

# **ANEXO A**

## **BIBLIOGRAFÍA**



ARI Standard 560-92, Absorption Water Chilling and Water Heating Packages

Baksaas, H.S., Grandum, S. Initial Tests of High Temperature Absorption/Compression Pump. Proceedings of the International Sorption Heat Pump Conference, 477-482, Munich, Alemania, (1999).

Bassols J., Langreck J., Schneider R., Kuckelkorn B., Veelken H. Absorption Cooling Machine Based on Compact Plate-Fin Heat Exchangers. Proceedings of the 19<sup>TH</sup> International Congress of Refrigeration. Vol. IIIa, 240-245 (1995)

Becker, H., Machielsen, C.H.M., Performance of a Compact Heat and Mass Transfer of the Plate Type as an Absorber. Proceedings of XVIIth International Congress of Refrigeration, 650-655, Viena, Austria, (1987).

Belherasem A., Daams H.J., Knoche K.F., Stehmeier D. Research Activities on Absorption Heat Pumps at the RWTH Aachen. Proceedings of the Workshop Sponsored by Swedish Council for Building Research. 123-126 Berlin (1982)

Berlitz T., Cerkvénik B., Hellmann H., Ziegler F. The Impact of the Work Input to Sorption Cycles. International Journal of Refrigeration N° 24, 88-99 (2001).

Binet M. NGTC'S Natural Gas Heat Pumps. Proceedings of the 5<sup>TH</sup> International Energy Agency Conference on Heat Pumps. Vol2, 435-441 Toronto, Canada (1996).

Boer, D. Développement d'une Machine à Absorption de Rendement Élevé pour la Climatisation de Locaux. Tesis Doctoral, Institut National Polytechnique de Toulouse, Francia, (1995).

Boer, D., Huor, M.H., Prevost, M., Coronas, A. A Combined Vapor Compression-Double Effect Absorption Cycle for Air Conditioning: A New High Performance Cycle. Proceedings International Absorption Heat Pump Conference, AES- Vol. 31, 483-486, New Orleans, USA (1993).

Bokelmann H., Ehmke H.J., Steimle F. Calorific Diagrams of the Working Fluids TFE-NMP, R123a-DTG and R22-DTrG. Proceedings of the International Heat Pump Congress.13-22, París (1985).

Bouma J. Industrial Heat Pumps in International Prespective. Commissions B1, B2, E1 and E2, 108-115. Bucharest, Romania (1996).

Bourouis, M., Nogués, M., Boer, D., Coronas, A. Industrial Heat Recovery by Absorption/Compression Heat Pump Using TFE/H<sub>2</sub>O/TEGDME Working Mixture. Applied Thermal Engineering, Vol. 20, N° 4, 355-369, (2000).

Branson T., Lorton R., Gorritxategi X, Green R.J., Sanz J. I. Uselton R.B. Interotex – The Development of a High Lift, High Performance Heat Pump. Proceedings of the International Gas Research Conference. Vol. 4, 23-33, Canes, Francia (1995).

Burgett, L. W., Byars M. D., Schults K. "Absorption Systems: The Future, More Than a Niche ?". Proceedings of the International Heat Pump Conference, 13-24, Munich, Alemania 1999.

British Refrigeration Association. Guideline Methods of calculating TEWI.

CAS200™. Programa de Cálculo de Intercambiadores. Alfa Laval

Coda P., Giacometti p. Italian Compact Absorption Heat Pump Shows Commercial Potential. IEA Heat Pump Centre Newsletter, Vol 10, N°4, 9-11 (1992).

Conesa, A., Shen, S., Coronas, A. Liquid Densities, Kinematic Viscosities, and Heat Capacities of some Ethylene Glycol Dimethyl Ethers at Temperatures from 283.15 to 423.15 K. International Journal of Thermophysics, Vol 19, N° 5, (1998).

Conesa A. Caracterización Termofísica de Algunos Alquilenglicol Dialquiléteres. Tesis Doctoral. Universitat Rovira i Virgili, Tarragona 2000.

Coronas, A., Vallès, M., Chaudhari, S.K., Patil, R. Absorption Heat Pump with TFE-TEGDME and TFE-H<sub>2</sub>O-TEGDME Systems, Applied Thermal Engineering, Vol. 16, N° 4, 335-345, (1996).

Eficiència Energètica. Demanda de confort i consum d'energía. N° 152 (2000).

Eisa M.A., Holland F.A. A Study of the Optimum Interaction between the Working Fluid and the Absorbent in Absorption Heat Pump Systems. Heat Recovery Systems, Vol 7, N°2, 107-117 (1987)

Erickson D. Energy Concepts Unveils 8-Ton GAX Heat pump with 0.87 COP. Natural Gas Cool Times Vol. 11, N°5, p 6 (2000)

Esteve, F.X. Transformación de Calor con Sistemas Binarios Metanol+Polietilenglicol Dimetileteres. Tesis Doctoral, Universitat Rovira i Virgili, Tarragona, (1995).

Ferrando, J. Sistema Innovador de Climatización de Viviendas y Pequeños Establecimientos Comerciales. Revista Montajes e Instalaciones. 107-110.Abril (1997)

García E.B., De León E. Oliver R. Control de una instalación frigorífica. Revista Ingeniería Química. (Julio 1995).

Genssle, A., Stephan, K. Experimental Investigation of Compact Heat Exchanger in an Absorption Heat Transformer Working with the Mixture TFE-E181. Eurotherm Seminar, N° 59, Nancy, Francia, (1998).

Gierow, M., Jerqvist, A. Selection of Working Pair for Sorption Heat Pumps: a Computer Simulation Study. Proceedings International Absorption Heat Pump Conference, AES-Vol. 31, 303-310, New Orleans USA, (1993).

Girsberger, W., Trepp, Ch. Mélanges Binaires pour Pompes à Chaleur à Absorption à Haute Température. Les pompes à Chaleur à Absorption. Pyc Edition, Paris, Francia, (1983).

Gordon J.M. Choon K., Cool Thermodynamics. Cambridge International Science Publishing ISBN 1-898326908.

Halozan, H. Getting the Best out of Residential Heat Pumps. IEA Heat Pump Newsletter, Vol 13, N° 3 (1995).

- Herold K.E., Radermacher R., Howe L., Erickson D.C., Development of and Absorption Heat Pump Water Heater Using an Aqueous Ternary Hydroxide Working Fluid. Proceedings of the International Journal of Refrigeration, Vol. 14, 156-167, (1991).
- Herold K.E., Radermacher R., Klein S.A., Absorption Chillers and Heat Pumps. CRC Press, Inc., ISBN 0-08493-9427-9 (1996).
- Herraiz J. Equilibrio Líquido Vapor de Mezclas Binarias de Interés para Ciclos de Absorción. Tesis Doctoral, Universitat Rovira i Virgili, Tarragona 2001.
- Hodgett D.L. Absorption Heat Pumps and Working Pair Developments in Europe since 1974. Proceedings of a Workshop Sponsored by Swedish Council for Building Research. 57-70. Berlin (1982)
- Iedema The Absorption Heat Pump with LithiumBromide/Zinc Bromide Methanol. Tesis Doctoral, Delft University of Technology, Delft. Holanda 1984.
- Informe: Natural Gas in Western in Europe. Publication of Gas Stadistitics & Prospects in 1998. EUROGAS.
- Informe; Operación del Sistema Eléctrico. Informe 1999. Red Eléctrica de España.
- Informe; Operación del Sistema Eléctrico. Avance del Informe 2000. Red Eléctrica de España.
- Informe: Proyecto INDEL. Atlas de la Demanda Eléctrica Española.(1998).
- Inoue S., Yamamoto S., Furukawa T., Wakiyama Y., Ochi K. Improvement of High Temperature Applicability and Compactness of a Unit of an Absorption Heat Pump. Heat Recovery Systems &CHP, Vol 14, N° 3, 305-314 (1994).
- Isern, S. El Mercat de la Climatització en gas. Eficiència Energètica, N° 131, 9-12, (1995).
- Ishihara T. Development of a Vuilleumier Cycle Heat Pump for Practical Use. Proceedings of the 5<sup>TH</sup> International Energy Agency on Heat Pumps. Vol. 2, 429-434. Toronto, Canada (1996).
- Ishikawa, M., Kayanuma, H., Isshiki, N. Absorption Heat Pump Using New Organic Working Fluids. Proceedings of the International Sorption Heat Pump Conference, 197-204, Munich, Alemania, (1999).
- Ito O., Kobayashi H., Development of Gas Engine-Driven Heat Pumps and Vuilleumier Cycle Heat Pumps for Residential Use. Proceedings of the International Gas Research Conference. Vol. 4, 1-10,Canes, Francia (1995).
- Iwano H., Yamada T., Development of Absorption Type Air Conditioners for Residential Use. Proceedings of the International Gas Research Conference. Vol. 4, 11-22,Canes, Francia (1995).
- Iyoki S. Takigawa T., Uemura T. Thermal and Physical Properties of Methanol-Lithium Bromide-Zinc Chloride system. International Journal of Refrigeration. Vol 14, 78-85 (1991).

- Jelinek M., Borde I., Single and Double-Stage Absorption Cycles based on Fluorocarbon Refrigerants and Organic Absorbents. Proceedings of the International Heat Powered Cycles Conference.165-170. Nottingham. Reino Unido (1997).
- Julià A. El Uso del Gas Natural en Climatización y Refrigeración. Jornadas Técnicas de Refrigeración y Climatización. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales de Barcelona. Tomo 2, 1-13 (2001).
- Kaiser, V. Industrial Energy Management. Institut Français du Pétrole Publications. Editions Technip, Paris, (1993).
- Kaita Y., Development of Residential Gas Cooling Technology.
- Kawada, A., Otake, M., Toyofuku, M., Ota, H. Absorption Heat Transformer with TFE/181. Advanced Absorption Workshop, Tokio, Japón, (1988).
- Kawada, A., Otake, M., Toyofuku, M. Absorption Compression Heat Pump Using TFE/E181. Proceedings of Absorption Heat Pump Conference, 121-125, Tokyo, Japón, (1991).
- Keizer, C. Absorption Refrigeration Machines. Tesis Doctoral, Delft University of Technology, Delft, Holanda, (1982).
- Kevin M., Bailey P.E. Plate Heat Exchangers: A Compact Heat Exchanger Technology. Proceedings of the International Conference on Compact Heat Exchangers for the Process Industries. 1-9. Utah (1997).
- Koo K, Lee H-R, Jeong S. Kim J.S., Lee H., Oh Y-S, Park D-R, Baek Y-S. Thermodynamic Design Data and Performance Evaluation of the Water + Lithium Bromide + Lithium Iodide + Lithium Nitrate + Lithium Chloride system for absorption Chiller. Applied Thermal Engineering, Vol 20, 707-720 (2000).
- Laue H.J. Lehmann A. The Impact of New Technologies on the Development of Heat Pumps and Refrigeration Equipment. Subgroup 2: Absorption and Absorption/Compression Systems. Contract JOUE-0046 (1991).
- Lázaro B. Comportamiento de las Mezclas MeOH-TEGDME y TFE-TEGDME. Informe Interno CLIMABGAS. Gendorf, Alemania (1999)
- Lu, Z., Fan, L. Trend of Absorption Market in China. International Sorption Heat Pump Newsletter, Vol.5, N° 4, (1999).
- Macriss R. Overview and history of absorption fluids developments in the USA. Proceedings of a Workshop Sponsored by Swedish Council for Building Research. 37-56. Berlin 1982.
- Matsumoto K., Recent Development and Progress of a Gas Engine Heat Pump. Proceedings of the International Gas Research Conference. Vol. 4, 176-185, Canes, Francia (1995).
- Meacham H.C. The Columbia Gas Double-Effect Absorption Heat Pump. IEA Heat Pump Centre Newsletter, Vol 5, N°4, 20-23 (1990).

- Medrano, M. Desarrollo de un Paquete Modular de Simulación de Sistemas de Refrigeración y Revalorización Energética por Absorción. Trabajo de Investigación, Universidad Rovira i Virgili, (1998).
- Medrano, M. Performance of an Absorption/Compression Heat Pump for Air Conditioning using the System Water+LiBr+LiI+LiNO<sub>3</sub>+LiCl as Working Pair. Proceedings of the ASME-ZSITS International Thermal Science Seminar. Vol. 1, 515-517, Bled, Eslovenia (2000).
- Megysey E.F. Manual de Recipientes a Presión. Diseño y Cálculo. Editorial Limusa SA. ISBN 968-18-1985-3
- Miura M., Heat Pumps in Japan (Third Edition). Published by Heat Pump Technology Center of Japan. Tokyo (1995).
- Moncada, G., Cotana, F. Latest Developments of Researches on Fluids for Absorption Machines. Proceedings of Meetings of Commissions B1, B2, E1 of International Institute of Refrigeration, 757-778, (1994).
- Narodoslawski M., Otter G., Moser F. New Working Pairs for Medium and High Temperature Industrial Absorption Heat Pumps. Heat Recovery Systems, Vol 8, N° 5, 459-468, (1988).
- Nogués, M., Bourouis, M., Boer, D., Coronas, A. Absorption/Compression Heat Pump using Methanol/TEGDME and TFE/TEGDME. IIR-IIF Comissions E2 and B2, 197-204, Linz, Austria, (1997).
- Nogués M., Vallès M., Bourouis M., Boer D., Coronas A. Absorption-Compression Heat Pump for Space Heating and Cooling using Organic Fluids. Proceedings of the ASME Advanced Energy Systems Division AES-Vol 40, 3-10, (2000).
- Nowaczik, U., Schmidt, E. L., Steimle, F. New Working Fluid Systems for Absorption Pumps and Absorption Heat Transformers. Proceedings of XVII Internationalen Kältekongresses, Commission B/E, Viena, Austria, (1987).
- Oellrich, L.R., Murthy S.S., Alternatives to CFCs for Refrigeration Applications. Scientific Series of the International Bureau, Vol. 25, KFA, Juelich (1994).
- Okano T., Asawa Y., Fujimoto M., Nishiyama Sanai Y. Development of an air-cooled absorption Refrigerating Machine Using a New Working Fluid. . Proceedings of the ASME International Absorption Heat Pump Conference. AES-Vol31, 311-314 (1993).
- Olive, F. 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, (1998).
- Oostendorp P. A. Test Facility Simulates Real Conditions. IEA Heat Pump Centre Newsletter, Vol.13, N°3. (1995)
- Qureshi T.Q., Tassou S.A., Variable speed capacity control in refrigeration systems. Applied Thermal Engineering Vol 16 N°2, 103-113 (1996).

- Reay D.A. The Role of the Commission of the European Communities in Supporting and Promoting Heat Pump Technology. Heat Pumps for Energy Efficiency and Environmental Progress (1993)
- Riffat S.B., Wong C.W. Gas-Driven Absorption/Recompression System. Heat Recovery Systems & CHP. Vol 14, N° 2, 165-171 (1994).
- Rosen E.M. A Perspective: The use of Spreadsheet for Chemical Engineering Computations. Ind. Eng. Chem. Res 39,1612 (2000).
- Sakai H. Commercial Heat Pump Applications in Japan. Proceedings 5<sup>TH</sup> International Energy Agency Conference on Heat Pump Technologies. 87-96 Toronto (1996).
- Salcedo J, Nogués M., Leyva R., Coronas A. Análisis Dinámico de una Enfriadora de Agua por Absorción en un Banco de Ensayos. XIV Congreso Nacional de Ingeniería de Mecánica. Vol. 4, 2415-2422. Leganés. (2000)
- Sawada N., Tanaka T., Mashimo K. Development of Organic Working Fluids and Application to Absorption Systems. Proceedings of the ASME International Absorption Heat Pump Conference AES-Vol 31, 315-320, (1993).
- Splinder U., Absorption Heat Pump for Home Retrofit. IEA Heat Pump Newsletter, Vol 15 N°1, 20-22 (1990).
- Stephan, K. Absorption Heat Pumps an Working Pair Developments in Europe until 1974. Proceedings Of the New Working Pairs for Absorption Processes, Berlín, Alemania, (1982).
- Steadman M, Breemboek G, Thermally-Activated Heat Pumps. An international overview. IEA Heat Pump Centre Newsletter, Vol 15, N°1 (1997)
- Stephan, K., Hengerer R. Heat Transformation with the Ternary Working Fluid TFE-H<sub>2</sub>O-E181, International Journal Refrigeration Vol. 16, N° 2, 120-128, (1993).
- Tongu S., Makino Y., Ohnishi K., Nakatsugawa S. Practical Operating of Small-sized Air-Cooled Double-Effect Absorption Chiller-Heater by Using Lithium Bromide and Aqueous. . Proceedings of the ASME International Absorption Heat Pump Conference. AES-Vol. 31, 125-132 (1993).
- Trane Applications Engineering. Manual. Absorption Chiller Design. SYS-AM-13 (1999).
- Valle, F., Bergad, J., State of the art in European Gas Heat Pumps: A double Technology Approach: Absorption & Compression. World Gas Conference. EP-24 (1997a).
- Valle, F., Julià, A., Dann, R., Richardson, A., Tucker R. From Gas-Fired Cooling to Gas-Fired Refrigeration Developments and Opportunities in the U.K. and Spain. World Gas Conference. FO-02 (1997b).
- Vallès, M., Boer, D., Coronas, A. 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, (1996).

- Vallès, M. Estudio Experimental del Proceso de Absorción de Fluidos Orgánicos con Intercambiadores de Placas. Tesis Doctoral, Universitat Rovira i Virgili, Tarragona 2000.
- Vallès M., Bourouis M., Boer D., Nogués M., Coronas A., Experimental Study of the Absorption Process of Organic Fluids in a Plate Heat Exchanger. Proceedings of the ASME Advanced Energy Systems Division AES-Vol 40, 71-77, (2000).
- Winnington T. Interotex 3 Ton Chiller Demonstration Units. Gas Cool Times Newsletter. American Gas Cooling Center, Vol 9, N°3, Pàg. 6 (1998)
- Yoshida, Y., Kawakami R., Kawaguchi H., Ooka K., Ooishi O., Developmente of an Air-Cooled Absorption Packaged Air Conditioning Unit. Proceedings of the International Gas Research Conference. Vol. 4, 106-115, Canes, Francia (1995).
- Yoshida S. Trends and Experiencies in Residential Gas Heat Pumps in Japan. 5<sup>th</sup> International Energy Agency Conference. Vol. 1, pag 363-369, Toronto (1996).
- Yoshii, T., Spreading Use of Small Gas Engine Heat Pump in Japan. Heat Pump & Thermal Storage Technology Center of Japan (Internal Communication) (1998).
- Ziegler, F., Riesch, P. Absorption Cycles, a Review with Regard to Energetic Efficiency. Heat Recovery Systems, Vol. 13, N° 2, 147-159, (1993).

# **ANEXO B**

**PROPIEDADES TERMOFÍSICAS  
DE LA MEZCLA DE TRABAJO**



## B. PROPIEDADES TERMOFÍSICAS DE LOS FLUIDOS DE TRABAJO

En este apartado se muestran las principales propiedades de interés tanto de los compuestos puros metanol (MeOH) y tetraetilenglicol dimetiléter (TEGDME), como de la mezcla que forman, al igual que el procedimiento de cálculo de dichas propiedades. En la tabla B.1, se indican las propiedades del metanol (MeOH) y del tetraetilenglicol dimetiléter (TEGDME).

|                                                                              | TEGDME                          | MeOH    |
|------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------|---------|
| Nombre Químico                                                               | 2,5,8,11,14-pentaoxopentadecano | Metanol |
| Fórmula Molecular                                                            | $C_{10}H_{22}O_5$               | $CH_4O$ |
| Peso Molecular                                                               | 222.28                          | 32.04   |
| Temperatura Crítica (°C)                                                     | 431.85                          | 239.45  |
| Presión Crítica (bar)                                                        | 19.4                            | 80.9    |
| Punto Ebullición Normal(°C)                                                  | 274.3                           | 64.46   |
| Punto Congelación (°C)                                                       | -30                             | -98     |
| Densidad a 20°C (g/cm <sup>3</sup> )                                         | 1.011                           | 0.791   |
| Entalpía Vaporización a 0°C (kJ/kg)                                          | 345.55                          | 1248    |
| Calor Específico a 20 °C (kJ/kgK)                                            | 2.0751                          | 2.567   |
| Tensión Superficial a 20 °C (mN/m)                                           | 34.14                           | 22.6    |
| Momento Dipolar $\mu$ (Debye)                                                | 2.5                             | 1.7     |
| Constante Dieléctrica a 25°C                                                 | 9.16                            | 32.63   |
| Factor Acéntrico a 25°C                                                      | 0.9652                          | 0.560   |
| Densidad vapor a 5 °C y presión de saturación (5.5 kPa) (kg/m <sup>3</sup> ) | -                               | 76.4e-3 |

Tabla B. 1 Propiedades físicas de los compuestos puros TEGDME y MeOH

En la Fig B.1, se presenta el diagrama de Oldham, de Presión – Temperatura - Composición (PTX) para la mezcla MeOH-E181.

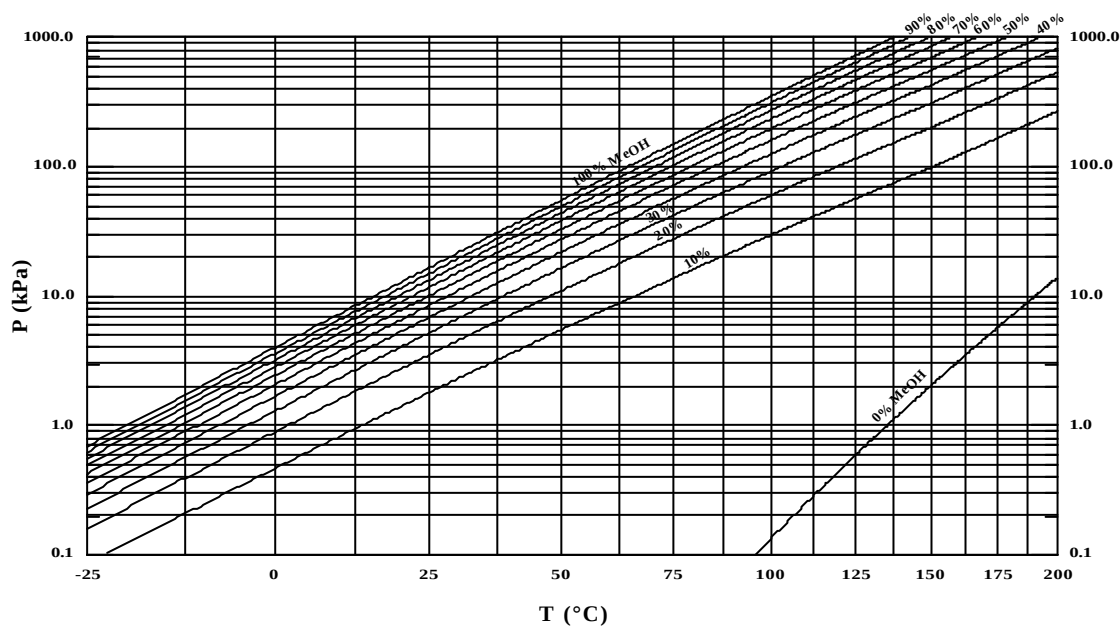
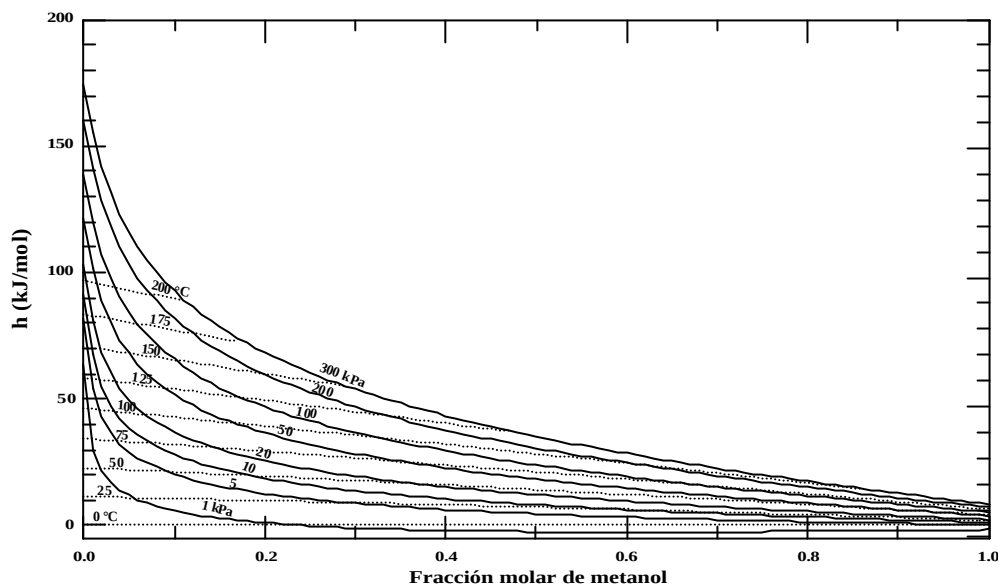


Fig.B. 1 Diagrama de Oldham, presión-temperatura-concentración, del MeOH-TEGDME

El diagrama de entalpía-concentración-temperatura-presión de la solución MeOH-TEGDME se presenta en la Fig B.2.



**Fig.B. 2** Diagrama entalpía-concentración-temperatura-presión de las soluciones de MeOH-TEGDME

Para realizar tanto la simulación termodinámica del ciclo de absorción/compresión del prototipo, como el dimensionado de cada uno de los componentes que lo forman, se ha elaborado un módulo de cálculo en lenguaje Fortran 90. Mediante este modulo de cálculo y partiendo de los datos de entrada y de las hipótesis consideradas, las variables del ciclo pueden obtenerse directamente o mediante procesos iterativos sin necesidad de plantear ni resolver sistemas de ecuaciones globales. Las ecuaciones que aparecen en el módulo de cálculo son los balances de materia totales y parciales y los balances de energía planteados en cada componente del ciclo.

Para poder plantear estos balances es necesario conocer las propiedades termofísicas de cada uno de los compuestos puros y de la mezcla. Dicha propiedades han sido evaluadas a partir de la base de datos confeccionada por Medrano (1998). Esta base de datos escrita en FORTRAN 90 está concebida como un módulo externo que puede intercambiar información con otros paquetes de simulación de los ciclos y sus componentes. La estructura de esta base de datos la conforma los procedimientos genéricos que se han definido para las propiedades termofísicas de mezclas. Estos procedimientos permiten evitar la duplicidad de módulos de simulación de un determinado ciclo, cuya única diferencia sería las llamadas a las propiedades termofísicas del sistema de trabajo escogido. Para construir dichos procedimientos se ha incluido en los argumentos de las llamadas genéricas una variable que, en función de su valor, identifica cada mezcla. A título de ejemplo se presenta a continuación la función genérica que calcula la presión de vapor de una mezcla: VAPOUR\_PRESSURE(X,T,IND).

Los dos primeros argumentos de la función X y T son, respectivamente, la composición molar en fase líquida del componente más volátil, y la temperatura de la mezcla. El tercero es un código identificativo de la mezcla de trabajo.

Los procedimientos genéricos realizan llamadas a procedimientos específicos a una mezcla en particular y, a su vez, éstos utilizan procedimientos específicos de los componentes puros.

Estos procedimientos (tanto genéricos como específicos) se pueden clasificar en dos grupos, los explícitos y los auxiliares o implícitos.

Los procedimientos explícitos constituyen la mayoría de las funciones y subrutinas de la base de datos. Son el resultado de la traslación de una correlación experimental o un método estimativo de una propiedad termofísica a una función o subrutina, que permite calcular el valor de dicha propiedad a partir de las variables de entrada de una manera explícita, es decir, sin realizar ningún cálculo iterativo. Un ejemplo de este primer grupo es la función que calcula la presión de vapor de un componente puro a una temperatura aplicando una correlación experimental:  $PV\_NSP(T)$ , donde NSP es el nombre de la sustancia pura (MeOH, TFE, TEGDME, etc.). Otro ejemplo es el cálculo de la presión y la fracción molar de la fase vapor a partir de la temperatura y la fracción molar de la fase líquida utilizando el modelo NRTL (Non Random Two Liquid):  $VAPOUR\_PRESSURE(X,T,IND)$  y  $YE(X,T,IND)$ .

Los procedimientos implícitos o auxiliares son aquellos que transforman variables independientes en dependientes llevando a cabo un proceso iterativo sobre un procedimiento explícito. Así, por ejemplo, son procedimientos auxiliares la función que calcula la temperatura de ebullición de una sustancia pura en función de la presión ( $TB\_NSP(P)$ ) iterando sobre de la presión de vapor o la función que encuentra la temperatura de burbuja de una mezcla a partir de su fracción molar en la fase líquida y de la presión total ( $BOILING\_POINT(X, P, IND)$ ).

Las tablas B.2 y B.3 muestran los procedimientos explícitos e implícitos más importantes implementados en la base de datos para las sustancias puras y las mezclas, respectivamente.

| NOMBRE                      | INPUTS         | OUTPUTS                  | DESCRIPCIÓN                                   |
|-----------------------------|----------------|--------------------------|-----------------------------------------------|
| $PV\_NSP^1(T)$              | $T(K)$         | $P(kPa)$                 | Calcula la presión de vapor.                  |
| $LENTHALPY\_NSP(T)$         | $T(K)$         | $h_l(kJ/kg)$             | Calcula la entalpía del líquido saturado.     |
| $LHEAT\_NSP(T)$             | $T(K)$         | $\Delta_v(kJ/kg)$        | Calcula el calor latente de vaporización.     |
| $VENTHALPY\_NSP(T)$         | $T(K)$         | $h_v(kJ/kg)$             | Calcula la entalpía del vapor saturado.       |
| $SUPERHEATED\_HV\_NSP(T,P)$ | $T(K), P(kPa)$ | $h_v(kJ/kg)$             | Calcula la entalpía de vapor recalentado.     |
| $LDENSITY\_NSP(T)$          | $T(K)$         | $\rho_l(kg/m^3)$         | Calcula la densidad del líquido.              |
| $DIN\_VISC\_NSP\_L(T)$      | $T(K)$         | $\eta(Pa \cdot s)$       | Calcula la viscosidad dinámica del líquido.   |
| $KIN\_VIS\_NSP\_L(T)$       | $T(K)$         | $\nu(m^2/s)$             | Calcula la viscosidad cinemática del líquido. |
| $DIN\_VISC\_NSP\_V(T)$      | $T(K)$         | $\eta_v(Pa \cdot s)$     | Calcula la viscosidad dinámica del vapor.     |
| $COND\_NSP\_L(T)$           | $T(K)$         | $k_l(W/mK)$              | Calcula la conductividad térmica del líquido. |
| $COND\_NSP\_V(T)$           | $T(K)$         | $k_v(W/mK)$              | Calcula la conductividad térmica del vapor.   |
| $SURF\_TENS\_NSP(T)$        | $T(K)$         | $\sigma(N/m)$            | Calcula la tensión superficial del líquido.   |
| $CP\_0\_NSP\_V(T)$          | $T(K)$         | $c_p^0(kJ/kmol \cdot K)$ | Calcula el calor molar de gas ideal.          |
| $TB\_NSP(P)$                | $P(kPa)$       | $T(K)$                   | Calcula la temperatura de ebullición.         |

Tabla B-2: Lista de procedimientos implementados en el módulo de sustancias puras

<sup>1</sup> NSP: Nombre de la Sustancia Pura (MeOH, TFE o TEGDME)

(□: procedimientos explícitos; ■: procedimientos implícitos).

| NOMBRE                                 | INPUTS                | OUTPUTS                       | DESCRIPCIÓN                                                                                                     |
|----------------------------------------|-----------------------|-------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| VAPOUR_PRESSURE(X,T,IND <sup>1</sup> ) | X,T(K), IND           | P(kPa)                        | Calcula la presión de vapor de una mezcla con fracción molar líquida y temperatura conocidas.                   |
| LIQUID_ENTHALPY(X,T,IND)               | X,T(K), IND           | $h_l$ (kJ/kg)                 | Calcula la entalpía líquida de equilibrio de una mezcla con fracción molar líquida y temperatura conocidas.     |
| VAPOUR_ENTHALPY(Y,T,IND)               | Y,T(K), IND           | $h_v$ (kJ/kg)                 | Calcula la entalpía de vapor saturado con fracción molar vapor y temperatura conocidas.                         |
| LIQUID_DENSITY(X,T,IND)                | X,T(K), IND           | $\rho_l$ (kg/m <sup>3</sup> ) | Calcula la densidad de una mezcla saturada con fracción molar líquida y temperatura conocidas.                  |
| MASS_FRACTION(Z,IND)                   | Z,IND                 | W                             | Calcula la fracción másica de una mezcla de fracción molar conocida.                                            |
| M_WEIGHT(IND)                          | IND                   | M                             | Calcula el peso molecular del refrigerante en la mezcla.                                                        |
| M_WEIGHT2(IND)                         | IND                   | M                             | Calcula el peso molecular del absorbente en la mezcla.                                                          |
| QUALITY1(Z,T,P,IND)                    | Z,T(K),P(kPa),IND     | Q                             | Calcula el título de vapor de una mezcla con fracción molar total, temperatura y presión conocidas.             |
| ENTHALPY1(Z,T,P,IND)                   | Z,T(K),P(kPa),IND     | h(kJ/kg)                      | Calcula la entalpía de la mezcla con fracción molar total, temperatura y presión conocidas.                     |
| XE(T,P,IND)                            | T(K),P(kPa), IND      | X                             | Calcula la fracción molar líquida en equilibrio de una mezcla con presión total y temperatura conocidas.        |
| YE(X,T,IND)                            | X,T(K), IND           | Y                             | Calcula la fracción molar vapor en equilibrio de una mezcla con fracción molar líquida y temperatura conocidas. |
| BOILING_POINT (X,P,IND)                | X,P(kPa), IND         | T(K)                          | Calcula la temperatura de burbuja de una mezcla con fracción molar líquida y presión total conocidas.           |
| DEW_POINT(P,Y,IND)                     | P(kPa), Y,IND         | T(K)                          | Calcula la temperatura de rocío de una mezcla de fracción molar vapor y presión total conocidas.                |
| TEMPERATURE(Z,P,H,IND)                 | Z,P(kPa),H(kJ/kg),IND | T(K)                          | Calcula la temperatura de una mezcla con la fracción molar total, la presión y la temperatura conocida.         |
| QUALITY2(Z,P,H,IND)                    | Z,P(kPa),H(kJ/kg),IND | Q                             | Calcula el título de vapor de una mezcla con la fracción molar total, presión y entalpía conocidas.             |
| ENTHALPY2(Z,T,Q,IND)                   | Z,T(K),Q,IND          | H(kJ/kg)                      | Calcula la entalpía de la mezcla con la fracción molar total, la temperatura y el título de vapor conocidos.    |
| PRESSURE(Z,T,Q,IND)                    | Z,T(K),Q,IND          | P(kPa)                        | Calcula la presión de la mezcla con la fracción molar total, la temperatura y el título de vapor conocidos.     |

Tabla B-3: Lista de procedimientos genéricos implementados en el módulo de mezclas

<sup>1</sup> IND: Código para la selección del fluido de trabajo

(□: procedimientos explícitos; ■: procedimientos implícitos)



# **ANEXO C**

## **ESTIMACIÓN DE LAS CONDICIONES DE OPERACIÓN**

**C1 - INTRODUCCIÓN**

**C2 - PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO**



## C1 - INTRODUCCIÓN

El prototipo ha sido concebido con la idea de utilizar el mínimo posible de instrumentación con el fin de facilitar, en caso de éxito, su posterior comercialización. Así pues, en dicho equipo, no se han instalado ni transmisores de caudal ni ningún otro tipo de sensor a partir del cual se pueda obtener las composiciones de los flujos que intervienen en el ciclo.

No obstante, dicha información es absolutamente necesaria para poder analizar las prestaciones tanto de todo el conjunto del prototipo, así como, de cada uno de los componentes del ciclo. Por este motivo, se ha desarrollado una metodología de cálculo que permitía la estimación de los caudales, composiciones y potencias térmicas que intervienen en cada uno de los intercambiadores de calor, bajo condiciones de régimen estacionario.

La metodología desarrollada se basa en:

- a) *Variables medibles*. Las variables medibles del prototipo son únicamente los cuatro niveles de presión (evaporador, absorbedor, generador de baja y generador de alta), y los termopares de contacto que se hallan en los diferentes conductos que unen los diversos componentes del equipo.
- b) *Propiedades termofísicas*. Los procedimientos descritos en el Anexo B para el cálculo de las propiedades termofísicas de la mezcla fueron compilados en forma de DLL (**D**ynamic **L**ink **L**ibrary) con el fin de poder tener acceso a ellos, en otras aplicaciones que permitan la incorporación de funciones externas.
- c) *Comunicación DDE*. La comunicación DDE (**D**ynamic **D**ata **E**xchange) es una de formas de enlazar aplicaciones dentro de Windows a nivel de comunicaciones. Su principal característica es que las aplicaciones que comunican lo realizan de manera constante, es decir, cualquier modificación de una variable en una de las aplicaciones repercute inmediatamente en la otra aplicación. En nuestro caso en particular, se ha establecido un enlace entre el programa WinCC y una hoja de EXCEL.

De esta forma, una vez el equipo operaba en régimen estacionario, las variables que se generaban en campo eran accesibles por la hoja de cálculo de EXCEL que contenía la DLL con las propiedades termofísicas de la mezcla. En dicha hoja, se introdujeron los balances energéticos, de materia y de especie para cada uno de los intercambiadores de calor instalados en el prototipo.

Llegados en este punto, la solución todavía no era unívoca y se requería incorporar un conjunto de hipótesis de cálculo, las cuales debían ser lo más razonables y próximas a la realidad.

Las hipótesis de trabajo que se han considerado son:

- a) Equilibrio líquido-vapor a la salida tanto del generador de alta temperatura como el generador de baja temperatura.
- b) Líquido saturado a la salida de cada uno de los condensadores.
- c) Vapor saturado a la salida del evaporador.

Aún introduciendo estas hipótesis, el problema precisaba de una potencia térmica para obtener una solución única. Evidentemente este dato debía ser proporcionado por el banco de ensayos, pero la cuestión era que flujo térmico se escogía.

En el evaporador, se producía además de una evaporación, una purga de forma continua de líquido, con el fin de evitar la acumulación de absorbente en su interior. Aunque se podía estimar el caudal de purga debido a que se conocía la velocidad de rotación de la bomba y ésta era de engranajes, se consideró que dicho valor no era lo suficiente preciso para ser introducido como punto de partida de la estimación de los flujos en el interior del prototipo.

La consideración de utilizar el flujo térmico en el absorbedor como punto de partida para el cálculo se descartó de un principio por el número de incógnitas que se introducían. Como en el caso del evaporador, no se conocía con precisión el flujo de purga de éste hacia el absorbedor. Además, el vapor de refrigerante a la entrada del absorbedor se encontraba altamente recalentado debido a la etapa de compresión y finalmente se desconocía la composición de la solución rica a la salida del absorbedor.

De forma similar se descartó iniciar la estimación de los flujos internos del prototipo a partir del aporte de térmico en el generador de alta. Dicho rechazo se basaba en el funcionamiento todo-nada de la caldera, apareciendo oscilaciones de la presión del vapor de agua entre parada y arrancada alrededor de  $0.5 \text{ kg/cm}^2$ . Además, tampoco se disponía de un sistema fiable de medición del caudal de vapor condensado. Por lo tanto, el flujo de calor intercambiado en el generador de alta había que establecerlo a partir del consumo de gas natural en el quemador de la caldera e incorporando el rendimiento de la combustión y una estimación de las pérdidas de calor en los conductos de conexión caldera y generador de alta.

Finalmente se eligió como punto de partida para la estimación de los flujos internos del prototipo el calor del condensador de baja temperatura. Por una parte, dicho flujo térmico puede ser evaluado por el banco de ensayos con cierta precisión. Esto es debido a que las sondas de temperaturas estaban directamente en contacto con el agua de refrigeración que circulaba por el condensador, y por la otra parte, la lectura del caudalímetro del agua instalado en dicho circuito había mostrado ser muy fiable durante el ensayo del equipo de absorción Yazaki WFC-10. Asimismo, los posibles errores de las lecturas de los termopares situados en las superficies de los conductos de entrada y salida de dicho condensador, no repercutían significativamente al balance térmico, debido a la elevada relación entre el calor latente de cambio de fase y el calor sensible tanto en fase líquida o en fase vapor.

## C2 - PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO

Partiendo de la potencia térmica del condensador de baja, es factible evaluar los flujos másicos, composiciones y flujos térmicos en cada uno de los componentes del ciclo. En la Fig. C-1, se muestra esquemáticamente la asignación de variables en cada uno de los componentes que intervienen en el ciclo.

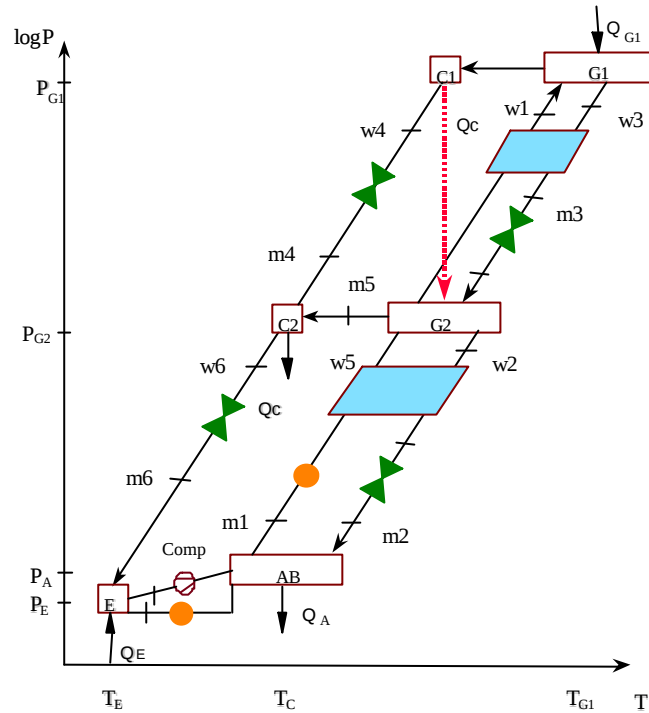


Fig .C - 1 Esquema de base para el cálculo de flujos en el interior del prototipo

A partir del diagrama indicado en la Fig. C-1, se pueden establecer los siguientes balances de materia:

$$\text{Generador de alta : } m_4 = m_1 - m_3 \quad (\text{C -1})$$

$$\text{Generador de baja : } m_5 = m_3 - m_2 \quad (\text{C -2})$$

$$\text{Condensador de baja : } m_6 = m_4 + m_5 \quad (\text{C -3})$$

De forma análoga se pueden realizar los balances de especie, que en nuestro se realizan por el lado del refrigerante:

$$\text{Generador de alta : } m_4 * w_4 = m_1 * w_1 - m_3 * w_3 \quad (\text{C -4})$$

$$\text{Generador de baja : } m_5 * w_5 = m_3 * w_3 - m_2 * w_2 \quad (\text{C -5})$$

$$\text{Condensador de baja : } m_6 * w_6 = m_4 * w_4 + m_5 * w_5 \quad (\text{C -6})$$

En estas ecuaciones anteriores (C-4, C-5, y C-6), los valores de  $w_2$ ,  $w_3$ ,  $w_4$  y  $w_5$  pueden evaluarse a partir de las condiciones de equilibrio líquido-vapor de la mezcla MeOH-TEGDME, dadas las presiones y temperaturas de salida en cada uno de los generadores. Por consiguiente, se dispone de seis ecuaciones, pero se desconocen 8 variables, las seis másicas y las composiciones  $w_1$  y  $w_6$ .

Las ecuaciones restantes que se aplican para la resolución del problema son los balances de energía en cada uno de los condensadores. Por una parte el calor transferido por el condensador de alta debe ser igual al calor absorbido por el generador de baja, mientras que el calor transferido en el condensador de baja es el evaluado directamente por el banco de ensayos.

Condensador de alta / Generador de baja:

$$m_5 \cdot h_5 + m_2 \cdot h_2 - m_3 \cdot h_3 = m_4 \cdot \Delta H_v = m_5 \cdot h_5 + m_2 \cdot h_2 - m_3 \cdot h_3 \quad (\text{C -7})$$

$$\text{Condensador de baja : } Q_c = m_5 \cdot \Delta H_v + m_4 \cdot \Delta H_l \quad (\text{C -8})$$

En las ecuaciones anteriores, todos los valores de entalpía pueden ser evaluados debido a que se conocen las composiciones en cada una de las corrientes y su temperatura, con lo cual la entalpía queda totalmente definida. Por otra parte, el calor del condensador es evaluado por el banco de ensayos, y por consiguiente es un valor conocido.

Así pues, en este punto se dispone de las ocho ecuaciones necesarias para el cálculo de los flujos tanto de materia y de energía en cada uno de los componentes del ciclo. Hay que resaltar que la solución es directa y no precisa de ningún tipo de iteración para su resolución, resultando un sistema muy apropiado para ser aplicado en una hoja de cálculo tipo EXCEL.

# **ANEXO D**

## **INSTRUMENTACIÓN DEL PROTOTIPO**

**D1 – PRESENTACIÓN**

**D2 .- TRANSMISORES DE PRESIÓN**

D2.1 - CALIBRACIÓN

**D3 - SONDAS DE TEMPERATURA INSTALADAS**

**D4. MEDIDORES DE NIVEL**



## D1 – PRESENTACIÓN

En este anexo se detalla la instrumentación instalada en el prototipo. Para el correcto funcionamiento de dicho equipo sólo se requiere la medición de la presión de trabajo en el absorbedor, dos medidores de nivel para evitar el rebosamiento de los separadores de gotas a la salida de los generadores y finalmente dos sondas de temperatura. Una de estas sondas se instala a la salida del agua en el evaporador para ajustar la potencia de refrigeración en modo verano y la otra sonda a la salida del agua de refrigeración del condensador para ajustar la potencia térmica del equipo al operar como bomba de calor en invierno. No obstante, se ha considerado oportuno incorporar un mayor número de puntos de medición tanto de presión como de temperatura con el fin de poder analizar el comportamiento de dicho equipo, ante las diferentes condiciones de operación.

## D2.- TRANSMISORES DE PRESIÓN

La medición de presión de los cuatro niveles de presión del equipo, se ha realizado con transmisores WIKA mod. 891.13.500, que tienen una precisión de 0.25% del fondo de escala y proporcionan una señal de salida de 4-20 mA.

### D2.1 - Calibración

La calibración de los transmisores de presión se ha realizado tomando como referencia los valores indicados por el equipo de medición de presión absoluta RUSKA 6222. Este equipo dispone de dos canales de conexión para dos rangos de medida diferentes. El canal comúnmente utilizado es A, que tiene un rango de medición de 0-1034 kPa absolutos, mientras que para aplicaciones de vacío es conveniente utilizar el canal B, ya que tiene un rango de medición menor, 0-130 kPa absolutos, y por consiguiente una mayor precisión de la lectura. Así pues, la precisión indicada por el fabricante para ambos canales es de 0.01% del fondo de escala, con lo cual, la incertidumbre de la lectura en el canal A es de 0.1 kPa, mientras que para el canal B, dicho valor es 13 Pa.

#### D2.1.1 - Transmisor de presión en el evaporador

Rango de medición: 0-250 mbar abs

Precisión de la lectura: 62 Pa

| Ruska (kPa) | Simatic PCS7 (kPa) |
|-------------|--------------------|
| 0.096       | 0.14               |
| 4.05        | 4.07               |
| 7.08        | 7.10               |
| 10.67       | 10.69              |
| 22.51       | 22.51              |
| 24.41       | 24.40              |

**Tabla D. 1** Tabla comparativa entre el equipo RUSKA y el sistema de adquisición de datos PCS7 para el transmisor de presión instalado en el evaporador .

## D2.1.2 - Transmisor de presión en el absorbedor

Rango de medición 0-250 mbar abs

Precisión de la lectura: 62 Pa

| <b>Ruska (kPa)</b> | <b>Simatic PCS7 (kPa)</b> |
|--------------------|---------------------------|
| 0.24               | 0.19                      |
| 9.88               | 9.87                      |
| 13.01              | 13.01                     |
| 16.63              | 16.64                     |
| 20.37              | 20.39                     |
| 24.77              | 24.79                     |

**Tabla D. 2** Tabla comparativa entre el equipo RUSKA y el sistema de adquisición de datos PCS7 para el transmisor de presión instalado en el absorbedor

## D2.1.3 - Transmisor de presión en el generador de baja.

Rango de medición 0-1 bar Absoluto

Precisión de la lectura: 0.25 kPa

| <b>Ruska (Kpa)</b> | <b>Simatic PCS7 (kPa)</b> |
|--------------------|---------------------------|
| 0.05               | 0.05                      |
| 17.24              | 17.27                     |
| 43.44              | 43.45                     |
| 61.53              | 61.57                     |
| 75.84              | 75.86                     |
| 96.19              | 96.20                     |

**Tabla D. 3** Tabla comparativa entre el equipo RUSKA y el sistema de adquisición de datos PCS7 para el transmisor de presión instalado en el generador de baja temperatura.

## D2.1.4 - Transmisor de presión en el generador de alta temperatura

Rango de medición 0-4 bar Absoluto

Precisión de la lectura: 1 kPa

| <b>Ruska (kPa)</b> | <b>Simatic PCS7 (kPa)</b> |
|--------------------|---------------------------|
| 21.33              | 21.52                     |
| 57.25              | 57.40                     |
| 87.07              | 87.26                     |
| 185.20             | 185.41                    |
| 230.21             | 230.31                    |
| 355.90             | 355.66                    |

**Tabla D. 4** Tabla comparativa entre el equipo RUSKA y el sistema de adquisición de datos PCS7 para el transmisor de presión instalado en el generador de alta temperatura.

### D3 - SONDAS DE TEMPERATURA INSTALADAS

Las sondas de temperatura instaladas en el protipo son termopares de contacto tipo J con una constante de tiempo de 5 s, y con un rango de medición de -190 °C a 482 °C. Además, estas sondas están acopladas a una abrazadera con el fin de facilitar su sujeción a los tubos del equipo.

Las tarjetas de 331-7KF01-0AB instaladas en las estaciones periféricas que comunican con el sistema de adquisición de datos permiten la conexión directa de este tipo de sondas sin necesidad de usar ningún otro tipo de transmisor. El propio sistema realiza la compensación y la linealización del valor de la lectura del termopar. Por este motivo, la verificación de la lectura de la temperatura se realizó en dos etapas: verificación de la tarjeta de adquisición de datos y por otra parte la de los propios termopares.

- a) Tarjeta de adquisición de datos. Para la verificación del correcto funcionamiento de la tarjeta se utilizó el indicador - simulador multifuncional MicroCal 200. Este instrumento dispone de dos canales: una para la medida de señales procedente de los sensores y el otro canal permite la simulación de diferentes tipos de sensores. Así pues, el uso de este equipo permitió la verificación del correcto funcionamiento tanto del convertidor analógico/digital de la tarjeta al igual que el sistema propio de compensación y linealización. Durante dicho proceso, se observó que el sistema solo requería un ajuste individual de offset para cada una de las entradas de dichas tarjetas.
- b) Termopar J. Mediante el equipo MicroCal 200 se verificó que ninguno de los termopares que iban a ser instalados estaba dañado y por otra parte, la lectura entre ellos difería en menos de 0.5 °C.

### D4. MEDIDORES DE NIVEL

Se han instalado dos medidores de nivel del tipo flotador con el fin de regular el nivel en los separadores de gotas a la salida de cada uno de los generadores. Con el fin de reducir al máximo las posibles fluctuaciones del flotador debido al efecto de la ebullición, dichos medidores se han instalado en un botellín adjunto a los separadores de gotas.

Por otra parte y debido a la elevada temperatura en que se encuentra el líquido a la salida de los generados, se ha considerado oportuno la instalación del convertidor de resistencia/intensidad requerido para la realización de la medida del nivel en el mismo cuadro eléctrico donde se halla instalado las tarjetas de adquisición de datos.

| <b>Características técnicas de los medidores de nivel</b> |        |
|-----------------------------------------------------------|--------|
| Densidad relativa del flotador                            | 0.7    |
| Longitud botellín                                         | 510 mm |
| Diámetro botellín                                         | 60 mm  |
| Intervalo mínimo de medición                              | 5 mm   |
| Tubo de conexión                                          | 12 mm  |

**Tabla D. 5** Características técnicas de los medidores de nivel

# **CAPÍTULO 1**

## **SITUACIÓN TECNOLÓGICA DE LOS EQUIPOS DE CLIMATIZACIÓN**

### **1.1 - INTRODUCCIÓN**

### **1.2 - PROBLEMÁTICA ACTUAL**

### **1.3 - PROGRAMAS DE INNOVACIÓN EN CLIMATIZACIÓN**

### **1.4 - INTERÉS DE LA CLIMATIZACIÓN A GAS**

### **1.5 - TECNOLOGÍA DE CLIMATIZACIÓN CON MOTOR A GAS**

#### **1.5.1 - PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO**

#### **1.5.2 - MERCADO DE LOS CLIMATIZADORES CON MOTOR A GAS**

#### **1.5.3 - TENDENCIAS FUTURAS EN LA CLIMATIZACIÓN CON MOTOR A GAS**

### **1.6 - TECNOLOGÍA DE LOS EQUIPOS DE ABSORCIÓN**

#### **1.6.1 - PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO**

#### **1.6.2 - CICLO DE ABSORCIÓN DE ALTA EFICIENCIA. DOBLE EFECTO.**

#### **1.6.3 - MEZCLAS DE TRABAJO EN LOS EQUIPOS DE ABSORCIÓN**

#### **1.6.4 - MERCADO DE LOS EQUIPOS DE ABSORCIÓN**

#### **1.6.5 - TENDENCIAS FUTURAS EN LOS EQUIPOS DE ABSORCIÓN**

### **1.7 - OBJETIVOS DE LA TESIS**



## 1.1 - INTRODUCCIÓN

Los edificios antiguos, y en particular, los construidos durante los años cincuenta y sesenta suelen caracterizarse por un aislamiento térmico bastante deficiente. Este hecho implica que la demanda térmica en dichos edificios sea muy elevada, incluso superior a los  $160 \text{ W/m}^2$ . Por esta razón, el método más utilizado para acondicionar dichas viviendas ha sido el uso de calderas de agua caliente, conjuntamente con radiadores de alta temperatura, con temperaturas de operación alrededor de  $80^\circ\text{C}$ .

No obstante, después de la crisis del petróleo del año 1973 y el posterior aumento de los precios de los combustibles, se produce un cambio de mentalidad a escala mundial, tanto de los políticos como de los ciudadanos, al darse cuenta de su dependencia de los países productores de petróleo. Como consecuencia de este hecho, crece el interés en la disminución, en todos los niveles, de la demanda energética y en la búsqueda de equipos cada vez más eficientes energéticamente.

Según el informe de la Agencia Internacional de la Energía (IEA International Energy Agency) titulado “A Group Strategy for Energy Research, Development and Demonstration” realizado en 1980, el sector residencial es el sector con más posibilidades a la hora de reducir el consumo energético, sin reducir el nivel de confort y de bienestar de las personas que lo habitan.

Como indica Halozan (1995), la demanda térmica específica de las nuevas edificaciones ha ido disminuyendo en los países desarrollados, situándose actualmente a niveles de  $50 - 60 \text{ W/m}^2$ . Esta reducción de la carga térmica, ha posibilitado la aparición de radiadores de baja temperatura ( $55^\circ\text{C}$ ), o el uso de suelos radiantes que requieren temperaturas aún más bajas, alrededor de los  $45^\circ\text{C}$ . Como resultado de esta reducción del nivel térmico requerido en los nuevos radiadores, ha tenido lugar la aparición en el sector residencial de bombas de calor. Dichos equipos son energéticamente más atractivos que una caldera convencional, cuando son instalados en lugares con una climatología no muy severa.

No obstante, es necesario resaltar que el interés reciente que ha generado el uso de bombas de calor en el sector residencial no se basa únicamente en su mayor eficiencia energética respecto a una caldera, sino también en la posibilidad de utilizar equipos reversibles que permiten acondicionar las edificaciones tanto en invierno como en verano, y prolongar el confort de sus habitantes a lo largo de todo el año, con unos rendimientos energéticos muy atractivos.

Nuestro país posee unas condiciones climatológicas muy favorables para la aplicación de bombas de calor y de ahí que nuestro mercado de climatización este experimentando el ritmo de crecimiento más importante de toda la Unión Europea. Según un informe del Institut Català d'Energia publicado en la revista Eficiència Energètica (nº152) entre el 1992 y el 1999, la demanda de equipos de aire acondicionado en Cataluña ha aumentado un 36%, y se espera que dicha tendencia se mantenga, ya que únicamente el 7% de las viviendas actuales tienen algún sistema de refrigeración .

## 1.2 - PROBLEMÁTICA ACTUAL

Aunque la introducción de los equipos de climatización eléctricos en el sector residencial tiene un gran interés desde el punto de vista energético, su uso masivo ha provocado la aparición de dos grandes problemas: uno medioambiental y el otro de infraestructura para la generación y distribución de dicha energía eléctrica.

**1.2.1 - Problemática Medioambiental.** Desde el punto de vista medioambiental, las emisiones de los fluidos comúnmente empleados hasta la última década en dichos equipos, los clorofluorocarbonos (CFC), han sido consideradas como los causantes del deterioro de la capa de ozono de nuestro planeta. Además, dichas emisiones también favorecen el efecto invernadero y en cierta medida, el incremento de la temperatura media global del planeta. A pesar de que hoy en día, ya no se comercializan equipos de climatización que contengan CFC, los fluidos alternativos más utilizados en la actualidad, los hidrofluorocarbonos (HFC), aún tienen un impacto medioambiental significativo, al menos desde el punto del efecto invernadero. En la tabla 1.1, se indica la capacidad de absorción de radiación infrarroja de algunos de los HFC propuestos como sustitutivos de los CFC, respecto al dióxido de carbono a lo largo de 100 años. Este índice se conoce en términos anglosajones como GWP (Global Warming Potential).

| HFC   | GWP (100 años) |
|-------|----------------|
| R134a | 1,200          |
| R407C | 1,600          |
| R407A | 1,770          |

**Tabla 1. 1** Índice GWP, para algunos de los nuevos refrigerantes propuestos. Oellrich et al (1994)

Además, el creciente interés por los aspectos medioambientales derivados de los equipos de climatización y de refrigeración, ha hecho necesario incorporar otro índice para incluir no solo el efecto invernadero propio del fluido en cuestión, sino también las características del equipo. El índice propuesto es el TEWI (Total Equivalent Warming Potential) el cual evalúa la contribución al efecto invernadero como la suma de la cantidad de refrigerante que ha sido emitido debido a las fugas en el circuito, a la cantidad de refrigerante que no ha podido ser reciclado y la emisión indirecta de CO<sub>2</sub> debido a la energía consumida por el equipo a lo largo de su vida. De forma analítica, dicho índice se evalúa a partir de la ecuación propuesta por la British Refrigeration Association:

$$\text{TEWI} = \text{GWP} \cdot L \cdot n + \text{GWP} \cdot m \cdot (1 - m_R) + n \cdot E \cdot b \quad (1.1)$$

donde

GWP = índice GWP para el refrigerante en cuestión

L = masa de refrigerante emitida anualmente debido a fugas en el equipo

n = años de vida útil del equipo

m = masa total de refrigerante que alberga el equipo

$m_R$  = fracción de la masa total de refrigerante del equipo que ha sido reciclada

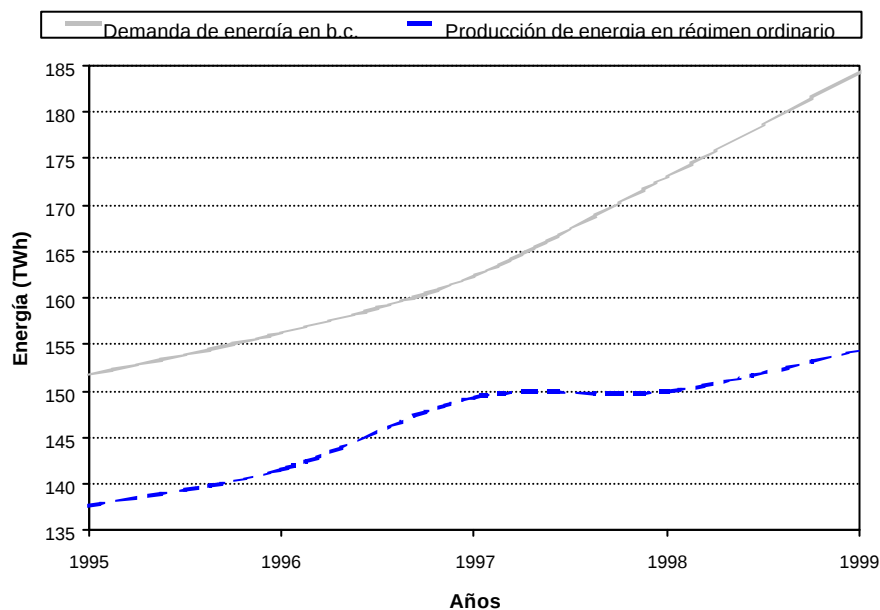
E = cantidad de energía consumida anualmente por el equipo

b = cantidad de CO<sub>2</sub> emitido para la obtención de una unidad energética

### 1.2.2 - Demanda Energética.

La mayor parte de los equipos de climatización actualmente comercializados son accionados mediante la energía eléctrica, lo que provoca alteraciones de la curva de demanda especialmente en los veranos calurosos. En Cataluña, según el Institut Català d'Energia el consumo de dicha energía entre los años 1992-1999 debido a la demanda de confort veraniega fue de un 65% (Eficiència Energètica nº 152). Como este aumento de la demanda eléctrica se centra en la franja horaria más calurosa, las administraciones conjuntamente con las compañías eléctricas introdujeron un conjunto de medidas financieras con el fin de disuadir el uso de estos equipos durante las horas punta y al mismo tiempo potenciar el consumo eléctrico durante la noche y el fin de semana. El objetivo de dicha propuesta era la de homogeneizar la curva de la demanda eléctrica horaria. Dado que estas medidas no han obtenido el resultado esperado, en algunos países, la red eléctrica se encuentra prácticamente colapsada, a causa de que el crecimiento de la demanda es mayor en las horas punta que en la demanda base.

En nuestro país, desde la entrada en funcionamiento del mercado eléctrico (1 de enero de 1998) la utilización de los equipos generadores eléctricos se desarrolla en un entorno de libre competencia. Como se indica en el Informe sobre la Operación del Sistema Eléctrico Español (1999), la flexibilidad proporcionada por el equipamiento actual del sistema peninsular permite la cobertura de las demandas máximas de potencia. No obstante, se observa como la relación entre la potencia instalada en las centrales de régimen ordinario y la máxima demanda horaria ha disminuido en los últimos años. Así, en 1999 se alcanzó un margen del 39.7 %, lo que implica 8 puntos menos respecto al año anterior, y 19 puntos menos que en 1997. Por otra parte, si se observa en la Fig. 1.1, la evolución reciente en nuestro país de la producción de energía eléctrica en régimen ordinario y la demanda total de energía en bornes de central, se puede constatar que el crecimiento de dicha demanda ha sido muy superior al crecimiento de la producción neta en régimen ordinario.



**Fig. 1. 1** Evolución de la producción de energía del régimen ordinario y la demanda en bornes de la central en (TWh) en España. Informe de la Operación del Sistema Eléctrico (1999)

Este crecimiento de la demanda eléctrica interanual viene determinado principalmente por el crecimiento de la economía del país. No obstante, la variabilidad intermensual de dicha demanda, debido únicamente al efecto de la temperatura ambiente, puede alcanzar valores de hasta un 12% de la demanda de un mes, tanto en sentido positivo como en negativo. Así pues, las demandas máximas de energía se situarán en los meses más fríos y también en la época estival. Este hecho se constata en el informe de Operación del Sistema Eléctrico Español de 1999, en donde en el mes de julio se registró una demanda eléctrica de 16,260 GWh, situándose muy cerca del valor máximo del mes de diciembre que fue de 16,950 GWh. En cambio, el valor mínimo de la demanda se situó en el mes de abril con 14,034 GWh.

### 1.3 - PROGRAMAS DE INNOVACIÓN EN CLIMATIZACIÓN

A la vista de las perspectivas de crecimiento del mercado del aire acondicionado, y considerando el grado de saturación de la red eléctrica de algunos países, instituciones, fabricantes de climatizadores, empresarios y compañías energéticas están realizando un gran esfuerzo para introducir en el mercado nuevas tecnologías de climatización más eficientes energéticamente y que permitan un uso racional de las diversas fuentes energéticas.

Entre las diferentes propuestas realizadas en los últimos tiempos, la opción de equipos de climatización accionados por energía térmica y más concretamente a partir de la combustión de gas natural, aparece como la opción más viable. Como ejemplo de dicho interés, pueden citarse los diversos programas de ayuda a la investigación y desarrollo de la climatización a gas impulsados en países como Estados Unidos, Japón y en la Comunidad Europea. A continuación se detallan brevemente:

*Programa Norte-Americano.* Instituciones como el Department of Energy (DOE), American Gas Cooling Center (AGCC), Gas Research Institute (GRI), Oak Ridge National Laboratory (ORNL), junto con los principales fabricantes y suministradores de gas han unido esfuerzos para facilitar la comercialización de sistemas de climatización a gas de alta eficiencia, y de bajo impacto ambiental. Los objetivos y los resultados de dicho programa fueron descritos por Laue y Lehmann (1991), en donde destacan:

- a) Equipos de absorción del tipo GAX destinados al sector residencial
- b) Enfriadoras de absorción de triple efecto
- c) Bomba de calor accionada con motor a gas
- d) Materiales higroscópicos para mejorar la calidad del aire en el interior de los habitáculos.

*Programa Japonés.* Yoshida (1996) describe los resultados obtenidos en dicho programa entre 1992 y 1995, en el cual se invirtieron más de 3.3 billones de yenes en el desarrollo de equipos de climatización a gas. En dicho programa participaron cuatro compañías gasistas y once empresas constructoras de equipos de climatización y aire acondicionado, abarcando tecnologías como:

- a) Equipos de absorción de Bromuro de Litio – Agua.
- b) Sistemas de absorción de amoníaco-agua

- c) Bombas de calor accionadas con motor de combustión a gas
- d) Bombas de calor basadas en el ciclo Vuilleumier

*Programa Europeo.* (Reay, 1993) La Comisión de la Comunidad Europea ha estado incentivando el desarrollo de las tecnologías relacionadas con las bombas de calor durante los últimos 20 años. Aunque se han cubierto todo tipo de bombas de calor, en los últimos años se ha constado un cambio de tendencia desde los equipos de compresión de vapor a equipos de absorción o adsorción. Este cambio queda claramente reflejado en los programas de desarrollo promovidos por la comunidad europea como el JOULE y el THERMIE. A título de ejemplo, en la tabla 1.2, se indican algunos de los proyectos financiados en los programas JOULE I (1988-91) y el JOULE (1991-94).

| Principal Entidad Financiadora                         | Título del proyecto                                                                                     |
|--------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <b>JOULE I</b>                                         |                                                                                                         |
| Catalana de Gas<br>(Gas Natural SDG S.A.)              | Development of absorption heat pumps for heating and air-conditioning in Southern Europe                |
| CNRS                                                   | Development of solid-gas adsorption heat pumps for low, medium and high temperature applications        |
| CRIN/CNRS                                              | The impact of new technology on the development of heat pumps and refrigeration equipment.              |
| <b>JOULE II</b>                                        |                                                                                                         |
| TNO                                                    | Environmentally benign air cycle heat pump and refrigeration systems.                                   |
| ENEA                                                   | R&D of an advanced absorption heat pump using water-ammonia.                                            |
| Colibri BV                                             | Plate-fin heat exchanger technology in absorption systems.                                              |
| University of Nottingham                               | Rotatory vapour recompression heat pump                                                                 |
| CNRS-Perpignan                                         | A new generation of gas-solid sorption machines.                                                        |
| Bayerisches Zentrum für Angewandte Energieforschung eV | A cost effective absorption heat pump with water as refrigerant.                                        |
| Consiglio Nazionale della Ricerche                     | Novel adsorption heat pump based on metal-supported zeolites for more efficient heating & refrigerating |

**Tabla 1. 2** Programas de I+D europeos.

## 1.4 - INTERÉS DE LA CLIMATIZACIÓN A GAS

Tal y como se ha descrito en el apartado anterior, hay un interés generalizado de los países desarrollados por la utilización del gas como medio propulsor de los equipos de climatización. Dicho interés se debe a:

- a) Obtención de una mayor estabilización de la demanda eléctrica y de gas a lo largo de todo el año, con la consiguiente reducción de la variabilidad asociada a las variaciones de la temperatura ambiente.

- b) Incremento del factor de uso de las infraestructuras de distribución de energía tanto eléctrica como gasista, a causa de un uso más uniforme de éstas a lo largo del año.
- c) Reducción de costes en infraestructura para el accionamiento de los equipos de climatización. Para una misma potencia, los costes de inversión en una infraestructura de gas son del orden diez veces inferiores al de una eléctrica.
- d) Menor impacto ambiental de los equipos accionados a gas respecto a los equipos eléctricos, especialmente cuando se hace referencia a los equipos de absorción. A diferencia de los equipos de compresión convencionales que requieren el uso de fluidos HFC, los equipos de absorción utilizan fluidos naturales como el agua y el amoníaco, sin carga ambiental alguna.
- e) Mayor fiabilidad de los equipos accionados a gas, especialmente los equipos de absorción, ya que presentan muy pocos componentes móviles sometidos a desgaste.
- f) Posibles reducciones de costes de operación por parte del usuario final. Aunque desde la liberación del sector energético, la relación entre el coste de adquisición de una unidad energética eléctrica y de gas ha ido variando de forma significativa, en general se puede decir, que en Europa, la relación suele situarse entre 4 y 6 (Valle, 1997a). A pesar de que para una carga térmica determinada, los equipos de climatización a gas consumen alrededor de tres veces más de energía que una unidad eléctrica, el usuario final podría ahorrarse entre un 30% y un 50% de los costes de operación respecto a una unidad eléctrica.

En España, a la vista de la relación actual de precios entre la energía eléctrica y gas, la incorporación de equipos de climatización a gas no resulta muy favorable. Al consultar, por ejemplo, la tarifa de precios energéticos actuales, para el sector residencial, la relación era de tan solo de 2.14. A continuación se indican las tarifas de precios considerados para dicho cálculo.

*Electricidad:* Según el BOE 30/12/2000, el precio de la tarifa eléctrica 2.0 estipulado para el 2001 es de 13.18 pta/kWh, y añadiendo los impuestos pertinentes, el valor final es de 15.30 pta/kWh.

*Gas Natural:* Según el BOE 19/02/2001 (Tarifa D.2), el precio es de 75.695 pta/m<sup>3</sup>, teniendo en cuenta el poder calorífico de dicho gas, el precio para el usuario resulta ser de 7.13 pta/kWh, impuestos incluidos.

## 1.5 - TECNOLOGÍA DE CLIMATIZACIÓN CON MOTOR A GAS

Uno de los primeros pasos hacia el uso del gas para el accionamiento de equipos de climatización fue la sustitución del motor eléctrico acoplado a los ciclos de compresión mecánica de vapor por un motor de combustión interna a gas. El interés que presentaba esta sustitución, era que ya se partía de toda la tecnología desarrollada para los equipos eléctricos y además, el uso de motores a gas presentaba las siguientes ventajas:

· *Modulación de la carga.* Los motores a gas tienen la capacidad de poder variar su régimen de giro desde unas 800 rpm hasta 3000 rpm. Desde el punto de vista energético, la adaptación de la velocidad de giro del motor a la carga térmica, permite mejorar ostensiblemente el rendimiento a carga parcial. Dicha adaptación era exclusiva de los equipos accionados con motor a gas hasta la aparición en el mercado de los equipos INVERTER eléctricos. No obstante, estos equipos electrónicos que regulan la frecuencia de alimentación de los motores eléctricos tienen un límite práctico, puesto que el coste de estos sistemas aumenta con la potencia controlada. Sin embargo tal y como indica Julià (2001), el sistema que actúa sobre la posición de la mariposa del carburador en los motores a gas es casi independiente del tamaño del motor que controla.

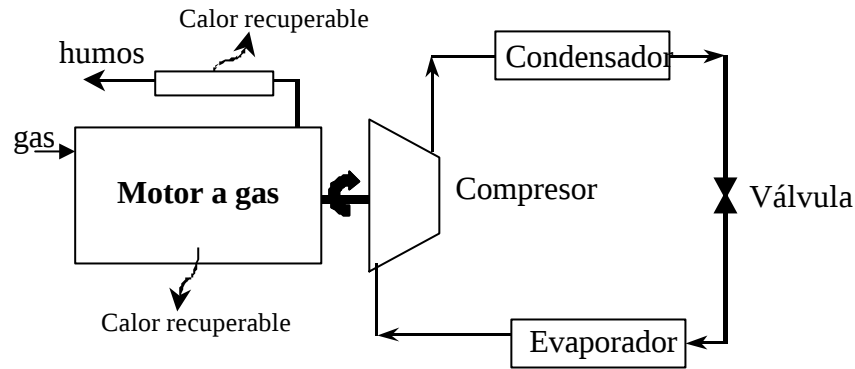
· *Recuperación de calor.* Aproximadamente sólo un 30% de la energía desprendida durante el proceso de combustión del gas es convertida en trabajo por el motor. El resto de dicha energía es energía térmica a diferentes temperaturas que puede ser utilizada para otros fines. Generalmente, la mayor parte de dicha energía es transferida al circuito de refrigeración de los cilindros del motor, la cual puede ser aprovechada como agua caliente sanitaria en verano, o bien, como aporte energético extra cuando el equipo opera en modo de bomba de calor. Además, en modo calefacción, parte de esta energía también suele utilizarse como medio para ampliar el período de los ciclos de descarche.

No obstante, la baja fiabilidad y los cortos períodos de mantenimiento eran la gran desventaja competitiva de los motores de combustión interna al compararlos con los motores eléctricos. Como indica Yoshida (1996), los fabricantes de motores japoneses desarrollaron unos motores más pequeños y ligeros, en los cuales se incrementó la velocidad de rotación del motor y se disminuyó el desplazamiento del pistón, con el fin de prolongar la vida útil del motor hasta las 40.000 horas de funcionamiento. Además, para alcanzar un solo período de mantenimiento anual, también fue necesario desarrollar aceites lubricantes de larga duración y con un amplio rango de temperaturas de operación. A título de ejemplo, los aceites recomendados para los motores Yamaha y Yanmar son del tipo 10W-30,

Otro aspecto importante a tener en cuenta con los motores a gas y que no presentaban los motores eléctricos, eran las emisiones de los gases de escape. Estas emisiones, al igual que el rendimiento del propio motor, vienen determinadas principalmente por la relación aire-combustible. Con el fin de reducir al máximo las emisiones, dichos motores incorporan además de un catalizador, un control electrónico de la relación aire-combustible, para asegurar en todo momento un nivel bajo de emisiones, y al mismo tiempo obtener el máximo rendimiento del motor.

### **1.5.1 - Principio de funcionamiento**

Los equipos de climatización con motor a gas se basan en el accionamiento del ciclo de compresión mecánica de vapor. En la Fig. 1.2 se muestran los principales componentes de dichos equipos:



**Fig. 1. 2** Ciclo de compresión de vapor accionado por un motor a gas.

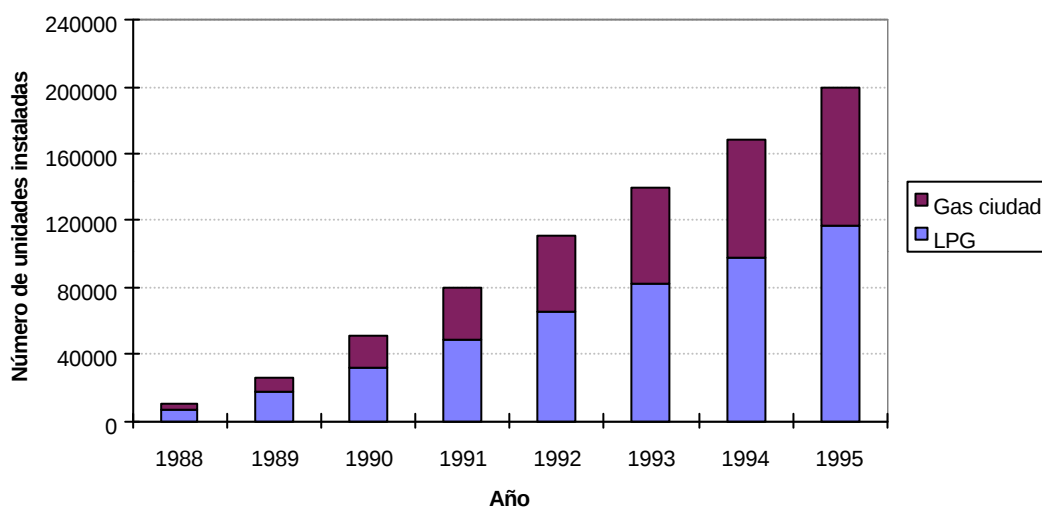
Como se observa en esta figura, un ciclo de compresión mecánica de vapor está formado básicamente por los siguientes cuatro componentes:

- *Compresor.* El compresor es accionado por un motor con el fin de aumentar la presión del refrigerante desde la presión de operación del evaporador hasta la presión del condensador. El tipo de compresor instalado en el ciclo depende de la relación de compresión requerida y del caudal volumétrico a trasvasar. En la práctica, los compresores más utilizados para el sector residencial son los del tipo pistón o scroll, mientras que para aplicaciones industriales se utilizan comúnmente los de tipo tornillo o los centrífugos.
- *Condensador.* La fase vapor del refrigerante altamente recalentada debido a la etapa de compresión, entra en el condensador. Dicho componente puede ser enfriado directamente por una corriente de aire o bien por un flujo de agua, hasta obtener a su salida refrigerante líquido saturado.
- *Válvula de expansión.* El objetivo de la válvula de expansión es crear una obstrucción al paso de flujo de refrigerante, con el fin de mantener la diferencia de presión requeridas entre el condensador y el evaporador, además de reducir la presión del líquido refrigerante procedente del condensador. En la práctica se encuentran diversos sistemas de expansión, desde un simple capilar pasando por válvulas termostáticas, hasta sistemas más complejos, como las válvulas electrónicas.
- *Evaporador.* El refrigerante expandido parcialmente tras fluir por la válvula de expansión, es totalmente vaporizado e incluso ligeramente recalentado tras su paso por el evaporador. La energía requerida para la vaporización de dicho refrigerante, se extrae del aire o agua que envuelve los haces de tubos que forman el evaporador.

### 1.5.2 - Mercado de los climatizadores con motor a gas

Los equipos de climatización con motor a gas poseen mayor rendimiento que cualquier otro sistema de climatización a gas, y además permiten cubrir simultáneamente las demandas de frío y agua caliente sanitaria. Por este motivo, en los últimos años han ido ganando cuota de mercado en segmentos tan diversos, como centros comerciales y educativos, hospitales, e incluso en complejos industriales. En estos sectores, en donde se requiere alta potencia, los costes de los equipos a gas pueden ser competitivos con respecto a los equipos eléctricos, y además, al tener unos costes de funcionamiento sensiblemente inferiores, se pueden recuperar las inversiones en un corto intervalo de tiempo.

Sin embargo, en lo que se refiere al sector residencial, estos equipos a gas no presentan costes competitivos con respecto a los sistemas eléctricos y además tienen el inconveniente de un mantenimiento rutinario como cambios de aceites, bujías, filtros, etc. Solamente en Japón y Estados Unidos, este tipo de equipos han sido comercializados con éxito, y el número de ventas ha ido creciendo año tras año (Steadman, 1997). Como ejemplo de ello, en la Fig. 1.3, se presenta la evolución del número de ventas de este tipo de equipos en el mercado japonés.



**Fig. 1.3** Número total de bombas de calor con motor a gas instaladas en Japón al final de cada mes de septiembre (Yoshii, 1998).

En Japón y concretamente en el año 1995, se comercializaban 12 modelos de unidades exteriores de bombas de calor, las cuales podían ser acopladas a unidades interiores con capacidades entre 2.8 kW y 14 kW, de diferentes tipos, como murales, de cassette, de suelo, ... En las tablas 1.3 y 1.4 se detallan los 12 modelos comercializados en 1995 en Japón. (Yoshii, 1998)

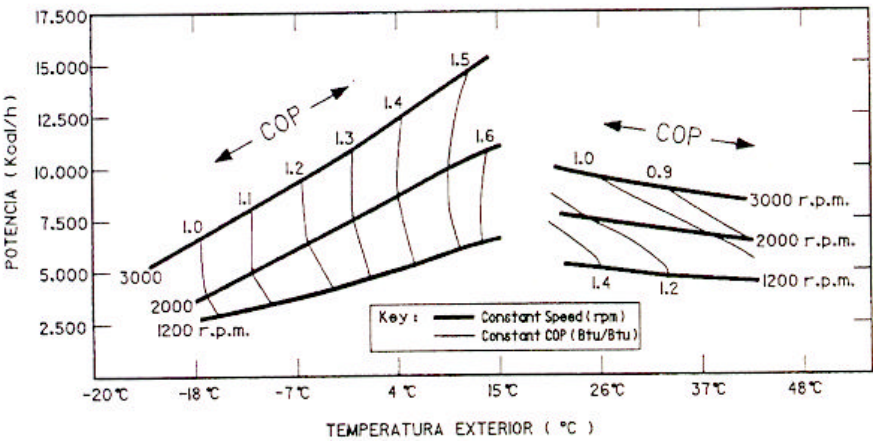
| Potencia motor (CV)            | 3      | 3.3    | 4      | 5      |        |        |
|--------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Potencia en refrigeración (kW) | 8.0    | 8.0    | 11.2   | 14.0   | 14.0   | 14.0   |
| Potencia en calefacción (kW)   | 10.0   | 9.5    | 14.0   | 17.0   | 20.0   | 18.0   |
| Constructor                    | Yamaha | Yamaha | Yanmar | Alshin | Yanmar | Yamaha |

**Tabla 1.3.** Bombas de calor con motor a gas para potencias de refrigeración entre 8 kW y 14 kW.

|                                |        |        |        |        |        |        |
|--------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Potencia motor (CV)            | 7.5    |        | 8      | 10     |        | 18     |
| Potencia en refrigeración (kW) | 18.0   | 18.0   | 20.3   | 28.0   | 26.5   | 47.5   |
| Potencia en calefacción (kW).  | 20.0   | 21.2   | 28.0   | 33.5   | 37.5   | 56.0   |
| Constructor                    | Alshin | Yamaha | Yammar | Alshin | Yammar | Yammar |

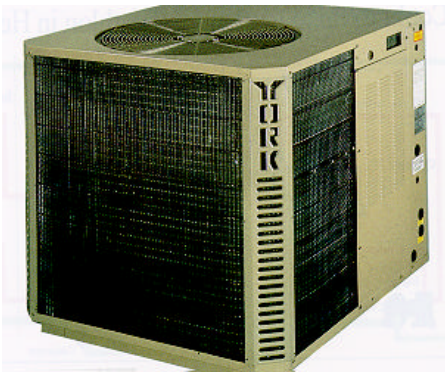
**Tabla 1. 4** Bombas de calor con motor a gas para potencias de refrigeración entre 18 kW y 47.5 kW.

Como indica Steadman (1997), el mercado norteamericano no ha sido tan fructífero como el japonés. En 1992, se contabilizaban solamente alrededor de 50 unidades instaladas en centros comerciales y unas 200 en el sector residencial. No obstante, esta situación cambió significativamente a partir de julio de 1994 con el inicio de la comercialización del equipo York Triathlon. A pesar que las prestaciones térmicas del equipo son muy competitivas, tal y como puede apreciarse en la Fig. 1.4 y que se vendieron más de dos mil unidades en los dos primeros años, no se ha observado últimamente una ampliación de la gama de estos equipos. En la actualidad sólo se comercializan dos unidades de 3 y 3.5 TR.



**Fig. 1. 4** Resultados de la bomba de calor con motor a gas York Triathlon en una cámara calorimétrica. (Ferrando, 1997)

En la tabla 1.5 se presentan a título de ejemplo, las principales características técnicas del equipo York Triathlon de 3 TR, junto con su aspecto exterior en la Fig 1.5.



|                                   |              |
|-----------------------------------|--------------|
| Modelo                            | 3TR          |
| Potencia frigorífica (kW)         | 11.3         |
| Potencia calefacción (kW)         | 18.75-27.5   |
| COP en refrigeración (estacional) | 1.3          |
| COP en calefacción (estacional)   | 1.26         |
| Consumo eléctrico (kW)            | <0.6         |
| Refrigerante                      | R-22         |
| Compresor                         | pistones     |
| Dimensiones externas (mm)         | 965x1092x927 |
| Peso en operación (kg)            | 290          |

**Fig. 1. 5.** Aspecto de la unidad exterior **Tabla 1. 5** Características técnicas del equipo York Triathlon del equipo York Triathlon

### 1.5.3 - Tendencias futuras en la climatización con motor a gas

El futuro de las bombas de calor accionadas con motor a gas estará directamente relacionada a la evolución de los refrigerantes de los ciclos de compresión a vapor por una parte, y por la otra, al desarrollo de motores térmicos más eficaces.

- *Refrigerantes.* No existe todavía una solución definitiva para sustituir los CFC y los HCFC en los equipos de climatización. A los nuevos refrigerantes se les exige básicamente que no contengan cloro para que no sean perjudiciales a la capa de ozono, unas prestaciones térmicas similares o mejores que sus predecesores, y que no sean sustancias nocivas para la salud pública. Ante ello existen dos tendencias claramente diferenciadas: la norteamericana y la europea.

La tendencia norteamericana tiene un carácter más conservador y apuesta por fluidos similares a los CFC pero sin cloro, del tipo HFCs. Estos fluidos presentan un comportamiento energético y de compatibilidad de materiales similar a los antiguos refrigerantes, por lo que son aptos para remplazar a dichos fluidos con un mínimo de cambios. En las instalaciones ya existentes, estas modificaciones se centran, por lo general, en el cambio de lubricante del tipo mineral a los poliol-ésteres (POE), y a los elastómeros de neopreno por gomas del tipo EPDM. Otra ventaja del uso de los HFC es que estos poseen un grado de flexibilidad para adaptarse a las condiciones de trabajo de los antiguos CFC, debido a que se pueden utilizar en forma de fluido puro como el R134a, o bien en forma de mezclas como el R407C, que se compone de R32/R125/R134a en proporciones de 23/25/52 en peso.

La tendencia de los países del norte de Europa se centra en los refrigerantes naturales, como el agua, amoníaco, hidrocarburos, CO<sub>2</sub>, ... los cuales se hallan en el ambiente y en consecuencia no presentan ninguna carga medioambiental adicional. A pesar que el precio de adquisición de estos fluidos es muy económico y que desde el punto de vista de eficiencia energética suelen dar mejores resultados que los HFC, su incorporación en el mercado viene limitada por aspectos de toxicidad o de inflamabilidad de estos fluidos en caso de alguna fuga.

- *Motores térmicos.* A lo largo de los últimos años se ha observado un incremento sustancial de la fiabilidad y una reducción progresiva de las emisiones de estos equipos. En cuanto al rendimiento térmico de estos motores, al estar limitado por el propio rendimiento de los ciclos Otto, su mejora ha sido casi inapreciable. Por este motivo, se están considerando otras alternativas para el accionamiento de los ciclos de compresión de vapor, que sean más eficientes energéticamente. Entre las diversas propuestas, Miura (1995), destaca los motores Stirling. Con estos motores se podría mejorar el rendimiento térmico entre un 20% a un 40% respecto a los equipos eléctricos o a los motores convencionales a gas. Bajo este concepto, Mitsubishi Electric Corp y Toshiba Corp han desarrollado un equipo piloto de 6 kW, mientras Aisin Seiko Co. ha construido un motor que proporciona una potencia neta de 25 kW.

## 1.6 - TECNOLOGÍA DE LOS EQUIPOS DE ABSORCIÓN

Como indica Burgett et al. (1999), los primeros desarrollos en sistemas de refrigeración por absorción se remontan al año 1845, cuando Edmund Carre diseñó y vendió una máquina que operaba con agua y ácido sulfúrico para el enfriamiento de agua potable. Seis años más tarde, en 1851, su hermano Ferdinand Carre diseñó con éxito el primer equipo comercial de refrigeración por absorción de amoníaco-agua.

Aunque en los años subsiguientes, se introdujeron numerosas mejoras halladas de forma empírica, no fue hasta en 1913 cuando se obtuvo una primera base teórica. En ese año, el trabajo de Edmund Altenkirch sentó los principios de la termodinámica de las mezclas binarias para absorción. A partir de este momento se inicia el desarrollo de los equipos de absorción, y es cuando empiezan aparecer los primeros listados de posibles mezclas de trabajo para estos ciclos.

Después de la segunda guerra mundial, con el uso del par agua-bromuro litio, se inicia la época dorada de los equipos de absorción. Se introducen en el mercado equipos destinados tanto para aplicaciones domésticas como unidades de gran capacidad. Como ejemplo de ello, Carrier vende la primera unidad de gran potencia (530 kW) en 1945, mientras que Trane desarrolla el primer equipo hermético en 1959. Aunque los COP de estos ciclos eran relativamente bajos en aquel entonces, alrededor del 0.65, estos equipos gozaban de una gran aceptación debido principalmente al bajo precio del gas y a la falta de regularidad en el suministro eléctrico. Tanto era así, que en el segmento de las grandes potencias, estos equipos acaparaban el 25% del mercado norteamericano durante los años 60.

Tras la crisis del petróleo en los años 70, y con el apogeo de la energía nuclear en esas fechas, se produce en los Estados Unidos un declive por el interés de los equipos de absorción, y los desarrollos se centraron en equipos de compresión de vapor accionados eléctricamente. En contrapartida, Japón al ser un país con escasos recursos naturales, y ante la disponibilidad del gas licuado procedente del sudeste asiático, sigue apostando por la climatización a gas. Tanto es así, que en Japón en el 1975, y por primera vez, los equipos de absorción superan en número a los equipos eléctricos instalados, y una década más tarde, los equipos de absorción dominan el 80% del mercado de las grandes potencias en este país.

En los últimos años, debido a la problemática medioambiental generada por los CFC, unido al aumento de la temperatura global del planeta y al incremento de las tarifas eléctricas, surge de nuevo el interés de los equipos de absorción. Como Japón ha sido uno de los pocos países que prosiguió en la década de los 70 y 80 con el desarrollo y mejora de este tipo de máquinas, la mayor parte de los equipos comercializados actualmente de agua-bromuro de litio son fabricados en ese país o bajo licencia japonesa. Prueba de ello es que en la tabla 1.6, se muestran los acuerdos comerciales entre fabricantes y suministradores de equipos de absorción de Agua-BrLi.

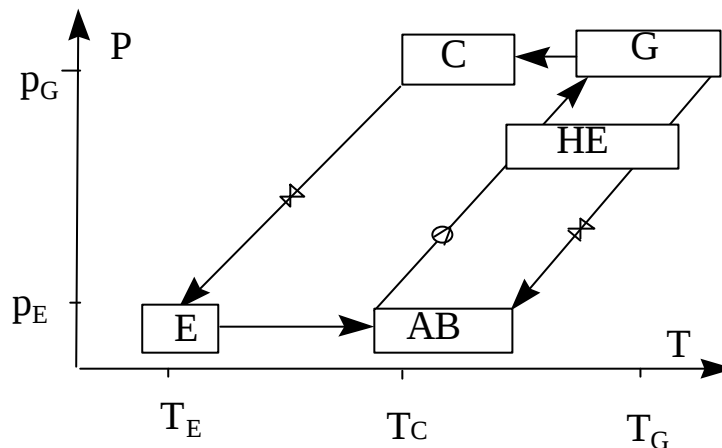
|                        |         |          |        |         |             |
|------------------------|---------|----------|--------|---------|-------------|
| <b>Fabricantes</b>     | Carrier | Trane    | McQuay | York    | Dumham Bush |
| <b>Suministradores</b> | Ebara   | Kawasaki | Sanyo  | Hitachi | Thermax     |

**Tabla 1. 6.** Acuerdos comerciales entre fabricantes y suministradores de equipos.

### 1.6.1 - Principio de funcionamiento

Los equipos de absorción, al igual que los de compresión de vapor, se basan en el principio de condensación y evaporación de un refrigerante para la obtención de frío o calor. La principal diferencia entre estos ciclos reside en el proceso en el cual dicho fluido se trasvasa desde la zona de baja presión a la zona de alta presión.

Tal y como se ha comentado anteriormente, en el caso de los ciclos de compresión de vapor dicho trasvase se debe a la acción mecánica de un compresor. En el caso de un sistema de absorción, el refrigerante vaporizado en la zona de baja presión es absorbido por una solución que tiene afinidad fisicoquímica a dicho fluido y conocido como absorbente. La mezcla líquida resultante es bombeada a la zona de alta presión, donde el refrigerante es extraído de nuevo de la solución mediante la aportación de calor. En la Fig. 1.6 se muestran los principales componentes de un ciclo de absorción de simple efecto situados sobre un diagrama genérico de Presión-Temperatura-Composición (PTX).



**Fig. 1. 6** Principales componentes de un ciclo de absorción de simple efecto en un diagrama PTX

Como se observa en Fig 1.6, un ciclo básico de absorción de simple efecto esta formado por los siguientes componentes:

- Condensador. El refrigerante vaporizado procedente del generador es condensado, cediendo su calor de cambio de fase a otro fluido externo, ya sea aire o agua.
- Válvula de expansión. La válvula de expansión evita el paso de vapor del condensador al evaporador. En los equipos de agua-bromuro de litio, como la diferencia de presiones entre el condensador y el evaporador es pequeña, alrededor de 5 kPa, se suele emplear simplemente trampas de líquido. En el caso de equipos que operan con amoniaco, la gran diferencia de presiones entre dichos componentes hace necesario el uso de dispositivos similares a los utilizados en los equipos de compresión de vapor.

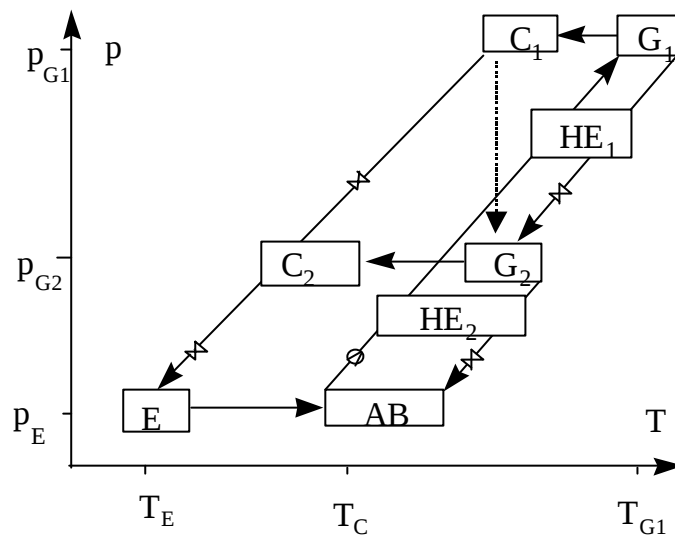
- **Evaporador.** En este componente, el refrigerante procedente de la válvula de expansión se evapora tomando calor del medio que le rodea, ya sea aire o bien otro fluido como agua, salmuera,... En este punto hay que distinguir claramente cuando el refrigerante se halla en el interior del evaporador en estado puro o no. Si el refrigerante es puro, la presión de operación en dicho componente será la que corresponda a su temperatura de saturación, mientras que si aparecen restos de absorbente, la presión de operación irá disminuyendo a medida que la acumulación de absorbente en su interior sea cada vez más significativa. Para evitar este descenso de la presión de trabajo en el evaporador, y la consiguiente disminución del rendimiento del propio ciclo, se suele realizar una purga de la fase líquida desde el evaporador hacia el absorbedor.
- **Absorbedor.** Aquí se pone en contacto la fase vapor del evaporador con la solución procedente del generador, con el fin agregar el refrigerante a dicha solución. A su salida se obtiene una solución concentrada en refrigerante, la cual es de nuevo impulsada hacia el generador por medio de una pequeña bomba. Como el proceso de absorción es exotérmico, la energía liberada debe ser transferida a una corriente externa para no detener dicho proceso de absorción.
- **Generador.** En este componente se trata de extraer el refrigerante de la solución por medio de un aporte exterior de energía térmica, provocando la ebullición de la solución y la consiguiente separación de refrigerante.
- **Intercambiador de calor solución-solución.** Este intercambiador de calor, conocido también con el nombre de economizador, permite mejorar el rendimiento del ciclo debido a la disminución de la carga térmica en el generador y en el absorbedor. Su ausencia implicaría, que en el generador habría que calentar la solución desde la temperatura de operación del absorbedor hasta la ebullición, mientras que en absorbedor se debería enfriar la solución desde la temperatura del generador hasta la temperatura del absorbedor, para poder iniciar el proceso de absorción.

A partir de la configuración básica indicada en Fig. 1.6, se han superpuesto otros componentes con el fin de mejorar el rendimiento térmico y reducir las reversibilidades internas del ciclo. La localización de estos componentes depende del fluido de trabajo utilizado. Así, los equipos que operan con agua-bromuro de litio, debido a que operan en niveles de presión muy bajos, junto a la limitación por cristalización de la sal, obliga la superposición de nuevos componentes en el eje de las presiones. Como consecuencia, los ciclos de doble efecto que operan con dicho fluido requieren tres niveles de presión diferentes.

En cambio, para sistemas de amoníaco-agua, al operar ya con presiones considerables en la configuración de simple efecto, el incremento de eficiencia se dirige a la inclusión de componentes en la dirección de la solubilidad, debido a que dicho par de trabajo tiene miscibilidad total.

### 1.6.2 - Ciclo de absorción de alta eficiencia. Doble efecto.

A diferencia de los ciclos de simple efecto que requieren temperaturas de activación alrededor de 90°C, los ciclos de doble efecto suelen operar en el intervalo de temperaturas entre 140 y 170°C. Este incremento de la temperatura de activación, se traduce en una mejora sustancial del rendimiento del equipo, alcanzando valores cercanos a 1.2 para sistemas de accionamiento indirecto. Este incremento de las prestaciones del ciclo se debe a la incorporación de un generador, un condensador y un intercambiador de calor solución-solución al ciclo básico de simple efecto. La disposición de los diferentes componentes de un ciclo de doble efecto se muestra en la Fig. 1.7, sobre la base de un diagrama PTX.



**Fig. 1. 7** Componentes de un ciclo de absorción de doble efecto en configuración serie en un diagrama PTX

Como puede verse en la Fig 1.7, la fuente térmica de calor se utiliza en el generador  $G_1$ , el cual opera a temperatura y presión elevada. El refrigerante que se separa de la solución que alimenta a este equipo, se dirige hacia el condensador  $C_1$ , donde el calor de cambio de fase de dicho fluido sirve para empobrecer aun más la solución que entra en el generador  $G_2$ . De este modo, para una misma unidad energética de entrada al ciclo, se obtiene un mayor caudal másico de refrigerante hacia el evaporador, consiguiéndose de esta forma un aumento del 40% de capacidad frigorífica respecto a un ciclo convencional de simple efecto.

En los ciclos de doble efecto, existen tres tipos de configuraciones diferentes para el circuito de la solución: serie, paralelo e invertido. En la configuración serie, la solución procedente del absorbedor fluye hacia el generador de alta temperatura  $G_1$ , y a la salida de éste, se dirige hacia el generador de baja temperatura  $G_2$ . Como bien indica su nombre, en la configuración en paralelo, se produce una división de flujo a la salida del absorbedor, para alimentar de forma independiente cada uno de los dos generadores. Finalmente, en la configuración invertida, la solución rica procedente del absorbedor fluye primeramente hacia el generador de baja,  $G_2$  para luego ser bombeada al generador de alta  $G_1$ .

### **1.6.3 - Mezclas de trabajo en los equipos de absorción**

Las propiedades químicas y termofísicas de una mezcla de trabajo, determinan las condiciones de operación a las que puede operar un equipo de absorción. Así, por ejemplo, el par Agua-BrLi, que es la mezcla más ampliamente utilizada por la mayor parte de equipos de absorción en climatización, tiene limitada la temperatura de operación del evaporador, a un valor próximo a los 5°C debido al punto de congelación del agua. Además, la temperatura de operación de trabajo del absorbedor no puede ser excesivamente elevada a causa de la cristalización de la solución. Dichas limitaciones en la temperatura provocan que el salto térmico entre el evaporador y el absorbedor, ronde como máximo los 30°C. Esto implica el uso de torres de refrigeración para la evacuación de calor en el absorbedor, e imposibilita la operación en modo de bomba de calor durante el invierno. Si bien es cierto, que se comercializan equipos de Agua-BrLi que pueden cubrir demandas térmicas tanto de frío como de calor, la operación en modo calefacción se limita al trasvase de energía térmica del generador directamente al circuito de calefacción, sin aportar ninguna mejora respecto al uso de una simple caldera.

A pesar del escaso margen de operación de dichos equipos, éstos gozan de una buena aceptación en el mercado de la climatización a causa de sus buenos rendimientos térmicos en modo refrigeración, así como la nula toxicidad y carga medioambiental de la mezcla. Por este motivo, se han realizado numerosos estudios con el fin de ampliar el margen de temperaturas de operación. Como la mayor limitación se encuentra en la temperatura de operación del absorbedor, los esfuerzos se han centrado para desplazar la curva de cristalización de la disolución hacia puntos de mayor temperatura, con la adición de otras sales que contienen el ion Li, a la propia disolución de Agua-BrLi. Como muestra de ello son los diversos estudios con sales cuaternarias realizados por Tongu et al (1993), Okano et al (1993) y más recientemente Ko et al. (2000) y Medrano et al. (2000).

Herold et al (1991) y Ziegler et al. (1999) proponen una mezcla ternaria de hidróxidos sódico, potásico y de cesio como alternativa al par Agua-BrLi. La curva de cristalización de esta mezcla se encuentra desplazada de tal forma, que es factible operar con una temperatura en el absorbedor cercana a los 50°C, poder operar a alta temperatura en el generador ( 200°C) y proporcionar unos rendimientos térmicos similares a la anterior mezcla. No obstante, su aplicación práctica por el momento se ha visto limitada a causa de los problemas de materiales debidos a la corrosión que origina dicha disolución a las temperaturas de operación del generador.

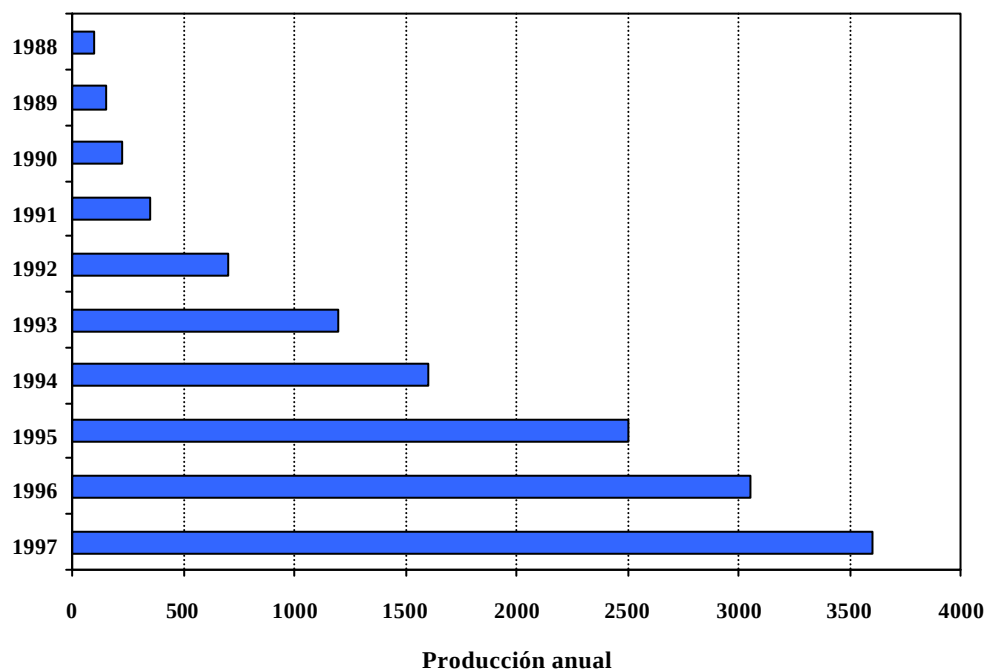
Los equipos de absorción con la mezcla de Amoniaco-Agua suelen utilizarse para cubrir las demandas térmicas en el rango de temperaturas en donde las unidades de Agua-BrLi no son operativas. Este hecho se debe a que para unas mismas condiciones de operación, la solución salina presenta unos mejores rendimientos térmicos que la mezcla amoniaco-agua; ya que ésta última precisa de un sistema de rectificación, para reducir el contenido del absorbente en el evaporador. Por otra parte, desde el punto de seguridad, al ser el amoníaco un producto tóxico, y que en el interior del equipo siempre se halla a presión superior a la atmosférica, su uso en los equipos de climatización se halla restringido en algunos países como Japón. En otros países como Estados Unidos, Italia,... dicha mezcla goza de una buena aceptación, comercializándose con éxito equipos de absorción destinados al sector residencial con este sistema. A nivel de

mediana potencias, los equipos de amoniaco-agua se utilizan como bombas de calor, aunque sólo para calefacción (Bassols et al., 1995).

#### 1.6.4 - Mercado de los equipos de absorción

Una de la principales virtudes de los equipos de absorción se encuentra en su capacidad de operación sin generar ningún tipo de vibración ni de ruido, y de ahí su amplia aceptación como medio enfriador de bebidas en las habitaciones de los hoteles. No obstante, su cuota de mercado en el sector de la climatización varía enormemente de un país a otro. Mientras que en Estados Unidos y los países europeos la demanda de dichos equipos es más bien escasa, en Japón los equipos de absorción están ampliamente consolidados, alcanzando en 1985, el 80% del mercado de las enfriadoras de agua de gran potencia (Burgett, 1999).

En otros países, como China, Corea o India, la demanda de tales equipos esta creciendo actualmente de forma extraordinaria tanto para aplicaciones domésticas como industriales. Como prueba de ello, en la Fig 1.8 se muestra la evolución de la producción anual de enfriadoras de agua por absorción en China.



**Fig. 1.8** Evolución anual del número de enfriadoras de agua por absorción instaladas en China.

(Lu, 1999)

La diferencia en el crecimiento de la demanda en dichos países comparada con los países europeos se explica básicamente por su deficiente infraestructura eléctrica y por la disponibilidad de gas a precios muy asequibles. Por otra parte, en Europa, la demanda de equipos de absorción se centra mayoritariamente en el sector industrial como sistema de aprovechamiento de residuos térmicos generados en los diferentes procesos, y muy particularmente en las plantas de cogeneración.

A diferencia del sector de las grandes potencias, en donde empresas como Carrier, Trane o York comercializan un número considerable de modelos tanto de simple efecto como doble efecto de bromuro de litio, para cubrir las demandas térmicas de hasta 5 MW, en el sector comercial y residencial, al tener una demanda considerablemente menor, el número de modelos existentes en el mercado es muy reducido. En Europa, Robur comercializa la mayor parte de las unidades de absorción de amoníaco-agua de simple efecto destinadas al sector residencial. Se trata de enfriadoras de aire de llama directa cuya principal ventaja reside en la utilización del aire exterior para la condensación y disipación de calor en el absorbedor (disipación seca) . En 1997, Robur vendió más de 3000 unidades de llama directa, de los cuales 1200 corresponden al mercado italiano. En la figura 1.9 puede verse el aspecto del equipo Robur AYC-60 y sus características técnicas se detallan en la tabla 1.7.



| Model no.                          | AYC 60-140/165 |
|------------------------------------|----------------|
| Potencia frigorífica, a 35°C (kW)  | 17.5           |
| Potencia calefacción (kW)          | 32.8/ 38.7     |
| COP en refrigeración a plena carga | 0.48           |
| Eficiencia en calefacción (%)      | 82/ 80.5       |
| Consumo eléctrico (kW)             |                |
| Refrigeración                      | 1.275          |
| Calefacción                        | 0.415          |
| Dimensiones (mm)                   | 1232x851x1073  |
| Peso en operación (kg)             | 351            |

**Fig. 1. 9** Aspecto exterior del equipo Robur AYC-60 **Tabla 1. 7** Características técnicas del equipo Robur AYC-60

Por otra parte, también para potencias pequeñas, Yazaki comercializa enfriadoras de agua-LiBr de simple y doble efecto. Para aplicaciones de baja potencia, existen tres modelos de simple efecto activados con agua a 90°C y potencias frigoríficas de 17.5, 26.4 y 35 kW. No obstante, en Europa únicamente se comercializa el modelo de 35 kW WFC-10. El principal inconveniente de estos equipos viene por la limitación de la baja temperatura de operación del absorbedor/condensador debido a los problemas de cristalización de la solución salina. Por este motivo, resulta imprescindible el uso de torres de refrigeración para la eliminación de dicho calor, y en consecuencia, se requieren tratamientos químicos específicos para la eliminación de las bacterias como la legionela de las aguas de los circuitos de refrigeración. En la figura 1.10 puede verse el aspecto del equipo Yazaki WFC-10 y sus características técnicas en la tabla 1.8.



| Model no.                     | WFC-10        |
|-------------------------------|---------------|
| Potencia frigorífica (kW)     | 35            |
| Potencia calefacción (kW)     | -             |
| COP en refrigeración          | 0.70          |
| Eficiencia en calefacción (%) | -             |
| Consumo eléctrico             |               |
| Refrigeración                 | 0.03          |
| Calefacción                   | -             |
| Dimensiones (mm)              | 1035x990x1991 |
| Peso en operación (kg)        | 860           |

**Fig. 1. 10** Equipo Yazaki WFC-10 **Tabla 1. 8** Características técnicas del equipo Yazaki WFC-10

### 1.6.5 - Tendencias futuras en los equipos de absorción

Los desarrollos que se están llevando actualmente se centran en el incremento del rendimiento y del rango de operación por una parte, y por la otra, en la reducción del peso y volumen de dichos aparatos. Entre los diferentes desarrollos que se han realizando, cabe destacar el ciclo GAX, el ROTEX y el proyecto CLIMABGAS con fluidos orgánicos.

• **Ciclo GAX.** En este ciclo se propone mejorar las prestaciones del de simple efecto de amoníaco-agua, con un ciclo intermedio entre uno de simple y doble etapa. En la Fig.1.11, se muestra el esquema de dicho ciclo.

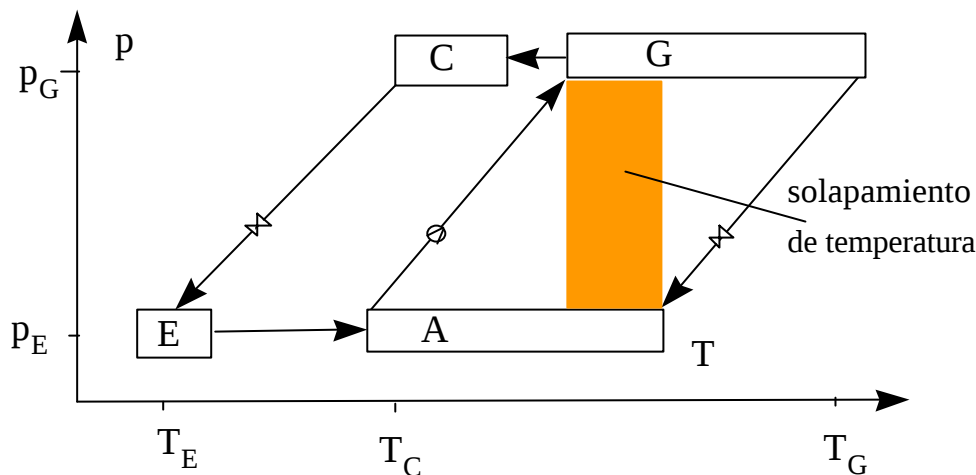


Fig. 1. 11 Diagrama esquemático de un ciclo GAX, en un diagrama PTX

Cuando la temperatura del generador G es suficientemente elevada, se puede producir un solapamiento de temperaturas entre el generador y el absorbedor. Este solapamiento puede ser utilizado internamente para transferir calor desde el absorbedor hacia el generador, reduciendo así la demanda energética externa de este último y en consecuencia aumentado el rendimiento del ciclo. Mas detalles del funcionamiento del ciclo, así como de sus limitaciones pueden encontrarse en el libro de Herold et al. (1996).



Fig. 1. 12 Equipo Carrier GAX

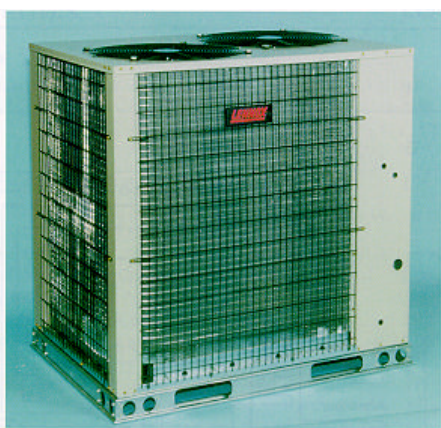
| Modelo                                    | 3 TON         |
|-------------------------------------------|---------------|
| Potencia frigorífica (kW), a Tamb = 35 °C | 10.5          |
| Potencia calefacción (kW), a Tamb = 8 °C  | 21            |
| COP refrigeración (objetivo en 1995)      | 0.9           |
| COP calefacción (objetivo en 1995)        | 1.8           |
| Consumo Eléctrico (kW)                    | -             |
| Dimensiones externas (mm)                 | 1092x864x1219 |

Tabla 1. 9 Características técnicas del prototipo Carrier GAX

Las compañías Carrier y Robur han estado desarrollando por separado pequeñas unidades bombas de calor con la tecnología GAX. En la figura 1.12 se muestra el aspecto del prototipo propuesto por Carrier en 1995 y sus características se detallan en la tabla 1.9. Otro de los desarrollos se deben a la empresa Energy Concepts de EE.UU. que tiene previsto iniciar las pruebas de demostración de su equipo VX GAX, para el próximo año 2002, con un COP en refrigeración de 0.78 y un COP en calefacción de 1.58 (Erikson, 2000).

• **Equipo ROTEX.** Dicho equipo se basa en el concepto de intensificación por campos centrífugos. Este concepto fue introducido por la compañía británica ICI en los años 70, tras la constatación del aumento de los coeficientes de transferencia de calor y de materia, debido a las fuerzas gravitatorias generadas por rotación. Como señala Branson et al (1995), bajo esta idea, en 1984, ICI y Caradon PLC, a través de un programa de desarrollo común, confirmaron empíricamente las prestaciones que se esperaban con un par equipos de absorción de simple efecto.

Años más tarde, 1993, las compañías British Gas, Caradon PLC, Lennox Industries, Gas Natural y Fagor Electrodomésticos formaron un grupo de interés económico europeo, conocido por INTEROTEX con el fin de llevar hasta la comercialización un equipo de absorción de doble efecto basado en el anterior proceso de intensificación desarrollado por ICI. Los principales objetivos de este grupo eran desarrollar un equipo de alta eficiencia, tanto para ser utilizado como medio de refrigeración en verano como en modo de bomba de calor en invierno. A parte de estos requisitos energéticos, durante la fase de diseño, también se consideró otros aspectos como equipo compacto, bajo coste de fabricación, libre de mantenimiento y posibilidad de disipación de calor mediante un sistema seco.



|                                 |              |
|---------------------------------|--------------|
| Modelo                          | <b>3 TON</b> |
| Potencia frigorífica (kW)       | 10.5         |
| Potencia calefacción (kW)       | >10.5        |
| COP en refrigeración (esperado) | 0.75         |
| COP en calefacción (esperado)   | 1.6          |
| Consumo eléctrico (kW)          |              |
| Refrigeración                   | -            |
| Calefacción                     | -            |
| Dimensiones externas (mm)       | 1220x833x856 |
| Peso en operación (kg)          | 215          |

**Fig. 1. 13** Aspecto exterior del equipo **Tabla 1. 10** Características técnicas del Interotex de 3 Ton Interotex de 3 TR

Para cumplir con los requisitos anteriores, se decidió utilizar el agua como refrigerante, mientras que el absorbente estaba formado por una mezcla de hidróxidos de Sodio, Potasio y Cesio. El principal interés de esta mezcla de trabajo era el incremento de la temperatura de cristalización respecto al par agua-bromuro de litio. Este hecho permitía la operación del absorbedor y el condensador del ciclo a las temperaturas adecuadas para ser utilizado como medio de calefacción en invierno o bien disipar el calor en verano mediante aero-refrigeradores, sin problemas de cristalización. La limitación de

esta mezcla se debe a la temperatura de congelación del agua, lo que limita su aplicación como bomba de calor. Así, para temperaturas por debajo de 0°C, el equipo debe operar como una simple caldera.

En la Fig.1.13 se muestra el aspecto de la unidad y en la tabla 1.10 las principales características técnicas del prototipo de Interotex de 3 TR. Como indicaba Winnington (1998), con este equipo se pretendía realizar un conjunto de pruebas de funcionamiento en diversos países del sur de Europa, entre ellos España. Dichos ensayos fueron subvencionados a través del programa de demostración europeo Thermie.

• **Bomba de calor CLIMABGAS** La mayor parte de las limitaciones impuestas por los fluidos actuales de los equipos de absorción pueden superarse mediante el empleo de mezclas de fluidos orgánicos. Así refrigerantes como el metanol o el trifluoroetanol (TFE) en combinación con absorbentes como el tetraetilenglicoldimetiléter (TEGDME) presentan una buena afinidad química, una diferencia de temperaturas de ebullición de más de 200°C, una excelente solubilidad en todas proporciones, no son corrosivos y presentan una buena estabilidad térmica hasta temperaturas de 200°C. El gran potencial de dichas mezclas en ciclos de absorción y de absorción-compresión han sido puestos de manifiesto por Boer et al (1993); Coronas et al (1996) y Vallès et al (1996). Las propiedades termofísicas tanto de las sustancias puras como de sus mezclas han sido estudiadas por Esteve (1995); Olivé (1998); Conesa (2000) y Herraiz (2001).

Así pues, las buenas expectativas creadas en los anteriores estudios, justifican que en 1997 el Grupo de Ingeniería Térmica Aplicada de la Universitat Rovira i Virgili en colaboración con las empresas Clariant Ibérica S.A., Gas Natural SDG S.A., Alfa Laval S.A. emprendieran un proyecto para desarrollar un equipo de absorción-compresión con fluidos orgánicos para aplicaciones de climatización para potencias entre 25 y 100 kW. Este proyecto está subvencionado por el Plan Nacional de Investigación Científica y Desarrollo, y cofinanciado con fondos FEDER junto con las empresas colaboradoras. En el año 2000, la empresa Pedro Gil S.A. se adhirió como empresa colaboradora de dicho desarrollo.

Debido a que las propiedades de transporte de dichos fluidos son bastante deficientes, la primera fase del proyecto se centró en el proceso de absorción de dichas mezclas mediante intercambiadores de placas, con el fin de obtener un sistema compacto y eficiente. Los resultados experimentales de dicho estudio se hallan publicados en la tesis doctoral de Vallès (2000).

## 1.7 - OBJETIVOS DE LA TESIS

Partiendo de la viabilidad técnica de los intercambiadores de placas de operar como absorbedores con fluidos orgánicos, en esta tesis y como segunda fase del proyecto CLIMABGAS se propone diseñar, construir y ensayar un climatizador compacto que opere bajo un ciclo de absorción-compresión tanto en modo de calentamiento como de refrigeración con una potencia de unos 20 kW.

Con el fin de obtener una buena aceptación de dicho producto en el mercado, se establecieron los siguientes requerimientos:

- a) Obtención de un COP superior a la unidad al operar en modo de refrigeración.
- b) Posibilidad durante el período invernal de operar como bomba de calor, al menos para unas condiciones meteorológicas no muy severas
- c) Necesidad de operar en el condensador y en el absorbedor a temperaturas suficientemente elevadas, de tal forma que se permita la disipación de calor mediante aero-refrigeradores.
- d) Equipo compacto y de baja inercia térmica, con el fin de facilitar su adaptación a la carga térmica
- e) Sistema de control simple pero fiable, que permita la reducción de coste tanto en la fase de fabricación del equipo como en la fase de mantenimiento.

Para alcanzar los requisitos anteriores, en esta tesis se han planteado los siguientes objetivos concretos:

- 1) Determinación de la configuración del ciclo de absorción más idónea para que el equipo de climatización pueda cubrir la demanda en refrigeración y climatización, con una buena eficiencia energética ( $COP > 1$ , en ambos casos), utilizando una mezcla de fluidos orgánicos.
- 2) Diseño de los diversos componentes que forman el ciclo, y su distribución espacial para obtener un equipo lo más compacto posible.
- 3) Propuesta de una estrategia de control fiable del equipo, así como la determinación de la instrumentación requerida para su regulación, con el fin de dotar al equipo de un funcionamiento eficaz.
- 4) Diseño de un banco de ensayos, que permita evaluar las prestaciones del equipo experimental. Además, este banco de ensayos se validará con un equipo de absorción comercial.
- 5) Implementación del prototipo desarrollado en el banco de ensayos, para analizar sus prestaciones reales en las diferentes condiciones de operación.

# **CAPÍTULO 2**

## **CONFIGURACIÓN DEL CICLO DE ABSORCIÓN**

### **2.1 - JUSTIFICACIÓN DE LA MEZCLA DE TRABAJO SELECCIONADA**

### **2.2 - PROPIEDADES DE LA MEZCLA**

### **2.3 - OPERACIÓN EN MODO CALEFACCIÓN.**

- 2.3.1 - CONSIDERACIONES PRELIMINARES
- 2.3.2 - DESCRIPCIÓN DEL CICLO ABSORCIÓN/COMPRESIÓN PROPUESTO
- 2.3.3 - HIPÓTESIS Y VARIABLES INDEPENDIENTES
- 2.3.4 - DESCRIPCIÓN DEL MODELO MATEMÁTICO PARA EL SIMPLE EFECTO
- 2.3.5 - RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN PARA LA CONFIGURACIÓN DE SIMPLE EFECTO

### **2.4 - OPERACIÓN EN MODO REFRIGERACIÓN**

- 2.4.1 - CONSIDERACIONES PRELIMINARES
- 2.4.2 - CONFIGURACIONES DEL CIRCUITO DE SOLUCIÓN EN CICLOS DE ABSORCIÓN DE DOBLE EFECTO
- 2.4.3 - HIPOTESIS Y VARIABLES INDEPENDIENTES Y ESPECIFICACIONES DE LOS COMPONENTES
- 2.4.4 - DESCRIPCIÓN DEL MODELO MATEMÁTICO PARA EL DOBLE EFECTO
- 2.4.5 - RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN PARA LAS DIFERENTES CONFIGURACIONES

### **2.5 - PROPUESTA DE LA CONFIGURACIÓN DEL CICLO**

### **2.6 - CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL PROTOTIPO**



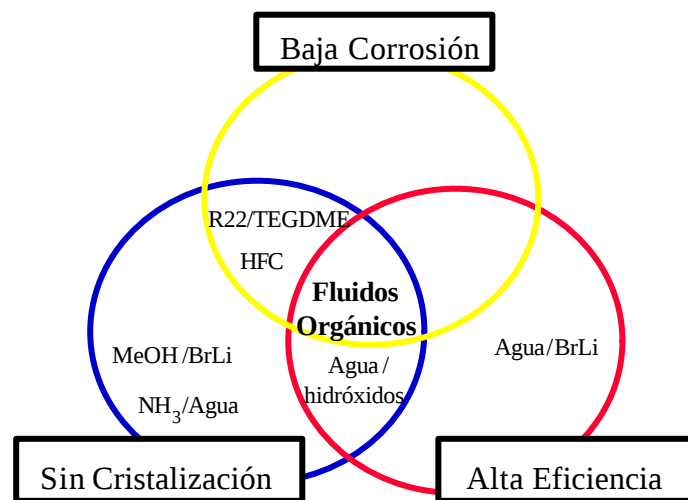
## 2.1 - Justificación de la mezcla de trabajo seleccionada

Hodgett (1982) y Macriss (1982) recopilaron las diferentes mezclas de trabajo que han sido propuestas por distintos autores a lo largo de la historia para ser utilizadas en los ciclos de absorción. Eisa et al. (1987) al revisar las características que debe reunir la mezcla ideal, observaron que resulta muy difícil encontrar un par que reúna todas las propiedades deseables, y por tanto resulta más práctico optimizar la selección en función de las condiciones de operación (calefacción, refrigeración, bomba de calor, ...) así como de la ubicación del equipo (industrial, residencial, ...)

Así pues, en nuestro caso al tratarse de un equipo destinado a la climatización en el sector residencial, la mezcla seleccionada debe satisfacer los siguientes requerimientos:

- Utilización de materiales económicos como el cobre o el aluminio para reducir los costes de fabricación de los componentes y reducir también el peso de la unidad.
- Buenas prestaciones tanto en modo refrigeración como en calefacción.
- Alta afinidad, miscibilidad total y sin problemas de cristalización en el rango de operación de los equipos destinados a dicho sector comercial.

En base a los tres requerimientos anteriores, se puede establecer una clasificación de los fluidos de trabajo de mayor proyección en los ciclos de absorción para el sector residencial y pequeño comercio. Dicha clasificación se muestra en Fig. 2.1.



**Fig. 2.1** Comparativa de las mezclas de trabajo para los equipos de absorción destinados al sector residencial y al pequeño comercio

Como se desprende de la Fig. 2.1, las mezclas que cumplen con los tres requisitos son aquellas que tanto el refrigerante como el absorbente son fluidos orgánicos, excluyendo los refrigerantes del tipo CFC o HCFC porque no permiten su uso en ciclos de alta temperatura. Aunque en la Fig. 2.1 se puede apreciar las ventajas e inconvenientes de cada mezcla, se ha considerado conveniente clarificar la situación de alguna de las

mezclas indicadas en la figura anterior, y por este motivo se detallan a continuación los aspectos más relevantes de cada una de ellas:

- Agua/BrLi. Mezcla ampliamente utilizada en enfriadoras de agua industriales, por su elevada eficiencia. Sus principales desventajas son los problemas de cristalización que limita de forma significativa la temperatura de operación del absorbedor, y por otro lado, su alto nivel de corrosión principalmente a temperatura elevada.
- Agua/hidróxidos sódico, potásico y de cesio. Esta mezcla ha generado un reciente interés por su aplicación en el equipo Interotex de doble efecto (Branson et al, 1995). Su principal punto de interés reside en el incremento sustancial de la temperatura de operación del absorbedor respecto al sistema Agua-BrLi debido al desplazamiento en unos 20°C de la curva de cristalización. No obstante, su principal desventaja es su poder corrosivo, sobre todo a temperaturas elevadas.
- NH<sub>3</sub>/Agua. Es el par de trabajo ampliamente utilizado en los equipos de absorción que deben operar a temperaturas inferiores a 0 °C. Además, es la mezcla utilizada por la mayor parte de equipos de absorción comercializados para el sector residencial y se prevé una mayor participación de ésta tras la comercialización de los equipos GAX. Su principal desventaja es la necesidad de rectificación, el bajo rendimiento en modo refrigeración y su incompatibilidad con el cobre.
- MeOH/BrLi. Esta mezcla pretendía superar las principales limitaciones de temperaturas de operación del sistema Agua-BrLi, y cautivó cierto interés como se refleja en Baehr (1982), Idemma (1984) y Riffat et al. (1994). Por una parte, el metanol puede operar a temperaturas inferiores a los 0 °C y además, no presenta problemas de cristalización en el absorbedor en las condiciones habituales de operación. No obstante, esta mezcla es inestable a temperatura elevada (Belherazem, 1982), lo que limitaba su aplicación a sistemas de simple efecto.
- HFC e hidrocarburos halogenados. La masiva aplicación de los CFC en los equipos de compresión de vapor, generó un gran interés para su aplicación en los ciclos de absorción (Borde I, 1982 y Hodgett, 1984). Sus principales ventajas era la compatibilidad con los materiales, un nivel de presiones aceptable, y una gran variedad de posibles absorbentes. A pesar de que los resultados obtenidos en los diversos prototipos construidos a finales de los años 70, operando como bomba de calor, eran muy satisfactorios (Allen, 1984), su interés se truncó al ser considerados como los causantes del deterioro de la capa de ozono. Está por ver las posibilidades de los nuevos fluidos HFC sustitutos de los CFC.
- Fluidos orgánicos. Debido a los resultados poco satisfactorios obtenidos hasta el momento con sales hidratadas, ha crecido el interés por las mezclas de fluidos orgánicos. Las principales ventajas de estos fluidos son el gran número de posibles pares de trabajo, junto a la buena tolerancia que presentan con la mayor parte de los materiales constructivos. No obstante, dichos fluidos suelen

tener unas propiedades de transporte bastante deficientes, además de poseer una limitación en la temperatura de operación del generador por motivos de estabilidad.

Ante la gran diversidad de posibles pares de mezclas de fluidos orgánicos, en la literatura destaca la selección de dos alcoholes como refrigerantes: el trifluoroetano (TFE) y el metanol (MeOH). Como posibles absorbentes para el refrigerante TFE Kawada (1991) y Genssle (1998), entre otros proponen el tetraetilenglicol dimetiléter (TEGDME); Bokelmann (1985), Antonopoulos (1992) y Sawada (1993) proponen como absorbente la N-metilpirrolidinona (NMP), mientras que Ishikawa et al (1999) opta por la Dimetilimidazolinona (DMI). Para el caso del MeOH, el absorbente orgánico propuesto por Narodslawsky et al. (1988), Stüven (1989) y Boer (1995) es el TEGDME.

A pesar del mayor interés despertado por el TFE, en el análisis teórico comparativo realizado por Vallés et al (1996) entre las prestaciones de un ciclo de absorción de doble efecto utilizando las mezclas TFE-TEGDME y MeOH-TEGDME, se concluye que este último par de trabajo, puede alcanzar unos rendimientos térmicos ligeramente superiores al TFE-TEGDME. Dicha mejora se obtiene al utilizar una pequeña etapa de compresión entre el evaporador y el absorbedor. A pesar de que en dicha etapa de compresión se requiere menos de un 10% de la demanda de energía del generador, su efecto es significativo, ya que permite incrementar el rango de temperatura de operación del absorbedor hasta valores cercanos a los 50°C, y por lo tanto, hace factible la disipación de calor del condensador y del absorbedor mediante aereorefrigeradores. Además, Valles (2000) realizó un estudio experimental del proceso de absorción con fluidos orgánicos utilizando intercambiadores de placas. A la vista de sus resultados, puede concluirse que el sistema MeOH-TEGDME, se adapta mejor al proceso de absorción con intercambiadores de placas, que la mezcla TFE-TEGDME.

Ante esta situación, se considera que la mezcla MeOH-TEGDME puede resultar muy propicia para ser utilizada en los equipos de absorción destinados a la climatización en el sector residencial y pequeño comercio, ya que presenta una mayor eficiencia térmica en el ciclo de doble efecto y permite un mejor uso de los intercambiadores de placas que el par TFE-TEGDME. Asimismo, desde el punto de vista termodinámico presenta las siguientes ventajas:

- Solubilidad: Como puede verse en el Anexo B, la solubilidad de la mezcla es total en todo el rango de concentraciones a las diferentes temperaturas de interés.
- Presiones de trabajo: El diagrama PTX para esta mezcla del Anexo B constata que las presiones de operación del ciclo serán relativamente bajas, y la mayor parte del ciclo operará en condiciones de presión inferiores a la atmosférica.
- Entalpia de vaporización del metanol. Tal y como se indica en el anexo B, la entalpia de vaporización del metanol es elevada, 1248 kJ/kg a 0 °C, similar al amoníaco.

- Punto normal de ebullición. La temperatura normal de ebullición del TEGDME es elevada, 274 °C, resultando una diferencia de temperaturas de ebullición entre el refrigerante y el absorbente superior a 200°C. Por ello, resultará innecesaria la rectificación de los vapores a la salida del generador.

Además de las propiedades de equilibrio de la mezcla consideradas, es necesario examinar aspectos técnico-comerciales como la estabilidad térmica, la compatibilidad de materiales y la seguridad, estudiados con detalle por Lázaro (1999). Sus principales conclusiones fueron:

- Estabilidad térmica: Bajo atmósfera inerte y a una presión de 1 bar, no se observó ningún tipo de degradación del TEGDME por debajo de 180°C.
- Compatibilidad de materiales: En los estudios de compatibilidad de materiales se consideró la inclusión de diversos metales comúnmente utilizados en los equipos de climatización, así como diversos materiales de juntas. Los resultados obtenidos pusieron de manifiesto que el acero no presenta alteración apreciable a la mezcla MeOH-TEGDME, y que para el resto de materiales como el latón, cobre y aluminio los signos de ataque resultan ser muy débiles. Las juntas HOSTAFLON<sup>®</sup> así como las de grafito se mantuvieron en buenas condiciones si bien con un ligero endurecimiento.
- Seguridad y medio ambiente. Se determinó el punto de ignición (Flash Point) y el de inflamación de la solución MeOH-TEGDME. El punto de ignición de una mezcla depende del componente que tiene el Flash Point más bajo, independiente de su concentración. En este caso particular, es el metanol (12°C). Con respecto al punto de inflamación, éste depende del componente mayoritario que es el TEGDME. Por tanto, su punto de inflamación es de 194°C.

Asimismo, también se recopiló información en referencia a:

|                                                |                                         |
|------------------------------------------------|-----------------------------------------|
| ▪ IDENTIFICACION DEL PRODUCTO                  | ▪ ESTABILIDAD Y REACTIVIDAD             |
| ▪ COMPOSICION E INFORMACION DE LOS COMPONENTES | ▪ PROPIEDADES QUIMICAS Y FISICAS        |
| ▪ IDENTIFICACION DE LOS PELIGROS               | ▪ INFORMACION TOXICOLOGICA              |
| ▪ PRIMEROS AUXILIOS                            | ▪ INFORMACION ECOLOGICA                 |
| ▪ MEDIDAS CONTRA INCENDIOS                     | ▪ INDICACIONES PARA LA ELIMINACION      |
| ▪ MEDIDAS EN CASO DE DISPERSION ACCIDENTAL     | ▪ INFORMACIONES REGLAMENTARIAS          |
| ▪ MANIPULACION Y ALMACENAMIENTO                | ▪ INFORMACIONES RELATIVAS AL TRANSPORTE |
| ▪ CONTROL DE EXPLOSION/PROTECCION INDIVIDUAL   |                                         |

**Tabla 2. 1** Información recopilada por Lázaro (1999) sobre aspectos de seguridad y medio ambiente de la mezcla MeOH-TEGDME.

## 2.2 - Propiedades de la mezcla

Las propiedades termodinámicas de los fluidos puros y las mezclas se han obtenido de la base de datos de propiedades termodinámicas y de transporte, de fluidos utilizados en

la tecnología de absorción elaborada por Medrano (1998) y completada por Herraiz (2001). Esta base de datos desarrollada en FORTRAN 90 está concebida como un módulo externo que puede compilarse separadamente y facilitar la información a los otros módulos que realizan la simulación del ciclo. La estructura de esta base de datos se presenta en el Anexo B.

## 2.3 - Operación en modo calefacción.

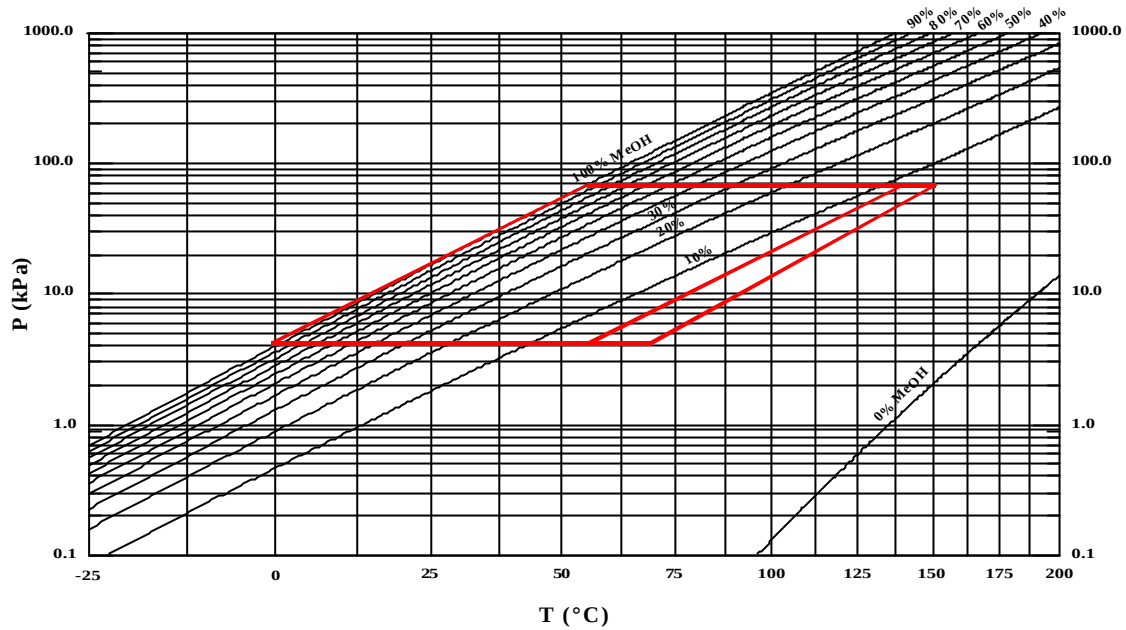
### 2.3.1 - Consideraciones preliminares

En primer lugar se establecen los límites de operación a que puede estar sometido el equipo en un ciclo de absorción operando en modo calefacción. Por este motivo, se ha considerado oportuno indicar a continuación las temperaturas límites máximas o mínimas previstas para cada uno de los circuitos de operación del ciclo de absorción.

- Evaporador. A diferencia del agua, el metanol no se halla limitado a operar a temperaturas superiores a los 0°C. Por ello, se puede ampliar el rango de operación del equipo de absorción al operar como bomba de calor. En este caso se ha limitado la temperatura mínima de operación a -5°C.
- Absorbedor/Condensador. La temperatura de operación de este circuito viene determinada por la temperatura de operación del sistema de distribución de calor, situándose ésta alrededor de 55°C.
- Generador. La temperatura máxima de operación del generador se halla limitada por la estabilidad térmica de la mezcla MeOH-TEGDME, y por este motivo dicha temperatura se ha limitado a 160°C.

En la Fig 2.2 se muestra en el diagrama PTX del MeOH-TEGDME, las condiciones de operación de un ciclo de absorción de simple efecto tal como el de la figura 1.6, operando con una temperatura de evaporación  $T_E$  de 0°C, una temperatura en el absorbedor/condensador  $T_A=T_C$  de 55°C y una temperatura en el generador  $T_G$  de 150°C. De la representación del ciclo se pueden realizar las siguientes observaciones:

- a) Debido a que el salto térmico entre el evaporador y absorbedor/condensador es elevado, la solución a la salida del absorbedor presenta una concentración en refrigerante inferior al 10% molar. Esta baja concentración dificulta la aplicación de un ciclo doble efecto, ya que para ello se requieren temperaturas superiores 200°C en el generador.
- b) Como consecuencia de la escasa diferencia de concentraciones entre la solución de entrada y de salida en el generador, será necesario poner en juego grandes cantidades de solución por kilogramo de refrigerante absorbido.
- c) A pesar de que la diferencia entre los puntos de ebullición del MeOH y el TEGDME es superior a los 200°C (Tabla B.1), al operar con soluciones extremadamente pobres, las trazas de absorbente en la fase vapor a la salida del generador pueden ser significativas.



**Fig. 2. 2** Representación del ciclo de simple efecto para el MeOH-TEGDME, al considerar unas condiciones estándares en la operación en modo calefacción.

Ante tal situación, se considera conveniente incorporar, de forma análoga a la indicada por Vallés (1996), una etapa de compresión entre el evaporador y el absorbedor. De esta forma, al incrementar la presión de operación del absorbedor se obtendrán a su salida unas soluciones con un mayor contenido de refrigerante, y por otra parte, se reducirá notablemente el caudal de solución requerido para absorber la unidad de refrigerante. No obstante, este aumento de concentración no es suficiente para el funcionamiento de un ciclo de doble efecto.

Así pues, a través de la simulación termodinámica se pretende a continuación analizar en modo calefacción, los siguientes puntos:

- a) Influencia de un sistema de rectificación a la salida del generador.
- b) Influencia de la etapa de compresión en la relación de caudales.
- c) Optimización de la relación de compresión.
- d) Obtención de las prestaciones del equipo.

### **2.3.2 - Descripción del ciclo absorción/compresión propuesto**

La figura 2.3 representa de manera esquemática el ciclo de absorción/compresión de simple efecto propuesto para el funcionamiento en modo calefacción.

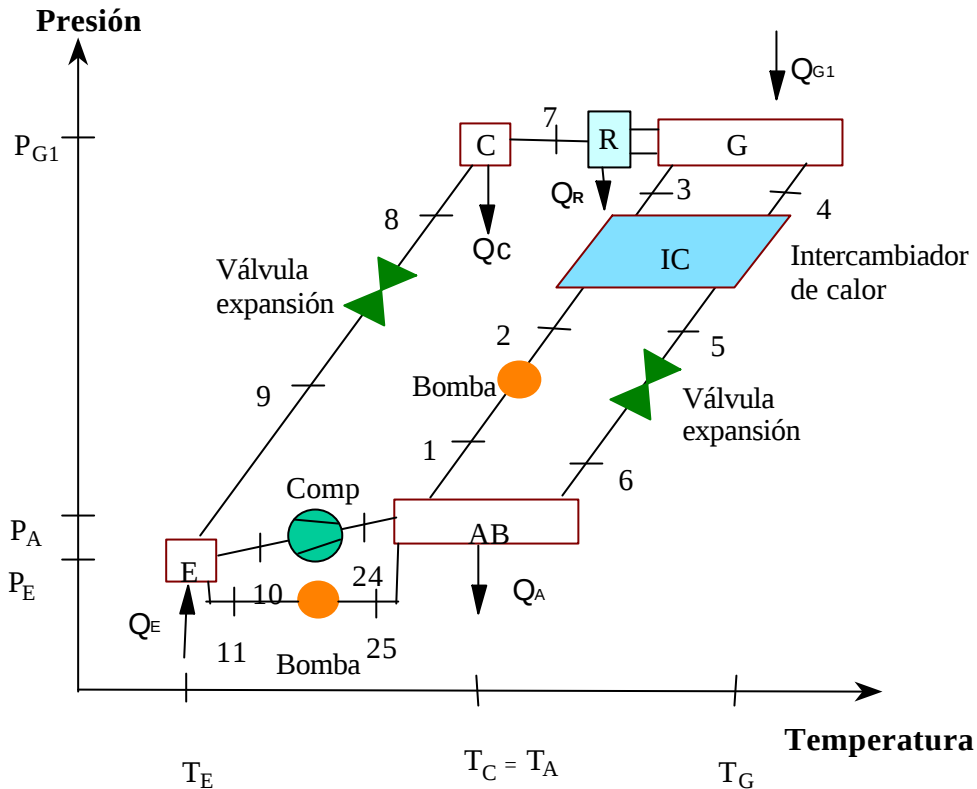


Fig. 2.3 Ciclo de absorción-compresión de simple efecto, para el funcionamiento como bomba de calor

En la etapa de compresión, los vapores procedentes del evaporador E a la presión  $P_E$  son comprimidos a la presión  $P_A$  del absorbedor. A continuación, dichos vapores son absorbidos en el absorbedor AB por la solución pobre en refrigerante procedente del generador G y el calor liberado en el proceso de absorción se disipa en una corriente de agua de refrigeración. A la salida del absorbedor la solución rica en refrigerante que se encuentra a la temperatura  $T_A$  es bombeada hacia el generador G que opera a la presión de alta  $P_G$ . Antes de acceder a este generador la solución rica es precalentada en el intercambiador de calor solución/solución, IC por la solución pobre procedente del generador.

La separación del refrigerante de la solución rica procedente del absorbedor se consigue en el generador G gracias al aporte de energía térmica  $Q_G$  suministrada a la temperatura  $T_G$ . Como resultado de esta operación, a la salida de este generador se obtiene una solución pobre y un vapor, a una temperatura elevada y a la presión  $P_G$ . El vapor se dirige hacia el rectificador R, en el cual se extrae una cierta cantidad de calor hasta obtener la composición deseada del vapor. Dicho vapor es condensado a la temperatura  $T_C$  disipando el calor en una corriente de agua, mientras que la solución pobre fluye hacia el absorbedor tras pasar por el intercambiador IC.

A la vista de la Fig. 2.3, el ciclo propuesto presenta dos grandes diferencias respecto al ciclo convencional de simple efecto de la Fig.1.6 . La primera gran diferencia, es la presencia de un compresor entre el evaporador y el absorbedor, el cual proporciona un grado más de libertad al ciclo. Además, se incorpora una pequeña etapa de bombeo, para realizar la purga de las trazas de absorbente del evaporador hacia el absorbedor. En los equipos como el amoníaco-agua, donde este tipo de purga es habitual, es factible

realizar dicha purga por simple gravedad, ya que tanto el absorbedor como el evaporador operan a la misma presión.

La simulación del ciclo termodinámico se realizará mediante un módulo de cálculo en lenguaje FORTRAN 90, que partiendo de los datos de entrada y de ciertas hipótesis, permite obtener las variables de cada una de las corrientes del ciclo (temperatura, presión, composición y entalpía) mediante la resolución de balances de materia y energía en cada uno de los componentes. Las ecuaciones que aparecen en el módulo de cálculo son los balances de materia totales y parciales y los balances de energía planteados en cada uno de los equipos del ciclo. Como resultado se obtienen los caudales y potencias intercambiadas en cada uno de dichos equipos.

Los datos de entrada corresponden a las variables independientes del ciclo, que fijan las condiciones de operación del equipo, así como a las especificaciones de diseño (potencia del evaporador, eficacia térmica de los intercambiadores y rendimientos del compresor y de la bomba o bombas). Una vez fijada las condiciones de operación y las especificaciones de diseño, el ciclo aún requiere dos parámetros adicionales para su resolución, los cuales son la presión de operación en evaporador y, la relación de presiones o de compresión entre el absorbedor y el evaporador. Mediante estas dos variables se puede optimizar alguno de los siguientes parámetros:

- El coeficiente de funcionamiento ( $COP_h$ ) en modo calefacción que relaciona la energía térmica producida en el absorbedor y en el condensador, y la energía consumida

$$COP_h = \frac{Q_A + Q_C}{Q_{G1} + W_B + W_C} \quad (2-1)$$

- El otro parámetro de interés es el PER, que se define como la demanda de energía por parte del usuario por unidad energía primaria consumida. Este parámetro tiene en cuenta la eficiencia de la conversión de energía primaria en energía eléctrica ( $\eta_{el}$ ) y la eficiencia de la caldera o generador de vapor  $\eta_G$  que suministra la energía térmica  $Q_{G1}$ . Estos valores se han fijado en  $\eta_{el} = 0.4$  para el rendimiento de una moderna central eléctrica y  $\eta_G = 0.9$  para la caldera. La inclusión de este parámetro permite comparar ciclos que utilizan diferentes tipos de energía, ofreciendo así una información más clara sobre la eficacia del ciclo. Los ciclos más eficientes, obviamente, son aquellos cuyo PER es más alto. En modo calefacción el  $PER_h$  es

$$PER_h = \frac{Q_A + Q_C}{\frac{Q_{G1}}{\eta_G} + \frac{W_B + W_C}{\eta_{el}}} \quad (2-2)$$

### 2.3.3 - Hipótesis de cálculo y Variables independientes

En la simulación del ciclo se han considerado las siguientes hipótesis de cálculo:

- El ciclo opera en régimen estacionario.
- La solución se encuentra en condiciones de saturación a la salida del generador, así como del absorbedor.

- La corriente de vapor a la salida del generador está en equilibrio con la solución de salida.
- A la salida del condensador la corriente líquida está saturada.
- La expansión en las válvulas se considera isoentálpica.
- No se consideran pérdidas de carga ni de calor en los componentes ni en las tuberías.
- Las temperatura de entrada del agua de refrigeración del absorbedor y del condensador son iguales.
- La evaporación en el evaporador es parcial, dando lugar a una corriente líquida de purga que se mezcla con la solución rica que sale del absorbedor
- El vapor que sale del evaporador se encuentra en equilibrio con la corriente de purga del evaporador.

Las variables independientes del ciclo de absorción/compresión propuesto de simple efecto, junto con las especificaciones previstas de los componentes del ciclo necesarias en la simulación son las siguientes:

- Temperatura del generador ( $T_G$ ): 130-160 °C
- Temperatura de salida del absorbedor ( $T_A$ ): 45-60 °C
- Temperatura del evaporador ( $T_E$ ): -5 - +5 °C
- Intervalo de la relación de compresión del compresor (PR): 1.0-4.0
- Caudal másico de refrigerante que entra al evaporador : 0.005 kg/s
- Rendimiento de la bomba ( $E_{f_B}$ ): 0.50
- Rendimiento isentrópico del compresor ( $E_{f_C}$ ): 0.85
- Eficiencia térmica del intercambiador solución/solución ( $E_{f_{int}}$ ): 0.92

#### **2.3.4 - Descripción del modelo matemático para el simple efecto**

El algoritmo de cálculo de los flujos térmicos y másicos que intervienen en el ciclo de simple efecto propuesto es relativamente sencillo y bastante directo. La numeración de las corrientes y componentes que aparecen en este modelo hacen referencia a la configuración del ciclo de simple efecto con compresor que se presenta en la Fig. 2.3.

Los cálculos que se realizan en cada uno de los pasos son:

- Lectura del valor de las variables independientes, las especificaciones de los equipos del ciclo, junto con la presión de operación del evaporador y la relación de compresión entre el absorbedor y el evaporador.
- A partir de la presión del evaporador,  $P_E$ , y de la relación de compresión,  $PR$ , se calcula la presión del absorbedor  $P_A$  y la concentración de la solución rica a la salida del absorbedor. Esta concentración es la concentración en equilibrio a la temperatura del absorbedor  $T_A$  y la presión del absorbedor  $P_A$ .

$$P_A = P_E \cdot PR \quad (2-3)$$

$$T_A = T_C \quad (2-4)$$

$$x_1 = x(P_A, T_A) \quad (2-5)$$

- Se asume una composición molar del líquido a la salida del condensador  $x_8$  de 0.99, ya que los vapores suelen contener pequeñas trazas de TEGDME. A partir de este valor se calcula la presión de operación del generador  $P_G$ . Si se considera la incorporación de un sistema de rectificación, la composición molar  $y_7$  viene ya determinada por la especificación del propio rectificador y no es necesario realizar ninguna suposición. En caso de descartar el uso de dicho rectificador, es preciso realizar un bucle iterativo hasta ajustar la composición molar del vapor a la salida del generador,  $y_7$ , con la del líquido saturado del condensador  $x_8$ .

$$y_7 = x_8 \quad (2-6)$$

$$P_G = P(T_C, x_8) \quad (2-7)$$

$$x_4 = x(P_G, T_G) \quad (2-8)$$

$$y_7 = y(x_4, T_G) \quad (2-9)$$

- Se calcula la fracción molar de la fase vapor,  $y_{10}$ , y de la purga líquida,  $x_{11}$ , a la salida del evaporador.

$$x_{11} = x(P_E, T_E) \quad (2-10)$$

$$y_{10} = y(x_{11}, T_E) \quad (2-11)$$

- Conocidas las concentraciones y temperaturas en los diversos puntos del ciclo, se evalúan las entalpías en cada una de las corrientes.
- Se realiza un balance de materia en cada uno de los componentes del sistema y se calculan los flujos térmicos o eléctricos de los componentes, incluido el calor de rectificación  $Q_R$ .
- Finalmente se obtienen los valores de COP y PER.

Finalmente, en el diagrama de flujo de la Fig. 2.4, se muestra el proceso seguido para realizar la simulación

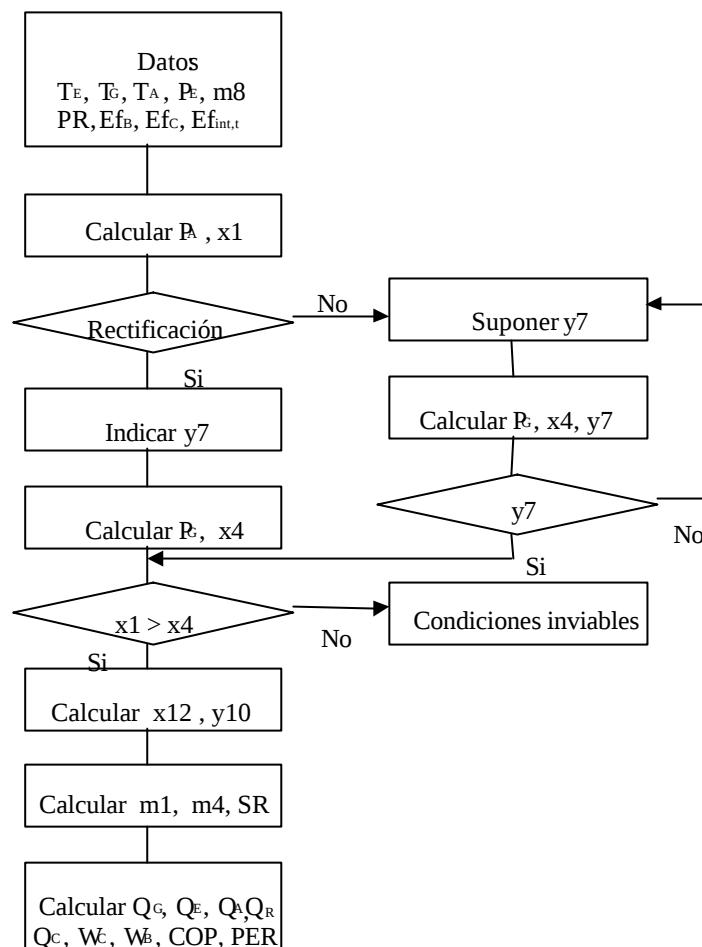


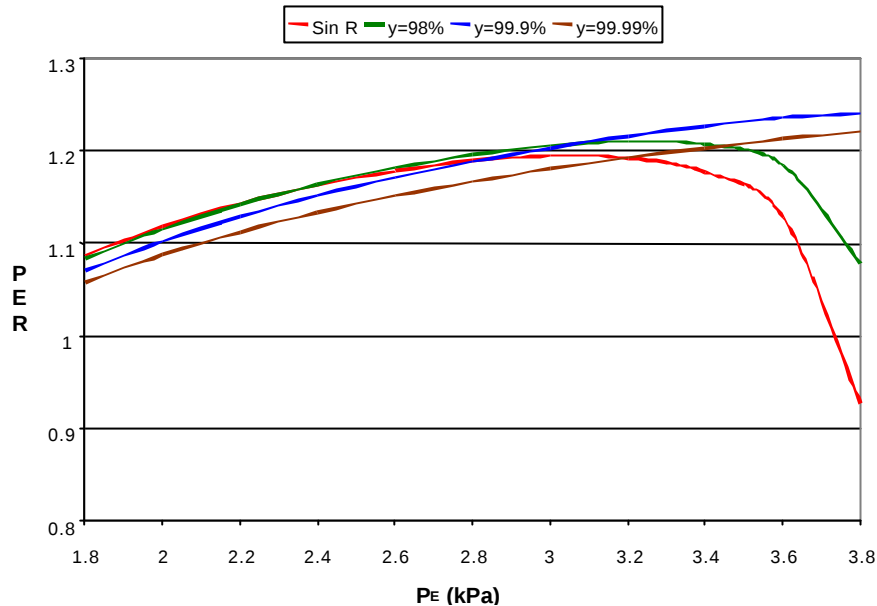
Fig. 2.4 Diagrama de cálculo para la configuración de simple efecto

### 2.3.5 - Resultados de la simulación para la configuración de simple efecto

El ciclo de absorción de simple efecto se caracteriza por tener la configuración más simple de estos sistemas. Ello implica, que la influencia de cada uno de los componentes es fácilmente analizable mediante una simulación termodinámica de dicho ciclo. A continuación se presentan los resultados obtenidos al considerar los cuatro puntos indicados anteriormente, es decir, la influencia del sistema de rectificación, la influencia de la etapa de compresión, la optimización de dicha etapa de compresión, y la obtención de las prestaciones del ciclo.

- Sistema de rectificación.** Los aproximadamente 50°C de salto térmico entre el evaporador y el absorbedor en su funcionamiento como bomba de calor, incide negativamente en el contenido de refrigerante en la solución rica. Este hecho, provoca la operación en el generador de soluciones extremadamente pobres, lo que facilita la aparición de un mayor contenido de absorbente en la fase vapor a la salida del generador. Resulta por ello importante analizar la necesidad de rectificar dichos vapores. En la Fig. 2.5, se presentan los resultados obtenidos de la simulación termodinámica al considerar cuatro casos bien diferenciados. En el primero, no se considera rectificación alguna; en el segundo, se lleva a cabo una ligera rectificación de forma que los vapores presentan una fracción molar de metanol del 98%; en el tercero, se realiza una buena rectificación de forma que

dicha fracción molar es del 99.9% y por último se presenta una rectificación casi ideal con una fracción molar del 99.99%. En los cuatro anteriores casos, se ha mantenido las siguientes condiciones externas de operación,  $T_E=0^\circ\text{C}$ ,  $T_A=50^\circ\text{C}$ ,  $PR=3$ ;  $T_G=150^\circ\text{C}$



**Fig. 2.5** Influencia del sistema de rectificación en el PER ( $T_E=0^\circ\text{C}$ ,  $T_A=50^\circ\text{C}$ ,  $PR=3$ ;  $T_G=150^\circ\text{C}$ ) para un ciclo de absorción-compresión de simple efecto con MeOH-TEGDME operando en modo calefacción

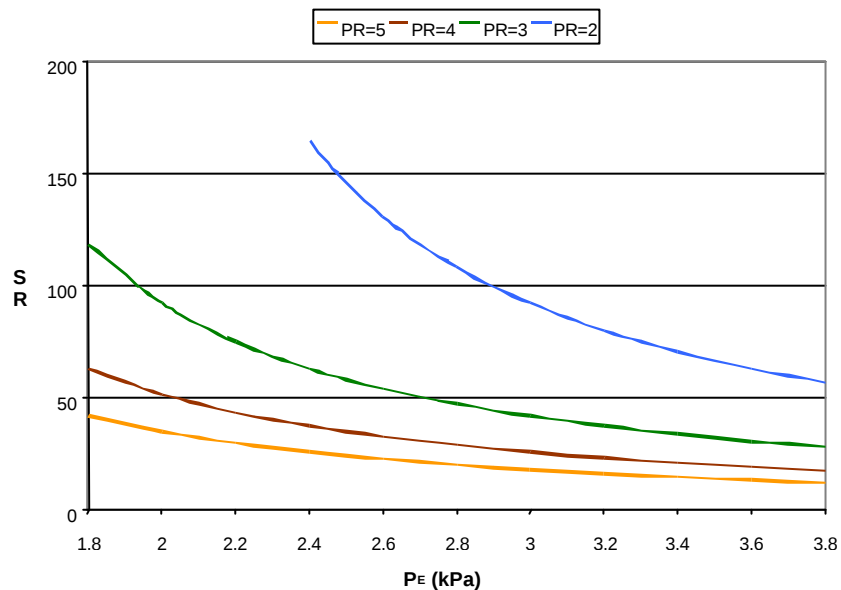
Como se puede observar de la Fig 2.5, a pesar de operar durante la operación en modo calefacción con soluciones con bajo contenido de refrigerante, la incorporación de un sistema de rectificación no implica un ahorro significativo de energía primaria. La aportación más destacable de dicho sistema de rectificación es el ligero incremento de la presión de operación del evaporador, así como la disminución del caudal de purga de éste. Además, es necesario destacar, que la incorporación de un sistema de rectificación no evita la instalación de un sistema de purga del evaporador, ya que siempre queda algún resto de absorbente en la fase vapor a la salida del generador que pueda acumularse en el evaporador. De esta forma, ante la escasa repercusión de dicho componente en el ahorro de energía primaria, junto con el incremento de la complejidad en su sistema de control, se ha descartado la inclusión de un sistema de rectificación en el ciclo propuesto.

Excluida la opción de un sistema de rectificación, otra conclusión destacable de la Fig 2.5, es el efecto de la variación de la demanda de energía primaria con respecto a los cambios de la presión de operación del evaporador. Para el caso particular que se presenta en dicha figura, se observa que la presión óptima de operación es de 3.1 kPa para  $T_E=0^\circ\text{C}$ . Dicho valor es ligeramente inferior a 3.9 kPa, que correspondería a la presión de saturación del metanol puro a dicha temperatura.

Desde el punto de vista práctico, este punto de operación óptimo del evaporador se establece a partir de la temperatura de operación y de la cantidad de purga bombeada hacia el absorbedor. Un caudal excesivo de purga, incrementa la

presión del evaporador a expensas de un deterioro de las prestaciones del equipo, mientras que una purga deficiente, provoca un descenso considerable de la presión de evaporación y en consecuencia también en el absorbedor.

• **Relación de caudales de solución pobre y de refrigerante vapor :** La etapa de compresión permite al ciclo de absorción operar con mayores saltos térmicos entre el evaporador y el absorbedor. Para una temperatura de operación dada en el absorbedor, al incrementar su presión de operación, se aumenta el contenido de refrigerante de la solución rica, y en consecuencia se reduce la relación de caudales de solución pobre y de refrigerante vapor, el trabajo de bombeo, y el flujo térmico en los intercambiadores solución-solución. En el caso de la mezcla MeOH-TEGDME, al operar con concentraciones muy débiles en refrigerante, la inclusión de una etapa de compresión genera una disminución muy drástica de la relación de caudales máscicos de solución requeridos. En la Fig. 2.6, se muestra la relación de caudales de solución pobre y de refrigerante vapor (SR) para unas condiciones dadas de operación ( $T_E = 0^\circ\text{C}$ ,  $T_A = 50^\circ\text{C}$ ,  $T_{G1} = 150^\circ\text{C}$ ), y diferentes valores de la presión de trabajo en el evaporador por debajo de la presión de saturación del metanol (3.9 kPa) y para distintos valores de la relación de compresión PR comprendidos entre 2 y 5

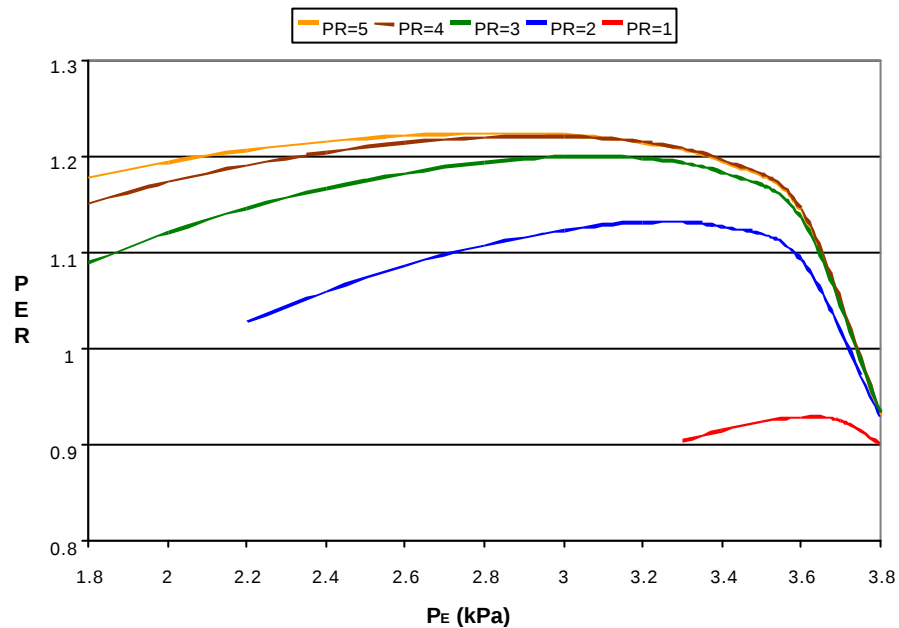


**Fig. 2.6** Variación de la relación de caudales de solución pobre y de refrigerante vapor del ciclo de absorción/compresión de simple efecto en modo de calefacción al variar la presión de operación del evaporador y la relación de compresión para la mezcla MeOH-TEGDME ( $T_E = 0^\circ\text{C}$ ,  $T_A = 50^\circ\text{C}$ ,  $T_G = 150^\circ\text{C}$ )

La relación de caudales máscicos de solución pobre y del vapor de refrigerante, se halla en el intervalo limitado por el valor máximo, correspondiente al caso en que no hay compresor  $PR=1$ , y el valor nulo, cuando la relación de compresión equivale a la del ciclo de compresión de vapor convencional. Como puede observarse en la Fig. 2.6, la inclusión de una etapa de compresión reduce de forma significativa la relación de caudales a medida que la relación de compresión aumenta.

Desde el punto de vista práctico, las relaciones de caudales superiores a 50 son poco interesantes debido al incremento del trabajo de bombeo así como de las secciones de los conductos y de las potencias térmicas intercambiadas en el intercambiador solución-solución. Así pues, y a la vista de los resultados que se muestran en la Fig 2.6, se precisa de una relación de compresión mínima de 3 para obtener una relación de caudales aceptable. No obstante, falta por determinar el valor óptimo de dicha relación de compresión, la cual se realizará en base a criterios energéticos.

• **Optimización de la relación de compresión.** La relación de compresión representa un grado de libertad del equipo, y su determinación se realiza mediante la optimización del parámetro PER. La selección de este término y no del COP, se debe básicamente a la escasa información que aporta este último coeficiente, ya que al incrementar el trabajo de compresión, el COP tiende a aumentar hacia el COP de un ciclo de compresión de vapor. Así pues, en la Fig.2.7, se representa la evolución del parámetro PER en función de la relación de compresión y de la presión de trabajo en el evaporador, para las siguientes condiciones de operación  $T_E = 0^\circ\text{C}$ ,  $T_A = T_C = 50^\circ\text{C}$ ,  $T_G = 150^\circ\text{C}$

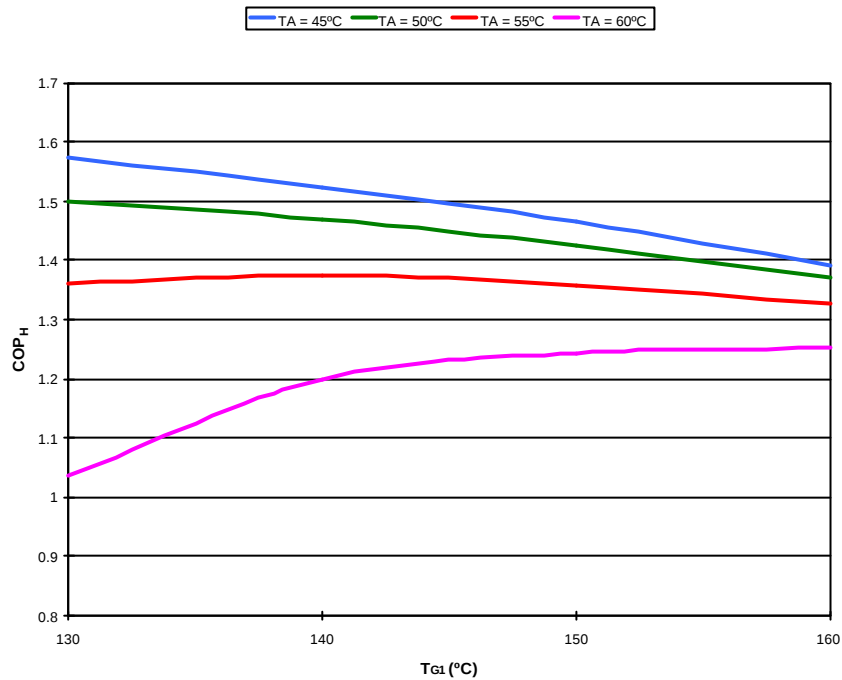


**Fig. 2.7** Representación del PER en modo calefacción del ciclo de absorción/compresión de simple efecto al variar la presión de evaporación, para diversos valores de la relación de compresión para la mezcla MeOH-TEGDME ( $T_E = 0^\circ\text{C}$ ,  $T_A = 50^\circ\text{C}$ ,  $T_{G1} = 150^\circ\text{C}$ )

Como puede verse en la Fig. 2.7, en el caso de ausencia del compresor, es decir  $PR=1$ , el valor del PER obtenido del ciclo de absorción propuesto es similar al de una simple caldera, a causa del bajo contenido de refrigerante a la salida del absorbedor, y en definitiva de una elevada relación de caudales. Por ello, su funcionamiento como bomba de calor no es interesante. Asimismo, en la Fig 2.7, se puede constatar como la introducción de una pequeña proporción de trabajo en la etapa de compresión reduce significativamente el consumo de energía primaria, para relaciones de compresión alrededor de 3 y 4. Para relaciones de compresión

superiores, no aportan ningún tipo de ahorro de energía primaria sino más bien todo lo contrario.

• **Prestaciones térmicas del equipo.** En este punto se pretende evaluar las prestaciones térmicas del ciclo en las diferentes condiciones de operación previstas. En la Fig. 2.8 se muestran los resultados obtenidos del COP en modo de calefacción para el ciclo propuesto en el caso en que  $T_E=0^\circ\text{C}$ , y  $PR=3$ , y para diferentes temperaturas de operación del absorbedor y del generador, manteniendo constante la presión de operación del evaporador  $P_E=3.1\text{ kPa}$ .

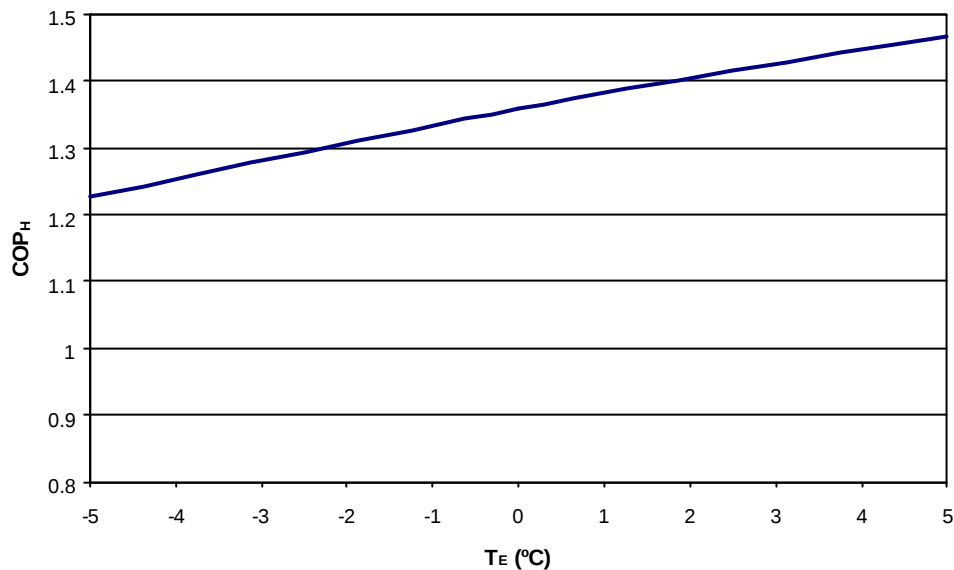


**Fig. 2.8** COP en modo calefacción del ciclo de absorción/compresión de simple efecto para diferentes temperaturas de operación del absorbedor y del generador, manteniendo constante  $T_E=0^\circ\text{C}$ ,  $P_E=3.1\text{ kPa}$  y  $PR=3$  para la mezcla MeOH-TEGDME.

Como se puede observar de la anterior figura, para temperaturas de operación del absorbedor/condensador de  $55^\circ\text{C}$ , el COP es prácticamente independiente de la temperatura de operación del generador. En el caso de operar a temperaturas inferiores en el absorbedor, sería aconsejable establecer temperaturas de activación del generador bajas, inferiores a  $130^\circ\text{C}$ , con el fin de obtener una mayor eficiencia del ciclo.

No obstante, como la mayor parte de equipos de distribución de calor operan a temperaturas entre  $55$  y  $60^\circ\text{C}$ , los resultados representados en la Fig. 2.8 ponen de manifiesto que no es necesario establecer una regulación de la temperatura de operación del generador en función de las condiciones de operación del absorbedor. Así pues, para la operación en modo calefacción, se puede establecer una temperatura de consigna constante de  $150^\circ\text{C}$  en el generador sin provocar disminuciones significativas respecto a los puntos óptimos de operación del ciclo de absorción/compresión propuesto.

En la Fig. 2.8 se ha presentado la influencia de las variaciones de las temperaturas de operación del absorbedor/condensador y del generador en el COP al operar en modo calefacción. Desde el punto de vista operativo, al establecer una temperatura de operación constante en el generador, al igual que la temperatura de operación del absorbedor/condensador por parte del usuario, es importante analizar el comportamiento del ciclo, al variar la temperatura de operación del foco frío, en este caso  $T_E$ . En la Fig. 2.9, se presentan las prestaciones del ciclo de absorción/compresión propuesto al variar las condiciones de operación en el evaporador desde  $-5^{\circ}\text{C}$  hasta  $+5^{\circ}\text{C}$ , manteniendo constante la temperatura del absorbedor/condensador a  $55^{\circ}\text{C}$  y la temperatura del generador a  $150^{\circ}\text{C}$ .



**Fig. 2.9** Variación del COP en modo calefacción del ciclo de absorción/compresión de simple efecto al variar la temperatura de operación del evaporador, manteniendo  $T_A=T_C=55^{\circ}\text{C}$ ,  $T_G=150^{\circ}\text{C}$ , y  $PR=3$ , a la presión óptima del evaporador correspondiente a cada temperatura de evaporación, para el MeOH-TEGDME.

Al variar la temperatura de operación del evaporador, la presión óptima de éste varía consecuentemente. En la tabla 2.2, se presentan los valores óptimos de operación hallados a través de la simulación termodinámica, cuando se mantienen constantes  $T_A=T_C=55^{\circ}\text{C}$  y  $T_G=150^{\circ}\text{C}$

| $T_E$ ( $^{\circ}\text{C}$ ) | $P_E$ (kPa) |
|------------------------------|-------------|
| -5                           | 2.5         |
| 0                            | 3.2         |
| +5                           | 4.4         |

**Tabla 2. 2** Presiones de operación óptimas en el evaporador al variar la temperatura de trabajo de dicho componente.

Así pues, para la operación en modo calefacción, se precisa establecer la temperatura de operación del generador constante e igual a  $150^{\circ}\text{C}$ , mientras que la temperatura del evaporador vendrá determinada por las condiciones ambientales. Finalmente la temperatura de operación del absorbedor, vendrá fijada por el punto de consigna del usuario.

## 2.4 - Operación en modo refrigeración

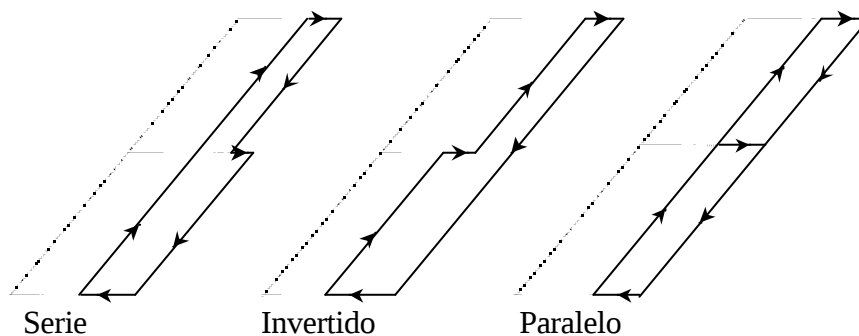
### 2.4.1 - Consideraciones preliminares

A causa de la disminución del salto térmico entre el evaporador y el absorbedor, en torno a los 30°C, en la operación en modo refrigeración, es factible la implementación de un ciclo doble efecto, y conseguir de esta forma una mayor eficiencia energética del equipo.

El estudio realizado por Vallès (2000) analizó el funcionamiento en modo refrigeración de un ciclo de absorción/compresión de doble efecto con la mezcla MeOH-TEGDME. Los resultados obtenidos de dicho estudio ponen de relieve el interés del ciclo en el cual se ha considerado una configuración en serie para la circulación de la solución entre el absorbedor y el generador de alta. Tomando como base dicho estudio, a continuación se realiza una comparativa de las prestaciones térmicas de las tres posibles configuraciones (serie, invertida y paralelo) posibles en el caso de ciclos de doble efecto.

### 2.4.2 - Configuraciones del circuito solución en ciclos de absorción de doble efecto

Los ciclos de absorción de doble efecto permiten el establecimiento de tres posibles circuitos de solución entre el absorbedor y los generadores. En la Fig 2.10, se muestra de forma esquemática las diferencias de dichos trasvases en las configuraciones serie, invertido y paralelo:



**Fig. 2.10** Configuraciones del flujo de solución para un ciclo de doble efecto

Como puede verse en esta figura, en la configuración serie, la solución rica procedente del absorbedor es enviada directamente al generador de alta temperatura en donde tras la separación de una cantidad de refrigerante, fluye al generador de baja temperatura en donde se finaliza el proceso de separación. En el caso de la configuración invertida, la solución procedente del absorbedor accede primeramente al generador de baja temperatura, en donde tiene lugar la primera fase de separación del refrigerante, después es bombeada hacia el generador de alta temperatura con el fin de finalizar el proceso de separación del refrigerante. Finalmente, en la configuración en paralelo se realiza una distribución de la solución procedente del absorbedor entre ambos generadores. La relación entre el caudal que fluye por el generador de alta y el del generador de baja (RCG) es un grado de libertad adicional del cual no disponen las dos

anteriores configuraciones, y que debe ser optimizada para obtener las mejores prestaciones térmicas posibles.

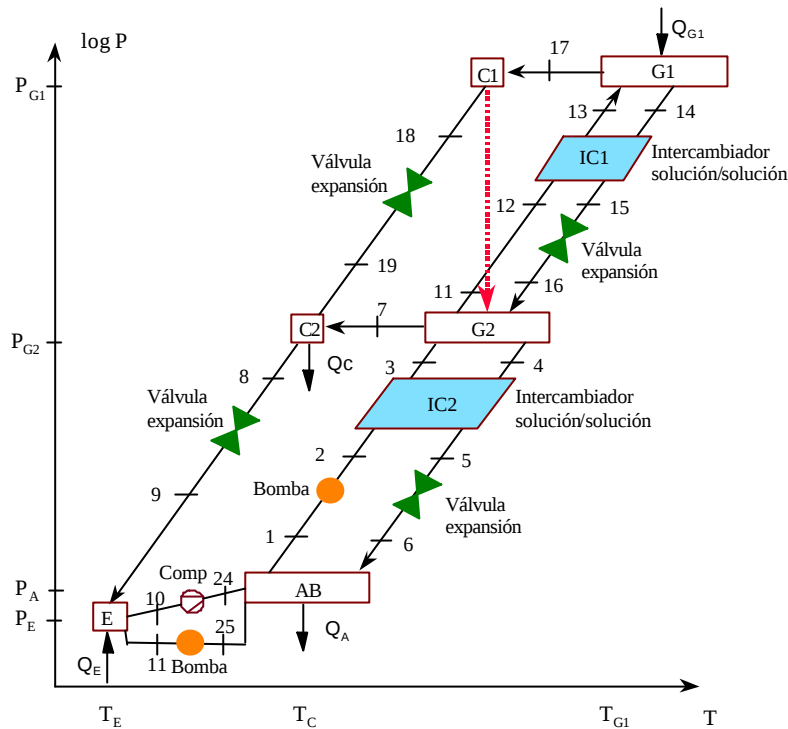
#### 2.4.2.1 - DESCRIPCIÓN DE LA CONFIGURACIÓN SERIE

La Fig. 2.11 representa de manera esquemática el ciclo de absorción de doble efecto con una configuración en serie para el circuito de la solución, operando con la mezcla MeOH-TEGDME, en el cual también se ha intercalado una etapa de compresión ente el evaporador y el absorbedor. Los vapores procedentes del evaporador E a la presión  $P_E$  son comprimidos a la presión  $P_A$ , mediante el compresor Comp. A continuación dichos vapores son absorbidos en el absorbedor AB por la solución pobre en refrigerante procedente del generador G2. El calor liberado en el proceso de absorción,  $Q_A$ , se transfiere a la corriente de agua de refrigeración. A la salida del absorbedor la solución rica en refrigerante es bombeada al generador G1 que opera a la presión alta  $P_{G1}$ . Antes de acceder a este generador la solución rica es precalentada en los intercambiadores de calor solución/solución, IC2 con la solución pobre y con la solución intermedia en el IC1.

La separación de una parte del refrigerante de la solución rica procedente del absorbedor se consigue primeramente en el generador de alta presión G1 gracias a la energía térmica  $Q_{G1}$  suministrada al ciclo al nivel de temperatura más alto  $T_{G1}$ . Como resultado de esta operación, a la salida de este generador se obtiene una solución pobre intermedia y unos vapores de refrigerante a alta temperatura y presión. El calor liberado en la condensación de estos vapores procedentes del generador de alta presión se utiliza en el generador de baja temperatura G2 para realizar una separación adicional de la solución intermedia proveniente del generador G1. Como resultado de esta segunda separación obtenemos a la salida del generador G2 una solución pobre en refrigerante y una cantidad de refrigerante en la fase vapor.

El condensado obtenido en G2 en el nivel de alta presión, tras pasar por una válvula de expansión, se une con los vapores de refrigerante generados en el nivel de presión intermedia para entrar en el condensador de presión intermedia  $P_{G2}$ . Aquí todo el refrigerante es condensado a la temperatura  $T_C$  disipando el calor liberado a una corriente de agua. A continuación el condensado es enviado al evaporador a través de la válvula de expansión.

Un ciclo de absorción de doble efecto convencional con Agua-BrLi trabaja a tres niveles de presión que vienen fijados por la presión de saturación del refrigerante a tres diferentes niveles térmicos; la temperatura del condensador de alta presión, la temperatura del condensador de presión intermedia y la temperatura del evaporador. En este ciclo de absorción-compresión existe un cuarto nivel de presión por el incremento de presión como consecuencia de la etapa de compresión intercalada entre el evaporador y el absorbedor.



**Fig. 2.11** Ciclo de absorción-compresión de doble efecto en configuración serie en el diagrama PTX de la mezcla de trabajo.

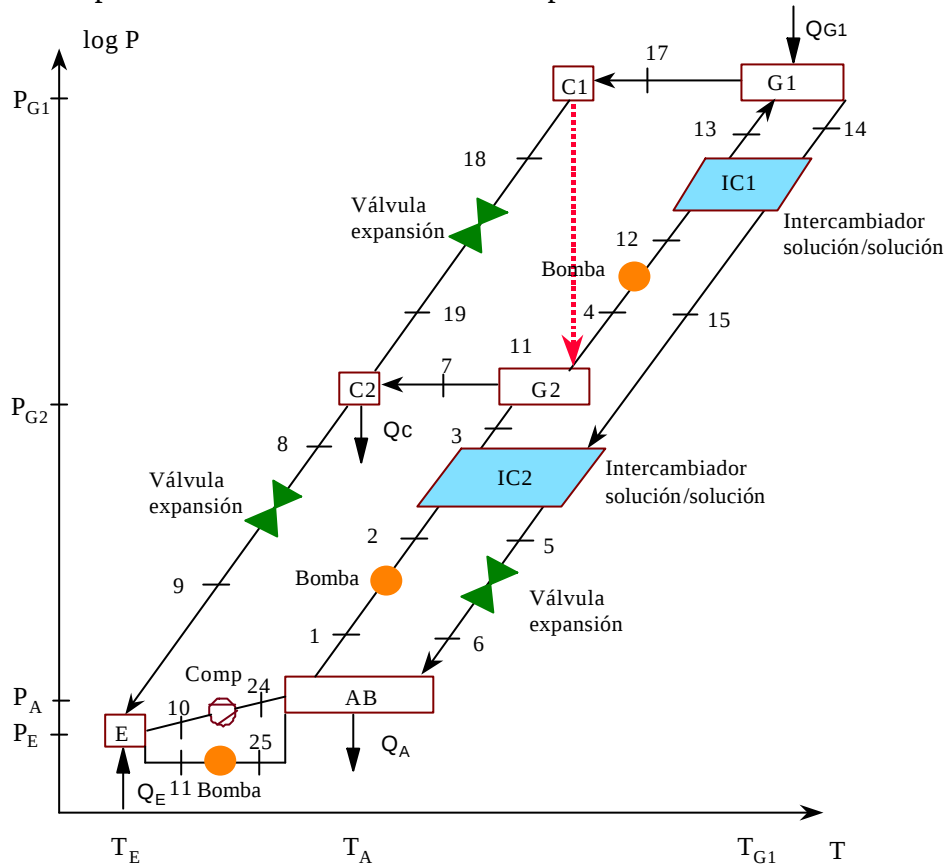
#### 2.4.2.2 - DESCRIPCIÓN DE LA CONFIGURACIÓN INVERTIDA

La Fig. 2.12 muestra de manera esquemática la configuración invertida propuesta para el ciclo de absorción de doble efecto con etapa de compresión entre el evaporador y el absorbedor para la mezcla MeOH-TEGDME. De forma análoga a la configuración serie, los vapores procedentes del evaporador E a la presión  $P_E$  son comprimidos a la presión  $P_A$ , mediante el compresor Comp. A continuación, dichos vapores son absorbidos en el absorbedor AB por la solución pobre en refrigerante procedente del generador G1. El calor liberado en el proceso de absorción,  $Q_A$ , se transfiere a la corriente de agua de refrigeración.

A la salida del absorbedor la solución rica en refrigerante es bombeada primeramente hacia el generador G2, a través del intercambiador de calor IC2. En dicho generador se produce una primera separación de refrigerante de la solución rica mediante el calor de condensación producido en C1. Como resultado de esta operación, a la salida de este generador se obtiene una solución intermedia y unos vapores de refrigerante a presión y temperatura moderados. Los vapores son condensados en el condensador C2, mientras la solución líquida es bombeada hacia el generador G1, a través del intercambiador de calor IC1. En dicho generador, se produce una segunda separación de refrigerante de la solución mediante el aporte de calor  $Q_{G1}$ , a la temperatura  $T_{G1}$ . Los vapores generados a la presión  $P_{G1}$  y  $T_{G1}$  son condensados en C1, mientras que la solución empobrecida fluye a través de los intercambiadores IC1 y IC2 hacia el absorbedor AB.

El condensado obtenido en C1 en el nivel de alta presión, tras pasar por una válvula de expansión, se une con los vapores de refrigerante generados por G2, a la presión  $P_{G2}$ . En este punto todo el refrigerante es condensado a la temperatura  $T_C$  disipando el calor

liberado a una corriente de agua la temperatura  $T_A$ . A continuación el condensado es enviado al evaporador a través de la válvula de expansión.

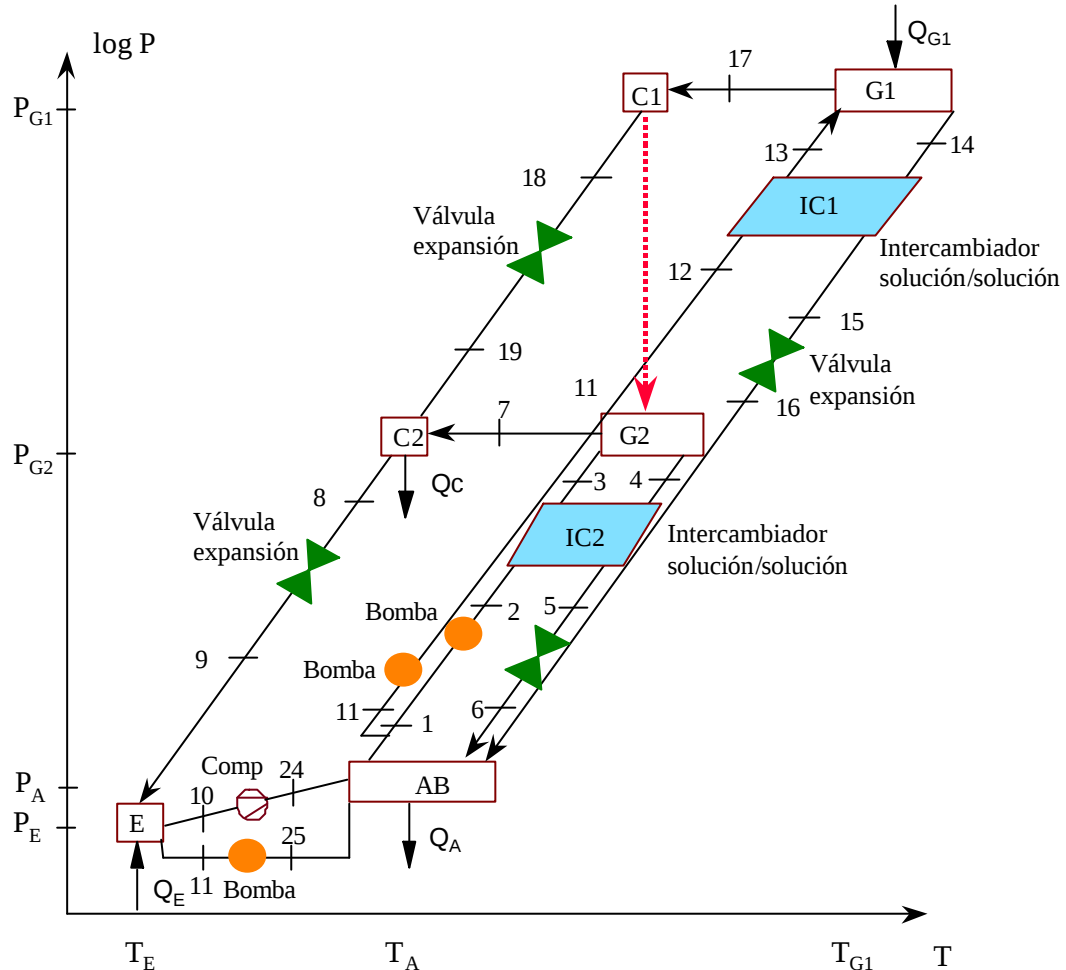


**Fig. 2.12** Ciclo de absorción/compresión de doble efecto con la configuración invertida en el diagrama PTX de la mezcla de trabajo.

#### 2.4.2.3 - DESCRIPCIÓN DE LA CONFIGURACIÓN EN PARALELO

Tal como puede observarse en la Fig. 2.13, en esta configuración se dispone de dos circuitos en paralelo de solución, uno que opera a la temperatura  $T_{G1}$  y el otro a la temperatura  $T_{C1}$ . Así una parte de la solución rica obtenida a la salida del absorbedor fluye hacia el generador de alta temperatura  $G1$ , tras su paso por el intercambiador de calor  $IC1$ . En este punto una parte del refrigerante es extraído de dicha solución mediante el aporte de calor  $Q_{G1}$  a la temperatura  $T_{G1}$ . Como resultado de esta operación, a la salida de este generador se obtiene una solución empobrecida y unos vapores de refrigerante a presión y temperatura elevada. La solución regresa de nuevo al absorbedor tras fluir por el intercambiador  $IC1$ , mientras que los vapores se dirigen al condensador  $C1$ . El calor liberado en dicha condensación se utiliza en el generador de presión intermedia  $G2$  para llevar a cabo la separación de refrigerante del resto de solución rica que proviene del absorbedor a través del intercambiador de calor  $IC2$ . A la salida de éste generador se obtiene una solución empobrecida la cual fluye de nuevo hacia el absorbedor tras su paso por  $IC2$ , mientras que el vapor obtenido se dirige hacia el condensador  $C2$ , que opera a la temperatura  $T_A$ . En la entrada de dicho condensador se produce una mezcla del vapor procedente del generador  $G2$  junto con el refrigerante procedente del condensador  $C1$ , obteniéndose a su salida una condensación total de todo el refrigerante. A continuación dicho refrigerante se dirige hacia el evaporador.

El vapor generado a la temperatura  $T_E$  y a la presión  $P_E$ , es comprimido por el compresor hasta la presión del absorbedor  $P_A$ . Allí, dichos vapores son absorbidos en el absorbedor AB por las soluciones procedentes de los generadores G1 y G2, obteniéndose a su salida una solución rica que es bombeada de nuevo hacia los generadores.



**Fig. 2.13** Ciclo de absorción/compresión de doble efecto con la configuración en paralelo en el diagrama PTX de la mezcla de trabajo.

### 2.4.3 - Hipótesis y variables independientes

Además de las hipótesis indicadas en el apartado 2.3.3, se establecen las siguientes:

- La solución se encuentra en condiciones de saturación a la salida de los generadores.
- La corriente de vapor a la salida de cada uno de los generadores está en equilibrio con la solución de salida.
- A la salida de cada uno de los condensadores la corriente líquida está saturada.

A continuación se indican las variables independientes del ciclo de absorción/compresión de doble efecto propuesto para la operación en modo refrigeración. Además, también se han incluido las especificaciones previstas de los componentes del ciclo, las cuales a pesar de ser coincidentes con las indicadas en la simulación para el simple efecto, se indican de nuevo para mayor claridad.

- Temperatura del generador ( $T_G$ ): 130-160 °C
- Temperatura de salida del absorbedor ( $T_A$ ): 35-45 °C
- Temperatura del evaporador ( $T_E$ ): 5 °C
- $\Delta T$  entre el condensador C1 y el generador G2 ( $\Delta T_1$ ): 5 °C
- Intervalo de la relación de compresión del compresor (PR): 1.0-4.0
- Caudal másico de refrigerante que entra al evaporador : 0.005 kg/s
- Relación de caudales másicos de solución (RCG) entre el generador G1 y el generador G2 (configuración en paralelo): 0.6-1.2
- Rendimiento de la bomba ( $E_{f_B}$ ): 0.50
- Rendimiento isentrópico del compresor ( $E_{f_C}$ ): 0.85
- Eficiencia térmica del intercambiador solución/solución ( $E_{f_{int}}$ ): 0.92

Las variables independientes, que no han sido fijadas todavía, y que permiten la optimización de las prestaciones del equipo son la presión de operación del evaporador, la relación de compresión, junto a la selección del tipo de configuración para el doble efecto.

Los parámetros COP y PER en modo refrigeración se definen de forma análoga a los establecidos para el ciclo simple, como

$$COP_c = \frac{Q_E}{Q_{G1} + W_B + W_C} \quad (2-12)$$

y

$$PER_c = \frac{Q_E}{\frac{Q_{G1}}{h_G} + \frac{W_B + W_C}{h_{el}}} \quad (2-13)$$

#### 2.4.4 - Descripción del modelo matemático para el doble efecto

El procedimiento de cálculo establecido para el ciclo doble efecto es muy similar para las tres configuraciones. Sus diferencias se centran en las modificaciones del cálculo de los balances global y parcial de materia, así como el de energía en los dos generadores. Además hay que destacar es la introducción en la configuración en paralelo de la variable (RCG), la cual se ha optimizado para cada una de las condiciones de operación.

Los cálculos realizados en cada uno de los casos son los siguientes:

- Lectura del valor de las variables independientes y especificaciones de los equipos del ciclo.

- A partir de la presión del evaporador,  $P_E$ , y de la relación de compresión,  $PR$ , se calcula la presión del absorbedor  $P_A$  y la concentración de la solución rica,  $x_1$ , a la salida del absorbedor. Esta concentración corresponde al equilibrio a la temperatura del absorbedor  $T_A$  y la presión del absorbedor  $P_A$ .

$$P_A = P_E \cdot PR \quad (2-14)$$

$$x_1 = x(P_A, T_A) \quad (2-15)$$

- Se supone una temperatura del condensador de alta,  $T_{C1}$ , y se calcula la temperatura del generador de media,  $T_{G2}$ .

$$T_{G2} = T_{C1} - \Delta T \quad (2-16)$$

- Se considera un valor de la fracción molar del vapor a la salida del generador de alta,  $y_{17}$ , ya que estos vapores contienen una pequeña cantidad de TEGDME. Con este valor inicial de  $y_{17}$  se calcula la presión del generador de alta  $P_{G1}$  considerando que el líquido que sale del condensador  $C_1$  está saturado a la temperatura  $T_{C1}$ . Con la presión del generador de alta fijada, se calcula la fracción molar de la solución intermedia,  $x_{14}$ , y la fracción de vapor  $y_{17}$  a partir de la temperatura del generador.

$$x_{18} = y_{17} \quad (2-17)$$

$$P_{G1} = P(T_{C1}, x_{18}) \quad (2-18)$$

$$x_{14} = x(P_{G1}, T_{G1}) \quad (2-19)$$

$$y_{17} = y(x_{14}, T_{G1}) \quad (2-20)$$

- Se ajusta  $y_{17}$  mediante el sistema de ajuste Newton-Raphson.
- Si con el valor supuesto de  $T_{C1}$ , la fracción molar de la solución rica no es mayor que la de la intermedia, se ajusta el valor inicial de  $T_{C1}$ .
- Se supone un valor para la fracción molar de refrigerante a la salida del condensador de presión media,  $x_8$ , y se calcula la presión intermedia,  $P_{G2}$ .

$$P_{G2} = P(T_{G2}, x_8) \quad (2-21)$$

- Se calcula la fracción molar de la solución pobre,  $x_4$ , y la fracción molar del vapor a la salida del generador de media,  $y_7$ .

$$x_4 = x(P_{G2}, T_{G2}) \quad (2-22)$$

$$y_7 = y(x_4, T_{G2}) \quad (2-23)$$

- Se evalúa la fracción molar de la fase vapor,  $y_0$ , y de la purga líquida,  $x_{11}$ , a la salida del evaporador.

$$x_{11} = x(P_E, T_E) \quad (2-24)$$

$$y_{10} = y(x_{11}, T_E) \quad (2-25)$$

- Se realiza el balance de materia para todo el sistema, volviendo a calcular la fracción molar a la salida del condensador de media,  $x_8$ . El valor de  $x_8$  se ajusta mediante un sistema de ajuste Newton-Raphson.
- Se calculan las entalpías de las corrientes de entrada y salida del condensador de alta y del generador de baja. A partir de estas entalpías y de los caudales de las corrientes se obtiene el calor intercambiado en el condensador de alta,  $Q_{C1}$ , y en el generador de baja,  $Q_{G2}$ . Se ajusta  $T_{C1}$  mediante un sistema Newton-Raphson para que  $Q_{C1} = Q_{G2}$ .
- Se realiza el balance de energía en el resto de equipos,  $Q_{G1}$ ,  $Q_E$ ,  $W_C$ ,  $W_b$  y finalmente se obtienen los valores de COP y PER.

En la Fig. 2.14, se muestra el diagrama de flujo para el caso particular de la configuración serie. Es necesario resaltar que dicho diagrama sería idéntico para la configuración invertida, a excepción de los condicionales que se realizan en las concentraciones de la solución  $x_1$ ,  $x_4$ ,  $x_{14}$ .

En el caso de la configuración en paralelo, además de los datos de entrada indicado en la Fig. 2.14, hay que añadir al relación de caudales entre el generador G1 y el generador G2. En referencia a los condicionales que se realizan en las concentraciones de la solución, es necesario advertir que son para cada generador independientes, y por lo tanto, simplemente es necesario que se cumpla  $x_1 > x_4$  y  $x_1 > x_{14}$ , ya que las concentraciones de  $x_4$  y  $x_{14}$  se determinarán a partir de las condiciones de operación y en cierta manera de la relación de caudales entre los dos generadores.

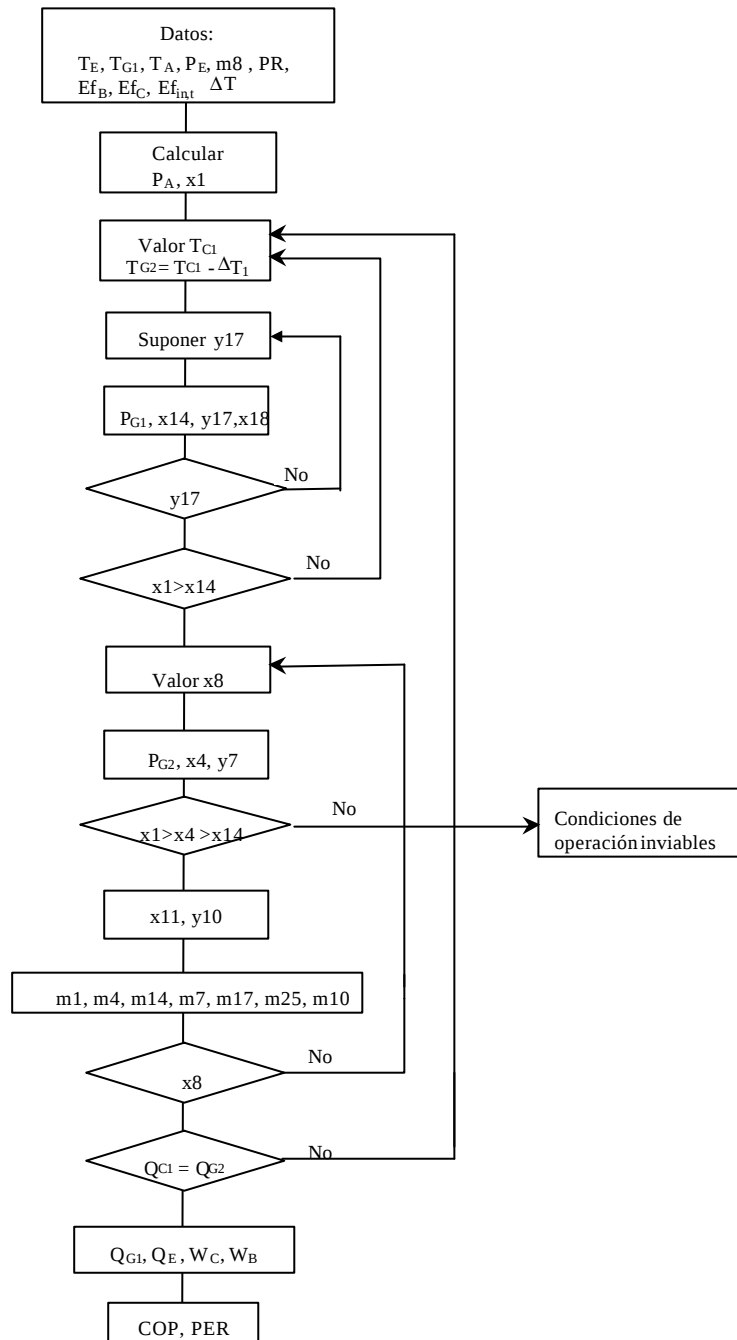


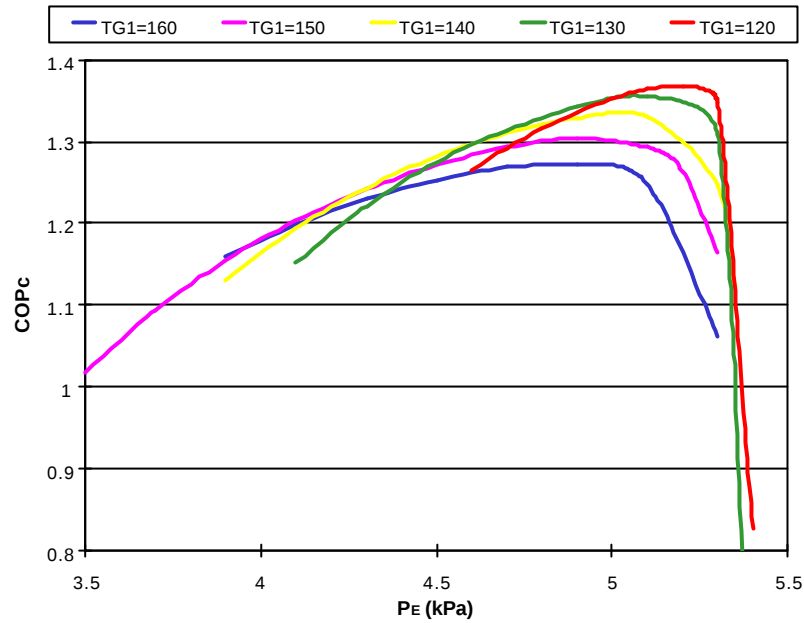
Fig. 2.14 Diagrama de flujo del módulo de cálculo para la configuración serie.

### 2.6.5 - Resultados de la simulación para las diferentes configuraciones

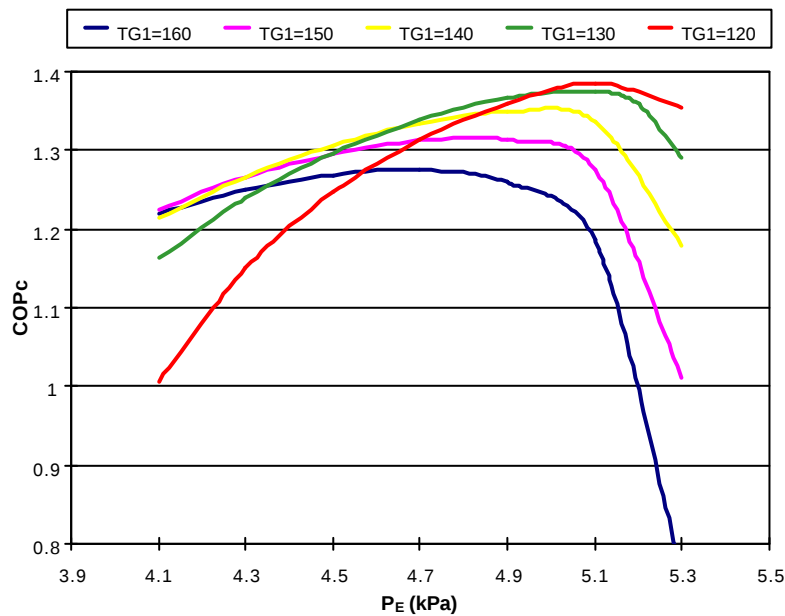
La selección de la configuración del circuito solución, se realizará principalmente teniendo en cuenta aspectos energéticos y económicos. Por este motivo, se han comparado los resultados obtenidos de la simulación para cada una de las tres posibles configuraciones indicadas anteriormente, con el fin de analizar las prestaciones en términos energéticos de COP y PER.

De acuerdo con los resultados obtenidos por Vallès (2000), se ha adoptado la relación de compresión óptima igual a 3. En las Fig 2.15, 16 y 17 se presentan los resultados obtenidos en términos del COP al variar la temperatura de operación del generador

( $T_{G1}$ ) y la presión en el evaporador para cada configuración. En los tres casos analizados, las temperaturas de operación del absorbedor y del condensador y la relación de compresión se han mantenido constantes ( $T_A = T_C = 40^\circ\text{C}$ . y  $RP = 3$ ).

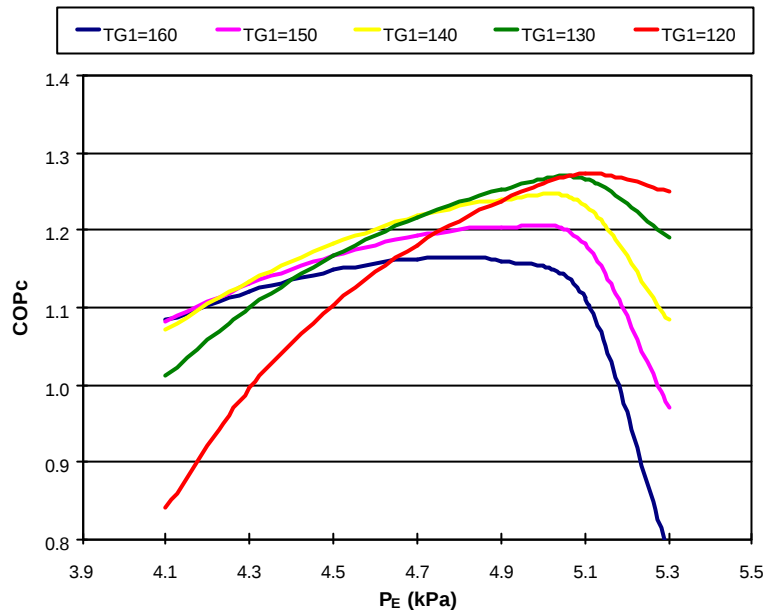


**Fig. 2.15** Variación del COP en la configuración serie al variar la temperatura de operación del generador y la presión del evaporador para una temperatura de operación del absorbedor y condensador de  $40^\circ\text{C}$  y una relación de compresión de 3.



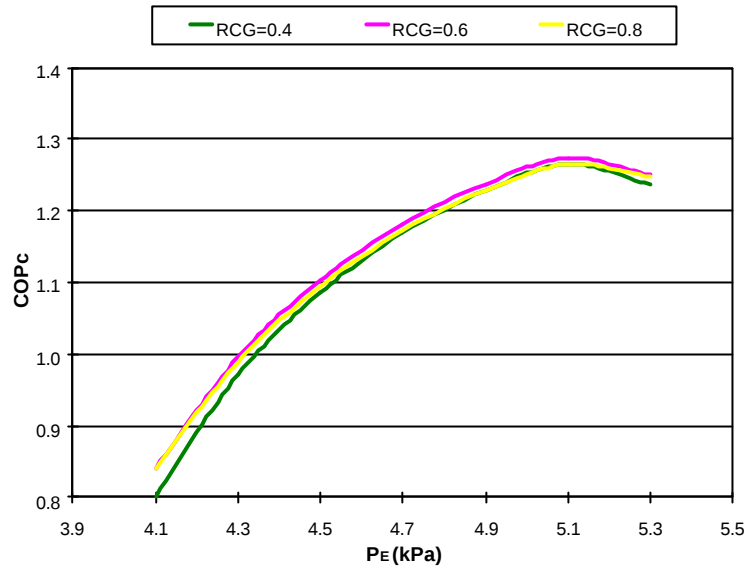
**Fig. 2.16** Variación del COP en la configuración invertida al variar la temperatura de operación del generador y la presión del evaporador para una temperatura de operación del absorbedor y condensador de  $40^\circ\text{C}$  y una relación de compresión de 3.

Al comparar los resultados proporcionados por las Fig. 2.15 y 16 se observa que ambas configuraciones muestran un comportamiento muy similar no sólo en términos de COP sino también para los valores de la presión y temperatura óptimas de operación tanto en el evaporador como en el generador. Así, en ambos casos la temperatura y presión óptimas de operación del generador y del evaporador son de 120°C y 5.1 kPa respectivamente, siempre y cuando la temperatura del absorbedor sea de 40°C y la relación de compresión de 3. Por otra parte, si se disminuye la temperatura de operación del generador por debajo de los 120°C, ambos ciclos dejan de ser operativos.



**Fig. 2.17** Variación del COP en la configuración en paralelo al variar la temperatura de operación del generador y la presión del evaporador para una temperatura de operación del absorbedor y condensador de 40°C y una relación de compresión de 3.

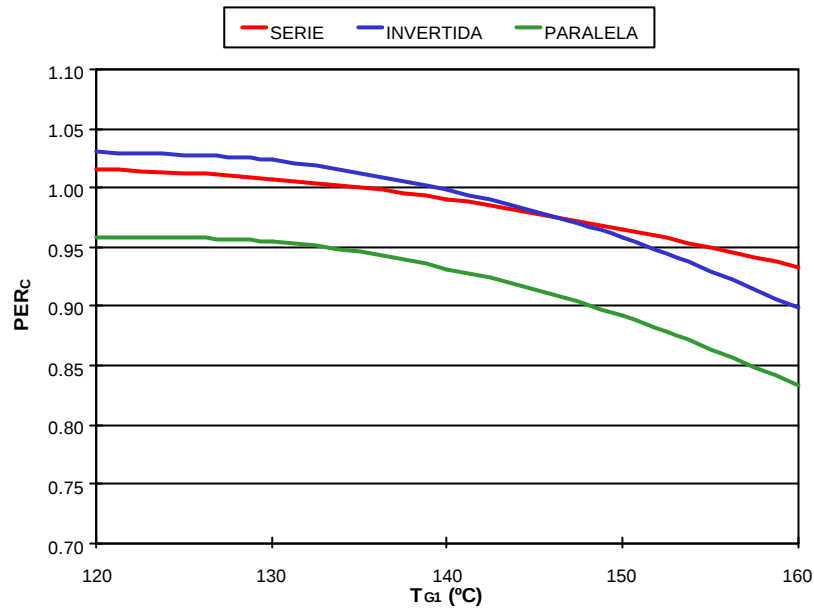
Como ya se ha indicado anteriormente, en la configuración en paralelo existe un grado de libertad adicional, la relación de caudales RCG. Para ello, ha sido necesario realizar un conjunto de gráficos adicionales como el mostrado en Fig. 2.18, para obtener a cada temperatura de operación del generador que aparece en la Fig.2.17, la relación de caudales óptima entre ellos.



**Fig. 2.18** Variación del COP en la configuración en paralelo al variar la relación de caudales RCG y la presión del evaporador para una temperatura de operación del absorbedor y condensador de 40°C, una relación de compresión de 3, y una temperatura del generador de 120°C.

Si se comparan los valores obtenidos en cada una de las configuraciones, se observa que las prestaciones térmicas para la configuración invertida y serie presentan valores muy similares; mientras que para la configuración en paralelo es considerablemente inferior, en las mismas condiciones de operación externas. A pesar que esta última configuración posee un grado de libertad adicional (RCG), los resultados obtenidos muestran que las condiciones óptimas se encuentran con relaciones de caudales pequeñas, alrededor de 0.6. Si dicha relación se incrementa, se reduce considerablemente la diferencia de concentraciones entre la entrada y la salida del generador de baja. Si la relación disminuye a niveles inferiores a los indicados anteriormente, se produce un incremento sustancial de la presión de operación del generador de alta. Esto implica una reducción considerable en la diferencia de concentraciones entre las soluciones de entrada y la de salida de este componente, lo que conlleva a un incremento de caudales de recirculación. De todas formas una vez optimizada la variable RCG, la relación de caudales en la configuración en paralelo es alrededor de un 50% superior a la de la configuración serie e invertida (Nogués et al. 2000).

Otra conclusión importante que se observa de las Fig. 2.15, Fig. 2.16 y Fig. 2.17 es que en ninguna configuración por el hecho de aumentar la temperatura de operación del generador se consigue mejorar el COP. Esto se debe a la aparición de un mayor contenido de absorbente en la fase vapor al incrementar la temperatura del generador, lo que implica tener que realizar una mayor purga en el evaporador y por tanto una disminución de la capacidad frigorífica y del COP. Por ese motivo, si se desea maximizar la eficiencia energética es necesario evaluar, para cada temperatura de operación del absorbedor, la temperatura óptima del generador. A título de ejemplo, en la Fig. 2.19 se observa como al incrementar la temperatura de operación del generador, cuando se mantiene constante la temperatura de operación del absorbedor y la relación de compresión, el parámetro PER disminuye.



**Fig. 2.19** Comparación de la variación del PER en las diferentes configuraciones al variar la temperatura de operación del generador, para una temperatura de operación del absorbedor y condensador de 40°C y una relación de compresión de 3.

A la vista de los resultados, las configuraciones invertida y serie se muestran como las opciones más viables. Desde el punto de vista de funcionamiento, ambas configuraciones también reflejan comportamientos muy semejantes. Así, la presión de alta para la configuración serie es ligeramente superior debido al incremento de temperatura de operación en el generador de baja, ya que éste opera con soluciones más pobres. La presión de operación en la configuración invertida es de 217 kPa cuando el ciclo opera con una temperatura del absorbedor de 45°C, y la temperatura del generador de 150°C, lo que equivale a una temperatura de operación en el condensador de alta de unos 86 °C. Mientras que en la configuración serie operando en los mismos niveles de temperatura, dicha presión asciende a 296 kPa debido a que la temperatura del condensador de alta es de 95°C.

En estas mismas condiciones, las composiciones molares de la fase vapor entre ambos ciclos presentan también la misma tendencia que la presión. En el caso de la configuración invertida, la concentración de metanol en la fase vapor es del 99.95% en el generador de baja, y de 99.18% en el generador de alta. Así mismo, en la configuración serie dichos valores son 99.89% y 99.43% respectivamente. Este hecho se debe a que en la configuración invertida, la temperatura de operación del generador de baja es inferior y por otra parte, dicho componente opera con soluciones más concentradas, lo que conlleva a una menor cantidad de absorbente en la fase vapor. Mientras, el generador de alta, al operar a una presión inferior y con concentraciones más diluidas, favorece la incorporación de trazas de absorbente en dicha fase vapor. En el caso serie, la mayor parte de absorbente proviene del generador de baja debido al incremento de temperatura de operación de éste y a una concentración ligeramente empobrecida por el generador de alta. De todas formas, en ambos casos la concentración de metanol en la fase vapor es suficientemente alta, como para eliminar la necesidad de utilización de sistemas de rectificación.

Ante el comportamiento tan similar de ambas configuraciones, no se ha encontrado un criterio energético para la discriminación de una de ellas. Por este motivo, la selección final de la configuración serie para el ciclo de absorción/compresión para el prototipo, se debe al comportamiento más estable del parámetro PER al variar la temperatura de operación del generador observada en Fig.2.19 así como por la reducción del número de bombas requeridas por dicho ciclo.

Finalmente, en la tabla 2.3 se muestran los valores operativos obtenidos en la simulación termodinámica para la configuración serie, al operar a una temperatura en el evaporador de 5°C y una relación de compresión de 3.

| $T_A$ (°C) | $P_E$ (kPa) | $T_{G1}$ (°C) | COP <sub>c</sub> | PER <sub>c</sub> | SR   |
|------------|-------------|---------------|------------------|------------------|------|
| 35         | 5.1         | 100           | 1.53             | 1.12             | 8.6  |
| 40         | 5.1         | 120           | 1.37             | 1.10             | 16.2 |
| 45         | 5.1         | 150           | 1.09             | 0.83             | 27.2 |

**Tabla 2.3** Condiciones óptimas de operación para el ciclo de absorción/compresión de doble efecto para diferentes temperaturas de operación en el absorbedor/condensador.

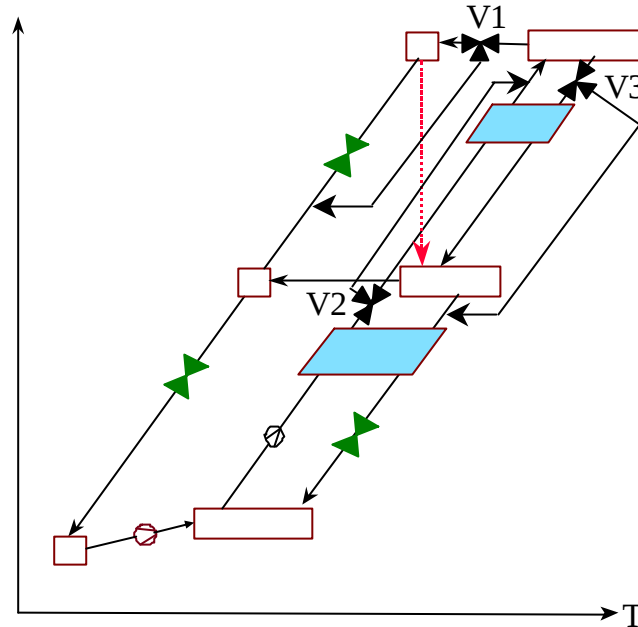
## 2.5 - Propuesta de la configuración del ciclo

A partir de las propiedades termofísicas del par MeOH-TEGDME y de los resultados obtenidos a través de la simulación termodinámica de los diversos ciclos con dicha mezcla, se puede afirmar que ésta resulta muy prometedora para su aplicación en equipos de absorción destinados a la climatización en el sector residencial.

Los resultados obtenidos a partir de la simulación termodinámica del ciclo de simple efecto propuesto para la operación en modo calefacción, muestran unas prestaciones muy superiores a un sistema convencional de caldera de agua caliente, si se incorpora una pequeña etapa de compresión entre el evaporador y el absorbedor. Así, al observar la Fig 2.7, en donde se ha representado el coeficiente PER obtenido de la simulación, se constata que la aplicación del ciclo propuesto puede generar un ahorro en energía primaria del orden del 30% respecto al caso de una caldera, cuando el circuito del absorbedor/condensador opera a 50°C.

En cuanto a la operación en modo refrigeración, los resultados de la simulación ponen de manifiesto unos rendimientos energéticos muy atractivos, aún operando a temperaturas del absorbedor/condensador considerablemente elevadas, del orden de 40°C y 45°C, siempre y cuando la relación de compresión sea alrededor de 3. Con estas temperaturas de operación, la disipación de calor en verano mediante aero-refrigeradores es factible, y por consiguiente, no se precisa torre de refrigeración para la extracción de calor. Por otra parte, de las posibles configuraciones posibles en doble efecto, la disposición en paralelo es la que presenta unas prestaciones térmicas inferiores y por lo tanto, la opción más fácilmente descartable. Entre las dos configuraciones restantes, ambas presentan unos resultados equivalentes en términos energéticos. La determinación de la configuración serie como la disposición más viable reside en aspectos económicos y de control. Mientras que la configuración invertida, precisa de dos bombas de circulación para su funcionamiento, en el caso serie sólo se requiere de una simple bomba. Ante tales perspectivas de funcionamiento y de prestaciones térmicas teóricas, se considera oportuno evaluar las prestaciones reales

de un equipo basado en el ciclo de absorción/compresión en configuración serie para el funcionamiento como equipo de refrigeración, y en simple efecto para aplicaciones de bomba de calor. El cambio de un modo de operación a otro, se puede realizar a través de la manipulación de las tres válvulas  $V_1$ ,  $V_2$  y  $V_3$ , tal y como se ilustra en la Fig. 2.20



**Fig. 2. 20** Ilustración del cambio de operación de un ciclo de simple efecto operando en modo calefacción a un ciclo doble efecto en modo refrigeración mediante las válvulas  $V_1$ ,  $V_2$  y  $V_3$ .

## 2.6 - Características técnicas del prototipo

A continuación se indican las características técnicas de los principales componentes que forman el prototipo que se pretende construir, en donde las cargas térmicas han sido evaluadas a partir de los valores obtenidos en la simulación termodinámica.

El prototipo se diseñará para una capacidad frigorífica de 20 kW y de unos 25 kW para modo calefacción, ya que se pretende que dichos equipos puedan ser competitivos a partir de dicha potencia. Para demandas térmicas inferiores, el incremento de coste de adquisición de las unidades accionadas a gas, difícilmente puede ser suplantado por la reducción de los costes de operación de estos equipos respecto a los eléctricos. Además, y como se ha dicho anteriormente, el segmento de mercado que se pretende abarcar es el sector residencial y el pequeño comercio, y esta potencia térmica puede cubrir las necesidades de una vivienda mediana.

**• Modo Refrigeración**

*Potencia frigorífica 20 kW*

Potencia evaporador 20 kW /  $T_E = 5^\circ\text{C}$

Potencia absorbedor 23.5 kW /  $T_A = 40^\circ\text{C}$

Potencia condensador 11.5 kW /  $T_C = 45^\circ\text{C}$

Potencia generador 13 kW /  $T_{G1} = 120^\circ\text{C}$

Potencia del compresor 2 kW /  $Q=830\text{ m}^3/\text{h}$  /  $P_E = 5.1\text{ kPa}$  /  $\Delta P = 10.2\text{ kPa}$

Potencia bombas  $< 1\text{ kW}$  /  $m = 600\text{ kg/h}$  /  $\Delta P = 3\text{ bar}$

**• Modo Calefacción**

*Potencia térmica: 24.5 kW*

Potencia evaporador 9 kW /  $T_E = 0^\circ\text{C}$

Potencia absorbedor 15.5 kW /  $T_A = 50^\circ\text{C}$

Potencia condensador 9.5 kW /  $T_C = 54^\circ\text{C}$

Potencia generador 15 kW /  $T_{G1} = 120^\circ\text{C}$

Potencia del compresor 1 kW /  $Q=530\text{ m}^3/\text{h}$  /  $P_E = 3.7\text{ kPa}$  /  $\Delta P = 7.5\text{ kPa}$

Potencia bombas  $< 1\text{ kW}$  /  $m = 1.800\text{ kg/h}$  /  $\Delta P = 0.6\text{ bar}$

A partir de estos valores preliminares del equipo se puede evaluar la carga medioambiental que generará a lo largo de su vida útil y comparar dichos valores con las diferentes tecnologías de climatización existentes en el mercado. En la Tabla 2.4, se presenta la carga ambiental asociada al prototipo diseñado junto con los valores del resto de tecnologías de refrigeración, indicados por Valle (1997), en la cual se constata su buena posición desde el punto de vista del parámetro TEWI.

| Tipo de refrigeración                                   | prototipo | gas doble efecto absorción | motor a gas con compresión de vapor | motor a gas con compresión de vapor | compresión de vapor con motor eléctrico | compresión de vapor con motor eléctrico | compresión de vapor con motor eléctrico | compresión de vapor con motor eléctrico | compresión de vapor con motor eléctrico |
|---------------------------------------------------------|-----------|----------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|-----------------------------------------|-----------------------------------------|-----------------------------------------|-----------------------------------------|-----------------------------------------|
| <b>COP</b>                                              | 1.3       | 0.9                        | 1.0                                 | 1.0                                 | 2.5                                     | 2.5                                     | 2.5                                     | 2.5                                     | 2.5                                     |
| <b>Refrigerante</b>                                     | MeOH      | H <sub>2</sub> O           | R134a                               | Hidro-Carburo                       | R12 (CFC)                               | R22 (HCFC)                              | R134a (HFC)                             | R407c (HFC)                             | Hydro-Carbon                            |
| <b>Global warming potential</b>                         | 0         | 0                          | 1,300                               | 4                                   | 8,500                                   | 1,700                                   | 1,300                                   | 1,609                                   | 4                                       |
| <b>CO<sub>2</sub> (g/kWh) <sup>(1)</sup></b>            | 202       | 211                        | 190                                 | 190                                 | 272                                     | 272                                     | 272                                     | 272                                     | 272                                     |
| <b>NO<sub>x</sub> (g/kWh)</b>                           | 0.31      | 0.33                       | 0.3                                 | 0.3                                 | 0.4                                     | 0.4                                     | 0.4                                     | 0.4                                     | 0.4                                     |
| <b>SO<sub>x</sub> (g/kWh)</b>                           | 1         | 0                          | 0                                   | 0                                   | 3                                       | 3                                       | 3                                       | 3                                       | 3                                       |
| <b>Energía utilizada (kWh/kW/yr)</b>                    | -----     | 1,667                      | 1,500                               | 1,500                               | 600                                     | 600                                     | 600                                     | 600                                     | 600                                     |
| <b>TEWI (kg CO<sub>2</sub> equiv)/kW <sup>(2)</sup></b> | 4,714     | 4,750                      | 7,200                               | 4,284                               | 25,245                                  | 9,945                                   | 9,045                                   | 9,740                                   | 6,129                                   |

|                                  |                 |       |                                                                                                                                                                                                                                                                                                             |  |
|----------------------------------|-----------------|-------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--|
| Emisiones del gas y electricidad |                 |       | Notas:<br>(1) Emisiones per kWh de refrigeración<br>(2) Emisiones a lo largo de su vida por kW de refrigeración<br>(3) Emisiones por unidad de energía producida<br>Las emisiones eléctricas están evaluadas a partir de la proporción de los diferentes combustibles utilizados actualmente en Inglaterra. |  |
| Combustible                      | Emisiones (3)   |       |                                                                                                                                                                                                                                                                                                             |  |
|                                  | g/kWh           | g/kWh | g/kWh                                                                                                                                                                                                                                                                                                       |  |
|                                  | CO <sub>2</sub> | Nox   | SOx                                                                                                                                                                                                                                                                                                         |  |
| Gas Natural                      | 190             | 0.3   | 0                                                                                                                                                                                                                                                                                                           |  |
| Electricidad                     | 680             | 1     | 8                                                                                                                                                                                                                                                                                                           |  |

**Tabla 2. 4** Tabla comparativa de las emisiones producidas por los diversos equipos de refrigeración.

# **CAPÍTULO 3**

## **CÁLCULO Y DISEÑO DE LOS COMPONENTES DEL PROTOTIPO**

### **3.1 - CONSIDERACIONES PRELIMINARES**

### **3.2 - CONDICIONES DE OPERACIÓN**

### **3.3 - CÁLCULO DE LAS CONDICIONES INTERNAS DE FUNCIONAMIENTO**

### **3.4 - CÁLCULO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR**

3.4.1 - ABSORBEDOR (AB)

3.4.2 - CONDENSADOR DE BAJA (C2)

3.4.3 - EVAPORADOR (E)

3.4.4 - GENERADOR DE ALTA (G1)

3.4.5 - GENERADOR DE BAJA (G2)

3.4.6 - INTERCAMBIADORES SOLUCIÓN-SOLUCIÓN (IC1 Y IC2)

### **3.5 - SELECCIÓN DEL COMPRESOR**

### **3.6 - SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES AUXILIARES**

3.6.1 - BOMBAS DE RECIRCULACIÓN

3.6.2 - BOMBA DE PURGA

3.6.3 - PURGADOR DE CONDENSABLES

3.6.4 - BOQUILLAS DE ASPERSIÓN

3.6.5 - SEPARADORES DE GOTAS

3.6.6 - VÁLVULA DE REGULACIÓN DE CAUDAL

### **3.7 - DISPOSICIÓN ESPACIAL DE LOS COMPONENTES DEL PROTOTIPO**



### 3.1 - CONSIDERACIONES PRELIMINARES

En relación con los equipos de compresión mecánica de vapor, los de absorción requieren un mayor número de componentes para su funcionamiento, y por otra parte, no es posible invertir la funcionalidad del evaporador y del condensador como en el caso de los equipos de compresión de vapor. Así pues, si se pretende acondicionar un habitáculo que pueda requerir frío o calor mediante un equipo de absorción, es preciso disponer de un sistema que permita intercambiar las corrientes que comunican con el interior de la vivienda, el equipo de absorción y el sistema de intercambio térmico con el ambiente exterior.

Debido a que el prototipo utilizará metanol como refrigerante, se descarta el uso de unidades de expansión directa para evitar posibles riesgos de toxicidad o de deflagración en el interior de la vivienda. De esta forma, la solución adoptada es el uso de circuitos cerrados de agua para la distribución de energía térmica en el interior de los edificios. En la Fig. 3.1, se presenta la configuración básica de los circuitos de agua que comunican el equipo de absorción, la unidades interiores de la vivienda y la batería exterior.

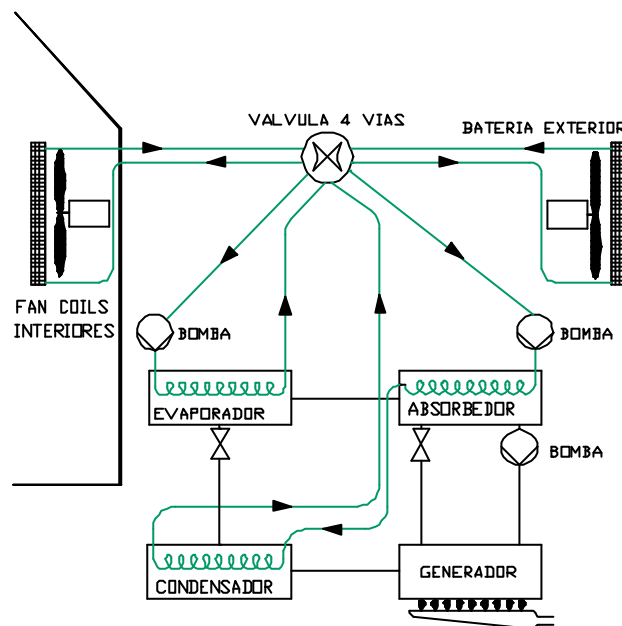


Fig.3. 1 Configuración básica de climatización a partir de un equipo de absorción

Por otra parte, la viabilidad del equipo no depende únicamente de las atractivas prestaciones térmicas apuntadas por la simulación termodinámica, sino que el precio final de fabricación es también un punto clave. Por este motivo, y debido al mayor número de intercambiadores de calor que se requieren en un ciclo de absorción, es totalmente necesario utilizar intercambiadores de calor muy económicos. Además, estos intercambiadores de calor deben caracterizarse por unos coeficientes de transferencia de calor elevados, ya que como la conductividad térmica de los fluidos orgánicos es muy baja comparada con el agua o amoníaco, y por tanto la superficie de transferencia de calor puede resultar exageradamente grande y encarecer de forma desmesurada el precio de los intercambiadores de calor.

Otro motivo de la necesidad de altos coeficientes de transferencia de calor es la demanda de un equipo compacto y de poco peso para no tener limitaciones de su ubicación en una futura vivienda. Este interés en la reducción del volumen viene reforzado por la exigencia de minimizar el contenido de metanol en el interior del equipo para el cumplimiento de las normas relativas a toxicidad y seguridad, además de la correspondiente reducción de la inercia térmica del equipo y del incremento de sensación de confort por parte del usuario final.

A la vista de todas estas consideraciones, los intercambiadores de calor de placas aparecen como los más idóneos para esta aplicación. Entre dichos intercambiadores, los termosoldados ofrecen una mayor garantía de estanqueidad y además se evita el problema de compatibilidad del elastómero con el absorbente, ya que el TEGDME suele ser muy agresivo con la mayor parte de elastómeros.

Con el fin de justificar con más detalle, la opción del tipo de intercambiador seleccionado, a continuación se presenta las ventajas de éste en relación un intercambiador de carcasa y tubos:

- a) Construcción compacta con un mínimo de material y espacio
- b) Relativamente económicos
- c) Altos coeficientes de transferencia de calor
- d) Mayor capacidad de transmisión de calor por unidad de volumen
- e) Alberga poco líquido en su interior
- f) Mayor grado de fiabilidad en estanqueidad
- g) Posibilidad de la configuración de flujos en contracorriente

Como se detalla más adelante, se han seleccionado dos modelos diferentes de intercambiadores de placas termosoldados de Alfa Laval: el CB300 para la zona de más baja presión debido al gran diámetro de su puerto de conexión, DN100, y el CB76 para el resto de intercambiadores en donde los caudales volumétricos son mucho más pequeños y pueden utilizarse conexiones de 2 pulgadas.



**Fig.3. 2** Imagen del CB76

|                    |         |
|--------------------|---------|
| Altura             | 618 mm  |
| Anchura            | 191 mm  |
| Conexión           | ISO-G2B |
| Presión máxima     | 30 bar  |
| Presión mínima     | Vacío   |
| Temperatura máxima | 225°C   |
| Temperatura mínima | -50°C   |
| Volumen por canal  | 0.25 l  |

**Tabla 3. 1** Características técnicas del CB76



Fig.3.3 Imagen del CB300

|                    |                         |
|--------------------|-------------------------|
| Altura             | 990 mm                  |
| Anchura            | 365 mm                  |
| Conexión           | PN16/DN100<br>PN25/DN65 |
| Presión máxima     | 16 bar / 25 bar         |
| Presión mínima     | Vacío                   |
| Temperatura máxima | 225°C                   |
| Temperatura mínima | -50°C                   |
| Volumen por canal  | 0.65 l                  |

Tabla 3.2 Características técnicas del CB300

En la Fig.3.2 se muestra una imagen general de un intercambiador de calor CB76, junto con la tabla 3.1 que contiene las características técnicas más relevantes de dicho intercambiador. De forma análoga, en la Fig. 3.3 se encuentra una imagen del CB300, y sus características técnicas en la tabla 3.2. Como puede comprobarse, las condiciones de operación del prototipo se hallan dentro del rango de operación indicado por el fabricante de estos intercambiadores.

Además de la selección del tipo de intercambiador por el diámetro de las conexiones, de la superficie de la placa y del número de placas, estos intercambiadores de calor poseen otro grado de libertad para su máxima adaptación a los requisitos de operación de cada caso. Este grado de libertad es el tipo de corrugado de la placa. Cuando el ángulo de abertura del corrugado es grande (Obtuse – tipo H), se obtienen la mayor eficiencia posible del intercambiador a expensas de una mayor pérdida de carga. Si se desea disminuir dicha pérdida de carga, existe la posibilidad de utilizar placas con un ángulo de corrugado más pequeño (Acute – tipo L), pero disminuyen los coeficientes de transferencia de calor a causa del menor grado de turbulencia generado por las placas. En la Fig. 3.4, se presentan los dos tipos de corrugado de las placas, así como el resultado obtenido al combinarlas entre ellas.

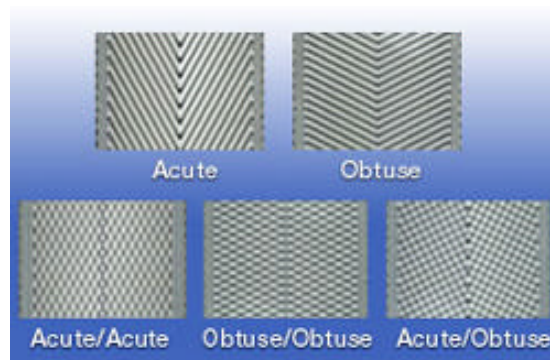


Fig.3.4 Tipo de corrugados en los intercambiadores de placas.

### 3.2 - CONDICIONES DE OPERACIÓN

A continuación se indican las condiciones de operación de las corrientes externas previstas durante el funcionamiento del prototipo, las cuales se utilizarán de base para determinar los flujos y potencias térmicas en el interior del prototipo, así como para la selección y dimensionado de los diferentes intercambiadores de calor.

**Evaporador (E)** Las condiciones estándares de operación de una enfriadora de agua, es la obtención de una temperatura de agua fría a 7°C, cuando a su entrada el agua se encuentra a 12°C. Dada que la potencia frigorífica prevista es de 20 kW, y para estas condiciones de operación, el caudal de agua que debe fluir por el evaporador es aproximadamente de 1 kg/s. Para el caso de la operación en modo de bomba de calor, no se han especificado unas condiciones mínimas de operación, pero sería deseable su operación a temperaturas cercanas a los 0°C. Además, como desde el punto de vista externo, la conmutación entre la operación en modo calefacción y en modo refrigeración solamente interviene las dos válvulas de cuatro vías, no se prevén cambios significativos en el caudal de agua que fluirá por el evaporador, y por tanto, se considera que dicho caudal será también de 1 kg/s.

**Absorbedor (AB)** Como se pretende disipar el calor procedente de dicho componente mediante un sistema de aerorefrigeradores, el rango de temperatura previstas durante la operación en modo refrigeración para el agua se sitúa entre 30 y 45°C, mientras que en la operación en modo calefacción dicho rango asciende entre 40 y 55°C. De forma análoga al circuito del evaporador, el caudal de agua de refrigeración será similar en ambos modos de operación, e igual a 1 kg/s. A pesar que en los equipos de absorción de doble efecto accionados a vapor, el valor estándar de dicho caudal es de 0.072 l/s por kW frigorífico producido en el evaporador, lo que correspondería en este caso a 1.4 kg/s, se ha seleccionado un valor inferior debido a la previsión de una mayor eficiencia del ciclo, así como en la reducción del consumo eléctrico para la recirculación del agua en dicho circuito.

**Condensador (C2)** Como consecuencia de la selección de un caudal bajo en la recirculación del agua de refrigeración, se considera oportuno la configuración serie del absorbedor (AB) y del condensador (C2) para no reducir excesivamente los coeficientes de transferencia de calor en dichos intercambiadores de calor. Así pues, el caudal de agua por dicha unidad será de 1 kg/s, con una temperatura de entrada de unos 5°C superior que en el caso del absorbedor, ya que es preciso hacer fluir primero el agua por el absorber y después por el condensador, ante el bajo contenido de refrigerante en la solución rica en ambos modos de operación.

**Generador de alta (G1)** Para analizar el funcionamiento del prototipo esta previsto utilizar inicialmente una caldera de vapor, y posponer de momento el uso de un sistema de accionamiento de llama directa. A priori y con el fin de evitar posibles problemas de degradación del absorbente, se limita la temperatura máxima de operación del generador de alta a 170°C, lo que corresponde a una presión máxima de operación de la caldera de 8 bar.

### 3.3 - CÁLCULO DE LAS CONDICIONES INTERNAS DE FUNCIONAMIENTO

Para poder dimensionar correctamente cada uno de los componentes del ciclo, además de las condiciones de funcionamiento externas, es necesario conocer los flujos de materia y de energía que se desarrollarán en el interior del prototipo. Dichos valores se pueden obtener a partir de la simulación termodinámica realizada, teniendo en cuenta las siguientes consideraciones en cada unidad:

**Evaporador (E)** Para la obtención de una temperatura de salida del agua de 7°C durante la operación en modo refrigeración, el evaporador no debería operar por debajo de los 5°C, ya que entonces la presión en el interior de dicho componente sería inferior a los 5.1 kPa. Por otra parte, para una potencia frigorífica de 20 kW, se precisa un caudal de metanol de 67 kg/h. En cambio para la operación en modo calefacción, la temperatura de operación prevista es de 0°C, lo que se traduce en una presión en el interior del evaporador de tan solo 3.7 kPa. Como en este modo de operación, la potencia que se precisa en este componente es de 9 kW, el caudal de metanol requerido es únicamente de 30 kg/h.

**Absorbedor (AB).** La presión óptima de operación del absorbedor es 15 kPa cuando opera en la configuración de doble efecto y 10 kPa en simple efecto. Al operar a plena carga en modo refrigeración, el caudal de solución previsto es de 700 kg/h con una disipación térmica de 24 kW. Por otro lado, en la operación en modo de bomba de calor, dicho caudal asciende a 1300 kg/h, intercambiando una potencia térmica de 16 kW. Además, con el fin de obtener unas buenas prestaciones en dicho equipo, sería conveniente que el salto térmico entre la solución rica y el agua de refrigeración fuese inferior 5 °C y que la pérdida de carga no fuese mayor de 1 kPa.

**Condensador (C2)** La presión de trabajo prevista se sitúa entre 35 y 75 kPa, lo que equivale a una temperatura de condensación entre 40 y 57 °C, siendo el caudal máximo a condensar de 35 kg/h durante la operación en modo refrigeración. En cuanto a la potencia térmica en la configuración en doble efecto es de 12 kW, mientras que la configuración en simple efecto desciende a 9 kW. Finalmente, sería conveniente que a la salida de este componente, el salto térmico no fuese superior a los 4°C, ni que la pérdida de carga superase los 2 kPa, con el fin de no exceder la diferencia de 1°C entre la temperatura de saturación del refrigerante a la entrada y la salida.

**Generador (G1).** Las condiciones de operación del generador de alta varían en función del ciclo considerado. Así, cuando éste opera como generador de doble efecto, la presión de trabajo se situará entre 1.5 y 3.5 bar, con un caudal másico de 700 kg/h; mientras que al operar como generador para el ciclo de simple efecto, el rango de presiones es el mismo que para el condensador C2, es decir entre 55 y 75 kPa, y el caudal másico ronda los 1300 kg/h. El rango de temperaturas de operación se sitúa en ambos casos entre 120 y 160 °C, requiriendo una potencia térmica de 15 kW en doble efecto y 13 kW en simple efecto. A nivel de diseño, sería recomendable que el salto térmico no fuera excesivo, es decir inferior a los 5°C entre la temperatura de salida del generador de la solución y la temperatura de entrada del vapor de agua. Por otra parte, como los niveles de presión a los que opera dicho componente son elevados, no se prevén restricciones en cuanto a pérdida de carga, no obstante estas no deberían superar los 10 kPa, como máximo.

**Intercambiadores de solución-solución (IC1 y IC2)** Las condiciones de operación de estos intercambiadores son extremadamente amplias, ya que los niveles de temperatura, caudales, así como potencias intercambiadas se hallan altamente afectadas por las condiciones de operación externas. Así, al operar en modo refrigeración no se prevén caudales superiores a 700 kg/h, mientras que dicho caudal se duplica al operar en modo calefacción. Además, en la configuración de simple efecto, cada una de las corrientes pueden tener una variación a su paso por dicho intercambiador de casi 100°C, intercambiando una potencia cercana a los 100 kW, mientras que en la operación en doble efecto, la diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida no supera los 60 °C, con lo que la potencia térmica intercambiada se reduce a 40 kW. Por este motivo, se requiere un diseño de dichos intercambiadores de calor que permita obtener una eficacia superior al 90% en las diversas condiciones de operación, sin que la pérdida de carga sea superior a 50 kPa, con el fin de no sobrecargar excesivamente el trabajo de bombeo.

**Condensador de alta - Generador de baja (C1/G2).** Aunque en dicho intercambiador únicamente se debe transferir una potencia térmica máxima de 10 kW, es necesario que el salto térmico entre las dos corrientes sea inferior a 5°C, y preferiblemente alrededor de 3°C. En dicho componente, el refrigerante puede condensar a una temperatura entre 75 y 100°C, ya que opera a una presión entre 1.5 y 3.5 bar. Desde el punto de vista de la corriente de solución, el caudal máximo se sitúa alrededor de 700 kg/h, operando a una presión entre 35 y 55 kPa. Por la parte de condensación, no se prevén restricciones por problemas de pérdida de carga al operar a presiones elevadas, mientras que en la corriente de solución, éstas no deben superar los 10 kPa.

### 3.4 - CÁLCULO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

La determinación de cada uno de los intercambiadores de calor que formarán parte del prototipo se realiza mediante la ayuda del programa de cálculo CAS200<sup>®</sup>, el cual fue facilitado por la propia empresa Alfa Laval. Dicho software permite evaluar el comportamiento térmico e hidráulico de cada intercambiador tanto al variar el modelo del intercambiador, el número de placas y el tipo de placas, así como las temperaturas y caudales que circulan por su interior.

A continuación se detallan las consideraciones de cálculo y los resultados obtenidos con el programa, junto con la configuración adoptada para cada uno de los intercambiadores de calor que formarán parte del prototipo.

#### 3.4.1 - ABSORBEDOR (AB)

El absorbedor es uno de los componentes más cruciales en los ciclos de absorción, y de su efectividad depende directamente el buen funcionamiento de todo el ciclo. A pesar de su importancia, generalmente a la hora del diseño de este tipo de componentes, solo se dispone de una pequeña cantidad de valores experimentales. Además, los modelos computacionales que permitan resolver simultáneamente los fenómenos de transferencia de calor y masa, son extremadamente complejos, y no siempre aportan resultados suficientemente rigurosos como para ser utilizados eficazmente por el diseñador. En la mayoría de los casos, estos resultados numéricos se utilizan como base para un primer

diseño, el cual posteriormente es complementado con los datos experimentales que se encuentran publicados en la literatura científica, hasta obtener el diseño final.

Para el caso particular de la mezcla MeOH-TEGDME con intercambiadores de placas, la escasez de datos experimentales es extremadamente patente. Los únicos resultados experimentales hallados provienen de Vallès (2000), y no todos los valores experimentales se hallan dentro de las condiciones de funcionamiento del prototipo. Por este motivo, la solución adoptada durante el proceso de diseño de este componente, fue el cálculo por separado del comportamiento térmico e hidráulico del intercambiador de calor por una parte, y la comprobación posterior de que el flujo másico de absorción por unidad de superficie estuviese de acuerdo con los valores de la literatura.

Así pues, el análisis térmico e hidráulico del absorbedor se realizó con el programa CAS200<sup>®</sup>, considerando un proceso de condensación de una mezcla bifásica. Al revisar los ensayos realizados por Vallès (2000) se observó que al operar con un caudal de solución de 700 kg/h en un CB76L, la pérdida de carga era considerable, siendo de 2 kPa para un intercambiador de 70 placas y de 3 kPa al disminuir el número de placas a 50. Además, la potencia intercambiada en estas condiciones era próxima a 11 kW. Ante estos resultados experimentales, se descartó la opción de un CB76 para el prototipo.

Tras consultar el catálogo de productos de Alfa Laval, se considera que el intercambiador más apropiado para esta aplicación era el CB300. Dicho modelo de intercambiador tiene un puerto de conexión de PN16/DN100, en donde la velocidad máxima del vapor será siempre inferior a 25 m/s. Por otra parte, la longitud de la placa es aproximadamente un 50% mayor que la del CB76, lo que presupone un incremento de la eficacia tanto térmica como másica del absorbedor. Finalmente, para reducir al máximo las pérdidas de carga en dicho componente, se seleccionó la placa tipo L.

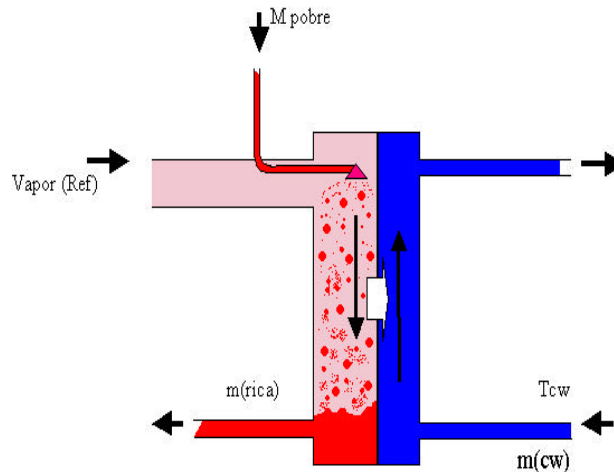


Fig.3. 5 Detalle de la configuración del absorbedor

En la Fig. 3.5, se visualiza la configuración prevista para el funcionamiento del absorbedor, en la cual se observa como la solución pobre es pulverizada directamente en el interior del colector de distribución del intercambiador de calor. De esta forma, se favorece la distribución de líquido en los diferentes canales y se maximiza la eficiencia tanto desde el punto de vista térmico como de transferencia de materia.

Desde un punto de vista de cálculo, se puede considerar que en la parte superior del intercambiador se produce un proceso de absorción adiabático en donde la temperatura de la mezcla aumenta rápidamente, obteniéndose una mezcla bifásica que a medida que fluye verticalmente sobre la placa, la solución se va enfriando y es capaz de absorber más refrigerante hasta obtener una solución saturada a la salida del absorbedor. Bajo estas consideraciones, se ha realizado un conjunto de cálculos mediante el programa CAS200<sup>®</sup>, mostrando en la Fig 3.6 el resultado final.

The screenshot shows the CAS200 software interface for calculating the thermal and hydraulic performance of an absorber in refrigeration mode. The interface is divided into several sections:

- Inputs (Top Left):**
  - Temperature: 53.0 °C (top), 45.0 °C (bottom)
  - Flow rate: 0.1500 kg/s (top), 0.03780 kg/s (bottom)
  - Pressure: 0.1500 kPa (top), 0.000 kPa (bottom)
  - Mode: Condensing (top), ABSMET(40) (bottom)
- Outputs (Top Right):**
  - Flow rate: 0.3700 kg/s
  - Pressure: 0.000 kPa
  - Power: 23.00 kW
- Diagram (Center):** A schematic showing two fluid streams (red and blue) flowing through a heat exchanger. The "Cocurrent" checkbox is unchecked.
- Outputs (Bottom Left):**
  - Temperature: 45.5 °C (top), 40.0 °C (bottom)
  - Flow rate: 1.000 kg/s
  - Pressure: 0.000 kPa
  - Mode: Liquid Heating (top), Agua (bottom)
- Parameters (Bottom):**
  - Heat exchanger type: CB300
  - Plate thickness: 0.40 mm
  - Material: AISI 316
  - Margin: 180 %
- Sorted selection (Right Panel):**
  - 1 CB300
  - 60 plates, 16.80 m<sup>2</sup>
  - 0.40 mm AISI 316
  - Margin: 180 % k = 232.2 W/(m<sup>2</sup>\*K)
  - Side 1: Design Temp 150.0 °C, Design Press. 30.00 barg, Pressuredrop 1.053 kPa, Grouping 1\*30 LG, Dp(p+co) 0.2883 kPa, v (co) 23.84 m/s
  - Side 2: Design Temp 150.0 °C, Design Press. 30.00 barg, Pressuredrop 0.1207 kPa, Grouping 1\*29 LW, Dp(p+co) 0.00655 kPa, v (co) 0.1288 m/s

Fig.3. 6 Cálculo térmico e hidráulico del absorbedor en modo refrigeración

Con el fin de evitar que la pérdida de carga en el absorbedor sea superior a 1 kPa, el programa muestra que el número de placas debe ser como mínimo de 60, lo que provoca desde un punto de vista térmico, aparezca un margen muy elevado, que permitiría reducir el salto térmico entre las corrientes. No obstante, dicho margen se considera en este punto como un coeficiente de seguridad, a la espera de comprobar el comportamiento de dicha configuración desde el punto de vista de transferencia de materia.

Desde el punto de vista de transferencia de masa, los resultados experimentales obtenidos por Vallès (2000) muestran que el flujo de materia en este tipo de intercambiadores se sitúa entre  $7.0 \cdot 10^{-4}$  y  $1.6 \cdot 10^{-3}$  kg/s m<sup>2</sup> para la mezcla MeOH-TEGDME. Así pues, si se considera un intercambiador CB300 con 60 placas, que posee una área total de intercambio de 16.80 m<sup>2</sup>, resulta que para las condiciones de operación previstas, el flujo de materia máximo requerido es de  $1.2 \cdot 10^{-3}$  kg/m<sup>2</sup> s. Como se puede ver, dicho valor se encuentra dentro del rango experimental citado anteriormente.

De esta forma se observa que la limitación principal en el absorbedor se halla en las pérdidas de carga de la corriente bifásica, y por tanto, la configuración indicada para el absorbedor en la Fig 3.6, correspondiente a un intercambiador de placas CB300 con 60 placas del tipo L es satisfactoria.

Para el funcionamiento en modo calefacción al ser el caudal volumétrico requerido inferior, la pérdida de carga también será menor, y por lo tanto el absorbedor seleccionado sería en principio también apropiado para dicha aplicación, a falta de disponer de valores experimentales en tales condiciones de operación.

### 3.4.2 - CONDENSADOR DE BAJA (C2)

El proceso de condensación de un vapor en intercambiadores de placas es ampliamente utilizado en los equipos de refrigeración por compresión y su principio de funcionamiento es relativamente simple. En el caso particular del prototipo, la única dificultad se centra en su reducida presión de operación, entre 35 y 45 kPa en modo refrigeración. En modo calefacción, al operar con presiones superiores y con una carga térmica inferior no provoca ninguna condición limitante.

Como puede verse en Fig. 3.7, el condensador está provisto de dos entradas de vapor, una procedente del generador de baja, hallándose el vapor de metanol altamente recalentado, y otro línea de vapor saturado procedente del flash que se origina a la salida del purgador instalado en el condensador de alta. La mezcla resultante de ambas corrientes que entra en el condensador es un vapor ligeramente recalentado, el cual es enfriado en contracorriente por el agua de refrigeración procedente del absorbedor, hasta obtener un líquido saturado a la salida de éste.

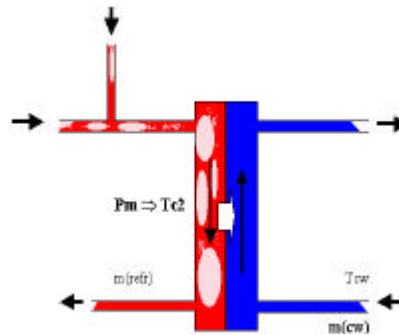


Fig.3. 7 Detalle de la configuración del condensador de baja.

En la Fig. 3.8, se muestra el resultado obtenido por el programa CAS200<sup>®</sup>, para el condensador (C2). Como puede apreciarse, aún utilizando un CB76 con placas H, las pérdidas de carga calculadas por el programa son muy pequeñas, inferiores a 0.4 kPa, y no afectan sensiblemente a la presión total. Por otra parte, y desde un punto de vista térmico, se podría haber utilizado un número inferior de placas, pero se ha escogido 40 placas por ser un valor standard dentro del catalogo del fabricante.

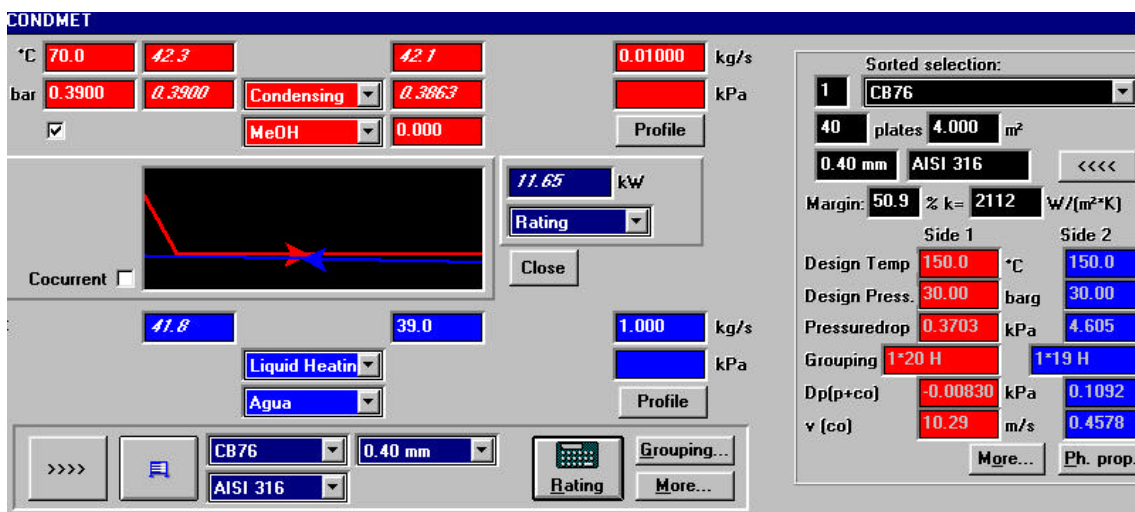


Fig.3. 8 Cálculo térmico e hidráulico del condensador en modo refrigeración

### 3.4.3 - EVAPORADOR (E)

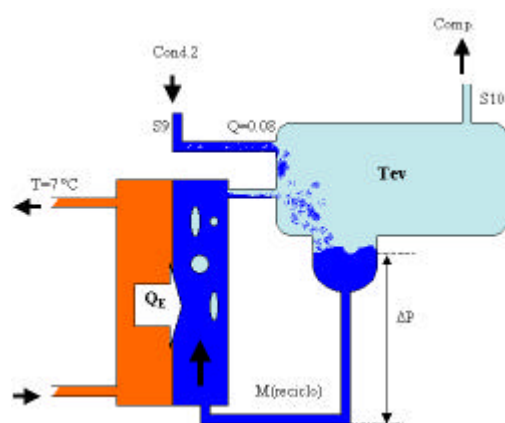
A pesar que el proceso de evaporación con intercambiadores de placas es ampliamente aplicado, el diseño de este evaporador resultó una tarea muy compleja, debido a la baja presión de operación de éste, causando caudales volumétricos elevados y al mismo tiempo la necesidad de reducir al mínimo las pérdidas de carga. Cuando el equipo opera en modo refrigeración, la presión de vapor del metanol en dicho componente ronda los 5.1 kPa, mientras que en modo calefacción la presión prevista de operación se sitúa en los 3.2 kPa.

Para pequeñas y medianas potencias, la mayor parte de climatizadores utilizan evaporadores de expansión directa controlados mediante válvulas de expansión termoestáticas. Al considerar dicha opción para esta aplicación, se observó que era inviable debido a los grandes caudales volumétricos que se manejan, la enorme pérdida de carga que dicho flujo origina en relación con la presión absoluta, y la inmensa superficie de calor requerida debido a los bajos coeficientes de transferencia de calor.

Como alternativa se consideró un evaporador inundado. A la salida de este tipo de evaporadores se obtiene una mezcla bifásica, con lo cual, la superficie de transferencia de calor se halla siempre ligeramente mojada por el refrigerante, resultando unos coeficientes de transferencia de calor más elevados y la consiguiente reducción de la superficie de intercambio térmico. No obstante, como contrapartida, los evaporadores inundados precisan de un separador de gotas que encarece el producto y se requiere un volumen mayor.

Desde el punto de vista de control, los evaporadores inundados resultan más cómodos de operar que los de expansión directa. El manejo de caudales volumétricos elevados, junto a un nivel de presiones tan bajo, hace muy difícil el garantizar un determinado grado de recalentamiento a la salida de los evaporadores de expansión directa, aunque se trabaje con válvulas de expansión electrónicas. Mientras que en los evaporadores inundados, sólo se precisa de un sistema tipo boya para mantener constante el nivel de la columna hidrostática de líquido a la entrada del evaporador.

En Fig. 3.9, se presenta el detalle de la configuración de un evaporador inundado junto con el separador de gotas.



**Fig.3. 9** Detalle de la configuración del evaporador inundado con el separador de gotas

Como el evaporador se encuentra en el punto de operación a presión más baja, se ha considerado desde el principio el uso de placas L en el evaporador. Mediante el programa de cálculo, se obtuvieron dos opciones viables: un único intercambiador formado por un CB300 con 30 placas L, o bien dos intercambiadores CB76 con 60 placas L cada uno, trabajando en paralelo. La selección final del CB300 se debe a la obtención de una temperatura mayor de operación en el evaporador, y por otra parte, una mayor simplicidad constructiva al precisar de un único intercambiador. En la Fig. 3.10 se presenta el cálculo realizado para la determinación del evaporador en modo refrigeración.

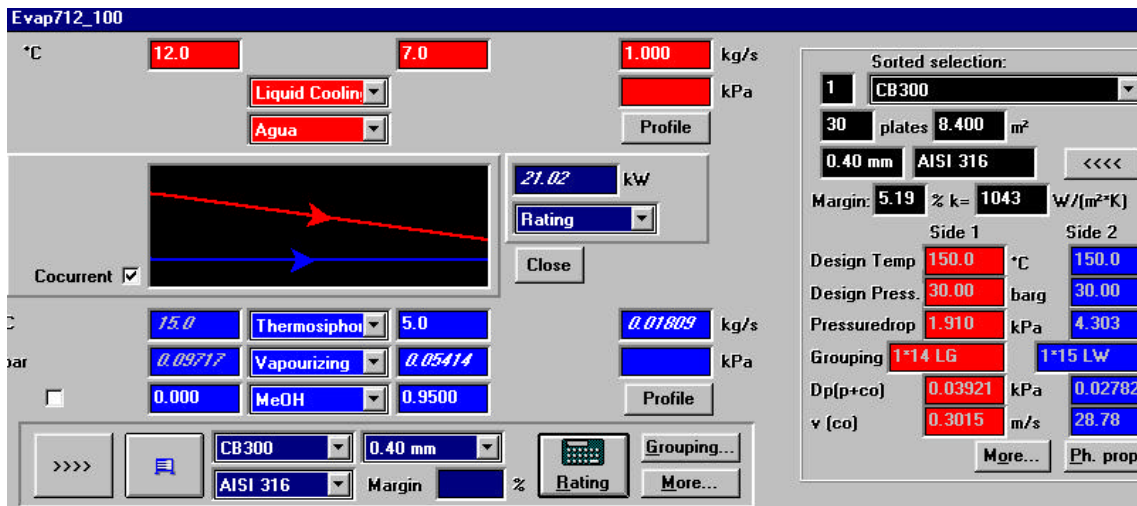


Fig.3. 10 Cálculo del evaporador operando en modo refrigeración

Los resultados mostrados en Fig. 3.10, demuestran la viabilidad de dicho componente, y además pone de manifiesto que la pérdida de carga en el lado del metanol se estima en 4.3 kPa. Este valor implica que la presión a la entrada del evaporador debe ser de 9.7 kPa, lo que equivale a una temperatura de saturación superior a 15°C. Con dicha temperatura se pone en evidencia que en una parte importante de la superficie del evaporador no se producirá ebullición, sino una simple transferencia de calor por convección. Precisamente, la configuración en concorrente permite reducir esta superficie de calentamiento porque el salto térmico entre las corrientes es más grande.

A partir de la pérdida de carga, se obtiene que la altura de la columna de líquido a la entrada debe ser 550 mm, lo que significa que el termosifón proporciona el arrastre suficiente para ascender los 450 mm restantes del intercambiador CB300. La altura de la columna de líquido es un valor muy crítico, debido a que si se establece una altura superior, la columna hidrostática adicional provoca un incremento del grado de subenfriamiento del refrigerante, retardando el proceso de ebullición, y contribuyendo de esta forma al colapso en el intercambiador. Por el contrario, si la altura de líquido a la entrada del evaporador es inferior al valor establecido, el termosifón tiene que vencer una altura mayor, lo que repercute negativamente en la eficiencia del evaporador.

La idoneidad de dicho intercambiador de calor, CB300 con 30 placas tipo L, queda supeditada a las prestaciones que se puedan obtener cuando el evaporador funciona a una temperatura cercana a los 0°C durante la operación en modo calefacción. Por otra parte, como la columna de líquido difícilmente podrá variar al cambiar de modo de operación de frío a calor, es necesario imponer en el cálculo la misma pérdida de carga

para obtener unos resultados coherentes. En la Fig. 3.11, se muestra los resultados aportados por el programa al operar en las condiciones de calefacción.

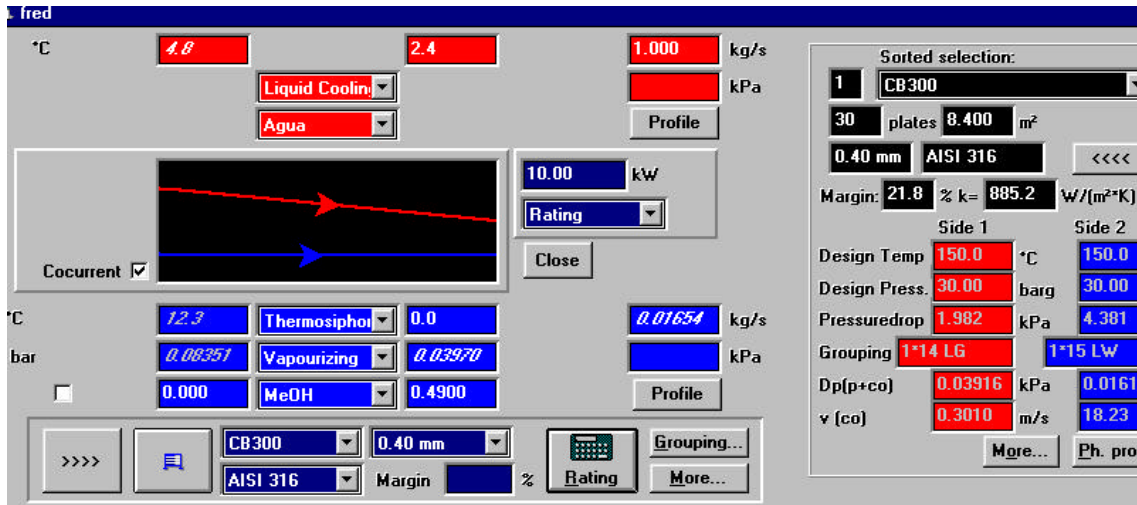


Fig.3. 11 Cálculo del evaporador operando en modo calefacción

Como se desprende de los resultados indicados en Fig. 3.11, el evaporador puede funcionar en las condiciones de diseño establecidas para el modo de operación como bomba de calor, cuando el metanol se halla a 0°C y teniendo la misma columna hidrostática a la entrada que en modo refrigeración. Así pues, se puede afirmar que la opción de un CB300 con 30 placas tipo L es viable.

#### 3.4.4 - GENERADOR DE ALTA (G1)

En el interior del intercambiador de calor, que operará como generador de alta, se produce por un lado la condensación del vapor de agua procedente de la caldera, la cual actúa como fuente de calor para la activación del ciclo. Dicho calor se utiliza para llevar a cabo una separación parcial del refrigerante de la solución rica.

A nivel de cálculo, se considera que el vapor de agua saturado a la entrada es condensado totalmente a la salida, y por otra parte, hay una vaporización parcial del refrigerante contenido en la solución, obteniendo a la salida del generador una mezcla bifásica, que requiere un separador de gotas para separar la fase líquida y la fase vapor. En la Fig. 3.12 se muestra el tipo de configuración utilizada en el cálculo.

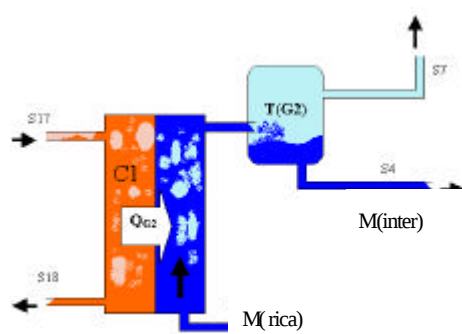


Fig.3. 12 Detalle de la configuración del generador de alta con el separador de gotas

Las restricciones en pérdidas de carga en el generador de alta se hallan durante la operación en modo de bomba de calor en el lado de la solución, como consecuencia de la disminución de la presión de operación respecto a la operación en modo refrigeración. Por este motivo, en la etapa de diseño se consideran las condiciones durante la operación en modo de bomba de calor. En la Fig. 3.13 se muestran los resultados obtenidos al imponer dichas condiciones de operación.

The screenshot shows the 'genbaixvap' software interface. Key parameters include:

- Inputs (Top Left):**
  - Temperature: 142.0 °C
  - Pressure: 3.819 bar
  - Condensing: Condensing
  - Water/Steam: Water/Steam
  - Mass flow: 0.007000 kg/s
- Outputs (Top Right):**
  - Power: 14.95 kW
  - Rating: Rating
- Sorted selection Table (Right):**

| Side 1                    | Side 2                   |
|---------------------------|--------------------------|
| Design Temp: 150.0 °C     | Design Temp: 150.0 °C    |
| Design Press: 30.00 barg  | Design Press: 30.00 barg |
| Pressuredrop: 0.01290 kPa | Pressuredrop: 5.819 kPa  |
| Grouping: 1*25 H          | Grouping: 1*24 H         |
| Dp(p+co): -0.00086 kPa    | Dp(p+co): 0.7160 kPa     |
| v (co): 1.559 m/s         | v (co): 6.050 m/s        |
- Inputs (Bottom Left):**
  - Temperature: 140.0 °C
  - Pressure: 0.6000 bar
  - Flashing: Flashing
  - Vapourizing: Vapourizing
  - GS-MET-TET: GS-MET-TET
  - Mass flow: 0.4261 kg/s
- Outputs (Bottom Right):**
  - Power: 0.4261 kW
  - Rating: Rating

Fig.3. 13 Cálculo del generador de alta al operar en modo calefacción

Los resultados indicados en Fig. 3.13 ponen de manifiesto, que desde el punto de vista de transferencia de calor, el intercambiador seleccionado está sobredimensionado. No obstante, desde el punto de vista de pérdidas de carga, el valor calculado es considerablemente elevado ya que se aproxima a un 10% de la presión total en el sistema. Además, el principal inconveniente hallado durante la fase de diseño de este componente, era el manejo de las trazas de vapor que según las condiciones de operación ya se producían en los intercambiadores solución-solución. Esta cantidad de vapor generaba problemas de distribución entre las placas de dicho intercambiador de calor, lo que obligaba al uso de placas tipo H, con el fin de aumentar la pérdida de carga en las placas respecto al tramo de distribución, y conseguir una mayor uniformidad en la operación de cada una de las placas. Así pues, si se considera ampliar el número de placas o bien el uso de placas de tipo L para reducir dicha pérdida de carga, el programa de cálculo advierte de posibles problemas de mala distribución, según el título de vapor a la entrada. Por consiguiente, y después de revisar los resultados obtenidos con diferentes propuestas, se ha considerado que el CB76 compuesto por 50 placas H es el más idóneo para dicha aplicación.

### 3.4.5 - GENERADOR DE BAJA (G2)

Desde un punto de vista de diseño, el procedimiento seguido para el generador de alta es totalmente aplicable al generador de baja, y por tanto la configuración de trabajo será idéntica a la indicada en Fig.3.12, cambiando la solución rica por la solución intermedia, la solución intermedia por la solución pobre y el vapor de agua por el vapor de metanol. Por este motivo, se considera innecesario repetir dicha figura de nuevo.

Desde un punto de vista de operación, el generador de baja solamente se utiliza durante la operación en modo refrigeración. Tales condiciones de operación son muy parecidas a las indicadas para el generador de alta al operar en modo de bomba de calor, a excepción que el caudal de solución que es inferior y que el vapor de agua es reemplazado por el metanol. En la Fig. 3.14 se presenta los resultados obtenidos con el programa de cálculo en las condiciones de operación en modo refrigeración.

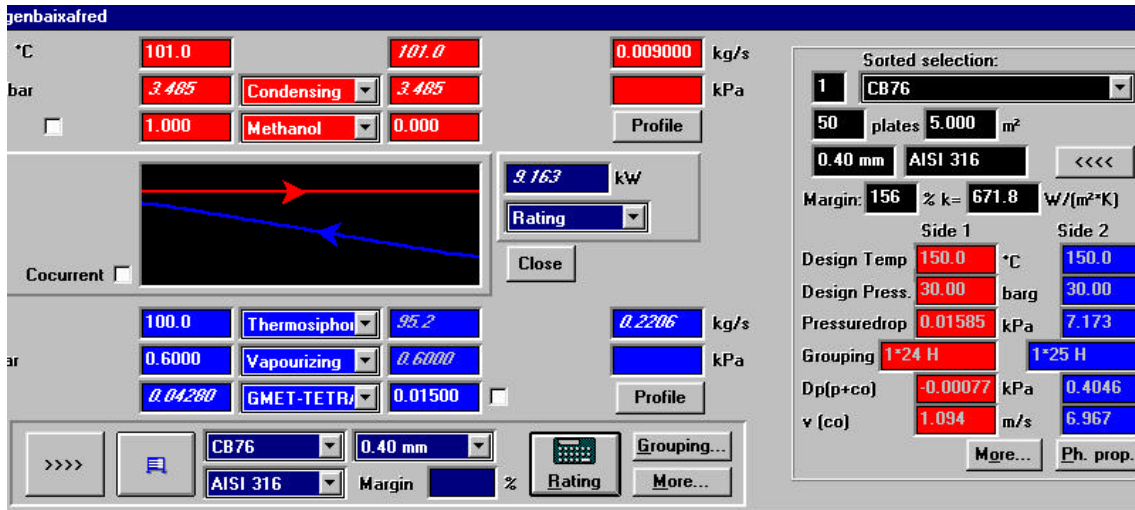
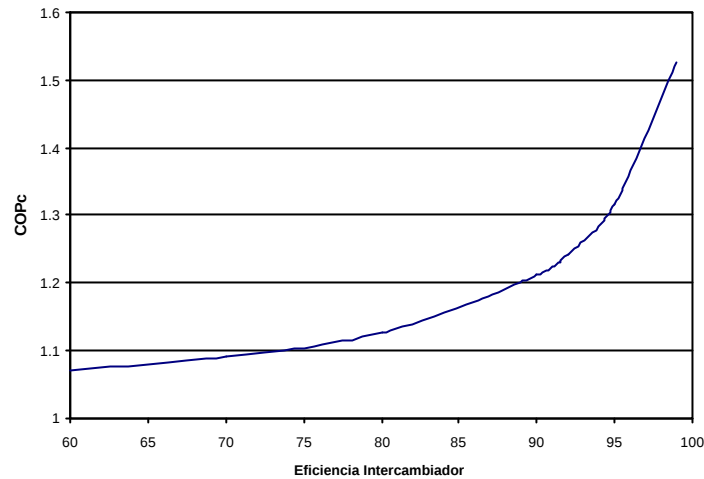


Fig.3. 14 Cálculo del generador de baja

Al igual que en el caso del generador, el salto térmico entre las corrientes es muy pequeño, lo que repercutirá positivamente en el rendimiento térmico final del ciclo. Una posible reducción en el tamaño del intercambiador, del tipo CB52, incrementa excesivamente las pérdidas de carga en la corriente de solución, y si se utilizan placas del tipo L, entonces el programa predice problemas de distribución, si aparecen trazas de vapor a la entrada de este intercambiador. Al considerar un intercambiador CB76, con placas H, se obtienen unos valores excesivos de pérdida de carga con un número inferior a 50. De esta forma, los resultados indicados en la Fig. 3.14 ponen de manifiesto que la pérdida de carga es aceptable, 7.2 kPa, y como el salto térmico previsto es muy reducido, no tiene sentido aumentar el número de placas, adoptándose la misma solución que el generador de alta, un CB76 con 50 placas H.

### 3.4.6 - INTERCAMBIADORES SOLUCIÓN-SOLUCIÓN (IC1 y IC2)

La eficiencia térmica de los intercambiadores solución-solución tiene un gran impacto en el rendimiento final de ciclos de absorción que utilizan fluidos orgánicos, a causa de la elevada relación entre el caudal de solución y el refrigerante. A diferencia de las unidades de Agua-BrLi, en donde la eficiencia de dichos intercambiadores de calor se sitúa entre el 70% y el 80%, en los ciclos de absorción que operan con fluidos orgánicos, dicha eficiencia debe superar como mínimo el 90% para conseguir unas prestaciones energéticas del ciclo atractivas. En la Fig 3.15, se muestra de forma gráfica la evolución del COP del ciclo a partir de la simulación termodinámica del ciclo operando en modo refrigeración, al variar la eficiencia de dicho componente entre el 60% y el 99%.



**Fig.3. 15** Variación del COP del ciclo obtenida a partir de la simulación termodinámica al variar la eficiencia de los intercambiadores solución-solución, cuando el generador opera a 150°C, el absorbedor a 40°C y el evaporador a 5°C.

Como se puede observar de la Fig. 3.15, las prestaciones globales del ciclo, quedan ampliamente mermadas si los intercambiadores solución-solución operan con eficiencias térmicas inferiores al 90%.

Este requerimiento en la eficiencia de dichos intercambiadores sólo puede conseguirse con intercambiadores de calor que se caractericen por disponer de unas longitudes térmicas muy grandes, que únicamente son factibles con el uso de intercambiadores con multipasos. Por otra parte, la pérdida de carga del fluido a su paso por estos intercambiadores no puede ser muy elevada, debido a su directa repercusión en el trabajo de bombeo y por tanto en la demanda eléctrica.

Después de analizar diferentes tipos de intercambiadores de placas, con diferentes tipos de placa y número de pasos, se consideró que la solución más óptima era un intercambiador del tipo CB76 con cuatro pasos, y construido con placas del tipo E. A pesar que este tipo de placa tiene una corrugación similar a una placa H, y por tanto induce a pensar con coeficientes de transferencia de calor elevados y una pérdida de carga considerable, el resultado final es un comportamiento térmico excelente con una pérdida de carga muy reducida. Este buen comportamiento térmico se consigue mediante una reducción hasta 1.8 mm de la distancia entre placas, a diferencia del valor estándar de 2.5 mm. Esta pequeña distancia entre placas permite garantizar un buen grado de turbulencia del flujo para un amplio rango de caudales, y por lo tanto es posible ampliar la superficie de intercambio térmico sin reducir sensiblemente los coeficientes de transferencia de calor, y al mismo tiempo, disminuir la pérdida de carga a causa de la reducción de caudal a través de cada placa. Esta propiedad tiene una especial relevancia en el caso de los intercambiadores de solución-solución debido a que los cambios tanto en temperaturas, como flujos másicos, como potencias intercambiadas son muy acusados al variar las condiciones de operación externas.

La solución adoptada es un intercambiador de calor con 4 pasos, y 145 placas tipo E. En la Fig. 3.16 se muestra las prestaciones dicho intercambiador al imponer las condiciones de operación más severas, las cuales corresponden a la operación en modo de bomba de calor.

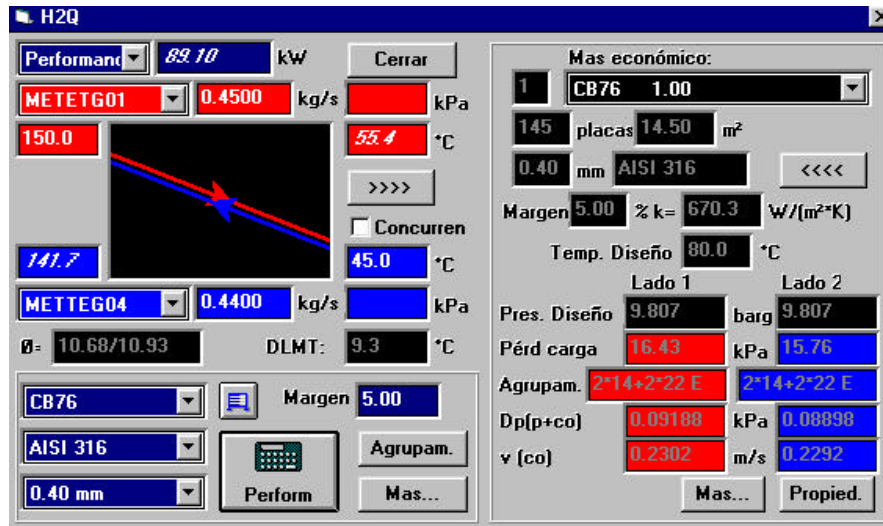


Fig.3. 16 Cálculo de los intercambiadores de solución-solución

Como se puede observar de la Fig. 3.16, las prestaciones previstas de operación son bastante prometedoras. No obstante, la configuración seleccionada presenta un grave inconveniente. Si los cuatro pasos son realizados en solo intercambiador, se puede llegar a producir una acumulación de vapor o de incondensables en el tramo de unión entre el segundo y el tercer paso, provocando un problema de maldistribución de la solución entre los canales. Como consecuencia, las prestaciones térmicas del intercambiador se afectarían negativamente y serían difícilmente reparables. Por este motivo, se ha adoptado la solución de unir dos intercambiadores con dos pasos cada uno, con una válvula de purga en el punto de unión, con el fin de poder purgar los incondensables siempre que se considere oportuno. Así pues, la solución final adoptada para ambos intercambiadores de solución del prototipo es la misma, siendo para cada uno de ellos un CB76 con 2 pasos y 55 placas más otro CB76 con 2 pasos y 90 placas E.

### 3.5 - SELECCIÓN DEL COMPRESOR

El compresor seleccionado es del tipo ROOTS, los cuales están constituidos básicamente por dos lóbulos simétricos de sección en forma de ocho, que giran en sentido contrario y sin contacto entre ellos ni con el cuerpo. En la Fig. 3.17 se muestra un esquema de este tipo de compresor.

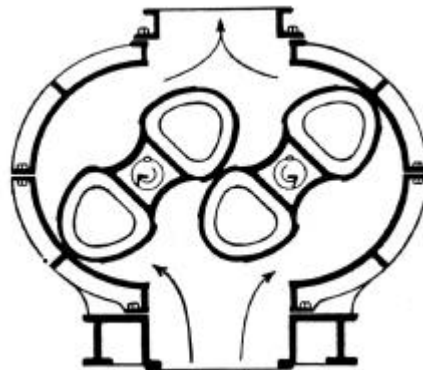


Fig.3. 17 Esquema de funcionamiento de los compresores ROOTS

Al no requerir ningún tipo de válvulas, estos compresores son ideales para operar a baja presión, ya que no generan pérdida de carga alguna ni en la aspiración ni en la impulsión. Además, pueden manejar fácilmente los elevados caudales volumétricos que se suelen generar al operar a niveles de presión muy bajos.

Otra característica importante de estos compresores es que no precisan de ningún tipo de lubricación en el interior de la cámara de compresión, debido a que las partes móviles no entran en contacto entre si. Esta peculiaridad tiene una especial relevancia en los equipos de absorción/compresión, ya que la entrada de pequeñas trazas de aceite lubricante en el absorbedor dificulta enormemente la transferencia de materia, y puede llegar a provocar el colapso de todo el equipo. No obstante, dicha ausencia de contacto es al mismo tiempo la principal desventaja de estos compresores, ya que se reduce considerablemente la diferencia máxima de presiones entre la impulsión y la aspiración. Al aumentar la diferencia de presiones, se incrementa el flujo a través de las holguras entre las partes móviles, provocando una reducción considerable del rendimiento volumétrico. En la Tabla 3.3, se indican las principales características técnicas del compresor seleccionado, en donde se constata que la limitación en la diferencia de presión entre la impulsión y la aspiración es justamente la que precisa el prototipo. A nivel de caudal volumétrico no se precisan caudales superiores a 850 m<sup>3</sup>/h

|                         |                             |
|-------------------------|-----------------------------|
| Fabricante              | PEDRO GIL S.A.              |
| Modelo                  | RVB 22.30.2                 |
| Alimentación motor      | 380 VAC/50 Hz               |
| Potencia motor          | 4 kW                        |
| Peso total              | 270 kg                      |
| Dimensiones             | 1238x434x350 mm             |
| Velocidad máxima        | 2900 rpm                    |
| Caudal máximo           | 1100 m <sup>3</sup> /h      |
| Caudal por revolución   | 0.00796 m <sup>3</sup> /rev |
| $\Delta P$ máximo       | 100 mbar                    |
| Rendimiento volumétrico | 0.8                         |

**Tabla 3. 3** Principales características técnicas del compresor volumétrico.

### 3.6 - SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES AUXILIARES

Los equipos de absorción están formados básicamente por intercambiadores de calor, no obstante, para un correcto funcionamiento se precisa de un conjunto extra de componentes. A continuación se detallan las principales características de dichos componentes.

#### 3.6.1 - BOMBAS DE RECIRCULACIÓN

El prototipo requiere de dos bombas de recirculación de solución, una para trasvasar la solución rica hasta el generador de alta, mientras que la segunda se requiere para incrementar la presión de la solución pobre a la entrada del absorbedor con el fin de obtener una buena pulverización sobre las placas de dicho intercambiador de calor. Como en ambas bombas fluirá un caudal similar y la diferencia de presiones que deben

vencer es del mismo orden de magnitud, dichas bombas requieren las mismas características técnicas. Las principales características de las bombas centrífugas autoaspirantes seleccionadas se detallan en la Tabla 3.4.

|                                      |                               |
|--------------------------------------|-------------------------------|
| Fabricante                           | STERLING FLUIDS               |
| Modelo                               | AKHE 1203 AN AFK.0.14         |
| Alimentación motor                   | 220 VAC/50 Hz                 |
| Potencia motor                       | 1.5 Kw                        |
| Velocidad máxima                     | 1450 rpm                      |
| Caudal máximo                        | 1.4 m <sup>3</sup> /h a 4 bar |
| NSPH <sub>requerido</sub> a 1450 rpm | 88 mbar                       |

**Tabla 3. 4** Principales características técnicas de las bombas de recirculación.

Con el fin de evitar el retroceso de la solución al parar el motor de las bombas, se ha instalado a la impulsión de cada una de ellas una válvula antiretorno de acero inoxidable y con asiento metal-metal, motivado por la agresividad mostrada por el absorbente a la mayor parte de elastómeros.

### 3.6.2 - BOMBA DE PURGA

El caudal de purga previsto en el evaporador es inferior a 3 l/h y se requiere superar una diferencia de presión entre el absorbedor y el evaporador de unos 10 kPa. Con el fin de poder regular con ciertas garantías dicho caudal, se consideró la instalación de una pequeña bomba de engranajes, cuya capacidad de bombeo viene regulada por un convertidor de frecuencia. Las principales características de la bomba se indican en la tabla.3.5

|                                      |               |
|--------------------------------------|---------------|
| Fabricante                           | TUTHILL       |
| Modelo                               | D9900MCQ      |
| Alimentación motor                   | 220 VAC/50 Hz |
| Potencia motor                       | 0.12 kW       |
| Velocidad máxima                     | 2900 rpm      |
| Caudal por revolución                | 1.6 ml/rev    |
| NSPH <sub>requerido</sub> a 1450 rpm | 6.8 mbar      |

**Tabla 3. 5** Principales características técnicas de la bomba de purga.

### 3.6.3 - PURGADOR DE CONDENSABLES

La evacuación del metanol líquido procedente del condensador de alta presión se realiza mediante un purgador de condensados. En la Tabla 3.6 se indican las principales características del purgador seleccionado

|                          |                                     |
|--------------------------|-------------------------------------|
| Fabricante               | SPIRAX SARCO                        |
| Modelo                   | CA14S                               |
| Material del obturador   | Inoxidable                          |
| Caudal evacuado          | 100 kg/h con 60 kPa de $\Delta P$ . |
| Presión máxima operación | 16 bar                              |

**Tabla 3.6** Principales características técnicas del purgador.

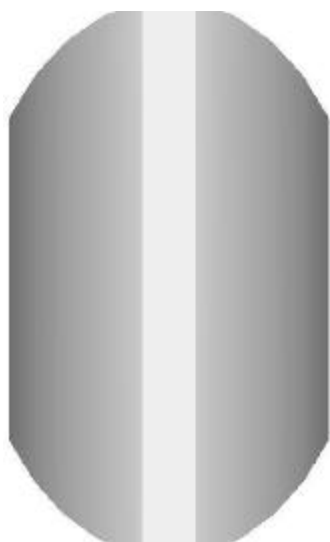
### 3.6.4 - BOQUILLAS DE ASPERSIÓN

Una óptima distribución de la solución pobre sobre las placas del absorbedor puede facilitar en gran medida unas buenas prestaciones de dicho componente. Por este motivo, se han adoptado un conjunto de pulverizadores de cono lleno, con diferentes ángulos de abertura y con perfiles de pulverización tanto cónicos como piramidales.

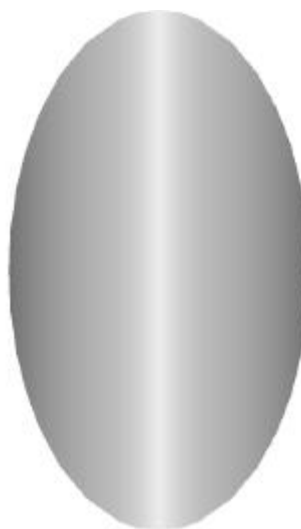
Como el diámetro de la conexión del absorbedor es considerable (DN100), es factible insertar directamente los pulverizadores en el interior del absorbedor, de tal forma, que la solución pobre se pueda proyectar verticalmente directamente sobre las placas, tal y como ya se indicó en Fig. 3.5.

La selección de la boquilla ha sido realizada a partir de la intersección del perímetro formado por la solución pulverizada sobre el cuello de distribución. Si los ángulos de abertura del pulverizador son pequeños, la solución no alcanza todas las placas del intercambiador, y además la solución se suele concentrar en unos pocos canales. Por este motivo, se requieren boquillas con ángulo de abertura grande con el fin de alcanzar el mayor número de canales posibles en el distribuidor. Los resultados óptimos se obtienen al utilizar boquillas con un ángulo de aspersión de 120°C.

Con referencia al perfil del pulverizado, la forma piramidal puede proporcionar mejor distribución en el cuello del intercambiador que las del tipo cónico, tal y como se puede ver en la comparativa realizada en Fig. 3.18 y Fig 3.19 a partir de la intersección del perfil generado por la boquilla con la forma cilíndrica del distribuidor. El perímetro mojado resultante de la aspersión sobre el cuello, la boquilla piramidal aporta una silueta más rectangular, haciendo prever una distribución más uniforme de la solución sobre las placas que en el caso de la elipse obtenida de una proyección cónica de la solución.



**Fig.3. 18** Intersección de cuello-solución a partir de una boquilla con perfil piramidal



**Fig.3. 19** Intersección de cuello-solución a partir de una boquilla con perfil cónico

Debido a que el flujo previsto es el doble en modo calefacción respecto a la operación en modo frío, se considera oportuno instalar dos boquillas: una estará siempre operativa mientras que la segunda sólo durante al operación en modo calefacción. Las principales características de los pulverizadores seleccionados se indican en la Tabla 3.7

|                         |                      |
|-------------------------|----------------------|
| Fabricante              | SPRAYING SYSTEMS CO. |
| Modelo                  | 3/8-HH-20WQ          |
| Perfil                  | Piramidal            |
| Ángulo de pulverización | 120°                 |
| Caudal                  | 710 l/h (3 bar ΔP)   |

**Tabla 3. 7** Principales características de las boquillas seleccionadas

### 3.6.5 - SEPARADORES DE GOTAS

Los separadores de gotas tienen como objetivo separar el vapor contenido en la mezcla bifásica a la salida tanto de los generadores como del evaporador. Su principio de funcionamiento se basa en la separación por efecto de la gravedad sobre las gotas de líquido de la fase vapor, provocando la acumulación de líquido en la parte inferior del separador mientras que el vapor se localiza en la parte superior de éste.

La eficacia de un separador de gotas viene limitada por la capacidad de arrastre de la fase vapor de pequeñas gotas en suspensión. Por este motivo, durante el proceso de diseño se limita la velocidad del vapor en el interior del separador con el fin de minimizar su capacidad de arrastre. En la mayor parte de los casos prácticos, el tamaño de gotas se suele limitar a un diámetro de gotas ( $D_p$ ) entre 100 y 200  $\mu\text{m}$ . En este caso se ha adoptado un tamaño de gota intermedio de 150  $\mu\text{m}$ .

En los separadores verticales, la velocidad del vapor se evalúa a partir del equilibrio de fuerzas entre las de fricción y las de gravedad:

Fuerza gravitatoria,  $F_g$

$$F_g = (r_l - r_g)g * (D_p^3 \rho / 6) \quad (3.1)$$

Fuerza de fricción,  $F_f$

$$F_f = C_d (D_p^2 \rho / 4) r_g V_t^2 / 2 \quad (3.2)$$

En el equilibrio, ambas fuerzas serían iguales, con lo cual se puede calcular la velocidad teórica máxima del vapor  $V_t$  bajo esta condición.

$$V_t^2 = 4 * g * D_p * (r_l - r_g) / (3 * C_d * r_g) \quad (3.3)$$

No obstante, el coeficiente de arrastre,  $C_d$  de las ecuaciones (3.2 y 3.3) depende a su vez del número de Reynolds del vapor, lo que implica el uso de un proceso iterativo para su resolución. A continuación, se indican las correlaciones para el cálculo de este coeficiente según el intervalo del número de Reynolds:

$$\text{Re} < 2 \quad C_d = 24 / \text{Re} \quad (3.4)$$

$$\text{Re} > 2 \quad C_d = 18 / \text{Re}^{0.6} \quad (3.5)$$

$$\text{Re} = D_p * V_t * r_g / h_g \quad (3.6)$$

Como medida de seguridad, para el dimensionamiento del diámetro del separador se suele utilizar una velocidad,  $V$ , entre un 10% y un 25% inferior a la evaluada a través de la ecuación (3.3).

$$V = \text{entre } 0.75 \text{ y } 0.9 \text{ de } V_t \quad (3.7)$$

Así pues, el diámetro  $D$  del separador de gotas se obtiene a partir del caudal volumétrico del vapor,  $Q$ , y de la velocidad máxima,  $V$ , que puede alcanzar el vapor.

$$D = (4 * Q / (p * V))^{0.5} \quad (3.8)$$

Finalmente, hay que señalar que no hay ninguna ecuación para el cálculo de la longitud del separador, pero en la práctica ésta suele ser entre 1.5 y 3 veces el diámetro del separador.

Las dimensiones obtenidas tras la aplicación de dichas fórmulas en el cálculo de los separadores del generador de alta y del generador de baja han sido razonables. No obstante, en el separador de gotas del evaporador, a causa de la baja presión de operación, el diámetro resultante era poco práctico y por otra parte, implicaba situar el compresor en la parte superior del prototipo. Por este motivo, en el evaporador se ha adaptado la solución de un separador de gotas horizontal.

En los separadores horizontales aparece un grado de libertad adicional debido a que aparición de un gran número de posibilidades entre diámetros y longitudes, ya que la velocidad del vapor tiene dos componentes: una vertical y otra horizontal. La componente vertical,  $V_t$ , se calcula de la misma forma que indica la ecuación (3.3), mientras que la velocidad horizontal,  $V_h$ , suele ser un múltiplo entre 1 a 5 veces la componente vertical en función de los requerimientos entre el diámetro y la longitud del separador.

Considerando un valor para  $V_h$ , el diámetro del separador horizontal  $D_h$  se puede hallar para un determinado caudal volumétrico  $Q$ , mediante la expresión siguiente

$$D_h = (4 * Q / (p * V_h))^{0.5} \quad (3.9)$$

Por otra parte la longitud del separador horizontal  $L_h$ , se puede evaluar a partir de la ecuación (3.10)

$$L_h = 1.15 * D * V_h / V_t \quad (3.10)$$

Los resultados obtenidos para cada uno de los separadores tras aplicar el conjunto de estas ecuaciones se muestran en la Tabla 3.8

|                   | <i>Generador de alta</i> | <i>Generador de baja</i> | <i>Evaporador</i> |
|-------------------|--------------------------|--------------------------|-------------------|
| Tipo de separador | Vertical                 | Vertical                 | Horizontal        |
| Diámetro          | 150 mm                   | 200 mm                   | 400 mm            |
| Longitud          | 300 mm                   | 400 mm                   | 800 mm            |

**Tabla 3. 8** Dimensiones de los separadores de gotas instalados en el prototipo

Es importante destacar en este punto, que en el separador de gotas horizontal está previsto que el líquido se acumule en un pequeño depósito que se encuentra en la parte inferior de este, en donde se situará la boya que regula el nivel de líquido en el evaporador. De esta forma, se evitan los problemas habituales de los separadores de gotas horizontales como es el oleaje y de salpicaduras que favorecen el retorno de líquido de nuevo a la fase vapor.

Una vez determinadas las dimensiones exteriores, es necesario calcular el grosor de pared de cada uno de los separadores con el fin de que puedan soportar los esfuerzos mecánicos a los que estarán sometidos. El procedimiento seguido para dicho dimensionamiento se basa en la norma ASME, sección VIII. DIV1, para el cálculo de recipientes sometidos a presión.

Desde el punto de resistencia de mecánica, cada uno de los separados deben poder resistir el esfuerzo de compresión generados al someter el equipo a vacío absoluto, mientras que el generador de alta además debe resistir el esfuerzo de tracción provocado por una presión interna de cómo mínimo 4 bar, que se puede generar durante su funcionamiento.

Ante tales condiciones de operación, los cálculos realizados basados en la anterior norma muestran que los depósitos pueden soportar dichos esfuerzos utilizando acero inoxidable 304 con un grosor de pared de 2mm. Además, en los extremos de los depósitos se soldarán una cabeza elipsoidal del mismo grosor que el depósito, con el fin de poder soportar con holgura dichos esfuerzos

### 3.6.6 - VÁLVULA DE REGULACIÓN DE CAUDAL

Los cambios en la presión de operación del generador de alta así, como en el generador de baja, provocan variaciones de las condiciones de operación, y hacen necesaria la instalación de un sistema de regulación del caudal de la solución intermedia. Por otra parte, durante la operación en modo calefacción, es necesario impedir el flujo de solución hacia el generador de baja.

Por estos motivos se ha seleccionado una válvula motorizada con posicionador electrónico 4-20 mA, para facilitar la maniobra de dicho componente En la Tabla 3.9 se muestran las principales características técnicas de la válvula seleccionada.

|                        |                     |
|------------------------|---------------------|
| Fabricante             | SCHUBERT & SALZAER  |
| Modelo                 | GS 8030             |
| Valor del Kvs          | 4 m <sup>3</sup> /h |
| Característica de paso | Lineal              |
| Temperatura máxima     | 300 °C              |
| Presión máxima         | 40 bar              |
| Material deslizante    | Grafito             |
| Alimentación motor     | 220 VAC / 50 Hz     |

**Tabla 3. 9** Principales características técnicas de la válvula motorizada

### 3.7 - DISPOSICIÓN ESPACIAL DE LOS COMPONENTES DEL PROTOTIPO

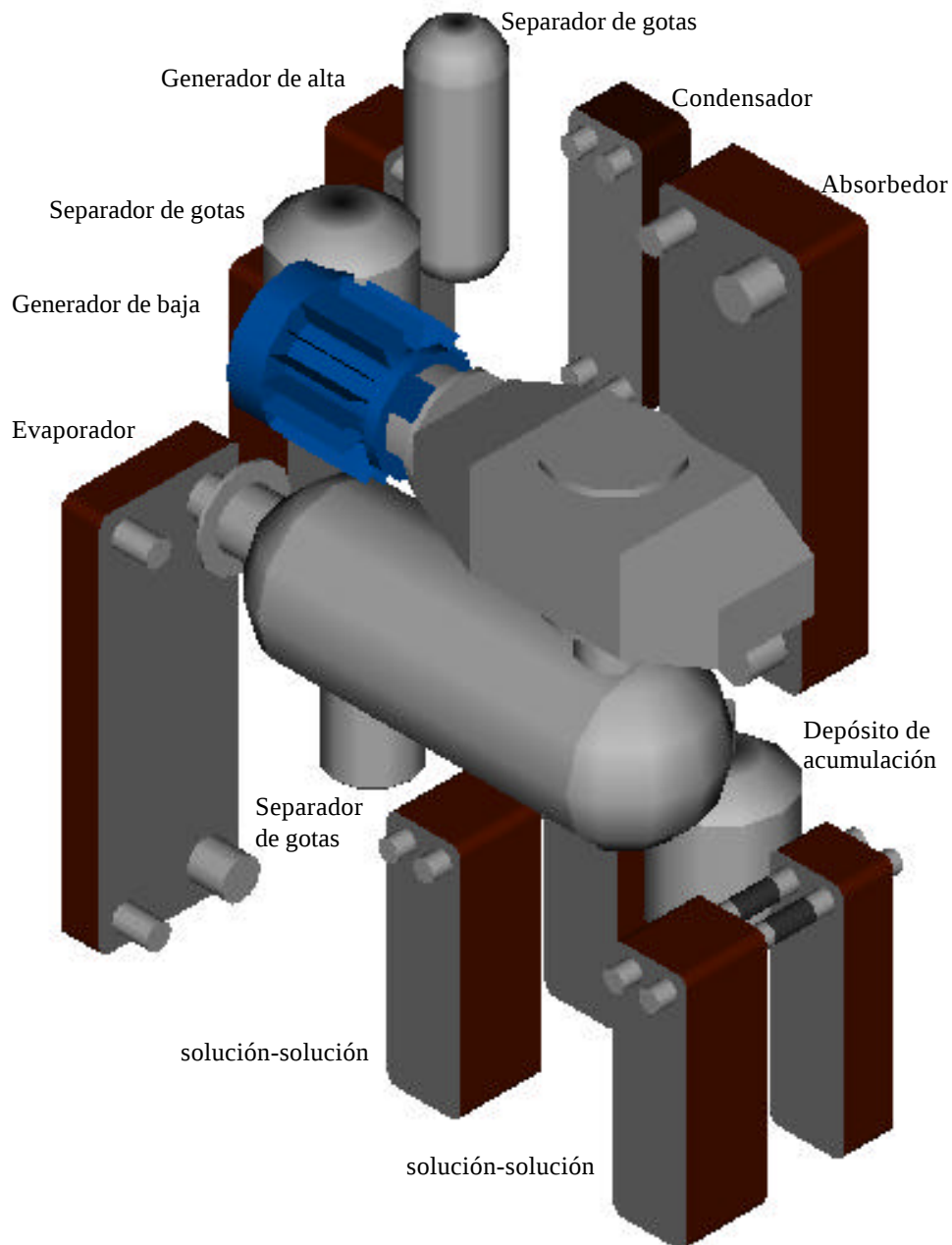
Una vez seleccionados los diferentes componentes del prototipo, el siguiente paso es la distribución de dichos elementos en el espacio teniendo en cuenta su funcionalidad, las interrelaciones entre ellos, así como otros aspectos más genéricos como su peso y volumen. A continuación se indican las principales consideraciones realizadas para la ubicación de cada uno de los componentes en el conjunto global del prototipo.

- **Absorbedor:** Se localiza en la parte alta del equipo, debido al requerimiento de una columna hidrostática de líquido, para evitar los problemas de cavitación en la bomba de solución rica. Además, el puerto de conexión de mayor diámetro del absorbedor debe situarse en el mismo plano vertical que la brida de impulsión del compresor, con el fin de disminuir las pérdidas de carga en la fase vapor en dicho tramo de conexión.
- **Compresor:** Es el componente más voluminoso y el más pesado. Desde el punto de vista de estabilidad del prototipo, se requiere que el compresor se localice en la parte más baja posible. Además, al ser el elemento de mayor envergadura, la distribución del resto de componentes se realiza en base a dicho componente.
- **Condensador.** Es conveniente situar también el condensador en la parte superior del equipo con el fin de facilitar el drenaje de condensado hacia el depósito de acumulación de refrigerante y, por otro lado, reducir los arrastres de gotas de solución por parte de la fase vapor al tener que ascender una mayor altura. Por otra parte, es interesante situar el condensador cerca del absorbedor, ya que ambos comparten el mismo circuito de refrigeración.
- **Generador de alta:** La salida de este componente va unido a un separador de gotas vertical, y por este motivo su ubicación se determina a partir de la altura máxima en que se puede situar dicho separador de gotas.
- **Generador de baja:** Este componente debe situarse en un nivel inferior al generador de alta, para facilitar el paso de solución cada vez que se inicia la puesta en marcha del equipo en doble efecto, ya que ambos generadores pueden estar en un nivel de presiones similares. No obstante, es necesario tener en cuenta que a la salida del generador se halla la bomba de solución pobre y, por tanto, es necesario una columna hidrostática mínima para evitar la cavitación de dicha bomba. Esto implica que es necesario situar el generador de alta lo más alto posible, con el fin de maximizar la diferencia de alturas entre ambos generadores.
- **Evaporador:** Su ubicación debe ser por debajo del compresor, y se requiere que su puerto de conexión de mayor diámetro se encuentre en el mismo plano vertical que el de la brida de aspiración del compresor, ya que es la conexión que opera a la presión más baja y en consecuencia la más sensible a las pérdidas de carga.
- **Intercambiadores de calor solución-solución.** Como son intercambiadores que albergan una cantidad muy significativa de solución en su interior por el elevado número de placas que los constituyen, es recomendable su ubicación sea en la parte inferior del prototipo. Además, como en según que condiciones se puede generar una pequeña fracción de vapor a la salida de estos intercambiadores, es conveniente facilitar

la evacuación de dicha fase vapor hacia los generadores mediante conexiones siempre ascendentes.

Finalmente, con el fin de minimizar las pérdidas de carga en la fase vapor y poder maximizar las prestaciones del prototipo, se ha considerado necesario ubicar el condensador, el generador de alta y del generador de baja lo más cerca posible el uno del otro.

En la Fig 3.20, se muestra una perspectiva de la distribución espacial adoptada para los diferentes intercambiadores de calor que forman el prototipo, así como los separadores de gotas y el compresor. El resto de componentes secundarios del prototipo se han omitido por razones de claridad del dibujo.



**Fig.3. 20** Distribución espacial de los principales componentes que forman el prototipo.

# **CAPÍTULO 4**

## **SISTEMA DE CONTROL DEL PROTOTIPO**

### **4.1 – INTRODUCCIÓN**

### **4.2 – LAZOS DE CONTROL ESTABLECIDOS**

4.2.1 – ESTRATEGIA DE CONTROL EN MODO CALEFACCIÓN

4.2.2 – ESTRATEGIA DE CONTROL EN MODO REFRIGERACIÓN

### **4.3 – INSTRUMENTACIÓN**

### **4.4 – ESQUEMA DEL CUADRO ELÉCTRICO DEL PROTOTIPO**

### **4.5 – COMPORTAMIENTO DINÁMICO DEL EQUIPO**

4.5.1 – COMPORTAMIENTO DEL CONTROL DE LOS NIVELES.

4.5.2 – COMPORTAMIENTO DEL PROTOTIPO ANTE PERTURBACIONES EXTERIORES



## 4.1 – Introducción

Los objetivos básicos de cualquier sistema de control para equipos de refrigeración son los de mantener constantes las condiciones operativas como temperaturas y/o presiones, consumiendo el mínimo de energía y garantizar un funcionamiento seguro en todo momento. Para cumplir dichos requerimientos, el sistema de control debe ser capaz de adaptar la capacidad frigorífica a la carga térmica necesaria en cada instante.

En general, los equipos de absorción suelen presentar una excelente respuesta a carga parcial, siendo posible la modulación de la carga entre el 20% y el 100%, manteniendo casi inalterable su COP. No obstante, su principal inconveniente, es la gran inercia térmica, lo que los convierte en equipos poco atractivos desde el punto de vista de confort.

El prototipo desarrollado en este trabajo presenta un doble interés. Por una parte, el uso de intercambiadores de placas permite obtener un equipo compacto. Por otra, debido a que dichos intercambiadores son ligeros y sólo pueden albergar una pequeña cantidad de líquido en su interior, el resultado es un equipo con una inercia térmica relativamente baja.

A diferencia de los equipos de absorción comercializados actualmente que requieren unos sistemas de control bastante sofisticados para evitar los problemas de cristalización de la solución de Agua-BrLi, o bien de rectificación en las unidades de Amoniaco-Agua, el prototipo desarrollado no presenta dichos inconveniente, por lo que se podrán adaptar estrategias de control simples.

## 4.2 – Lazos de control establecidos

La estrategia de control adoptada debe poder garantizar en cualquier instante un comportamiento eficaz de la máquina, desde el momento del arranque hasta la parada, además de conseguir un comportamiento seguro en todo momento.

Desde el punto de vista de seguridad, los principales puntos de riesgo se localizan en la caldera y no en el prototipo, ya que si éste no esta operativo, la presión en su interior es inferior a la atmosférica, y sólo una pequeña parte de él se halla a una presión ligeramente superior a la atmosférica durante el funcionamiento. Por otra parte, la presión de operación del generador de alta está directamente relacionada con la temperatura del vapor procedente de la caldera, así como de la concentración de la solución rica. De esta forma, si ya se limita la temperatura de operación de la caldera, la presión del generador únicamente dependerá de las pequeñas variaciones de concentración de la solución, y no se precisa un tipo de control adicional.

Desde el punto de vista de control, se han establecido dos estrategias ligeramente diferentes, una para operación en modo calefacción y otra para la operación en modo refrigeración. Los diagramas P&ID para ambos modos de operación se detallan en las Fig. 4.1 y Fig. 4.2.

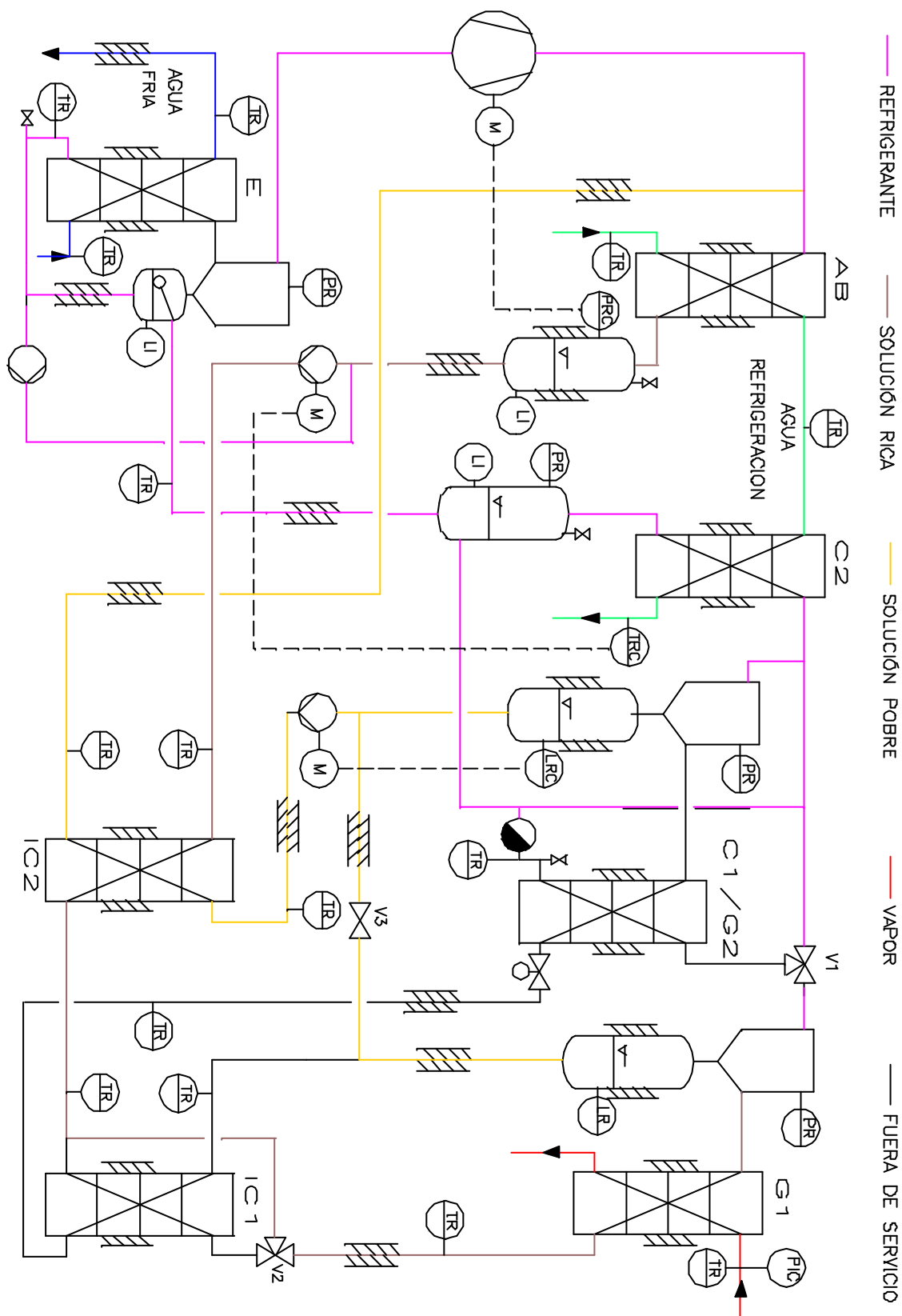


Fig.4. 1 Diagrama P&amp;ID para la operación en modo calefacción.

#### **4.2.1 – Estrategia de control en modo calefacción**

En la operación en modo calefacción, el equipo opera como un ciclo de absorción de simple efecto, y por lo tanto una parte del ciclo queda fuera de servicio, como es el caso del intercambiador de calor solución-solución IC1 y el condensador/generador C1/G2.

Para la operación en simple efecto, es preciso manipular la válvula de tres vías del separador del generador de alta (V1), con el fin de direccionar directamente el vapor de metanol al condensador (C2). Además, se requiere abrir la válvula de comunicación entre el generador de alta y el generador de baja (V3). De esta manera, el generador de alta (G1) y el generador de baja (G2) quedan comunicados por vasos comunicante, y es inviable el anegamiento del separador de gotas del generador de alta debido a la diferencia de alturas entre ambos generadores. Evidentemente, la válvula motorizada situada a la entrada del generador de baja (G2) se hallará completamente cerrada en la operación en modo calefacción. Finalmente, y para aislar completamente el intercambiador de solución-solución IC1, es necesario girar la válvula de tres vías a la entrada de este intercambiador (V2) para dirigir la solución al generador (G1).

Una vez el equipo se halla listo para operar, es preciso establecer los siguientes lazos de control:

- a) Presión del absorbedor. La presión de operación del absorbedor durante la operación en modo calefacción se deberá mantener a 10 kPa, para ello se actuará sobre la velocidad de rotación del compresor volumétrico.
- b) Nivel del generador. Para evitar que se anegue el separador de gotas del generador de baja, se controlará el nivel de éste mediante la bomba centrífuga que se halla en la parte inferior de dicho depósito. Es importante remarcar, que no es necesario realizar ningún tipo de control sobre el nivel de alta, ya que ambos generadores se hallan comunicados por vasos comunicantes, y la diferencia de alturas entre ambos generadores impide el rebosamiento de líquido en el generador de alta.
- c) Temperatura de operación de la caldera. A causa del manejo de soluciones con bajo contenido de refrigerante durante la operación en modo calefacción, es necesario mantener la temperatura de operación de la caldera constante a 150°C. Para una caldera de vapor de agua equivale a operar a una presión cercana a los 4 bar.
- d) Modulación de carga. Para regular la potencia térmica disipada en el absorbedor y en el condensador se instalará una sonda de temperatura a la salida del agua del condensador, la lectura de la cual se utilizará para regular el flujo de solución rica hacia el generador. Si la temperatura desciende respecto al valor de consigna, se incrementará el flujo de solución, mientras que en caso contrario se disminuirá dicho flujo.

Es oportuno resaltar en este punto que las presiones de operación en el interior del prototipo vienen determinadas únicamente por las temperaturas de operación del evaporador y del condensador, y no se realiza ningún control sobre ellas. Por otra parte, durante la experimentación se constató la necesidad de un purgado continuo de solución en el evaporador para evitar la progresiva acumulación de absorbente en su interior.

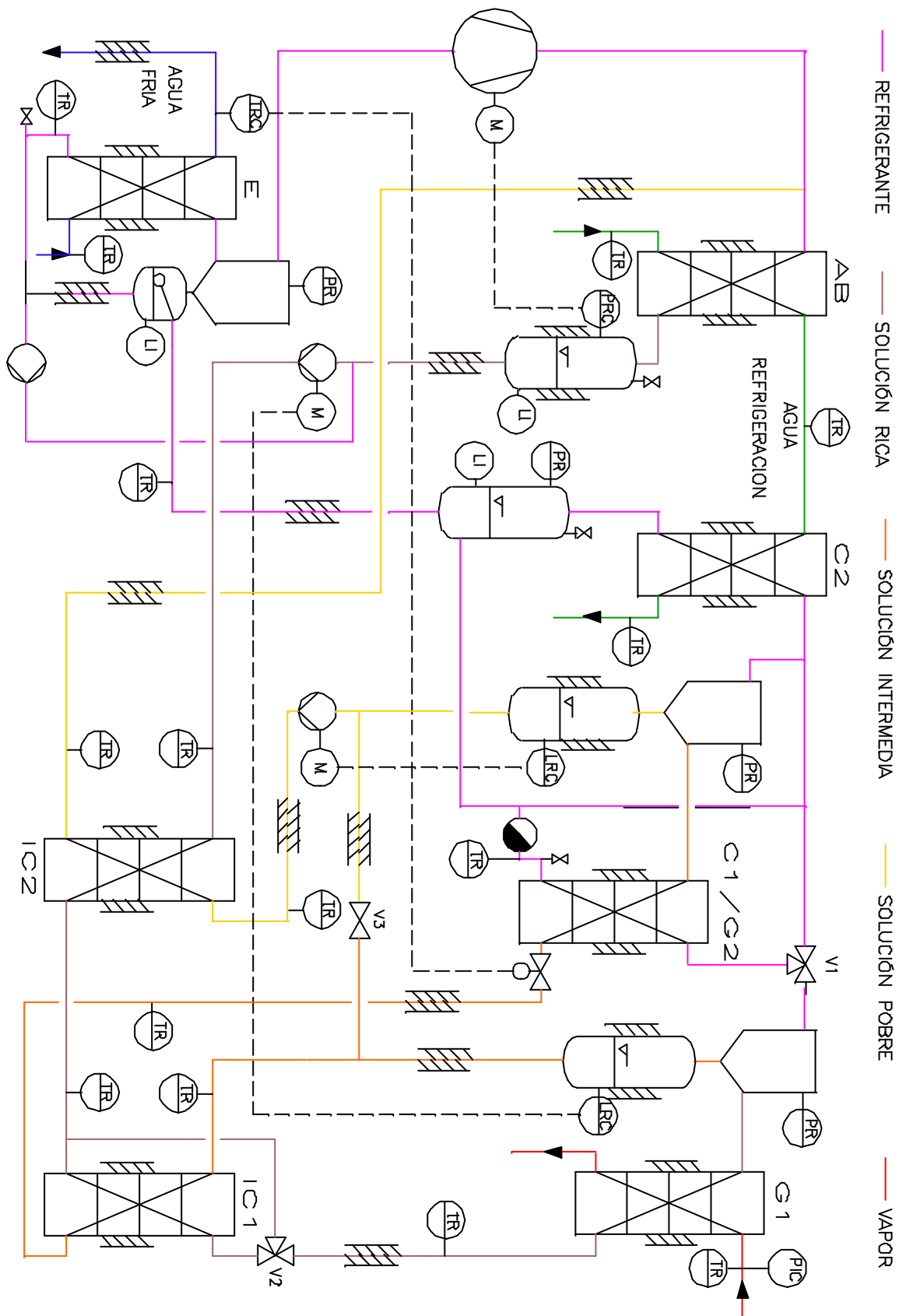


Fig.4. 2 Diagrama P&amp;ID para la operación en modo refrigeración.

#### **4.2.2 – Estrategia de control en modo refrigeración**

A diferencia de la operación en modo calefacción, en modo refrigeración todos los componentes del prototipo se encuentran en funcionamiento, debido a la operación en la configuración de doble efecto. Para establecer dicha configuración se requiere operar las válvulas de forma inversa a la realizada para el simple efecto; es decir, la válvula de tres vías (V1) del separador del generador de alta debe direccionar el vapor de metanol hacia el condensador de alta (C1). Por otra parte, es necesario cerrar la válvula de comunicación (V3) entre los dos generadores, y la válvula de tres vías (V2) que se halla a la entrada del intercambiador de solución-solución IC1, se posicionará de tal forma que sólo permita el paso del flujo a través de este intercambiador. Una vez el equipo se encuentra disponible para operar en doble efecto, se requieren los siguientes lazos de control para una operación estable:

- a) Presión del absorbedor. La presión de operación del absorbedor durante la operación en modo refrigeración se mantendrá en 15 kPa, para ello se actuará sobre la velocidad de rotación del compresor volumétrico.
- b) Nivel del generador de alta. Para evitar que se anegue el separador de gotas del generador de alta, se controlará el nivel de éste mediante la bomba de solución rica que se halla en la parte inferior del absorbedor.
- c) Nivel del generador de baja. De manera análoga, se prevendrá el anegamiento del separador de gotas del generador de baja mediante el control del nivel de éste a través de la velocidad de giro de la bomba que se halla en la parte inferior de dicho depósito y que impulsa la de solución pobre hacia los pulverizadores del absorbedor.
- d) Temperatura de operación de la caldera. Desde el punto de vista de eficiencia energética es interesante durante la operación en modo refrigeración variar la consigna de la temperatura de operación de la caldera en función de la temperatura de entrada del agua de refrigeración al absorbedor. Este hecho es debido a la aparición de un mayor contenido de absorbente en la fase vapor al operar a alta temperatura, que repercute de forma significativa en el caudal de purga del evaporador. Así, en principio, cuando la temperatura del agua a la entrada del absorbedor es de 35°C, la temperatura del vapor debería rondar los 100°C, mientras que si la temperatura del agua es de 45°C, el vapor se debe incrementar a 150°C.
- e) Modulación de carga. Para regular la potencia térmica intercambiada en el evaporador se instalará una sonda de temperatura a la salida del agua de éste, la cual actuará sobre la válvula motorizada que se halla a la entrada del generador de baja. Así, si la temperatura de salida del evaporador es inferior al valor de consigna, se efectuará un cierre parcial del paso de dicha válvula, mientras que en caso contrario se procederá a la abertura de la válvula para permitir un mayor paso de flujo. Este aumento de flujo hacia el generador de baja, provoca una disminución del nivel del generador de alta con lo cual se produce una aceleración de la bomba de solución rica, y por otra, al llegar más flujo en el generador de baja, también incrementa de velocidad la bomba de impulsión hacia los pulverizadores del absorbedor, lo que facilita la absorción de vapores y consiguiendo en definitiva una mayor capacidad de refrigeración en el evaporador.

Tal y como se ha descrito, la regulación de los niveles de líquido a la salida de los generadores se realiza mediante el ajuste de la velocidad de rotación de las bombas de solución. El objetivo de la implementación de estos lazos de control es la obtención de una respuesta rápida ante cualquier alteración en los niveles y evitar el rebosamiento en los separadores de gotas. De esta forma, se puede reducir el tamaño de los depósitos de acumulación de solución instalados a la salida de los separadores de gotas, disminuir el contenido de refrigerante y de absorbente en el interior del prototipo, y por consiguiente una reducción de la inercia térmica del equipo. En cambio, como las variaciones de la demanda frigorífica suelen ser más o menos lentas, es posible realizar su regulación a partir de componentes con una constante de tiempo más elevada. Por este motivo, se ha optado por la regulación de la potencia frigorífica del prototipo mediante la válvula motorizada instalada a la entrada del generador de baja (G2). Esta válvula, a pesar que requiere unos 36 s para completar toda su abertura, es suficientemente rápida como para poder ajustar de manera satisfactoria dicha potencia frigorífica.

Finalmente, y al igual que en el caso de la operación en modo de bomba de calor, las presiones de operación del evaporador y del condensador de baja vienen determinadas únicamente por las temperaturas de operación del evaporador y del condensador, y no se realiza un control de ellas. Finalmente, durante la experimentación se constató la necesidad de un purgado continuo de solución en el evaporador para evitar la progresiva acumulación de absorbente en su interior. Dicho control se realizó siempre de forma manual, a causa de unos problemas de cavitación encontrados en la bomba de purga.

### 4.3 – Instrumentación

A partir de los lazos de control establecidos se determina la instrumentación requerida para el correcto funcionamiento del prototipo:

- a) Dos sondas de temperatura para medir la temperatura de salida del agua en el evaporador y la del condensador.
- b) Dos sondas de nivel, para obtener la lectura de los niveles a la salida de los generadores.
- c) Dos transmisores de presión absoluta que proporcionen la presión en el absorbedor y en el evaporador. Como se ha dicho anteriormente, la lectura del absorbedor se precisa para regular la velocidad de rotación del compresor, mientras que la lectura de la presión en el evaporador permite estimar el contenido de absorbente en su interior.
- d) Cuatro convertidores de frecuencia para ajustar la velocidad de rotación de los motores acoplados al compresor, a la bomba de purga del evaporador, y a las dos bombas de solución. Es conveniente, que los convertidores de frecuencia tengan la capacidad de poder realizar una regulación del tipo proporcional-integrativo.
- e) Dos reguladores del tipo PID. Uno ellos se requiere para la modulación de la carga frigorífica a través de la válvula motorizada y el otro para el control de la presión de operación de la caldera de vapor.

En los puntos anteriores, se indicaba la instrumentación mínima necesaria para la correcta operación del prototipo. No obstante, y para el análisis posterior de su funcionamiento se consideró oportuno incorporar un conjunto de instrumentación adicional con el fin de estimar el funcionamiento interno del equipo. Dicha instrumentación adicional esta compuesta por:

- a) Dos transmisores de presión absoluta que se instalarán en los separadores de gotas, con el fin de conocer la presión de operación del generador de alta y el de baja.
- b) Doce termopares de contacto con el fin de obtener la temperatura en los diferentes puntos de interés del prototipo. La localización de estas sondas de temperatura permite conocer la temperatura del metanol a la entrada del evaporador, a la salida del condensador de baja, la salida del condensador de alta, la temperatura de la solución intermedia a la salida del generador de alta, la temperatura de dicha solución a la salida del intercambiador de solución-solución, la temperatura de la solución pobre a la salida del generador de baja, la temperatura de dicha solución a la entrada del absorbedor, la temperatura de la solución rica a la salida del absorbedor, la temperatura de dicha solución en la conexión entre los dos intercambiadores de solución-solución, la temperatura de la solución rica a la entrada del generador de alta, la temperatura del vapor de agua a la entrada del generador, y por último la temperatura del agua de refrigeración en el tramo entre el absorbedor y el condensador.

Con la lectura de todas estas sondas de temperatura y de presión es factible establecer los balances de materia y energía en cada uno de los componentes del equipo, mediante la aplicación en tiempo real del procedimiento detallado en el anexo C, y cuyos resultados se muestran en el capítulo 6.

Finalmente es necesario destacar que el control automático de la modulación de la carga frigorífica no ha sido implementado a causa del mal funcionamiento del posicionador electrónico de la válvula motorizada, lo que obligó a un funcionamiento en manual. Por otra parte, para el control automático de la presión de operación de la caldera era preciso realizar unos cambios en la caldera, lo que resultaba ser poco aconsejable ya que se requería de una autorización previa del fabricante, y por tanto se optó, durante esta primera fase de experimentación, por un cambio de consigna manual.

#### **4.4 – Esquema del cuadro eléctrico del prototipo**

Una vez establecidos los lazos de control y la instrumentación requerida, el siguiente paso antes de la identificación de los componentes eléctricos del prototipo, es la determinación de la estrategia durante la fase de arranque y parada de dicho equipo.

Al observar detenidamente los diferentes lazos de control establecidos, el punto más trascendental es el mantenimiento de los niveles a la salida de los separadores de gotas de los generadores, para evitar rebosamientos de absorbente hacia el circuito de refrigerante. Por este motivo, si alguno de los convertidores de frecuencia que regulan dichos niveles de solución no se encuentra operativo, el otro convertidor obligatoriamente debe detener su funcionamiento. De forma análoga, si el convertidor de frecuencia del compresor no se halla operativo es ilógico poner en funcionamiento

las bombas de recirculación. Así pues, una primera consideración para el buen funcionamiento de todo el equipo es el chequeo continuo de la disponibilidad de cada uno de dichos convertidores, y en caso de detección de alguna anomalía el equipo debe parar obligatoriamente.

No se requiere un procedimiento especial durante la puesta en marcha del prototipo, aparte de la indicada anteriormente sobre los convertidores. Simplemente es preciso esperar a obtener una temperatura de caldera suficiente alta para poder iniciar la operación del todo el conjunto.

Debido a que dicho prototipo operará únicamente en un banco de ensayos, en el cual se monitorizan en continuo todas las variables medidas del equipo, no se ha considerado oportuno incluir un conjunto de sensores adicionales que permitan asegurar un correcto funcionamiento de la unidad ni los enclavamientos en caso de alarmas. Estos sensores adicionales podrían ser detectores de flujo en los circuitos de agua del evaporador y del absorbedor-condensador, con el fin de constatar el paso de agua por dichos circuitos durante la operación del equipo, o bien un mecanismo de seguridad que evite la puesta en marcha del equipo al detectar una entrada de aire en el interior del equipo. Otro punto importante, es la integración de señales procedentes de la caldera de vapor con el sistema control implementado en el prototipo.

En Fig. 4.3 se muestra el esquema del cuadro eléctrico implementado en el cuadro eléctrico. En él se puede observar como la alimentación trifásica a 380VAC y 50Hz, se conecta primeramente a un diferencial con una sensibilidad en la corriente de fugas de 30 mA. A la salida del diferencial se instala el interruptor principal del cuadro. Así, si el interruptor se halla en posición OFF, se produce una desconexión total de todos los componentes eléctricos del equipo, mientras que en la posición ON, se alimenta cada uno de los convertidores de frecuencia, los cuales se hallan ya preparados para arrancar.

El arranque del prototipo se efectúa mediante un pulsador que permite el cierre del relé K1M, y por lo tanto cada uno de los convertidores intenta arrancar. Si no se generan errores en los convertidores, el relé permanecerá excitado automáticamente a través de los relés SA de los diversos convertidores, y se inicia el proceso automático de control. En cambio, si se produce un error en cualquiera de los ellos, tan pronto como se deje de ejercer presión sobre el pulsador, el relé abrirá de nuevo los contactos al no recibir excitación alguna. En la tabla 4.1, se muestran los errores que se pueden generar en un convertidor que causan la abertura del relé formado por SC-SA y simultáneamente el cierre del relé SC-SB, y provoca el paro del prototipo.

|     |                                       |
|-----|---------------------------------------|
| OHF | Sobrecarga térmica del convertidor    |
| OLF | Sobrecarga térmica del motor          |
| OSF | Sobretensión de alimentación          |
| USF | Tensión débil de entrada              |
| ObF | Sobrecarga en frenado                 |
| OCF | Cortocircuito a la salida convertidor |
| DbF | Sobrecarga circuito de frenado        |
| InF | Error interno                         |
| TnF | Error de autoajuste                   |
| EEF | Error interno                         |

**Tabla 4. 1** Errores que provocan el paro del prototipo.

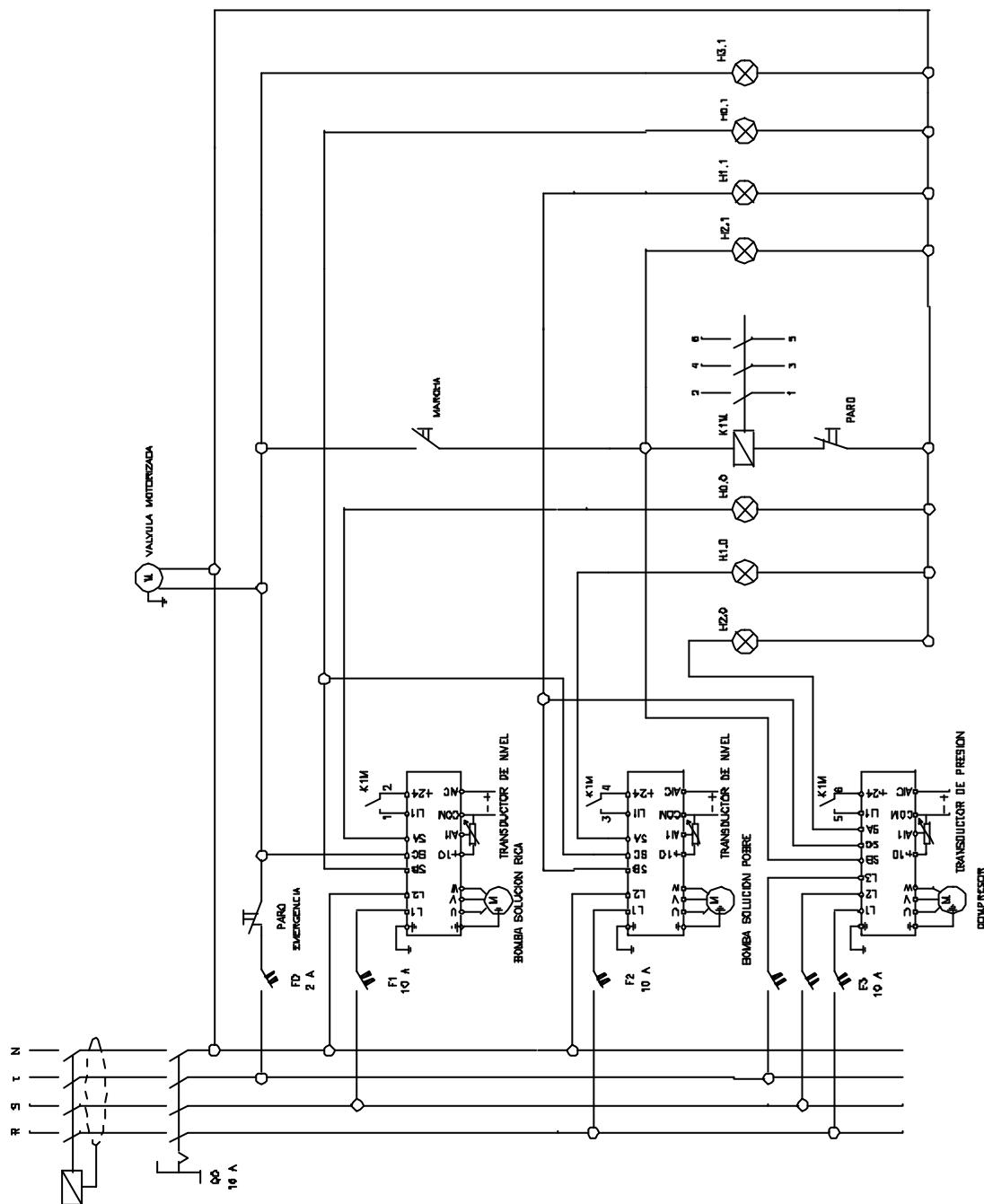


Fig.4. 3 Esquema del cuadro eléctrico del prototipo

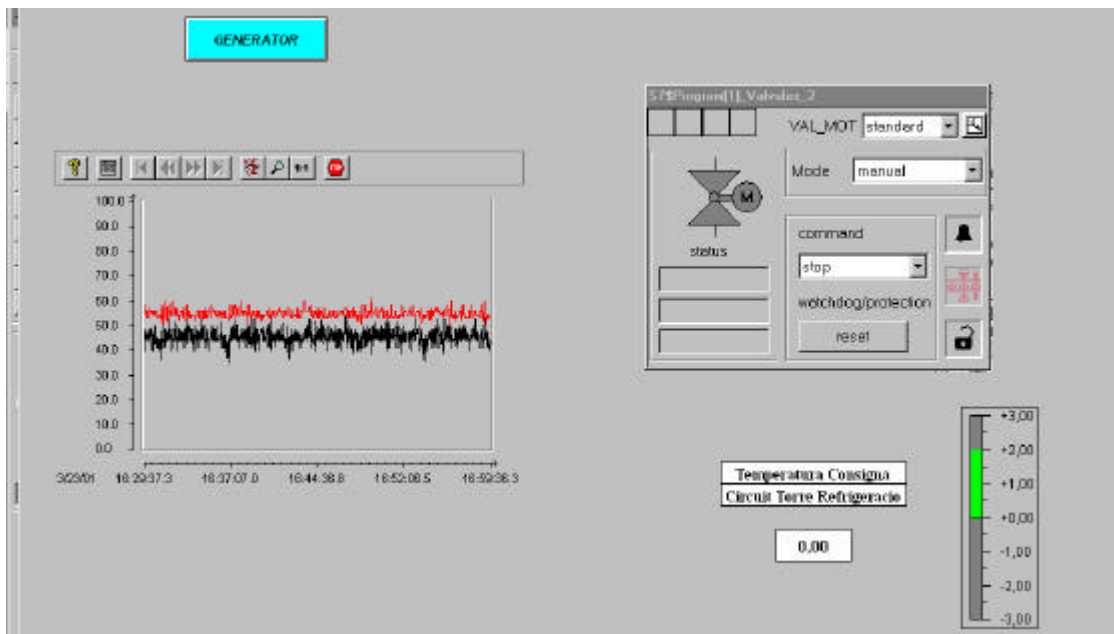
Finalmente, sólo cabe indicar que tras la observación del estado de las luces durante el proceso de arranque, se puede conocer cual de los convertidores muestra alguna anomalía, la cual queda reflejada en el código de error del display que tiene cada uno de ellos.

## 4.5 – Comportamiento dinámico del equipo

En este punto no se trata de realizar un estudio exhaustivo del comportamiento dinámico del prototipo, ya que esta fuera del objetivo de la presente tesis. Simplemente, se considera oportuno incluir un conjunto de gráficos que muestren el comportamiento de los lazos de control establecidos.

### 4.5.1 – Comportamiento del control de los niveles.

Así pues, en Fig. 4.4 se muestra la evolución de los niveles durante la experimentación realizada en las siguientes condiciones de operación: temperatura de salida del agua en el evaporador 10°C, temperatura de entrada del agua en el absorbedor 35°C, y la temperatura del vapor de agua de la caldera a 130°C.

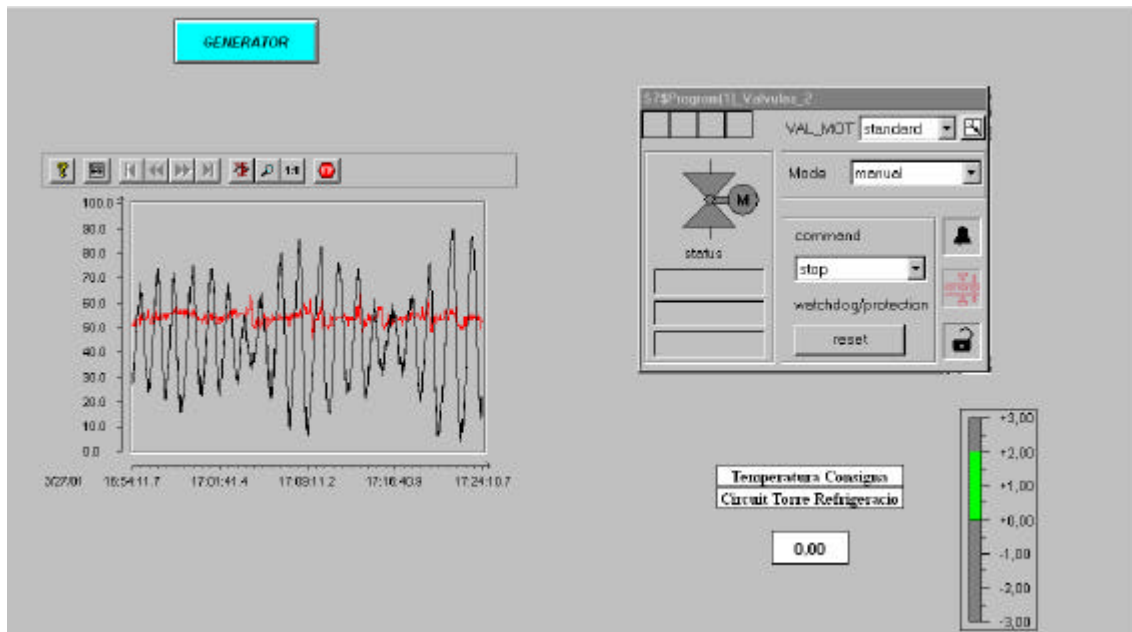


**Fig.4. 4** Comportamiento estable de los niveles en los generadores. El color rojo corresponde al generador de baja, y el color negro al generador de alta.

Como puede verse, el control en los niveles es francamente bueno, teniendo en cuenta además que no se dispone de depósito especial para ello, ya que es la misma tubería la que realiza dicha función. Este buen control de los niveles facilita un comportamiento estable del resto de componentes, y desde el punto de vista energético facilita la aproximación a las condiciones de equilibrio en el proceso de separación y absorción.

No obstante, es preciso señalar que la evolución de dichos niveles no ha sido en todo los casos tan estable como la indicada en la anterior Fig. 4.4. Si bien que el comportamiento del nivel en el generador de baja ha sido muy regular en cualquiera de las condiciones de operación, el nivel del generador de alta se ha comportado de forma mucho más aleatoria. Como ejemplo de ello, en la Fig. 4.5, se presenta dicha la evolución de los niveles cuando las condiciones de operación exteriores corresponden a una temperatura

de salida del agua del evaporador de 10°C, una temperatura de entrada del agua en el absorbedor de 31.5°C y una temperatura del vapor de agua de 110°C.



**Fig.4. 5** Comportamiento poco estable de los niveles en los generadores. El color rojo corresponde al generador de baja, y el color negro al generador de alta.

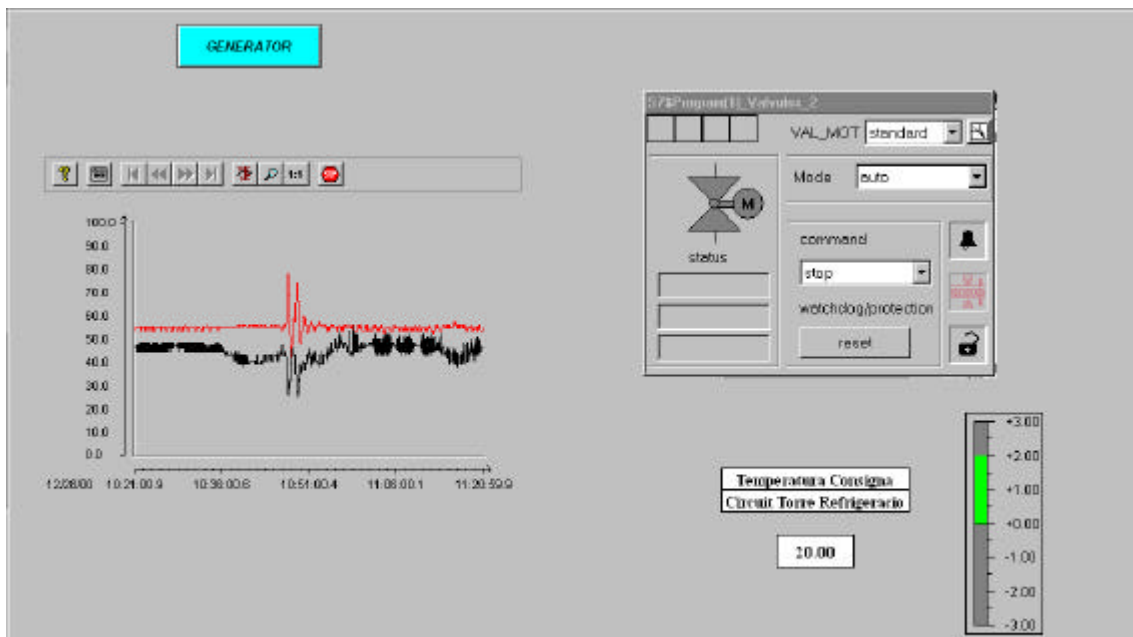
Este comportamiento menos estable en el lazo de control del nivel en el generador de alta, se puede explicar por la no linealidad entre la velocidad de rotación de la bomba y su altura de impulsión, y entre la velocidad de rotación y el caudal trasvasado a través de ella. Aunque la no linealidad es común en ambas bombas, la principal diferencia del comportamiento observado se halla en la curva característica de cada uno de los dos circuitos. Así pues, para iniciar el proceso de trasvase de solución en el circuito de solución rica se precisa de una columna mínima de impulsión que corresponde a la diferencia de presiones entre el absorbedor y el generador de alta. Una vez la velocidad de rotación es suficiente para alcanzar esta altura mínima de impulsión, pequeños incrementos adicionales en dicha velocidad provocan variaciones importantes de caudal, ya que la pérdida de carga en los intercambiadores de solución-solución es pequeña. En cambio, en la bomba de solución pobre, no se requiere una columna de impulsión inicial para poder iniciar el trasvase de solución, y como la mayor pérdida de carga se produce en los pulverizadores, el resultado es una relación más uniforme entre caudal y velocidad de rotación de la bomba.

Con el fin de reducir al máximo las oscilaciones en el nivel del generador de alta, ha sido necesario limitar el rango de maniobra en frecuencia del convertidor en cuestión. Así, se limitó la frecuencia mínima de alimentación a 18 Hz, y el valor de la frecuencia máxima a 35 Hz, durante la operación en modo refrigeración. En modo calefacción, durante los ensayos realizados se constató un comportamiento estable del único control de nivel que se realiza.

Es importante resaltar en este punto, que este comportamiento poco estable del nivel del generador de alta, puede ser mejorado con el cambio de la bomba centrífuga por una de engranajes. Como es sabido, las bombas de engranajes presentan un comportamiento más lineal entre la velocidad de rotación de la bomba y el caudal trasvasado.

Debido a la diferencia de coste entre una bomba centrífuga y una de engranajes con prestaciones similares, se optó por la solución más económica y comprobar en este prototipo la viabilidad de dichas bombas. Además, los requerimientos en NSPH de las bombas de engranajes suele ser mayor que las centrífugas autoaspirantes, lo que implicaba la necesidad de una altura mayor del prototipo.

Finalmente, la Fig. 4.6 muestra la evolución de los niveles al variar el porcentaje de abertura de la válvula motorizada desde el 50.3% hasta el 55.6%, cuando el generador operaba a 170 kPa, el condensador a 37 kPa, y el absorbedor a 12 kPa. Como puede observarse, el tiempo de estabilización es francamente corto, y el grado de estabilización de los niveles tanto antes como después de dicha variación es similar a pesar que los caudales en circulación sean diferentes.



**Fig.4.6** Evolución de los niveles al variar la abertura de la válvula motorizada desde el 50.3% al 55.6%.

#### 4.5.2 – Comportamiento del prototipo ante perturbaciones exteriores

Al resultar defectuoso el posicionador electrónico de la válvula motorizada, no fue posible realizar estudios de la modulación de la carga frigorífica. No obstante, para validar el buen comportamiento de los lazos de control establecidos, se consideró oportuno provocar una perturbación simultánea en el circuito del agua en el evaporador y en el circuito de refrigeración del absorbedor/condensador. Con dichas variaciones, se pretende constatar si los cambios inducidos en las condiciones de operación en el evaporador, en el condensador y en el absorbedor provocan algún trastorno significativo que causan el colapso del equipo, o por el contrario, el sistema de control desarrollado es capaz de adaptarse de forma progresiva a las nuevas condiciones de operación.

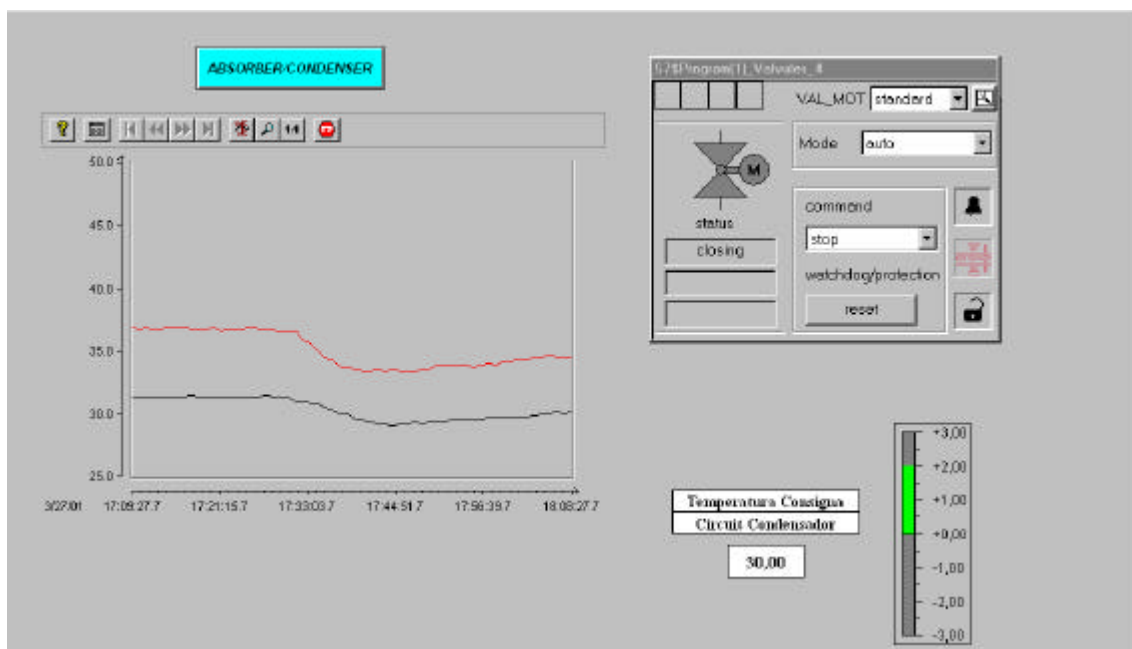
En Fig. 4.7 se presenta la evolución de las temperaturas de entrada y salida del agua en el evaporador, cuando se efectúa a través del banco de ensayos un cambio en la temperatura de operación del agua a la salida del evaporador de 10°C a 8°C.

En dicho gráfico se observa un comportamiento estable de la máquina ante tal perturbación, además de constatar de forma gráfica la baja inercia térmica del sistema.



**Fig.4.7** Evolución de las temperaturas del agua en el evaporador al provocar un cambio en la temperatura de operación del evaporador de 10°C a 8°C

De forma simultánea se provocó un cambio en la temperatura de entrada del agua en el absorbedor, al pasar de 31.5°C a 30°C. La evolución estable de las temperaturas de entrada y salida del agua de refrigeración del prototipo se muestran en Fig. 4.8.



**Fig.4.8** Evolución de las temperaturas del agua en el circuito del absorbedor condensador al provocar un cambio en la temperatura de operación de 31.5°C a 30°C.

# **CAPÍTULO 5**

## **NORMATIVA, MEDIDAS Y CARACTERIZACIÓN DE EQUIPOS DE ABSORCIÓN EN UN BANCO DE ENSAYOS**

### **5.1 - PRESENTACIÓN**

### **5.2 - NORMATIVA DE ANÁLISIS: NORMA ARI-560-92**

#### **5.2.1 - INTRODUCCIÓN**

#### **5.2.2 - ESPECIFICACIONES DE EVALUACIÓN**

### **5.3 - BANCO DE ENSAYOS**

#### **5.3.1 - INTRODUCCIÓN**

#### **5.3.2 - DESCRIPCIÓN DEL BANCO DE ENSAYOS**

#### **5.3.3 - ADAPTABILIDAD A LAS CONDICIONES DE ENSAYO**

### **5.4 - INSTRUMENTACIÓN INSTALADA**

#### **5.4.1 - SONDAS DE TEMPERATURA**

#### **5.4.2 - MEDIDORES DE CAUDAL**

#### **5.4.3 - PÉRDIDAS DE CARGA**

#### **5.4.4 - DEMANDA ELÉCTRICA**

### **5.5 - PUESTA A PUNTO DEL BANCO DE ENSAYOS**

#### **5.5.1 - CONSIDERACIONES PRELIMINARES**

#### **5.5.2 - DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO**

#### **5.5.3 - PRESTACIONES TÉRMICAS DEL EQUIPO YAZAKI WFC-10**

### **5.6 - EXPERIMENTACIÓN CON EL EQUIPO YAZAKI WFC-10**

#### **5.6.1 - EVALUACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE LOS REGULADORES**

#### **5.6.2 - EVALUACIÓN DE PRESTACIONES TÉRMICAS DE LA YAZAKI WFC-10**

#### **5.6.3 - COMPORTAMIENTO DINÁMICO DE LA YAZAKI WFC-10**



## 5.1 - PRESENTACIÓN

El análisis de las prestaciones reales de un equipo de absorción suele realizarse por laboratorios independientes bajo unas condiciones de operación prefijadas por una norma. De esta forma se garantiza que los ensayos se han llevado a cabo bajo unos requisitos de calidad determinados y que los resultados obtenidos por este procedimiento sean veraces.

En el caso de equipos de climatización, y debido a que estos ensayos tienen un coste tanto económico como en tiempo importante, el número de ensayos a realizarse suele ser reducido. Por este motivo, casi todos los equipos son analizados bajo una misma condición de operación y en régimen estacionario. Ante esta situación, la selección del equipo más apropiado para una aplicación en particular, en donde muy probablemente ni las temperaturas ni las cargas térmicas serán constantes en el tiempo, puede llegar a ser una tarea muy engorrosa.

Por este motivo, se ha considerado oportuno la concepción de un banco de ensayos para equipos de climatización agua-agua, con el fin de poder evaluar las prestaciones no solo del prototipo desarrollado en este trabajo, sino también que tenga un carácter más abierto y poder analizar equipos ya comercializados en todo su rango de operación, hasta potencias de 250 kW.

Bajo este concepto, los requisitos que se han considerado de interés para la caracterización de los equipos de absorción agua-agua para aplicaciones de climatización son:

- COP y potencia térmica máxima de refrigeración en todo el rango de temperaturas de operación previstas
- COP y potencia térmica en condiciones de carga parcial
- Análisis de estrategias de control tanto simples del tipo ON/OFF como de control avanzado del tipo Fuzzy.
- Estudio del funcionamiento de los componentes auxiliares como ventiladores, bombas, etc. incluyendo información acerca del número de horas de funcionamiento de estos componentes.

Con el fin de alcanzar el grado de versatilidad pretendido, se ha implementado un sistema de control y adquisición de datos basado en un autómata programable (PLC). Con este sistema de control, los caudales y las temperaturas de los diferentes circuitos externos pueden ser variados fácilmente con el fin de representar un amplio rango de condiciones de operación, además de permitir la aplicación y optimización de estrategias de control avanzado.

Finalmente, y para ofrecer una información fiable de las prestaciones del equipo, la instrumentación seleccionada al igual que los procedimientos utilizados para llevar a cabo dicho análisis, se han adoptado las instrucciones indicadas por las normas o estándares vigentes.

## 5.2 - NORMATIVA DE ANÁLISIS: NORMA ARI-560-92

### 5.2.1 - Introducción

Los reglamentos son un conjunto de requisitos establecidos por organismos oficiales, que son de obligado cumplimiento para equipos o instalaciones en servicio dentro de un territorio, en donde son vigentes. No obstante, los reglamentos únicamente pretenden asegurar unos niveles mínimos de eficiencias y seguridad de los equipos comercializados, pero en ningún caso se refieren ni establecen la metodología a seguir para el cálculo de las prestaciones térmicas de los diferentes equipos, ya que estos vienen indicados en las normas.

Ante la necesidad existente en el ámbito comercial de disponer de un sistema que permita comparar las prestaciones térmicas de los equipos bajo unas mismas condiciones de operación, instituciones tales como American Refrigeration Institute (ARI), American Society of Heat Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE), EUROVENT,... han desarrollado diferentes tipos de normas, de carácter optativo, que establecen un único criterio para determinar las prestaciones de un equipo, desarrollando el procedimiento a seguir durante la fase de experimentación, al igual que la precisión mínima de la instrumentación requerida.

A finales de la década de los 80, la organización EUROVENT, que agrupa el comité europeo de equipos de aire y los fabricantes de equipos de aire acondicionado, estableció un programa para la certificación de las prestaciones de dichos equipos. El objetivo de este programa es el de asegurar una sólida y sana competencia dentro del mercado europeo, mediante la aplicación de unos criterios únicos para la evaluación de los rendimientos de los equipos de refrigeración y aire acondicionado.

No obstante, hasta la fecha no existe todavía ningún estándar aprobado por EUROVENT en referencia a las bombas de calor accionadas con energía térmica. Tan sólo existen borradores como el CEN 299, primer borrador para la regulación de equipos de absorción con potencias nominales inferiores a 70 kW y accionados mediante la energía térmica procedente de la combustión de gas. Por este motivo, ante la ausencia de normativas europeas en vigor, se ha utilizado los estándares vigentes del American Refrigeration Institute.

Para el caso de equipos de absorción, y concretamente para los equipos de agua-LiBr para climatización, la norma aplicable es la ARI-560-92, en la cual se establecen las siguientes condiciones de ensayo:

#### Evaporador

- Temperatura de salida del agua fría en el evaporador 6.7 °C
- Caudal volumétrico específico de agua fría que circula por el evaporador 0.043 l/s por kW

### Absorbedor/Condensador

- Temperatura del agua a la entrada del circuito absorbedor/condensador 29.4 °C
- Según sea el equipo de absorción, el caudal volumétrico específico de agua en el circuito del absorbedor/condensador es
  - 0.065 l/s por kW para equipos de simple efecto
  - 0.072 l/s por kW para equipos de doble efecto
  - 0.081 l/s por kW en el caso de doble efecto de llama directa

### Generador

- *Llama directa*: En los casos de combustión directa, el análisis térmico debe realizarse a partir del poder calorífico superior del combustible.
- *Vapor*: si el equipo de absorción es accionado por vapor, el caudal de vapor debe calcularse a partir del caudal de agua condensada, y además, la presión máxima del vapor no puede exceder 1 MPa.
- *Agua caliente*: en estos equipos el caudal y las temperaturas serán las indicadas por el fabricante.

## 5.2.2 - Especificaciones de Evaluación

### 5.2.2.1 - REQUERIMIENTOS INICIALES

Antes de poder iniciar los ensayos para la evaluación de las prestaciones de cualquier equipo de absorción, es preciso haber realizado los siguientes puntos:

- La unidad a ensayar se debe instalar de acuerdo a las instrucciones indicadas por el fabricante.
- Se asegurará que el equipo de absorción está libre de incondensables.
- Los circuitos conectados a la máquina de absorción deben ser limpiados de acuerdo a las indicaciones del fabricante, con el fin de asegurar lo más máximo posible que las superficies de intercambio de calor están totalmente limpias.
- Las sondas de temperatura serán calibradas de tal modo, que se asegure que el error máximo de la lectura es inferior a 0.1 °C.
- El error máximo de la lectura de los caudalímetros no superará el 1%

### 5.2.2.2 - PROCEDIMIENTO DE ENSAYO

Una vez se haya iniciado la prueba, es preciso alcanzar las condiciones de ensayo indicadas anteriormente con las siguientes tolerancias e instrucciones:

- a) Cada una de las temperaturas no debe variar más de 0.3°C de su valor especificado.
- b) Los caudales que fluyen por el evaporador y por el absorbedor/condensador, no deben desviarse en más del 5% del valor prefijado.

- c) Los equipos de absorción de llama directa, el contenido de CO en los gases de combustión debe ser inferior al 0.02%.
- d) Las unidades accionadas con vapor, la presión de alimentación de éste deberá mantenerse en  $\pm 1.4$  kPa, y además se asegurará que el vapor sea seco o dentro del rango de sobrecalentamiento indicado por el fabricante.
- e) Los equipos eléctricos instalados en el equipo, se alimentarán a la tensión y frecuencia indicadas en su placa de características.

### 5.2.2.3 - ADQUISICIÓN DATOS

El análisis térmico de cualquier bomba de calor precisa de los siguientes valores:

- a) Temperatura de entrada del agua del evaporador en °C
- b) Temperatura de salida del agua del evaporador en °C
- c) Temperatura de entrada del agua en el circuito del absorbedor/condensador en °C
- d) Temperatura de salida del agua en el circuito del absorbedor/condensador en °C
- e) Caudal de agua que fluye por el evaporador en kg/s
- f) Caudal de agua que circula por el circuito absorbedor/condensador en kg/s
- g) El consumo de energía del generador requiere alguno de los siguientes puntos:
  - 1) Demanda de vapor en kg/s, presión de alimentación del vapor en kPa, temperatura de entrada del vapor en °C y la temperatura del condensado en °C
  - 2) Caudal de agua en kg/s, temperatura de entrada y de salida del agua caliente en °C
  - 3) Consumo de gas en m<sup>3</sup>/h, la presión de entrada de éste en mmH<sub>2</sub>O y el poder calorífico superior del combustible.
- h) Demanda de energía eléctrica en kW.
- i) Pérdida de carga en el evaporador en kPa
- j) Pérdida de carga en el circuito del absorbedor/condensador en kPa
- k) Pérdida de carga en el generador en kPa, en los equipos accionados con agua caliente.
- l) Otros datos de interés:
  - 1) Temperatura ambiental durante el ensayo °C
  - 2) Fabricante, modelo y número de serie del equipo ensayado
  - 3) Fecha y lugar del ensayo

### 5.2.2.4 - CÁLCULOS ENERGÉTICOS

El funcionamiento de un equipo de absorción genera demandas o cargas energéticas en cada uno de los circuitos, las cuales se pueden evaluar de la siguiente forma:

- Evaporador: En función de la temperatura de operación del evaporador y del equipo a ensayar, el fluido de operación puede ser agua, una salmuera o bien una solución glicolada. De esta forma, la ecuación general para el cálculo de la carga térmica en el evaporador es:

$$q_E = v_g \rho_g c_{p,g} (T_E^{IN} - T_E^{OUT}) \quad (5.1)$$

siendo:

$q_E$  = demanda térmica en el evaporador [kW]

$v_g$  = caudal volumétrico del fluido que circula por el evaporador [ $m^3/s$ ]

$\rho_g$  = densidad de la mezcla a la temperatura media entre la entrada y la salida del evaporador [ $kg/m^3$ ]

$c_{p,g}$  = capacidad calorífica del fluido a la temperatura media entre la entrada y la salida del evaporador [kJ/kg K]

$T_E^{IN}$  = temperatura de entrada del evaporador [ $^{\circ}C$ ]

$T_E^{OUT}$  = temperatura a la salida del evaporador [ $^{\circ}C$ ]

- Absorbedor/Condensador: la carga térmica en este circuito se calcula como:

$$q_C = m_w c_{p,w} (T_C^{OUT} - T_C^{IN}) \quad (5.2)$$

donde:

$q_C$  = carga térmica en el circuito del condensador/absorbedor [kW]

$m_w$  = caudal másico del agua [kg/s].

$c_{p,w}$  = capacidad calorífica del agua a la temperatura media entre la entrada y la salida en el circuito del absorbedor/condensador [kJ/kg K].

$T_C^{OUT}$  = temperatura de salida del agua en el circuito del absorbedor/condensador [ $^{\circ}C$ ].

$T_C^{IN}$  = temperatura de entrada del agua en el circuito del absorbedor/condensador [ $^{\circ}C$ ].

- Generador. El flujo térmico en este componente se evalúa dependiendo de la naturaleza de la fuente energética. Así, cuando la energía procede de la combustión de gas natural o de cualquier otro combustible, la potencia térmica será:

$$q_G = m_F PCS \quad (5.3)$$

siendo:

$q_G$  = potencia térmica de entrada en el generador [kW]

$m_F$  = caudal másico de combustible [kg/s]

$PCS$  = poder calorífico superior del combustible [kJ/kg]

En el caso que el generador sea accionado mediante agua caliente, la potencia aportada al sistemas será:

$$q_G = m_w c_{p,w} (T_G^{IN} - T_G^{OUT}) \quad (5.4)$$

donde:

$q_G$  = potencia térmica de entrada en el generador [kW]

$m_w$  = caudal de agua que fluye por el generador [kg/s].

$c_{p,w}$  = capacidad calorífica del agua a la temperatura media entre la entrada y la salida del generador [kJ/kg K]

$T_G^{IN}$  = temperatura de entrada del agua en el generador [ $^{\circ}C$ ]

$T_G^{OUT}$  = temperatura de salida del agua en el generador [ $^{\circ}C$ ]

Asimismo, cuando la energía motriz provenga del vapor de agua, la potencia será:

$$q_G = m_v (h_G^{IN} - h_G^{OUT}) \quad (5.5)$$

siendo:

$q_G$  = potencia térmica de entrada en el generador [kW]

$m_v$  = caudal másico de vapor de agua [kg/s].

$h_G^{IN}$  = entalpía del vapor de agua a la entrada del generador [kJ/kg]

$h_G^{OUT}$  = entalpía del condensado a la salida del generador [kJ/kg]

Finalmente, y en el caso particular de equipos accionados eléctricamente, el consumo eléctrico se evaluará directamente mediante watímetros.

### 5.2.2.5 - BALANCE ENERGÉTICO

Una forma de dar consistencia al ensayo realizado es mediante la comprobación del balance energético. En general, la suma de la energía aportada menos la suma de la energía extraída debería ser cero. No obstante, debido a las pérdidas energéticas por convección o por radiación, el balance global puede resultar desajustado. La ecuación para el cálculo del balance energético es:

$$HB (\%) = \frac{q_G + q_E - q_C}{q_C} \times 100 \approx 0 \quad (5.6)$$

donde:

$q_G$  = demanda térmica en el generador

$q_E$  = demanda térmica en el evaporador

$q_C$  = calor disipado por el absorbedor/condensador

En el caso, que las pérdidas energéticas por radiación y convección pueden llegar a ser considerables, estas pueden ser evaluadas a través de las ecuaciones de transferencia de calor y su valor ser incluido en la anterior ecuación (5.6) con el fin de reducir dicho desajuste. De todas formas, ningún ensayo puede ser considerado aceptable, si el desajuste en el balance energético supera el valor obtenido en la siguiente ecuación:

$$HB (\%) \leq 10.5\% - [0.07 * FL] + \left( \frac{833.3}{DT_{FT} \times FL} \right) \quad (5.7)$$

siendo:

$FL$  = Potencia térmica a plena carga

$DT_{FL}$  = Diferencia de temperaturas en [°C] entre la entrada y la salida del agua en el evaporador, al operar a plena carga.

### 5.2.2.6 - ANALISIS DE FUNCIONAMIENTO

El rendimiento de un equipo de absorción se determina a través del coeficiente de funcionamiento (COP), el cual se calcula a través de la relación entre la energía de interés por el usuario, ya sea calor o frío, y la energía requerida para el accionamiento del ciclo, ver ecuaciones (2.1) y (2.12). Evidentemente, el único requerimiento es que las energías involucradas en el cálculo sean expresada en la misma unidad de medida.

Comúnmente, el rendimiento a plena carga se evalúa a las condiciones estándares, las cuales ya han sido indicas anteriormente, aunque dicho rendimiento también puede ser obtenido en otras condiciones especiales, según se requiera.

Para la evaluación de las prestaciones a carga parcial, se pueden utilizar uno de los dos métodos indicados a continuación:

a) Mediante una serie de puntos a carga parcial

b) A través de un único valor (APLV) en el cual se promedia el rendimiento a carga parcial con el número de horas en funcionamiento a dicha potencia. En el caso de realizar una discretización de la carga en solo cuatro puntos, este valor se calcularía como:

$$APPLV = a \frac{A+B}{2} + b \frac{B+C}{2} + c \frac{C+D}{2} + d \frac{D}{2} \quad (5.8)$$

donde:

A = COP al 100 % de la plena carga

B = COP al 75 % de la plena carga

C = COP al 50 % de la plena carga

D = COP al 25 % de la plena carga

a = % del tiempo de operación entre el 75 % y 100 %.

b = % del tiempo de operación entre el 50 % y el 75 %.

c = % del tiempo de operación entre 25 % y el 50 %.

d = % del tiempo de operación entre 0 % y el 25 %.

#### 5.2.2.7 – INCRUSTACIONES EN LAS SUPERFICIES DE INTERCAMBIO DE CALOR.

Es bien conocido que la deposición de suciedad en las superficies de intercambio de calor tiende a reducir la capacidad y aumentar el consumo energético. Generalmente, las incrustaciones en los circuitos de agua, puede variar desde 0 m<sup>2</sup> °C/W para una superficie limpia hasta 0.000044 m<sup>2</sup> °C/W, siempre y cuando se realice un tratamiento de aguas adecuado y se limpien los circuitos con cierta regularidad. No obstante, cuando se pretende realizar un análisis sobre el efecto de la acumulación de suciedad en las superficies de transferencia de calor, la norma ARI-560-92 sugiere el siguiente procedimiento:

1) Evaluar la temperatura media logarítmica (LMTD) cuando las superficies de intercambio de calor se consideren limpias, con la siguiente ecuación (5.9)

$$LMTD = \frac{(t_s - t_{we}) - (t_s - t_{w1})}{\ln\left(\frac{t_s - t_{we}}{t_s - t_{w1}}\right)} = \frac{(t_{w1} - t_{we})}{\ln\left(\frac{(t_s - t_{w1}) + (t_{w1} - t_{we})}{t_s - t_{w1}}\right)} = \frac{R}{\ln(1 + R / S_{sp})}$$

donde:

R = t<sub>w1</sub> - t<sub>we</sub>

S<sub>sp</sub> = t<sub>s</sub> - t<sub>w1</sub> = salto térmico mínimo según especificaciones

t<sub>w1</sub> = temperatura del agua a la entrada según especificaciones

t<sub>we</sub> = temperatura del agua a la salida según especificaciones

$t_s$  = temperatura de saturación del refrigerante

2) Evaluar el incremento de la temperatura media logarítmica que generaría un determinado grado de incrustaciones, a partir de la siguiente expresión:

$$ILMTD = ff_{sp} \left( \frac{q}{A} \right) \quad (5.10)$$

siendo:

$ff_{sp}$  = grado de incrustaciones considerado

$q$  = flujo total de calor a transferir

$A$  = área total de transferencia de calor

3) La diferencia de temperaturas en el agua,  $TD_a$ , que se requiere para simular el grado de acumulación de suciedad considerado se calcula a partir:

$$TD_a = S_{sp} - S_c = (t_s - t_{w1}) - \frac{R}{e^z - 1} \quad (5.11)$$

$$z = \frac{R}{LMTD - ILMTD} \quad (5.12)$$

siendo:

$S_c$  = salto de temperaturas mínimo cuando no hay incrustaciones.

Esta diferencia de temperaturas del agua hallada,  $TD_a$ , se debe añadir a la temperatura de entrada al circuito del absorbedor/condensador o bien sustraer dicho valor a la temperatura de salida del agua enfriada en el evaporador, con el fin de simular dicho grado de incrustaciones.

### 5.3 - BANCO DE ENSAYOS

#### 5.3.1 - Introducción

Tal y como se desprende de la norma, para la evaluación de las prestaciones térmicas de un equipo de absorción, no es necesario obtener información de las condiciones de operación internas de la máquina, como concentraciones, presiones de operación, ... sino que el equipo en cuestión puede ser tratado como una caja negra, en el cual el banco de ensayos se limita a operar en las condiciones preestablecidas, y de evaluar los flujos térmicos intercambiados con la unidad que se ensaya. No obstante, si los resultados obtenidos del ensayo no son satisfactorios, y se desea realizar un diagnóstico sobre la causa que origina el pobre funcionamiento, entonces si que es preciso realizar un conjunto de medidas en la máquina que indiquen las condiciones de operación internas de ésta.

Por otra parte, desde el punto de vista de económico, interesa que se alcancen las condiciones de ensayo con el menor tiempo posible, y además, se realice una óptima gestión de la energía requerida en cada uno de los circuitos, con el fin de disminuir al máximo los costes de operación de cada ensayo. En la Fig. 5.1, se presenta un esquema de un banco de ensayos, en el cual se han eliminado los típicos tanques de agua que se suelen encontrar en los bancos de ensayos para facilitar unas condiciones estables de operación durante el ensayo, y

que además la energía térmica requerida por el circuito del evaporador se obtiene por el enfriamiento de la corriente de agua procedente de la torre de refrigeración. De esta forma, no es preciso un aporte energético extra para garantizar unas condiciones estables de operación de dicho circuito, y al mismo tiempo, este enfriamiento del agua del circuito de la torre permite ampliar el rango de posibles temperaturas de ensayo en el circuito del absorbedor/condensador de la máquina en cuestión.

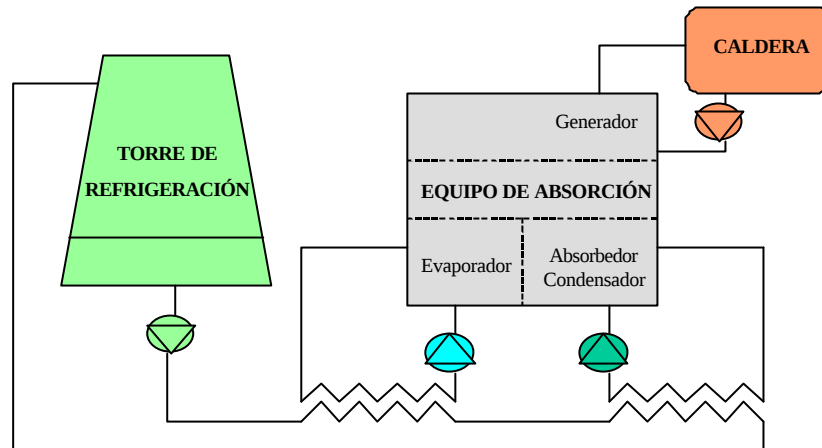


Fig.5. 1 Esquema general de un banco de ensayos.

Finalmente, un simple balance energético global de todo el conjunto indicado en la Fig 5.1, se puede averiguar como el calor disipado por la torre de refrigeración es únicamente la energía térmica aportada al generador del equipo de absorción, procedente de la caldera, ya que los flujos de energía intercambiados en el circuito del evaporador y del absorbedor/condensador son internos.

### 5.3.2 - Descripción del Banco de Ensayos

A partir de las consideraciones anteriores, se ha construido un banco de ensayos, cuyo esquema se muestra en al Fig. 5.2 y que se halla formado por:

- **Circuito evaporador:** En dicho circuito fluye la corriente de agua o bien la solución glicolada que alimenta el evaporador de la máquina a ensayar. El intercambiador situado entre este circuito y el de la torre de refrigeración se utiliza para emular la carga térmica de dicho lazo. Dicha carga se regula a través de la válvula motorizada de tres vías, que actúa como válvula mezcladora entre la corriente que sale del intercambiador con la procedente directamente del evaporador, con el fin de lograr la temperatura deseada a la salida del evaporador. Así, si la temperatura de salida del evaporador asciende, entonces la válvula tiende a abrir el by-pass del intercambiador con el fin de obtener el valor preestablecido, mientras que en caso de que la temperatura descienda, dicha válvula tiende a cerrar el by-pass para forzar a pasar más flujo por el intercambiador y conseguir aumentar dicha temperatura.

- **Circuito del condensador.** En este circuito hay que disipar la calor emanada por el condensador en los sistemas de compresión de vapor o bien por el absorbedor y el condensador en los ciclos de absorción. Al igual que en el caso del circuito del evaporador, en este lazo, también se intercala un intercambiador de calor para evacuar la energía térmica hacia la corriente de la torre de refrigeración. La válvula motorizada es la encargada de regular la temperatura deseada a la entrada del equipo, a través de la mezcla entre la corriente que sale del intercambiador con la corriente procedente del condensador. A diferencia del circuito del evaporador, aquí cuando se produce un aumento de la temperatura la válvula tiene que cerrar el by-pass del intercambiador para intentar reducir dicha temperatura, mientras que si produce un descenso de ésta, la válvula tiende a abrir dicho by-pass. Por otra parte, como los caudales de agua a manejar puedan variar considerablemente de un ensayo a otro, se ha considerado oportuno intercalar en dicho circuito dos bombas centrífugas en paralelo, cuyo funcionamiento se determinará para cada caso.
- **Circuito de la torre de refrigeración.** Este circuito intercambia energía con el circuito del evaporador y del condensador. A través del balance energético de todo el sistema, es obvio que la energía a disipar por la torre de refrigeración es únicamente la energía motriz aportada al equipo. Como esta cantidad de energía aportada al ciclo puede variar ostensiblemente de unas condiciones de operación a otras, y además, las prestaciones de la torre de refrigeración dependen directamente de las condiciones meteorológicas, se ha considerado oportuno instalar otra válvula motorizada a la entrada de la torre. Dicha válvula permite obtener una temperatura de operación más uniforme, independiente de las variaciones de la temperatura ambiente a lo largo del ensayo.

En este punto es necesario resaltar, que tal y como se observa en la Fig. 5.2, el agua procedente de la bomba de recirculación de este circuito fluye primeramente por el intercambiador de calor que comunica con el circuito del evaporador. Al fluir el agua primeramente por este intercambiador es factible poder operar el circuito del condensador a temperaturas por debajo de la temperatura de salida de la torre durante el período estival.

- **Circuito motriz.** Por circuito motriz se entiende el conjunto de componentes necesarios para accionar térmicamente el equipo de absorción en cuestión. Como hoy en día se comercializan equipos de absorción que requieren agua caliente, vapor o bien gas natural para su funcionamiento, el banco de ensayos ha sido concebido teniendo en cuenta dicha diversidad de fuentes energéticas. Para ello, existe actualmente la posibilidad de conectar los equipos de llama directa a una toma de gas natural, que puede proporcionar un caudal de 10 m<sup>3</sup>/h, a una presión de 20 mbar. Además, el banco de ensayos también dispone de una caldera de vapor marca ATTUS, modelo RL-200/84, con una producción máxima de vapor de 200 kg/h a una presión límite de 8 bar. Finalmente, para los equipos de absorción de simple efecto que funcionan con agua caliente, se ha instalado una caldera de la marca Viessmann, modelo Atola, que proporciona una potencia útil de 55 kW y que puede alcanzar una temperatura de 95°C.

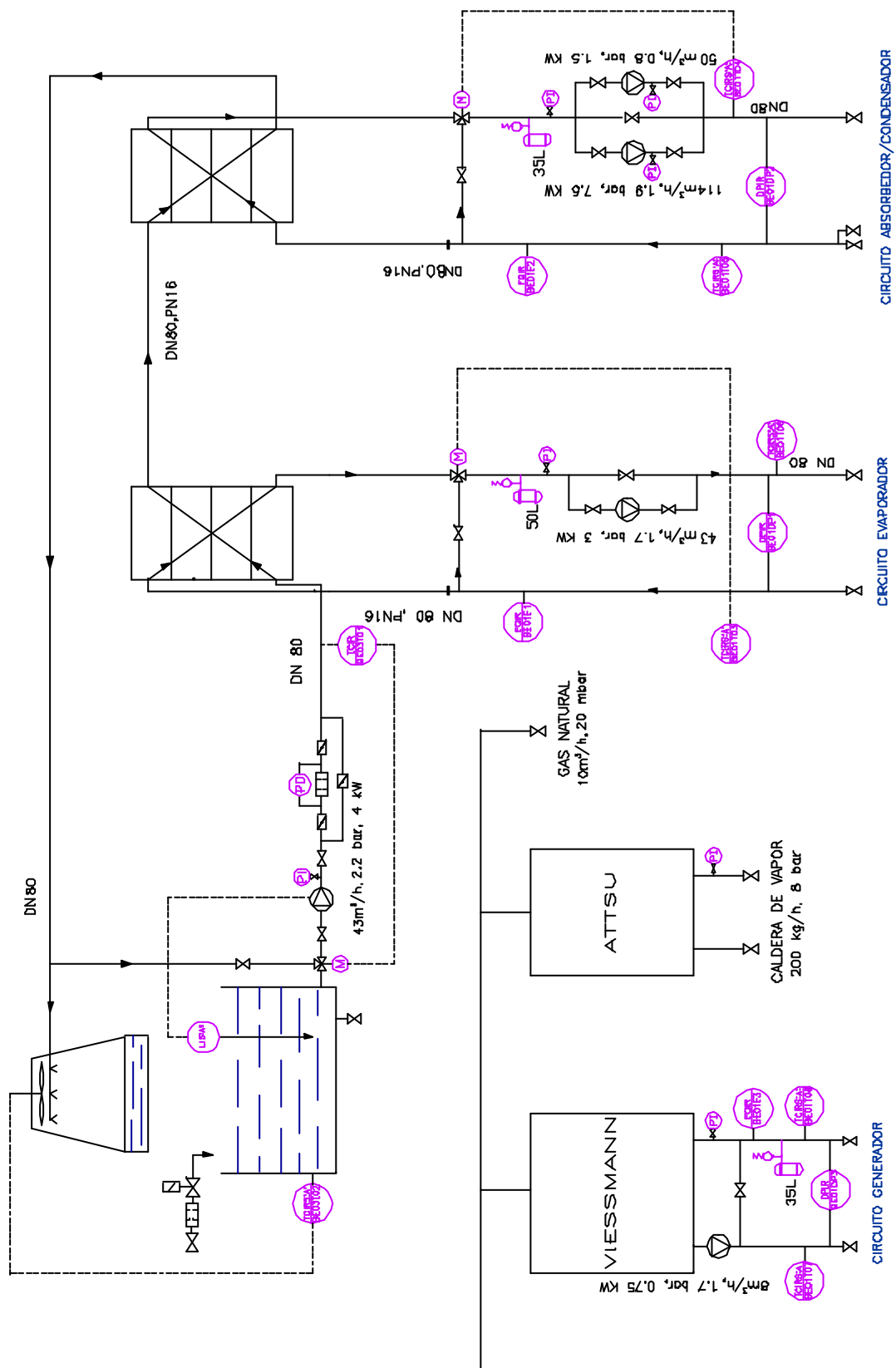


Fig.5. 2 Diagrama del P&amp;I del banco de ensayos

En la Fig. 5.3, se presenta una vista panorámica del banco de ensayos



**Fig.5. 3** Vista panorámica del banco de ensayos

### 5.3.3 - Adaptabilidad a las Condiciones de Ensayo

El principal objetivo durante la fase de diseño del banco de ensayos era la consecución de un banco que pudiera operar en un amplio rango de potencias y de temperaturas. Por este motivo, los elementos que lo constituyen se caracterizan por un elevado grado de flexibilidad para poder adaptarse a los requerimientos específicos de cada ensayo.

Entre todos los elementos que forman el banco de ensayos, cabe destacar la torre de refrigeración, los intercambiadores de calor, y el sistema de control y adquisición de datos.

#### 5.3.3.1 - TORRE DE REFRIGERACIÓN.

La torre es de convección forzada en contra-corriente, formada básicamente por dos ventiladores accionados por un motor con conexión Dahlander y tres boquillas de aspersión. La posibilidad de poder seleccionar una velocidad alta o baja de los ventiladores facilita la obtención de la temperatura deseada del agua a su salida, mientras que el cambio del tipo de boquilla permite mantener una distribución uniforme del agua sobre el relleno de la torre para un flujo determinado.

Las principales características técnicas de la torre son:

Fabricante: Polacel

Tipo: flujo cruzado

Modelo: CMC3-2DM-60-D/3

|                                 |                      |                      |
|---------------------------------|----------------------|----------------------|
| Capacidad de refrigeración      | 500 kW               | 300 kW               |
| Caudal máximo de agua           | 39 m <sup>3</sup> /h | 39 m <sup>3</sup> /h |
| Temperatura de entrada del agua | 35 °C                | 35 °C                |
| Temperatura de salida del agua  | 24 °C                | 28.3 °C              |
| Temperatura del bulbo húmedo    | 12 °C                | 21 °C                |

Tabla 5. 1 Prestaciones térmicas de la torre de refrigeración

#### 5.3.3.2 - INTERCAMBIADORES DE CALOR.

Los intercambiadores son de placas desmontables para poder ajustar en todo momento el número de placas a la carga térmica de cada intercambiador. Sus principales características son:

Fabricante: Alfa Laval

Tipo: Intercambiador de placas desmontable

Modelo: M6M-FM

Configuración: flujo en contracorriente, con un solo paso

Presión máxima: 1MPa

Rango de temperaturas: -25°C a 160 °C

Material de la placa: AISI-316

Grosor de la placa: 0.5 mm

Elastómero: EPDM

### 5.3.3.3 - SISTEMA DE CONTROL.

La versatilidad requerida en el banco de ensayos se obtiene con el uso de un autómata programable (PLC) con capacidad de cálculo numérico. La selección del sistema SIMATIC PCS7 Compact, se debe a la facilidad de configuración, programación, y manejo de variables dentro de un entorno muy amigable hacia el usuario.

El sistema de control SIMATIC PCS7 Compact esta formado básicamente por un ordenador industrial del tipo PC, en concreto SIMATIC RI45 PII, que opera con el sistema operativo Microsoft Windows NT4.0 para facilitar las multi-tareas. Este ordenador se utiliza tanto como estación de ingeniería para la configuración y programación de todo el sistema, como estación de visualización y operación.

Para permitir la realización de tareas de control en tiempo real y no estar limitado por el sistema operativo del PC, las funciones de control se realizan en una tarjeta que se inserta en el interior del ordenador y se comunica con éste a través del bus ISA. Como dicha tarjeta dispone de una CPU propia, el control se efectúa de forma totalmente autónoma del PC. Por otra parte, la comunicación con las estaciones periféricas para la adquisición de datos, se realiza mediante una red Profibus DP.

En esta red Profibus es posible instalar además de las estaciones periféricas de control distribuido, todos los dispositivos de campo configurables y compatibles con dicha red. Por lo tanto, este tipo de estructura permite una comunicación directa con los diferentes dispositivos, lo que facilita la edición de los valores de proceso, el manejo de alarmas y la parametrización de la instrumentación.

Desde el punto de vista de usuario, el sistema de visualización de datos esta basado en el programa SIMATIC WinCC que opera dentro de la plataforma de Windows NT, lo que facilita la configuración. Además, el sistema permite la ejecución en paralelo de otros programas en el mismo ordenador, como por ejemplo hojas de cálculo, en la cual se puede establecer una comunicación total entre las dos aplicaciones mediante un canal del tipo DDE (Dynamic Data Exchange) o bien por un servidor OPC (OLE for Process Control).

A título de ejemplo, en la Fig. 5.4, se presenta la pantalla principal del sistema de adquisición de datos, en la cual se ha realizado un sinóptico del banco de ensayos desarrollado. Como se puede contemplar en dicha figura, en cada uno de los circuitos se muestran las variables más significativas junto con la potencia térmica calculada. Además, también se visualizan en tiempo real, los valores instantáneos del rendimiento térmico del equipo de absorción (COP) y el error en el balance energético (HB).

Finalmente, sólo cabe indicar que es posible acceder a un conjunto de pantallas adicionales, en donde se visualiza los históricos de las variables de interés a lo largo de una hora, como son las temperaturas de entrada y salida de cada uno de los circuitos, la evolución del rendimiento energético y del error en el balance energético.

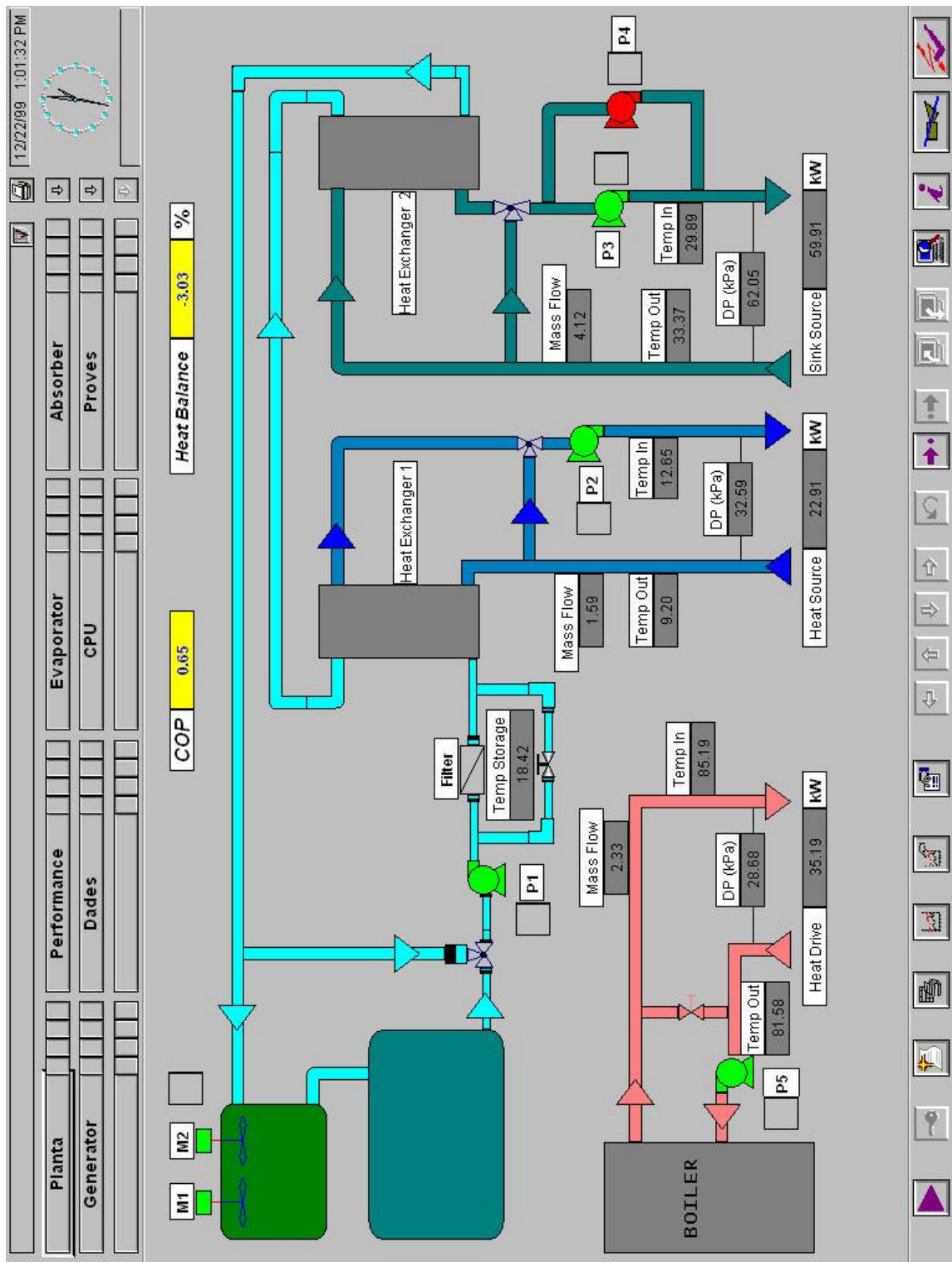


Fig.5. 4 Pantalla principal del sistema de adquisición de datos.

## 5.4 - INSTRUMENTACIÓN INSTALADA

A partir de los requerimientos de precisión en las medidas de temperatura y caudales indicados en la norma ARI 560-92, y del elevado grado de versatilidad previsto para el banco de ensayos, se ha instalado la instrumentación que a continuación se detalla:

### 5.4.1 - Sondas de Temperatura

Las termoresistencias Pt100, conforme al estándar internacional IEC-751 clase A, han sido seleccionadas debido a que se caracterizan por una menor tolerancia de fabricación y una elevada estabilidad y linealidad de la resistencia respecto a la temperatura. Además, con el fin de reducir al máximo la imprecisión de la lectura de temperatura, cada una de las sondas fueron calibradas alrededor de su temperatura de operación prevista, y los resultados fueron ajustados a una relación resistencia-temperatura del tipo:

$$R_t = R_0 (1 + \alpha t) \quad (5.13)$$

siendo:

$R_t$  = Resistencia óhmica a la temperatura  $t$  en °C

$R_0$  = Resistencia óhmica del sensor a  $t = 0$  °C

$\alpha$  = Coeficiente de linealidad de la sonda de temperatura.

En la Tabla 5.2, se indican los valores obtenidos de la calibración de cada una de las sondas junto con el propio convertidor analógico/digital del sistema de adquisición de datos.

| Localización       | Número de serie | $R_0$ (W) | $\alpha$ (W/°C) |
|--------------------|-----------------|-----------|-----------------|
| Entrada evaporador | FR-564/2        | 99.8995   | 3.7888e-3       |
| Salida evaporador  | FR-499/1        | 99.96     | 3.79852e-3      |
| Entrada absorbedor | FR-564/3        | 99.7203   | 3.85292e-3      |
| Salida condensador | FR-564/4        | 99.796    | 3.78782e-3      |
| Entrada generador  | FR-449/2        | 99.812    | 3.79899e-3      |
| Salida generador   | FR-564/1        | 99.8691   | 3.78018e-3      |

**Tabla 5.2** Valores obtenidos en la calibración de las sondas de temperatura del banco de ensayos

Con el fin de asegurar la máxima precisión, todas las sondas de temperatura son de 4 hilos para evitar las resistencias parásitas de los cables y de los conectores. De esta forma, la señal de resistencia medida por el convertidor analógico de entrada de 14 bits, proporciona una resolución en temperatura alrededor de 30 mK para el rango de medición de resistencia entre 0 y 150  $\Omega$ .

### 5.4.2 - Medidores de Caudal

El flujo másico se evalúa mediante el uso de una placa de orificio junto con el transmisor de caudal másico multivariable, modelo 3095MV de Rosemount. Dicho transmisor mide minuciosamente la presión diferencial, la presión absoluta y la temperatura del fluido, con el fin

de calcular dinámicamente el flujo másico totalmente compensado. Así pues, este sistema de medición es válido tanto para fluidos en fase líquida como en fase vapor, y pueden ser aplicados tanto para caudales relativamente pequeños como para caudales elevados, simplemente cambiando la placa de orificio. Además, el programa de configuración del transmisor contiene una extensa base de datos de propiedades físicas de diferentes fluidos como densidad, viscosidad, compresibilidad, ... que son requeridos para la evaluación del flujo. Dichos valores son introducidos durante el proceso de configuración y calibración del transmisor, junto con las características técnicas de las placas de orificio.

Para el diseño de las placas de orificio, al igual que los tramos rectos requeridos antes y después de dicha placa, se han seguido las recomendaciones indicadas en la ISO 5167. En la Tabla 5.3, se indican las principales características técnicas de cada uno de los tramos de medición utilizados.

|                                     | <i>Evaporador</i> | <i>Condensador</i> | <i>Generador</i> |
|-------------------------------------|-------------------|--------------------|------------------|
| Tipo de elemento                    | Corner taps       | Corner taps        | Corner taps      |
| Diámetro de orificio (mm)           | 37.66             | 38.60              | 22.45            |
| Diámetro interior del tubo (mm)     | 54.78             | 54.78              | 42.72            |
| Relación de diámetro $\beta$        | 0.6874            | 0.7046             | 0.5256           |
| Longitud del tubo aguas arriba (mm) | 650               | 650                | 650              |
| Longitud del tubo aguas abajo (mm)  | 300               | 300                | 300              |
| Diámetro del agujero de purga       | 0                 | 0                  | 0                |

**Tabla 5. 3** Características técnicas de los tramos de medición instalados en cada uno de los circuitos que forman el banco de ensayos.

Bajo estas consideraciones, es posible conseguir una medición del flujo másico de una corriente, ya sea en fase líquida o gas, con una precisión inferior al 1% en un rango de caudales de 8:1.

#### **5.4.3 - Pérdidas de Carga**

Las pérdidas de carga en cada uno de los circuitos son directamente evaluados por los transmisores de presión diferencial, modelo SITRANS® P, comercializados por Siemens. Dichos transmisores tienen un rango de medición de 600 mbar.

#### **5.4.4 - Demanda Eléctrica**

La mayor parte de equipos de climatización requieren conexión a la red eléctrica. No obstante, la demanda eléctrica de estos equipos varía en gran medida de tipo de energía utilizada para su funcionamiento, y de la capacidad térmica del equipo. Por este motivo se ha considerado el uso de dos transmisores de potencia eléctrica, uno para bajos consumos con circuitos monofásicos y otro para circuitos trifásicos desequilibrados de mayor potencia. En la Tabla 5.4 y 5.5 se indican las principales características técnicas de dichos transmisores.

|                               |               |
|-------------------------------|---------------|
| Fabricante                    | SACI          |
| Modelo                        | ATW           |
| Rango de medida               | 0-2,2 kW      |
| Precisión                     | $\pm 1 \%$    |
| Rango de voltaje (1 fase)     | 120 - 380 VAC |
| Rango de intensidad           | 0-5 A         |
| Intensidad transformador Aux. | 10/5          |
| Señal de salida               | 4-20 mA (DC)  |

**Tabla 5. 4** Características técnicas del transmisor de potencia eléctrica para circuitos monofásicos

|                               |               |
|-------------------------------|---------------|
| Fabricante                    | SACI          |
| Modelo                        | ATW3          |
| Rango de medida               | 0-15 kW       |
| Precisión                     | $\pm 1 \%$    |
| Rango de voltaje (3 fases)    | 220 - 480 VAC |
| Rango de intensidad           | 0-5 A         |
| Intensidad transformador Aux. | 15/5          |
| Señal de salida               | 4-20 mA (DC)  |

**Tabla 5. 5** Características técnicas del transmisor de potencia eléctrica para circuitos trifásicos

## 5.5 - PUESTA A PUNTO DEL BANCO DE ENSAYOS

### 5.5.1 - Consideraciones Preliminares

La manera más factible de hacer la puesta a punto del banco de ensayos es con el análisis de un equipo ya comercial. De esta forma, la propia información facilitada por el fabricante puede ser utilizada de forma comparativa con los resultados proporcionados por el propio banco de ensayos, y facilitar al mismo modo el procedimiento de ajuste de la instrumentación instalada.

Además, uno de los aspectos más relevantes para la puesta a punto del banco es que el equipo a ensayar permita operar en un amplio rango de temperaturas. De esta manera, los parámetros de los diferentes reguladores pueden ser ajustados para un rango de temperaturas, en vez de un único de punto de operación. Por otra parte, también es necesario conocer las prestaciones indicadas por el fabricante en todo el rango de operación de la máquina, con el fin de poder disponer de varios puntos de comparación.

Como el banco de ensayos está diseñado para analizar las prestaciones de bombas de calor y enfriadoras de agua-agua, se descartan los equipos que de alguna manera intercambien calor directamente con el aire. Así, los flujos energéticos en el evaporador y en condensador se calculan a partir de los caudales máxicos y el salto térmico entre la entrada y la salida de cada uno de los circuitos.

Desde el punto de vista económico, se pretende huir de equipos que requieran un sistema de control sofisticado para su funcionamiento. Por este motivo, para realizar la puesta a punto del banco de ensayos se han excluido los equipos accionados con vapor.

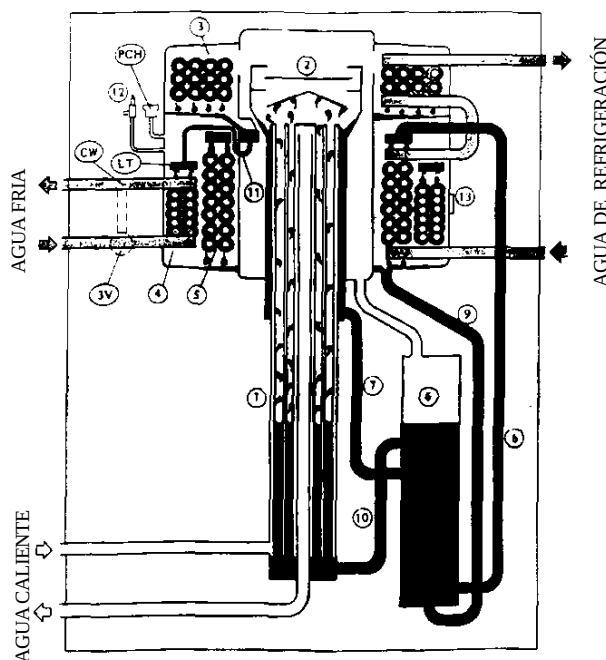
Teniendo en cuenta los anteriores puntos, la solución más apropiada es un equipo de absorción de agua-BrLi de simple efecto. Este tipo de unidades opera con agua caliente alrededor de 90°C, la cual puede ser proporcionada por cualquier caldera de agua caliente comercial. De esta forma, la demanda térmica en el generador es calculada teniendo en cuenta el flujo de agua, y la diferencia de temperaturas de ésta entre la entrada y la salida, y en consecuencia, el rendimiento del equipo es independiente del combustible. Este aspecto adquiere un valor especial cuando el objetivo es comparar las prestaciones indicadas por el

fabricante de la máquina con las obtenidas en el propio banco de ensayos; ya que el rendimiento de los equipos de llama directa depende directamente de los factores de la combustión como la presión de aire, el tipo de combustible, el poder calorífico superior, y de otros parámetros difícilmente medibles.

La unidad considerada es la AROACE YAZAKI, modelo WFC10, que proporciona una potencia frigorífica de 34.9 kW (10 RT). Este equipo cumple con los requerimientos exigidos anteriormente, y además posee un sistema de control muy simple, basado en tres termostatos para regular el funcionamiento de las bombas de circulación del evaporador, absorbedor/condensador y en el generador. Con esta estrategia de control tan simple se puede mejorar la repetibilidad de los ensayos, ya que no hay ningún tipo de control interno que pueda modificar las prestaciones del equipo para unas condiciones de operación dadas.

### 5.5.2 - Descripción del Equipo

En Fig 5.5, se presenta el esquema interno del equipo de absorción, en cual se pueden localizar los diferentes componentes que forman el equipo al igual que el principio de funcionamiento de dicha unidad. En la Fig. 5.6 se muestra la imagen externa del equipo una vez instalada en el banco de ensayos, en donde se puede contemplar la situación de una parte de la instrumentación instalada.



**Fig.5. 5** Esquema interno del equipo Yazaki WFC-10



**Fig.5. 6** Fotografía de la instalación del equipo Yazaki WFC-10, en el banco de ensayos

La principal característica de este equipo es la ausencia de la bomba eléctrica requerida para transferir la solución rica desde el absorbedor al generador, la cual ha sido remplazada por

una sistema de bombeo por burbujas. Así, la solución rica a la salida del absorbedor (9) es precalentada en el intercambiador de calor solución-solución (6), antes de entrar en el generador (1). Debido a la escasa diferencia de presión entre el generador y absorbedor en este tipo de unidades de agua-BrLi, alrededor de 5 kPa, dicha diferencia de presión puede ser superada solamente instalando el absorbedor 0.35m por encima del nivel del generador.

Una vez la solución ha entrado en el generador, ésta fluye por el interior de un haz de tubos de diámetro reducido, los cuales son bañados por el agua caliente procedente de la caldera. A causa de los pequeños diámetros de los tubos del generador, tan pronto como empiezan aparecer las primeras burbujas, el líquido atrapado entre las burbujas es arrastrado hacia la parte superior del generador (2). En este punto, la fase vapor se separa de la solución líquida y el vapor es condensado por el agua que fluye a través de los tubos del condensador (3), mientras que la solución pobre (7) es enfriada en el intercambiador de solución-solución (6), antes de distribuirse por los tubos del absorbedor (8). El agua condensada en el punto (3) fluye hacia el evaporador (4) a través de la trampa de líquido (11), en donde el vapor producido en la evaporación es absorbido por la solución pobre que circula por los tubos del absorbedor (5).

### 5.5.3 - Prestaciones Térmicas del Equipo YAZAKI WFC-10

En la Tabla 5.6, se detallan las principales prestaciones térmicas del equipo Yazaki WFC-10, que se pretende ensayar. Dichas características fueron extraídas de la web del fabricante.

|                                  |                        |              |          |
|----------------------------------|------------------------|--------------|----------|
| <i>Circuito agua fría</i>        | Potencia frigorífica   | (kW)         | 34.9     |
|                                  | Temperatura de salida  | (°C)         | 9        |
|                                  | Temperatura de entrada | (°C)         | 14       |
|                                  | Caudal de agua         | (l/min)      | 100.2    |
|                                  | Pérdida de carga       | (kPa)        | 38.4     |
| <i>Circuito agua caliente</i>    | Demanda térmica        | (kW)         | 49.8     |
|                                  | Temperatura de         | (°C)         | 88       |
|                                  | Caudal de agua         | (l/min)      | 142.8    |
|                                  | Pérdida de carga       | (kPa)        | 39.4     |
| <i>Circuito de refrigeración</i> | Carga térmica          | (kW)         | 84.8     |
|                                  | Temperatura de entrada | (°C)         | 29.5     |
|                                  | Temperatura de salida  | (°C)         | 34.5     |
|                                  | Caudal de agua         | (l/min)      | 243      |
|                                  | Pérdida de carga       | (kPa)        | 68.9     |
| <i>Electricidad</i>              | Alimentación           | (V/fases/Hz) | 200/1/50 |
|                                  | Consumo                | (kVA)        | 0.1      |

**Tabla 5. 6** Especificaciones técnicas del equipos Yazaki WFC-10

## 5.6 - EXPERIMENTACIÓN CON EL EQUIPO YAZAKI WFC-10

El objetivo principal de la experimentación del equipo Yazaki WFC-10 en el banco de ensayos es simplemente la realización de la puesta en marcha de dicho banco con el ajuste de los parámetros de los reguladores de las motoválvulas, y el ensayo de dicha unidad a las condiciones nominales de operación indicada por el fabricante.

Durante la fase de puesta en marcha del equipo, se introducen en el sistema de control y visualización, cada uno de los parámetros de calibración de las diferentes sondas de temperatura al igual que cada uno de los parámetros requeridos por los transmisores de flujo másico. Posteriormente, se desarrolla un programa de secuencia de arranque y parada de las bombas, gestión de alarmas y enclavamientos a realizar en caso de activarse una alarma por operar en condiciones fuera de la establecidas. A partir de este punto, se puede iniciar la experimentación con el equipo en cuestión.

### 5.6.1 - Evaluación de los Parámetros de los Reguladores

Los primeros ensayos realizados en el banco tuvieron por objetivo la determinación de los parámetros de control de las motoválvulas que regulan la temperatura de operación de cada uno de los circuitos que forman el banco de ensayos. Estas motoválvulas contienen un pequeño motor monofásico el cual se halla acoplado a un condensador. Este motor cuando es conectado a la red eléctrica gira a velocidad constante, y el sentido de giro se determina en función del extremo del condensador en el cual se conecta la fase de alimentación del motor. Así pues, estas válvulas no llevan un posicionador electrónico, y requieren un control del tipo ON/OFF.

Más concretamente, se implementó un controlador por pasos “Step Controller”, el cual puede proporcionar tres estados de salida diferentes (abertura, cierre o paro) cuya acción es temporizada en el tiempo en función del valor obtenido por el regulador del tipo proporcional-integrativo. Este regulador, además de los términos proporcional e integrativo, incorpora otros parámetros de interés como el tiempo de ciclo, el ancho de la banda muerta del regulador, tiempo mínimo de accionamiento, tiempo máximo de abertura de la válvula, etc. los cuales fueron introducidos dependiendo de las características técnicas de cada una de las válvulas y de la dinámica del lazo de control.

Una vez introducidos dichos parámetros de funcionamiento, el siguiente paso es la sintonización del regulador proporcional-integrativo. Esta sintonización se realiza mediante el segundo método de Ziegler-Nichols, basado en la ganancia crítica a lazo cerrado, en el cual se va incrementando el término proporcional del regulador hasta obtener una oscilación mantenida. A partir del valor de la ganancia crítica obtenida experimentalmente y de la frecuencia de la oscilación mantenida, Ziegler-Nichols proponen unas expresiones para evaluar la constante proporcional y el tiempo integrativo del regulador. Los valores obtenidos para el controlador del circuito del evaporador y del condensador se muestran en la Tabla 5.7. Por otra parte, en la Fig 5.7, se muestra a título de ejemplo, la experimentación realizada en el circuito del evaporador para la evaluación de las constantes en el circuito del evaporador.

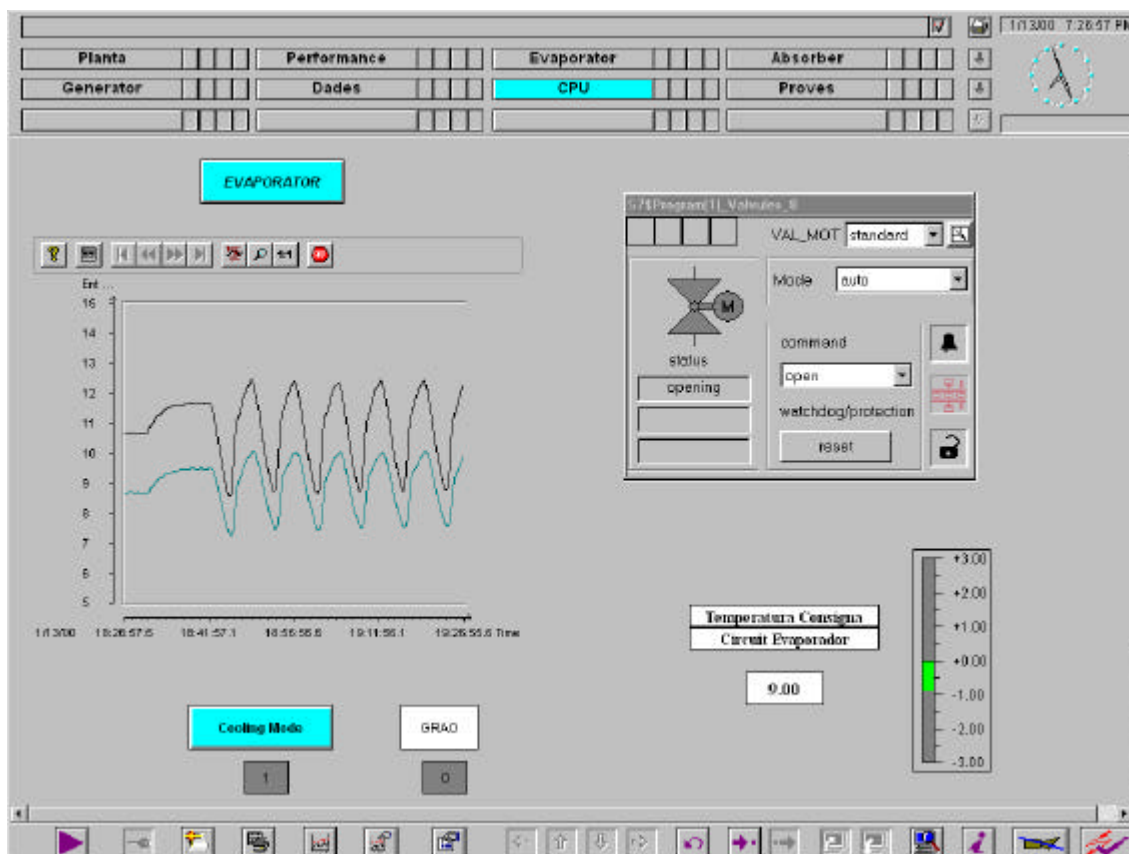


Fig.5. 7 Aplicación del segundo método de sintonización propuesto por Ziegler-Nichols, para la evaluación de la constante proporcional y tiempo integrativo para el circuito del evaporador.

En la Fig 5.7, se observa como a partir de un punto, al incrementar la constante del regulador y provocar una perturbación con el lazo cerrado, la respuesta del sistema es una oscilación mantenida. En ella, es posible evaluar la frecuencia de oscilación y anotar la constante proporcional que ha generado dicha oscilación. De las diversas experimentaciones realizadas, se evalúan los parámetros indicados en la Tabla 5.7

|                        | <i>Constante proporcional</i> | <i>Tiempo integrativo (min)</i> |
|------------------------|-------------------------------|---------------------------------|
| Evaporador             | 7.2                           | 10.83                           |
| Absorbedor/Condensador | 12.6                          | 16.67                           |

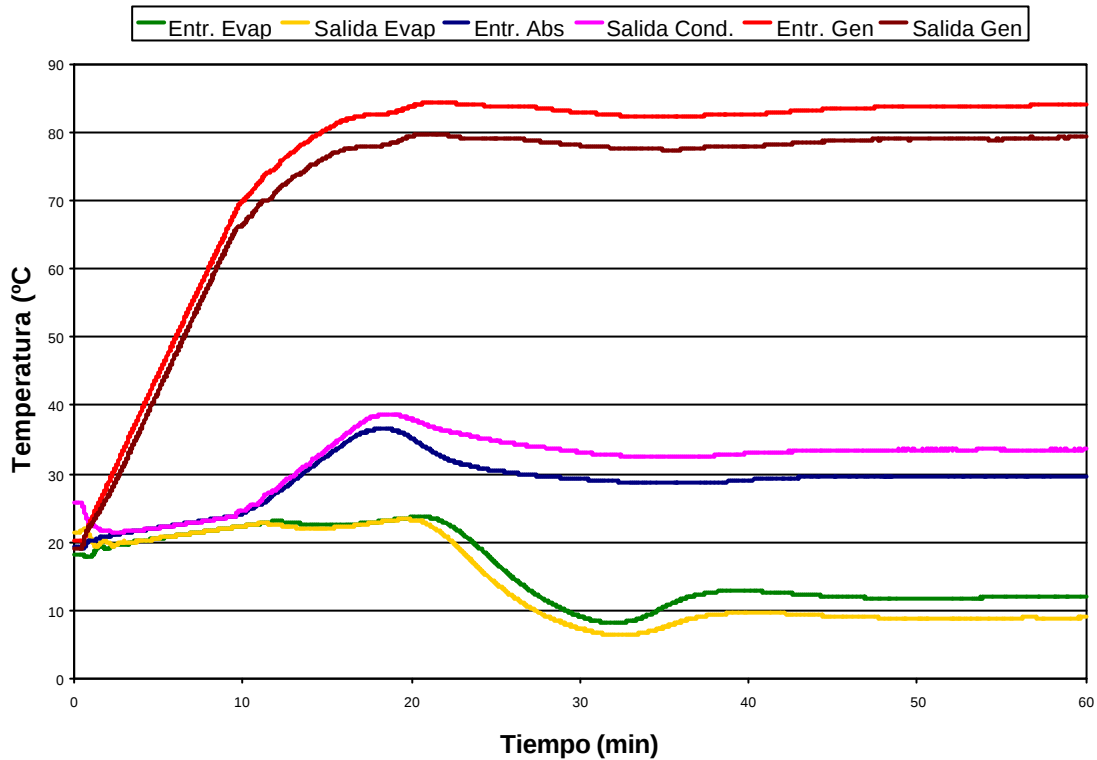
**Tabla 5. 7** Propuesta de los parámetros de los reguladores para el circuito del evaporador y del absorbedor/condensador a partir del segundo método de sintonización de Ziegler-Nichols.

A pesar de ello, el procedimiento aplicado para la sintonización de dichos reguladores, tiene un carácter orientativo y por tanto, se requiere un posterior ajuste de la constante proporcional y del tiempo de integración. Los valores utilizados finalmente se indican en la Tabla 5.8

|                        | <i>Constante proporcional</i> | <i>Tiempo integrativo (min)</i> |
|------------------------|-------------------------------|---------------------------------|
| Evaporador             | 8                             | 8                               |
| Absorbedor/Condensador | 10                            | 5                               |

**Tabla 5. 8** Parámetros definitivos de los reguladores del evaporador y del absorbedor/condensador.

En la Fig. 5.8, se presenta la evolución de las diversas temperaturas involucradas en el equipo de absorción Yazaki WFC-10 durante el proceso de su puesta en marcha en el banco de ensayos al operar en modo automático. En el gráfico se observa como la consecución de las condiciones de operación se obtienen después de 45 minutos de haberse iniciado la experimentación.



**Fig.5.8** Evolución temporal de las temperaturas del equipo Yazaki WFC-10 en el banco de ensayos, durante el proceso de arranque al operar en modo automático.

A la vista del comportamiento dinámico mostrado en la Fig 5.8, se puede concluir que el sistema de control y los parámetros de sintonización de los reguladores satisfacen los requerimientos exigidos: variaciones de temperatura casi inapreciables una vez estabilizado el sistema y, un tiempo de estabilización relativamente corto en comparación a la inercia térmica propia de la máquina de absorción.

De los resultados obtenidos anteriormente, se puede decir que el sistema de control y el sistema de adquisición de datos operan satisfactoriamente. Por tanto, el banco de ensayos ya se halla preparado para iniciar el estudio de las prestaciones térmicas del equipo Yazaki WFC-10. Es oportuno destacar de nuevo que el objetivo principal de dicho análisis es básicamente el de adquirir experiencia en el manejo de dicho banco de ensayos y por otra parte, comprobar que la metodología aplicada en la calibración de los diversos transmisores es adecuada.

### 5.6.2 - Evaluación de Prestaciones Térmicas de la YAZAKI WFC-10

Las prestaciones del equipo de absorción de Agua-BrLi Yazaki WFC-10 son evaluadas en las condiciones nominales indicadas por el propio fabricante, las cuales se han detallado en la anterior Tabla 5.6. A continuación se indica de forma gráfica los resultados obtenidos a partir de la experimentación realizada durante una hora en el banco de ensayos.

En la Fig. 5.9, se indica la evolución de las temperaturas de entrada y salida en el evaporador.

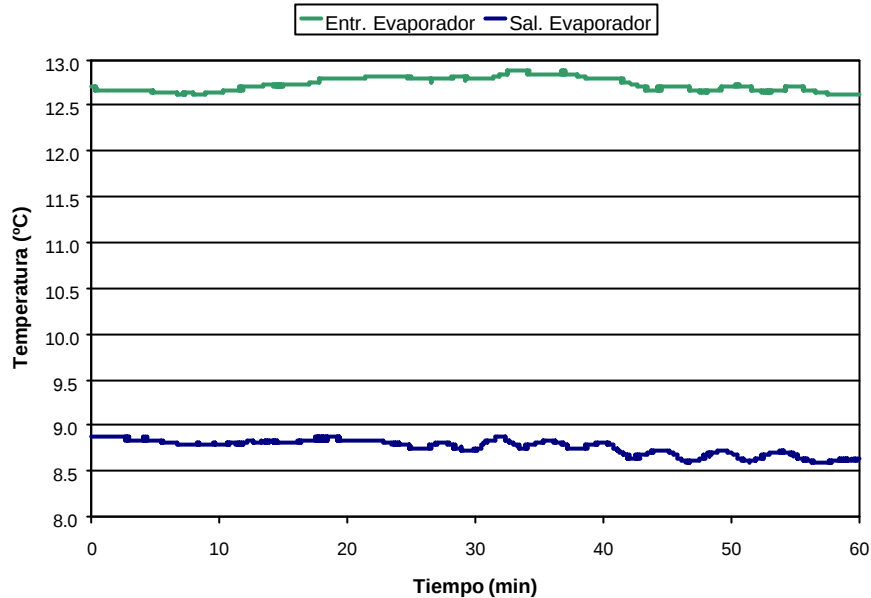


Fig.5. 9 Evolución de las temperaturas en el evaporador

En la Fig. 5.10, se muestra indica la variación de las temperaturas de entrada y salida en el circuito del absorbedor/condensador.

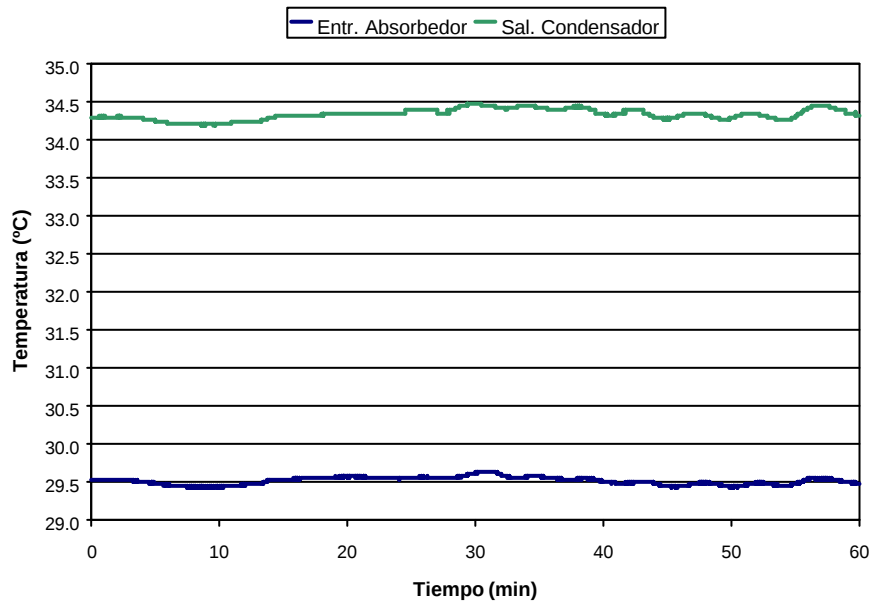


Fig.5. 10 Temperaturas de entrada y salida en el circuito absorbedor/condensador

En las anteriores figuras Fig 5.9 y Fig 5.10, se observa una buena estabilización de las temperaturas en ambos circuitos. En cambio, en la Fig 5.11, en donde se muestra la tendencia de las temperaturas de entrada y salida del generador, se observa una amplia variación inicial de ellas, debido a que no existe un control directo de dichas variables. El punto de operación se determina a partir de la regulación manual del caudal de gas de entrada a la caldera y en definitiva de la potencia térmica de operación. La adopción de este tipo de control se debe a la mejora en estabilidad en el punto de operación, ya que la caldera utilizada no disponía de modulación de carga, y su funcionamiento era todo/nada, lo que repercutía negativamente en la estabilización de las variables del equipo a ensayar y en el balance energético

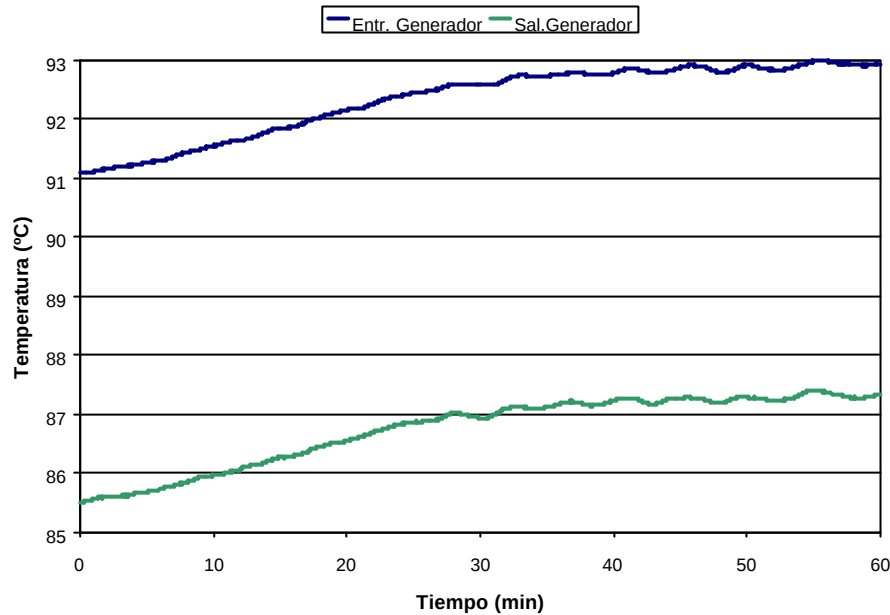


Fig.5. 11 Temperaturas de entrada y salida del generador

En la Fig 5.12, se representa el caudal másico y la pérdida de carga en el evaporador.

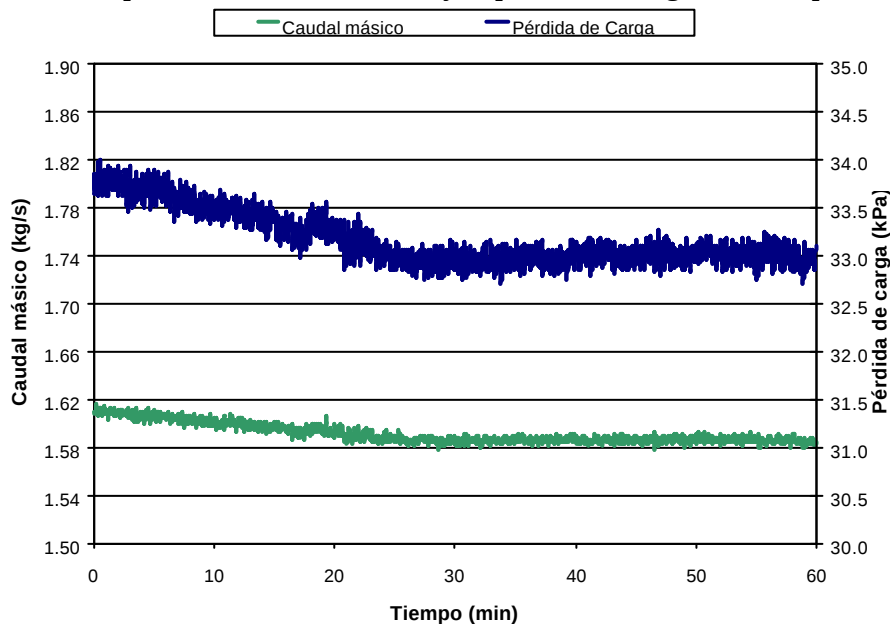
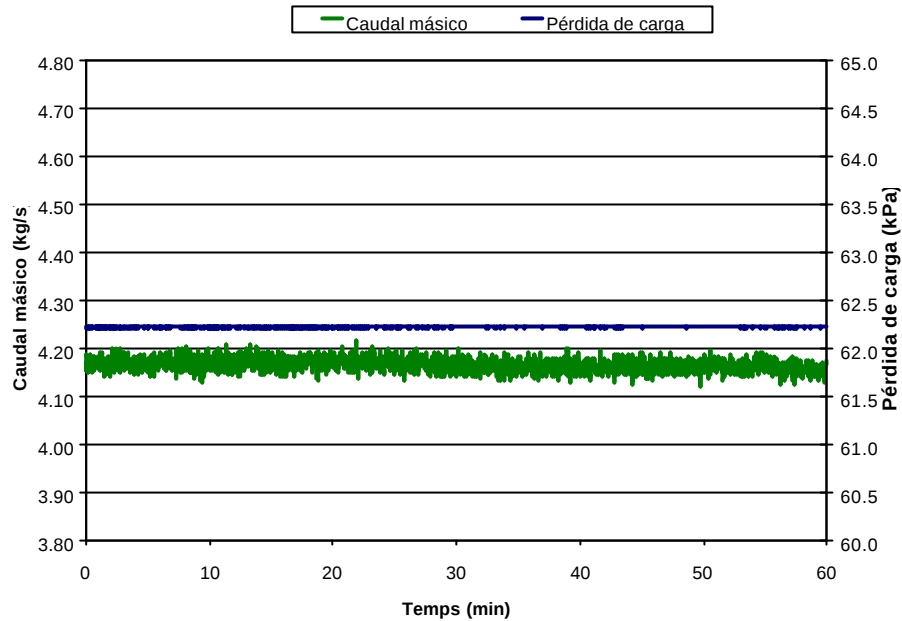


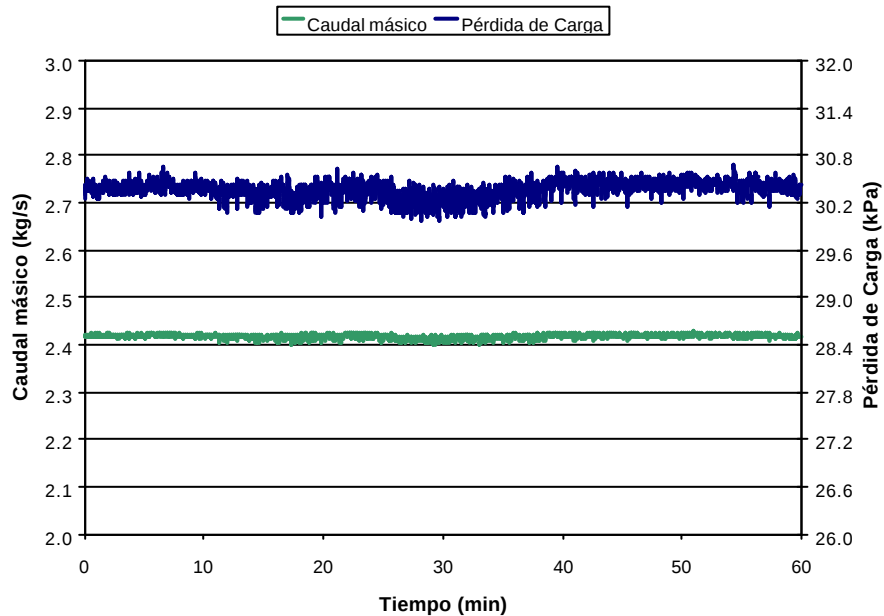
Fig.5. 12 Caudal másico y pérdida de carga en el circuito del evaporador

En la Fig 5.13, se muestran los valores obtenidos de caudal másico y pérdida de carga en el circuito del absorbedor y del condensador.



**Fig.5. 13** Evolución del caudal másico y de la pérdida de carga en el circuito del absorbedor/condensador

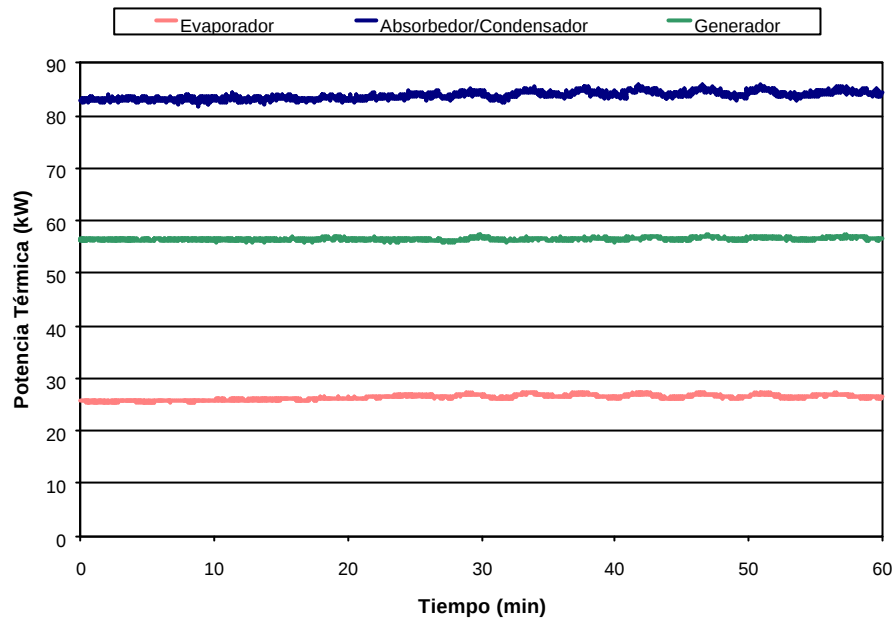
Finalmente en la Fig 5.14 se muestran las últimas variables medibles en el ensayo que corresponden al caudal másico y la pérdida de carga en el generador.



**Fig.5. 14** Caudal másico y pérdida de carga en el circuito del generador

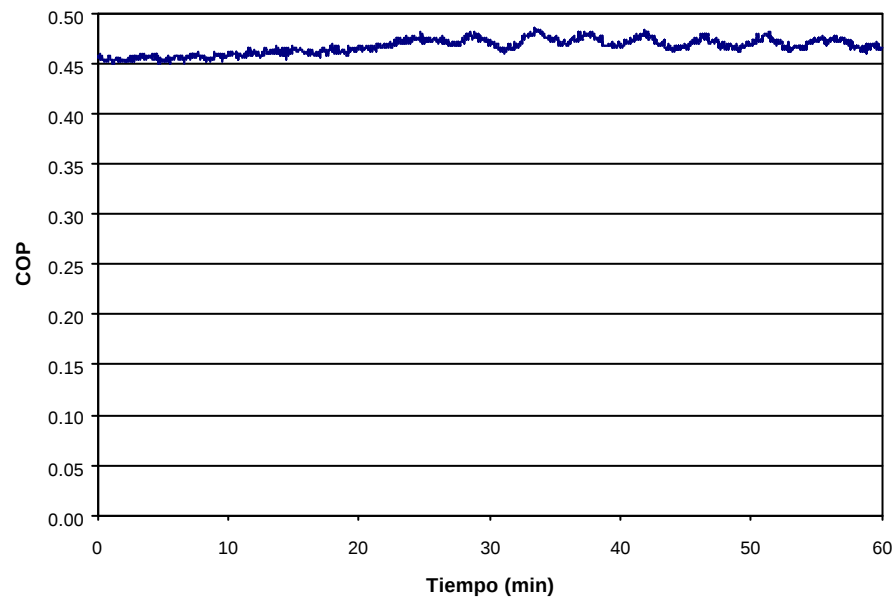
A partir de la observación de las diferentes variables que han sido medidas durante el ensayo se puede constatar que durante los últimos 30 minutos, el equipo se hallaba en régimen estacionario y dentro de la variabilidad indicada en la norma ARI anteriormente detallada.

Del conjunto de variables medidas en la experimentación, el sistema calcula en cada momento los flujos térmicos en los diversos circuitos que componen el equipo de absorción Yazaki WFC-10. Dichos flujos se muestran en la Fig. 5.15.



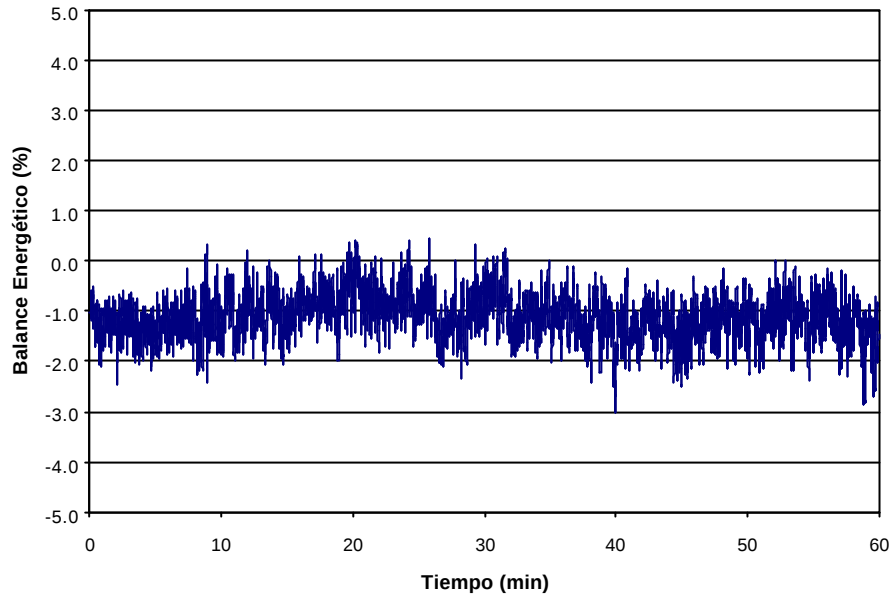
**Fig.5. 15** Potencias térmicas evaluadas durante la experimentación.

Por otra parte, a partir de la potencia térmica intercambiada en el evaporador y el generador, se puede calcular directamente el COP, ya que la unidad no requiere alimentación eléctrica alguna para su funcionamiento. La variación de dicho valor, a lo largo de la experimentación se muestra en la Fig. 5.16.



**Fig.5. 16** Coeficiente de funcionamiento del equipo de absorción Yazaki WFC-10 en las condiciones establecidas en la experimentación

Al comparar los resultados obtenidos en la experimentación tanto a nivel de potencias térmicas como a nivel del coeficiente de operación con los valores indicados en la Tabla 5.6 se constata una gran discrepancia de resultados. Por este motivo, en la Fig 5.17, se muestra el error porcentual en el balance energético a lo largo de la experimentación.



**Fig.5. 17** Evolución durante la experimentación del error porcentual en el balance energético

A pesar de que se observa una buena concordancia en los balances energéticos, alrededor de un 1% en el tramo final del ensayo, se observa claramente que los resultados obtenidos en referencia a las potencias térmicas y al rendimiento propio del equipo difieren considerablemente de los indicados por el fabricante.

Al examinar los valores medidos, se constata que a nivel de caudales existe una buena similitud entre los valores de pérdida de carga indicados por el fabricante y los obtenidos durante el ensayo, lo que implica que la medición de dichos flujos másicos es correcta. En la Tabla 5.9, se muestra la comparativa de dichas mediciones.

|            | Fabricante  |                        | Banco de ensayos |                        |
|------------|-------------|------------------------|------------------|------------------------|
|            | Flujo (l/s) | Pérdida de carga (kPa) | Flujo (kg/s)     | Pérdida de carga (kPa) |
| Evaporador | 1.67        | 34.3                   | 1.60             | 33.7                   |
| Absorbedor | 4.05        | 59.8                   | 4.12             | 62.2                   |
| Generador  | 2.38        | 29.6                   | 2.41             | 30.4                   |

**Tabla 5. 9** Tabla comparativa de los valores troquelados en el equipo y las mediciones realizadas durante el ensayo.

Entonces, si la medición de los caudales es correcta, y el error en el balance energético es muy reducido, se puede concluir que las sondas de temperatura miden de forma satisfactoria. Así pues, todo parece indicar que posiblemente existe una anomalía interna en el equipo a ensayar y no en el banco de ensayos.

En general, las deficiencias térmicas de este tipo de equipos se deben a:

- a) Verticalidad del equipo. Si se observa la Fig 5.5 se puede intuir que la verticalidad de la máquina es un aspecto muy importante, debido a que los flujos de líquido y de vapor que fluyen por el interior de la unidad se deben únicamente a la acción del campo gravitatorio. Una deficiente verticalidad deteriora las películas de líquido en las superficies de los haces de tubos y reduce drásticamente las prestaciones del equipo. Por lo tanto, se comprobó la posición vertical de la unidad, mediante la colocación de un nivel en el saliente destinado para este fin.
- b) Incondensables. A pesar que el equipo es hermético y lleva incorporado una celda de paladio con el fin de absorber el hidrógeno producido por el proceso de corrosión de la sal, es recomendable realizar una purga de incondensables de forma periódica. Por este motivo, y ante las bajas prestaciones térmicas observadas se llevó a cabo dicha purga. Se extrajeron 200 cm<sup>3</sup> de incondensables en el absorbedor y 700 cm<sup>3</sup> en el condensador. Por otra parte, los gases extraídos no resultaron ser inflamables, con lo que se descarta la presencia de hidrógeno, y por lo tanto, el inicio de una fase de corrosión severa en el interior de la máquina de absorción.
- c) Incrustaciones. Uno de los problemas más habituales en este tipo de equipos es el “fouling” o ensucionamiento de las superficies de transferencia de calor que dificulta el flujo térmico y la consiguiente disminución de las prestaciones térmicas de la máquina. Al considerar que ésta podía ser una causa de bajo rendimiento de la unidad, se realizó una limpieza química mediante un desincrustante de carbonatos, comercializado con el nombre D CAL 7, y posteriormente se aplicó un limpiador desengrasante de seguridad conocido comercialmente por “SYNERAL”

Llegados a este punto, y al no constatar ningún tipo de mejora sustancial en los diversos ensayos realizados, se pretende realizar un estudio más exhaustivo del funcionamiento de la máquina con el fin de averiguar la causa que provoca el pobre funcionamiento de dicha unidad. Como el equipo es hermético, y es imposible acceder al interior de la máquina, se instalan un conjunto de sondas de temperatura de contacto, con el fin de obtener las siguientes lecturas y poder cerrar los diferentes balances de materia y energía en el interior de máquina:

- 1) Temperatura de la solución diluida a la salida del absorbedor ( $T_{Y9}$ )
- 2) Temperatura de la solución diluida a la entrada del generador ( $T_{Y10}$ )
- 3) Temperatura de la solución concentrada a la salida del generador ( $T_{Y7}$ )
- 4) Temperatura de la solución concentrada a la entrada del absorbedor ( $T_{Y8}$ )
- 5) Temperatura de pared del condensador ( $T_{YPC}$ )
- 6) Temperatura de pared del evaporador ( $T_{YPE}$ )
- 7) Temperatura del agua de refrigeración a la salida del absorbedor y antes de entrar al condensador ( $T_{YM}$ )

Los valores obtenidos en una nueva experimentación, con temperatura de salida del agua del evaporador a 9°C, temperatura de entrada del agua de refrigeración en el absorbedor 29.5, y la temperatura de entrada del agua al generador de 84°C fueron:

|                            |                           |                           |                            |
|----------------------------|---------------------------|---------------------------|----------------------------|
| $T_{Y7} = 64\text{ °C}$    | $T_{Y8} = 36.9\text{ °C}$ | $T_{Y9} = 30.3\text{ °C}$ | $T_{Y10} = 54.6\text{ °C}$ |
| $T_{YPC} = 34.5\text{ °C}$ | $T_{YPE} = 8\text{ °C}$   | $T_{YM} = 33.3\text{ °C}$ |                            |

**Tabla 5. 10** Valores experimentales del equipo Yazaki WFC-10, durante el ensayo del día 05/10/2000

Por otra parte, los flujos térmicos evaluados durante la experimentación resultaron:

|                      |                         |                      |                         |
|----------------------|-------------------------|----------------------|-------------------------|
| $q_E = 17\text{ kW}$ | $q_{C2} = 35\text{ kW}$ | $q_G = 47\text{ kW}$ | $q_{AB} = 26\text{ kW}$ |
|----------------------|-------------------------|----------------------|-------------------------|

**Tabla 5. 11** Potencias térmicas evaluadas durante la experimentación del día 05/10/2000

La simple inspección de estas potencias térmicas constata una anomalía cualitativa de dichos flujos. Generalmente el calor del evaporador en los ciclos de absorción de Agua-BrLi sólo debe ser ligeramente inferior al condensador debido básicamente al proceso “flash” por la expansión a la entrada del evaporador. Por otra parte, la potencia térmica en el absorbedor debe ser superior al calor intercambiado en el condensador debido a que además del calor latente de cambio de fase del refrigerante hay que añadir el calor de disolución del refrigerante con el absorbente. Para el caso particular del Agua-BrLi, dicho calor de disolución es considerablemente elevado.

Basándose en estos dos aspectos, se puede afirmar que existe una anomalía en la distribución del agua en el evaporador, que repercute negativamente en la cantidad de agua evaporada, disminuyendo simultáneamente la carga térmica en el evaporador y en absorbedor, tal y como se observa en los resultados obtenidos en la experimentación anterior. Esta idea ha sido corroborada mediante una simulación termodinámica del ciclo de absorción de simple efecto Agua-BrLi en el paquete informático “Engineering Equation Solver (EES)”, teniendo en cuenta las variables medidas durante la experimentación.

Las consideraciones aplicadas en la simulación son:

- Régimen estacionario
- Pérdida de carga despreciable entre componentes
- Equilibrio líquido-vapor a la salida del generador

El procedimiento utilizado en la simulación es:

- Cálculo de las presiones de operación del condensador ( $P_C$ ) y del evaporador ( $P_E$ ) a partir de las temperaturas  $T_{YPC}$  y  $T_{YPE}$
- Obtención de la concentración concentrada ( $W_r$ ) a la salida del generador conociendo  $P_C$  y  $T_{Y7}$
- Balance de materia y de especies en el generador
- Balance de energía en el intercambiador de calor solución-solución
- Balance de energía en uno de los componentes, en la cual la potencia térmica intercambiada sea conocida. En nuestro caso se ha escogido el generador.

La resolución de este sistema de ecuaciones permite la obtención de los diversos flujos de materia y poder realizar así los balances de energía en los componentes restantes del ciclo.

Los resultados proporcionados por la simulación se presentan en la Tabla 5.12

|               |      |
|---------------|------|
| COP           | 0.82 |
| $q_G$ (kW)    | 47.0 |
| $q_{C2}$ (kW) | 40.6 |
| $q_E$ (kW)    | 38.9 |
| $q_{AB}$ (kW) | 45.2 |

**Tabla 5. 12** Resultados obtenidos por simulación termodinámica a partir de los valores de temperaturas obtenidas durante la experimentación

Los resultados obtenidos en la simulación ponen de manifiesto que los valores indicados por el fabricante del equipo son factibles siempre y cuando se produzca una evaporación total en el evaporador. Al comparar con los resultados experimentales en el banco de ensayos, la hipótesis considerada de una evaporación parcial en el evaporador puede confirmarse con la introducción de una nueva ecuación en el evaporador que contemple una evaporación parcial del agua a partir del calor intercambiado realmente en dicho componente. Los resultados obtenidos en esta nueva simulación se indican en la Tabla 5.13, en donde también se ha incluido los resultados experimentales.

|               | <i>Simulación</i> | <i>Experimental</i> |
|---------------|-------------------|---------------------|
| COP           | 0.36              | 0.36                |
| $q_G$ (kW)    | 47.0              | 47                  |
| $q_{C2}$ (kW) | 40.6              | 35                  |
| $q_E$ (kW)    | 17.0              | 17                  |
| $q_{AB}$ (kW) | 23.3              | 26                  |

**Tabla 5. 13** Comparativa entre los valores obtenidos por simulación termodinámica y los valores evaluados experimentalmente.

A partir de los resultados indicados en la Tabla 5.13, en donde se observa una buena concordancia entre los flujos térmicos en el condensador y en el absorbedor obtenidos por simulación y los evaluados a partir de la experimentación; se puede poner de manifiesto que el equipo ensayado posee una deficiente distribución del agua en el haz tubos del evaporador. Este hecho provoca la llegada de agua en fase líquida en la solución del absorbedor, lo cual repercute muy negativamente en las prestaciones térmicas del equipo. Dicho defecto puede haberse generado durante el proceso de fabricación o bien durante el transporte de dicho equipo.

### 5.6.3 - Comportamiento Dinámico de la YAZAKI WFC-10

Hasta este punto, solamente se ha considerado la evaluación de las prestaciones térmicas del equipo bajo unas condiciones estáticas de operación, las cuales vienen determinadas por la aplicación de una norma.

No obstante, desde el punto de vista del usuario final, además de los rendimientos térmicos de un equipo, también adquiere un especial interés el confort que puede proporcionar. Es decir, los equipos que tengan una elevada inercia térmica, poseen una mayor dificultad para adaptarse a variaciones bruscas de la carga, provocando una disminución de la sensación de confort por parte del usuario. Además, teniendo en cuenta que la mayor parte de los equipos de absorción instalados hoy en día son accionados mediante fuentes térmicas variables procedentes de residuos térmicos o por energía solar, es necesario poder analizar la idoneidad de un determinado equipo de absorción ante unas determinadas condiciones de operación previstas.

Por este motivo, se ha considerado oportuno realizar un estudio dinámico del comportamiento de la YAZAKI WFC-10. El desarrollo exhaustivo de la metodología seguida en dicho análisis está detallado en Salcedo et al (2000). Debido a que dicho estudio se encuentra fuera de los objetivos de esta tesis, aquí únicamente se muestran las funciones de transferencia obtenidas en cada uno de los circuitos considerados.

| Subsistema             | Función de transferencia discreta                              | Función de transferencia continua                                     | ¿Es significativo? |
|------------------------|----------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------|--------------------|
| $T_E^{IN} - T_E^{OUT}$ | $H_E(z) = \frac{0.1717z - 0.1560}{z - 0.9787}$                 | $H_E(s) = \frac{0.1717s + 0.0079}{s + 0.0108}$                        | SI                 |
| $T_E^{IN} - T_C^{OUT}$ | $H_{E-C}(z) = \frac{0.000864}{z - 0.9995}$                     | $H_{E-C}(s) = \frac{0.0004321}{s + 0.0003}$                           | NO                 |
| $T_E^{IN} - T_G^{OUT}$ | $H_{E-G}(z) = \frac{0.0007818}{z - 0.9998}$                    | $H_{E-G}(s) = \frac{0.0003909}{z + 0.0001}$                           | NO                 |
| $T_C^{IN} - T_C^{OUT}$ | $H_C(z) = \frac{0.0146z}{z - 0.9827}$                          | $H_C(s) = \frac{0.0146s + 0.0074}{s + 0.0087}$                        | SI                 |
| $T_C^{IN} - T_E^{OUT}$ | $H_{C-E}(z) = \frac{0.1056z - 0.1106}{z^2 - 1.6997z + 0.7038}$ | $H_{C-E}(s) = \frac{0.0043s}{s^2 + 0.0117s}$                          | SI                 |
| $T_C^{IN} - T_G^{OUT}$ | $H_{C-G}(z) = \frac{0.006}{z^2 - 1.803 + 0.8067}$              | $H_{C-G}(s) = \frac{-0.0008638s + 0.0004169}{s^2 + 0.0537s + 0.0003}$ | SI                 |
| $T_G^{IN} - T_G^{OUT}$ | $H_G(z) = \frac{0.0175}{z - 0.9794}$                           | $H_G(s) = \frac{0.0088}{s + 0.0104}$                                  | SI                 |
| $T_G^{IN} - T_E^{OUT}$ | $H_{G-E}(z) = \frac{-0.000018888}{z - 0.9958}$                 | $H_{G-E}(s) = \frac{0.946010^{-7}}{s + 0.0021}$                       | NO                 |
| $T_G^{IN} - T_C^{OUT}$ | $H_{G-C}(z) = \frac{0.0054}{z - 0.9882}$                       | $H_{G-C}(s) = \frac{0.0027}{s + 0.0059}$                              | SI                 |

**Tabla 5. 1** Funciones de transferencia obtenidas de la Yazaki WFC-10, a partir del análisis dinámico realizado en el banco de ensayos

# **CAPÍTULO 6**

## **EXPERIMENTACIÓN CON EL PROTOTIPO**

### **6.1 – INTRODUCCIÓN**

### **6.2 – MONTAJE Y PUESTA EN MARCHA**

### **6.3 – ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DE LOS COMPONENTES**

6.3.1 – ABSORBEDOR

6.3.2 – CONDENSADOR

6.3.3 – EVAPORADOR

6.3.4 – GENERADOR DE ALTA Y GENERADOR DE BAJA

6.3.5 – INTERCAMBIADORES DE SOLUCIÓN-SOLUCIÓN

6.3.6 – COMPRESOR

6.3.7 – BOMBAS DE RECIRCULACIÓN

### **6.4 – RESULTADOS EN MODO CALEFACCIÓN**

### **6.5 – RESULTADOS EN MODO REFRIGERACIÓN**

6.5.1 – OPERACIÓN EN CONDICIONES DE DISEÑO.

6.5.2 – EFECTO DE LA VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA DE TRABAJO DEL ABSORBEDOR

6.5.3 – PROTOTIPO A PLENA CARGA



## 6.1 – INTRODUCCIÓN

En la parte inicial de este capítulo se describe brevemente el proceso de montaje así como la puesta en marcha del prototipo. Posteriormente se expone el análisis del comportamiento real de cada uno de los componentes que lo forman, con el fin de mostrar las coincidencias y divergencias entre las hipótesis de cálculo y los resultados obtenidos durante su funcionamiento en el banco de ensayos. Finalmente se presentan los resultados experimentales tanto en modo calefacción como en modo refrigeración.

En cada uno de los ensayos realizados se ha generado una gran cantidad de información, no únicamente de las lecturas de cada uno de los sensores instalados, sino que además, a partir de cada una de las variables medidas se han realizado en tiempo real, los balances de materia y energía en cada uno de las componentes del ciclo, según el procedimiento indicado en el Anexo C. De esta forma es posible conocer durante el régimen estacionario, los flujos de materia y energía, así como las composiciones de las corrientes involucradas en cada uno de los componentes del prototipo.

Con el fin de mostrar en este capítulo la mayor parte de la información obtenida en dichos ensayos, se ha decidido realizar directamente un volcado de las pantallas del sistema de adquisición de datos del banco de ensayos. Del conjunto de pantallas que se han desarrollado, se ha optado por la inclusión de las tres más representativas del funcionamiento en cada ensayo. Así pues, en la primera pantalla, se muestra un sinóptico del ciclo junto con los valores instantáneos de las variables medidas. En la siguiente pantalla, se indican los resultados obtenidos tras la aplicación de dichas lecturas en la resolución de los balances de materia y energía en cada uno de los componentes. Finalmente, y en la tercera pantalla, se presentan los históricos de los cuatro niveles de presión que se establecen en el interior del prototipo, así como la evolución de las potencias térmicas intercambiadas en el circuito del evaporador y del absorbedor-condensador.

## 6.2 – MONTAJE Y PUESTA EN MARCHA

A partir de la distribución espacial mostrada en Fig. 3.20, se ha podido determinar que las dimensiones exteriores del prototipo serán: ancho 1600 mm, largo 900 mm y altura 1900. Partiendo de dicha información, se ha construido un soporte de estas dimensiones, junto con un entramado interior para albergar los diferentes componentes del ciclo, a base de perfiles angulares de 35x35 mm y de 4 mm de grosor. El motivo de la utilización de dichos perfiles se debe a su capacidad de fijación en el sentido vertical y horizontal de los intercambiadores de calor utilizados, así como de las bombas.

Una vez ubicados los diferentes intercambiadores de calor, todas las tuberías de conexión entre los diferentes intercambiadores de calor CB76, se han realizado mediante tubo de acero inoxidable 304, con diámetro exterior de 53 mm i 1.5 mm de espesor. En cambio, la conexión entre la impulsión del compresor y la entrada del absorbedor se ha realizado mediante tubería de inoxidable 304 de DN 150. Aunque desde el punto de vista de compatibilidad de materiales se podía haber utilizado tubería de cobre en vez de inoxidable, se ha preferido esta última por motivos estéticos y de ensamblaje, ya que la diferencia de precios entre ambas opciones no era excesiva.

Tras finalizar el ensamblaje del prototipo, el siguiente paso realizado fue la comprobación de la estanqueidad del equipo. Para ello se instaló en el prototipo un manómetro de precisión, con un rango de medida entre 0 i 1 bar absoluto, y con una resolución de 5 mbar. Tras practicar el vacío en la unidad hasta la presión de 5 kPa, y después de transcurrir 36 horas, la presión había ascendido menos de 5 mbar (0.5 kPa), resultando un nivel de fugas alrededor de  $1.1 \cdot 10^{-2}$  mbar.l.s<sup>-1</sup>.

El grado de estanqueidad obtenido resulta suficiente para iniciar la experimentación, y por otra parte, se considera muy poco viable la obtención de un mayor grado de estanqueidad, cuando se tiene en cuenta que en el prototipo se han instalado dos bombas de recirculación y un compresor, en los cuales el fabricante sólo garantiza por cada acoplamiento una estanqueidad del orden de  $10^{-3}$  mbar.l.s<sup>-1</sup>.

Tras la aceptación del grado de estanqueidad del equipo, éste se encuentra ya disponible para ser acoplado al banco de ensayos y poder iniciar el análisis de su funcionamiento. En la Fig.6.1 se muestra una vista frontal del prototipo una vez finalizadas todas las conexiones tanto hidráulicas como eléctricas.



**Fig. 6. 1** Vista frontal del prototipo en donde se pueden localizar los principales componentes que lo forman

Una vez finalizado el trabajo de conexión eléctrica al cuadro principal del prototipo, al igual que de los conductos del agua entre el prototipo y el banco de ensayos, y de los conductos de vapor entre la caldera y el prototipo, es el momento de iniciar la carga del absorbente y del refrigerante en el interior de la unidad.

Después de practicar el vacío en el interior del prototipo y tras dejarlo en configuración de simple efecto, se inicia la carga del absorbente TEGDME suministrado por Clariant Ibérica S.A. con una pureza del 98.4%. Dicha carga se realiza a través de la válvula de purga situada en la parte superior del depósito de acumulación de solución rica que se encuentra entre el absorbedor y la bomba de solución rica. Con la ayuda de las bombas, el absorbente es distribuido por el interior de la unidad hasta rellenar los intercambiadores de solución-solución y los generadores. En el caso del refrigerante, metanol ADITIO con una pureza del 99.98%, éste se introdujo a través de la válvula de purga situada en la parte superior del depósito de acumulación de refrigerante el cual se halla entre el condensador de baja y el evaporador. Como el nivel de líquido en el evaporador es controlado por una boya, primeramente se llena el evaporador y cuando la boya cierra, se llena dicho depósito de acumulación.

Con el fin de homogeneizar la mezcla, se arrancaron las bombas del prototipo en modo de simple efecto, al igual que todo el conjunto del banco de ensayos para facilitar el proceso de absorción en el absorbedor. Se ajustan los niveles hasta los valores deseados, resultado que la carga de absorbente en el prototipo fue de unos 110 kg y unos 23 kg de refrigerante. Finalmente, se pone en marcha la caldera de vapor, para iniciar la experimentación y el ajuste de los parámetros de los reguladores PI de cada uno de los convertidores de frecuencia instalados en el cuadro eléctrico. En las Fig 6.2 y 6.3 se muestran unas vistas del prototipo en el banco de ensayos.



**Fig. 6.2** Detalle lateral del prototipo una vez instalado en el banco de ensayos



**Fig. 6.3** Vista general del banco de ensayos con el prototipo desarrollado.

### 6.3 – Análisis del Comportamiento de los Componentes

Durante las primeras pruebas con el prototipo se detectaron un conjunto de limitaciones que reducían significativamente las prestaciones esperadas de alguno de los componentes que forman parte del equipo. Por ello, se procedió a la realización de una serie de ensayos con el fin de determinar la causa que originaba dicha anomalía. A continuación se indican los resultados obtenidos para cada uno de los componentes, haciendo un especial inciso en los que muestran unas prestaciones muy por debajo de las esperadas.

El análisis de los intercambiadores de calor se realiza mediante la comparativa del coeficiente global de transferencia de calor, entre el valor estimado por el programa de cálculo CAS200® y el valor obtenido experimentalmente. De forma genérica, conociendo la potencia térmica intercambiada (q), el coeficiente global de transferencia de calor para un intercambiador con área de intercambio A, se calcula según la ecuación:

$$U = \frac{q}{A \Delta T_{LN}} \quad (6.1)$$

en donde, la media logarítmica de la diferencia de temperaturas para un intercambiador de calor operando en contracorriente, se obtiene a partir de la ecuación 6.2.

$$\Delta T_{LN} = \frac{(T_1 - T_2) - (T_3 - T_4)}{\ln \left( \frac{T_1 - T_2}{T_3 - T_4} \right)} \quad (6.2)$$

siendo:

- T<sub>1</sub> = Temperatura de entrada de la corriente caliente.
- T<sub>2</sub> = Temperatura de salida de la corriente fría.
- T<sub>3</sub> = Temperatura de salida de la corriente caliente.
- T<sub>4</sub> = Temperatura de entrada de la corriente fría.

#### 6.3.1 – Absorbedor

El absorbedor ha mostrado un comportamiento muy satisfactorio en todo momento, y como prueba de ello es que en ningún ensayo se ha podido alcanzar la presión de operación prevista en su etapa de diseño, es decir de 15 kPa en modo refrigeración.

Desde el punto de vista de transferencia de materia, no es posible realizar un análisis cuantitativo de su funcionamiento debido a la ausencia en el prototipo de la instrumentación requerida para este fin. Los únicos valores de que se dispone son los caudales y concentraciones obtenidos a partir del algoritmo detallado en el Anexo C. Dichos resultados muestran valores muy cercanos a los de saturación. Otro indicio del buen comportamiento del absorbedor, ha sido la baja presión de operación del absorbedor en modo refrigeración, tal y como puede observarse en los valores que se indican en la tabla 6.1. De esta forma se puede decir que la solución pobre era capaz de absorber el vapor procedente de la etapa de compresión en unas condiciones mucho más adversas que las previstas en el diseño.

| Qa (kW) | Pa (kPa) | T <sub>a</sub> <sup>IN</sup> (°C) | T <sub>a</sub> <sup>OUT</sup> (°C) | T <sub>sol</sub> <sup>IN</sup> (°C) | T <sub>sol</sub> <sup>OUT</sup> (°C) | ΔT <sub>LN</sub> (°C) | U (W/m <sup>2</sup> K) |
|---------|----------|-----------------------------------|------------------------------------|-------------------------------------|--------------------------------------|-----------------------|------------------------|
| 12.38   | 9.6      | 29.8                              | 32.3                               | 34.0                                | 32.3                                 | 2.1                   | 352                    |
| 13.14   | 13.2     | 34.9                              | 37.2                               | 38.8                                | 38.3                                 | 2.4                   | 326                    |
| 21.06   | 12.7     | 31.3                              | 35.1                               | 36.4                                | 35.2                                 | 2.4                   | 530                    |
| 22.90   | 13.7     | 30.6                              | 34.9                               | 36.7                                | 34.8                                 | 2.8                   | 484                    |

**Tabla 6. 1** Análisis del comportamiento del absorbedor

Desde el punto de vista de transferencia de calor, los resultados obtenidos en la tabla 6.1 ponen de manifiesto el pequeño salto térmico entre la corriente del agua de refrigeración y la solución. Como es lógico, al incrementar la potencia térmica transferida en dicho componente, la diferencia de temperatura media logarítmica también aumenta, pero es importante resaltar que al doblar la potencia térmica, el incremento de la temperatura media logarítmica es inferior a 1°C.

Por otra parte, los coeficientes globales de transferencia de calor hallados en el absorbedor, son considerablemente elevados, siendo muy cercanos a los de diseño. Al comparar los resultados indicados en la tabla 6.1, con los valores obtenidos en un intercambiador de calor CB76 por Vallès (2000) utilizando la misma mezcla orgánica y el mismo corrugado de placa, se observa como dichos valores son prácticamente el doble. Esta mejora del comportamiento del CB300, se atribuye a una mejor distribución de la solución entre las placas.

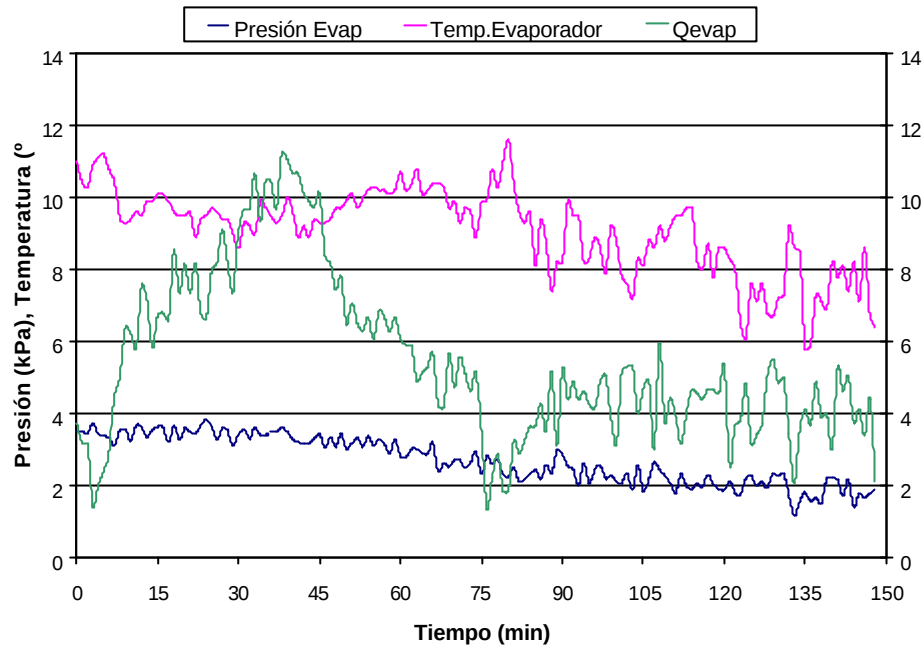
### 6.3.2 – Condensador

Como ya se ha indicado en el capítulo de diseño, este intercambiador está ampliamente sobredimensionado desde el punto de vista térmico. Por este motivo, el salto térmico obtenido experimentalmente entre sus corrientes resulta extremadamente pequeño, inferior a 1°C, lo que dificulta la realización de cálculos térmicos a partir de la instrumentación instalada en el prototipo. Además, la sonda de temperatura del refrigerante líquido se halla ubicada después del depósito de acumulación instalado a la salida del condensador. Como el caudal de refrigerante es francamente reducido, cualquier disipación térmica hacia el exterior, se obtienen unos valores de temperatura ligeramente inferiores a la de saturación. Por este conjunto de motivos, en este punto no se incluyen resultados cuantitativos.

### 6.3.3 – Evaporador

A pesar de los resultados obtenidos durante la simulación del ciclo indicaban la necesidad de la instalación de una pequeña bomba de purga del evaporador hacia el absorbedor, durante la fase de diseño no se consideró la inclusión de dicho componente, motivado por la ausencia de dicha unidad de bombeo durante la fase de experimentación previa que se había realizado en una planta piloto, Vallès (2000).

No obstante, y ya desde los inicios, se observó que la presión de operación en el evaporador era sensiblemente inferior a la correspondiente presión de saturación del metanol a la temperatura de trabajo en dicha unidad, y que dicho valor descendía con el paso del tiempo. En la Fig 6.4 se presenta la evolución de la presión y la temperatura de operación en el evaporador a lo largo de más de 2 horas de experimentación.



**Fig. 6.4** Disminución de la presión y temperatura del evaporador cuando no se realiza ningún tipo de purgado.

La causa del decrecimiento continuo de la presión de operación del evaporador puede ser debido a:

- a) Control deficiente del nivel de líquido en los generadores. Un rebosamiento en alguno de los niveles, podría explicar la aparición de absorbente en el circuito de refrigerante, y su acumulación en el evaporador. No obstante, la minuciosa revisión de la evolución de los niveles a lo largo del ensayo, no indicaba rebosamiento alguno de líquido, ni tampoco se podía interpretar de esta forma su progresiva acumulación. Así pues, se descartó esta hipótesis.
- b) Diseño deficiente de los separadores de gotas. Ante la constatación de una acumulación continua de absorbente, la siguiente consideración se basó en la idea de un diseño deficiente de los separadores de gotas a la salida de los generadores. Sin embargo, como en dicha experimentación se operó a una carga térmica en el evaporador entre el 50% y 20% de la nominal, hacía poco probable un arrastre significativo de líquido por parte de la fase vapor en dichas condiciones.
- c) Equilibrio líquido-vapor. Aparece como la causa más probable de la acumulación de TEGDME en el evaporador, ya que en la experimentación realizada en la anterior planta piloto carecía de separador de gotas a la salida del evaporador, y por lo tanto se podían producir arrastres de líquido que fueran suficientes para evitar la unidad de purgado. Los primeros resultados experimentales con el prototipo pusieron de manifiesto los valores indicados en la simulación, y al mismo tiempo la necesidad de la instalación de un equipo de purga en continuo en el evaporador.

Por todo ello, se procedió a la instalación de una pequeña bomba en la parte inferior del termosifón del evaporador, la cual bombea una parte de la solución que iba a entrar al evaporador hacia el depósito de acumulación de solución rica a la salida del absorbedor. Además, en el conducto de unión entre dicha bomba y el depósito de acumulación, se interpusieron una válvula de cierre y un flotámetro. La válvula de cierre se utiliza para evitar posibles retornos de solución cuando el equipo no estuviese en operación, mientras que en el flotámetro se obtenía una lectura aproximada del caudal de purga.

El principal inconveniente de la instalación de la bomba fue su ubicación en el equipo, ya que la toma de purga del evaporador se encuentra en la parte inferior del equipo, y el nivel de columna de líquido en dicho punto es inferior a 50 cm. Por consiguiente, y según las condiciones de operación en el evaporador, aparecía un problema de cavitación de ésta, que quedaba reflejado en las oscilaciones del flotador del rotámetro.

Desde el punto de vista térmico, el evaporador ha mostrado un comportamiento un tanto irregular principalmente al operar a presiones inferiores a 4 kPa. En la tabla 6.2, se observa como la diferencia de la temperatura media logarítmica es muy sensible a las variaciones de la potencia frigorífica, lo que repercute muy negativamente en la presión de operación del evaporador. Por otra parte, el coeficiente global de transferencia de calor ha resultado ser un 30% inferior al esperado, motivado principalmente por la acumulación de absorbente en su interior y al descenso del grado de recirculación del refrigerante, provocando de esta manera un funcionamiento bastante deficiente de dicho componente.

| $Q_E$ (kW) | $P_E$ (kPa) | $T_{ref}^{IN}$ (°C) | $T_a^{IN}$ (°C) | $T_a^{OUT}$ (°C) | $\Delta T_{LN}$ (°C) | $U$ (W/m <sup>2</sup> K) |
|------------|-------------|---------------------|-----------------|------------------|----------------------|--------------------------|
| 11.15      | 3.6         | 6.8                 | 9.8             | 7.9              | 1.9                  | 712                      |
| 12.01      | 4.51        | 8.3                 | 11.43           | 9.92             | 2.3                  | 624                      |
| 14.68      | 5.09        | 8.5                 | 12.5            | 10.06            | 2.6                  | 674                      |

**Tabla 6. 2** Análisis del comportamiento del evaporador

### 6.3.4 – Generador de Alta y Generador de Baja

Al igual que en el condensador de baja, los dos generadores han mostrado experimentalmente un comportamiento excepcional, a causa del escaso salto térmico entre las corrientes involucradas, generalmente inferior a 1°C. Por este motivo, no resulta prudente realizar cálculos cuantitativos a partir de las lecturas de los termopares instalados en la superficie de los conductos del prototipo.

### 6.3.5 – Intercambiadores de solución-solución

Los intercambiadores de calor solución-solución han demostrado experimentalmente las exigencias establecidas en la etapa de diseño, obteniendo unas eficiencias térmicas superiores en todos los casos al 95%.

El cálculo de la eficiencia térmica en dichos intercambiadores se obtiene a partir de la ecuación:

$$E_f = \frac{T_{sol-p}^{IN} - T_{sol-p}^{OUT}}{T_{sol-p}^{IN} - T_{sol-r}^{IN}} \quad (6.3)$$

siendo:

$T_{\text{Sol-p}}^{\text{IN}}$  = Temperatura de entrada de la solución pobre.

$T_{\text{Sol-p}}^{\text{OUT}}$  = Temperatura de salida de la solución pobre.

$T_{\text{Sol-r}}^{\text{IN}}$  = Temperatura de entrada de la solución rica.

En la tabla 6.3, se muestran los resultados obtenidos en los diferentes ensayos realizados en el caso del intercambiador de calor IC1 en donde  $Q_1$  y  $Q_2$  son los flujos térmicos obtenidos a partir de la aplicación del procedimiento indicado en el Anexo C, para cada una de las corrientes. Es de destacar el buen ajuste entre ambas potencias térmicas en las diferentes condiciones de operación.

| $Q_1$ (kW) | $Q_2$ (kW) | $T_{\text{Sol-r}}^{\text{IN}}$ (°C) | $T_{\text{Sol-r}}^{\text{OUT}}$ (°C) | $T_{\text{Sol-p}}^{\text{OUT}}$ (°C) | $T_{\text{Sol-p}}^{\text{IN}}$ (°C) | $\Delta T_{\text{LN}}$ (°C) | $U$ (W/m <sup>2</sup> K) | $E_f$ |
|------------|------------|-------------------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|-------------------------------------|-----------------------------|--------------------------|-------|
| 8.81       | 9.7        | 35.2                                | 70.0                                 | 36.4                                 | 73.6                                | 2.2                         | 293                      | 0.97  |
| 15.90      | 16.8       | 32.3                                | 65.7                                 | 34.0                                 | 70.8                                | 3.1                         | 364                      | 0.96  |
| 17.33      | 17.3       | 40.6                                | 77.4                                 | 42.3                                 | 79.0                                | 1.6                         | 724                      | 0.96  |
| 30.37      | 31.28      | 34.8                                | 84.1                                 | 36.7                                 | 94.9                                | 5.1                         | 415                      | 0.97  |

**Tabla 6.3** Análisis del comportamiento del intercambiador de calor IC1

Ante los diversos valores indicados en la tabla 6.3, es necesario resaltar el comportamiento estable de la eficiencia térmica de dicho intercambiador al incrementar la potencia térmica intercambiada. Las fluctuaciones del coeficiente global de transferencia de calor se deben principalmente a las variaciones de los caudales de solución así como al cambio de las propiedades de transporte originadas por los cambios de composición.

A nivel cualitativo, el intercambiador de calor IC2 muestra un comportamiento muy similar al IC1. No obstante, ha sido imposible obtener una lectura fiable de la temperatura de entrada al generador de baja de solución empobrecida, a pesar de confirmarse que el termopar instalado funcionaba correctamente. Por este motivo, no se incluyen resultados específicos de este intercambiador, y se remite a los resultados aportados por el intercambiador IC1, ya que ambos intercambiadores son completamente idénticos.

### 6.3.6 – Compresor

Una vez la unidad de purgado del evaporador estuvo operativa, se llevaron a cabo una serie de ensayos con el fin de comprobar experimentalmente las prestaciones del prototipo a plena carga.

Tras la incorporación de la bomba, de purga en el evaporador, se constató una mayor estabilidad en el calor extraído en el evaporador al poder operar con soluciones mucho más ricas en metanol, lo que se traducía en una presión de operación de éste alrededor de los 5 kPa. No obstante, el equipo era incapaz de alcanzar la potencia frigorífica de diseño, a pesar que la presión del absorbedor era considerablemente baja, alrededor de 12 kPa. Esta baja presión en el absorbedor era una indicación que la limitación de potencia no estaba determinada por el proceso de absorción, sino más bien que el compresor era incapaz de proporcionar el caudal necesario, aún operando al régimen máximo de revoluciones del motor.

Al ser el compresor volumétrico y debido a la operación a un nivel de presiones considerablemente bajo, se creyó que el problema podía ser debido a una excesiva pérdida de carga entre el evaporador y la aspiración del compresor. Aunque esta caída de presión a la entrada del compresor podía ser relativamente pequeña, su influencia respecto a la presión absoluta podía ser suficiente para provocar un incremento del caudal volumétrico para el compresor y por consiguiente una disminución de la cantidad de metanol evaporado respecto a las condiciones de diseño.

Asimismo, la baja presión de operación registrada en el absorbedor, también podía ser causada por una excesiva pérdida de carga entre la descarga del compresor y la salida del absorbedor.

Ante tal situación, se consideró conveniente la instalación de dos transmisores de presión más, uno lo más cerca posible de la brida de aspiración del compresor y otro inmediatamente después de la brida de descarga. De esta forma, se pretendía conocer con la mayor precisión posible, las presiones reales de aspiración y descarga del compresor, al igual que el caudal volumétrico trasvasado.

Una vez los nuevos transmisores fueron calibrados e instalados, se realizó con el prototipo completamente parado una lectura de los 4 transmisores involucrados en la medición: el del evaporador, el de aspiración, el de descarga y el del absorbedor, para averiguar si las lecturas eran fiables. En la Tabla 6.4, se presentan las lecturas obtenidas en el sistema de adquisición de datos cuando el equipo se halla completamente en reposo.

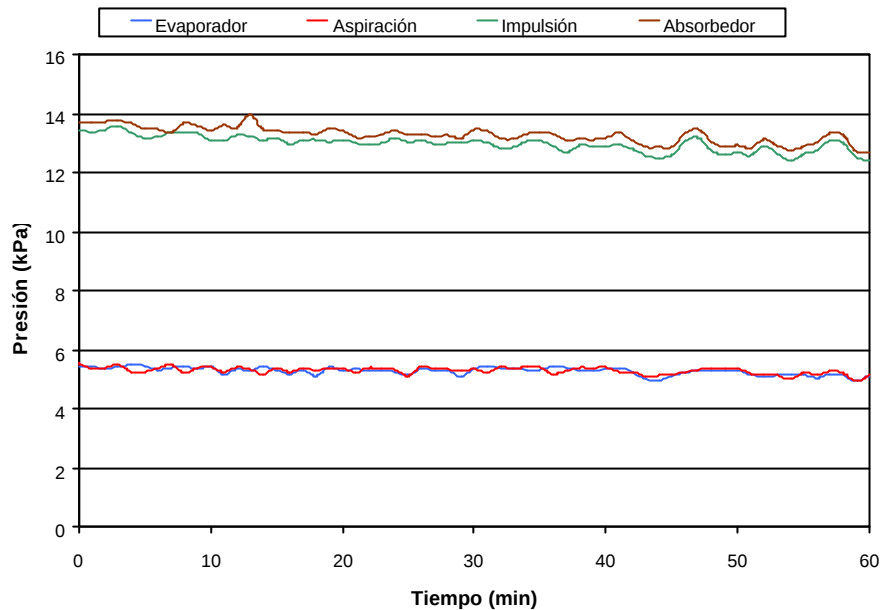
|                    | Lectura (kPa) |
|--------------------|---------------|
| Presión evaporador | 17.40         |
| Presión aspiración | 17.46         |
| Presión descarga   | 17.36         |
| Presión absorbedor | 17.40         |

**Tabla 6.4** Verificación de la lectura de los transmisores.

Los valores indicados en la Tabla 6.4 muestran una buena coherencia de las lecturas de los transmisores de presión y por otra parte, la discrepancia de dichas lecturas se halla dentro del rango de precisión indicado por el fabricante. Con los cuatro transmisores de presión operativos, se realizaron un conjunto de ensayos para averiguar la pérdida de carga que se producía entre el evaporador y la aspiración, al igual que entre la descarga y el absorbedor. En ellos, el motor del compresor giraba al máximo de su capacidad con el fin de trasvasar el máximo de caudal volumétrico y por consiguiente la obtención de la mayor pérdida de carga posible en cada uno de los tramos.

En la Fig 6.5, se presentan los valores de dichas presiones a lo largo de una hora de experimentación. En dicha gráfica se observa que las mediciones de la presión en el evaporador y en la aspiración son semejantes, y por lo tanto es preciso rechazar la hipótesis de una excesiva pérdida de carga en dicho tramo. En relación con las lecturas de la presión en la impulsión y en el depósito de acumulación de solución rica, a priori, estas son significativamente diferentes. Sin embargo, la diferencia entre ambos valores proporciona una pérdida de carga negativa. Esta incoherencia de las mediciones puede ser debida al incremento de temperatura del vapor a la salida del compresor, la cual afecta negativamente a la precisión del transmisor. No obstante y a pesar que dicha

medición no es totalmente concluyente, todo parece indicar que la pérdida de carga en este tramo tampoco es extremadamente elevada. Así pues, la causa de las bajas prestaciones del compresor no es debida a las pérdidas de carga en los conductos de ensamble.



**Fig. 6.5** Comparativa entre las presiones del evaporador y en la aspiración del compresor, además de la impulsión con la del absorbedor, al alimentar el motor a 45 Hz.

Al descartar la hipótesis de un exceso de pérdida de carga, la siguiente opción era la comprobación de la velocidad de giro del rotor del motor. Con la ayuda de un tacómetro, se constató que la velocidad angular del motor se acercaba a los 2800 rpm cuando se le alimentaba a 50 Hz, con lo cual, dicha velocidad se halla dentro de un margen de deslizamiento aceptable. Entonces, si el compresor gira a las revoluciones preestablecidas, las bajas prestaciones pueden ser debidas a una excesiva tolerancia entre los lóbulos en movimiento. Ante ello, se realizaron tres ensayos a diferentes revoluciones del motor, con las mismas condiciones de operación del evaporador, absorbedor y generadores, en los cuales se evaluó el caudal volumétrico que trasvasaba el compresor en cada ensayo. Además, también se realizó un ensayo a una presión en el evaporador más elevada, con el fin de obtener mayor potencia frigorífica con el mismo caudal volumétrico aspirado por el compresor. Los resultados obtenidos en dicha experimentación se presentan en la Tabla 6.5

|                                                 |       |       |       |       |
|-------------------------------------------------|-------|-------|-------|-------|
| Frecuencia de alimentación (Hz)                 | 40    | 45    | 50    | 50    |
| Potencia frigorífica (kW)                       | 11.8  | 14.5  | 13.2  | 18.5  |
| Potencia absorbedor-condensador (kW)            | 21.2  | 26.5  | 25.0  | 39.3  |
| Presión de aspiración (kPa)                     | 4.96  | 5.37  | 4.62  | 6.61  |
| Presión de impulsión (kPa)                      | 12.88 | 14.65 | 13.72 | 13.67 |
| Relación de compresión                          | 2.59  | 2.72  | 2.96  | 2.06  |
| Caudal másico de metanol (kg/h)                 | 38.1  | 46.7  | 42    | 59.5  |
| Caudal volumétrico aspirado (m <sup>3</sup> /h) | 545   | 623   | 641   | 647   |

**Tabla 6.5** Evaluación del caudal volumétrico aspirado por el compresor a diferentes frecuencias de alimentación

De los valores indicados en la Tabla 6.5, el valor que puede presentar mayor incertidumbre corresponde a la potencia frigorífica, ya que las revoluciones del motor y los transmisores de presión ya han sido anteriormente analizados, y han mostrado una coherencia aceptable.

Debido a que no es factible realizar un balance energético con garantías de todo el conjunto del prototipo, se ha considerado la relación de flujos térmicos entre el conjunto absorbedor-condensador y el evaporador como medio de validación de la medición de la energía trasvasada en dichos circuitos. Los resultados de la simulación termodinámica indican que dicha relación de flujos se sitúa alrededor de 1.7, mientras que los resultados experimentales rondan el valor de 1.8. Dicha similitud de valores hace prever que la medición de las potencias térmicas es correcta, sobretodo si se tiene en cuenta que el caudal de purga en el evaporador era superior al estimado por la simulación.

Según la información técnica facilitada por el fabricante, un compresor del tipo RVB 22.30 acoplado a un motor de 4 kW que gire a 3000 rpm sería capaz de trasvasar un caudal volumétrico de aire de 1433 m<sup>3</sup>/h. Al considerar una eficiencia volumétrica del 0.8 debido a la relación compresión, el caudal efectivo se reduciría a 1146 m<sup>3</sup>/h. Dicho caudal difiere considerablemente del caudal evaluado a lo largo de nuestra experimentación, tal y como puede observarse de los resultados mostrados en la Tabla 6.5

Una de las principales causas que puede explicar las bajas prestaciones del compresor, sería la disminución de la viscosidad dinámica de la fase vapor. Los valores proporcionados por el fabricante son siempre referidos al aire, el cual tiene una viscosidad de 1.8 cP, mientras que la viscosidad del metanol en las condiciones de aspiración se sitúa en 1 cP. Esta diferencia de viscosidades entre ambos fluidos, puede provocar una disminución considerable del rendimiento volumétrico como consecuencia de la holgura de los lóbulos del compresor.

Por otra parte, dicho compresor está diseñado para operar con diferencias de presión alrededor de 66 mbar, mientras que los requerimientos de funcionamiento del prototipo requerirían que dicha diferencia de presión fuese de 100 mbar. De todas formas, este incremento de presión requerido puede ser alcanzado con cierta facilidad según las curvas proporcionadas por el fabricante, a partir de la presión de impulsión y relación de compresión establecidos en el prototipo.

### **6.3.7 – Bombas de Recirculación**

Durante todos los ensayos realizados, las bombas de recirculación han mostrado un comportamiento aceptable, así como un buen grado de estanqueidad. No obstante, y tras observar las dificultades en el control de nivel en según que condiciones de operación, Fig.4.5, sería aconsejable la utilización de bombas de engranajes con acoplamiento magnético. De esta forma, se obtendría un mayor grado de estanqueidad, y al mismo tiempo un comportamiento más uniforme en todas las condiciones de operación.

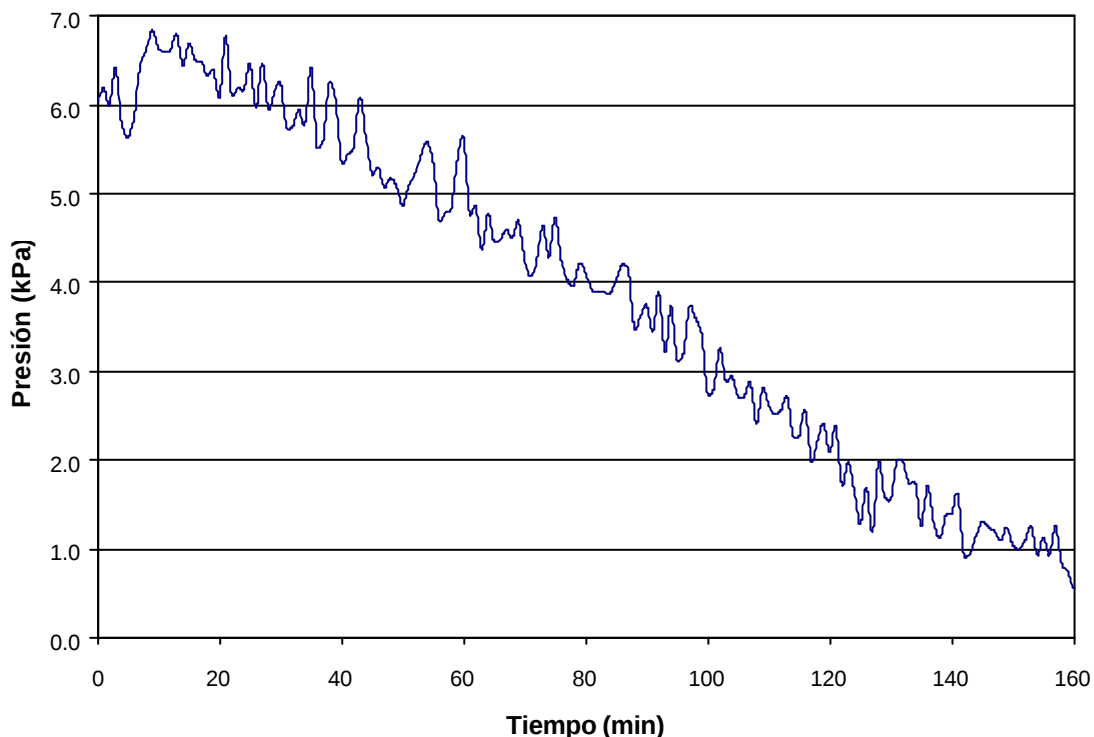
Desde el punto de vista energético, las bombas han mostrado un consumo casi constante en todas las diversas condiciones de operación, aproximándose ambas a unos 500 W.

## 6.4 – RESULTADOS EN MODO CALEFACCIÓN

La experimentación realizada en modo calefacción resultó ser bastante decepcionante, desde el punto de vista térmico, mientras que el sistema de control operó de forma satisfactoria.

En dicho modo de operación se realizaron simplemente dos ensayos, los cuales fueron totalmente repetitivos y pusieron de manifiesto que la configuración seleccionada para el evaporador era inadecuada debido a la progresiva acumulación de absorbente en el interior del evaporador.

En la operación en modo calefacción, la potencia térmica de diseño en el evaporador es de sólo 9 kW, con una presión de operación de 3.7 kPa. En estas condiciones, el caudal de metanol evaporado no es suficiente para arrastrar las trazas de absorbente que van entrando en el evaporador hacia la parte superior de éste y mantener así un cierto grado de recirculación del líquido en el interior del evaporador. De esta forma, se produce una acumulación de absorbente en el interior del evaporador e impide la entrada de metanol líquido. Como consecuencia se produce una caída continua de la presión de operación a pesar de tener la bomba de purga en operación. Esta caída presión se presenta en la Fig 6.6, a lo largo de más de 2 horas de experimentación, en la cual se alcanzó una presión de aproximadamente 7 mbar, que causó finalmente la desconexión del motor del compresor debido a un problema de sobrecarga.



**Fig. 6. 6** Disminución de la presión en el interior del evaporador al operar en modo de bomba de calor

En la Fig.6.7, se presenta una fotografía ilustrativa de dicho fenómeno, en la cual se observa perfectamente la formación de hielo en todo el tramo de purga del evaporador, mientras que la escarcha desaparece al sobrepasar el punto de purga de la bomba. Esta formación de hielo en el tramo de purga demuestra un mayor contenido de metanol en este conducto debido a la recirculación del refrigerante hacia el absorbedor. En cambio, una vez se sobrepasa el punto de purga, se observa el decrecimiento de dicha escarcha como consecuencia de un mayor contenido de absorbente en dicha solución. Evidentemente, el absorbente no se evapora, lo que provoca un estancamiento de flujo de entrada en el evaporador y detiene el proceso de evaporación



**Fig. 6. 7** Fotografía del prototipo operando en modo calefacción, en donde se visualiza la formación de hielo en el tramo de purga del evaporador, mientras que la escarcha desaparece al aproximarse al evaporador.

Además, a medida que se reduce la presión de operación del evaporador, la presión ejercida por la columna de líquido en el evaporador ejerce una mayor influencia en la temperatura de saturación del refrigerante a la entrada de éste, dificultando de esta manera el proceso de ebullición.

Finalmente, es necesario añadir que en la operación en modo de bomba de calor, los arrastres de absorbente hacia el evaporador son más significativos que la operación en refrigeración, debido a la manipulación de soluciones mucho más pobres en refrigerantes que favorecen la aparición de un mayor contenido de absorbente en la fase vapor. Este hecho implica que la bomba de purga operará a un régimen de vueltas mayor, y por lo tanto se acentúan los problemas de cavitación al requerir la bomba un NSPH mayor.

A título de ejemplo, en la Fig 6.8, se presentan los resultados obtenidos en uno de los ensayos, en el cual se pone en evidencia el colapso del funcionamiento del evaporador, al observar la baja presión de operación de éste, el elevado salto térmico entre el refrigerante y el agua, junto con la escasa potencia frigorífica extraída en dichas condiciones.

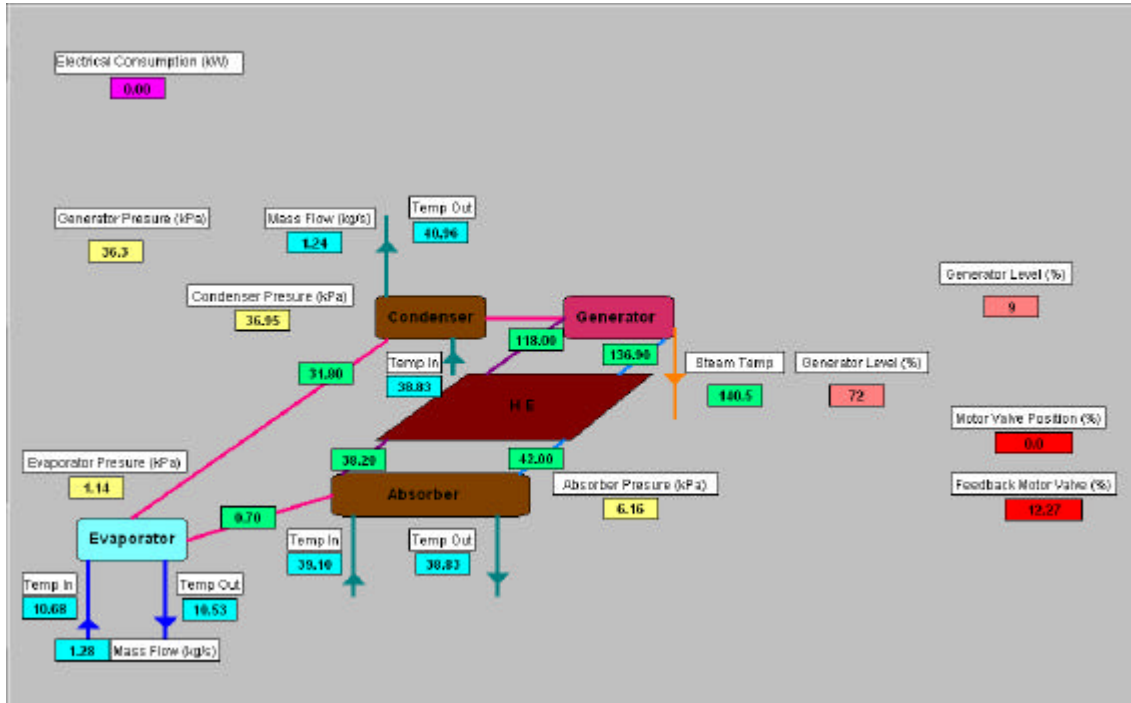


Fig. 6.8 Valores experimentales obtenidos durante la operación en modo calefacción.

Lo más sorprendente de la Fig 6.8 es el buen comportamiento del intercambiador de solución-solución, que muestra una eficiencia del 96%, y por lo tanto se consiguen las prestaciones deseadas con el uso de intercambiadores de placas con 4 pasos.

Por contra, la baja presión de operación en el evaporador de 1.14 kPa resulta ser más de tres veces inferior a la de diseño (3.7 kPa), que junto con el limitado caudal volumétrico del compresor ocasionan que la carga térmica en el evaporador sea muy pequeña, alrededor de 1 kW.

Así pues, la experimentación realizada con el prototipo durante la operación en modo de bomba de calor pone de manifiesto que la configuración del evaporador seleccionada no es adecuada, a causa de la acumulación de absorbente en su interior. Para solventar dicho problema se podría incrementar la columna hidrostática de refrigerante a la entrada del evaporador con el fin de conseguir un mayor grado de recirculación por su interior. No obstante dicho incremento afecta muy negativamente a la transferencia de calor, al provocar un incremento considerable de la temperatura de saturación, impidiendo el proceso de ebullición en la mayor parte de la placa, y resultando poco probable una mejora sustancial de las prestaciones del evaporador. Por este motivo se dieron por finalizados los ensayos del prototipo en operación en modo de bomba de calor hasta realizar un cambio de configuración del evaporador.

## 6.5 – RESULTADOS EN MODO REFRIGERACIÓN

Ante las limitaciones encontradas en el evaporador y en el compresor durante los anteriores ensayos, la experimentación en modo refrigeración se ha reducido a la comprobación de las prestaciones del equipo al variar la temperatura de operación del absorbedor-condensador mientras se mantiene la temperatura de operación del evaporador constante, la operación del equipo a plena carga, y por último el funcionamiento del prototipo en las condiciones de diseño.

El intervalo de temperaturas previstas en condiciones reales del agua de refrigeración del absorbedor y del condensador durante la operación en modo refrigeración se sitúa entre 30°C y los 45°C. En nuestro caso, los ensayos se han realizado a 31°C, 35°C y 40°C de entrada del agua de refrigeración. La experimentación a la temperatura de 45°C no fue posible debido a la limitación del funcionamiento del conjunto compresor-evaporador. En todos estos casos, la temperatura de salida del agua del evaporador fue mantenida a 10°C, ya que con esta temperatura de operación, la presión en el evaporador se aproximaba a la presión de diseño y a las condiciones previstas de aspiración del compresor.

Con el fin de comprobar el comportamiento del prototipo a plena carga, se optó por incrementar la temperatura del agua a la salida del evaporador, con el fin de aumentar la presión en la boca de aspiración del compresor, y así poder trasvasar un caudal másico de metanol suficiente para alcanzar una potencia frigorífica cercana a la de diseño. Evidentemente, las condiciones de operación en este ensayo no son totalmente representativas, pero permiten evaluar el comportamiento del sistema de control a plena carga.

Finalmente, se ha experimentado el prototipo en unas condiciones cercanas a las de operación, con una temperatura de salida del agua del evaporador de 8°C y una temperatura de entrada del agua de refrigeración del condensador de 30°C. En estas condiciones, la potencia frigorífica alcanzada superaba los 11 kW, con una presión de operación del evaporador de sólo 3.6 kPa. Esta baja presión repercutía en una baja presión en el absorbedor, inferior a 10 kPa, lo que implicaba un grado de recirculación de solución elevada, lo cual repercutía negativamente al rendimiento global del ciclo.

En necesario destacar en este punto, que no se pudieron realizar ensayos de modulación de carga, debido a que el posicionador de la válvula de carga estaba dañado y sólo funcionaba el indicador de posición. Por este motivo, en la pantalla principal del sistema de adquisición de datos, en el recuadro “Motor Valve Position (%)” en donde había que indicar la consigna de la posición de la válvula motorizada siempre se encuentra en cero, ya que no se utilizaba. Los cambios de la posición de válvula se realizaba manualmente, y su abertura exacta se conocía a través del indicador de posición “Feedback Motor Valve (%)”.

Por otra parte, el transmisor trifásico de la potencia eléctrica instalado en el banco de ensayos resultó ser defectuoso y no fueron posibles las mediciones en continuo de la demanda eléctrica y poder evaluar en todo momento el rendimiento real del prototipo. Por este motivo, el consumo eléctrico fue medido manualmente con la ayuda de una pinza amperimétrica.

### 6.5.1 – Operación en condiciones de diseño.

A continuación se detallan los resultados obtenidos en unas condiciones muy cercanas a las de diseño, teniendo en cuenta las limitaciones propias mencionadas anteriormente.

- Condiciones de operación

Temperatura del agua a la salida evaporador = 8 °C  
Caudal de agua que fluye por el evaporador = 1.4 kg/s  
Pérdida de carga en el evaporador, con el anterior caudal = 28 kPa  
Potencia térmica obtenida = 11 kW

Temperatura del agua a la entrada del absorbedor = 30°C  
Caudal del agua que fluye por el absorbedor-condensador = 1.25 kg/s  
Pérdida de carga en el absorbedor-condensador, con el anterior flujo = 10.8 kPa  
Potencia térmica disipada en el absorbedor-condensador = 20 kW

Temperatura del vapor de agua en el generador = 120 °C

- Consumos

Gas Natural = 1.75 m<sup>3</sup>/h  
Potencia eléctrica = 4.7 kW  
Bomba solución rica = 0.56 kW, operando a 30.8 Hz  
Bomba solución pobre = 0.69 kW, operando a 44.9 Hz  
Bomba de purga = 0.06 kW, operando a 3.5 Hz  
Compresor = 3.5 kW, operando a 45 Hz

De los resultados indicados anteriormente, cabe destacar el elevado consumo eléctrico del compresor respecto al valor esperado, a pesar de operar con una relación de compresión inferior a 3. Un excesivo consumo eléctrico por parte del compresor ha sido común en todos los ensayos realizados con el prototipo, mientras que los consumos de las bombas han estado dentro de los valores previsibles.

Por otra parte, la demanda de gas natural también ha sido ligeramente superior a la esperada, debido principalmente a la ausencia de aislamiento térmico en los conductos calientes. Además, como consecuencia del bajo consumo de vapor respecto al valor máximo de la caldera, la modulación de la carga del quemador no era suficiente, provocando el arranque y parada de éste, dentro de una histéresis de la presión de vapor de 0.5 kg/cm<sup>2</sup>. Cada vez que se inicia el proceso de arranque del quemador, el sistema provoca un venteo de los gases del interior de la caldera durante 30 s, que repercute negativamente en el rendimiento de la caldera.

A continuación se presentan los resultados obtenidos en dicho ensayo, utilizando directamente las pantallas obtenidas del sistema de adquisición de datos. Para este ensayo se presentan 5 pantallas; en la Fig 6.9 se muestran todas las lecturas obtenidas de los transmisores y de las sondas de temperatura. En la segunda pantalla, Fig 6.10, se indican los flujos térmicos evaluados por la hoja de cálculo a partir de los valores medidos y mostrados en la anterior pantalla, y cuyo procedimiento se indica en el

Anexo C. Ya en la tercera y cuarta pantalla, Fig 6.11 y Fig.6.12, se observan los históricos de las temperaturas de entrada y salida del agua en el evaporador y en el absorbedor respectivamente. En la última pantalla se pueden ver tres gráficos de históricos, en donde dos de ellos se muestran la evolución de las presiones del evaporador y absorbedor, y en el otro las presiones de cada uno de los dos generadores. En el tercer gráfico se muestra la potencia tanto frigorífica del evaporador como la potencia disipada en el circuito del absorbedor-condensador.

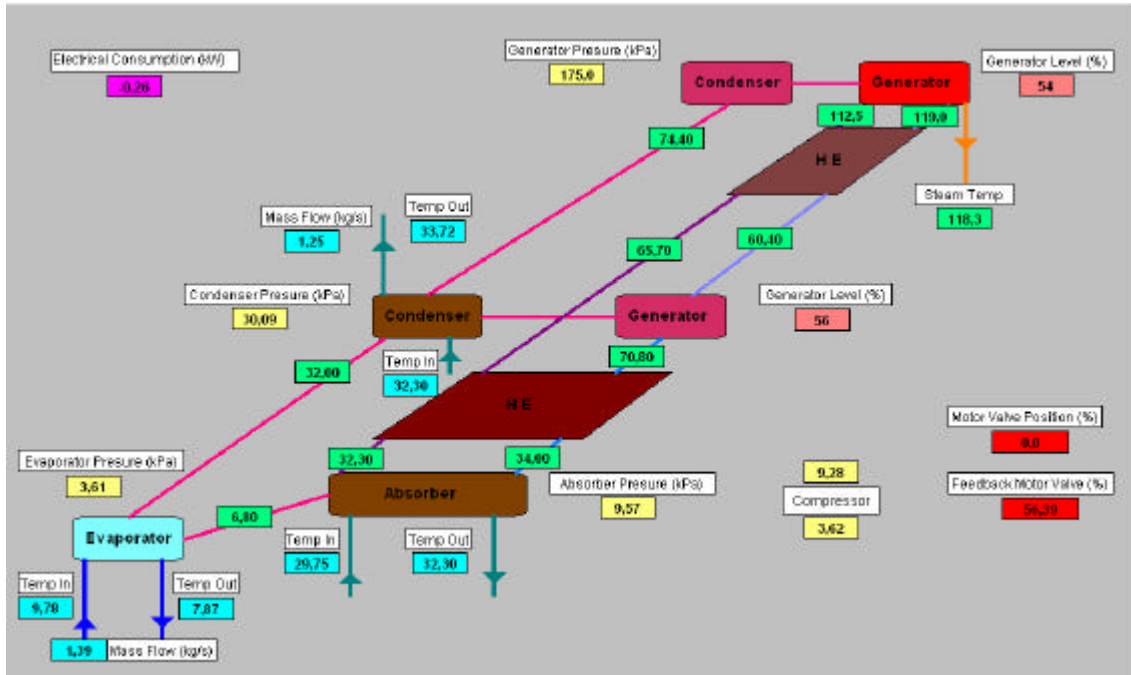


Fig. 6.9 Lecturas procedentes del prototipo durante el ensayo a las condiciones de diseño.

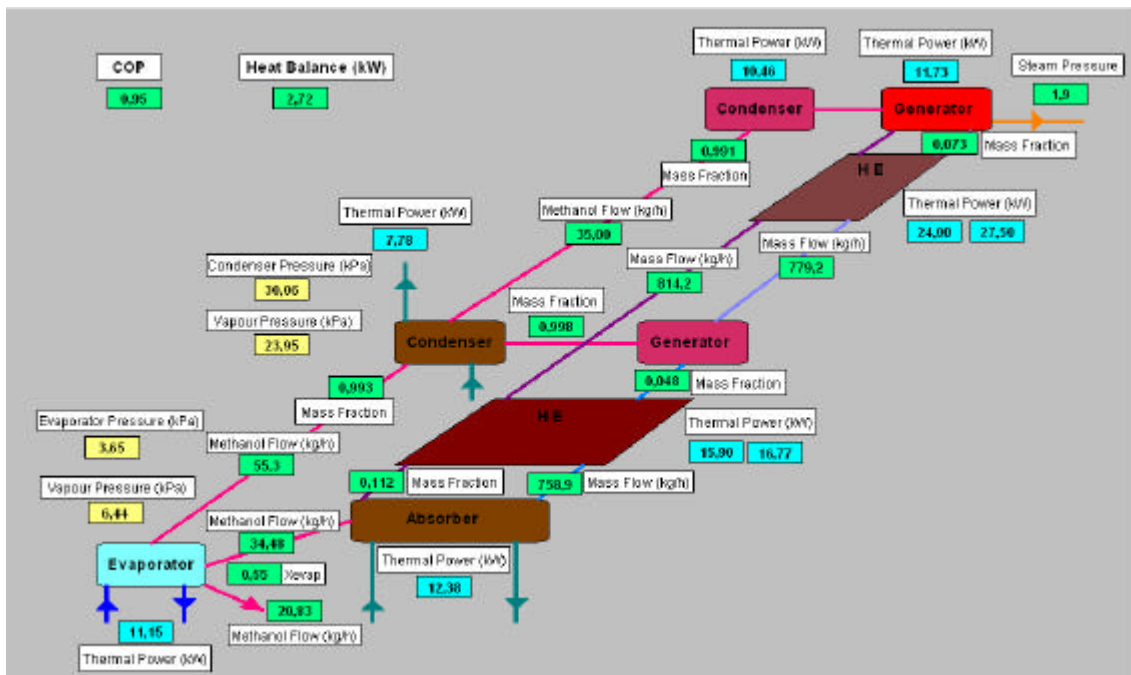


Fig. 6.10 Evaluación de los flujos térmicos y másicos a partir del procedimiento indicado en el Anexo C.

Como puede verse, el bajo rendimiento térmico se debe principalmente a un caudal de purga de metanol en el evaporador muy elevado y por otra parte, a una presión de operación en el absorbedor extremadamente baja, lo que implica una relación de caudales de recirculación elevada. No obstante, y a pesar de tener un grado de recirculación elevado, se observa como la presión en el evaporador es muy inferior a la prevista, y además, el evaporador presenta ciertas inestabilizaciones en su funcionamiento, tal y como se puede constatar a partir de la Fig.6.11, en la evolución de la temperatura de salida del evaporador.

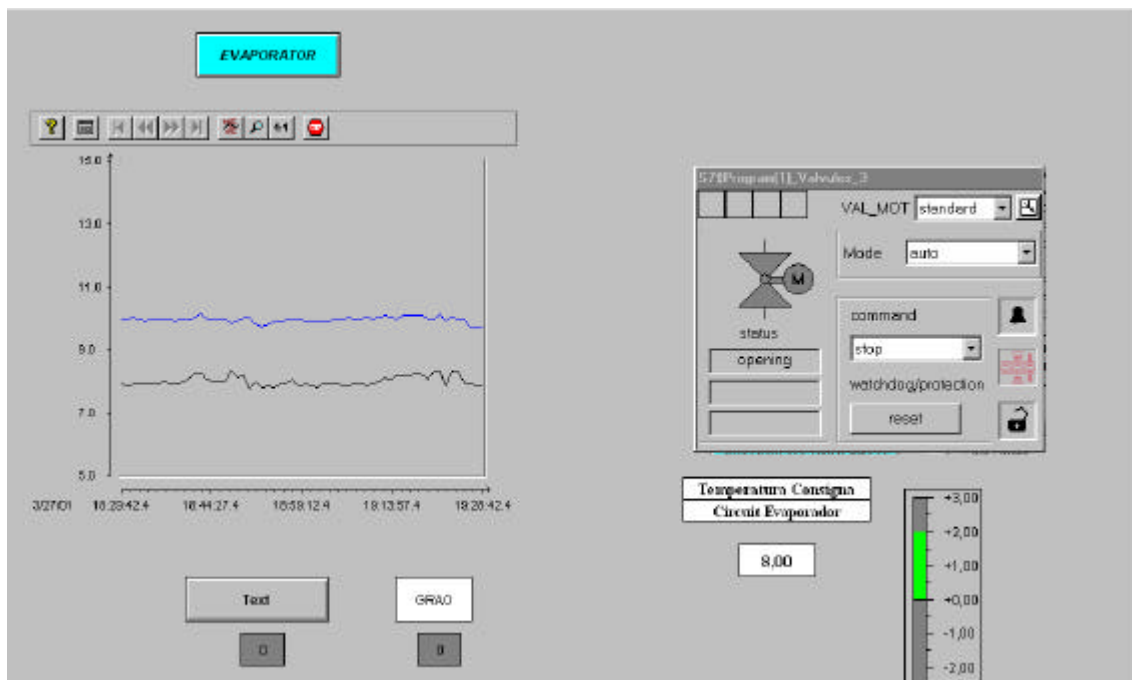


Fig. 6.11 Temperaturas de entrada (color azul) y salida del agua del evaporador (color negro).

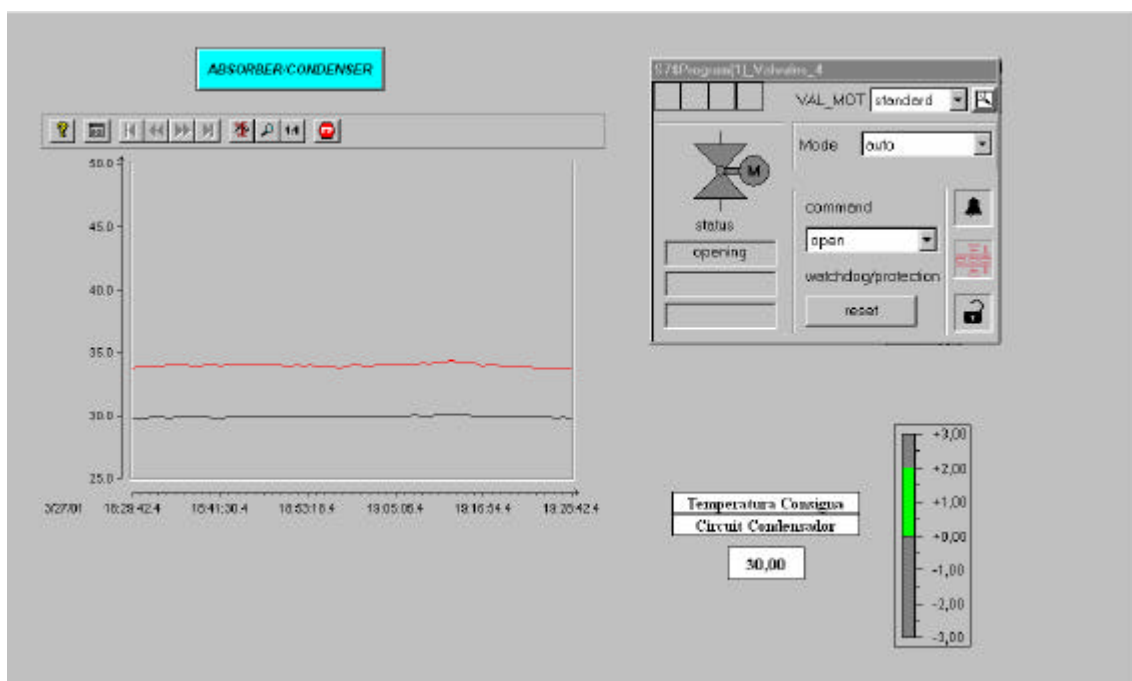
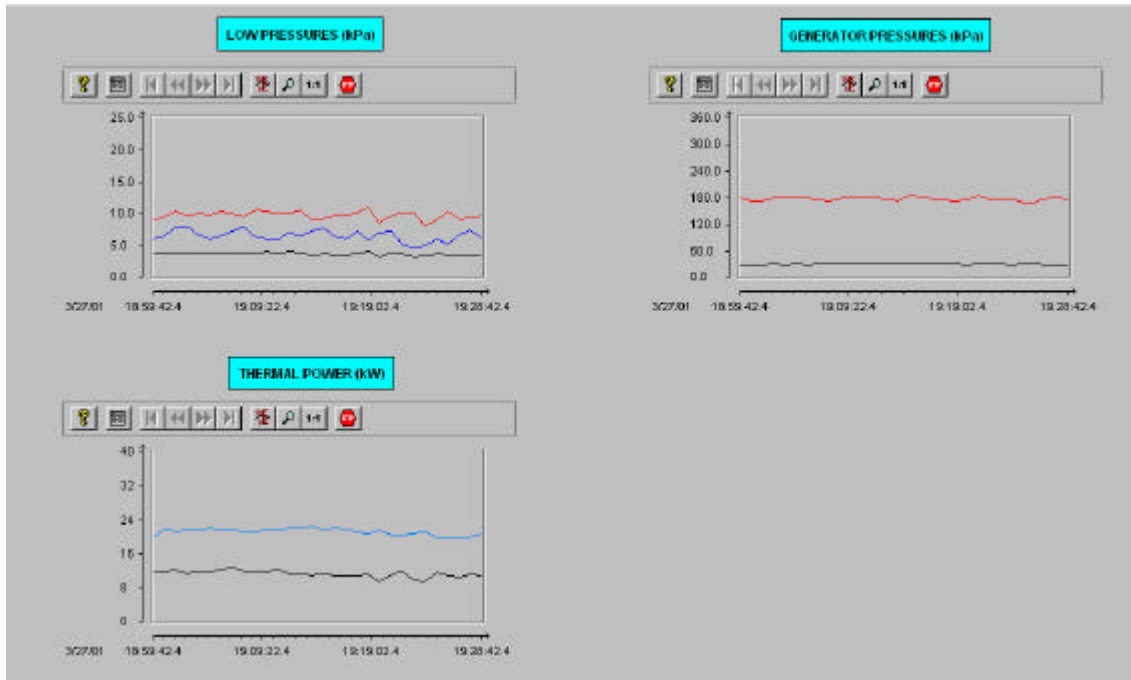


Fig. 6.12 Evolución de las temperaturas de entrada del agua en el absorbedor (color negro) y temperatura de salida del condensador (color rojo)



**Fig. 6.13** Evolución de las presiones del evaporador (color negro) y absorbedor (color rojo) en el gráfico “LOW PREASURE”, junto con la temperatura del metanol en el evaporador (color azul). Las presiones del generador de alta (color rojo) y la del generador de baja (color negro) en el gráfico “GENERATOR PRESSURE” y finalmente las potencias térmicas en el evaporador (color negro) y del circuito absorbedor-condensador (color azul) en el gráfico “THERMAL POWER”.

El comportamiento del prototipo en las condiciones cercanas a las de diseño ha mostrado ser muy aceptable, tras observar la estabilidad de las temperaturas del agua tanto en el evaporador como en el absorbedor-condensador, al igual que los flujos térmicos intercambiados en dichos circuitos.

En referencia a las presiones, los dos generadores muestran un comportamiento muy estable, y las pequeñas oscilaciones del generador de alta se deben principalmente a las variaciones de la presión del vapor procedente de caldera, debido a su funcionamiento todo/nada.

La presión en el evaporador también se muestra bastante estable a lo largo de su operación tal y como se observa Fig 6.13. No obstante, tanto la temperatura del metanol en el evaporador como la presión en el absorbedor presentan unas fluctuaciones considerables, debido a un funcionamiento oscilatorio del evaporador, acentuado al operar por debajo de la presión de 4 kPa. En estas condiciones, el flujo de metanol que entra en el evaporador no es constante, sino que funciona más bien a ráfagas, causando variaciones de la temperatura del metanol a la entrada y las consecuentes variaciones de la temperatura del agua a la salida del evaporador, así como, de la presión de operación en el absorbedor.

Por este motivo, y con el fin de obtener una mayor estabilidad en el comportamiento del prototipo, se ha considerado oportuno operar en el evaporador a una presión de 5 kPa, que es la presión de diseño. Con el fin de obtener dicha presión, ha sido conveniente incrementar en un par de grados la temperatura de salida del agua del evaporador, para poder analizar de esta forma la influencia en el comportamiento del equipo al variar la temperatura de entrada del agua de refrigeración en el absorbedor.

### 6.5.2 – Efecto de la variación de la temperatura de trabajo del absorbedor

Para analizar las prestaciones térmicas del prototipo durante un funcionamiento real, simplemente se ha llevado a cabo el estudio a diferentes temperaturas de entrada del agua de refrigeración en el circuito del absorbedor-condensador, ya que la temperatura de salida del agua fría se halla fijada por el punto de consigna, generalmente 8 °C, y la temperatura de operación del generador es otra variable controlable por el equipo.

No obstante, y tras las limitaciones encontradas en el evaporador y en el caudal volumétrico del compresor, se ha fijado la temperatura de salida del agua del evaporador a una temperatura de 10 °C, con el fin de alcanzar una presión de operación alrededor de 5 kPa. En referencia a la temperatura de operación del generador, esta se ha variado en cada caso con el fin de operar cerca de las condiciones óptimas

A continuación se presentan los resultados obtenidos en tres ensayos diferentes, a 31 °C, 35°C y a 40°C de temperatura de entrada del agua de refrigeración en el absorbedor. El ensayo previsto a 45°C no pudo ser realizado debido a la baja presión de operación en el absorbedor que junto con la elevada temperatura de operación de éste, se obtienen unas soluciones extremadamente pobres que dificultan enormemente la operación en tales condiciones. Los resultados de cada ensayo se presentan a través de las 3 pantallas más representativas, en las que se indican los valores puntuales de temperaturas, presiones y caudales másicos de agua en la primera pantalla, los flujos térmicos, balances calculados a partir de los valores de campo según el procedimiento indicado en el Anexo C en la segunda pantalla, y finalmente en la tercera pantalla, la evolución de las presiones y las cargas térmicas en los circuitos de refrigeración y agua fría.

#### 6.5.2.1 – Ensayo a temperatura de entrada del agua en el absorbedor de 31 °C

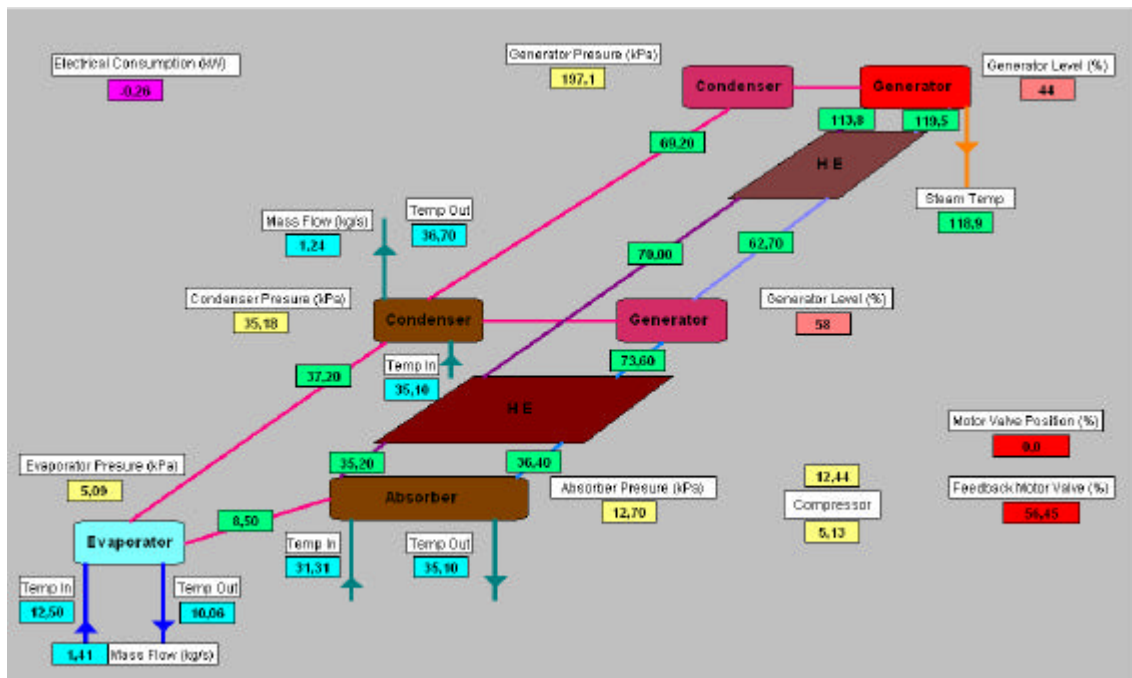


Fig. 6.14 Valores instantáneos del prototipo durante el ensayo a una temperatura de entrada del agua en el absorbedor de 31°C.

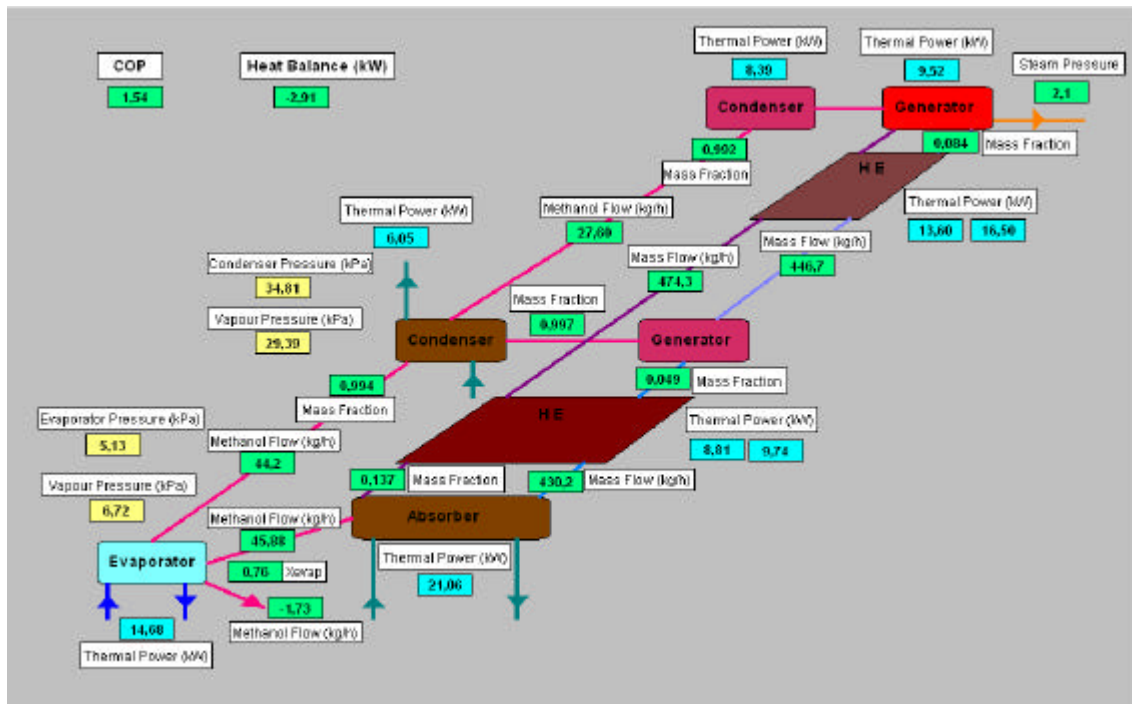


Fig. 6.15 Flujos evaluados cuando la temperatura de entrada del agua en el absorbedor es de 31°C

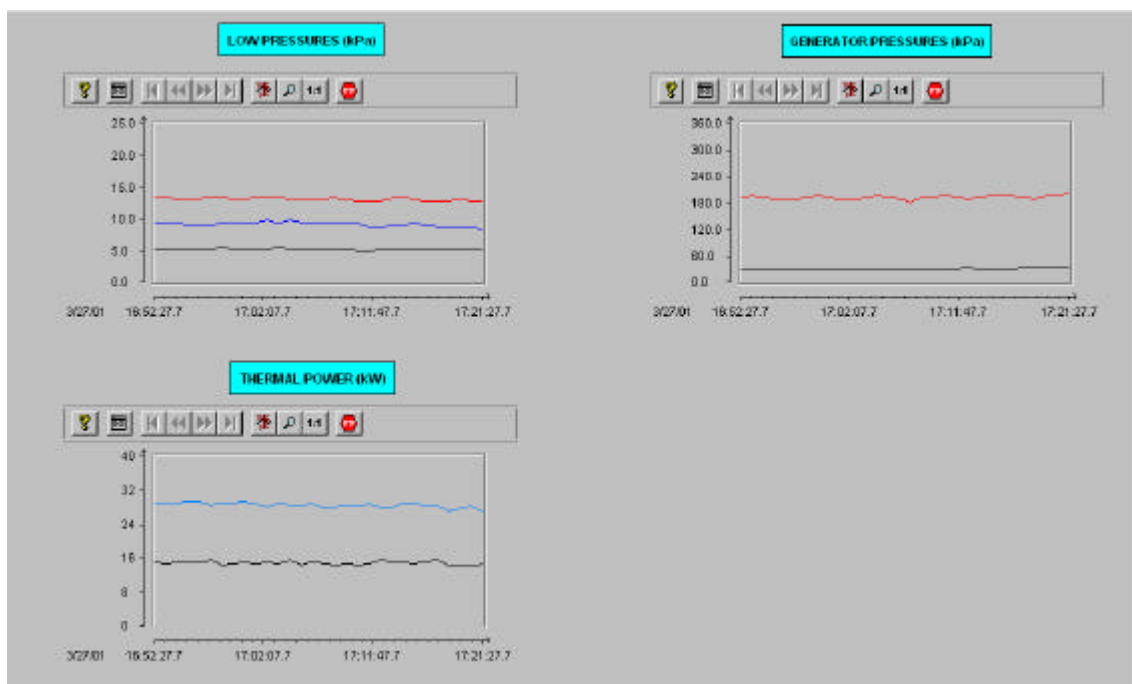
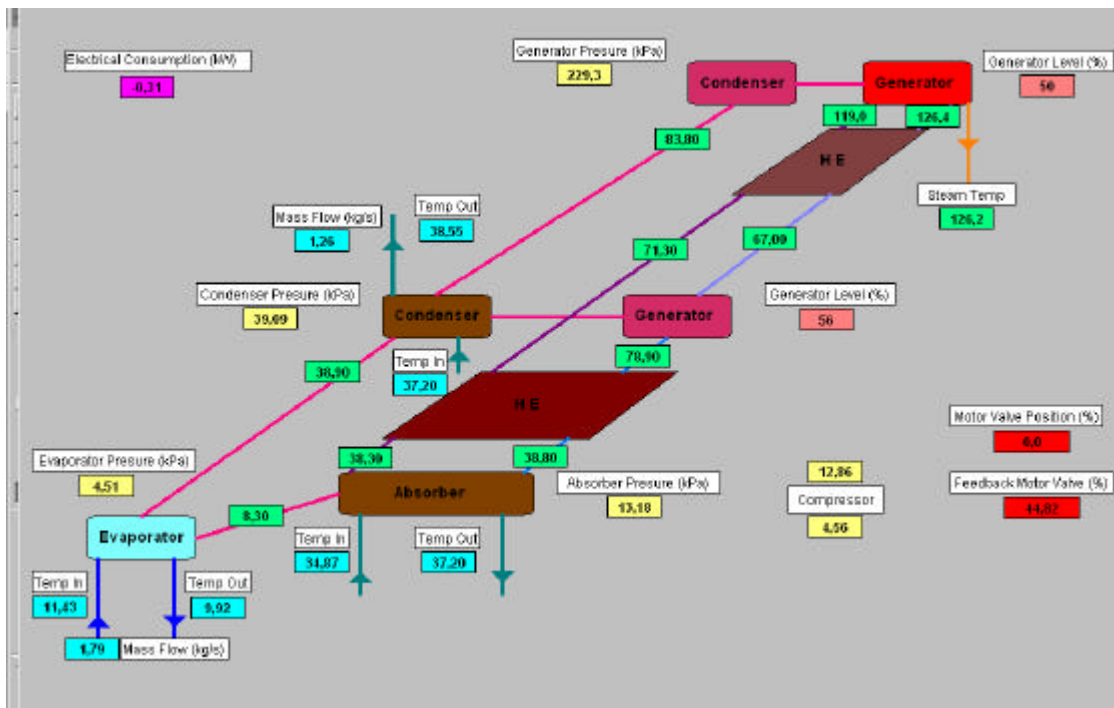


Fig. 6.16 Evolución de las presiones en el interior del prototipo y potencias térmicas en los circuitos de agua al operar a una temperatura de entrada de ésta en el absorbedor de 31°C.

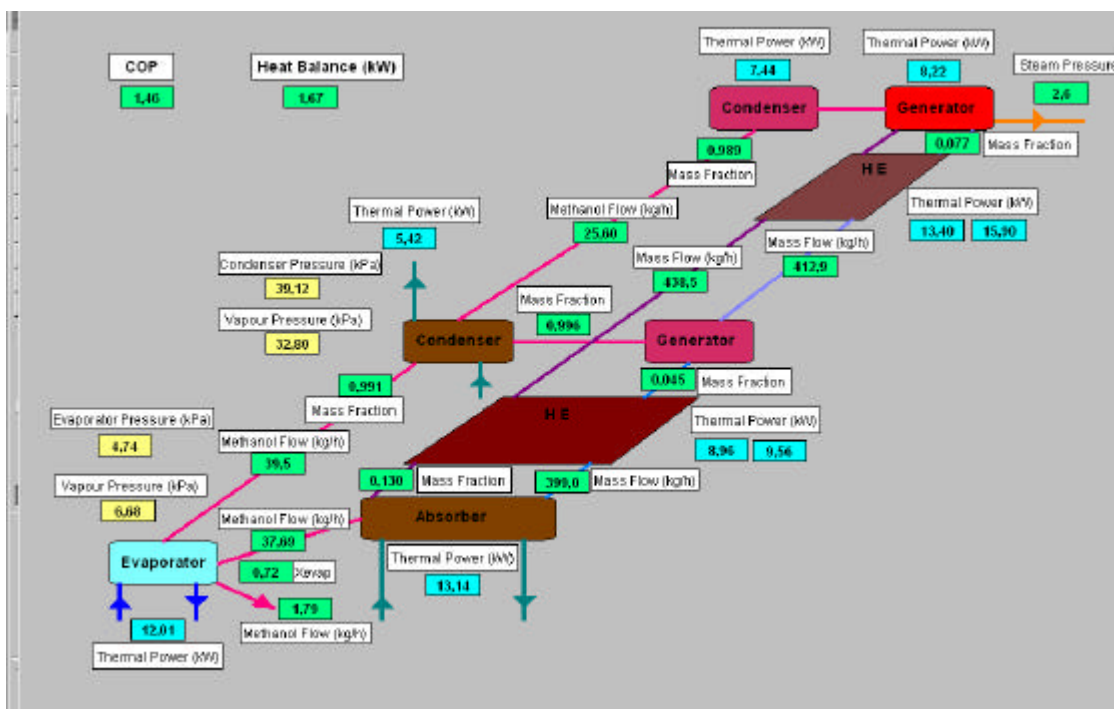
En las Fig. 6.14, Fig. 6.15 y Fig. 6.16 se observa las buenas prestaciones de cada uno de los intercambiadores y en general de todo el conjunto del prototipo, resultado una operación muy estable a lo largo de toda la experimentación, tal y como se constata en los históricos de las presiones y potencias térmicas. Es necesario resaltar que el valor evaluado del COP es solamente orientativo ya que en su cálculo no se han incluido los consumos eléctricos de las bombas ni del compresor.

#### 6.5.2.2 – Ensayo a temperatura de entrada del agua en el absorbedor de 35 °C

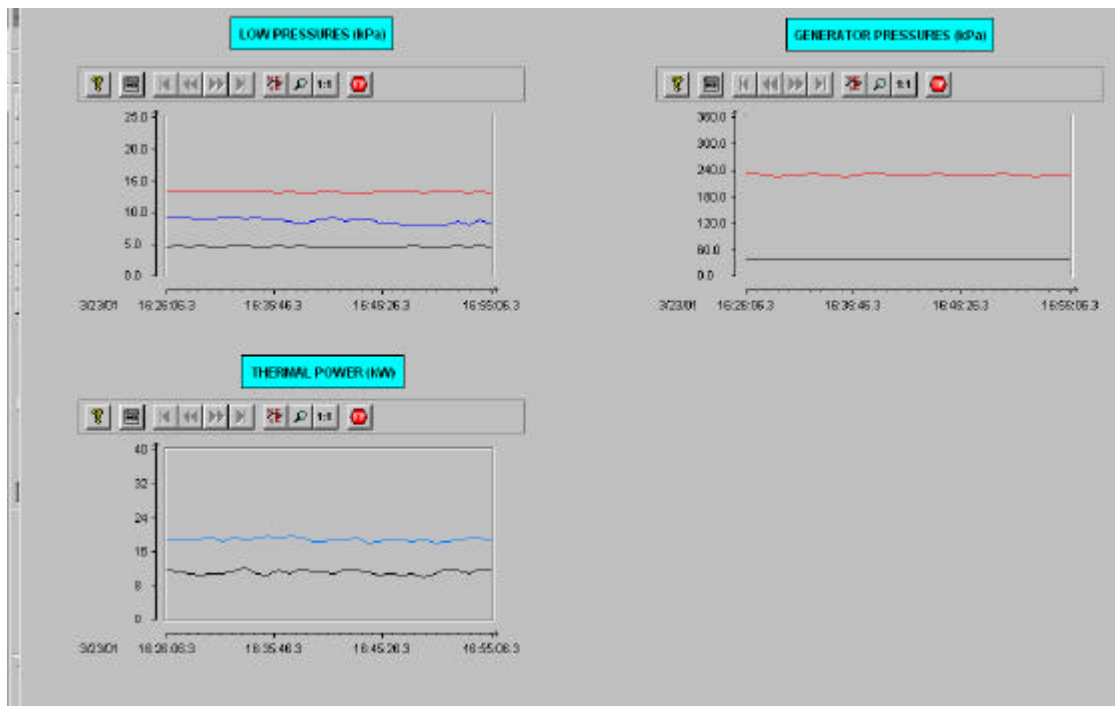


**Fig. 6.17** Valores instantáneos del prototipo durante el ensayo a una temperatura de entrada del agua en el absorbedor de 35 °C

Como puede verse en la Fig 6.17, en este ensayo la temperatura del vapor procedente de la caldera se ha incrementado hasta unos 130°C, ya que a dicha temperatura de operación del generador se obtiene las mejores prestaciones térmicas del equipo según los resultados proporcionados por la simulación.



**Fig. 6.18** Flujos evaluados cuando la temperatura de entrada del agua en el absorbedor es de 35 °C



**Fig. 6.19** Evolución de las presiones en el interior del prototipo y potencias térmicas en los circuitos del agua al operar a una temperatura de entrada de ésta en el absorbedor de 35 °C

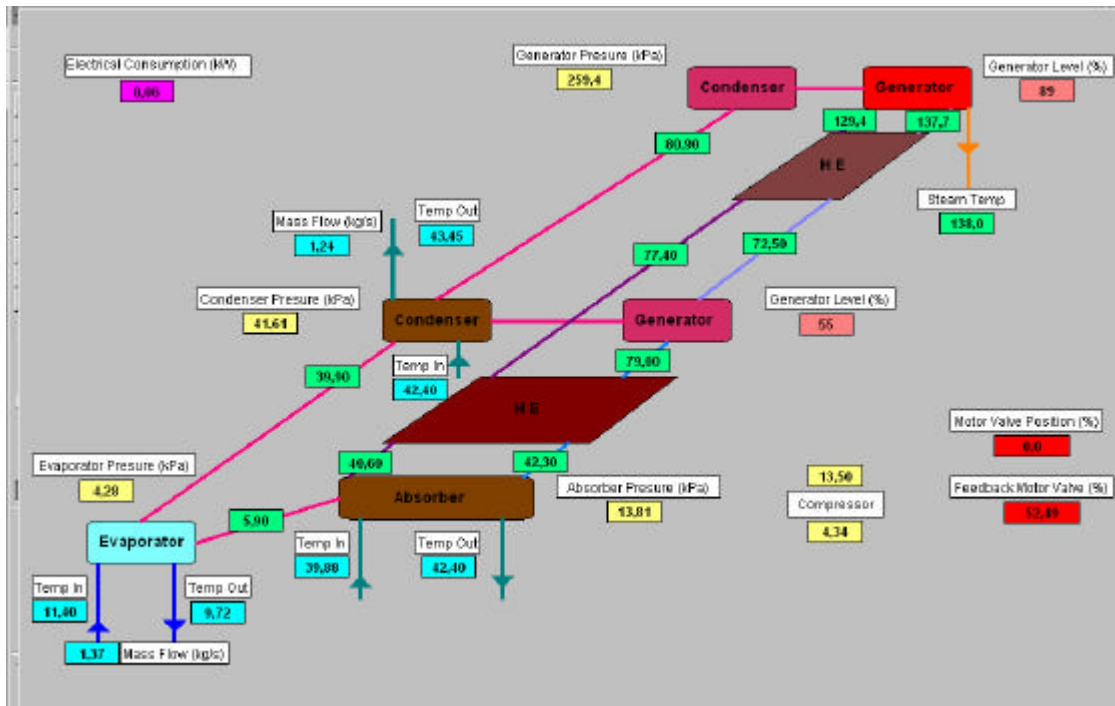
En la Fig.6.19 puede contemplarse la perfecta estabilidad del prototipo durante su funcionamiento a la temperatura de operación de 35°C, tanto a nivel de presiones en el interior de la unidad como a nivel de potencias térmicas intercambiadas en los circuitos de agua.

Al comparar los valores de la Fig.6.15 y Fig.6.18 se observa como la fracción másica de la solución rica a la salida del absorbedor es del mismo orden de magnitud en ambos casos. Esta posible contradicción, se puede esclarecer a causa del incremento de la presión de operación del absorbedor respecto al ensayo predecesor, que contrarresta el efecto del aumento de la temperatura del agua de refrigeración del absorbedor.

Otro punto importante de resaltar que también aparece al comparar la Fig.6.15 y Fig.6.18 es el crecimiento del contenido de absorbente en el líquido a la salida del condensador. La causa de dicho incremento se debe al aumento de la temperatura de operación de los dos generadores, que facilita la aparición de un mayor contenido de absorbente en la fase vapor a la salida de estos componentes.

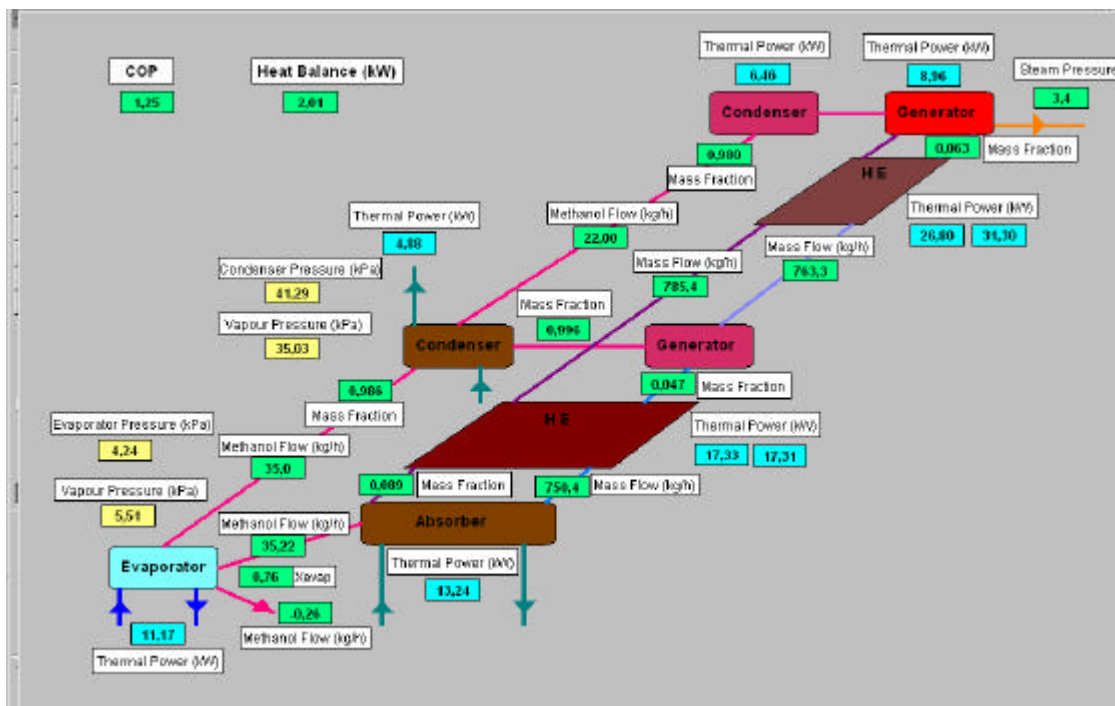
Por este motivo, y junto con la dificultad de un sistema eficaz de purga del evaporador, la presión de operación en el evaporador ha descendido ligeramente, pasando de 5.09 kPa cuando la temperatura de entrada del agua en el absorbedor es de 31 °C hasta 4.74 kPa al tener el agua de entrada al absorbedor 35 °C. Además, este hecho explica el descenso de la potencia frigorífica del evaporador, ya que al tener el caudal volumétrico limitado por el compresor, al disminuir la presión de operación del evaporador se reduce el caudal másico transvasado por el compresor y por tanto una reducción de la potencia frigorífica.

### 6.5.2.3 – Ensayo a temperatura de entrada del agua en el absorbedor de 40 °C

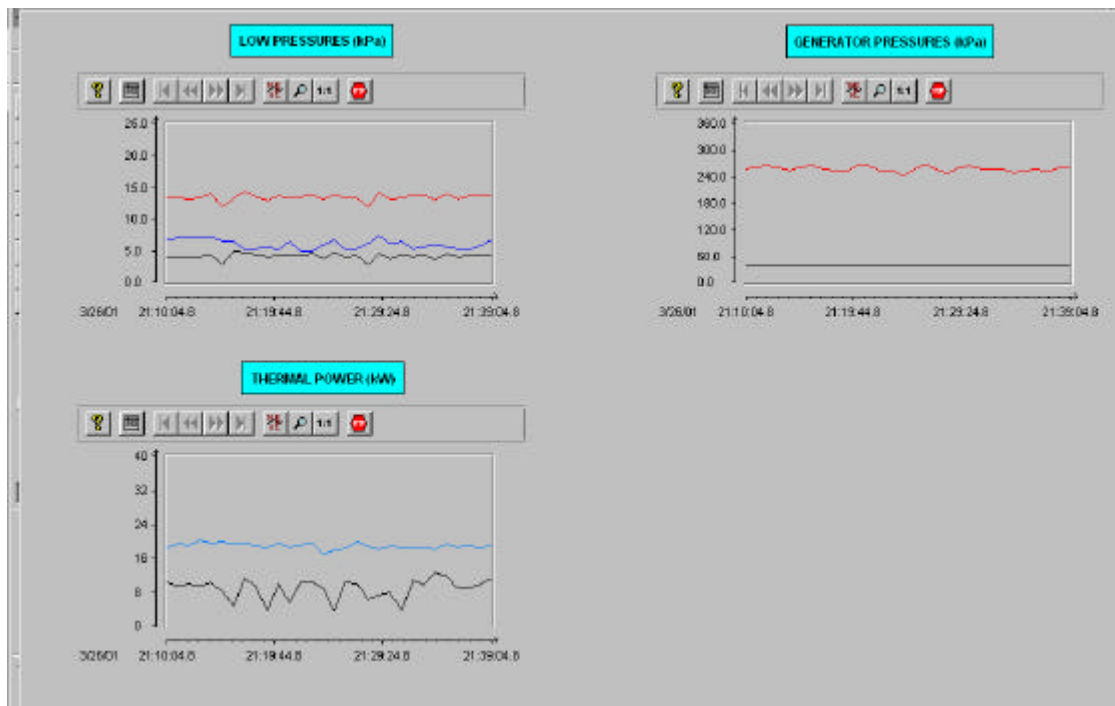


**Fig. 6.20** Valores instantáneos del prototipo durante el ensayo a una temperatura de entrada del agua en el absorbedor de 40°C

Al igual que en el caso anterior, se ha aumentado la presión de operación de la caldera con el fin de alcanzar la temperatura óptima de operación del generador predecida por la simulación del ciclo. En este caso, la temperatura de operación ronda los 140°C.



**Fig. 6.21** Flujos evaluados cuando la temperatura de entrada del agua en el absorbedor es de 40 °C



**Fig. 6.22** Evolución de las presiones en el interior del prototipo y potencias térmicas en los circuitos de agua al operar a una temperatura de entrada de ésta en el absorbedor de 40°C

Al realizar una comparativa similar al ensayo a 35°C, se comprueba el descenso de la fracción másica de metanol a la salida del absorbedor así como un aumento significativo del caudal de solución. Por otra parte, la fracción másica a la salida del condensador sigue disminuyendo, causando un mayor descenso de la presión de operación en el evaporador y por consiguiente de la potencia frigorífica.

Como ya se ha comentado anteriormente, al operar a una presión cercana a los 4 kPa en el evaporador, se constata un cierto grado de fluctuaciones en el funcionamiento de este componente tal y como puede observarse en el gráfico de “LOW PRESSURE” de la Fig 6.22. Estas oscilaciones de la presión, así como de la temperatura del metanol en el evaporador causan considerables variaciones en la temperatura de salida del agua de refrigeración y por tanto, en la potencia frigorífica extraída, tal y como se constata en la línea negra del gráfico de “THERMAL POWER” de la Fig.6.22

Por otra parte, si se compara la composición de la solución a la entrada del evaporador, en los tres ensayos realizados a diferentes temperaturas de operación de entrada del agua en el absorbedor, se observa como dicha composición es prácticamente igual en los tres casos, y por tanto estas fluctuaciones no pueden ser atribuidas a las variaciones de la composición en el evaporador, sino a las limitaciones propias de la configuración del evaporador seleccionado.

Finalmente, y a pesar que el valor que se indica en el recuadro de COP solo es orientativo, ya que no contiene el consumo eléctrico, desde un punto de vista térmico se verifica el buen comportamiento de todo el prototipo, alcanzando unos rendimientos cercanos a los predecidos por la simulación termodinámica.

### 6.5.3 – Prototipo a plena carga

Las limitaciones encontradas en el evaporador y en el compresor han provocado que el prototipo no pudiera operar en ningún momento cerca de la carga frigorífica de diseño del evaporador. Por este motivo, se ha considerado oportuno realizar un ensayo con una potencia frigorífica próxima a la de diseño, a pesar de la necesidad de operar en unas condiciones poco interesante desde un punto de vista práctico, pero que permite evaluar el comportamiento de todo el conjunto y del sistema de control cuando se opera a plena carga.

La limitación del caudal volumétrico del compresor de 650 m<sup>3</sup>/h, ha sido superada con el aumento de la presión de operación del evaporador hasta valores cercanos a 7 kPa. De esta forma, al incrementar dicha presión se consigue aumentar el caudal másico de refrigerante aspirado del evaporador, lo que implica un crecimiento de la potencia frigorífica extraída.

De igual forma, y para evitar una sobrecarga térmica en el motor eléctrico del compresor, a causa de su bajo rendimiento volumétrico, se estableció una temperatura de entrada del agua en el absorbedor de 30°C, con el fin de facilitar al máximo el proceso de absorción, y reducir de esta forma la relación de compresión. Además, también se incremento de forma exagerada el caudal de purga del evaporador al igual que el caudal de solución pobre para mantener lo más estable posible las presiones en el evaporador y en el absorbedor.

En la figura 6.23, se presentan los valores puntuales de las diversas sondas de temperatura y presión instaladas en el prototipo al operar a plena carga.

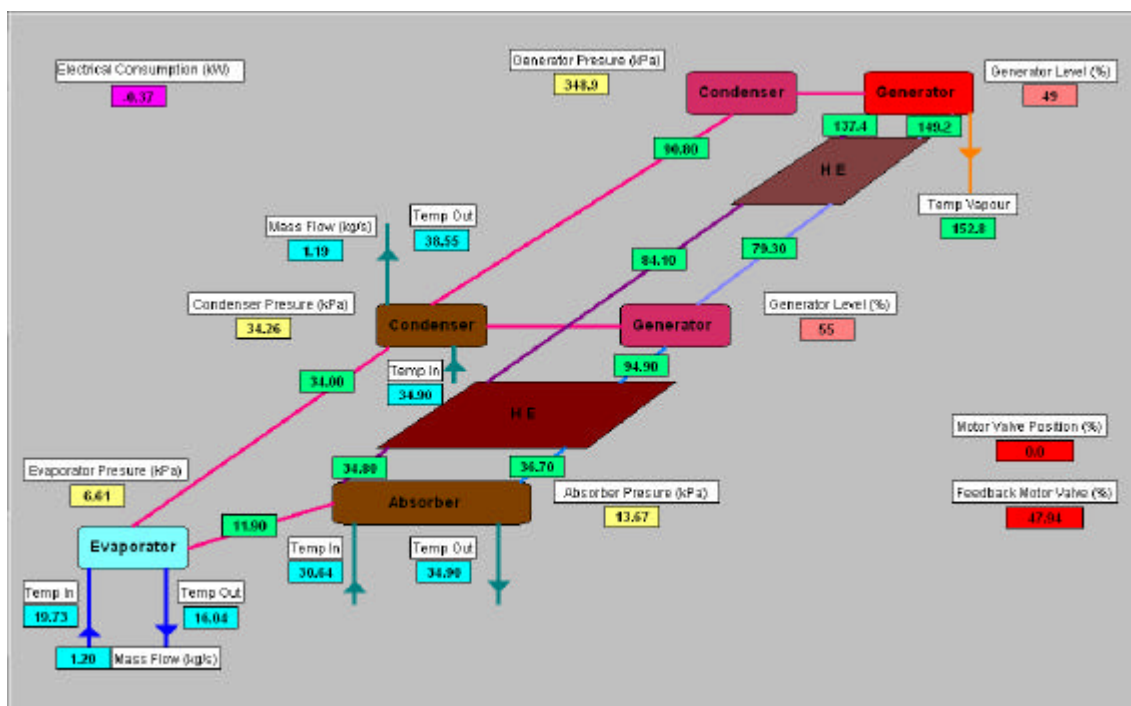


Fig. 6.23 Valores instantáneos del prototipo durante el ensayo a plena carga

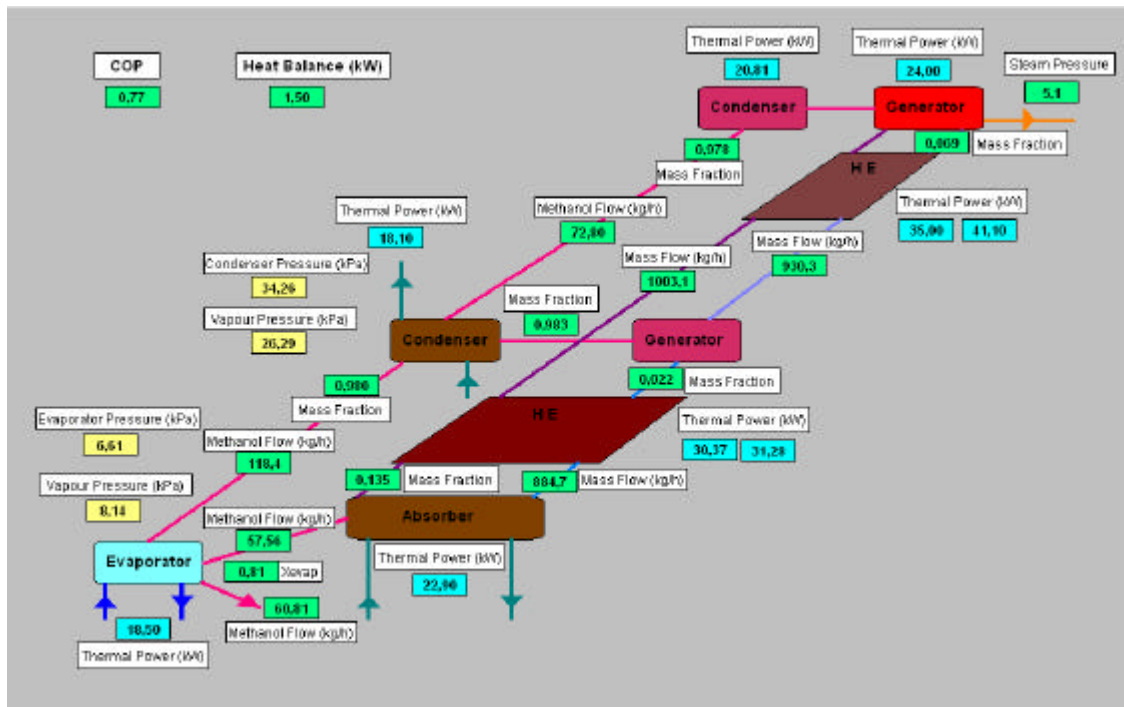


Fig. 6.24 Flujos térmicos y másicos evaluados durante el ensayo plena carga.

Como puede verse en la Fig 6.24, el caudal de purga era muy elevado a causa de la mejora en las condiciones de aspiración de la bomba de purga. Este elevado caudal de purga es corroborado por un elevado valor procedente de la relación entre la energía disipada en el absorbedor/condensador respecto a la potencia frigorífica, lo que repercute negativamente en el rendimiento térmico del equipo. No obstante, en la Fig 6.25, se observa un buen comportamiento del prototipo a plena carga.

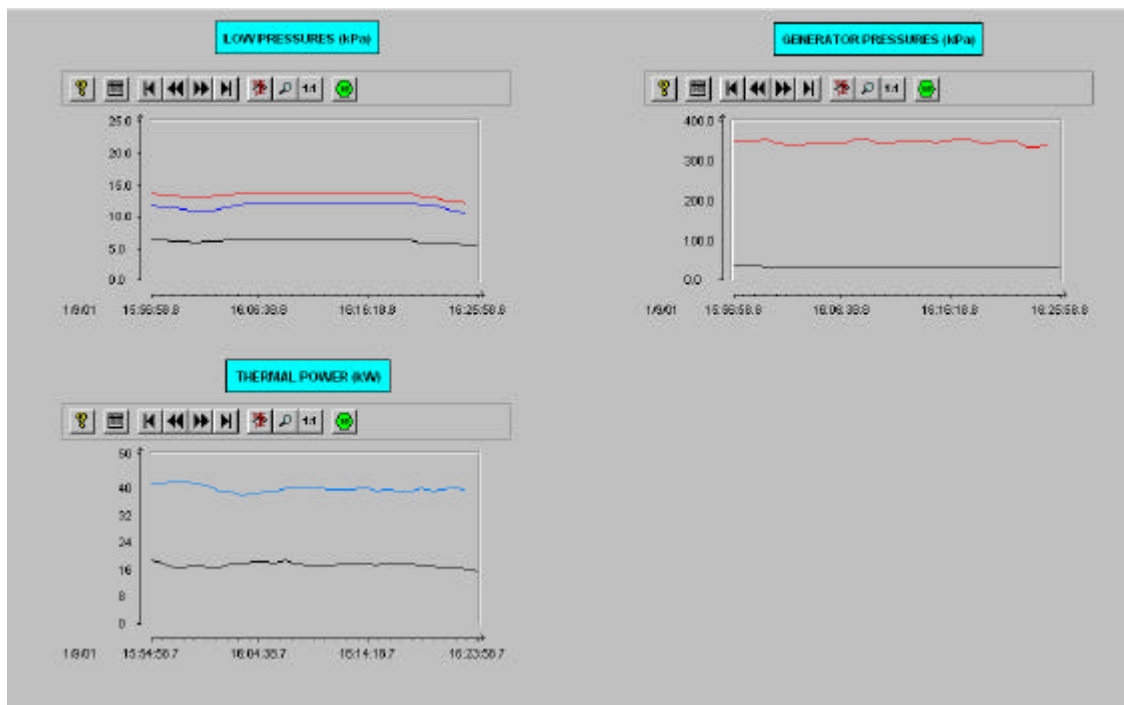


Fig. 6.25 Evolución de las presiones y potencias térmicas intercambiadas con los circuitos de agua, al operar el prototipo cerca de las condiciones de diseño.

# **CAPÍTULO 7**

## **CONCLUSIONES Y PERSPECTIVAS**

### **7.1 - CONCLUSIONES**

7.1.1 - CONCLUSIONES DEL BANCO DE ENSAYOS

7.1.2 - CONCLUSIONES ACERCA DEL PROTOTIPO DESARROLLADO

### **7.2 - PERSPECTIVAS**

7.2.1 - PERSPECTIVAS DEL BANCO DE ENSAYOS

7.2.2 - PERSPECTIVAS ACERCA DEL PROTOTIPO



## **7.1 - Conclusiones**

En este apartado se presentan las conclusiones obtenidas del análisis y evaluación del comportamiento tanto del banco de ensayos como del prototipo construidos.

### **7.1.1 - Conclusiones del banco de ensayos**

Se ha diseñado y construido un banco de ensayos para poder analizar el rendimiento de equipos de refrigeración y bombas de calor agua-agua. El banco de ensayos permite evaluar equipos activados por energía eléctrica, gases calientes provenientes de la combustión del gas natural, vapor o agua caliente que proporcionen una potencia frigorífica de hasta 250 kW.

Tras la fase de diseño y construcción se ensayó una enfriadora de agua de absorción de Agua-Bromuro de Litio de simple efecto accionada por agua caliente para la puesta a punto del banco de ensayos. Posteriormente se utilizó para caracterizar el funcionamiento del prototipo construido.

De la experiencia acumulada durante estos dos períodos de experimentación en los que se utilizó el banco de ensayos, se han obtenido las conclusiones que a continuación se indican:

- a) La instrumentación instalada en el banco de ensayos cumple con los requisitos establecidos por la normativa vigente y permite determinar con precisión las prestaciones de equipos de refrigeración y bombas de calor agua-agua.
- b) El sistema de control establecido en el banco de ensayos permite conseguir una gran estabilidad en las temperaturas de operación de los circuitos del evaporador y del absorbedor/condensador.
- c) El sistema presenta una baja inercia térmica y responde rápidamente a los cambios de condiciones.
- d) Se ha mostrado como un sistema eficaz para el estudio dinámico de los equipos ensayados.
- e) El sistema de adquisición de datos permite realizar el análisis del funcionamiento de los equipos ensayados y puede utilizarse como una herramienta eficaz para el análisis de estrategias de control así como para el diagnóstico de problemas de funcionamiento.

### **7.1.2 - Conclusiones acerca del prototipo desarrollado**

Se ha diseñado y construido un prototipo basado en un ciclo de absorción-compresión de doble efecto que puede funcionar con un alto rendimiento en modo refrigeración pero que también pueda funcionar como bomba de calor para aplicaciones de calefacción. Este equipo utiliza fluidos orgánicos para su funcionamiento así como intercambiadores de calor de placas.

El análisis de los resultados obtenidos durante la experimentación con el prototipo construido así como durante las fases anteriores de diseño, construcción y puesta en marcha ha permitido realizar las siguientes conclusiones:

- a) La simulación termodinámica ha permitido establecer la configuración del ciclo de doble efecto así como las condiciones de operación de cada uno de los componentes del equipo.
- b) La disponibilidad del programa de cálculo de intercambiadores placas CAS200<sup>®</sup> ha sido clave para cumplir con el objetivo de calcular y diseñar los intercambiadores de calor de placas que integran el prototipo en su totalidad. Mediante este programa de cálculo, con las condiciones de operación determinadas en la simulación termodinámica del ciclo y las restricciones térmicas e hidráulicas impuestas en cada intercambiador se ha determinado en cada caso a la configuración idónea, tanto por lo que respecta al tamaño de placa, tipo de corrugación como número de placas.
- c) Las experiencias realizadas en el prototipo han permitido constatar la viabilidad técnica de la configuración propuesta con la mezcla orgánica seleccionada.
  - ✓ Los equipos móviles, bombas de solución y compresor, han mostrado un buen grado de estanqueidad en las condiciones de baja presión exigidas. Durante la experimentación no se ha detectado ningún problema de contaminación de la solución por el aceite del compresor.
  - ✓ Los diversos materiales utilizados en el montaje en el prototipo (acero al carbono, acero inoxidable, vidrio, juntas de teflón, soldaduras de acero inoxidable y de plata, etc) no han mostrado síntomas de degradación o corrosión.
- d) Es de destacar el buen comportamiento del sistema de absorción utilizado basado en la tecnología de intercambiadores de placas soldadas y un sistema de distribución de la solución mediante una boquilla de aspersión colocada en el puerto de entrada del intercambiador del absorbedor. El salto térmico entre el agua y la solución a la salida del absorbedor ha sido en todos los casos inferiores a los 5 °C.

A pesar de no disponer de mediciones directas de concentración, los valores estimados muestran que estos valores son próximos a los de equilibrio. Este buen funcionamiento del absorbedor queda reflejado en la experiencia que se realizó aumentando el caudal de solución comentada en el apartado 4.5.1. En esta experiencia se observó una disminución de la presión del absorbedor al aumentar el caudal de solución lo cual es indicativo de una mayor capacidad de absorción. Por lo tanto, aunque no se pudieron realizar experiencias para comprobar la efectividad del sistema de control de capacidad basado en la variación del caudal de solución, los resultados de esta experiencia parecen indicar que sería un sistema de control válido.

- e) En el absorbedor se han medido valores del coeficiente global de transferencia de calor de hasta 530 W/m<sup>2</sup>K. Este valor implica que el valor del coeficiente de convección en el lado de la solución sería de 871 W/m<sup>2</sup>K. Valor francamente elevado para tratarse de un fluido orgánico y claramente superior a los presentados en Vallès (2000). Este aumento en el coeficiente de transferencia de calor se cree que es debido a la mejora en la distribución de la solución entre las placas del

intercambiador. Esto ha sido posible porque se ha seleccionado un intercambiador con un mayor diámetro en el puerto de entrada que ha permitido colocar el sistema de distribución en el interior del puerto de entrada del intercambiador.

- f) Con el tipo de evaporador seleccionado, basado en un sistema de termosifón, las experiencias realizadas en el prototipo indican que es necesario un pequeño caudal de purga en el evaporador para ir eliminando las trazas de absorbente que contiene el refrigerante a la entrada del evaporador. Como en este ciclo el absorbente opera a una presión superior a la del evaporador se requiere una pequeña unidad de bombeo.
- g) Se precisa que el evaporador no este situado en la parte inferior del prototipo con el fin de obtener una mayor columna hidrostática y evitar de esta forma los problemas de cavitación que han surgido en la bomba de purga del evaporador en alguna de las experimentaciones realizadas.
- h) Como los resultados de simulación termodinámica del ciclo no predicen una acumulación tan elevada de absorbente, sería conveniente aumentar el tamaño de los separadores de gotas para reducir las posibilidades de arrastre de absorbente por los vapores de refrigerante.
- i) Las experiencias realizadas en el prototipo permiten afirmar que la configuración seleccionada para el evaporador, basada en un sistema de termosifón y con placas de altura considerable, no es adecuada para el funcionamiento del ciclo como bomba de calor y en modo refrigeración parece estar en el límite de funcionamiento como lo indica la gran diferencia en el comportamiento observado en las experiencias realizadas con el agua de refrigeración a 8 y a 10 °C. La velocidad de circulación parece ser que es muy lenta y si cae la presión del evaporador deja de circular el refrigerante a través de las placas del evaporador. Con una baja presión en el evaporador, la presión hidrostática del líquido a la entrada del evaporador implica un subenfriamiento importante y que no se pueda generar suficiente vapor para establecerse la circulación de refrigerante. Este efecto se ve agravado por la acumulación de absorbente no prevista en la fase de diseño. Por lo tanto, se concluye de estos resultados que dada la baja presión de operación del evaporador sería interesante reducir la columna hidrostática a la entrada del evaporador. Una posible solución sería la de montar el intercambiador de placas en posición horizontal.
- j) Se ha constatado un rendimiento volumétrico muy pobre en la etapa de compresión, lo que repercute muy negativamente en el consumo eléctrico del prototipo y que ha supuesto la principal limitación en la fase experimental para alcanzar las potencias de diseño en modo refrigeración. Para aumentar dicho rendimiento volumétrico se considera la posibilidad de recubrir la superficie de los lóbulos del compresor con una película de teflón, con el fin de reducir la holgura entre dichos componentes, aumentar el rendimiento volumétrico y reducir con ello la demanda eléctrica de dicha unidad.
- k) El análisis termodinámico del ciclo indica la importancia de la eficiencia de los intercambiadores de solución en el rendimiento del ciclo. Por ello se prestó especial atención en el diseño de estos componentes con el fin de asegurar una alta eficiencia tanto en el funcionamiento en modo refrigeración como en bomba de calor. Los

resultados experimentales han mostrado en todos los ensayos un comportamiento excepcional, obteniendo en todo momento rendimientos superiores al 95%.

- l) El comportamiento de los generadores y condensadores ha sido muy satisfactorio, mostrando una alta eficacia tal como indicaban los cálculos de diseño.
- m) El comportamiento del sistema de control ha superado con creces las expectativas creadas. En los ensayos realizados, la estabilidad en el funcionamiento del prototipo ha sido muy buena, tal y como puede verse en los históricos de las presiones y potencias térmicas de intercambiadas con los circuitos del agua. Las únicas fluctuaciones encontradas son causadas básicamente por el evaporador, cuando éste opera por debajo de la presión de 4.5 kPa debido a una inestabilidad del flujo en el interior del evaporador.
- n) En los lazos específicos de control de los niveles de líquido a la salida de los generadores, han sido correctos aunque se han detectado oscilaciones mantenidas, en alguno de los ensayos, debido a la no linealidad en las bombas centrífugas entre la velocidad de rotación y el caudal impulsado. Por este motivo, y a la vista de los resultados, se recomendaría para un futuro, su sustitución por unas bombas de engranajes, por su mayor linealidad entre la velocidad del rotor y el flujo impulsado, de forma casi independiente de la altura de impulsión.

## **7.2 - Perspectivas**

Derivado de las conclusiones mencionadas, se presentan a continuación las perspectivas propuestas de mejora para solucionar los problemas detectados en la fase de experimentación.

### **7.2.1 - Perspectivas del banco de ensayos**

El banco de ensayos construido permite estudiar el funcionamiento de equipos de refrigeración y bombas de calor tanto en régimen estacionario como en dinámico. Esta segunda opción abre la posibilidad de utilizar el banco de ensayos para el estudio de la implantación de sistemas de control avanzados en equipos de absorción.

### **7.2.2 - Perspectivas acerca del prototipo**

La experimentación llevada a cabo en el prototipo ha permitido detectar una serie de limitaciones que impiden alcanzar, con el diseño actual, la potencia nominal de refrigeración de 20 kW establecidos en las condiciones de diseño.

- a) La primera limitación encontrada ha sido el rendimiento volumétrico del compresor. La mejora de este rendimiento volumétrico es necesaria en primer lugar para conseguir aumentar el caudal de vapor de refrigerante trasvasado desde el evaporador al absorbedor y alcanzar así la potencia de 20 kW. En segundo lugar esta mejora del rendimiento volumétrico ha de permitir reducir las revoluciones del motor y con ello disminuir el consumo eléctrico del compresor. Por lo tanto, la

primera acción ha realizar en el prototipo sería la mejora del rendimiento del compresor. Para ello esta previsto recubrir la superficie de los lóbulos del compresor con una película de teflón, con el fin de reducir la holgura entre dichos componentes.

- b) Los resultados de la experimentación indican que el diseño del evaporador, con un CB300 en posición vertical y funcionando como termosifón, se encuentra en el límite de operación en modo refrigeración y no funciona en las condiciones de bomba de calor. Para disminuir el subenfriamiento a la entrada del evaporador está previsto modificar la disposición del evaporador y ensayar el evaporador montado en una posición horizontal con las placas en vertical con el refrigerante en las conexiones inferiores. Esta configuración permitiría además aumentar la columna hidrostática en la aspiración de la bomba de purga, disminuyendo así los problemas de cavitación de esta bomba.
- c) La acumulación de absorbente en el evaporador ha sido superior a la prevista por la simulación termodinámica. Esto puede deberse a una baja eficacia de los separadores de gota por lo que se debería aumentar el tamaño de estos separadores de gotas. Si esto soluciona el problema, tendrá una importante repercusión en el rendimiento del ciclo porque permitirá reducir el caudal de purga.
- d) Este trabajo de investigación se ha desarrollado en el marco de un proyecto subvencionado por la CICYT y el programa europeo FEDER que con el título “Desarrollo tecnológico de la climatización por absorción a gas basada en el uso de fluidos orgánicos e intercambiadores de placas” tiene como objetivo el desarrollo de una bomba de calor de absorción de doble efecto, accionada a gas y que utilice fluidos orgánicos para la calefacción y refrigeración de edificios. Tras solucionar los problemas del prototipo, la tarea que quedaría para completar el proyecto sería analizar si es posible utilizar un quemador de llama directa como fuente de calor del generador de alta o sería necesario un sistema indirecto con vapor similar al utilizado en el prototipo.



UNIVERSITAT  
ROVIRA I VIRGILI

ESCOLA TÈCNICA SUPERIOR D'ENGINYERIA QUÍMICA

**DESARROLLO DE UNA BOMBA DE CALOR DE ABSORCIÓN  
A GAS CON FLUIDOS ORGÁNICOS E INTERCAMBIADORES  
DE PLACAS**

Memoria presentada por

**Miquel Nogués Aymamí**

para optar al grado de

Doctor en Ingeniería Química

*Tarragona, mayo de 2001*



*A tota la meva família i amics*



## AGRADECIMIENTOS

Mi sincero agradecimiento al Dr. Alberto Coronas Salcedo por la confianza depositada en mi persona para la realización del presente trabajo, así como por la dirección de esta tesis.

Mi gratitud también para las empresas colaboradoras y de forma especial al Sr. Fernando Rodríguez y Sr. Antonio Villanova de Alfa Laval, al Sr. Pedro Gil y Jose A. Orantes de Pedro Gil SA, al Sr. José M<sup>a</sup> Faro de Clariant Ibérica SA y a los Sr. Josep Sahun, Sr. Antoni Julià y Sr. Manuel Soriano de Gas Natural S.D.G. SA, que sin su apoyo técnico y material no hubiera sido posible realizar este desarrollo.

Al Dr. Juan Bassols, de la empresa Colibri B.V. (Holanda), por su colaboración y ayuda en el desarrollo del banco de ensayos.

Mi reconocimiento también al Sr. David Diestre de la empresa Controlmatic Ibérica SA (Grupo Siemens) por su apoyo técnico durante la puesta en marcha de nuestro sistema de control y adquisición de datos.

A los Dr. José M<sup>a</sup> López González, Dr. Manel Vallès y Sr. Rafael Márquez por su valiosa colaboración en la construcción y puesta a punto del equipo experimental. También quiero agradecer las aportaciones desinteresadas de mis compañeros Albert Conesa, Marc Medrano y Álvaro Mestra y del resto de miembros del Centro de Innovación Tecnológica CREVER.

A todos los miembros del Departamento de Ingeniería Mecánica por su calurosa acogida durante todo este tiempo, y muy especialmente a Dr. Francesc Ferrando y Sr. Vicenç Puig.

A Sres. Jaume Sariol, Jordi Salcedo, Carlos Castillo y Jordi Fabregat, que como estudiantes de ingeniería, colaboraron en la etapa de puesta en marcha y de experimentación del banco de ensayos.

Finalmente al departamento de Ingeniería Mecánica de la Universitat Rovira i Virgili por la concesión de una beca de investigación, gracias a la cual he podido realizar este trabajo.



## RESUMEN

El crecimiento de la demanda eléctrica en Cataluña entre 1986 y 1999 ha sido alrededor de un 70% y se prevé para el año 2010 que dicha demanda sea un 43% superior a la actual. Incrementos similares en otras comunidades pueden provocar un colapso en el sistema eléctrico español.

A pesar de que el crecimiento del consumo energético se debe principalmente al incremento de la capacidad productiva de nuestro país, cada vez es más significativo el efecto de la proliferación de equipos de climatización eléctricos en el computo global de dicha demanda. Actualmente, y aún siendo el sector de la climatización un mercado emergente en nuestro territorio, ya se considera que el 12% de la demanda eléctrica está destinada a la climatización de edificios y viviendas y es la principal causante de los picos de demanda anuales situados en los meses de julio y diciembre.

Ante tal situación, y con las grandes perspectivas de expansión del mercado del aire acondicionado en nuestro país, en esta tesis se propone desarrollar un equipo de climatización que permita contribuir a satisfacer las necesidades térmicas en el sector residencial y pequeño comercio. Para ello, se propone un equipo de absorción que puede funcionar como bomba de calor en invierno con una potencia nominal de 24.5 kW y como equipo de refrigeración en verano con 20 kW de potencia frigorífica. En ambos casos, el consumo eléctrico previsto será inferior a 2 kW, ya que la energía de activación es térmica a temperaturas de 120-150°C, pudiéndose utilizar tanto el calor procedente de la combustión o bien de energía solar.

Los equipos de absorción convencionales presentan ciertas limitaciones derivadas de los fluidos que utilizan (cristalización y corrosión en el caso del Agua-Bromuro de Litio, y presiones elevadas y rectificación para el Amoniaco-Agua). En este trabajo, se ha adoptado la mezcla de fluidos orgánicos Metanol-Tetraetilenglicol-dimetiléter para solventar dichas limitaciones. Esta mezcla se caracteriza por ser completamente miscible, ser compatible con la mayor parte de materiales utilizados actualmente en los equipos de aire acondicionado y presentar una buena estabilidad térmica y química a las temperaturas de operación previstas.

El equipo desarrollado opera en modo refrigeración bajo un ciclo de absorción-compresión de doble efecto, con un  $COP > 1.2$ , mientras que en modo calefacción se convierte en un ciclo de simple efecto con un  $COP > 1.4$ . En ambos casos, se ha incorporado una etapa de compresión con el fin de aumentar el intervalo de temperaturas de operación. De esta forma, no es necesario el uso de torres de refrigeración, pudiéndose utilizar aerorefrigeradores en su lugar.

La utilización de intercambiadores de placas ha permitido contar con unas superficies de intercambio de calor elevadas, en un reducido volumen. Como resultado, el equipo presenta una baja inercia térmica y un tamaño aceptable.

El equipo se ha experimentado en un banco de ensayos, construido a tal efecto, sometándose a las condiciones de operación previstas. Los resultados obtenidos confirman el buen comportamiento del equipo y del sistema de control adoptado.



# ÍNDICE

## ***Capítulo 1: Situación tecnológica de los equipos de climatización***

|                                                                     |      |
|---------------------------------------------------------------------|------|
| 1.1 - INTRODUCCIÓN .....                                            | 1-1  |
| 1.2 - PROBLEMÁTICA ACTUAL .....                                     | 1-2  |
| 1.3 - PROGRAMAS DE INNOVACIÓN EN CLIMATIZACIÓN.....                 | 1-4  |
| 1.4 - INTERÉS DE LA CLIMATIZACIÓN A GAS .....                       | 1-5  |
| 1.5 - TECNOLOGÍA DE CLIMATIZACIÓN CON MOTOR A GAS.....              | 1-6  |
| 1.5.1 - PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO.....                            | 1-7  |
| 1.5.2 - MERCADO DE LOS CLIMATIZADORES CON MOTOR A GAS.....          | 1-9  |
| 1.5.3 - TENDENCIAS FUTURAS EN LA CLIMATIZACIÓN CON MOTOR A GAS..... | 1-11 |
| 1.6 - TECNOLOGÍA DE LOS EQUIPOS DE ABSORCIÓN.....                   | 1-12 |
| 1.6.1 - PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO.....                            | 1-13 |
| 1.6.2 - CICLO DE ABSORCIÓN DE ALTA EFICIENCIA, DOBLE EFECTO.....    | 1-15 |
| 1.6.3 - MEZCLAS DE TRABAJO EN LOS EQUIPOS DE ABSORCIÓN .....        | 1-16 |
| 1.6.4 - MERCADO DE LOS EQUIPOS DE ABSORCIÓN.....                    | 1-17 |
| 1.6.5 - TENDENCIAS FUTURAS EN LOS EQUIPOS DE ABSORCIÓN.....         | 1-19 |
| 1.7 - OBJETIVOS DE LA TESIS .....                                   | 1-21 |

## ***Capítulo 2: Configuración del ciclo de absorción***

|                                                                                           |      |
|-------------------------------------------------------------------------------------------|------|
| 2.1 - JUSTIFICACIÓN DE LA MEZCLA DE TRABAJO SELECCIONADA .....                            | 2-1  |
| 2.2 - PROPIEDADES DE LA MEZCLA .....                                                      | 2-4  |
| 2.3 - OPERACIÓN EN MODO CALEFACCIÓN.....                                                  | 2-5  |
| 2.3.1 - CONSIDERACIONES PRELIMINARES.....                                                 | 2-5  |
| 2.3.2 - DESCRIPCIÓN DEL CICLO ABSORCIÓN/COMPRESIÓN PROPUESTO.....                         | 2-6  |
| 2.3.3 - HIPÓTESIS DE CÁLCULO Y VARIABLES INDEPENDIENTES .....                             | 2-8  |
| 2.3.4 - DESCRIPCIÓN DEL MODELO MATEMÁTICO PARA EL SIMPLE EFECTO.....                      | 2-9  |
| 2.3.5 - RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN PARA LA CONFIGURACIÓN DE SIMPLE EFECTO.....           | 2-11 |
| 2.4 - OPERACIÓN EN MODO REFRIGERACIÓN .....                                               | 2-17 |
| 2.4.1 - CONSIDERACIONES PRELIMINARES.....                                                 | 2-17 |
| 2.4.2 - CONFIGURACIONES DEL CIRCUITO SOLUCIÓN EN CICLOS DE ABSORCIÓN DE DOBLE EFECTO..... | 2-17 |
| 2.4.3 - HIPÓTESIS Y VARIABLES INDEPENDIENTES.....                                         | 2-21 |
| 2.4.4 - DESCRIPCIÓN DEL MODELO MATEMÁTICO PARA EL DOBLE EFECTO.....                       | 2-23 |
| 2.6.5 - RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN PARA LAS DIFERENTES CONFIGURACIONES.....              | 2-25 |

|                                                    |      |
|----------------------------------------------------|------|
| 2.5 - PROPUESTA DE LA CONFIGURACIÓN DEL CICLO..... | 2-30 |
| 2.6 - CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL PROTOTIPO.....  | 2-31 |

## **Capítulo 3: Cálculo y diseño de los componentes del prototipo**

|                                                                   |      |
|-------------------------------------------------------------------|------|
| 3.1 - CONSIDERACIONES PRELIMINARES .....                          | 3-1  |
| 3.2 - CONDICIONES DE OPERACIÓN.....                               | 3-4  |
| 3.3 - CÁLCULO DE LAS CONDICIONES INTERNAS DE FUNCIONAMIENTO ..... | 3-5  |
| 3.4 - CÁLCULO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR.....               | 3-6  |
| 3.4.1 - ABSORBEDOR (AB).....                                      | 3-6  |
| 3.4.2 - CONDENSADOR DE BAJA (C2).....                             | 3-9  |
| 3.4.3 - EVAPORADOR (E).....                                       | 3-10 |
| 3.4.4 - GENERADOR DE ALTA (G1).....                               | 3-12 |
| 3.4.5 - GENERADOR DE BAJA (G2).....                               | 3-13 |
| 3.4.6 - INTERCAMBIADORES SOLUCIÓN-SOLUCIÓN (IC1 Y IC2) .....      | 3-14 |
| 3.5 - SELECCIÓN DEL COMPRESOR.....                                | 3-16 |
| 3.6 - SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES AUXILIARES .....               | 3-17 |
| 3.6.1 - BOMBAS DE RECIRCULACIÓN.....                              | 3-17 |
| 3.6.2 - BOMBA DE PURGA .....                                      | 3-18 |
| 3.6.3 - PURGADOR DE CONDENSABLES.....                             | 3-18 |
| 3.6.4 - BOQUILLAS DE ASPERSIÓN.....                               | 3-19 |
| 3.6.5 - SEPARADORES DE GOTAS.....                                 | 3-20 |
| 3.6.6 - VÁLVULA DE REGULACIÓN DE CAUDAL.....                      | 3-22 |
| 3.7 - DISPOSICIÓN ESPACIAL DE LOS COMPONENTES DEL PROTOTIPO ..... | 3-23 |

## **Capítulo 4: Sistema de control del prototipo**

|                                                                           |      |
|---------------------------------------------------------------------------|------|
| 4.1 – INTRODUCCIÓN.....                                                   | 4-1  |
| 4.2 – LAZOS DE CONTROL ESTABLECIDOS.....                                  | 4-1  |
| 4.2.1 – ESTRATEGIA DE CONTROL EN MODO CALEFACCIÓN .....                   | 4-3  |
| 4.2.2 – ESTRATEGIA DE CONTROL EN MODO REFRIGERACIÓN .....                 | 4-5  |
| 4.3 – INSTRUMENTACIÓN.....                                                | 4-6  |
| 4.4 – ESQUEMA DEL CUADRO ELÉCTRICO DEL PROTOTIPO .....                    | 4-7  |
| 4.5 – COMPORTAMIENTO DINÁMICO DEL EQUIPO .....                            | 4-10 |
| 4.5.1 – COMPORTAMIENTO DEL CONTROL DE LOS NIVELES.....                    | 4-10 |
| 4.5.2 – COMPORTAMIENTO DEL PROTOTIPO ANTE PERTURBACIONES EXTERIORES ..... | 4-12 |

## **Capítulo 5: Normativa, medidas y caracterización de equipos de absorción en un banco de ensayos**

|                                                                       |             |
|-----------------------------------------------------------------------|-------------|
| <b>5.1 - PRESENTACIÓN.....</b>                                        | <b>5-1</b>  |
| <b>5.2 - NORMATIVA DE ANÁLISIS: NORMA ARI-560-92.....</b>             | <b>5-2</b>  |
| 5.2.1 - INTRODUCCIÓN .....                                            | 5-2         |
| 5.2.2 - ESPECIFICACIONES DE EVALUACIÓN.....                           | 5-3         |
| <b>5.3 - BANCO DE ENSAYOS.....</b>                                    | <b>5-8</b>  |
| 5.3.1 - INTRODUCCIÓN .....                                            | 5-8         |
| 5.3.2 - DESCRIPCIÓN DEL BANCO DE ENSAYOS .....                        | 5-9         |
| 5.3.3 - ADAPTABILIDAD A LAS CONDICIONES DE ENSAYO .....               | 5-13        |
| <b>5.4 - INSTRUMENTACIÓN INSTALADA.....</b>                           | <b>5-16</b> |
| 5.4.1 - SONDAS DE TEMPERATURA .....                                   | 5-16        |
| 5.4.2 - MEDIDORES DE CAUDAL.....                                      | 5-16        |
| 5.4.3 - PÉRDIDAS DE CARGA .....                                       | 5-17        |
| 5.4.4 - DEMANDA ELÉCTRICA .....                                       | 5-17        |
| <b>5.5 - PUESTA A PUNTO DEL BANCO DE ENSAYOS .....</b>                | <b>5-18</b> |
| 5.5.1 - CONSIDERACIONES PRELIMINARES .....                            | 5-18        |
| 5.5.2 - DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO .....                                  | 5-19        |
| 5.5.3 - PRESTACIONES TÉRMICAS DEL EQUIPO YAZAKI WFC-10.....           | 5-20        |
| <b>5.6 - EXPERIMENTACIÓN CON EL EQUIPO YAZAKI WFC-10.....</b>         | <b>5-21</b> |
| 5.6.1 - EVALUACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE LOS REGULADORES.....          | 5-21        |
| 5.6.2 - EVALUACIÓN DE PRESTACIONES TÉRMICAS DE LA YAZAKI WFC-10 ..... | 5-24        |
| 5.6.3 - COMPORTAMIENTO DINÁMICO DE LA YAZAKI WFC-10 .....             | 5-32        |

## **Capítulo 6: Experimentación con el prototipo**

|                                                                                 |             |
|---------------------------------------------------------------------------------|-------------|
| <b>6.1 – INTRODUCCIÓN .....</b>                                                 | <b>6-1</b>  |
| <b>6.2 – MONTAJE Y PUESTA EN MARCHA .....</b>                                   | <b>6-1</b>  |
| <b>6.3 – ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DE LOS COMPONENTES .....</b>               | <b>6-4</b>  |
| 6.3.1 – ABSORBEDOR.....                                                         | 6-4         |
| 6.3.2 – CONDENSADOR .....                                                       | 6-5         |
| 6.3.3 – EVAPORADOR .....                                                        | 6-5         |
| 6.3.4 – GENERADOR DE ALTA Y GENERADOR DE BAJA.....                              | 6-7         |
| 6.3.5 – INTERCAMBIADORES DE SOLUCIÓN-SOLUCIÓN .....                             | 6-7         |
| 6.3.6 – COMPRESOR.....                                                          | 6-8         |
| 6.3.7 – BOMBAS DE RECIRCULACIÓN .....                                           | 6-11        |
| <b>6.4 – RESULTADOS EN MODO CALEFACCIÓN .....</b>                               | <b>6-12</b> |
| <b>6.5 – RESULTADOS EN MODO REFRIGERACIÓN.....</b>                              | <b>6-15</b> |
| 6.5.1 – OPERACIÓN EN CONDICIONES DE DISEÑO.....                                 | 6-16        |
| 6.5.2 – EFECTO DE LA VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA DE TRABAJO DEL ABSORBEDOR..... | 6-20        |
| 6.5.3 – PROTOTIPO A PLENA CARGA .....                                           | 6-26        |

## **Capítulo 7: Conclusiones y perspectivas**

|                                                 |            |
|-------------------------------------------------|------------|
| <b>7.1 - CONCLUSIONES .....</b>                 | <b>7-1</b> |
| 7.1.1 - CONCLUSIONES DEL BANCO DE ENSAYOS.....  | 7-1        |
| 7.1.2 - CONCLUSIONES DEL PROTOTIPO .....        | 7-1        |
| <b>7.2 - PERSPECTIVAS .....</b>                 | <b>7-4</b> |
| 7.2.1 - PERSPECTIVAS DEL BANCO DE ENSAYOS ..... | 7-4        |
| 7.2.2 - PERSPECTIVAS DEL PROTOTIPO.....         | 7-4        |

## **Anexo A: Bibliografía**

## **Anexo B: Propiedades termofísicas de los fluidos de trabajo**

## **Anexo C: Estimación de las condiciones de operación**

|                                     |     |
|-------------------------------------|-----|
| C1 - INTRODUCCIÓN.....              | C-1 |
| C2 - PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO ..... | C-3 |

## **Anexo D: Instrumentación del prototipo**

|                                            |     |
|--------------------------------------------|-----|
| D1 – PRESENTACIÓN .....                    | D-1 |
| D2 .- TRANSMISORES DE PRESIÓN.....         | D-1 |
| D2.1 - CALIBRACIÓN.....                    | D-1 |
| D3 - SONDAS DE TEMPERATURA INSTALADAS..... | D-3 |
| D4. MEDIDORES DE NIVEL.....                | D-3 |

## Nomenclatura

|        |                                                                               |
|--------|-------------------------------------------------------------------------------|
| A      | Área de intercambio de calor ( $\text{m}^2$ )                                 |
| AB     | Absorbedor                                                                    |
| APLV   | Coefficiente de funcionamiento a carga parcial                                |
| B      | Bomba                                                                         |
| C      | Condensador                                                                   |
| C1     | Condensador de alta                                                           |
| C2     | Condensador de baja                                                           |
| Comp   | Compresor                                                                     |
| COP    | Coefficiente de funcionamiento                                                |
| $c_p$  | Calor específico a presión constante ( $\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$ )          |
| $C_D$  | Coefficiente de arrastre                                                      |
| $C_d$  | Coefficiente de derrame                                                       |
| CFC    | Clorofluorocarbonos                                                           |
| D      | Diámetros                                                                     |
| E      | Evaporador                                                                    |
| $E_f$  | Eficacia                                                                      |
| F      | Fuerza (N)                                                                    |
| FL     | Potencia térmica a plena carga                                                |
| g      | Constante universal de la gravedad ( $\text{m/s}^2$ )                         |
| G1     | Generador de alta                                                             |
| G2     | Generador de baja                                                             |
| h      | Entalpía específica ( $\text{kJ/kg}$ )                                        |
| HB     | Error en tanto por cien en el balance energético                              |
| IC1    | Intercambiador de solución-solución de alta                                   |
| IC2    | Intercambiador de solución-solución de baja                                   |
| m      | Caudal másico ( $\text{kg/s}$ )                                               |
| P      | Presión (kPa)                                                                 |
| PCS    | Poder calorífico superior ( $\text{kJ/kg}$ )                                  |
| PER    | Ratio de consumo de energía primaria                                          |
| PR     | Relación de compresión                                                        |
| Q      | Caudal volumétrico ( $\text{m}^3/\text{s}$ )                                  |
| q      | Potencia calorífica (kW)                                                      |
| R      | Resistencia óhmica ( $\Omega$ )                                               |
| Re     | Número de Reynolds                                                            |
| s      | Variable independiente de la transformada de Laplace                          |
| SR     | Relación de caudales entre solución pobre y refrigerante                      |
| $T, t$ | Temperatura ( $^\circ\text{C}$ )                                              |
| TEWI   | Total Equivalent Warming Potential                                            |
| U      | Coefficiente global de transferencia de calor ( $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$ ) |
| V      | Velocidad (m/s)                                                               |
| W      | Fracción másica                                                               |
| W      | Trabajo mecánico (kW)                                                         |
| X      | Fracción molar                                                                |
| Z      | Variable independiente de la transformada en Z                                |

**Letras griegas**

|          |                                                          |
|----------|----------------------------------------------------------|
| <i>a</i> | Coeficiente de linealidad de las termoresistencias Pt100 |
| <i>D</i> | Diferencia                                               |
| <i>m</i> | Viscosidad dinámica (cP)                                 |
| <i>r</i> | Densidad (kg/m <sup>3</sup> )                            |

**Subíndices y Superíndices**

|              |                |
|--------------|----------------|
| <i>AB</i>    | Absorbedor     |
| <i>C</i>     | Condensador    |
| <i>E</i>     | Evaporador     |
| <i>G</i>     | Generador      |
| <i>IN</i>    | Entrada        |
| <i>OUT</i>   | Salida         |
| <i>Sol-p</i> | Solución pobre |
| <i>Sol-r</i> | Solución rica  |
| <i>w</i>     | Agua           |
| <i>R</i>     | Rectificador   |