



Revista INGENIERÍA UC

ISSN: 1316-6832

revistaing@uc.edu.ve

Universidad de Carabobo

Venezuela

Varela V., Alfredo E.; Machado L., Daniel E.; Romero G., Richard J.
Diseño de un sistema de enfriamiento para un reactor de tanque agitado
Revista INGENIERÍA UC, vol. 7, núm. 1, junio, 2000
Universidad de Carabobo
Valencia, Venezuela

Available in: <http://www.redalyc.org/articulo.oa?id=70770106>

- How to cite
- Complete issue
- More information about this article
- Journal's homepage in redalyc.org

redalyc.org

Scientific Information System

Network of Scientific Journals from Latin America, the Caribbean, Spain and Portugal

Non-profit academic project, developed under the open access initiative

DISEÑO DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO PARA UN REACTOR DE TANQUE AGITADO

Alfredo E. Varela V.^(*) Daniel E. Machado L., y Richard J. Romero G.

**(*) Universidad de Carabobo, Facultad de Ingeniería Escuela de Ingeniería Química Telefax
0241-8674828, e-mail: avarela@thor.uc.edu.ve**

Resumen

En el presente trabajo se hace un diseño de un sistema de enfriamiento para un reactor de mezcla de una empresa productora resinas.

Para enfriar las paredes del reactor desde temperaturas cercanas 150 °C hasta 40 °C se propone utilizar un aceite térmico (terminol), cuya temperatura es controlada mediante un intercambiador de calor externo de tubos y coraza. Para la simulación del proceso se elaboró un programa en Visual Basic bajo ambiente Excel 97. Se empleó el modelo de celdas (Gaddis y Schlünder, 1979) para el modelo del intercambiador de calor y dos controladores del tipo proporcional para el control de la temperatura del aceite térmico y de la pared del reactor. Los resultados de la simulación indican que la temperatura de la pared del reactor se estabiliza en el valor deseado en un tiempo de 40 minutos, que es mucho menor que el tiempo empleado si permite que el tanque se enfríe por si solo. Si este tiempo se empleara en producción, incidiría en un aumento del 6 % de su capacidad de producción mensual.

Abstracts

A cooling system is proposed for a mixed tank reactor in a resin plant. Using a thermal oil is suggested to cool the reactor walls from about 150 °C to 40 °C. Temperature of the thermal oil is controlled using an external shell-and-tube heat exchanger. Process simulation is performed with computer program in Visual Basic running under Excel 97. A cell model (Gaddis y Schlünder, 1979) and two proportional controllers were used for the heat exchanger and the control of thermal-oil temperature ad reactor wall temperature, respectively. Simulation results suggest that the reactor wall temperature is reached in about 40 minutes which is much lower than the time employed by allowing the tank to cool by itself. Using this time interval in production will increase the monthly resin production in 6%.

INTRODUCCION

El equipo principal de una planta de producción de resinas es un reactor de tanque agitado con una capacidad de 1500 galones. La planta fabrica cinco tipos de resinas: acrílicas, poliéster, alquídicas, epóxica y nitrogenada. En los diferentes procesos de elaboración de resinas existen algunas que alcanzan temperaturas de reacción de aproximadamente 230°C. Luego de retirada la carga de producto, es necesario enfriar las paredes del reactor antes de alimentar los materiales de la siguiente carga. Esta etapa se viene efectuando por intercambio espontáneo con el ambiente o utilizando un procedimiento manual. La formulación de resinas acrílicas establece que algunas materias primas sólidas se deben cargar al reactor a una temperatura por debajo de los 40 °C para evitar su descomposición, lo que puede producir gases inflamables e ignición espontánea. Las resinas de poliésteres y alquídicas, que en su formulación utilizan materia prima sólida, requieren temperaturas del reactor por debajo de 10 80 °C, a fin de evitar su descomposición.

El tiempo empleado con el enfriamiento espontáneo incide directamente en la rata de producción, restando versatilidad y seguridad al reactor. Este trabajo propone un sistema que permite enfriar el reactor en forma uniforme y reducir el tiempo de procesamiento, contribuyendo al aumento de la producción.

SISTEMA DE ENFRIAMIENTO Y ESPECIFICACIONES DE EQUIPOS

La Figura 1 muestra un esquema del sistema de enfriamiento sugerido. El cual consiste en un esquema de controla en cascada. La señal de salida del primer controlador será el punto de referencia de un segundo, y ésta se comparará con la señal de temperatura del aceite proveniente del transmisor colocado a la salida del intercambiador. Una esquema en cascada asegurara una rápida corrección de la temperatura del aceite de enfriamiento.

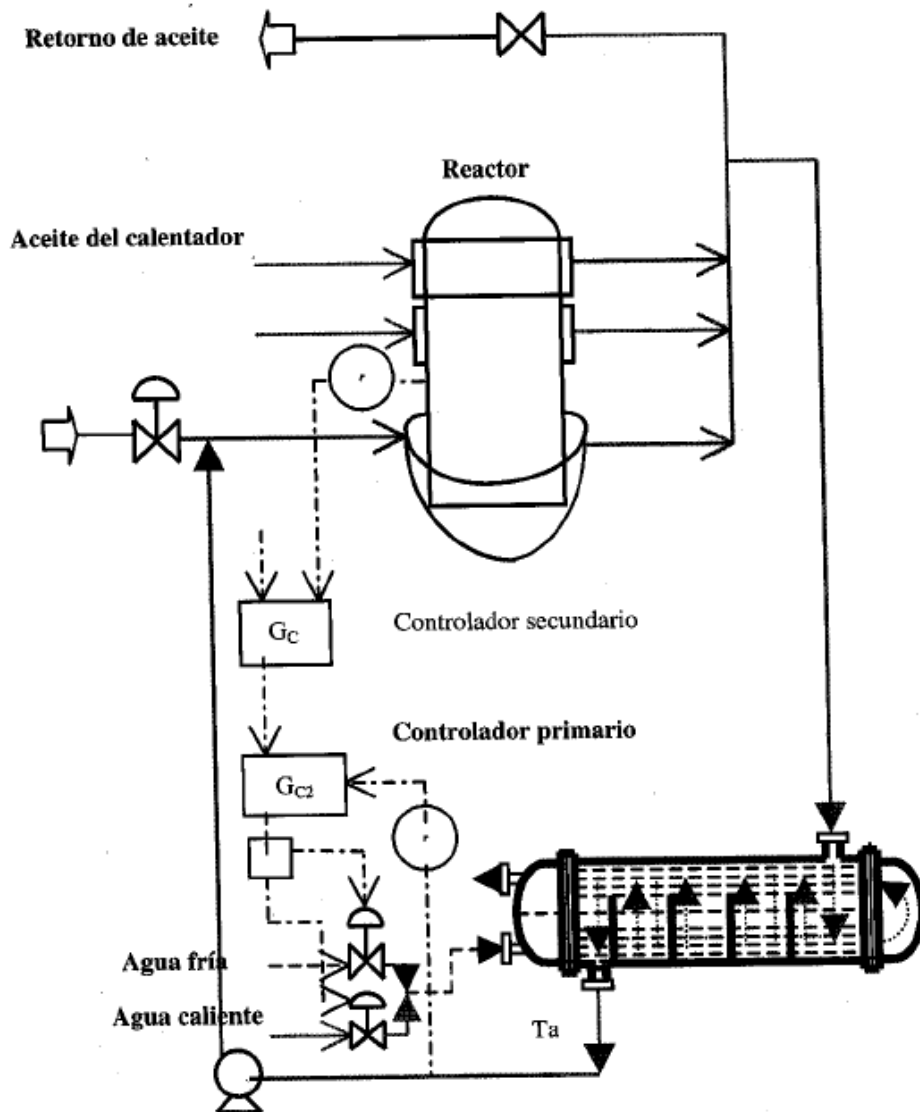


Figura 1. Representación esquemática del sistema de enfriamiento.

La señal proveniente del primer controlador es utilizada por el segundo controlador, G_{c2} , para regular la temperatura del agua de enfriamiento que se alimenta al intercambiador. Esto es posible, con un caudal constante, por manipulación de dos válvulas, una de agua fría proveniente de torres de enfriamiento (disponible a $26\text{ }^{\circ}\text{C}$ y 200 galones por minuto) y otra de agua caliente. Dado que la respuesta del mezclador de aguas será

más rápida que la del intercambiador, se puede considerar que los cambios en las posiciones de las válvulas se verán reflejados en cambios en escalón en la temperatura del agua de alimentación al intercambiador.

El intercambiador de calor fue diseñado siguiendo procedimientos conocidos (Kern, 1965) y las características del mismo son mostradas mediante la Tabla 1. Las especificaciones de la chaqueta del reactor fueron tomadas en la planta y son dadas mediante la Tabla 2. Los parámetros de diseños de estos equipos son usados para simular el comportamiento del sistema.

MODELOS MATEMÁTICOS

A continuación se plantean los modelos matemáticos del intercambiador de calor, pared del reactor y chaqueta del reactor. La dinámica correspondiente a otros equipos de proceso y conexiones se considera despreciable.

Intercambiador de calor

Se empleó el modelo de celdas (Gaddis y Schlünder, 1979) para el intercambiador de calor. El número de celdas es determinado por el número de deflectores en la coraza y el número de paso de tubo.

Tabla 1. Especificaciones del intercambiador de calor

Orientación: horizontal		
Material de tubos: acero inox. Diámetro exterior de tubos: 0.75 plg. Arreglo de tubos: triangular Longitud de tubos: 16 pies	Número de tubos: 106 Material de la carcaza: acero inox. Diámetro de la carcaza: 13.25 plg	
Datos de proceso	Lado de coraza	Lado de tubos
Fluido circulante	Aceite (terminol 66)	Agua
Flujo, lbs/h	21.160,76	74.800,04
Caudal, gpm	43,81	150
Temperatura de entrada, °F	302	78,8
Temperatura de salida, °F	122	100,76
Conductividad térmica, Btu/(h.pie ² .°F)	0,067	0,356
Densidad, lb/pie ³	60,22	62,12
Viscosidad, lb/(pie.h)	14,12	1,95
Capacidad calorífica, Btu/(lb.°F)	0,43	0,99
Caída de presión máx., lbf/plg ²	10	10
Número de pasos	1	2

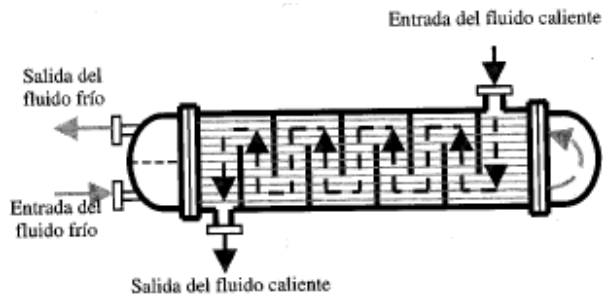


Figura 2. Intercambiador de calor de tubos y coraza 1-2.

Tabla 2. Especificaciones de las chaquetas del reactor

Fluido circulante	Aceite (terminol 66)
Area de transferencia de calor, pies ²	115
Volumen, pies ³	20
Diámetro hidráulico, pies	0,041
Masa, lbs	3968
Capacidad calorífica, Btu/(lb.°F)	0,1178

La Figura 2 muestra en el esquema un Intercambiador de calor 1-2. Las celdas pueden ser conectadas de acuerdo con la estructura del intercambiador de calor y la disposición de las conexiones físicas de entrada y salida.

Para el análisis de la transferencia de calor en cada celda se hacen las siguientes suposiciones:

- 1.- La celda está compuesta de dos partes separadas por una superficie diatérmica común A (i).
- 2.- Los fluidos se consideran perfectamente mezclados en cada celda, y por consiguiente tienen una temperatura uniforme.
- 3.- Toda transferencia de calor entre los fluidos ocurren a través del área común A (i), cualquier otra superficie que limita la celda es adiabática, o es un área de entrada / salida para los fluidos.
- 4.- Todas las propiedades físicas son independientes de temperatura.
- 5.- Las partes metálicas del intercambiador de calor son incorporadas en el modelo de celda bajo las siguientes consideraciones:
 - ⇒ La masa metálica de los tubos está a la temperatura media entre la temperatura del fluido que va por los tubos y la del fluido del lado de la coraza.
 - ⇒ La masa metálica de la coraza está a la temperatura del fluido del lado de la coraza.
- 6.- La conducción de calor a través de las paredes de tubos y la división entre celdas es despreciable.

La Figura 3 muestra una modelo de una celda con flujos en contracorriente, donde se identifican las siguientes variables:

$L_{(j)}$ = vector que representa la correspondencia de la coraza con la celda i ,
 $A_{(i)}$ = área de transferencia de calor en la celda i , ft^2 ,
 $V_{t(i)}$ = volumen del de tubos en la celda i , ft^3 ,
 $V_{s[L(j)]}$ = volumen del lado de coraza en la celda i , ft^3 ,
 C_p = calor específico, $\text{Btu}/\text{lb}\cdot^\circ\text{F}$,
 $T_{t(i)}$ = temperatura del tubo en la celda i , $^\circ\text{F}$,
 $T_{s[L(j)-1]}$ = temperatura de la coraza en la celda i , $^\circ\text{F}$,
 G_t = flujo másico del fluido por los tubos, lb/h ,
 G_s = flujo másico del fluido por la coraza, lb/h ,
 $T_{t(i-1)}$ = temperatura del tubo en la celda $(i-1)$, $^\circ\text{F}$,
 $T_{s[L(j)]}$ = temperatura de la coraza en la celda $(i-1)$, $^\circ\text{F}$,
 ρ = densidad, lb/ft^3 ,
 ΔQ = transferencia de calor. Btu/h .

El subíndice "s" significa que pertenece al lado de la coraza, y el "t" al lado de los tubos. Se asume también que estas condiciones son válidas para cualquier forma de flujo, es decir: concurrente, contracorriente o flujo cruzado.

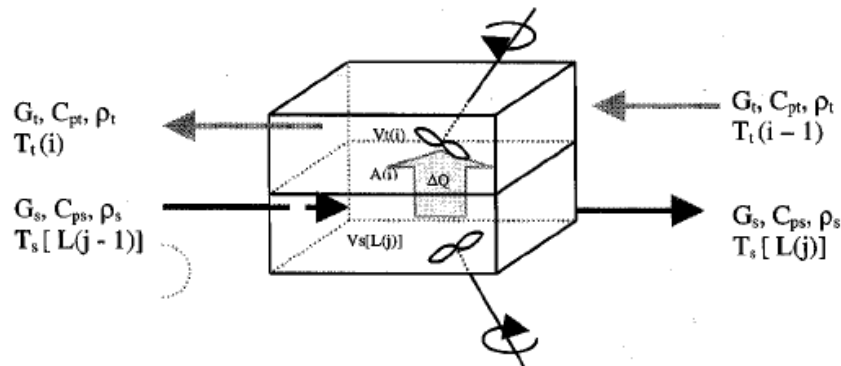


Figura 3. Modelo de una celda

Las celdas son denotadas por $i = 1, 2, 3, \dots, NM$, donde M es el número de pasos por los tubos y $N - 1$ es el número de deflectores en la coraza. En este punto es conveniente indicar que el índice (i) identifica la secuencia de la celda siguiendo la trayectoria del fluido del lado del tubo partiendo desde la entrada.

Suponiendo que predomina la transferencia de calor por convección, el balance de energía en la celda i (véase la Figura 4) para el lado de tubos se plantea

$$\rho_t C_{pt}^* V_{t(i)} \frac{dT_{t(i)}}{dt} = G_t C_{pt} [T_{t(i-1)} - T_{t(i)}] + UA_{(i)} [T_{s(i)} - T_{t(i)}] \quad (1)$$

donde: ρ_t = densidad del fluido por los tubos, lb / pie^3 , C_{pt} = calor específico del fluido por los tubos, $\text{Btu} / \text{lb}\cdot^\circ\text{F}$, G_t = flujo másico del fluido por los tubos, lb / h , U = coeficiente global de transferencia de calor, $\text{Btu} / \text{h}\cdot\text{ft}^2\cdot^\circ\text{F}$. En este balance de energía, el calor específico de la celda i es definido como así

$$C_{pt(i)}^* = C_{pt} [1 - x_{t(i)}] \quad (2)$$

donde $x_{t(i)}$ es un parámetro que considera la masa metálica del tubo en la celda y cuya justificación es propuesta por Correa y Marchetti (1987). En forma adimensional, la Ecuación (1) se expresa

$$\tau_{t(i)} \frac{d\phi_{t(i)}}{d\theta} + \phi_{t(i)} = K_{t(i)} \phi_{t(i-1)} + [1 - K_{t(i)}] \phi_{s(i)} \quad (3)$$

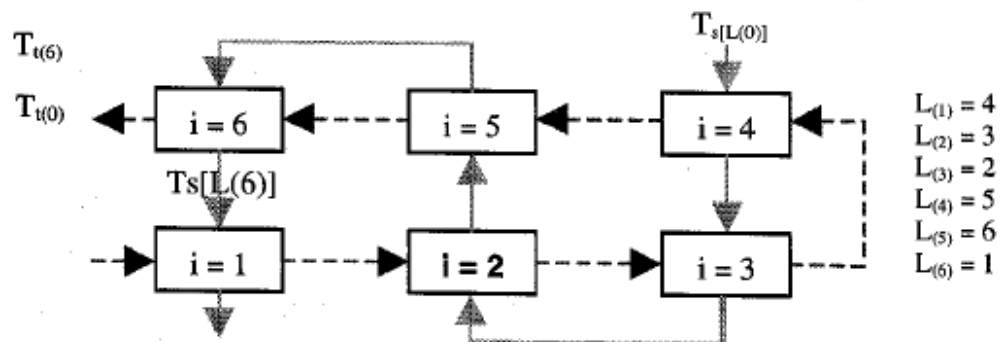
en la que se han utilizado las siguientes variables adimensionales

$$\phi_{t(i)} = \frac{T_{t(i)} - T_{t(0)}}{T_{s(0)} - T_{t(0)}}, \quad K_{t(i)} = \frac{G_t C_{pt}}{G_t C_{pt} + U A_{(i)}}$$

$$\tau_{t(i)} = \frac{\rho_t C_{pt(i)}^* V_{t(i)}}{G_t C_{pt} + U A_{(i)} t_r}, \quad \theta = \frac{t}{t_r} \quad (4)$$

donde $T_{t(0)}$ = temperatura de entrada, °F, y t_r = tiempo de relación térmica de lado de tubos, h. Las ecuaciones adimensionales permiten un trabajo computacional más organizado y acepta diferentes estructuras de intercambiadores de calor. El balance de energía para el lado de coraza es escrito utilizando un vector $L(j)$ $j = 1, 2, \dots, NM$, el cual indica el número de la celda siguiendo la trayectoria del fluido del lado de la coraza, tal como se observa en la Figura 4. Luego, el balance de energía para la celda $L(j)$ está dado por

$$\tau_{s[L(j)]} \frac{d\phi_{s[L(j)]}}{d\theta} + \phi_{s[L(j)]} = K_{s[L(j)]} \phi_{s[L(j-1)]} + [1 - K_{s[L(j)]}] \phi_{t[L(j)]} \quad (5)$$



4. Modelo de multicelda para un intercambiador 1-2 con dos deflectores.

Donde

$$\phi_s[L(j)] = \frac{T_t[L(j)] - T_t(0)}{T_s(0) - T_t(0)}, \quad \tau_s[L(j)] = \frac{\rho_s C_{ps}^* [L(j)] V_s[L(j)]}{G_s C_{ps} + U_A[L(j)]} \frac{1}{\tau_r}, \quad K_s[L(j)] = \frac{G_s C_{ps}}{G_s C_{ps} + U_A[L(j)]} \quad (6)$$

Las ecuaciones (3) y (5) son validas para cualquiera de las NM celdas en las cuales sea dividido el intercambiador de calor. Por lo tanto las 2NM ecuaciones diferenciales de primer orden describen el comportamiento dinámico del intercambiador.

El procedimiento usado para integrar estas ecuaciones se basa en la aproximación a la derivada mediante

$$\left(\frac{d \phi(i)}{d \theta} \right)_i \approx \frac{\phi(i) (\theta + \Delta \theta) - \phi(i) (\theta)}{\Delta \theta} \quad (7)$$

donde $\Delta \theta$ es el paso de integración, la cual es asignada a la temperatura media dada por

$$\phi(i) = \frac{1}{2} [\phi(i) (\theta) + \phi(i) (\theta + \Delta \theta)]. \quad (8)$$

Sustituyendo las Ecuaciones (7) y (8) en las ecuaciones (3) (5), y usando k y $k + 1$ para los instantes de tiempo θ y $\theta + \Delta \theta$ resulta:

$$\tau_{t(i)} \frac{\phi_{t(i)}^{k+1} - \phi_{t(i)}^k}{\Delta \theta} = \frac{K_{t(i)}}{2} [\phi_{t(i-1)}^k + \phi_{t(i-1)}^{k+1}] - \frac{1}{2} [\phi_{t(i)}^k + \phi_{t(i)}^{k+1}] + \frac{1 - K_{t(i)}}{2} \left\{ \phi_s^k[L(j)] + \phi_s^{k+1}[L(j)] \right\}, \quad i=1, 2, \dots, NM \quad (9)$$

y para el lado de carcaza se tiene

$$\tau_s[L(j)] \frac{\phi_s^{k+1}[L(j)] - \phi_s^k[L(j)]}{\Delta \theta} = \frac{K_s[L(j)]}{2} [\phi_s^k[L(j-1)] + \phi_s^{k+1}[L(j-1)]] - \frac{1}{2} [\phi_s^k[L(j)] + \phi_s^{k+1}[L(j)]] + \frac{1 - K_s[L(j)]}{2} \left\{ \phi_t^k[L(j)] + \phi_t^{k+1}[L(j)] \right\}, \quad j=1, 2, \dots, NM \quad (10)$$

Reagrupando términos y reorganizando, se obtiene un sistema de 2MN ecuaciones algebraicas

$$\phi_{t(i)}^{k+1} = a_1 \left\{ \phi_{s[L(j)]}^k + \phi_{s[L(j)]}^{k+1} \right\} + a_2 \left[\phi_{t(i-1)}^k + \phi_{t(i-1)}^{k+1} \right] + a_3 \left[\phi_{t(i)}^k \right] \quad (11)$$

$$\phi_{s[L(j)]}^{k+1} = b_1 \left[\phi_{t(i)}^k - \phi_{t(i)}^{k+1} \right] + b_2 \left\{ \phi_{s[L(j-1)]}^k + \phi_{s[L(j-1)]}^{k+1} \right\} + b_3 \left[\phi_{s[L(j)]}^k \right] \quad (12)$$

donde

$$a_1 = \frac{[1 - K_{t(i)}]}{[2 \tau_{t(i)} + \Delta\theta]} \Delta\theta, \quad a_2 = \frac{K_{t(i)}}{[2 \tau_{t(i)} + \Delta\theta]} \Delta\theta, \quad a_3 = \frac{2 \tau_{t(i)} - \Delta\theta}{[2 \tau_{t(i)} + \Delta\theta]} \Delta\theta \quad (13)$$

$$b_1 = \frac{1 - K_{s[L(j)]}}{2 \tau_{s[L(j)]} + \Delta\theta} \Delta\theta, \quad b_2 = \frac{K_{s[L(j)]}}{2 \tau_{s[L(j)]} + \Delta\theta} \Delta\theta, \quad b_3 = \frac{2 \tau_{s[L(j)]} - \Delta\theta}{2 \tau_{s[L(j)]} + \Delta\theta} \quad (14)$$

Para simplificar, los argumentos i y j no se incluyeron en los coeficientes a y b . Sin embargo, estos tienen diferentes valores si el área de las celdas $A_{(i)}$, los volúmenes $V_{t(i)}$ y $V_{s(i)}$ o las partes metálicas $x_{t(i)}$ y $x_{s(i)}$ no son los mismos de una celda a otra. Estos valores dependen del tipo intercambiador de calor. Para el caso en estudio, por ejemplo, todas las celdas tienen la misma área de transferencia que se puede expresar mediante

$$A_{(i)} = \pi D_e \ell n \quad (15)$$

donde D_e es el diámetro externo del tubo, ℓ es el espaciado entre baffles y n el número de paso por tubos. El volumen de fluido en la celda por el lado de tubos, $V_{t(i)}$, y del lado de coraza, $V_{s(i)}$, se pueden estimar, con las ecuaciones

$$V_{t(i)} = \frac{\pi D_{in}^2}{4} \ell n, \quad V_{s(i)} = \frac{1}{2} \frac{\pi D_s^2 \ell}{4} - \frac{\pi D_e^2 \ell n}{4} \quad (16)$$

donde D_{in} y D_e son los diámetros interno y externo de los tubos, respectivamente, y D_s es el diámetro de la coraza.

El sistema dado por las Ecuaciones (11) y (13) se puede resolver con las condiciones iniciales

$$\phi_{t(i)}^0 = \phi_{t(i)} \big|_{t=0} \quad \phi_{s[L(j)]}^0 = \phi_{s[L(j)]} \big|_{t=0} \quad (17)$$

Las condiciones de las entradas para el lado de tubos y el lado de coraza son dadas, respectivamente por

$$\phi_{t(0)}^k = \phi_{to}, \quad \phi_{s[L(0)]}^k = \phi_{s0} \quad (18)$$

Pared y chaqueta del reactor

Para definir el modelo matemático de la pared del reactor se toman en cuenta las siguientes consideraciones:

1. Se asume que la pared del reactor presenta una sola temperatura, (T_M). Esto es debido a que las paredes son delgadas y su conductividad térmica es alta.
2. El intercambio de energía ocurre a través del área común A_o o paredes del reactor, cualquier otra superficie que limite a la chaqueta tiene características adiabáticas, o es un área entrada / salida del fluido.
3. Las propiedades físicas del metal son independientes de temperaturas.

Sobre la base de estas suposiciones, el balance de energía para la pared del reactor está dado por:

$$\rho_M V_M C_{pM} \frac{dT_M}{dt} = -h_o A_o (T_M - T_c) \quad (19)$$

donde: ρ_M = densidad del metal, lb / ft³, C_{pM} = calor específico del metal, Btu / lb.°F, V_M = volumen del fluido en la chaqueta, ft³, T_M = temperatura del metal, °F, h_o = coeficiente convectivo de transferencia de calor, Btu / h.ft².°F, A_o = área de transferencia de calor entre la chaqueta y el reactor, ft², T_c = temperatura del fluido en la chaqueta, °F.

El coeficiente convectivo de transferencia de calor, está dado por (Kern, 1965)

$$h_o = 0,023 Re^{-0,2} Pr^{-2/3} C_{ps} G_s' \quad (20)$$

donde: Re = número de Reynolds del fluido de la chaqueta, adim, Pr = número de Prandtl, adim, C_{ps} = calor específico del fluido de la chaqueta, Btu / lb.°F, G_s' = flujo másico por unidad de área, lb / h.pie². El número de Reynolds del fluido de la chaqueta se calcula mediante la siguiente ecuación

$$Re = \frac{G_s D_H A_o}{\mu_s \rho_s} \quad (21)$$

donde: μ_s = viscosidad del fluido de la chaqueta, lb / h.ft, D_H = diámetro hidráulico de la chaqueta, pie, $D_H = J_H/4$, J_H = distancia entre la pared del reactor y la chaqueta, ($J_H = 50$ mm).

La ecuación (19) puede ser rearrreglada adimensionalmente como sigue

$$\tau_M \frac{d\phi_M}{d\theta} + \phi_M = \phi_c \quad (22)$$

en la cual

$$\tau_M = \frac{\rho_M V_M C_{pM}}{h_o A_o} \frac{1}{\tau_r}, \quad \phi_M = \frac{T_M - T_c(0)}{T_M(0) - T_c(0)}, \quad \phi_c = \frac{T_c - T_c(0)}{T_M(0) - T_c(0)} \quad (23)$$

El balance de energía en la chaqueta se plantea:

$$\rho_s V_s C_{ps} \frac{dT_c}{dt} = G_s \rho_s C_{ps} [T_c(\text{ent}) - T_c(\text{sal})] + h_o A_o [T_M - T_c(\text{sal})] \quad (24)$$

donde: $T_c(\text{ent})$ = Temperatura del aceite entrando a la chaqueta, °F, $T_c(\text{sal})$ = Temperatura del aceite saliendo de la chaqueta, °F. Esta ecuación en forma adimensional se puede escribir

$$\tau_s \frac{d\phi_c^k}{d\theta} + \phi_c^k = K'_s \phi_c^{k-1} + (1 - K'_s) \phi_M \quad (25)$$

donde:

$$\tau_s = \frac{\rho_s V_s C_{ps}}{G_s \rho_s C_{ps} + h_o A_o}, \quad K'_s = \frac{G_s \rho_s C_{ps}}{G_s \rho_s C_{ps} + h_o A_o} \quad (26)$$

Usando las aproximaciones dadas por las Ecuación (7) y (8), las ecuaciones (22) y (25) se discretizan resultando las siguientes expresiones para los balances de energía para la pared y chaqueta del reactor, respectivamente

$$\phi_M^{k+1} = c_1 (\phi_s^k + \phi_s^{k+1}) + c_2 \phi_M^k \quad (27)$$

$$\phi_{s(\text{sal})}^{k+1} = d_1 [\phi_{s(\text{ent})}^k + \phi_{s(\text{ent})}^{k+1}] + d_2 [\phi_M^k + \phi_M^{k+1}] + d_3 \phi_{s(\text{sal})}^k \quad (28)$$

Los coeficientes en las ecuaciones (27) y (28) están dados por

$$c_1 = \frac{\Delta\theta}{2\tau_M + \Delta\theta}, c_2 = \frac{2\tau_M - \Delta\theta}{2\tau_M + \Delta\theta}, d_1 = \frac{K_s' \Delta\theta}{2\tau_s + \Delta\theta},$$

$$d_2 = \frac{1 - K_s'}{2\tau_s + \Delta\theta} \Delta\theta, d_3 = \frac{2\tau_s - \Delta\theta}{2\tau_s + \Delta\theta} \quad (29)$$

Las ecuaciones (11) y (12), que describen el comportamiento del intercambiador, en conjunto con las ecuaciones que representan el comportamiento de la pared del reactor (27) y de la chaqueta (28) permiten simular el comportamiento dinámico del sistema de enfriamiento.

Funciones de transferencia

Para diseñar los controladores se determinan las funciones de transferencia para las variaciones de la temperatura de la pared del reactor y del aceite a la salida del intercambiador con respecto a las variables manipulables. La función de transferencia para la variación de la temperatura del aceite a la salida del intercambiador con respecto a la temperatura del agua a la entrada del intercambiador se expresa como un sistema de primer orden con retardo

$$G_{p1} = \left[\frac{Y(s)}{X(s)} \right]_1 = \frac{K_1 e^{-\theta_1 s}}{\tau_1 s + 1}, \quad (30)$$

del mismo modo, la función de transferencia para la variación de la temperatura de la pared del reactor con respecto a la temperatura del aceite a la salida del intercambiador es

$$G_{p2} = \left[\frac{Y(s)}{X(s)} \right]_1 = \frac{K_2 e^{-\theta_2 s}}{\tau_2 s + 1} \quad (31)$$

donde: θ_1, θ_2 = tiempos de retardo, K_1, K_2 = ganancias, τ_1, τ_2 = constantes de tiempo.

RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN

Algoritmo usado en la simulación

Los modelos matemáticos del intercambiador y del reactor fueron dados por las ecuaciones (9), (10), (27) y (28). Estas ecuaciones deben ser resueltas para cada tiempo $t = k\Delta t$, donde $k = 1, 2, 3, \dots$, partiendo de las condiciones iniciales dadas por las ecuaciones (17). El algoritmo de solución se basa en el método de Euler modificado (Burden & Faires, 1996) y consiste en el siguiente procedimiento iterativo:

1. Dados los valores de temperaturas para el tiempo $k\Delta t$,

$$\phi_{t(i)}^k$$

$i = 1, 2, \dots, NM$ y las condiciones de entrada para el tiempo

$$(k + 1) \Delta t, \phi_{t(0)}^{k+1} \text{ y } \phi_{s[L(0)]}^{k+1}$$

valores de

$$\phi_{s[L(j)]}^{k+1}$$

2. Calcular la temperatura por el lado de los tubos

$$\phi_{t(i)}^{k+1}$$

utilizando la Ecuación (9).

3. Usar el resultado obtenido en el paso 2 para calcular el nuevo valor de la temperatura por el lado de la coraza

$$\phi_{s[L(j)]}^{k+1}$$

utilizando la ecuación (10).

4. Comparar los resultados obtenidos en el paso 3 con la valores supuestos en el paso 1. Si estos valores no se aproximan entre sí, repetir los pasos 2 al 4 con lo últimos valores obtenidos para el instante $k + 1$.

Este algoritmo se implementó mediante un programa en Visual Basic de Microsoft Excel 97. Como distribuciones iniciales de temperaturas se asumió que las celdas del lado de coraza están a la temperatura de entrada del fluido caliente (aceite); mientras que del lado de tubos están a temperatura de entrada del fluido frío (agua). Es decir, $\phi_{s(i)} = 1$ y $\phi_{t(i)} = 0$ para $i = 1, 2, \dots, NM$, las cuales corresponden 150°C para las celdas del lado de coraza y 26°C para el de los tubos. A la salida del intercambiador de calor del lado de la coraza se asume una temperatura de 50°C .

Las condiciones antes mencionadas son asignadas en el programa. El usuario debe suministrar otros parámetros tales como: intervalo de tiempo de enfriamiento, número total de intervalos y número de deflectores. El intervalo tiempo (48) debe ser fijado lo suficientemente pequeño para lograr una apropiada exactitud en la simulación. También debe suministrar el número total de intervalos de iteración (K) para alcanzar los tiempo deseados. La multiplicación éstos da como resultado la obtención del tiempo de simulación. El programa puede concluir antes de dicho tiempo si se alcanza la temperatura de aceite deseada a la salida del intercambiador.

Simulación a lazo abierto

Se realizaron varias simulaciones a lazo abierto con el propósito de determinar las funciones de transferencia de la temperatura del aceite a la salida del intercambiador, con respecto a la temperatura del agua entrando, y de la pared del reactor con respecto a la temperatura del aceite a la salida del intercambiador. Para ello se hicieron cambios en escalón en las dos entradas. Los parámetros usados fueron: intervalo de tiempo, $\Delta\theta = 0.1$, máximo número de iteraciones $K = 400$ y tolerancia = 0,0001. Un resultado típico de las respuestas en temperaturas del aceite, agua y la pared del reactor mostrados mediante la Figura 5.

Ambas respuestas son similares a las de un sistema de primer orden con retardo. Obtenidas las curvas reacción, se aplicó el método de Sundaesan y Krishnaswa (1977) lográndose obtener un promedio de los parámetros θ , τ y K . Para la temperatura de la pared del reactor se obtuvo la expresión.

$$G_{p2} = \frac{e^{-224s}}{1 + 663 s} \quad (32)$$

y para la temperatura del aceite a la salida del intercambiador

$$G_{p1} = \frac{0,849 e^{-20s}}{1 + 63,2 s} \quad (33)$$

Simulación a lazo abierto

Se consideraron controladores proporcionales, cuyos parámetros fueron hallados con los parámetros mostrados por las ecuaciones (32) y (33) y la tabla de Ziegler-Nichols (Seborg et al., 1989), obteniéndose las ganancias $K_{c1} = 2.959$ y $K_{c2} = 3.232$.

Después de introducir las funciones de transferencia de los procesos y las ganancias de los controladores, se realizó una simulación a lazo cerrado cuyos resultados se muestran en la Figura 6. La temperaturas de la pared del reactor oscila alrededor del valor deseado, 50°C, y se estabiliza en un tiempo de 60 minutos aproximadamente. El sobre pico o error máximo no es mayor del 25 % del valor de la señal de referencia.

Con relación a los beneficios posibles de la implementación del sistema de enfriamiento propuesto, debe decirse que el uso promedio de los equipos en el área de resinas es de 480 horas mensuales, de las cuales se utiliza un promedio de 17 horas para el enfriamiento del reactor, tiempo que se puede emplear en la producción de un lote de resina mensual. Con la implementación del sistema propuesto se disminuirá la temperatura del reactor desde 150 °C hasta 50 °C en un tiempo aproximado de 40 minutos (ver Figura 6). Se estima que al utilizar el tiempo ahorrado en enfriamiento, con el sistema propuesto, en la producción de resinas, se tendría un aumento del 6% en la capacidad de producción.

CONCLUSIONES

En este trabajo se ha propuesto el diseño de un sistema de control en cascada para el enfriamiento de las paredes del reactor con un intercambiador de calor externo. De acuerdo a resultados de simulaciones, este sistema permitiría enfriar las paredes del reactor desde 150 °C hasta 50 °C en un tiempo de 40 minutos aproximadamente. Con la implementación de la estrategia de propuesta, se ahorrará un promedio de 13 horas mensuales lo que representa para la empresa un aumento del 6 % de su capacidad de producción mensual, lo que equivale a un lote más de resina que podría ser producido.

Para trabajos futuros referentes a la simulación de intercambiadores de calor de tubos y coraza se recomienda modificar la estructura del programa para adaptarlos a intercambiadores más complejos. También se sugiere estudiar otros modelos de las funciones de transferencia con el fin de evitar oscilaciones en las respuestas.

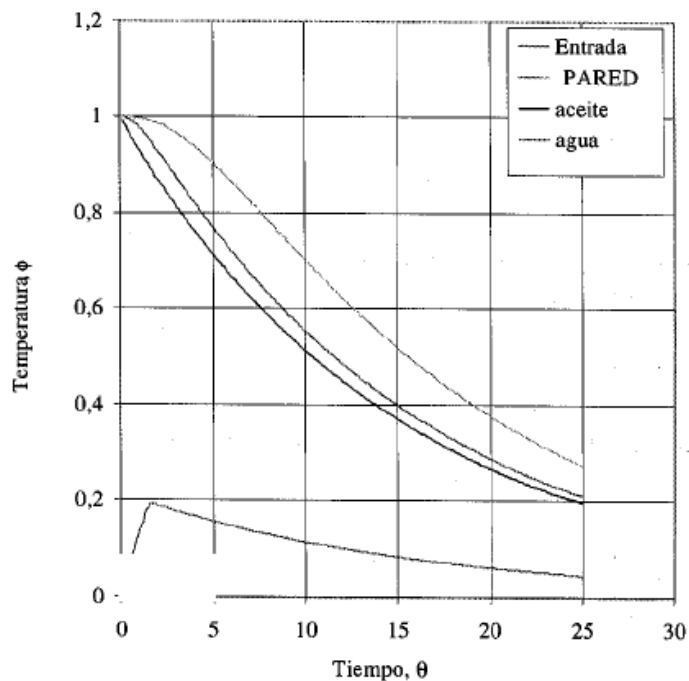


Figura 5. Variaciones de temperatura con el tiempo a lazo abierto.

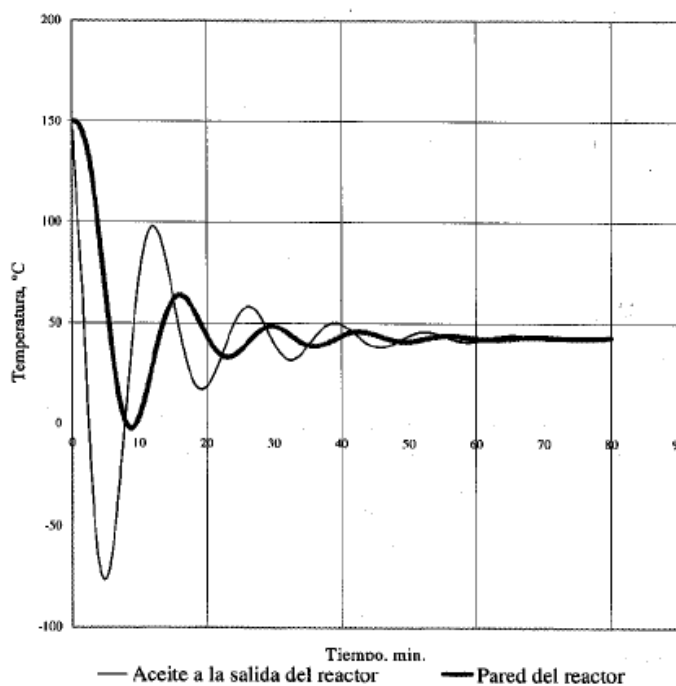


Figura 6. Variaciones de temperaturas con el tiempo obtenidas de la simulación a lazo cerrado.

REFERENCIAS

- 1.- Burden, R.L. & J.D. Faires. 1996. Análisis Numérico. Iberoamérica, México.
- 2.- Correa, D. and Marchetti, J. (1987). Dynamic simulation of shell and tube heat exchangers. Heat transfer engineering, vol. 8, n° 1, pp 50-59, 1987.
- 3.- Gaddis, E.S. and Schlünder, E.U. (September, 1979). Temperature distribution and heat exchange in multipass shell and tube exchangers with baffles. Heat transfer engineering. vol. 1, n° 1, pp 43-52, July - September, 1979.
- 4.- Kern, Q. Donald. (Agosto, 1965). Procesos de transferencia de calor. Editorial Mc Graw Hill. 10 edición. Mexico, 1965.
- 5.- Seborg, Dale E. and Thomas F, Edgar. . (1989). Proc dynamics and control. John Wiley and Sons, New Y 1989.
- 6.- Sundaresan, K. R., and P. R. Krishnaswamy. (1977 Estimation of delay, time constant parameters in time, frequency and Laplace domains. Can. J. Chem. Eng., 56, 257 (1977).

AGRADECIMIENTOS

Este trabajo se realizó gracias a la colaboración de la empresa DUPONT DE VENEZUELA C.A y al CDCHT de la Universidad de Carabobo.