

Programa para el diseño térmico y simulación del funcionamiento del condensador de vapor de centrales térmicas y nucleares. Aplicación al caso del condensador de la Central Nuclear de Cofrentes. (*)

Por RAFAEL GARCIA BARTUAL
Ingeniero de Caminos, Canales y Puertos

Y ENRIQUE PALLARES HUICI
Doctor Ingeniero de Caminos, Canales y Puertos.

Se desarrolla un programa para ordenador IBM-PC o AT basado en un esquema de cálculo que sintetiza el proceso de transferencia de calor que tiene lugar en los condensadores de vapor de las centrales térmicas convencionales. Este programa incluye una útil herramienta en el diseño a la vez que permite una representación de las curvas características de funcionamiento para un condensador dado. Se presenta su aplicación para el caso del condensador de vapor de la Central Nuclear de Cofrentes.

1. INTRODUCCION

Los condensadores representan un elemento de gran importancia dentro del equipamiento de una central térmica. Una clasificación general distingue dos grandes grupos: Los condensadores de mezcla (o abiertos) y los de superficie (o cerrados). Estos últimos pueden ser refrigerados por agua o por aire. Los más ampliamente utilizados son los refrigerados por agua, y a ellos nos ceñimos en el estudio que presentamos.

El proceso que tiene lugar en ellos consiste en una transferencia de calor, el cual pasa de la corriente de vapor que se condensa hasta el agua de refrigeración a través de las paredes de los conductos por los que circula el agua. Se consigue con ello extraer el calor latente del vapor procedente de la turbina.

Aunque los mecanismos físicos que gobiernan este proceso son bien conocidos, las soluciones técnicas utilizadas a lo largo de los años han sido objeto de una evolución importante. Son múltiples las variables que intervienen en

el proceso de diseño, así como su influencia en el proceso térmico que se estudia: La forma y dimensiones de los conductos, la separación entre los mismos, el material utilizado, la disposición general del condensador y su tamaño, los dispositivos de conexión entre turbina y condensador, etc.

La filosofía general del diseño apunta, lógicamente, hacia una solución de compromiso, que proporcione una máxima eficiencia térmica.

No pretendemos en este artículo abordar el problema del dimensionamiento completo de todos los elementos que constituyen el condensador de una central térmica. Centraremos nuestros planteamientos en el problema de diseño térmico y simulación del funcionamiento de un tipo standard de condensador.

Antes de plantear las ecuaciones básicas de diseño, conviene recordar la terminología y configuración típica de un condensador de Central Eléctrica.

Los condensadores de superficie o cerrados son esencialmente intercambiadores tubulares de calor. En el diseño de los mismos, es característica la forma y distribución de tubos. Las tendencias actuales adoptan una disposición en forma de embudo, situándose la mayoría de los

(*) Se admiten comentarios sobre el presente artículo, que podrán remitirse a la Redacción de esta Revista hasta el 30 de diciembre de 1987.

tubos, así como la mayor sección de paso del vapor entre ellos, en la zona superior por la que penetra en el condensador el vapor de escape de la turbina.

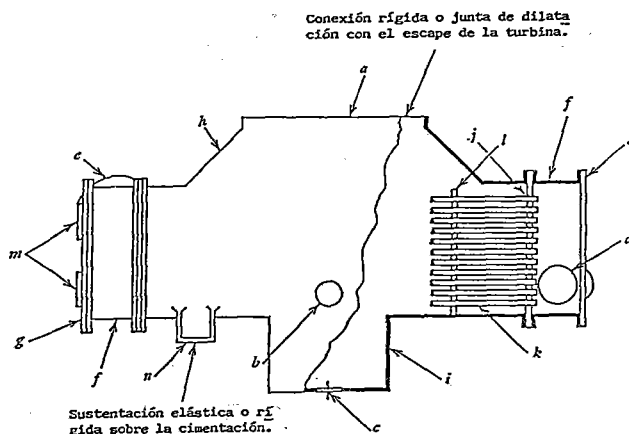
El vapor es obligado a atravesar el haz o haces de tubos desde todos los lados, dirigiéndose hacia un enfriador central para su desaireación. Se persigue con ello una caída de presión del vapor mínima y lo más equilibrada posible. Con objeto de igualar el flujo de vapor, se dispone un domo de vapor debajo del acoplamiento al escape de la turbina.

Los tubos se extruyen en sus extremos a través de unas placas tubulares, a fin de evitar posibles fugas del agua de circulación hacia el compartimento de vapor. Entre los tubos y la carcasa del condensador se disponen juntas de dilatación. Estas también son utilizadas entre el escape de la turbina y la entrada del condensador.

Son frecuentes longitudes de tubos entre 10 y 15 m., llegando hasta más de 25 m. en los condensadores multipresión. El diámetro exterior oscila entre los 5/8" y 1 1/4". Su espesor viene expresado usualmente por la galga BWG (Birmingham Wire Gauge). Los más empleados son los de 7/8" y 1", con espesor 18, 19 y 22 BWG, según el tipo de material. El bronce «Admiralty» ha sido el más utilizado, para agua dulce, tendiéndose actualmente a sustituirlo por acero inoxidable tipo 304 (AISI). Para agua de mar, se emplean frecuentemente cuproníqueles, y recientemente titanio, en condensadores de centrales nucleares.

La figura 1 muestra esquemáticamente una sección longitudinal típica de un condensador de superficie.

Los condensadores se diseñan para uno, dos, ó, excepcionalmente, cuatro pasos del agua de circulación. En un condensador de un solo paso, el agua fluye a través de los tubos una sola vez, de un extremo al otro. En el de doble paso, el agua entra en la mitad superior de los tubos, desde una caja de agua seccionada, invierte el sentido de flujo en la caja de agua opuesta, que es indivisa, y pasa por la mitad inferior de los tubos, para volver a la caja de agua de entrada. La utilización de cuatro pasos es muy poco frecuente en condensadores de cen-



- a) Entrada de vapor.
- b) Salida de aire e incondensables.
- c) Salida del condensado.
- d) Entrada del agua de circulación.
- e) Salida del agua de circulación.
- f) Caja de agua.
- g) Cubierta de la caja de agua.
- h) Carcasa del condensador.
- i) Pozo del condensado.
- j) Placa tubular.
- k) Tubos.
- l) Placa espaciadora de tubos.
- m) Tapas de registro.
- n) Cartela de soporte del condensador.

Figura 1. — Esquema del condensador. Sección longitudinal.

trales eléctricas, pues suelen resultar antieconómicos.

A igual rendimiento, los condensadores de doble paso requieren una mayor superficie de transmisión de calor que los de paso único. En instalaciones con torre de refrigeración, sin embargo, suelen resultar más económicos, en tanto que el de un solo paso se elige frecuentemente para centrales que refrigeran con agua de río, lago o agua del mar.

La figura 2 presenta un esquema de condensador de doble paso.

Dado que en la actualidad muchas grandes Centrales Eléctricas tienen turbinas con dos o más cuerpos de baja presión montados en tandem, el condensador puede dividirse en varias secciones o cuerpos situados debajo de los de baja presión de la turbina. Si la presión de escape de la turbina en todos ellos es la misma, se tendrá un condensador de presión única. Pe-

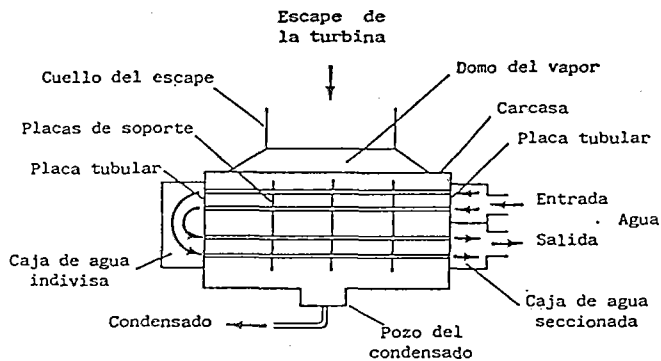


Figura 2. — Esquema de un condensador de doble paso.

ro si los conductos de escape están separados, las presiones irán aumentando en cada una de las secciones del condensador, dado que la temperatura del agua de circulación habrá aumentado al ir pasando de una a otra de las secciones del condensador. Se tiene en este caso un condensador de presión múltiple.

Los condensadores de presión múltiple tienen un mejor rendimiento termodinámico, al conseguirse una presión de escape media en la turbina inferior a la de un condensador de presión única.

Los condensadores de presión múltiple, y, en particular, los de presión dual, son los más corrientemente utilizados en las Centrales Nucleares. En general, suelen ser condensadores de un solo paso.

Entre el equipo auxiliar del condensador, hay que destacar la bomba de circulación que impulsa el agua de refrigeración a través de los tubos; la bomba de condensado, que extrae el vapor condensado del pozo caliente; y el sistema de extracción del aire y otros gases incondensables (frecuentemente un eyector de chorro de vapor o una bomba mecánica de vacío).

2. ECUACIONES BASICAS

Los mecanismos fundamentales de transferencia de calor que tienen lugar en el condensador son: La condensación del vapor saturado húmedo sobre la cara externa de los tubos, y el calentamiento por convección forzada del agua de circulación en el interior de los mismos, la cual pasa de una temperatura T_1 a la entrada, a otra T_2 superior en la salida.

Para su circulación, exige unos equipos de impulsión, con potencia suficiente para proporcionar el caudal de refrigeración requerido, habiéndose contabilizado las pérdidas hidráulicas que se producen.

El calor transmitido por la superficie total del condensador es directamente proporcional a dicha superficie (A), a la diferencia de temperaturas (ΔT_m), y al coeficiente de transmisión global (U):

$$q = C \cdot U \cdot A \cdot \Delta T_m$$

El coeficiente U expresa la cantidad de calor transmitida por unidad de superficie y en la unidad de tiempo, para una diferencia de temperatura de 1 grado centígrado. Este coeficiente puede en teoría expresarse como $U = 1/R$, donde R es la resistencia térmica global, obtenible en función de la conductividad térmica del material constituyente de los tubos, su espesor, y teniendo en cuenta la resistencia asociada a las películas de vapor y agua contiguas a las paredes del tubo.

El estado de limpieza en los tubos y la presencia de incrustaciones influyen en el proceso de transmisión de calor. Este aspecto queda considerado a través del coeficiente C , denominado coeficiente de limpieza, incluido en la anterior fórmula. El valor máximo de este coeficiente es 1, y corresponde al caso de tubos perfectamente limpios y lisos.

Para el caso de tubos cilíndricos, la diferencia de temperaturas (ΔT_m) mencionada es el incremento logarítmico medio de temperaturas:

$$\Delta T_m = (T_2 - T_1) / \ln [(T_s - T_1) / (T_s - T_2)]$$

El caudal másico total de agua circulante es:

$$\dot{m} = \rho \cdot v \cdot NT \cdot (\pi \cdot D_i^2 / 4) / NP =$$

$$= q / [C_p \cdot (T_2 - T_1)], \text{ siendo:}$$

- ρ = Densidad del agua.
- v = Velocidad del agua.
- D_i = Diámetro interior de los tubos.
- NT = Número de tubos.
- NP = 1 ó 2, según sea el condensador de paso simple o doble.

$q =$ Carga térmica total del condensador.
 $C_p =$ Calor específico del agua.

La superficie total de transmisión de calor es: $A = \pi \cdot D_E \cdot L \cdot NT$, siendo D_E el diámetro exterior de los tubos, y L su longitud efectiva.

La variación de la temperatura del agua de circulación a su paso por el interior de los tubos es exponencial en relación a la longitud recorrida «x». Para un condensador de presión única se tiene:

$$T(x) = T_1 + (T_s - T_1) \cdot [1 - \exp(-C \cdot U \cdot A(x) / (\dot{m} \cdot C_p))]$$

en donde $A(x) = \pi \cdot D_E \cdot x \cdot NT$

En la figura 3 se han representado las variaciones de temperatura del agua para un condensador de presión única y para otro de presión dual.

Los subíndices F y C de las variables que aparecen en la figura 3b hacen referencia a la sección fría (o de baja presión) y a la sección

caliente (o de alta presión) del condensador, respectivamente.

Las pérdidas hidráulicas constituyen un aspecto de gran importancia, ya que afectan no sólo al coste inicial del equipo, sino además, al coste de funcionamiento. Las pérdidas totales (ΔH_T) pueden descomponerse en:

$\Delta H_1 =$ Pérdidas en los tubos.

$\Delta H_2 =$ Pérdidas en la salida de los tubos.

$\Delta H_3 =$ Pérdidas a la entrada de las cajas de agua.

$\Delta H_4 =$ Pérdidas a la salida de las cajas de agua.

$$\Delta H_T = \sum_{i=1}^4 \Delta H_i$$

En los condensadores de superficie utilizados en las centrales, la circulación del agua se produce siempre en régimen turbulento. La estimación de las pérdidas se realiza mediante fórmulas empíricas, función de la velocidad y diámetro de los tubos.

El problema típico de diseño térmico del condensador se plantea en los siguientes términos:

Dada una carga térmica «q» de diseño, que

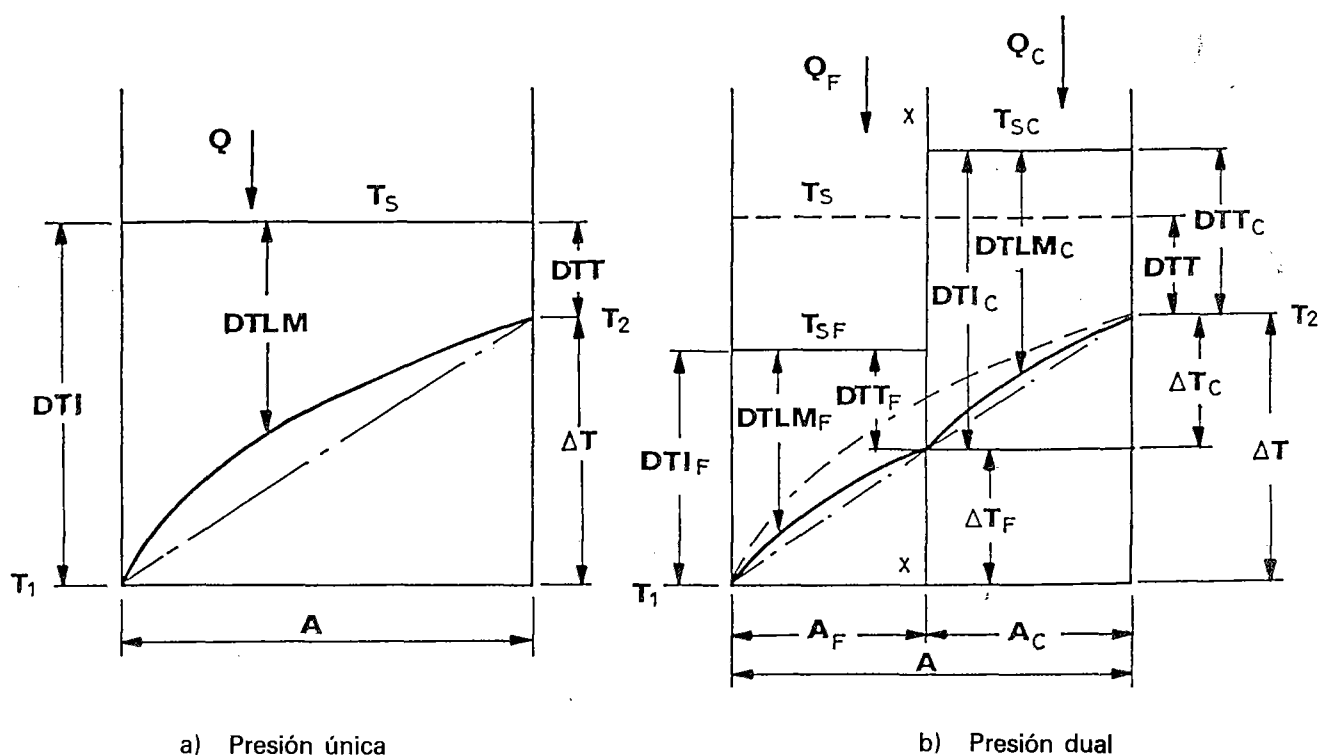


Figura 3.—Variación de temperatura del agua de circulación.

marca las necesidades de eliminación de calor, y conocidas las características de los tubos a emplear, así como la temperatura de entrada del agua (T_1) y su velocidad (v), se trata de definir las características del condensador más adecuado, y la potencia del equipo hidráulico necesario.

3. PROGRAMA DE CALCULO

El programa, escrito en lenguaje BASIC, se ejecuta en modo interactivo. Ha sido desarrollado para un ordenador personal IBM-PC ó AT.

El resultado de un esquema operativo que recoge y sistematiza la secuencia de operaciones en el proceso de diseño, calculando los valores de los parámetros característicos de un condensador de vapor. Los ábacos y tablas de uso frecuente han sido incorporados al programa, bien mediante la inclusión de la información tabulada, o a través de la utilización de fórmulas polinómicas de ajuste. El programa admite datos y obtiene resultados expresados tanto en unidades del sistema internacional (S.I.) como en unidades inglesas.

El programa parte de los siguientes datos:

- Características de los tubos a emplear (material, diámetro, espesor, coeficiente de limpieza).
- Carga térmica de diseño (q), y presión absoluta de diseño (p_s).
- Temperatura de entrada del agua (T_1) y velocidad del agua (v).
- Tipo de condensador (paso simple o doble, presión única o presión dual).

El resto de las variables que lo definen son calculadas utilizando como criterio de diseño la estimación del valor de U recomendado por el Heat Exchange Institute (Ref. [3]), habiéndose empleado en éste programa una fórmula polinómica afectada de unos coeficientes de corrección C_1 y C_2 , la cual proporciona unos valores máximos admisibles de U para el diseño del condensador.

El programa admite tres posibles modos de funcionamiento, que resuelven respectivamente los siguientes problemas:

MODO 1: Diseño del condensador, conoci-

do el incremento de temperatura del agua de circulación.

MODO 2: Diseño del condensador, siendo dato la longitud efectiva de los tubos.

MODO 3: Simulación del funcionamiento de un condensador de características conocidas, bajo distintas condiciones de carga térmica y temperatura de entrada del agua.

La figura 4 muestra el diagrama de flujo del programa.

Las principales subrutinas de cálculo utilizadas son las siguientes:

a) *Cálculo del coeficiente global de transmisión de calor U . El valor del coeficiente U es calculado mediante las siguientes fórmulas:*

$$U = C_1 \cdot C_2 \cdot U^*; \quad (U, U^* \text{ en } W/^{\circ}C \cdot m^2),$$

siendo U^* :

$$U^* = 1241 + 1635,3 \cdot v - 163,72 \cdot v^2 + \alpha \cdot (25,55 + 18,63 \cdot v); \quad (v \text{ en } m/s),$$

en donde α viene dado por:

$$\alpha = 1 \text{ para } D_E = 5/8'' \text{ ó } D_E = 3/4''.$$

$$\alpha = 0 \text{ para } D_E = 7/8'' \text{ ó } D_E = 1''.$$

$$\alpha = -1 \text{ para } D_E = 1 \ 1/8'' \text{ ó } D_E = 1 \ 1/4''.$$

C_1 es un factor de corrección por temperatura del agua, calculado según:

$$C_1 = 0,23846 \cdot T_1 + 0,55 \text{ para } 0 \leq T_1 < 13^{\circ} C$$

$$C_1 = -0,000985 \cdot T_1^2 + 0,05099 T_1 \text{ para}$$

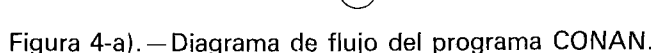
$$13 \leq T_1 < 24^{\circ} C$$

$$C_1 = 0,005714 \cdot T_1 + 0,882868 \text{ para}$$

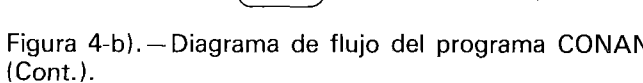
$$24 \leq T_1 \leq 44^{\circ} C$$

C_2 es un factor de corrección, dependiente del material y espesor de pared de los tubos, cuyo valor oscila entre 0,49 y 1,06.

b) *Cálculo de pérdidas hidráulicas, y potencia de la bomba del agua de circulación*



** Pérdidas en los tubos (en m. col. agua):



Discussion

L (m) ... Longitud de los tubos.

** Pérdidas a la salida de los tubos (en m. col. agua):

$$\Delta H_2 = NP \cdot (0,00587 - 0,017139 \cdot v + 0,070302 \cdot v^2 - 0,00226451 \cdot v^3)$$

NP Número de pasos del condensador (1 ó 2)

** Pérdidas a la entrada de cajas de agua (en m. col. agua):

$$\Delta H_3 = 0,008594 - 0,029013 \cdot v + 0,072887 \cdot v^2 - 0,00451288 \cdot v^3$$

válida para condensadores de paso simple o doble.

** Pérdidas a la salida de cajas de agua (en m. col. agua):

$$\Delta H_4 = -0,005469 + 0,0067363 \cdot v + 0,0115817 \cdot v^2 - 0,00063063 \cdot v^3$$

para condensadores de paso único, y

$$\Delta H_4 = -0,0000395 - 0,0010944 \cdot v + 0,0226612 \cdot v^2 - 0,00022957 \cdot v^3$$

para condensadores de paso doble.

c) *Cálculo de T_s en función de p_s*

La curva de saturación del vapor de agua, expresada en la forma $T_s = f(p_s)$, se aproxima mediante la ecuación (Ref. [4]):

$$T_s = 42,6776 - 3,892,7 / \ln(p_s - 9,48654)$$

para $0,000611 \leq p_s < 12,33$

p_s Presión absoluta del vapor, en MPa;
 T_s Temperatura de saturación, en ° K

d) *Cálculo de p_s en función de T_s*

Para la obtención de la presión de saturación en función de la temperatura de saturación, es aplicada la expresión (Ref. [4]):

$$p_s = \text{EXP} [A_N \cdot T_s^N + A_{10} / (T_s - A_{11})]$$

Los coeficientes A_N son constantes, de valor:

$$\begin{array}{ll} A_0 = 10,4592 & A_6 = 9,03668 \cdot 10^{-16} \\ A_1 = -4,04897 \cdot 10^{-3} & A_7 = -1,99690 \cdot 10^{-18} \\ A_2 = -4,17520 \cdot 10^{-5} & A_8 = 7,79287 \cdot 10^{-22} \\ A_3 = 3,68510 \cdot 10^{-7} & A_9 = 1,91482 \cdot 10^{-25} \\ A_4 = -1,01520 \cdot 10^{-9} & A_{10} = -3968,06 \\ A_5 = 8,65310 \cdot 10^{-13} & A_{11} = 39,5735 \end{array}$$

4. APLICACION NUMERICA: CONDENSADOR DE LA CENTRAL NUCLEAR DE COFRENTES

Se trata de un condensador Ingersoll-Rand modelo WRBB 2-50, de presión dual y paso único, diseñado para una carga térmica de 651127000 Btu/hr (1908,223 MWth). La velocidad nominal del agua es de 6.8 pies/seg. (2.07 m/s), disponiendo de un equipo de bombeo formado por cuatro bombas de 2875 H.P. La configuración de la turbina corresponde al tipo TC-4F (1500 r.p.m.) disponiendo de tres cuerpos (uno de alta presión y dos de baja). Los tubos, dispuestos perpendicularmente al eje de la turbina, son de metal «Admiralty» en la sección principal, y de cuproníquel 70-30 en la entrada (zona de choque) y a la salida (zona de enfriamiento).

El diámetro (1''), longitud efectiva (49'9'') y espesor BWG (18), son idénticos para todos los tubos. Dado que la proporción de tubos de cuproníquel es pequeña (un 6 por 100 de total), y puesto que el valor C_2 correspondiente no difiere significativamente, se asume una única tipología de tubos, de metal «Admiralty», comprobándose que los resultados obtenidos no se ven afectados de manera apreciable por esta simplificación.

Como aplicación numérica, se ha ejecutado el programa CONAN («CONDensador ANálisis»):

1) En el modo 1, utilizando datos de diseño del condensador de vapor de la Central Nuclear de Cofrentes.

2) En el modo 3, tomando un caudal de refrigeración constante, e igual al correspondiente a los datos de diseño de dicha Central Nuclear, y considerando temperaturas de entrada T_1 del agua de circulación que varían entre 20 y 35° C, y potencias térmicas a disipar entre 0 y

PROGRAMA Y APLICACION PARA EL DISEÑO TERMICO Y FUNCIONAMIENTO DEL CONDENSADOR DE VAPOR

*** PROGRAMA CONAN ***

Este programa puede realizar tres tipos de cálculos:
MODO 1: Dimensionamiento de un condensador de vapor, dado el incremento de temperatura del agua de circulación.

MODO 2: Dimensionamiento de un condensador de vapor, dada la longitud efectiva de sus tubos.

MODO 3: Simulación de las condiciones de funcionamiento de un determinado condensador de vapor.

La entrada de datos puede efectuarse en unidades SI o inglesas. La salida de resultados puede ser solamente por pantalla, o bien por pantalla e impresora.

¿Desea ejecutar aún este programa? (s/n)

s

¿Salida por impresora? (s/n)

s

¿Modo de ejecución? (1, 2, ó 3)

1

¿Unidades SI o Inglesas? (s/e)

e

*** ENTRADA DE DATOS ***

* Tipo de condensador, opciones:
 = 1, presión única; = 2, presión dual.

¿opción? 2

* Diámetro exterior de tubos, opcionales:

1. 5/8" (0,625 pulgadas)
2. 3/4" (0,75 pulgadas)
3. 7/8" (0,875 pulgadas)
4. 1" (1 pulgada)
5. 1 1/8" (1,125 pulgadas)
6. 1 1/4" (1,25 pulgadas)

¿opción? 4

* Material de los tubos, opciones:

1. Bronce Admiralty
2. Cobre arsenical
3. Aluminio
4. Latón de aluminio
5. Bronce de aluminio
6. Metal Muntz
7. Cuproniquel 90/10
8. Cuproniquel 70/30
9. Acero de bajo contenido en C, laminado en frío
10. Acero inoxidable, tipo AISI 410 ó 430
11. Acero inoxidable, tipo AISI 304 ó 316
12. Acero inoxidable, tipo AISI 329
13. Titanio

¿opción? 1

* Espesor BWG de pared de los tubos, opciones:
 (entre 12 y 24, con incremento igual a 1)

¿opción? 18

* Factor de limpieza de los tubos: (fracción de 1.)
 = 1, totalmente limpio; 0, = absolutamente sucio.

¿factor de limpieza? 0,85

* Número de pasos, opciones:

= 1, simple paso; = 2, doble paso.

¿opción? 1

* Velocidad del agua en los tubos (m/s ó fps)

¿velocidad? 6,8

* Temperatura de entra del agua de circulación (°C o °F)

¿T1? 80,6

* Carga térmica de diseño (MWth o MBTU/hr)

¿q diseño? 6511,127

* Presión absoluta de diseño (KPa o in.Hg)

¿p sat sección alta? 3,12

¿p sat sección baja? 2,06

* Incremento de temperatura de diseño (°C o °F)

¿delta T? 29,6

¿Desea obtener la tabla de resultados? (s/n)

s

*** DATOS DE DISEÑO Y RESULTADOS ***

Tipo de condensador:	Presión dual
Temperatura de entrada del agua	= 80,6 °F
Presión de diseño sección alta	= 3,12 in.Hg.
Presión de diseño sección baja	= 2,06 in.Hg.
Diámetro exterior de los tubos	= 1 in
Espesor BWG de los tubos	= 18
Factor de limpieza de los tubos	= 0,85
Material de los tubos:	Bronce Admiralty
Número de pasos	= 1
Velocidad del agua de circulación	6,8 fps
Carga térmica del diseño	= 6511,127 MBTU/hr
Incremento de temperatura del agua	= 29,6 °F
Temperatura de salida del agua	= 110,2 °F
Longitud efectiva de los tubos	= 49,84 ft
Diferencia de temperatura en entrada	= 21,39 °F
Diferencia de temperatura en salida	= 6,13 °F
Caudal volumétrico de circulación	= 439941 gpm
Número de tubos del condensador	= 32483
Area total de transmisión de calor	= 423864 sq.ft

¿Desea obtener las pérdidas hidráulicas? (s/n)

s

*** PERDIDAS HIDRAULICAS ***

Pérdidas en los tubos	= 10,09 ft H2O
Pérdidas en la salida	= 0,82 ft H2O
Pérdidas en entrada cajas de agua	= 0,72 ft H2O
Pérdidas en salida cajas de agua	= 0,2 ft H2O
Pérdidas internas en condensador	= 11,86 ft H2O

* Pérdidas externas (m H2O o ft H2O)

¿Pérdidas externas? 4,43

Pérdidas totales en condensador = 16,29 dt H2O

¿Desea obtener la potencia hidráulica necesaria? (s/n)

s

*** POTENCIA HIDRAULICA ***

Potencia hidráulica necesaria = 1810 Hp

* Rendimiento de la bomba de circulación (%)

¿eta? 88,5

Potencia eléc. bomba circulación = 2045 HP

¿Desea dibujar curva (s) de funcionamiento? (s/n)

s

Figura 5-a).—Ejecución del programa CONAN: Diseño.

Figura 5-b).—Ejecución del programa CONAN. Diseño. (Cont.).

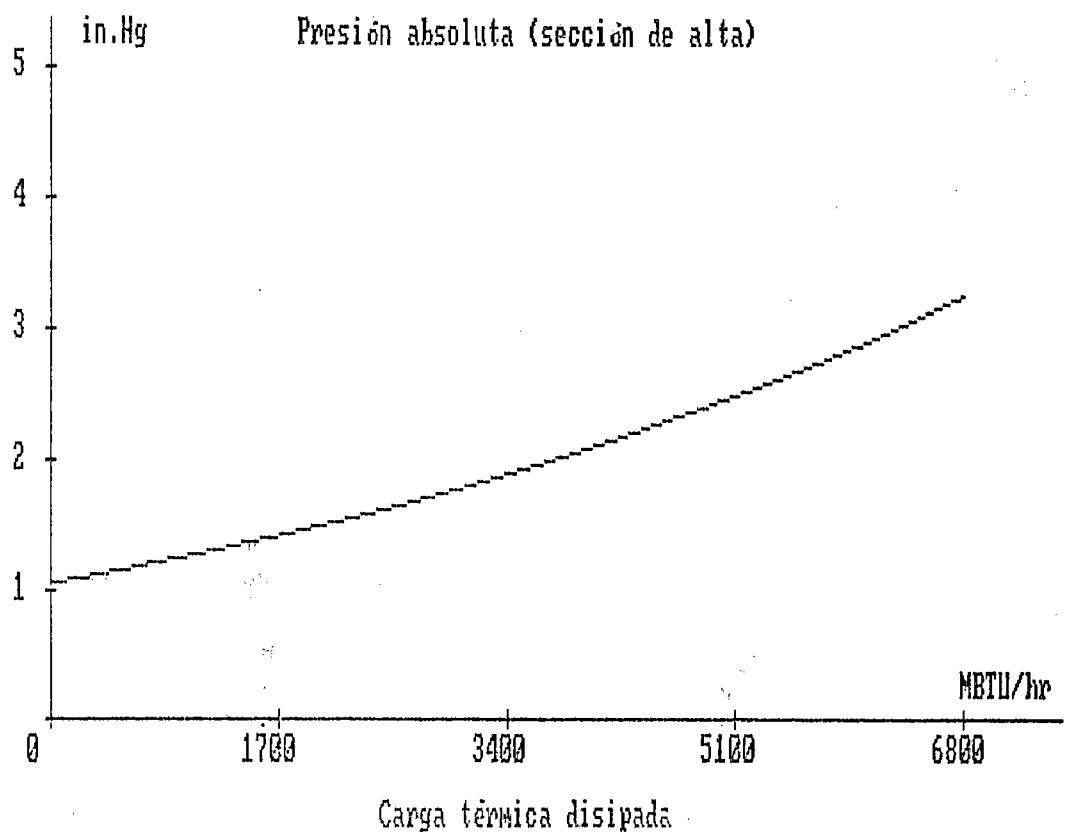
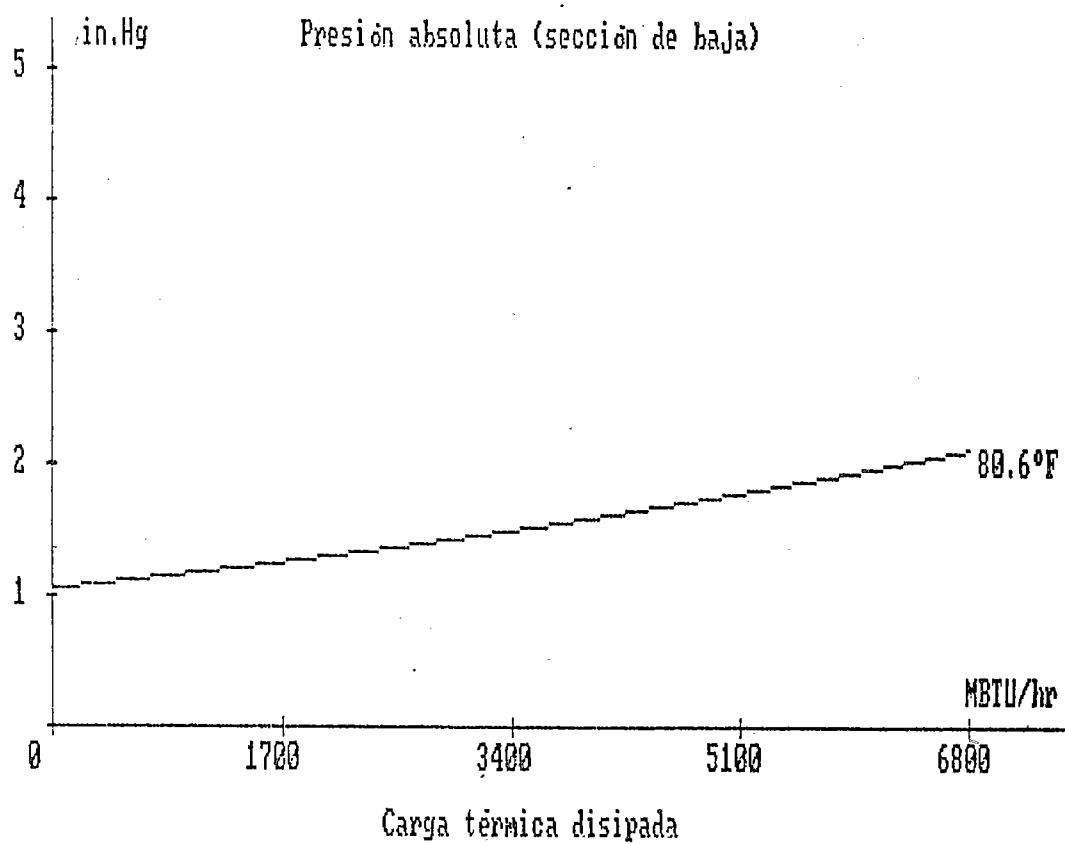


Figura 5-c).—Ejecución del programa CONAN: Diseño. (Cont.).

PROGRAMA Y APLICACION PARA EL DISEÑO TERMICO Y FUNCIONAMIENTO DEL CONDENSADOR DE VAPOR

*** PROGRAMA CONAN ***

Este programa puede realizar tres tipos de cálculos:

MODO 1: Dimensionamiento de un condensador de vapor, dado el incremento de temperatura del agua de circulación.

MODO 2: Dimensionamiento de un condensador de vapor, dada la longitud efectiva de sus tubos.

MODO 3: Simulación de las condiciones de funcionamiento de un determinado condensador de vapor.

La entrada de datos puede efectuarse en unidades SI o inglesas. La salida de resultados puede ser solamente por pantalla, o bien por pantalla e impresora.

¿Desea ejecutar aún este programa? (s/n)

s

¿Salida por impresora? (s/n)

s

¿Modo de ejecución? (1, 2, ó 3)

1

¿Unidades SI o Inglesas? (s/e)

e

*** ENTRADA DE DATOS ***

* Tipo de condensador, opciones:

= 1, presión única; = 2, presión dual.

¿opción? 2

* Diámetro exterior de tubos, opcionales:

1. 5/8" (0,625 pulgadas)

2. 3/4" (0,75 pulgadas)

3. 7/8" (0,875 pulgadas)

4. 1" (1 pulgada)

5. 1 1/8" (1,125 pulgadas)

6. 1 1/4" (1,25 pulgadas)

¿opción? 4

* Material de los tubos, opciones:

1. Bronce Admiralty

2. Cobre arsenical

3. Aluminio

4. Latón de aluminio

5. Bronce de aluminio

6. Metal Muntz

7. Cuproniquel 90/10

8. Cuproniquel 70/30

9. Acero de bajo contenido en C, laminado en frío

10. Acero inoxidable, tipo AISI 410 ó 430

11. Acero inoxidable, tipo AISI 304 ó 316

12. Acero inoxidable, tipo AISI 329

13. Titanio

¿opción? 1

* Espesor BWG de pared de los tubos, opciones:
(entre 12 y 24, con incremento igual a 1)

¿opción? 18

* Factor de limpieza de los tubos: (fracción de 1.)
= 1, totalmente limpio; 0, = absolutamente sucio.

¿factor de limpieza? 0,85

* Número de pasos, opciones:

= 1, simple paso; = 2, doble paso.

¿opción? 1

* Velocidad del agua en los tubos (m/s ó fps)

¿velocidad? 2,07264

* Temperatura de entrada del agua de circulación (°C o °F)

¿T1? 32

* Carga térmica de diseño (MWth o MBTU/hr)

¿q diseño? 1908,223

* Incremento de temperatura de diseño (°C o °F)

¿delta T? 16,44444

* Longitud de los tubos (m o ft)

¿longitud? 15,1638

* Carga térmica de funcionamiento (MWth o MBTU/hr)

¿q funcionamiento? 1750

¿Desea obtener la tabla de resultados? (s/n)

s

*** DATOS DE FUNCIONAMIENTO Y RESULTADOS ***

Tipo de condensador:

Presión dual

Temperatura de entrada del agua

= 32 °C

Diámetro exterior de los tubos

= 25,4 mm

Espesor de los tubos

= 1,27 mm

Factor de limpieza de los tubos

= 0,85

Material de los tubos

Bronce Admiralty

Número de pasos

= 1

Velocidad del agua de circulación:

= 2,07 m/s

Carga térmica en funcionamiento

= 1750 MWth

Longitud efectiva de los tubos

= 15,164 m

Temperatura de salida del agua

= 47,08 °C

Temperatura de vapor en sección alta

= 50,09 °C

Presión absoluta en sección de alta

= 12,408 kPa

Temperatura de vapor en sección baja

= 42,76 °C

Presión absoluta en sección baja

= 8,548001 kPa

¿Desea obtener las pérdidas hidráulicas? (s/n)

s

*** PERDIDAS HIDRAULICAS ***

Pérdidas en los tubos

= 3,01 m H2O

Pérdidas en la salida

= 0,25 m H2O

Pérdidas en entrada cajas de agua

= 0,22 m H2O

Pérdidas en salida cajas de agua

= 0,06 m H2O

Pérdidas internas en condensador

= 3,45 m H2O

* Pérdidas externas (m H2O o ft H2O)

¿Pérdidas externas? 1,35

Pérdidas totales en condensador = 4,89 m H2O

¿Desea obtener la potencia hidráulica necesaria? (s/n)

s

*** POTENCIA HIDRAULICA ***

Potencia hidráulica necesaria = 1330 kW

* Rendimiento de la bomba de circulación (%)

¿eta? 88,5

Potencia eléc. bomba circulación = 1503 kW

¿Desea dibujar curva (s) de funcionamiento? (s/n)

s

Figura 6-a).—Ejecución del programa CONAN: Funcionamiento.

Figura 6-b).—Ejecución del programa CONAN: Funcionamiento. (Cont.).

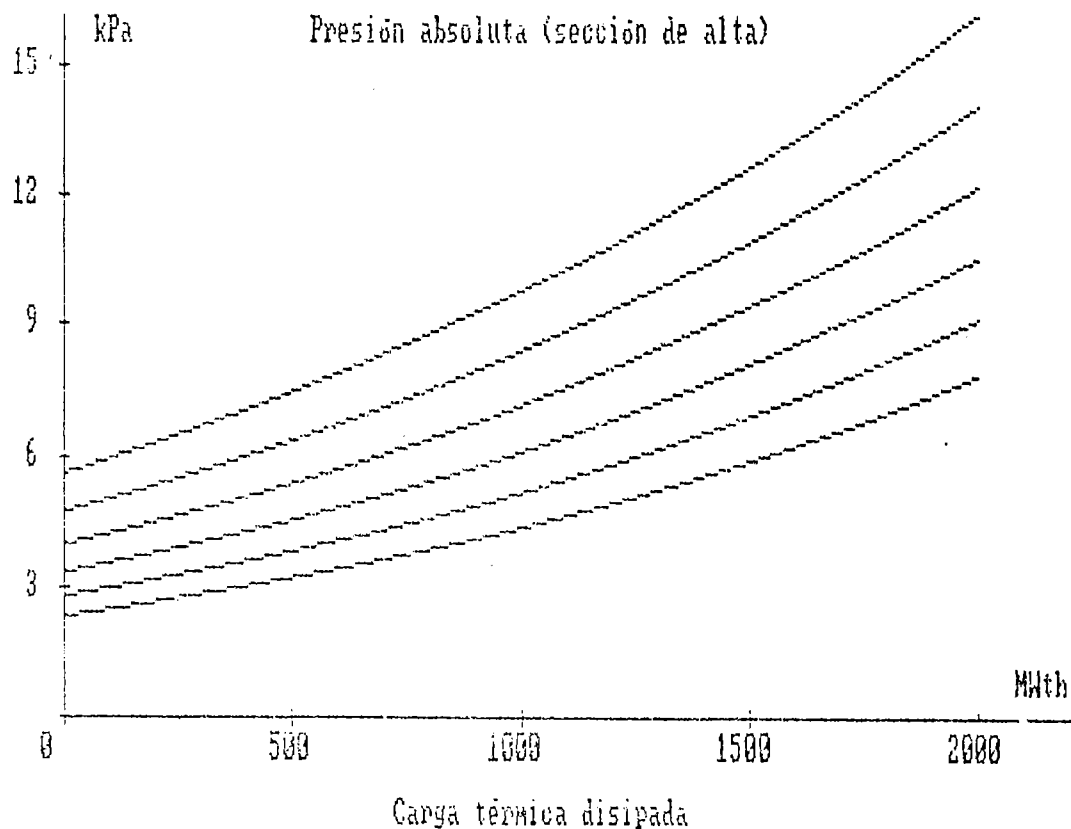
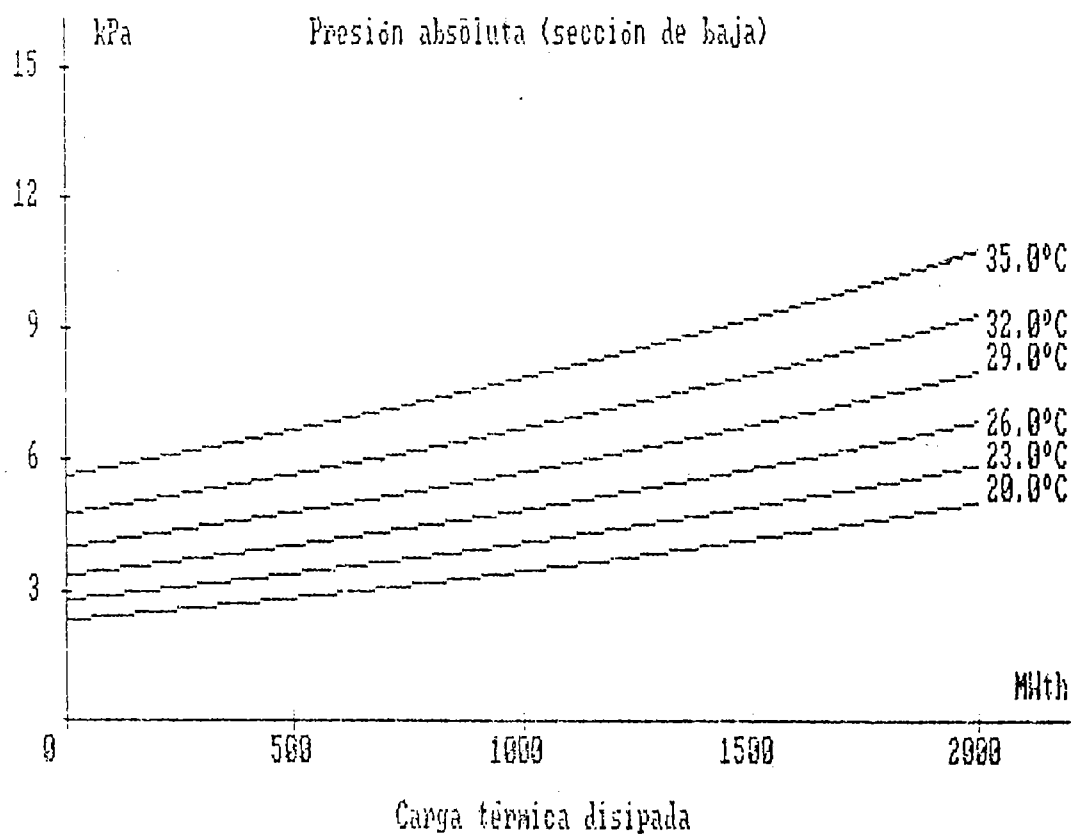


Figura 6-c). —Ejecución del programa CONAN: Funcionamiento. (Cont.).

2000 MWth.

A continuación se presentan los listados de ejecución correspondientes, con las tablas y gráficos obtenidos.

Para la ejecución del programa en el modo de simulación (modo 3), los valores de funcionamiento utilizados son los siguientes:

$q = 1750 \text{ MWth}$

$T_1 = 32^\circ \text{ C}$

Las curvas características de funcionamiento presentadas corresponden a las siguientes temperaturas de entrada del agua:

$T_1 = 20, 23, 26, 29, 32 \text{ y } 35^\circ \text{ C}$

5. CONCLUSIONES

El programa presentado constituye una interesante herramienta para el diseño térmico y simulación del funcionamiento de un condensador de una central térmica.

La aplicación del mismo al caso del condensador de la C.N. de Cofrentes permite afirmar que los valores de diseño proporcionados por el programa se ajustan con buena aproximación a los esperados, de acuerdo con la configuración real del mencionado condensador. Concretamente, los valores obtenidos para la longitud efectiva de tubos y el número de tubos difieren en 0.18 por 100 y 0.015 por 100 de los realmente existentes, pese a la simplificación anteriormente citada referente al tipo de material.

Si se toma como referencia la potencia de bombeo estrictamente necesaria que resulta de la ejecución del programa, el equipo empleado en la central está formado por bombas de potencia un 40 por 100 superior. Las exigencias de seguridad hacen imprescindible contar además con unos equipos de reserva, que garanticen en todo momento la circulación del agua de refrigeración en las condiciones previstas.

AGRADECIMIENTOS

Nuestro más sincero agradecimiento a Hidroeléctrica Española, S. A., Dirección de la C.N. Cofrentes, por la ayuda y colaboración prestada.

REFERENCIAS

1. Li, K.W. & Priddy, A.P.: «Power Plant System Design». J. Wiley & Sons. New York, 1985.
2. El-Wakil, M.M.: «Powerplant Technology». Mc. Graw-Hill Book Co. New York, 1984.
3. «Standards for Steam Surface Condensers». (6th ed.) The Heat Exchange Institute. New York, 1970.
4. Irvine, T.F. & Liley, P.E.: «Steam and Gas Tables with Computer Equations» Academic Press Inc. Orlando, 1984.

Domingo-Enrique Pallarés Huici



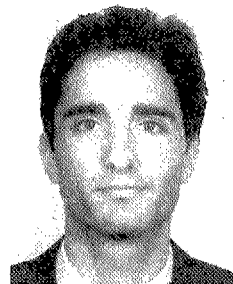
Obtiene el título de Ingeniero de Caminos en 1973 y el de doctor Ingeniero en 1980, ambos en la Escuela de Madrid.

Tras trabajar como Ingeniero de E.A.S.A. en el proyecto de la obra civil de las centrales Nucleares de Cofrentes y Valdecaballeros, y desempeñar tareas docentes e investigadores en el Departamento de Cálculo Numérico y Matemática Aplicada de la E.T.S. de Ing. de Caminos, Canales y Puertos de Valencia, y en el

Departamento de Estructuras de la Universidad Técnica Chalmers de Gotemburgo, Suecia, formó parte del Departamento Mecánico de la Empresa AB ASEA ATOM de Västerås, Suecia, hasta 1983, como ingeniero de la Sección de Cálculo de Componentes Internos del Reactor.

Actualmente es Catedrático Numérico de la Universidad Politécnica de Valencia, donde imparte clases de Sistemas Energéticos e Ingeniería Civil de Centrales en la E.T.S. de Ing. de Caminos, Canales y Puertos.

Rafael García Bartual



Ingeniero de Caminos, Canales y Puertos por la E.T.S. de Ing. de Caminos de Valencia (1986). Sobresaliente, y M. H. en el Ejercicio Final de Carrera.

Desde 1985 viene desarrollando trabajos de investigación hidráulica-hidrológica en el convenio de investigación «Estudio y Modelación Matemática de la Red de Colectores de Valencia».

Ha presentado artículos para el «XXII^e Congrès de L'Association Internationale de Recherches Hydrauliques» y la revista «Journal of Hydrology» sobre la estructura estocástica de la precipitación.

Es secretario del Programa Master de Recursos Hidráulicos profesor encargado del Departamento de Ingeniería Hidráulica y del Medio Ambiente (Universidad Politécnica de Valencia).