

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 autómatas 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 volúmico 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 esta 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 es 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 ± 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 m³/h, la presión de entrada de éste en mmH₂O 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 volúmico del fluido que circula por el evaporador [m^3/s]

ρ_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 [°C]

T_E^{OUT} = temperatura a la salida del evaporador [°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 [°C].

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

T_G^{OUT} = temperatura de salida del agua en el generador [°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:

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

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 m² °C/W para una superficie limpia hasta 0.000044 m² °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:

$$R = t_{w1} - t_{we}$$

$$S_{sp} = t_s - t_{w1} = \text{salto térmico mínimo según especificaciones}$$

t_{w1} = temperatura del agua a la entrada según especificaciones

t_{we} = 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.

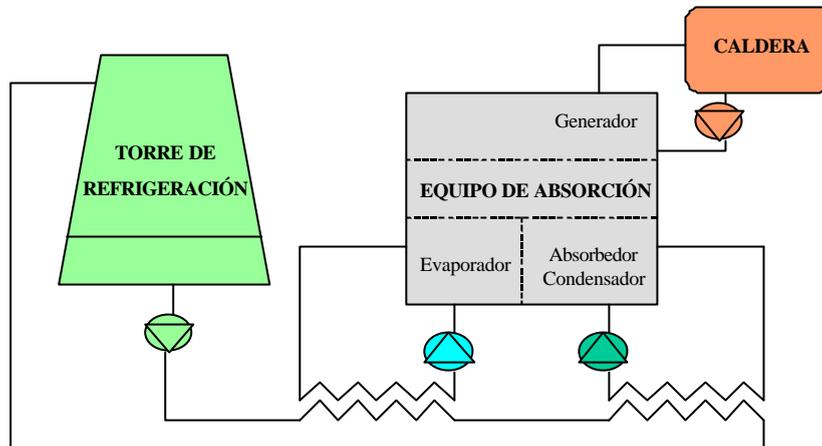


Fig.5. 1 Esquema general de un banco de ensayos.

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 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 m³/h, a una presión de 20 mbar. Además, el banco de ensayos también dispone de una caldera de vapor marca ATTSU, 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.

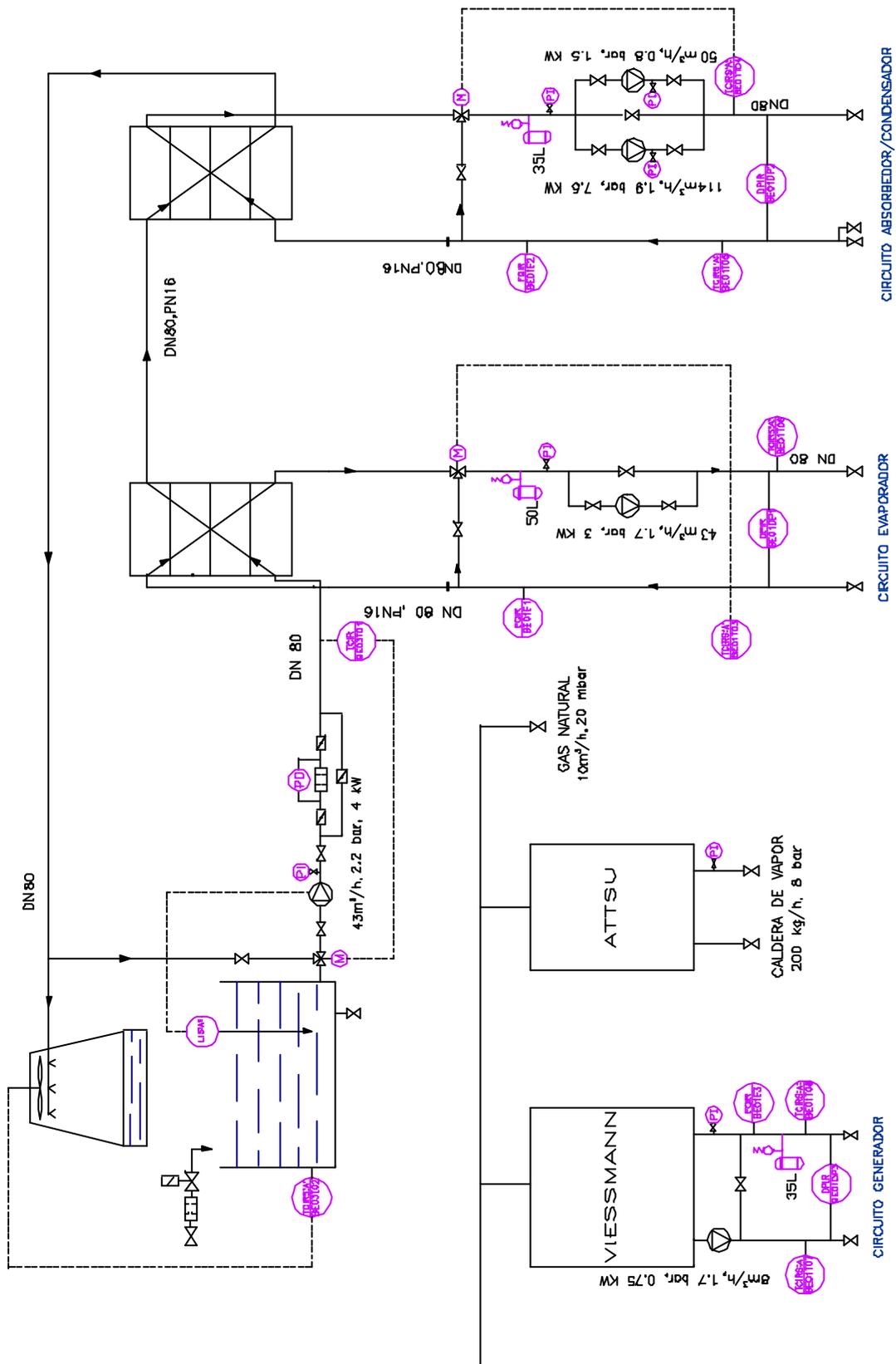


Fig.5. 2 Diagrama del P&I del banco de ensayos

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 ³ /h	39 m ³ /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 autómatas 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.

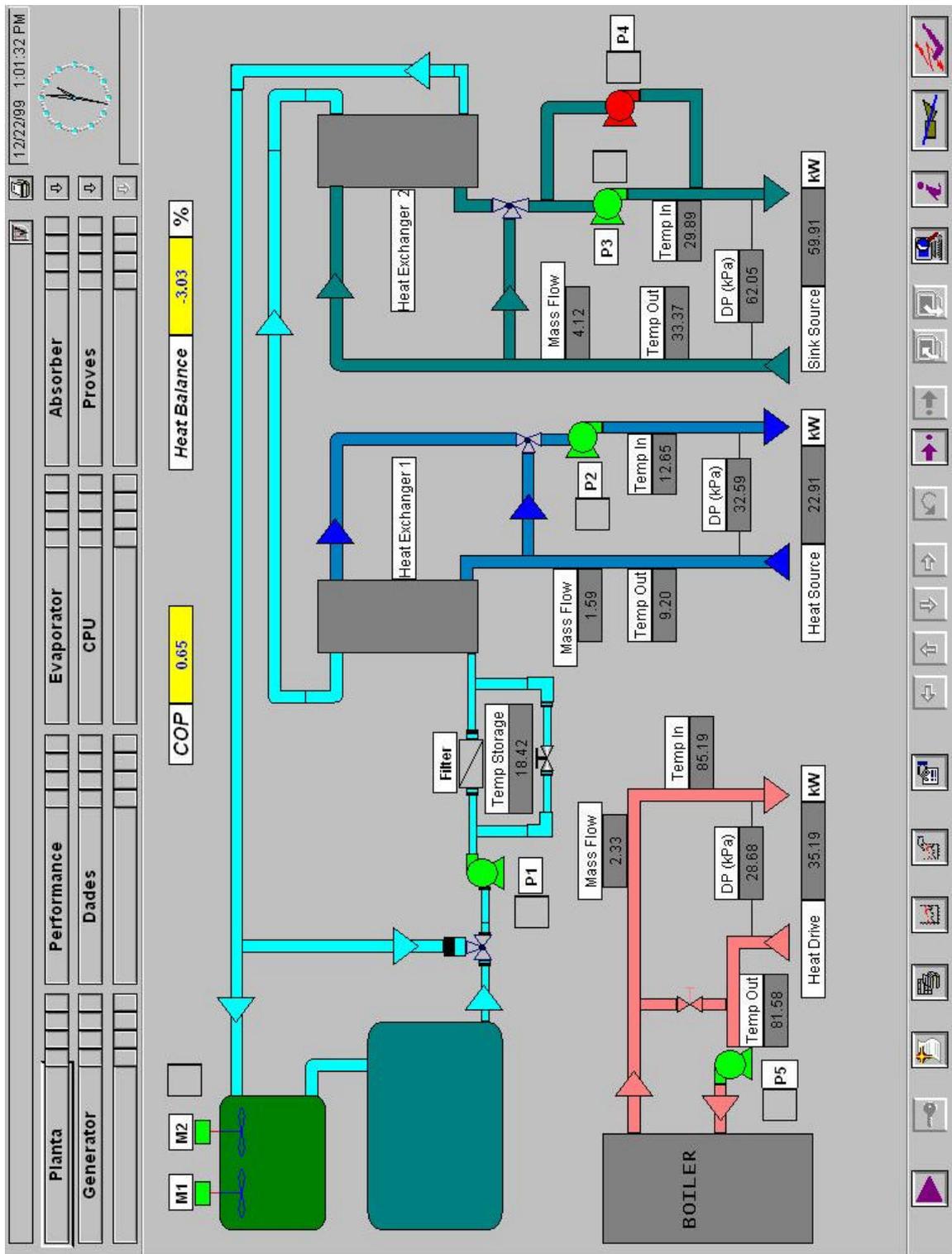


Fig.5. 4 Pantalla principal del sistema de adquisición de datos.

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

α = 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)	α (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 Ω .

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 β	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	+ 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	+ 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.

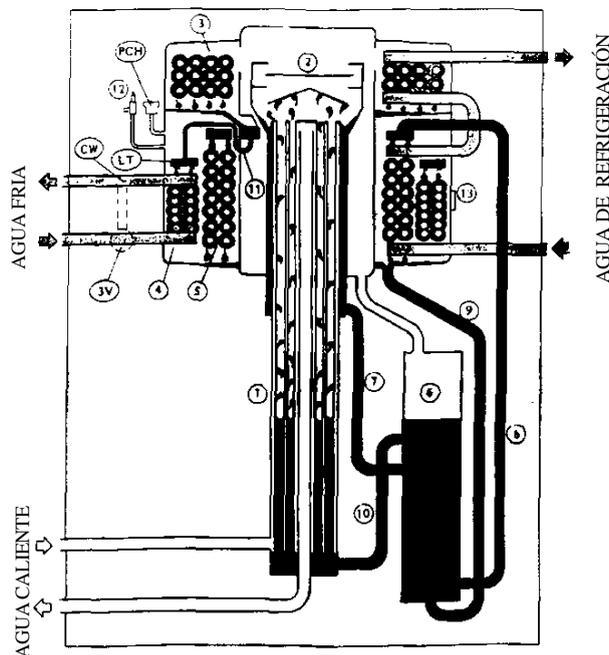


Fig.5. 5 Esquema interno del equipo Yazaki WFC-10



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.

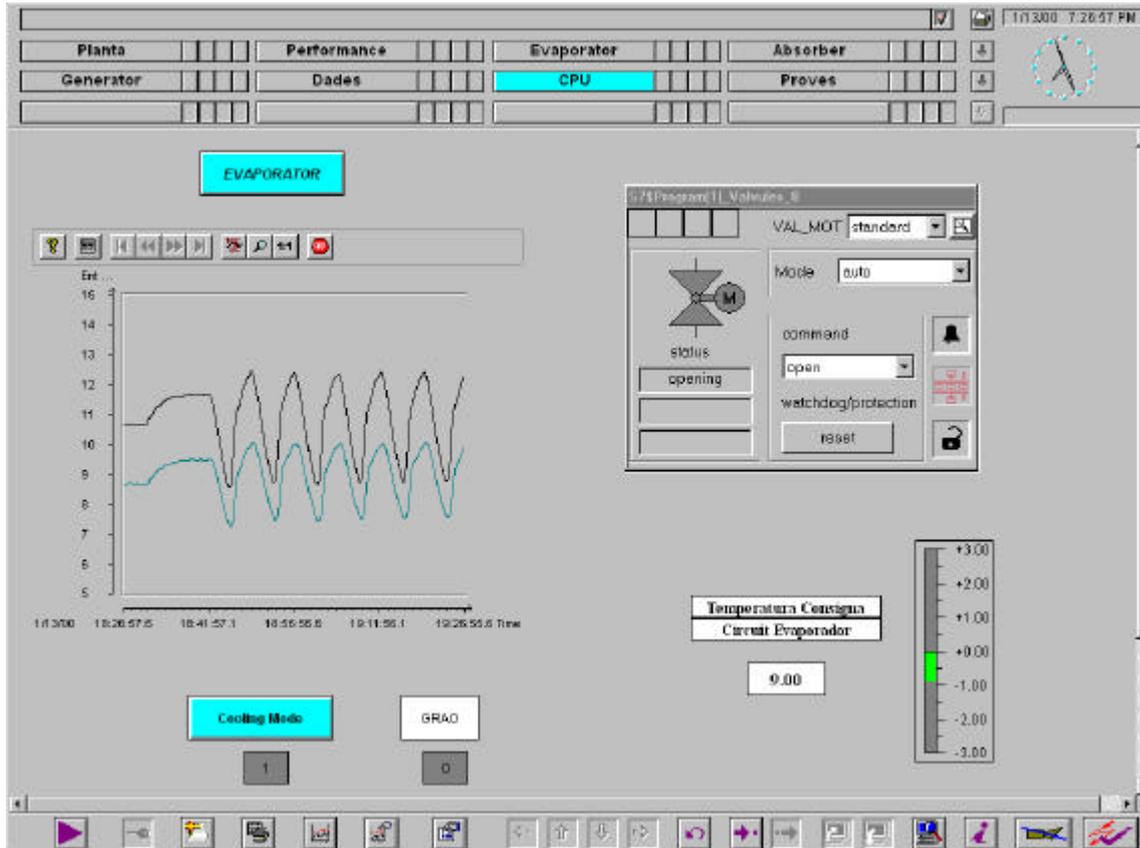


Fig.5. 7 Aplicación del segundo método de sintonización propuesto por Ziegler-Nichols, para la evaluación de la constante proporcional y tiempo integrativo para el circuito del evaporador.

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.

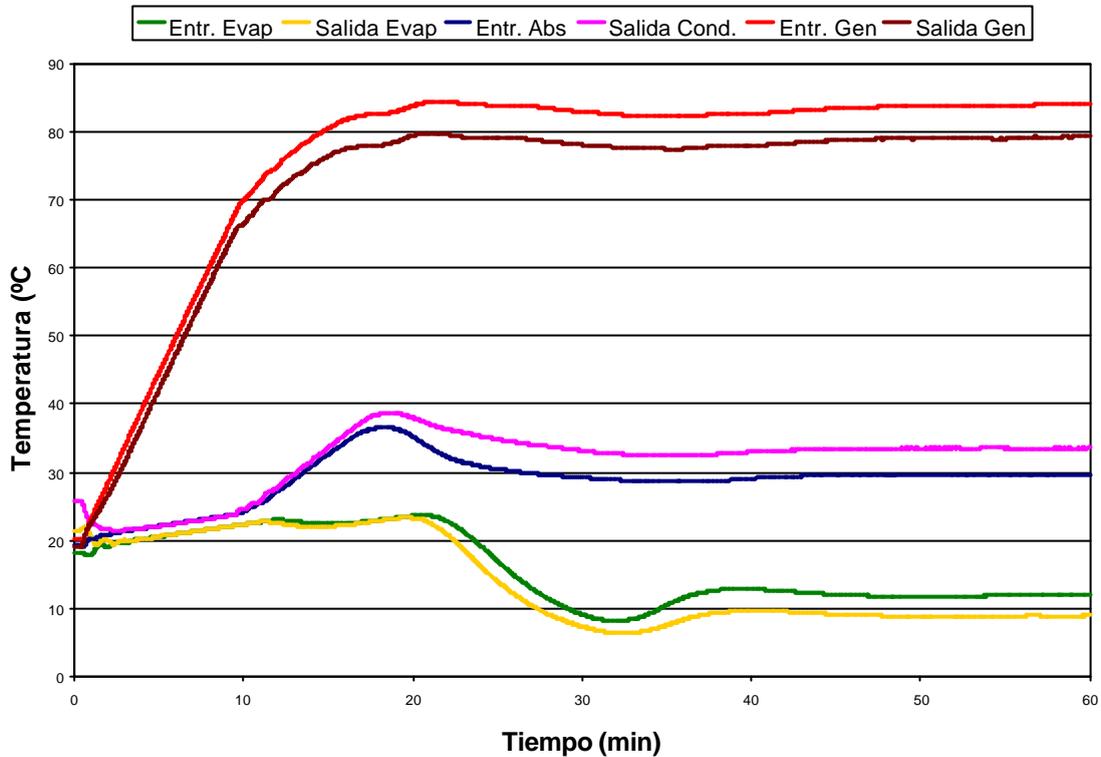


Fig.5.8 Evolución temporal de las temperaturas del equipo Yazaki WFC-10 en el banco de ensayos, durante el proceso de arranque al operar en modo automático.

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.

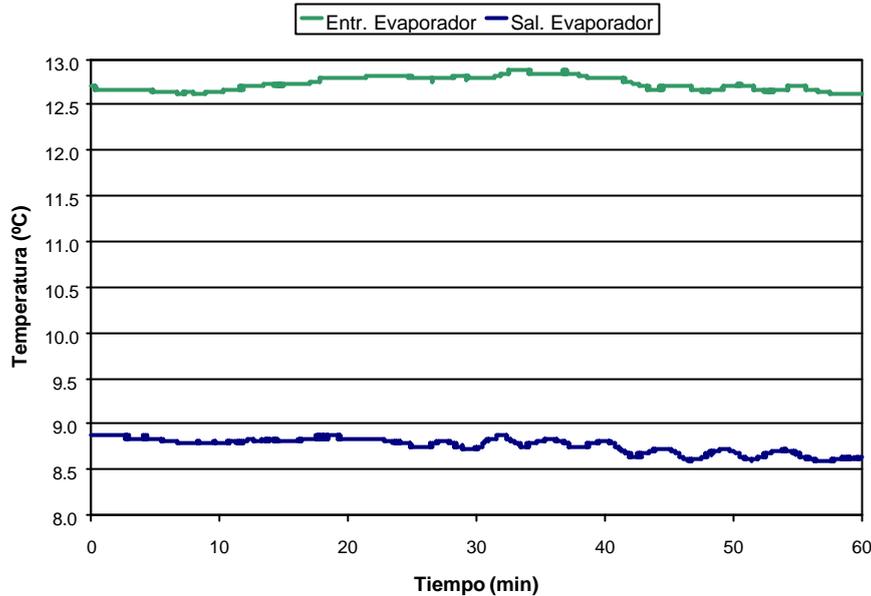


Fig.5. 9 Evolución de las temperaturas en el evaporador

En la Fig. 5.10, se muestra indica la variación de las temperaturas de entrada y salida en el circuito del absorbedor/condensador.

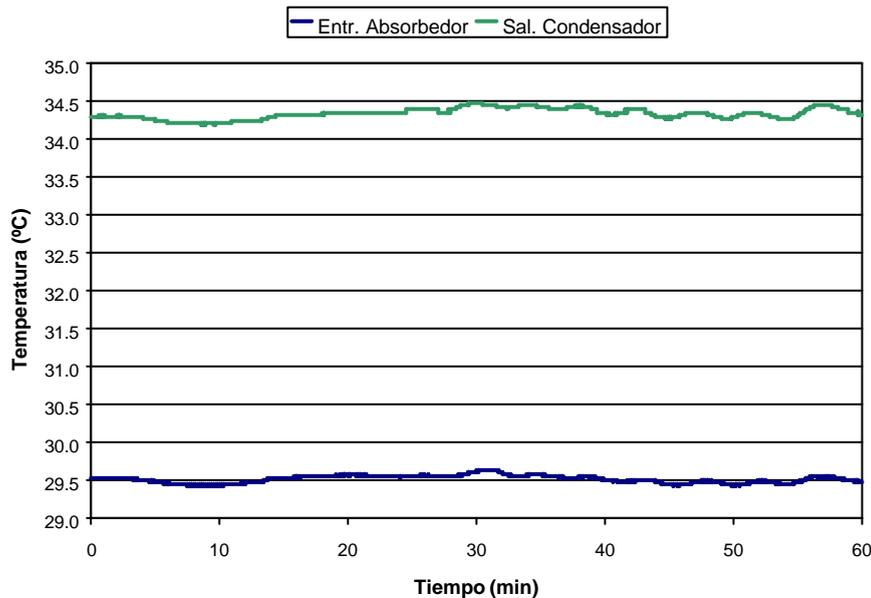


Fig.5. 10 Temperaturas de entrada y salida en el circuito absorbedor/condensador

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

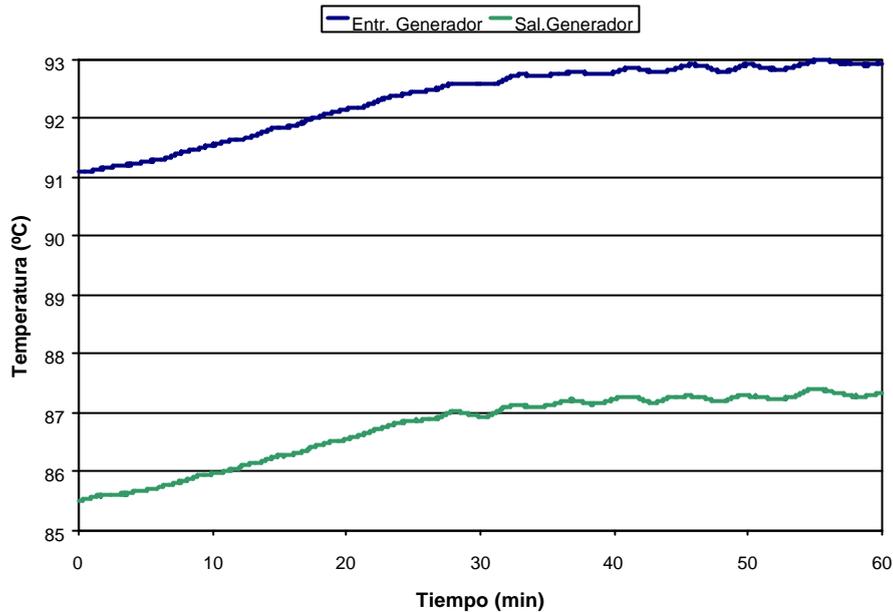


Fig.5. 11 Temperaturas de entrada y salida del generador

En la Fig 5.12, se representa el caudal másico y la pérdida de carga en el evaporador.

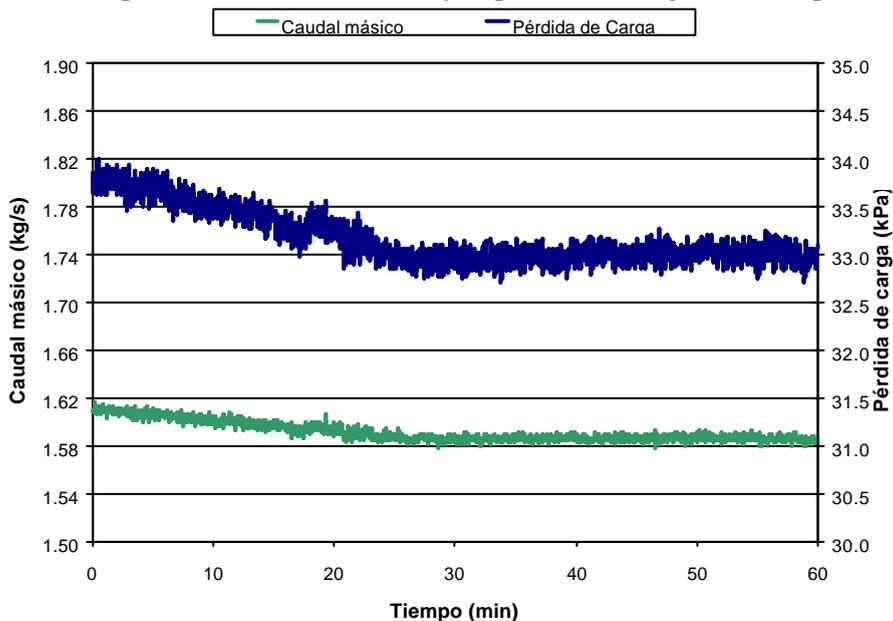


Fig.5. 12 Caudal másico y pérdida de carga en el circuito del evaporador

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.

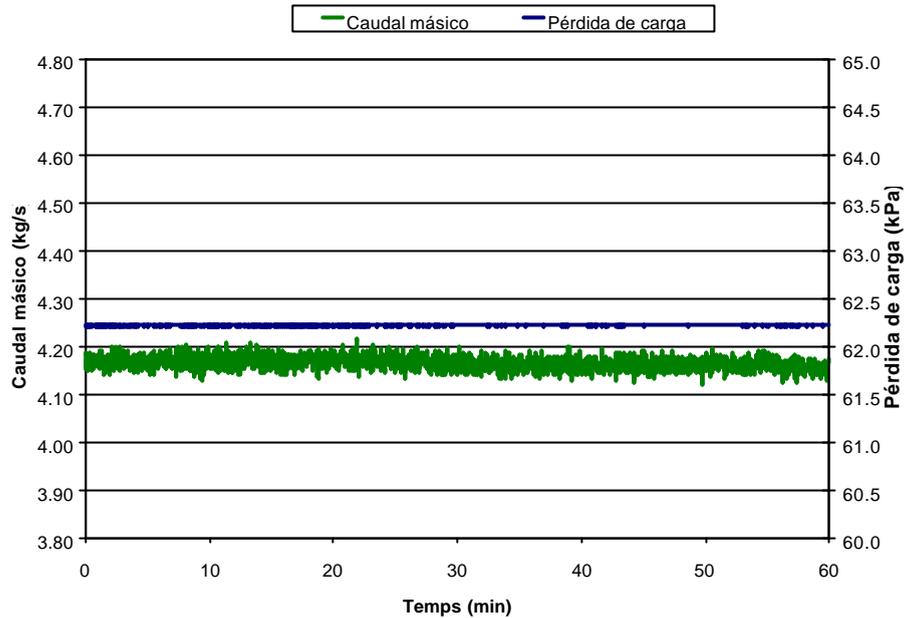


Fig.5. 13 Evolución del caudal másico y de la pérdida de carga en el circuito del absorbedor/condensador

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.

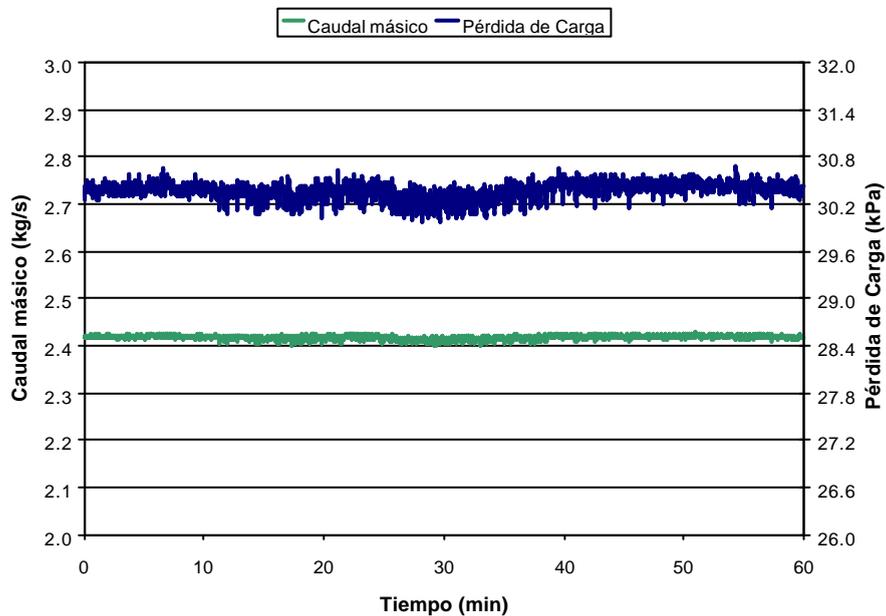


Fig.5. 14 Caudal másico y pérdida de carga en el circuito del generador

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.

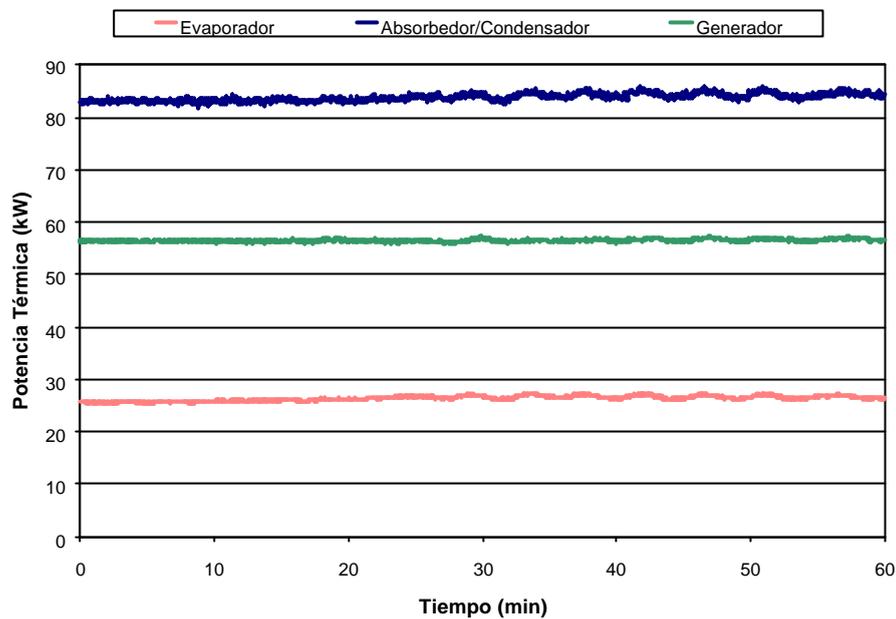


Fig.5. 15 Potencias térmicas evaluadas durante la experimentación.

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.

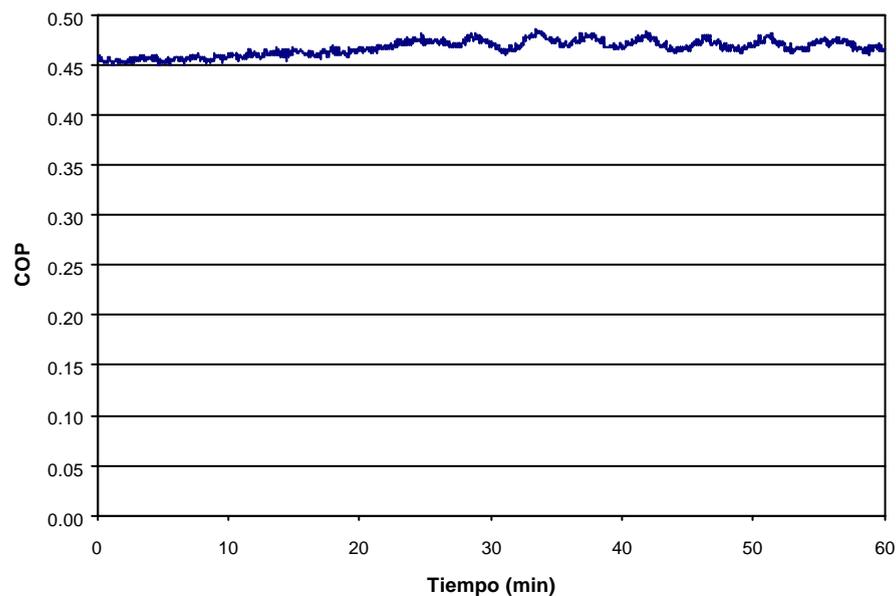


Fig.5. 16 Coeficiente de funcionamiento del equipo de absorción Yazaki WFC-10 en las condiciones establecidas en la experimentación

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.

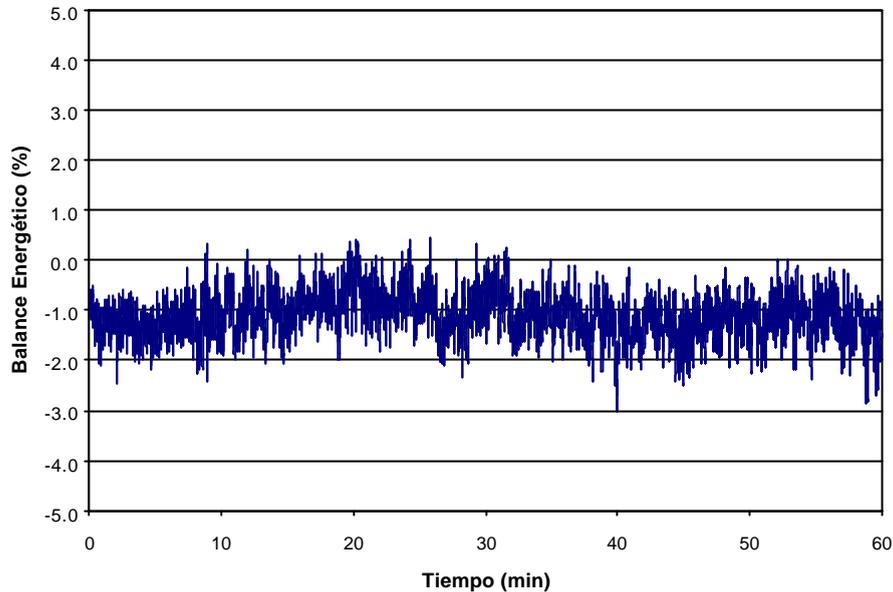


Fig.5. 17 Evolución durante la experimentación del error porcentual en el balance energético

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 máscicos 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 cm³ de incondensables en el absorbedor y 700 cm³ 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 ensuciamiento 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:

$T_{Y7} = 64 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_{Y8} = 36.9 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_{Y9} = 30.3 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_{Y10} = 54.6 \text{ }^\circ\text{C}$
$T_{YPC} = 34.5 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_{YPE} = 8 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_{YM} = 33.3 \text{ }^\circ\text{C}$	

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