



UAZ

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE  
ZACATECAS  
Francisco García Salinas

USCA



UNIDAD ACADÉMICA DE CIENCIAS QUÍMICAS

FORMANDO  
PROFESIONALES  
DE  
LA QUÍMICA"UN PILAR DE CIENCIA Y  
TECNOLOGÍA EN ZACATECAS"X  
JORNADAS DE CIENCIAS  
QUÍMICASFECHAS  
29 al 31 de Agosto 2017

## DISEÑO DE UN CONDENSADOR TOTAL PARA UN SEPARADOR DE ACEITE DE MOTOR

García González Juan Manuel<sup>1</sup>, Gómez Hernández Orlando Elías<sup>2</sup>, García Silva Héctor Gerardo<sup>1</sup>, Villegas Martínez Rodrigo Cervando<sup>1</sup>,  
García Saldivar Víctor Manuel<sup>1</sup>

Programa Académico de Ingeniería Química de la UAZ  
Doctorado en Ciencias del Instituto Tecnológico de Aguascalientes

### RESUMEN

El objetivo de este trabajo es diseñar térmica y mecánicamente un intercambiador de calor de tubos y coraza que cumpla la función de condensar los vapores salientes de un separador de aceite usado de motor. Para el diseño térmico se determina el área necesaria para la transferencia de calor a partir de los flujos y las temperaturas de los fluidos. Con lo que respecta al diseño mecánico, se traduce el área de contacto a las dimensiones y las características del equipo requeridas para cumplir con la transferencia de calor. Este diseño es parte del proyecto "Diseño de una Planta para retirar los contaminantes presentes en el aceite usado de motor para su reutilización como lubricante o combustible", dando el sustento teórico para la construcción del equipo. La metodología empleada para alcanzar el objetivo de este proyecto es la sugerida por la TEMA (The Tubular Exchanger Manufacturers Association, Inc.) y complementada con el simulador PRO II. Se elige para este simulador la ecuación de SRK para el cálculo de las propiedades del fluido. Con respecto a la corriente de enfriamiento se planteó utilizar agua a temperatura ambiente, fijándola en 20 °C, y utilizando una presión de 202.6 KPa. El área de intercambio de calor determinada fue de 53.62 m<sup>2</sup>, el coeficiente global de transferencia de calor fue de 202.4 kJ/h m<sup>2</sup>K. Las dimensiones para la construcción del intercambiador de calor del proceso son: 160 tubos de 6 m de longitud y 17.78 mm de diámetro, el volumen de coraza de 2.336 m<sup>3</sup>, el arreglo interno de los tubos es triangular, con pinch de 50 mm, y una caída de presión de 20.68 kPa.

### INTRODUCCIÓN

La tecnología que hace uso de la transferencia de calor se ha distinguido por ser un área en la cual se ha debatido el enfoque de que debe tomarse en cuenta al momento de diseñar un intercambiador, el incrementar el área de transferencia (mayor transmisión, por lo tanto, mayor costo) o el disminuir la caída de presión (menor costo). Se han realizado un gran número de estudios para encontrar la geometría más eficiente para la transferencia de energía térmica, tales como los realizados por Brauer<sup>1</sup> (1964), Ota et. al.<sup>2</sup> (1983), Gharbi<sup>3</sup> (2015), etc., sin embargo,

FORMANDO  
PROFESIONALES  
DE  
LA QUÍMICA"UN PILAR DE CIENCIA Y  
TECNOLOGÍA EN ZACATECAS"

estos no son suficientes para demostrar el impacto que tiene en el proceso el uso de configuraciones diferentes en la forma de los tubos. Merker y Hanke<sup>4</sup> (1986), presentaron mejoras sustanciales en la transferencia, así como, en menores caídas de presión, lo cual reditúa de manera positiva en los costos de producción del proceso, sugerido ya por Gregoring<sup>5</sup> (1954). Thomas<sup>6</sup>, Wu et al.<sup>7</sup>, han desarrollado estudios para la estructura horizontal y vertical. Con lo que respecta al costo del intercambiador de calor una buena guía son los trabajos realizados por Bejan<sup>8</sup>, Hajabdollahi et al<sup>9</sup> y Khaliefeh Soltan et al<sup>10</sup>. Se concluye de manera general que cualquier incremento en el número de pasos incrementa de igual manera los costos.

## MARCO TEÓRICO

Para el diseño térmico de los equipos de transferencia de calor hace uso de los principios fundamentales de la Termodinámica, de la Transferencia de calor y de la Mecánica de los Fluidos. La ecuación básica para determinar el flujo térmico de calor transferido (Q) de un fluido a otro, a través de una superficie es:

$$Q = AU\Delta T_m \quad 1$$

Siendo: A el área de transferencia, U el coeficiente global de transferencia de calor y  $\Delta T_m$  la diferencia media logarítmica de temperatura. El flujo térmico transferido es el flujo térmico cedido ( $Q_c$ ) por el fluido caliente y ganado por el fluido frío ( $Q_a$ ). El cálculo correspondiente se realiza empleando las expresiones matemáticas siguientes:

$$Q_c = MCp(T_2 - T_1); Q_a = mcp(t_2 - t_1) \quad 2, 3$$

Donde M,m es la cantidad de materia, cp es la capacidad calorífica y los sub índices 2 y 1, son la temperatura de salida y entrada del intercambiador respectivamente.

El diseño térmico tiene como objetivo primordial el de calcular el área de transferencia, para alcanzar tal fin se ocupa la Ecuación 1, otro término que acompaña al área es el coeficiente global de transferencia de calor, el cual considera los mecanismos de convección de cada lado de la pared ( $h_1, h_2$ ), así como las condiciones de ensuciamiento ( $Re_1$  y  $Re_2$ ), además de la conductividad térmica (k) del material que se usan como superficie de transmisión de calor. La ecuación que describe al coeficiente es:

$$U = \frac{1}{\left[ \frac{1}{\eta_1 h_1} + Re_1 + \frac{LA_1}{kA_m} + \left( Re_2 + \frac{1}{\eta_2 h_2} \right) \frac{A_1}{A_2} \right]} \quad 4$$

Superficies sin  
aletas

$$A_m = \frac{1}{2} (A_1 + A_2)$$

Superficies con  
aletas

$$A_m = \frac{1}{2} (\eta_1 A_1 + \eta_2 A_2) \quad 5, 6$$



"UN PILAR DE CIENCIA Y  
TECNOLOGÍA EN ZACATECAS"

FORMANDO  
PROFESIONALES  
DE  
LA QUÍMICA



JORNADAS DE CIENCIAS  
QUÍMICAS  
FECHAS  
29 al 31 de Agosto 2017

Por último la  $\Delta T_m$  que se requiere para aplicar la *Ecuación 1*, corresponde a la diferencia equivalente promedio de temperaturas entre los fluidos dentro de los equipos de transferencia de calor. Enseguida se muestran los diferentes tipos de circulación de un fluido con su respectiva ecuación.

Flujo en paralelo: 
$$\Delta T_{m_s} = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln \frac{(T_1 - t_1)}{(T_2 - t_2)}} \quad 7.a$$

Flujo en contracorriente: 
$$\Delta T_{m_\infty} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} \quad 7.b$$

Flujo en corriente cruzada: 
$$\Delta T_{m_{fc}} = \omega (T_1 - t_1) \quad 7.c$$

Donde  $\omega = f(x, \Psi)$  
$$x = \frac{(T_1 - T_2)}{(T_1 - t_1)} \quad \Psi = \frac{(t_2 - t_1)}{(T_1 - t_1)} \quad 7.d$$

Para llevar a cabo un adecuado diseño mecánico de un intercambiador de calor es necesario primero contar con el diseño térmico antes de comenzar con los cálculos. Primero se deben definir las características de los tubos, como son la longitud (L), el diámetro nominal (d), el arreglo que tendrán dentro del envolvente y el espesor BWG. Una vez establecido, se inicia con el cálculo del número de tubos necesario ( $N_t$ ) mediante la *Ecuación 8* y el cálculo del área de flujo por los tubos  $a_f$  con la *Ecuación 9*, *n en esta*, es el número de pasos por los tubos (se fija de acuerdo a la caída de presión permisible).

$$N_t = \frac{A}{a_e L} \quad 8$$

$$a_f = \frac{N_t a_e}{144n} \quad 9$$

En seguida se obtiene el diámetro interior de la envolvente ( $D_i$ ) y el diámetro límite de los tubos ( $D_{olt}$ ) y a continuación se calcula la velocidad lineal ( $V$ ) mediante la ecuación:

$$V = \frac{m}{\rho} \quad 10$$

Para el caso en que se utiliza agua dentro de los tubos, como mínimo se tendrá una velocidad de 3 ft/s para evitar la incrustación y como máximo una de 10 ft/s para evitar la erosión. A continuación se obtiene el número de Reynolds ( $Re$ ) conociendo la viscosidad del líquido ( $\mu$ ) a la temperatura media:

$$Re = \frac{m \cdot d_i}{\mu} \quad 11$$

Luego se calcula el coeficiente individual de película para el lado de los tubos ( $h_{io}$ ), mediante la *Ecuación 12*. El factor  $\phi_t$  se puede tomar igual a la unidad, cuando no haya gran variación de la viscosidad..



FORMANDO PROFESIONALES DE LA QUÍMICA  
"UN PILAR DE CIENCIA Y TECNOLOGÍA EN ZACATECAS"



$$h_i = J_H \frac{k}{di} (Pr)^{1/3} \phi_t \quad 12$$

Para concluir calcula la caída de presión mediante los siguientes pasos:

Paso 1. Se obtiene el factor de fricción (f)

Paso 2. Se determina la caída de presión en la sección recta  $\Delta P_r$  mediante la Ecuación 13.

Paso 3. Se calcula la caída de presión en el retorno  $\Delta P_{rt}$  mediante la Ecuación 14.

Paso 4. Calcular la caída de presión total del lado de los tubos  $\Delta P_T$  mediante la Ecuación 15

$$\Delta P_r = \frac{f m^2 L n}{2 g_c \rho D \phi_t} \quad 13$$

$$\Delta P_{rt} = \frac{4 n V^2}{2 g_c} * \frac{\rho}{144} \quad 14$$

$$\Delta P_T = \Delta P_r + \Delta P_{rt} \quad 15$$

Una vez concluidos los cálculos del lado de los tubos, se prosigue con la determinación del coeficiente individual de transmisión de calor para la envolvente así como su caída de presión. Para iniciar con los cálculos, se obtiene el arreglo de los tubos en paralelo ( $P_p$ ) y normal al flujo ( $P_n$ ). Enseguida se determina el número de hileras de tubos en la sección de flujo cruzado ( $N_c$ ):

$$N_c = \frac{D_i [1 - 2(i_c/D_i)]}{P_p} \quad 16$$

Luego se determina la fracción de tubos totales en la zona de flujo transversal. Se prosigue con el número de hileras efectivas de tubos, sometidas a flujo cruzado en cada ventana (NCW):

$$NCW = \frac{0.8 i_c}{P_p} \quad 17$$

Luego el Área para arreglo triangular ( $S_m$ ):

$$S_m = B \left[ D_i - D_o l t + \left( \frac{D_o l t - d_o}{P_n} \right) (P - d_o) \right] \quad 18$$

Y el Área de fuga entre tubos y mamparas  $S_{tb}$ :

$$S_{tb} = 0.0245 d_o N_t (1 + F_c) \quad 19$$

El área de fuga entre la mampara y la envolvente  $S_{sb}$  se puede obtener de la clasificación R del código TEMA. El Área de flujo a través de la ventana  $S_w$ . Se obtiene de la diferencia del área total de ventana  $S_{wg}$  y el área ocupada por los tubos de la ventana  $S_{wt}$ :

$$S_w = S_{wg} - S_{wt} \quad 20$$

$$S_{wt} = \frac{D_i^2}{4} \left\{ \left[ \cos^{-1} \left( 1 - \frac{2i_c}{D_i} \right) \right] - \left[ \left( 1 - \frac{2i_c}{D_i} \right) \sqrt{1 - \left( 1 - \frac{2i_c}{D_i} \right)} \right] \right\} \quad 21$$

FORMANDO  
PROFESIONALES  
DE LA QUÍMICA"UN PILAR DE CIENCIA Y  
TECNOLOGÍA EN ZACATECAS"

$S_{wg}$  se puede obtener de la *Figura 2.17* (Hernández<sup>11</sup>, 2016, pág. 45).

Ahora se calcula el coeficiente individual de transmisión del calor del lado de la envolvente. Primero calcular el Número de Reynolds del lado de la envolvente.

$$Re = \frac{12d_oM}{\mu S_m} \quad 22$$

Enseguida se obtiene el factor  $J_k$  para un banco ideal de tubos, luego se calcula el coeficiente individual de transmisión de calor para el lado del envolvente ( $h_s$ ):

$$h_s = Jk c_p \frac{144W}{S_m} \left( \frac{k}{c_p \mu} \right)^{2/3} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad 23$$

Ahora se puede calcular el coeficiente global de transferencia de calor ( $U_D$ ) para corroborar que el valor supuesto fue el correcto. También se puede evaluar el coeficiente global limpio ( $U_C$ ) sin tomar en cuenta el factor de ensuciamiento ( $R_d$ )

$$U_D = \frac{1}{\frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_s} + R_d} \quad U_C = \frac{1}{\frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_s}} \quad 24, 25$$

Por último se evalúan las pérdidas en la presión por el lado de la envolvente. Comenzamos determinando el factor de fricción  $f_k$ . Enseguida se obtiene la caída de presión para una sección ideal de flujo cruzado ( $\Delta P_{bk}$ ) con la *Ecuación 26*. Luego se calcula la caída de presión ideal para la sección de la ventana para  $Re > 100$  mediante la *Ecuación 26* y se encuentra el factor de corrección  $R_I$  (efecto de fugas en las mamparas) y  $R_b$  (debido a las corrientes de by-pass) de la *Figura 2.21* y *Figura 2.22* respectivamente (Hernández<sup>11</sup>, 2016, pág. 45). Finalmente calcular la caída de presión total ( $\Delta P_s$ ) del lado de la envolvente (*Ecuación 27*).

$$\Delta P_{bk} = 0.69 * 10^{-6} f_k \frac{M^2 N_c}{\rho S_m^2} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad 26$$

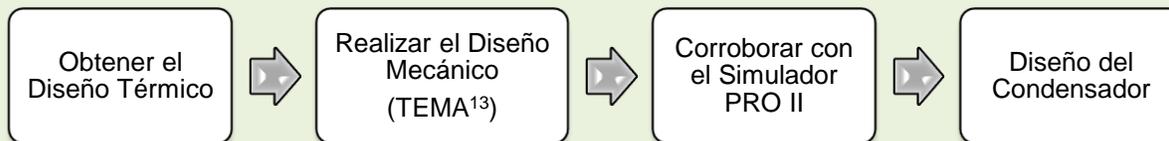
$$\Delta P_{wk} = 1.73 * 10^{-7} \frac{M^2 (2 + 0.6 N C W)}{S_m \rho S_w} \quad 27$$

$$\Delta P_s = (N_b - 1) (\Delta P_{bk}) R_b + N_b \Delta P_{wk} R_I + 2 \Delta P_{bk} R_b \left( 1 + \frac{N_{cw}}{N_c} \right) \quad 28$$

## METODOLOGÍA

La metodología empleada en este trabajo se esquematiza en la Figura 1.

Figura 1



Metodología utilizada en el Diseño del Condensador

La composición de la mezcla que procede del domo de la columna de destilación y que constituye la corriente de entrada del fluido caliente al condensador se muestra en la *Tabla 1*.

Tabla 1. Fracciones molares en el domo de la torre de destilación<sup>12</sup>.

Componente	Composición	Componente	Composición	Componente	Composición
e	n	e	n	e	n
n-C6	0.168	n-C22	4.22E-06	1122-TetPhC2	3.41E-06
n-C7	0.362	n-C25	9.36E-09	TetPhenylC2	1.23E-10
n-C10	0.126	n-C30	2.09E-08	TriPhenylC1	2.16E-04
n-C13	0.305	Azufre	3.41E-06	TetraPhnylC1	1.74E-10
n-C17	0.0386			1	

Con respecto a la corriente de entrada de agua, se planteó utilizar agua a temperatura ambiente, fijándola en 20°C, y utilizando una presión de 2 atm utilizado como regla heurística cuando la presión de la carcasa se encuentra a vacío. También se estableció la caída de presión, utilizando la recomendada de 10 Kpa para el lado de los tubos y de 3 KPa para el lado de la coraza. Como modelo termodinámico para representar el sistema en turno se utilizó la ecuación de estado Soave Redlich Kwong, recomendada para el tipo de elementos que componen la mezcla de trabajo por la referencia Using Process Simulators in Chemical Engineering.

## RESULTADOS

El número de pasos resultante es de 4 pasos por los tubos y 2 por la coraza, lo cual mantiene la caída de presión permisible para el lado de los tubos en 3 psias. La orientación del condensador, es horizontal debido al manejo que se puede dar de la caída de presión utilizando diferentes materiales para la carcasa y al bajo nivel de ensuciamiento que presenta. Se utilizan tubos de ¾ de pulgada con un BWG de 16 lo que da como resultado un diámetro interno de 0.62 in. El largo de los tubos resulta de 6m lo que se entiende como una medida considerada dentro de lo normal



UAZ

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE  
ZACATECAS  
"Francisco García Salinas"

USCA



UNIDAD ACADÉMICA DE CIENCIAS QUÍMICAS

FORMANDO  
PROFESIONALES  
DE LA QUÍMICA"UN PILAR DE CIENCIA Y  
TECNOLOGÍA EN ZACATECAS"

tomando en cuenta aplicaciones similares. Por último puede mencionarse que la disposición de los deflectores de manera transversal a la coraza permite un verdadero flujo transversal, lo cual favorece el intercambio de calor entre las paredes y el fluido.

## CONCLUSIONES

El desempeño efectivo de un intercambiador de calor requiere de un diseño adecuado además de una comprensión profunda de las variables y sus impactos. Para lograr esto se vuelve necesaria una metodología adecuada que permita variar condiciones y encontrar las especificaciones del equipo y características de operación que mejor convengan para los fines buscados. Para este trabajo se concluyó que son necesarios 160 tubos de 6 m de longitud y 17.78 mm en un volumen de coraza de 2.336 m<sup>2</sup> para satisfacer las necesidades del proceso en turno.



FORMANDO  
PROFESIONALES  
DE LA QUÍMICA

"UN PILAR DE CIENCIA Y  
TECNOLOGÍA EN ZACATECAS"



FECHAS  
29 al 31 de Agosto 2017

## BIBLIOGRAFÍA

1. Brauer H., *Compact heat exchangers*, J. Chem. Process Eng. 45 (8) (1964) 451–460.
2. Ota T., Aiba S., Tsuruta T., Kaga M., *Forced convection heat transfer from an elliptic cylinder of axis ratio 1:2*, Bull. JSME 26 (1983) 262–267.
3. Gharbi N.E., Kheiri A., Ganaoui M.E., Blanchard R., *Numerical optimization of heat exchangers with circular and non-circular shapes*, J. Case Studies in Thermal Engineering (2015) 194–203.
4. Merker G.P., Hanke H., *Heat transfer and pressure drop on the shell-side of tube-banks having oval-shaped tubes*, Int. J. Heat Mass Transf. 29 (12) (1986) 1903–1909.
5. R. Gregorig, *Film condensation of fine grooved surfaces with consideration of surface tension*, ZAMP 5 (1954) 36–49.
6. D.G. Thomas, *Enhancement of film condensation heat transfer rates on vertical tubes by vertical wires*, Ind. Eng. Chem. Fundam. 6 (1967) 97–103.
7. J. Wu, J. Zhou, Y. Chen, M. Wang, C. Dong, Y. Guo, *Experimental investigation on enhanced heat transfer of vertical condensers with trisection helical baffles*, Energy Conversion and Management 109 (2016) 51–62.
8. Bejan, A., 1978. *General criterion for rating heat-exchanger performance*. Int. J. Heat Mass Transfer 21, 655e658.
9. H. Hajabdollahi, P. Ahmadi, I. Dincer, *Thermoeconomic optimization of a shell and tube condenser using both genetic algorithm and particle swarm*, Int. J. Refrigeration, 34 (2011) 1066-1076.
10. B. Khalifeh Soltan, M. Saffar-Avval, E. Damangir, *Minimizing capital and operating costs of shell and tube condensers using optimum baffle spacing*, Applied Thermal Engineering 24 (2004) 2801–2810.
11. O.E. Gómez Hernández, *"Diseño de un condensador total para un separador de aceite de motor"* Tesis. Universidad Autónoma de Zacatecas, Zacatecas (2016).
12. O. Sigala-Valdez, J.M. García-González, *Simulación de una torre de destilación para una mezcla de aceites de motor*, Universidad Autónoma de Zacatecas, Zacatecas (2014).
13. TEMA, *Standards of the tubular exchanger manufacturers association*. New York (1999)
14. J.F. Salazar-Valdez, *Diseño de equipos de transferencia de calor*, Universidad Autónoma de Nuevo León, San Nicolás de los Garza, N.L. (2001).