} \left( \sum_m \mathbf{q}_m \cdot \mathbf{y}_{mk} \right) - \sum_m \frac{\mathbf{q}_m \cdot \mathbf{y}_{mk}}{\sum_n \mathbf{q}_n \cdot \mathbf{y}_{nm}} \right) \quad (\text{Ec. A.42})$$

donde:

$$\mathbf{q}_m = \frac{Q_m \cdot X_m}{\sum_n Q_n \cdot X_n} \quad (\text{Ec. A.43})$$

$$X_m = \frac{\sum_j v_m^i \cdot x_j}{\sum_j \sum_n v_n^i \cdot x_j} \quad (\text{Ec. A.44})$$

$$y_{nm} = e^{\frac{a_{nm} + b_{nm} \cdot T + c_{nm} \cdot T^2}{T}} \quad (\text{Ec. A.45})$$

Los parámetros  $a_{nm}$ ,  $b_{nm}$  y  $c_{nm}$  caracterizan la interacción entre los grupos  $n$  y  $m$  y, se obtienen de Gmehling (1993) y Herraiz (2001). En la tabla A.1 se muestran los parámetros de interacción utilizados para estimar las propiedades de las tres mezclas.

**Tabla A.1.** Parámetros de interacción DT-UNIFAC para cada uno de los grupos utilizados. Normal (Gmehling, 1993), Negrita (Herraiz,2001).

		mn				
nm		CH <sub>2</sub> O/CH <sub>3</sub> O	CF <sub>3</sub>	OH	CH/CH <sub>2</sub> /CH <sub>3</sub>	CH <sub>3</sub> OH
CH <sub>2</sub> O/CH <sub>3</sub> O	$a_{nm}$	0,0	<b>-220,27</b>	1631,0	-9,654	475,2
	$b_{nm}$	0,0	<b>-4,389·10<sup>-1</sup></b>	-7,362	-3,242·10 <sup>-2</sup>	1,198·10 <sup>-1</sup>
	$c_{nm}$	0,0	<b>-6,31·10<sup>-5</sup></b>	1,176·10 <sup>-2</sup>	0,0	0,0
CF <sub>3</sub>	$a_{nm}$	<b>-313,63</b>	0,0	<b>1023,9</b>	-484,3	----
	$b_{nm}$	<b>-3,342·10<sup>-1</sup></b>	0,0	<b>-10,034</b>	2,467	----
	$c_{nm}$	<b>1,304·10<sup>-4</sup></b>	0,0	<b>1,818·10<sup>-2</sup></b>	0,0	----
OH	$a_{nm}$	1102,0	<b>1509,1</b>	0,0	1606,0	----
	$b_{nm}$	-7,176	<b>-1,7965</b>	0,0	-4,746	----
	$c_{nm}$	9,698·10 <sup>-3</sup>	<b>-3,658·10<sup>-3</sup></b>	0,0	9,181·10 <sup>-4</sup>	----
CH/CH <sub>2</sub> /CH <sub>3</sub>	$a_{nm}$	233,1	342,0	2777,0	0,0	2409,4
	$b_{nm}$	3,155·10 <sup>-1</sup>	-1,679	-4,674	0,0	-3,0099
	$c_{nm}$	0,0	0,0	1,551·10 <sup>-3</sup>	0,0	0,0
CH <sub>3</sub> OH	$a_{nm}$	-87,48	----	----	82,593	0,0
	$b_{nm}$	-5,522·10 <sup>-1</sup>	----	----	-0,4857	0,0
	$c_{nm}$	0,0	----	----	0,0	0,0

Para obtener el coeficiente  $\Gamma_k^i$  se utilizan las ecuaciones A.43, A.44, A.45 y, A.46 pero en este caso la variable  $q_k$  es la fracción del grupo  $k$  en el componente puro  $i$ .

Para calcular la entalpía molar de exceso se ha utilizado la siguiente ecuación:

$$H^E = -R \cdot T^2 \cdot \left( \sum_i \sum_k v_k^i \cdot x_i \cdot \left( d \cdot \text{Ln}(\Gamma_k) - d \cdot \text{Ln}(\Gamma_k^i) \right) \right) \quad (\text{Ec. A.46})$$

donde  $d \cdot \text{Ln}(\Gamma_k)$  se obtiene mediante la expresión:

$$d \cdot \text{Ln}(\Gamma_k) = -Q_k \cdot \left( \frac{\sum_m \mathbf{q}_m \cdot \left( \frac{d\mathbf{y}_{mk}}{dT} \right)}{\sum_m \mathbf{q}_m \cdot \mathbf{y}_{mk}} + \sum_m \frac{\mathbf{q}_m \cdot \left( \frac{d\mathbf{y}_{km}}{dT} \right) \sum_n \mathbf{q}_n \cdot \mathbf{y}_{nm}}{\left( \sum_n \mathbf{q}_n \cdot \mathbf{y}_{nm} \right)^2} - \frac{\mathbf{q}_m \cdot \mathbf{y}_{km} \cdot \sum_n \mathbf{q}_n \cdot \left( \frac{d\mathbf{y}_{nm}}{dT} \right)}{\left( \sum_n \mathbf{q}_n \cdot \mathbf{y}_{nm} \right)^2} \right) \quad (\text{Ec. A.47})$$

y  $d\Psi/dT$  se obtiene:

$$\frac{d\Psi}{dT} = \mathbf{y} \cdot \left( \frac{a_{nm}}{T^2} - c_{nm} \right) \quad (\text{Ec. A.48})$$

En la tabla A.2 se muestran las funciones utilizadas en la simulación termodinámica del ciclo de absorción con circuito de solución.

**Tabla A.2.** Listado de las funciones utilizadas en la simulación termodinámica del ciclo.

Función	Entradas	Salida	Descripción
VPMETGLI(X,T,N:P)	X(molar), T(K), P		Calcula la presión de vapor de
VPTFEGLI(X,T,N:P)	N*	(kPa)	la mezcla con la fracción molar
VPHFIPGLI(X,T,N:P)			líquida y la temperatura
			conocidas.
XEMETGLI(T,P,N:X)	T(K), P(kPa), X		Calcula la fracción molar
XETFEGLI(T,P,N:X)	N*	(molar)	líquida en equilibrio de la
XEHFIPGLI(T,P,N:X)			mezcla con la presión y
			concentración molar conocidas.

YEMETGLI(X,T,N:Y)	X(molar), T(K), Y	Calcula la fracción molar del vapor en equilibrio de la mezcla con la fracción molar líquida y temperatura conocidas.
YETFEGLI(X,T,N:Y)	N* (molar)	
YEHFIPGLI(X,T,N:Y)		
HLMETGLI(X,T,N:HL)	X(molar), T(K), HL	Calcula la entalpía líquida de equilibrio de la mezcla con fracción molar líquida y temperatura conocidas.
HLTFEGLI(X,T,N:HL)	N* (kJ/kg)	
HLHFIPGLI(X,T,N:HL)		
HVMETGLI(Y,T,N:HV)	Y(molar), T(K), HV	Calcula la entalpía de vapor con fracción molar vapor y temperatura conocidas.
HVTFEGLI(Y,T,N:HV)	N* (kJ/kg)	
HVHFIPGLI(Y,T,N:HV)		
DLMETGLI(X,T,N:DL)	X(molar), T(K), DL	Calcula la densidad del líquido con la fracción molar líquida y temperatura conocidas.
DLTFEGLI(X,T,N:DL)	N* (kg/m <sup>3</sup> )	
DLHFIPGLI(X,T,N:DL)		
VKMETGLI(X,T,N:VK)	X(molar), T(K), VK	Calcula la viscosidad cinemática líquida de la mezcla con la fracción molar líquida y temperatura conocidas.
VKTFEGLI(X,T,N:VK)	N* (mm <sup>2</sup> /s)	
VKHFIPGLI(X,T,N:VK)		
KLMETGLI(X,T,N:KL)	X(molar), T(K), KL	Calcula la conductividad térmica líquida de la mezcla con la fracción molar líquida y temperatura conocidas.
KLTFEGLI(X,T,N:KL)	N* (W/m·K)	
KLHFIPGLI(X,T,N:KL)		

\* N=4 para TEGDME, N=5 para PeEGDME, N=6 para PEGDME 250 y, N=7 para PEGDME 500.

## A.7 – DETERMINACIÓN EXPERIMENTAL DE LA DENSIDAD DEL PEGDME 500

Para determinar experimentalmente la densidad líquida del PEGDME 500 se ha utilizado un densímetro de oscilación mecánica Anton Para DMA 60/602 HP-HT. A continuación se describe brevemente el equipo utilizado y el procedimiento experimental realizado.

### A.7.1 – Principio de funcionamiento

Los densímetros de tubo vibrante determinan la densidad del fluido midiendo el período de vibración de un oscilador mecánico. Este oscilador consta de un tubo en forma de “U” que se llena con el fluido que se quiere estudiar por lo que la ecuación que relaciona el período de vibración  $t$  y la densidad del fluido  $r$  es de la forma:

$$t = 2 \cdot p \cdot \sqrt{\frac{r \cdot V_i + m_C}{K}} \quad (\text{Ec. A.49})$$

donde:  $V_i$  es el volumen interior del tubo en “U”,  $m_C$  es la masa del oscilador vacío y  $K$  es la constante elástica de oscilación.

Despejando la densidad y simplificando los parámetros del densímetro ( $V_i$ ,  $m_C$  y  $K$ ), la ecuación quedaría:

$$r = K_1 \cdot t^2 - K_2 \quad (\text{Ec. A.50})$$

Como se puede apreciar en la ecuación anterior, la densidad del fluido depende del período de vibración  $t$  y de las constantes  $K_1$  y  $K_2$ . Estas constantes se determinan a través de dos mediciones de referencia utilizando dos fluidos de densidad conocida. Además, estas constantes dependen de la temperatura y la presión. Por este motivo, es recomendable realizar las mediciones de referencia en las mismas condiciones de presión y temperatura. Por ejemplo, si se utilizan como fluidos de referencia el Agua líquida y el Nitrógeno gas, las constantes se pueden expresar en función de la densidad y del período de vibración mediante las siguientes ecuaciones:

$$K_1 = \frac{r_{H_2O} - r_{N_2}}{t^2_{H_2O} - t^2_{N_2}} \quad (\text{Ec. A.51})$$

$$K_2 = \frac{r_{N_2} \cdot t^2_{H_2O} - r_{H_2O} \cdot t^2_{N_2}}{t^2_{H_2O} - t^2_{N_2}} \quad (\text{Ec. A.52})$$

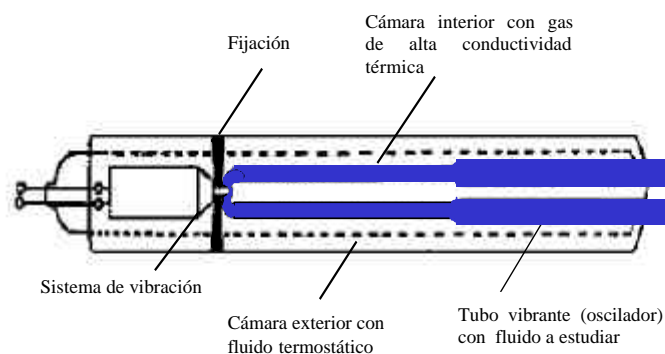
### ***A.7.2 – Descripción del densímetro Anton Paar DMA 60/602 HP-HT***

El densímetro de oscilación mecánica Anton Paar está compuesto por dos equipos: la unidad DMA 60 y, la unidad DMA 602 HP-HT. La unidad DMA 60 está formada por toda la electrónica que convierte la señal del oscilador en el período de vibración mientras que la unidad DMA 602 HP-HT está formada por el oscilador.

La unidad DMA 60 es utilizada para procesar la señal enviada desde la unidad DMA 602 HP-HT y obtener de esta forma el período de vibración del oscilador. La precisión de este equipo es alta y con tiempos de medida cortos, alcanzándose lecturas de período con un máximo de 8 cifras significativas.

El oscilador está diseñado para trabajar desde condiciones de vacío hasta presiones de 50 bar. Además, las temperaturas pueden variarse desde los  $-20^{\circ}\text{C}$  hasta  $150^{\circ}\text{C}$ . Básicamente está compuesto por un cilindro de doble pared que forman dos cámaras coaxiales. En la cámara interior se encuentra el oscilador en forma de “U”. El espacio restante está ocupado por un gas de alta conductividad térmica de tal forma que se facilite el contacto térmico entre el oscilador y el fluido termostático que circula por la cámara exterior para mantener una temperatura constante. En la misma cámara exterior, existe un tubo capilar de 2mm de diámetro interior que permite la inserción de una sonda para realizar la medición de temperatura del fluido termostático con precisión. Finalmente, el oscilador tiene un sistema de excitación que provoca su vibración, un sistema de transmisión libre de interferencias de la señal del período de vibración y, una bomba de aire para la limpieza y secado de la muestra. En la Fig. A.4 se muestra un esquema del oscilador.

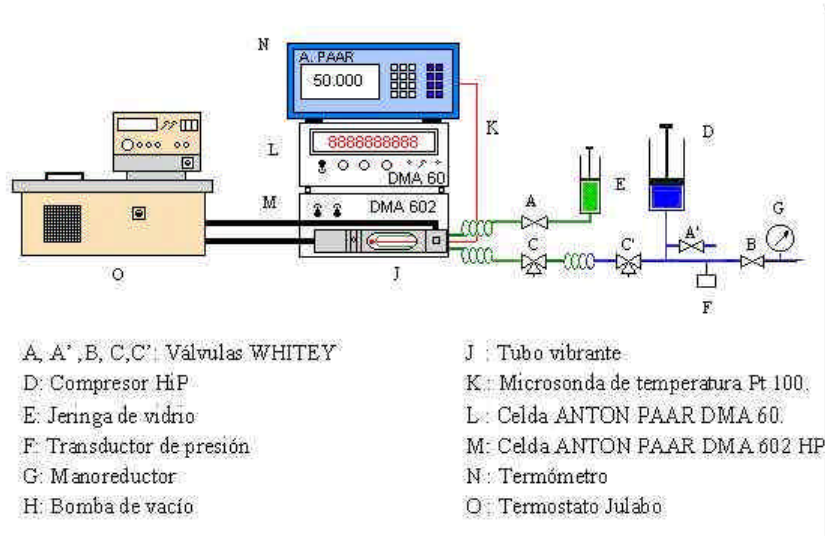




**Fig.A.4.** Esquema del oscilador de la unidad DMA 602 HP-HT.

Para regular la presión de trabajo, Conesa (2000) ha diseñado un sistema auxiliar con la función de permitir la aplicación de una presión controlada sobre la muestra a estudiar, además de permitir la inyección del fluido en el densímetro y su posterior limpieza. La limitación de la presión de trabajo viene determinada fundamentalmente por la presión máxima admisible por el oscilador.

Para controlar la temperatura, se ha utilizado un baño termostático JULABO HC/F20 que acondiciona un aceite térmico BAYSILONE M-20 (Polidimetilsiloxano) que circula por la celda de medida. Mediante este baño, se alcanza la temperatura de trabajo con una estabilidad de  $\pm 20$  mK. Para medir la temperatura en el oscilador, se ha utilizado una termómetro de precisión Anton Paar MKT 100 y una sonda de temperatura de alta precisión que ha sido calibrada en el laboratorio TERMOCAL de la Universidad de Valladolid, siendo su incertidumbre de  $\pm 10$  mK. El esquema de todo el conjunto experimental se muestra en la Fig. A.5.



**Fig.A.5.** Esquema del equipo de medida de densidades.

### A.7.3 – Descripción del método experimental

Básicamente, el método experimental se divide en tres pasos: preparación de la muestra, introducción de la muestra y medición y, limpieza del equipo

- **Preparación de la muestra**

El líquido utilizado ha sido filtrado con tamiz molecular para eliminar posibles trazas de vapor de agua absorbidas del ambiente desplazando el aire contenido en el recipiente con Nitrógeno para evitar de esta forma su posterior absorción.

- **Introducción de la muestra y medición**

Una vez el equipo y el fluido están preparados, la muestra se introduce en el densímetro mediante la jeringa E (Fig. A.5). La inyección del fluido ha de realizarse lentamente para evitar así la formación de burbujas. Las válvulas C y C' en este momento deben estar conectadas en dirección al vaso de recogida de residuos. Se detecta que el oscilador está lleno cuando el fluido llega a la válvula C y se vierte en el vaso de recogida. Entonces se cierra la válvula A y se cambian las posiciones las válvulas C y C' de forma que el fluido quede en contacto con la línea de Nitrógeno a presión atmosférica. Para aumentar la presión, se regula la presión de salida en el manorreductor

G a 5 bar y se mantienen las válvulas A' y B cerradas. A continuación se abre lentamente la válvula B hasta que la presión alcance un valor cercano al deseado, tomando la lectura con el indicador F. Seguidamente, se cierra nuevamente la válvula B y mediante el sistema de compresión D se ajusta el valor de presión deseado.

Para alcanzar la temperatura deseada, se programa el baño termostático O, realizando la lectura a través de la sonda K y el termómetro N. Una vez alcanzados los valores de presión y temperatura deseados, se toma el valor del período de oscilación en la unidad DMA 60. Finalizado el proceso, se continúa al siguiente valor de temperatura para obtener de esta forma todos los períodos de vibración para cada una de las temperaturas. Las variaciones en la presión durante el cambio de temperatura son compensadas mediante el generador de presión D.

- **Limpieza del equipo**

Una vez finalizado el estudio del fluido, se procede a la limpieza del equipo. En primer lugar, se pone la celda de medida a la presión atmosférica abriendo la válvula A. Seguidamente se acciona la válvula C' de forma que queden conectados el tramo desde la válvula C con el vaso de recogida. En este momento, se abre la válvula A y se inyecta agua destilada a una temperatura de 45°C para evitar la solidificación del fluido. Posteriormente, se inyecta Acetona para facilitar el secado de la celda. Seguidamente se inyecta aire y finalmente, se cierra la válvula A y se procede a realizar vacío en la celda con la ayuda de la bomba de vacío de la unidad DMA 602 HT-HP.

Las constantes  $K_1$  y  $K_2$  del equipo, han sido obtenidas a partir del análisis del Agua líquida y Nitrógeno gas tal y como se ha explicado en el apartado A.9.1.

#### **A.7.4 – Resultados**

Las medidas han sido realizadas desde 40°C para evitar los problemas de solidificación del PEGDME 500 en intervalos de 10°C hasta alcanzar los 150°C. El uso de la línea de presión ha sido básicamente para mantener las mismas condiciones de presión y temperatura debido a que la temperatura de esta sustancia es muy superior a la

temperatura máxima de trabajo. Por este motivo se ha decidido trabajar con una presión de 5 bar. Los resultados se muestran en la tabla A.3.

**Tabla A.3.** Densidad líquida experimental del PEGDME 500.

<b>T (°C)</b>	<b><math>\rho</math> (g/cm<sup>3</sup>)</b>
40	1,05815
50	1,04932
60	1,04099
70	1,03242
80	1,02419
90	1,01544
100	1,00690
110	0,99886
120	0,99032
130	0,98128
140	0,97260
150	0,96414

## **A.8 – DETERMINACIÓN EXPERIMENTAL DE LA CAPACIDAD CALORÍFICA DEL PEGDME 500**

Para determinar experimentalmente la capacidad calorífica del líquido del PEGDME 500 se ha utilizado un calorímetro SETERAM modelo C80 II con dos celdas de medida y una línea de presión. La programación, control de los experimentos y la adquisición de datos se ha realizado mediante un ordenador personal conectado al calorímetro.

### ***A.8.1 – Principio de funcionamiento***

La medición de la capacidad calorífica del líquido a través de un calorímetro se basa en el principio de Kalvet (Kalvet y Prat, 1956). Según este principio, las dos celdas de

medida interaccionan térmicamente al encontrarse alojadas en dos cavidades de un bloque calorimétrico. Dicho bloque, tiene como características una gran inercia térmica y, que puede ser programada su temperatura. De esta forma, el fluido contenido en el interior de las celdas puede ser calentado, enfriado o mantenido isotérmicamente dependiendo del estudio que se desea realizar.

Cada celda de medida al ser introducida en su cavidad queda rodeada por decenas de termopares, de modo que por un extremo están en contacto con la celda y por el otro, con el bloque. Esta disposición permite que si entre el bloque y las celdas existe una diferencia de temperaturas  $\Delta T$ , se generará espontáneamente un flujo de calor para establecer el equilibrio térmico. Este flujo sería inducido por los termopares debido a que también experimentan un  $\Delta T$  y generaran una fuerza electromotriz (fem). De esta forma, se establece una relación entre el calor intercambiado por cada celda y el bloque cuantificándose mediante una calibración por efecto Joule. El sistema de termopares que rodea cada celda también suele designarse como medidor de flujo.

Para entender el principio de funcionamiento, consideremos una celda que tiene una resistencia eléctrica y que está alimentada por una corriente eléctrica. Si la celda disipa una cantidad constante de energía térmica igual a la suministrada, alcanzará una temperatura que será constante y, función de la velocidad de disipación. Por lo tanto, cada termopar transferirá una cantidad de energía  $q_i$  que puede ser expresada en función de su conductividad térmica  $g$  y, la diferencia de temperaturas entre sus extremos  $\Delta T$  mediante la ecuación:

$$q_i = g_i \cdot \Delta T \quad (\text{Ec. A.53})$$

Por tanto, el flujo total  $Q$  generado por el conjunto de termopares será:

$$Q = \sum q_i \quad (\text{Ec. A.54})$$

Como existe un gradiente de temperaturas entre el bloque y las celdas de medida y, entre los extremos de los termopares que mantienen una diferencia de temperaturas  $\Delta T$ , se generará una fuerza electromotriz  $e_i$  que se expresa como:

$$e_i = \mathbf{e}_i \cdot \Delta T \quad (\text{Ec. A.55})$$

donde:  $\mathbf{e}$  es el coeficiente Seebeck del termopar. Si se sustituye  $\Delta T$  en función de  $q_i$ , la ecuación queda de la siguiente forma:

$$e_i = \frac{\mathbf{e}_i}{\mathbf{g}_i} \cdot q_i \quad (\text{Ec. A.56})$$

Además, si se conectan todos los termopares en serie, la fem total E será:

$$E = \frac{\mathbf{e}}{\mathbf{g}} \cdot \sum q_i = A \cdot \sum q_i = A \cdot Q \quad (\text{Ec. A.57})$$

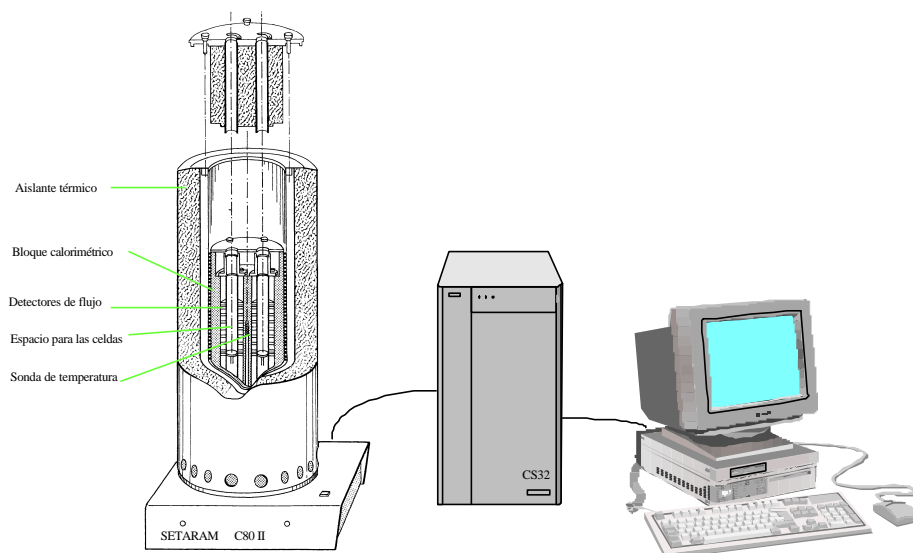
donde: A es una constante de proporcionalidad que se determina mediante una calibración por efecto Joule. El análisis descrito anteriormente corresponde al comportamiento de una celda, aunque realmente el montaje experimental en el calorímetro incorpora dos celdas idénticas con sus respectivos medidores de flujo. La justificación del uso de las dos celdas se debe a que de esta forma se mejoran la calidad de la medición debido a que con ella es posible detectar efectos no deseados que pueden ocasionar perturbaciones en el flujo de calor como los producidos por pequeñas oscilaciones de temperatura o fugas de calor. De esta forma al tener dos celdas idénticas, se parte del supuesto que al estar ambas en contacto con el bloque calorimétrico, sus respuestas frente a las perturbaciones deberían ser exactamente iguales.

#### ***A.8.2 – Descripción del calorímetro SETARAM C80 II***

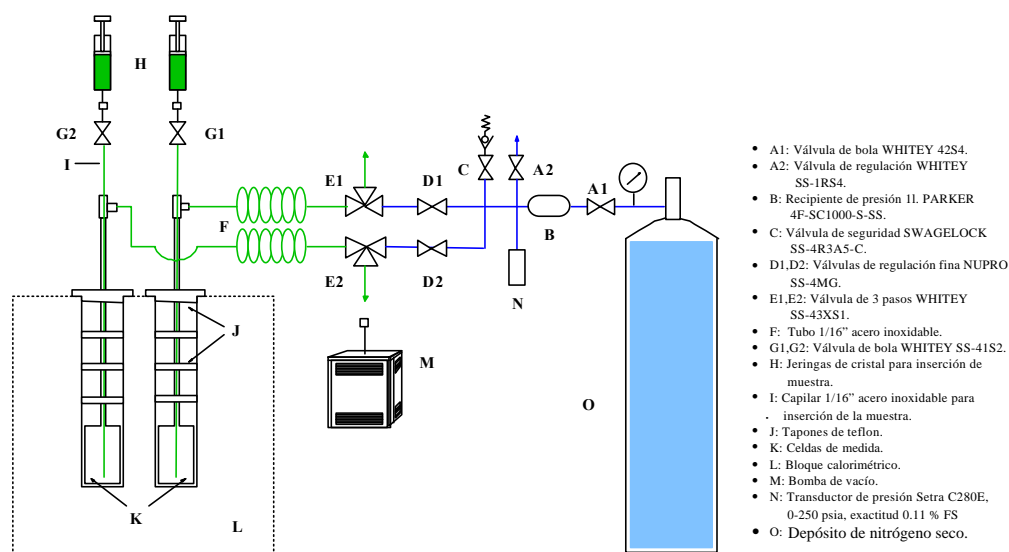
El calorímetro SETARAM modelo C80 II está formado por un bloque calorimétrico cilíndrico que se encuentra sobre una base rectangular y, fijado a un mecanismo que permite invertir la posición vertical. Su interior está diseñado para que se puedan alojar dos celdas de medida en dos cavidades simétricas en el bloque. En una de las celdas se inserta la sustancia que se quiere estudiar mientras que la otra celda es utilizada como celda de referencia para detectar los efectos de perturbación no deseados.

Las celdas de medida se introducen en sus respectivas cavidades del bloque calorimétrico por la parte superior del calorímetro, quedando situadas a media altura del bloque donde se encuentran los medidores de flujo. La temperatura del bloque se ajusta al valor programado mediante unas resistencias eléctricas que son reguladas por el controlador CS 32, el cuál también tiene la función de controlar el experimento deseado que ha sido programado en el ordenador. El equipo además dispone de un ventilador que origina una corriente de aire cuando es necesario enfriar a mayor velocidad que la disipación natural. La toma de temperatura del bloque se realiza mediante dos Pt100, situadas en el centro del bloque y cerca de la celda de medida. En la Fig. A.6 se muestra un esquema general del calorímetro descrito anteriormente.

Para mantener las condiciones de presión fijas, se ha dispuesto de un sistema que controla la expansión térmica del fluido a estudiar cuando se dan cambios de temperatura. Dicho sistema no es más que la incorporación a la línea de presión de un volumen de expansión adicional de 1 litro. De esta forma se garantiza que el cambio de volumen debido a la expansión del fluido sea despreciable. En la Fig. A.7 se muestra el esquema del sistema de presión implementado.



**Fig. A.6.** Esquema del calorímetro SETARAM C80 II.



**Fig. A.7.** Esquema de la línea de presión implementada a las celdas de medición del calorímetro.

La definición de los parámetros experimentales y el diseño del experimento se realizan a través del programa desarrollado por SETARAM. En él, se definen las diferentes etapas que forman parte del experimento como por ejemplo las isotermas, las rampas de temperatura, etc. Además, permite seleccionar las variables de operación que definen el experimento tales como:

- **Sensibilidad**

La sensibilidad hace referencia a la relación entre el valor de la señal eléctrica producida por los medidores de flujo (termopares) y, el flujo térmico que lo genera. Esta relación se determina mediante la medición de una potencia conocida, realizando una calibración con una celda que produce el efecto Joule. Una vez conocida la sensibilidad del calorímetro se puede convertir la señal eléctrica  $S$  al valor de flujo correspondiente.

- **Tiempo**

Para definir una etapa, es necesario conocer la temperatura y describir su evolución respecto al tiempo. De este modo, una isoterma se define con la temperatura y su duración mientras que en una etapa donde existe un salto térmico, se define mediante la



temperatura inicial y final juntamente con la velocidad de cambio. Este cambio de temperatura puede ser tanto positivo como negativo.

- **Amortiguación**

Este parámetro es necesario debido a que el valor del flujo generado puede variar enormemente en función de la propiedad termofísica estudiada, tipo de experimento, sustancia estudiada etc. La amortiguación se activa cuando el valor generado supera los 2000 mW, ampliando el rango de valores permitidos para el flujo y evitar así la saturación del equipo.

- **Parámetros del controlador**

El perfil programado de temperaturas es aquel que deben seguir las celdas junto con el fluido a lo largo del experimento. Estos valores de temperatura son los valores de consigna para los que el controlador PID debe ser capaz de ajustar. Se configuran desde el propio programa y dependerán del tipo de experimento y del material de la celda de medida.

- **Función retraso**

Esta función se activa en procesos donde se realiza un cambio de temperatura a velocidades altas debido a que los cambios rápidos de temperatura pueden originar una diferencia de temperaturas entre el bloque calorimétrico y las celdas debido principalmente a la gran inercia térmica del bloque. Normalmente, esta función es muy importante en los estudios donde la velocidad puede estar alrededor de 5°C/min. Para velocidades mayores se suelen utilizar microcalorímetros que están equipados con celdas de medida pequeñas y por lo tanto, con baja inercia térmica. Para los experimentos que se han realizado, esta función no se ha activado debido a que al cambio de temperatura le sigue una isoterma que asegura la recuperación del equilibrio térmico entre las celdas y el bloque calorimétrico. El modo de operación así como el método de cálculo para la medición de la capacidad calorífica se encuentran ampliamente detallados en Conesa (2000).

### ***A.8.3 – Descripción del método experimental***

El método experimental se ha dividido en cuatro pasos:

- **Preparación de la muestra y del equipo**

La preparación del experimento corresponde a la preparación de la muestra y, a la preparación del equipo. La preparación de la muestra se realiza de la misma forma que en el apartado A.9.3. La preparación del equipo consta de una limpieza previa de las celdas y un secado riguroso. Para realizar el secado, el calorímetro se ha programado para que calentase las celdas de medida por encima de la temperatura de ebullición del fluido de lavado (se ha utilizado Acetona) mientras que al mismo tiempo se le aplicaba una corriente de nitrógeno gaseoso. Finalmente para asegurar su secado, a la temperatura seleccionada se le ha realizado vacío a las celdas.

- **Introducción de la muestra**

Una vez el equipo y la muestra están preparados, se procede a la introducción del fluido en la celda de medida. Se vierte una cantidad de 30 ml del fluido en un vaso precipitado y posteriormente se succiona mediante una jeringa de vidrio limpia y seca. Para conectar la jeringa y el sistema de llenado, se ha utilizado una aguja de acero inoxidable de 1/16" de diámetro, en cuyo extremo tiene un conector Swagelock. Una vez el fluido está en la jeringa, se debe asegurar que no hay burbujas de aire en el interior de la muestra. Antes de introducir el fluido, se comprueba que las válvulas de la línea de presión se encuentren abiertas para permitir la entrada del líquido a la celda de medida. La válvula G debe estar abierta también y, la válvula E debe estar conmutada a la posición de salida hacia el vaso de precipitado. La inyección se realiza lentamente hasta que el líquido salga en el vaso de precipitados. Llegado este punto, se procede a cerrar la válvula G y se conmuta la válvula E para poner en contacto el líquido con la atmósfera de Nitrógeno. Finalmente, la presión se aumenta abriendo la válvula A hasta alcanzar la presión de trabajo (5 bar).

- **Experimentación**

Utilizando el programa del SETARAM se escogen los parámetros de control dependiendo del experimento y, se da la orden de inicio de la experimentación. El

equipo realizará los cambios de temperaturas programados según el diseño previo y generará automáticamente un fichero experimental de resultados. Los datos experimentales corresponden a las tres variables del proceso: tiempo, temperatura y flujo.

- **Limpieza del equipo**

Una vez finalizado el experimento, se procede a la limpieza de la celda de medida. En primer lugar, se pone la celda de medida a presión atmosférica cerrando la válvula D y conmutando la válvula E. Seguidamente se inyecta aire mediante la jeringa hasta que salga todo el fluido de la celda de medida. Posteriormente, se inyecta agua a 45°C y posteriormente Acetona. Para el secado de la celda de medida se realiza el mismo proceso descrito en este mismo apartado en la sección de preparación de la muestra y el equipo.

#### ***A.8.4 – Resultados***

Las medidas han sido realizadas desde 50°C para evitar los problemas de solidificación del PEGDME 500. Los resultados se muestran en la tabla A.3.

**Tabla A.4. Densidad líquida experimental del PEGDME 500.**

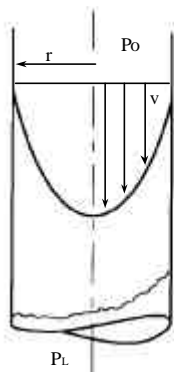
<b>Temperatura (°C)</b>	<b>Cp (kJ/kg·K)</b>
59,27	2,067238
79,08	2,090759
98,89	2,108955
118,69	2,143832
138,50	2,165861

## A.9 – DETERMINACIÓN EXPERIMENTAL DE LA VISCOSIDAD CINEMÁTICA DEL PEGDME 500

Para determinar experimentalmente la viscosidad cinemática del líquido del PEGDME 500 se ha utilizado un viscosímetro capilar del tipo Ubbelohde.

### A.9.1 – Principio de funcionamiento

La medida de la viscosidad cinemática mediante capilares Ubbelohde se basa en la relación que existe entre la viscosidad del fluido y el tiempo que tarda su volumen en atravesar un tubo de pequeña sección circular. Una forma de determinar esta relación es mediante la ecuación de Hagen-Poiseuille. Esta ecuación establece que la viscosidad dinámica  $\boldsymbol{h}$  de un líquido que fluye por un conducto de pequeña sección circular se puede expresar en función del radio  $r$ , la caída de presión entre sus extremos  $P_0-P_L$ , la longitud  $L$  y, el flujo volumétrico  $\dot{V}$ . En la Fig. A.8 se representa esquemáticamente el flujo de un fluido en régimen laminar completamente desarrollado en un tubo de sección circular.



**Fig. A.8.** Representación del flujo laminar desarrollado en estado estacionario a través de un capilar de sección circular.

Aplicando un balance de fuerzas para el fluido de densidad  $\boldsymbol{r}$  y viscosidad dinámica  $\boldsymbol{h}$  se obtiene:

$$(P_0 - P_L) \rho \cdot r^2 + 4 \mu \rho \cdot r \cdot L \cdot \frac{dn}{dr} \quad (\text{Ec. A.58})$$

Para que este modelo sea válido se deben asumir las siguientes condiciones:

- El capilar es recto y de sección uniforme.
- El fluido no es compresible y su densidad es constante a lo largo del capilar.
- El fluido tiene un comportamiento newtoniano y la variación de su viscosidad con la pérdida de presión es despreciable.
- La temperatura del fluido es constante y uniforme en todo el capilar, siendo despreciable la generación de calor por disipación viscosa.
- El flujo del fluido es laminar y completamente desarrollado.
- No existe disminución del radio del capilar por acumulación del fluido en la pared interna.

Por tanto, partiendo de la Ec. A.59 se puede obtener la expresión de la distribución parabólica de la velocidad del fluido integrando a través de la sección de paso  $S$  para determinar así el flujo volumétrico  $\dot{V}$ .

$$\dot{V} = \int v dS = \frac{(P_0 - P_L) \rho \cdot r^4}{8 \mu L} \quad (\text{Ec. A.59})$$

Si el fluido cae libremente, la pérdida de carga  $P_0 - P_L$  se puede expresar en función de la distancia  $h$  entre los extremos superior e inferior del capilar de tal forma que:

$$P_0 - P_L = \rho \cdot g \cdot h \quad (\text{Ec. A.60})$$

Además, si se conoce la expresión para el flujo volumétrico del capilar, se puede relacionar el volumen total del fluido que ha circulado por él con el tiempo de paso  $t$  mediante la expresión:

$$V = \dot{V} \cdot t = \frac{\rho \cdot g \cdot h \cdot \rho \cdot r^4 \cdot t}{8 \mu L} \quad (\text{Ec. A.61})$$

De esta forma se obtiene una expresión para la viscosidad cinemática:

$$v = \frac{h}{r} = \frac{g \cdot h \cdot \rho \cdot r^4}{8 \cdot V \cdot L} \cdot t = K \cdot t \quad (\text{Ec. A.62})$$

Dado que la ecuación de Hagen-Poiseuille se basa en algunas hipótesis sobre el comportamiento del fluido, se deben tener en cuenta los factores de corrección de energía cinética a fin de tener en cuenta dichos efectos en el modelo por lo que la Ec. A.63 quedaría de la siguiente forma:

$$v = c_1 \cdot t - \frac{c_2}{t} \quad (\text{Ec. A.63})$$

La obtención de estas constantes se realiza tomando como referencia un fluido cuya viscosidad es conocida. Conesa (2000) explica con mayor detalle el proceso de obtención de las constantes de los capilares.

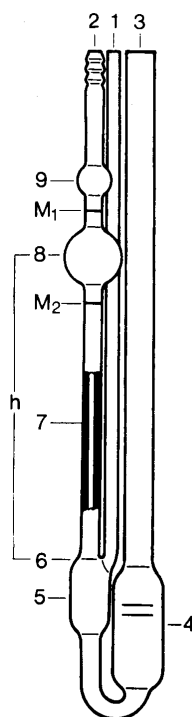
#### ***A.9.2 – Descripción del viscosímetro capilar Ubbelohde***

Como bien se ha mencionado anteriormente, el equipo utilizado para medir la viscosidad cinemática ha sido los capilares Ubbelohde. Para realizar las mediciones de forma automática se ha utilizado un equipo Schott-Geräte GMBH. Este equipo permite la programación y lectura automática de los tiempos de paso mediante la unidad de control AVS 310. Para controlar la temperatura del fluido estudiado, el capilar ha sido introducido en un baño termostático. En la Fig. A.9 se observa una fotografía del equipo completo.



**Fig. A.9.** Vista frontal del equipo de medida de la viscosidad cinemática.

El viscosímetro capilar está formado por tres tubos, donde cada uno de ellos tiene una función específica. El tubo 1 tiene la función de equilibrar las presiones entre los tubos 2 y 3. El tubo 2, tiene el capilar en el centro y cuenta con dos cámaras en la parte superior (8 y 9) y, una en la parte inferior (5). La función de la cámara 9 es la de permitir que el flujo del fluido se aproxime al estado estacionario antes de empezar la cuenta del tiempo durante el vaciado de la cámara 8. El tubo 3, tiene la función de permitir la introducción del líquido en el capilar. Finalmente, el tiempo de paso del fluido por la cámara 8 se mide entre las marcas  $M_1$  y  $M_2$ . En la Fig. A.10 se muestra un esquema del capilar descrito anteriormente.



**Fig. A.10.** Esquema del viscosímetro capilar Ubbelohde.

Para registrar el tiempo de paso por la cámara 8, el fluido debe ser impulsado previamente hasta la parte superior del capilar. Estas operaciones se realizan de forma automática mediante la unidad AVS 310. Además, esta unidad permite definir las

características del experimento: tiempos de espera, número de mediciones y almacenamiento de los tiempos de paso.

### ***A.9.3 – Descripción del método experimental***

Para determinar la viscosidad del fluido es necesario realizar los siguientes pasos:

1. Se selecciona el tipo de capilar en función del valor aproximado de viscosidad cinemática que se quiere medir.
2. Se comprueba que el capilar no tenga residuos en su interior.
3. Se introduce el fluido a estudiar en el capilar hasta alcanzar el nivel indicado en la cámara 4 del tubo 3.
4. Se introduce el capilar en el baño termostático y se fija a la cubeta de detección.
5. Se conecta el capilar a la unidad AVS 310 a través de los dos conductos que transmitirán la presión al fluido para que este suba por el capilar.
6. Se programa en la unidad AVS 310 el tiempo de espera y el número de repeticiones deseadas.
7. Se introduce el valor de temperatura deseado en el baño termostático.
8. Una vez finalizado el proceso de medida, se introduce la siguiente temperatura de estudio y se repite el paso 6.
9. Finalizado el experimento con el capilar, se debe limpiar utilizando para ello agua jabonosa y acetona. Una vez limpio, el capilar se introduce en un horno que se encuentra a 60°C de forma que pueda ser utilizado cuando se requiera.

### ***A.9.4 – Resultados***

La viscosidad cinemática ha sido medida en intervalos de 10°C llegando hasta los 150°C. Los resultados se presentan en la tabla A.5.



**TablaA. 5.** Viscosidad cinemática ( $\text{mm}^2/\text{s}$ ) del PEGDME 500 y PEGDME 1000.

Temperatura ( $^{\circ}\text{C}$ )	PEGDME 500	PEGDME 1000
20	28,02	----
30	20,50	----
40	15,69	45,82
50	11,05	32,99
60	8,70	24,76
70	7,00	19,25
80	5,76	15,35
90	4,76	12,54
100	4,07	10,45
110	3,49	8,80
120	3,14	7,57
130	2,74	6,56
140	2,44	5,83
150	2,20	5,16

# ***ANEXO B***

## ***INSTRUMENTACIÓN DE LA PLANTA PILOTO***

En este anexo se detallan las características técnicas y los procedimientos de calibración de la instrumentación utilizada en la planta piloto.

### **B.1 – TRANSDUCTORES DE PRESIÓN**

En la planta piloto se han instalado dos transductores de presión que nos permiten registrar los dos niveles de presión que tenemos en el ciclo. El fabricante de los transductores es KELLER y ambos tienen una precisión de  $\pm 0.5\%$  de la escala de medida con una señal pasiva de salida de 4 – 20 mA. En la tabla B.1 se muestran los datos técnicos de cada uno de los transductores utilizados.

**Tabla B. 1.** Características de los transductores de presión de la planta piloto.

<b>Presión</b>	<b>Modelo</b>	<b>Rango</b>
Desorbador	PAA-21/8585-2	0 – 2 bar
Absorbador	PAA-25/8585-10	0 – 10 bar

Para la calibración de los transductores de presión se han tomado como referencia los valores proporcionados por el transductor de presión absoluta RUSKA 6222. Este equipo tiene dos puertos de conexión para dos intervalos de medida diferentes. El primer puerto de conexión es el A, que tiene un intervalo de medición de 0 – 1034 kPa absolutos. El puerto de conexión B se utiliza para aplicaciones de vacío ya que su intervalo de medición es de 0 – 130 kPa absolutos. En las tablas B.2 y B.3 se muestran

las lecturas realizadas en el transductor RUSKA y los transductores del Desorbedor y Absorbedor, respectivamente.

**Tabla B. 2.** Valores de presión utilizados para la calibración del transductor de presión del Desorbedor.

<b>RUSKA (kPa)</b>	<b>KEITHLEY (kPa)</b>
101,4	103,2
117,7	119,5
132,0	133,9
154,2	155,9

**Tabla B. 3.** Valores de presión utilizados para la calibración del transductor de presión del Absorbedor.

<b>RUSKA (kPa)</b>	<b>KEITHLEY (kPa)</b>
100,5	102,4
261,8	263,8
335,4	337,5
413,4	415,2

## **B.2 – SONDAS DE TEMPERATURA**

Las sondas de temperatura instaladas en la planta piloto son termopares del tipo J con una constante de tiempo de 5s y un rango de medida de  $-190^{\circ}\text{C}$  a  $482^{\circ}\text{C}$ . Las sondas han sido introducidas dentro de una vaina de cobre de 4 mm de diámetro que a su vez está introducida en la tubería de tal forma que sea bañada por el fluido.

La instalación de las sondas de temperatura en la tarjeta de adquisición de datos ha sido realizada de dos formas diferentes: directa y, a través de las salidas activas de los PID después de realizar las tareas de regulación. Como el propio sistema de adquisición se encarga de la compensación y la linealización del valor de la lectura del termopar, la comprobación de la lectura de la temperatura se ha realizado en dos partes: la

verificación del funcionamiento de la tarjeta de adquisición de datos y, la verificación de los propios termopares.

Para verificar la tarjeta de adquisición, se ha utilizado el indicador/simulador multifuncional MICROCAL 200. Este instrumento dispone de dos canales: uno para medir la señal que proviene del sensor y otro canal que permite simular los diferentes tipos de señales. De esta forma, se puede verificar el funcionamiento del convertidor analógico/digital de la tarjeta de adquisición y además, el sistema de compensación y linealización del sistema de adquisición de datos. Este mismo equipo, también se ha utilizado para comprobar que los termopares funcionasen correctamente.

Para la calibración de las sondas de temperatura se han tomado como referencia los valores proporcionados por el termómetro de alta precisión MKT-100 que utiliza una termoresistencia de platino con una precisión de  $\pm 10\text{mK}$  y, se ha utilizado un horno de calibración PULSAR para calibrar en el intervalo de temperaturas de 50 a 140°C. En la tabla B.4 se muestran las lecturas realizadas en el MKT-100 y cada una de las sondas de temperaturas instaladas en la planta piloto.

**Tabla B. 4.** Valores de temperatura utilizados para la calibración de los termopares J.

<b>Indicador/Valor</b>				
<b>MKT-100 (°C)</b>	<b>49,75</b>	<b>79,70</b>	<b>109,66</b>	<b>139,61</b>
T <sub>eades</sub> (°C)	50,0	80,0	108,5	140,3
T <sub>sades</sub> (°C)	46,2	76,7	106,5	136,5
T <sub>esdes</sub> (°C)	46,4	76,0	106,1	136,4
T <sub>ecomp</sub> (°C)	45,6	77,7	106,3	135,9
T <sub>sspiss</sub> (°C)	45,6	77,4	107,0	136,1
T <sub>esriss</sub> (°C)	45,9	77,4	107,3	136,1
T <sub>scomp</sub> (°C)	45,8	77,7	106,9	136,2
T <sub>carcomp</sub> (°C)	45,7	77,2	106,5	136,4
T <sub>eaíl</sub> (°C)	47,3	77,6	106,9	136,7
T <sub>sail</sub> (°C)	47,3	77,5	106,8	136,7
T <sub>espiss</sub> (°C)	47,4	77,5	106,7	136,4
T <sub>ssriss</sub> (°C)	47,4	77,7	106,4	136,2
T <sub>eaabs</sub> (°C)	49,9	79,6	109,6	139,7

$T_{saabs}$ (°C)	49,8	79,7	109,6	139,7
$T_{esabs}$ (°C)	47,2	77,1	106,3	135,7

### B.3 – TRANSMISORES DE CAUDAL

Los caudales de las corrientes internos y externos de la planta piloto se han medido con dos tipos diferentes de transmisores de caudal: flotador magnético con salida pasiva de 4-20 mA para los flujos externos en el Desorbedor y Absorbedor y, Coriolis con salida activa 4-20 mA para los flujos de solución rica y pobre. Las principales características técnicas de cada uno de ellos se muestran en la tabla B.5.

**Tabla B. 5.** Características técnicas de los transmisores de caudal.

Circuito	Fabricante	Modelo	Precisión	Rango
Agua Desorbedor	Brooks	MT3809/CNB22FFH51	$\pm 2,5\%$	0-3600 kg/h
Agua Absorbedor	Brooks	MT3809/CKD22DFHZ1	$\pm 2,5\%$	0-1700 kg/h
Solución rica	Fisher	ELITE CMF	$\pm 0,10\%$	0-500 kg/h
	Rosemount			
Solución pobre	Fisher	ELITE CMF	$\pm 0,10\%$	0-500 kg/h
	Rosemount			
Agua Compresor	Brooks	1355	$\pm 3\%$	0-70 kg/h

### B.4 – TRANSMISORES DE NIVEL

Se han instalado dos niveles del tipo flotador en la planta piloto. Uno de ellos es utilizado para regular el nivel del Separador de gotas a la salida del Desorbedor. El otro, se utiliza para comprobar que la altura de la columna del líquido se encuentra por debajo del puerto de salida de la solución rica en el Absorbedor.

Para evitar los problemas que puede originar las temperaturas de operación de la planta piloto, se ha considerado oportuno instalar el convertidor de resistencia/intensidad a una

distancia de 120 mm de la entrada superior del transmisor. En la tabla B.6 se muestran las características técnicas de los dos transmisores de nivel utilizados.

**Tabla B. 6.** Características técnicas de los transmisores de nivel.

Densidad relativa del flotador	0,8
Longitud del botellín	800 mm
Diámetro del botellín	80 mm
Intervalo mínimo de medición	5 mm
Tipo de conexión	Brida de DN20