

DINAMICA DE INTERCAMBIADORES DE TUBO Y CARCASA

Daniel J. Correa

Jacinto L. Marchetti

Instituto de Desarrollo Tecnológico para la Industria
Química (INTEC). Universidad Nacional del Litoral (UNL)
y Consejo Nacional de Investigaciones Científicas y Técnicas
(CONICET). Casilla de Correo No. 91 3000 - Santa
Fe ARGENTINA

RESUMEN

Mediante un modelo dinámico multicelda se describe la operación transiente de un intercambiador de calor de carcasa y tubos con placas deflectoras. La técnica propuesta de modelado puede utilizarse en una computadora digital para la simulación dinámica de la mayoría de los intercambiadores de calor de carcasa y tubos.

El modelo incluye condiciones de entrada variantes en el tiempo, para ambas corrientes. De esta manera, pueden simularse distintos tipos de puesta en marcha, y con el sistema en régimen, pueden introducirse perturbaciones tanto en las temperaturas de entrada como en los flujos mássicos. Este rasgo particular hace que el modelo sea muy útil no sólo a los propósitos del diseño sino también para el análisis del transiente y el diseño del sistema de control.

ABSTRACT

The transient operation of a shell-and-tube heat exchanger with baffles is described by a multicell dynamic model where every cell represents a specific part of the exchanger unit. The proposed modeling technique can be used in a digital computer for the dynamic simulation of almost any type of shell-and-tube heat exchanger.

The model includes time dependent inlet conditions for both streams. Hence, a number of start-up cases can be simulated and, once the system reaches a stationary operating point, a disturbance can be introduced in the inlet temperatures or the flow rates. This particular feature makes the model very useful not only for design purposes but also for transient analysis and control system design.

INTRODUCCION

El comportamiento transiente de un intercambiador de calor de carcasa y tubos es de importancia en muchas aplicaciones industriales. Esta operación depende, entre otros, del número de pasos de los fluidos, tanto en el lado de los tubos como en el lado de la carcasa, y de la disposición de las conexiones de entrada y de salida.

El modelado de intercambiadores de calor requirió la atención, en sectores industriales y académicos, durante los años '50 y '60 principalmente. Ultimamente, como consecuencia del desarrollo de nuevas técnicas de síntesis de proceso, se ha renovado el interés en el tema debido a los nuevos sistemas de recuperación calórica.

En la literatura se encuentran dos tendencias principales relacionadas al modelado de los equipos de transferencia de calor, i) modelos distribuidos en los cuales el sistema se describe mediante ecuaciones diferenciales parciales y, ii) modelos de parámetros concentrados donde la variable distribuida se discretiza obteniéndose un sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias, describiendo cada una de ellas el comportamiento de una fracción arbitraria del equipo. El primer tipo de modelo da buenos resultados en intercambiadores de tubos concéntricos, Refs. [1] y [2], pero se tornan muy complejos cuando se requiere una solución para equipos industriales, Refs. [3] y [4]. La segunda estrategia de modelado reduce el esfuerzo computacional introduciendo simplificaciones matemáticas, y si las suposiciones realizadas describen adecuadamente el sistema físico real, el modelo brinda resultados aceptables para la mayoría de los propósitos prácticos.

DESARROLLO DEL MODELO

Gaddis y Schlünder, [5], demostraron que un método efectivo para modelar un intercambiador de calor de carcasa y tubos es dividirlo en varios elementos o "celdas". El número de estas partes se determina mediante el número de placas deflectoras en la carcasa y el número de pasos por los tubos. En Figura 1 se muestra un intercambiador 1-2 y el diagrama correspondiente al modelo multicelda. Las celdas deben estar interconectadas de acuerdo a la estructura real del equipo y a la disposición de las conexiones de entrada y salida.

Cada una de las celdas del modelo son pequeños intercambiadores de calor, definidos sobre la base de la subdivisión de la unidad y de las siguientes suposiciones:

- i) La celda está compuesta por dos partes, consistiendo cada una en un tanque perfectamente agitado, y separadas por una superficie diatérmica común.
- ii) La distribución de temperatura de cada fluido es uniforme.
- iii) El intercambiador de energía entre fluidos se produce a través del área común. Las demás superficies que limitan la celda tienen características adiabáticas, o son áreas de entrada/salida de fluidos.
- iv) Las propiedades físicas se suponen constantes bajo variaciones de temperatura. Esta aproximación puede ser fácilmente eliminada en cálculos rigurosos.

v) Se considera despreciable la resistencia a la conducción en las paredes y el retromezclado entre celdas consecutivas.

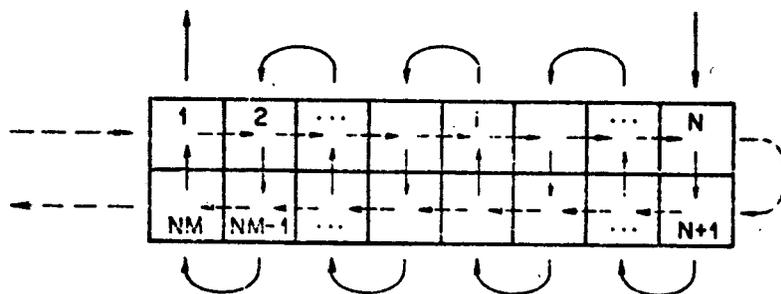
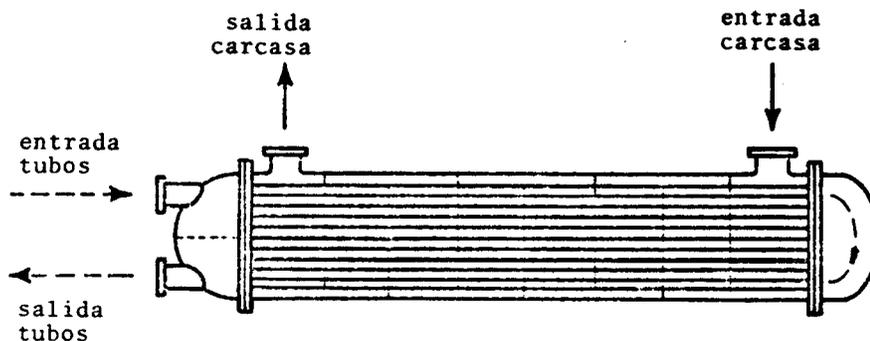


Figura 1: Intercambiador de calor de tubos y carcasa, y modelo multicelda.

La Figura 2 muestra un modelo de celda, donde los flujos están en contracorriente. No obstante, el calor intercambiado en la celda es el mismo para cualquier otro arreglo, o sea con flujos paralelos o cruzados, ver Figura 3. Los diferentes tipos de flujos dentro del intercambiador son tomados en cuenta al conectar las celdas entre sí para representar el equipo completo. Este sistema conduce a un modelo que se presenta como una red donde cada celda se individualiza mediante $i = 1, 2, \dots, NM$, siendo M el número de pasos por los tubos y $N-1$ es el número de placas deflectoras en la carcasa. El argumento "i" numera las celdas siguiendo la trayectoria del fluido en el lado de los tubos.

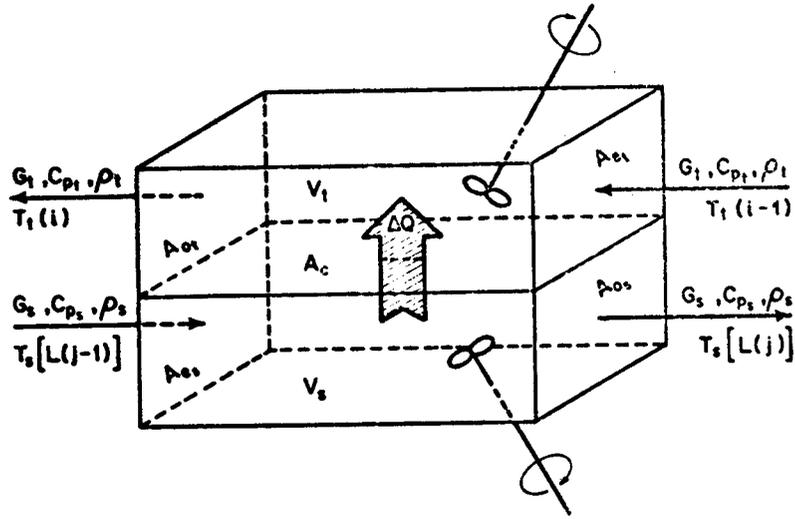


Figura 2: Modelo de 'celdas'.

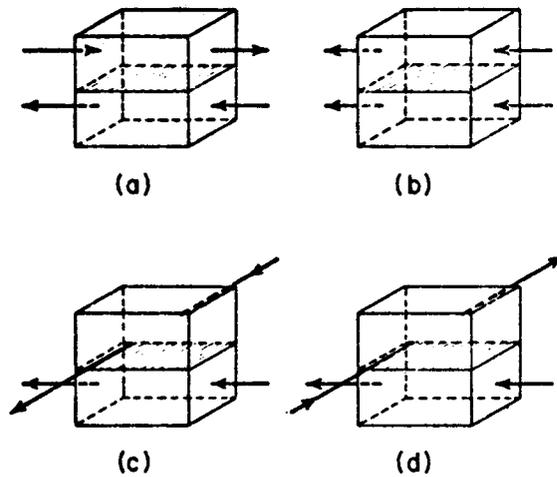


Figura 3: Celdas equivalentes.

El balance de energía para ambos fluidos, sobre la celda i , Figura 2, incluye las siguientes contribuciones:

- i) Entrada de energía térmica por flujo convectivo, a través del área A_o .
- ii) Salida de energía térmica a través de A_o por flujo convectivo.
- iii) Entrada/salida de energía térmica a través de la superficie $A(i)$ por conducción y convección.
- iv) Acumulación de energía térmica.

Además, el balance de energía para el fluido en el lado de tubos en la celda i está dado por:

$$\rho_t C_{pt} V_t(i) \frac{dT_t(i)}{dt} = G_t C_{pt} T_t(i-1) - G_t C_{pt} T_t(i) + UA(i) [T_s(i) - T_t(i)] \quad (1)$$

El trabajo computacional se organiza y se acomoda mejor a diferentes estructuras de intercambiadores si en el balance de energía en el lado de la carcasa se utiliza un vector $L(j)$, de dimensión NM tal que, cuando el argumento j va de 1 a NM , L indica el número de celda i , siguiendo la trayectoria del fluido en la carcasa. Ver ejemplo de aplicación en Figura 4.

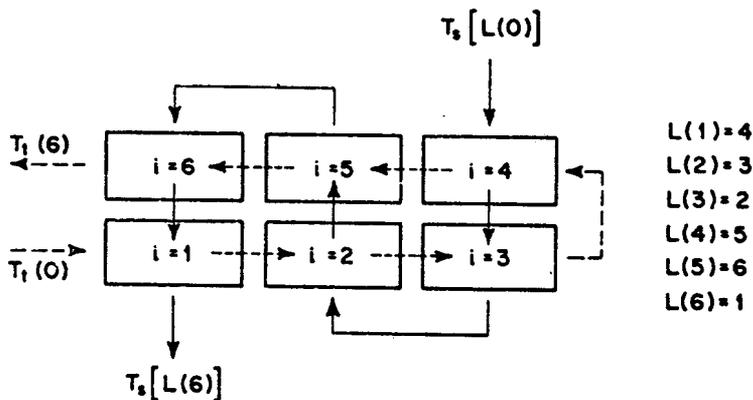


Figura 4: Modelo multicelda para un intercambiador 1-2 con dos placas deflectoras.

El balance para el lado de la carcasa es:

$$\rho_s C_{ps} V_s L(j) \frac{dT_s[L(j)]}{dt} = G_s C_{ps} T_s[L(j-1)] - G_s C_{ps} T_s[L(j)] - UA[L(j)] \{T_s[L(j)] - T_t[L(j)]\} \quad (2)$$

Este balance corresponde a la celda i sólo cuando $L(j) = i$.

Las ecuaciones (1) y (2) son válidas para cualesquiera de las NM celdas en que está dividido el intercambiador. Entonces, para simular el comportamiento dinámico de la unidad es necesario resolver 2 NM ecuaciones diferenciales de primer orden.

El procedimiento numérico adoptado en este trabajo incluye las dos aproximaciones siguientes:

- 1.- El término derivativo se calcula como una diferencia finita de primer orden,

$$\left. \frac{dT(i)}{dt} \right|_t = \frac{T(i+\Delta t) - T(i)}{\Delta t} \quad (3)$$

- 2.- Los términos a la derecha de las ecuaciones (1) y (2) se calculan utilizando temperaturas medias (Lienhard, 6),

$$T(i) = \frac{1}{2} [T(i) + T(i+\Delta t)] \quad (4)$$

Sustituyendo Ecs. (3) y (4) en Ecs. (1) y (2), y usando k y k+1 en lugar de t y t+Δt,

$$\begin{aligned} \rho_t C_{Pt} V_t(i) \frac{T_t^{k+1}(i) - T_t^k(i)}{\Delta t} = & \frac{G_t C_{Pt}}{2} [T_t^k(i-1) + T_t^{k+1}(i-1)] - \\ & - \frac{G_t C_{Pt}}{2} [T_t^k(i) + T_t^{k+1}(i)] + \frac{UA(i)}{2} [T_s^k(i) + \\ & + T_s^{k+1}(i) - T_t^k(i) - T_t^{k+1}(i)] \quad (5) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \rho_s C_{Ps} V_s[L(j)] \frac{T_s^{k+1}[L(j)] - T_s^k[L(j)]}{\Delta t} = & \frac{G_s C_{Ps}}{2} \{T_s^k[L(j-1)] + \\ & + T_s^{k+1}[L(j-1)]\} - \frac{G_s C_{Ps}}{2} \{T_s^k[L(j)] + T_s^{k+1}[L(j)]\} - \\ & - \frac{UA[L(j)]}{2} \{T_s^k[L(j)] + T_s^{k+1}[L(j)] - T_t^k[L(j)] - \\ & - T_t^{k+1}[L(j)]\} \quad (6) \end{aligned}$$

Reagrupando términos se obtiene un sistema de 2 MN ecuaciones algebraicas

$$T_t^{k+1}(i) = a_1 [T_s^k(i) + T_s^{k+1}(i)] + a_2 [T_t^k(i-1) + T_t^{k+1}(i-1)] + a_3 T_t^k(i) \quad (7)$$

$$T_s^{k+1}[L(j)] = b_1 \{T_t^k[L(j)] + T_t^{k+1}[L(j)]\} + b_2 \{T_s^k[L(j-1)] + T_s^{k+1}[L(j-1)]\} + b_3 T_s^k[L(j)] \quad (8)$$

donde

$$i = 1, 2, \dots, NM \quad ; \quad j = 1, 2, \dots, NM$$

$$T_t^k(0) = T_{t_0}^k \quad (\text{temperatura de entrada, lado tubos})$$

$$T_s^k(0) = T_{s_0}^k \quad (\text{temperatura de entrada, lado carcasa}) .$$

Los coeficientes de las Ecs. (6) y (7) están dados por

$$a_1 = a_4 (1 + a_4 + a_5)^{-1} \quad (9)$$

$$a_2 = a_5 (1 + a_4 + a_5)^{-1} \quad (10)$$

$$a_3 = (1 - a_4 - a_5)(1 + a_4 + a_5)^{-1} \quad (11)$$

$$a_4 = \frac{UA(i) \Delta t}{2 V_t(i) C_{p_t} \rho_t} \quad (12)$$

$$a_5 = \frac{G_t \Delta t}{2 V_t(i) \rho_t} \quad (13)$$

y

$$b_1 = b_4 (1 + b_4 + b_5)^{-1} \quad (14)$$

$$b_2 = b_5 (1 + b_4 + b_5)^{-1} \quad (15)$$

$$b_3 = (1 - b_4 - b_5)(1 + b_4 + b_5)^{-1} \quad (16)$$

$$b_4 = \frac{UA L(j) \Delta t}{2 V_s[L(j)] C_{p_s} \rho_s} \quad (17)$$

$$b_5 = \frac{G_s \Delta t}{2 V_s[L(j)] \rho_s} \quad (18)$$

Por simplicidad, los argumentos i y j no se incluyen en los coeficientes a_1 y b_1 . Sin embargo, estos toman diferentes valores si las áreas $A(i)$ o volúmenes $V_t(i)$, $V_s(i)$ no son los mismos para todas las celdas.

El sistema en las Ecs. (7) y (8) debe completarse con las condiciones iniciales:

$$T_t^*(i) = T_t(i) \left| \begin{array}{l} \text{tiempo} = 0 \\ \text{para } i = 1, 2, \dots, NM \end{array} \right. \quad (19)$$

$$T_s^*[L(j)] = T_s[L(j)] \left| \begin{array}{l} \text{tiempo} = 0 \\ \text{para } j = 1, 2, \dots, NM \end{array} \right. \quad (20)$$

y con las condiciones de contorno, la entrada a los tubos y a la carcasa:

$$T_t^k(0) = T_t^k \text{ (entrada lado tubos) } \quad \text{para } k = 1, 2, \dots \quad (21)$$

$$T_s^k[L(0)] = T_s^k \text{ (entrada lado carcasa) } \quad \text{para } k = 1, 2, \dots \quad (22)$$

Las Ecs. (19) a (22) especifican las características de la puesta en marcha a simular.

METODOS DE RESOLUCION PROPUESTOS

El modelo descrito en la sección anterior consiste en un sistema de ecuaciones algebraicas que debe ser resuelto para cada tiempo $t = k \Delta t$, $k = 1, 2, 3, \dots$, comenzando desde las condiciones iniciales dadas en Ecs. (19) y (20). Las condiciones de entrada, variantes en el tiempo, Ecs. (21) y (22), no sólo afectan la puesta en marcha sino también el comportamiento transiente en cualquier instante durante la simulación.

La solución del sistema de Ecs. (7) y (8) puede obtenerse mediante dos procedimientos diferentes: i) aplicación de un método iterativo y, ii) resolución de la matriz equivalente.

El método iterativo consiste en:

- 1.- Dadas las temperaturas en el tiempo k , $T_t^k(i)$, $i = 1, 2, \dots, NM$; y las condiciones de entrada al tiempo $k+1$, $T_t^{k+1}(0)$ y $T_s^{k+1}[L(0)]$, se propone un conjunto de valores aproximados de $T_s^{k+1}[L(j)]$.
- 2.- Se calculan las temperaturas $T_t^{k+1}(i)$ mediante Ec. (7).
- 3.- Usando los resultados obtenidos en el paso 2, se calculan los nuevos valores $T_s^{k+1}[L(j)]$ mediante Ec. (8).
- 4.- Se comparan las temperaturas obtenidas en el paso 3 con los valores aproximados utilizados en el cálculo de las temperaturas en el lado de los tubos. Si no coinciden dentro de una tolerancia adoptada, se repiten los pasos 2 a 4 utilizando los últimos valores obtenidos para el tiempo $k+1$. En caso contrario se procede a un avance en el tiempo, y se vuelve al paso 1.

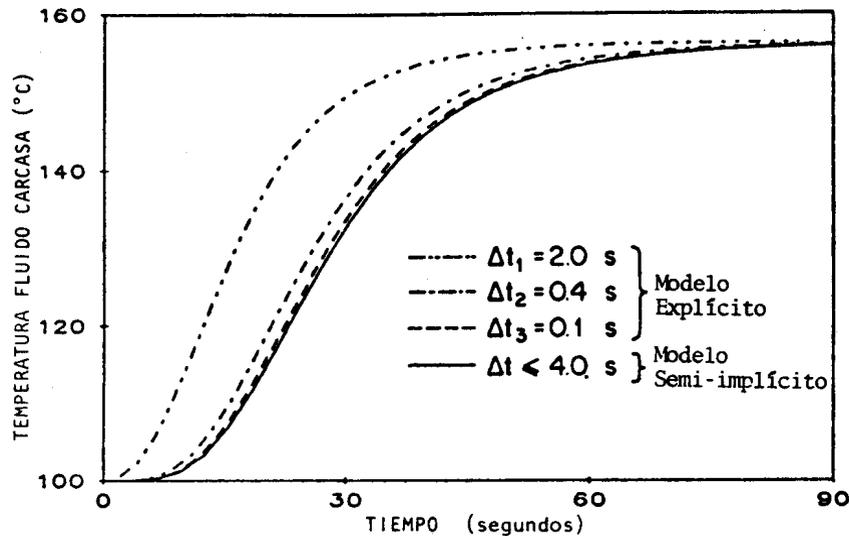


Figura 5: Efecto del intervalo de integración sobre la formulación explícita. Parámetros: $T_t(0) = 100^\circ\text{C}$; $T_s(0) = 200^\circ\text{C}$; $M = 2$; $N = 3$; $G_t C_{p_t} / G_s C_{p_s} = 1$; $UA / G_t C_{p_t} = 1$.

Nótese que la condición inicial está determinada por la temperatura del fluido frío en la entrada. Resulta interesante notar la presencia de diferentes demoras en las respuestas y, que durante un tiempo considerable, el fluido frío saliente del equipo de intercambio tiene mayor temperatura que la salida de la corriente caliente. Este resultado puede ser comprendido mediante la inspección de la disposición de entrada/salida y de la configuración general del intercambiador de calor. La misma figura muestra también las respuestas a un salto escalón positivo en la temperatura de entrada de la corriente caliente, luego que la operación alcanza su primer punto estacionario.

Las respuestas en la Figura 7 se deben a un salto escalón en el flujo másico del fluido que circula por tubos. En este caso, el intercambiador opera con nafta en los tubos y aceite 35° API en la carcasa. La significativa diferencia en la velocidad de las respuestas se debe al alto caudal en el lado de los tubos asociado al pequeño volumen de los mismos, en contraste al menor caudal y mayor volumen de carcasa.

Finalmente, se simula la puesta en marcha de un enfriador de solución de NaOH, analizándose además el comportamiento dentro de la unidad. La condición inicial es similar a la utilizada para el intercambiador de Figura 6, esto es, ambos fluidos se encuentran a la temperatura del agua de enfriamiento en todas las celdas. En Figura 8 se muestra el comportamiento dinámico de las temperaturas de salida. Puede observarse que la temperatura del fluido que pasa por tubos comienza a ascender luego de una pequeña demora, debida a la distancia entre la entrada a la carcasa y la salida de los tubos. Se observa que mientras la solución caliente está todavía en la primera parte de la carcasa, la solución fría en el otro extremo recibe calor desde los tubos.

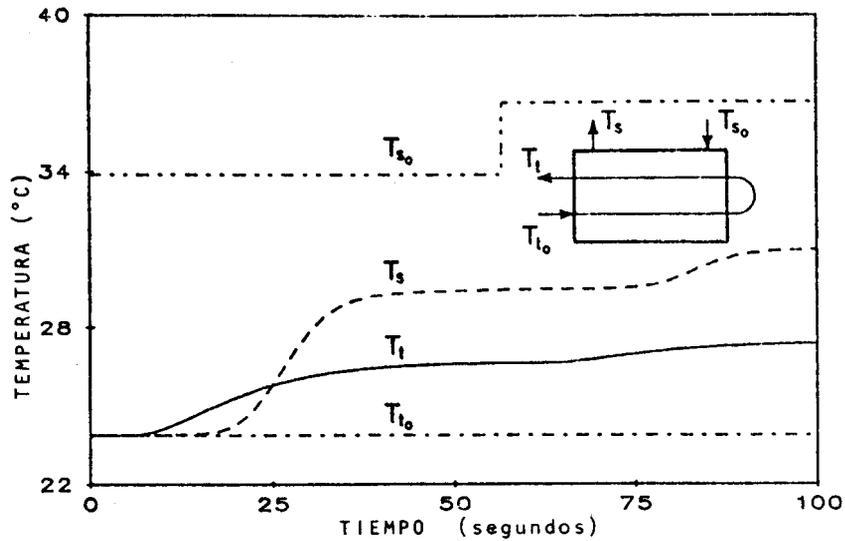


Figura 6: Puesta en marcha, y salto escalón en T_{s_0} .
 Parámetros: $T_{t_0} = 24^\circ\text{C}$; $T_{s_0} = 34^\circ\text{C}$; $M = 2$; $N = 16$;
 $G_t C_{p_t} / G_s C_{p_s} = 1.6$; $UA / G_t C_{p_t} = 0.46$.

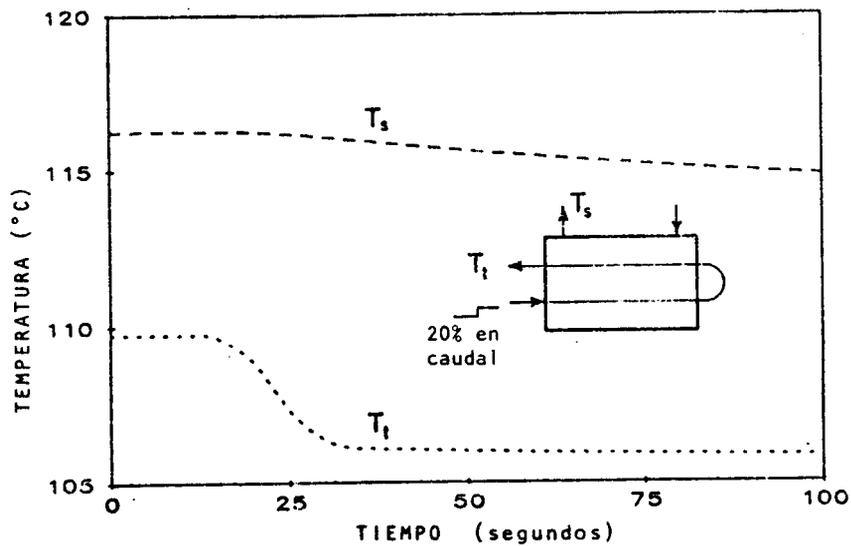


Figura 7: Respuesta a salto escalón en caudal. Parámetros:
 $T_{t_0} = 93^\circ\text{C}$; $T_{s_0} = 171^\circ\text{C}$; $M = 2$; $N = 54$;
 $G_t C_{p_t} / G_s C_{p_s} = 2.2$; $UA / G_t C_{p_t} = 0.48$.

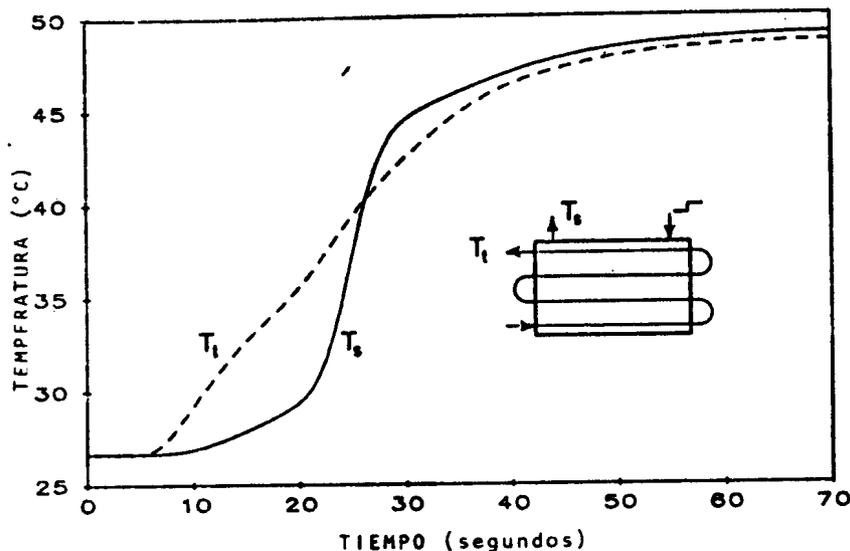


Figura 8: Temperatura de las corrientes en la salida.
Parámetros: $T_{t0} = 27^{\circ}\text{C}$; $T_{s0} = 88^{\circ}\text{C}$; $M = 4$;
 $G_t C_{p_t} / G_s C_{p_s} = 1.75$; $UA / G_t C_{p_t} = 0.92$; $N = 32$.

Las Figuras 9 y 10 muestran detalladamente lo que sucede con las temperaturas de ambos fluidos dentro del equipo, en diferentes instantes de tiempo. Nótese que el salto escalón en la temperatura del fluido de carcasa se desplaza hacia adelante, a través del intercambiador, hasta terminar en un perfil ondulado. La forma ondulada se aprecia particularmente en los perfiles cercanos a la condición de estado estacionario. Estas ondas se originan por las diferentes temperaturas de tubos que el fluido de carcasa encuentra en su trayectoria. El mismo tipo de fenómeno se observa, pero más nítidamente, en la temperatura del fluido en tubos, en Figura 10. En este caso, básicamente, son dos ondas que se corresponden con el número de pasos por los tubos (cuatro) a través de la carcasa.

CONCLUSIONES

Para describir el comportamiento dinámico de la operación de transferencia de calor en intercambiadores de calor de tubos y carcasa se desarrolló un modelo dinámico multicelda. La técnica de modelado empleada en este estudio divide al intercambiador en elementos denominados celdas, donde se produce una pequeña parte de la transferencia calórica. El modelo resultante puede visualizarse como una red de celdas en la cual la interconexión está definida por la estructura general del equipo a ser simulado.

El uso del arreglo vectorial $L(j)$, donde L identifica el número de celdas mientras j sigue la trayectoria de carcasa, permite escribir un programa de computación para simular intercambiadores de calor del tipo de carcasa y tubos.

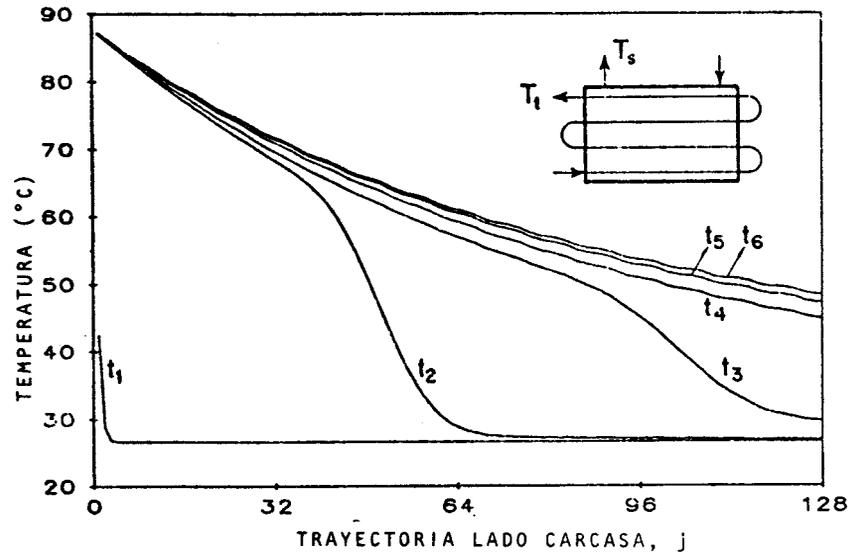


Figura 9: Temperatura del fluido que circula por carcasa durante puesta en marcha. Parámetros iguales a los de Figura 8.

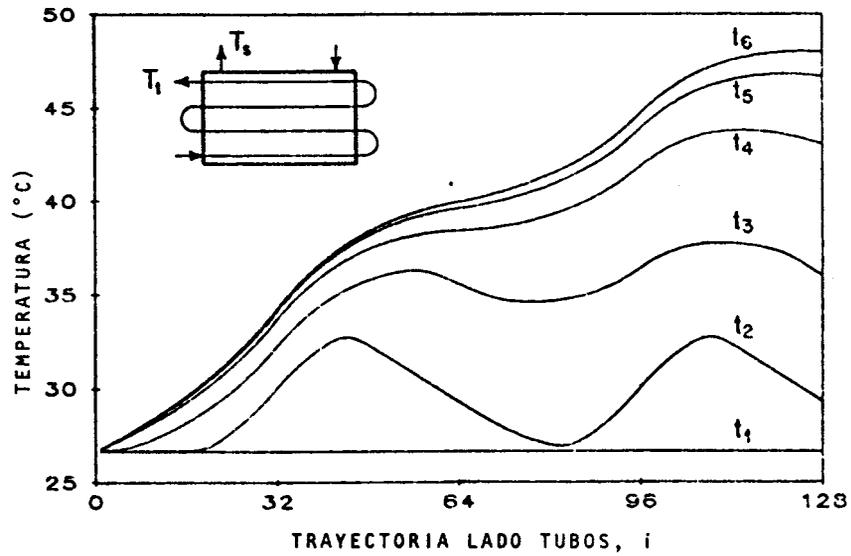


Figura 10: Temperatura del fluido que circula por tubos durante puesta en marcha. Parámetros iguales a los de Figura 8.

El modelo resultante es apropiado para simular distintas alternativas de puesta en marcha y obtener las respuestas dinámicas a perturbaciones en las temperaturas o caudales de entrada.

NOMENCLATURA

- A(i) Área de transferencia en la celda i, m².
Cp Calor específico, kcal/kg °C.
G Flujo másico, kg/h.
i Número de celda. Trayectoria lado tubos.
j Argumento del vector L.
L(j) Vector de numeración de celdas, ordenado siguiendo la trayectoria en carcasa.
M Número de pasos por los tubos.
N Número de placas deflectoras, más uno.
T(i) Temperatura en la celda i, °C.
U Coeficiente global de transferencia calórica, kcal/°C m² h.
V(i) Volumen de la celda i, m³.

Letras Griegas

- Δt Incremento de tiempo, s.
ρ Densidad, kg/m³.

Subíndices

- t Lado tubos.
s Lado carcasa.

REFERENCIAS

- [1] Paynter, H.M. and Takahashi, Y., "A New Method of Evaluating Dynamic Response of Counterflow and Parallel-Flow Heat Exchangers", Trans. of the ASME, vol. 78, pp. 749-758, 1983.
[2] Tan, K.S. and Spinner, I.H., "Numerical Methods of Solution for Continuous Countercurrent Processes in the Nonsteady State", AIChE Journal, vol. 30, No. 5, pp. 770-786, 1984.
[3] Williams, T.J. and Morris, H.J., "A Survey of the Literature on Heat Exchange Dynamic and Control", Chem. Eng. Prog. Symp. Series, vol. 57, No. 36, pp. 20-33, 1961.
[4] Masukuchi, M., "Dynamic Response and Control of Multipass Heat Exchangers", Trans. of the ASME, vol. 82, pp. 51-65, 1960.
[5] Gaddis, E.S. Schlunder, E.U., "Temperature Distribution and Heat Exchange in Multipass Shell and Tube Exchanger with Baffles", Heat Transfer Eng., vol. 1, No. 1, pp. 42-52, 1979.
[6] Lienhard, J.H., "A Heat Transfer Textbook", Chap 6, Prentice-Hall Inc., New Jersey, 1981.
[7] Roppo, M.N. and Ganić, E.N., "Time-Dependent Heat Exchanger Modeling", Heat Transfer Eng., vol. 4, No. 2, pp. 42-46, 1983.
[8] Kern, D., "Process Heat Transfer", McGraw-Hill, New York, 1950.