



UNIVERSIDAD  
TECNOLÓGICA  
NACIONAL  
FACULTAD  
REGIONAL  
DELTA

# CAPÍTULO 07

## Diseño de Equipos

Producción de Ácido Tereftálico Purificado

## ÍNDICE

<b>07. Diseño de equipos .....</b>	<b>2</b>
<b>07.1 Diseño de la torre de absorción T-200.....</b>	<b>2</b>
<b>07.1.1. Procedimiento de cálculo .....</b>	<b>3</b>
<b>07.1.2. Cálculos .....</b>	<b>4</b>
<b>07.1.3. Resultados .....</b>	<b>9</b>
<b>07.1.4. Aspectos constructivos .....</b>	<b>9</b>
<b>07.1.5. Requerimientos para el diseño seguro .....</b>	<b>20</b>
<b>07.1.6. Diseño mecánico .....</b>	<b>23</b>
<b>07.2. Diseño del condensador E-300.....</b>	<b>28</b>
<b>07.2.1. Procedimiento de cálculo .....</b>	<b>28</b>
<b>07.2.2. Selección de geometría .....</b>	<b>28</b>
<b>07.2.3 Verificación del intercambiador .....</b>	<b>33</b>
<b>07.2.4 Verificación Hidráulica .....</b>	<b>37</b>
<b>07.2.5 Diseño Mecánico .....</b>	<b>39</b>

## 07. Diseño de equipos

En esta sección, se describirá el diseño de dos equipos de la planta de producción de Ácido Tereftálico Purificado, la torre de absorción T-200, que corresponde a la zona de recuperación y el condensador E-300 de la zona de purificación.

La descripción del diseño abarcará fundamentos teóricos, conceptos y asunciones, así como procedimientos de cálculos del diseño químico.

También se incluyen procedimientos de cálculo para el diseño mecánico de los equipos sometidos a presión, así como tuberías y conexiones.

### 07.1 Diseño de la torre de absorción T-200

Se requiere diseñar una columna de absorción que sea capaz de lavar una corriente gaseosa, proveniente del condensador de reflujo de la zona 100, de 21 ton/h con agua como solvente. Esta corriente está compuesta principalmente por ácido acético, agua y gases de combustión como el monóxido de carbono, dióxido de carbono y trazas de bromuro de hidrógeno.

La columna será del tipo de platos perforados y tendrá un porcentaje de absorción de ácido acético del 98%. La columna operará de forma no isotérmica y a una presión de 22 bar.

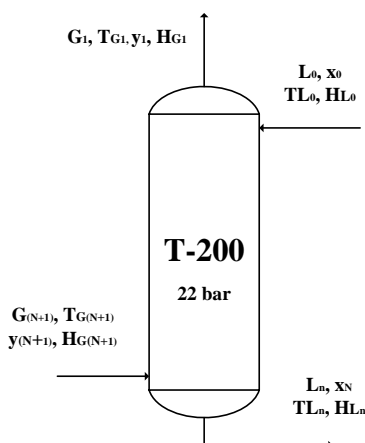


Ilustración 7.1-1: Diagrama T-200. Fuente: Elaboración propia.

La corriente de gases ingresa por el fondo de la columna a 223° C y 22 bar de presión, para ser lavada en contracorriente con agua a 216° C y 22 bar de presión.

### 07.1.1. Procedimiento de cálculo

Como punto de partida, para el cálculo, se debe contar con la curva de equilibrio y las especificaciones de entrada y salida de todas las corrientes de la torre.

El método de cálculo será iterativo y el desarrollo estará basado en expresiones de equilibrio, así como balances de materia y energía.

Para las soluciones que siguen la ley de Raoult, tenemos:

$$y = \frac{p}{p_t} \cdot x = m \cdot x$$

En donde p, es la presión de vapor del ácido acético y p<sub>t</sub> es la presión de operación del absorbedor. La presión de vapor del ácido acético será una función de la temperatura, debido a la operación no isotérmica de la columna. La expresión para “p” se obtiene de la *Tabla 2-8 “vapor pressure of inorganic and organic liquids”* de *“Perry’s Chemical Engineers’s Handbook, 9th edition”*

Entonces, la expresión para la presión de vapor del ácido acético queda determinada por:

$$p = e^{(53,27 - \frac{6304,5}{T} - 4,2985 \cdot \ln(T) + 8,89e^{-18} \cdot T^6)} \text{ Pa}$$

Y la pendiente de la curva de equilibrio como:

$$m = \frac{e^{[53,27 - \frac{6304,5}{T} - 4,2985 \cdot \ln(T) + 8,89e^{-18} \cdot T^6]}}{p_t}$$

Para los balances de energía, las capacidades caloríficas que se encontrarán en el rango de temperaturas de operación de la torre serán consideradas constantes, ya que, en dicho rango la variación es mínima. Los valores considerados son los siguientes:

$$C_{p_{G_I}} = 34040 \frac{J}{\text{kmol} \cdot K}$$

$$C_{p_{H_2O}} = 59690 \frac{J}{kmol \cdot K} \text{ como líquido.}$$

$$C_{p_{C_2H_4O_2}} = \begin{cases} 94700 \frac{J}{kmol \cdot K} \text{ como vapor.} \\ 1,68e^{05} \frac{J}{kmol \cdot K} \text{ como líquido.} \end{cases}$$

El calor latente de evaporación del ácido acético a 273 K y 22 bar es:

$$\lambda_{C_2H_4O_2} = 2,53e^{07} \frac{J}{kmol \cdot K}$$

Las expresiones para las entalpías a  $T_0$  para el ácido acético, líquido y gaseoso son:

$$H_l = (1 - x) \cdot C_{p(l)H_2O} (T_L - T_0) + x \cdot C_{p(l)HAC} \cdot (T_L - T_0)$$

$$H_g = (1 - y) \cdot C_{p_l} (T_G - T_0) + y \cdot C_{p(g)HAC} \cdot (T_L - T_0) + y \cdot \lambda_{vap}$$

### 07.1.2. Cálculos

1. Con el valor del porcentaje de absorción y el caudal molar de la corriente gaseosa de entrada, se calcula la corriente gaseosa de salida y sus composiciones. Esto es posible ya que se considera que el caudal de gas inerte permanece constante a lo largo de la torre.

- $G_{N+1}$ , es el caudal molar de la corriente gaseosa de entrada.
- $G_1$ , es el caudal molar de la corriente gaseosa de salida.
- $y_{N+1}$ , la fracción molar de ácido acético en la corriente gaseosa de entrada.
- $y_1$ , la fracción molar de ácido acético en la corriente gaseosa de salida.

El caudal de gas inerte se puede expresar como:

$$G_I = G_{N+1} \cdot (1 - y_{N+1})$$

La corriente gaseosa que abandona la torre estará compuesta por el gas inerte más el porcentaje de ácido acético no absorbido, entonces:

$$G_1 = G_{N+1} \cdot (1 - y_{N+1}) + G_{N+1} \cdot \left(1 - \frac{\%Abs}{100}\right)$$

Y la fracción de ácido acético será:

$$y_1 = \frac{G_{N+1} \cdot (1 - y_{N+1})}{G_1}$$

Las variables por calcular en el proceso de iteración serán la temperatura del gas de salida,  $T_{G1}$ , y el caudal de agua de lavado,  $L_o$ .

Para comenzar el proceso de iteración estos valores serán supuestos.

Los valores de  $L_n$  y  $x_n$ , caudal de líquido en la corriente de salida y composición de ácido acético en la corriente líquida de salida, serán calculados a través de un balance global de materia en la torre.

Teniendo en cuenta que en la operación no hay acumulación, generación ni consumo de materia, el balance de masa queda como:

$$L_0 + G_{N+1} = L_n + G_1$$

Entonces,

$$L_n = L_0 + G_{N+1} - G_1$$

Con el balance global de ácido acético obtenemos la composición en la corriente líquida de salida:

$$L_0 \cdot x_0 + G_{N+1} \cdot y_{N+1} = L_n \cdot x_n + G_1 \cdot y_1$$

$$x_n = \frac{L_0 \cdot x_0 + G_{N+1} \cdot y_{N+1} - G_1 \cdot y_1}{L_n}$$

2. Se plantea el balance de energía global y para ello se calculan las entalpías para cada corriente, con las expresiones anteriormente mencionadas. El balance de energía se expresa como:

$$L_0 \cdot H_{l(0)} + G_{n+1} \cdot H_{g(n+1)} = L_n \cdot H_{l(n)} + G_1 \cdot H_{g(1)} + Q_T$$

Donde  $Q_T = 0$ , ya que la operación es adiabática.

A través del balance, se calcula el valor de la entalpía en la corriente líquida de salida.

$$H_{l(n)} = \frac{L_0 \cdot H_{l(0)} + G_{n+1} \cdot H_{g(n+1)} - G_1 \cdot H_{g(1)}}{L_0}$$

A partir de esto, se puede calcular la temperatura de la corriente líquida de salida, como:

$$T_{L_n} = \frac{H_{L_n} + T_0 [(1 - x_n) \cdot C_{p(l)H_2O} + x \cdot C_{p(l)C_2H_4O_2}]}{(1 - x_n) \cdot C_{p(l)H_2O} + x \cdot C_{p(l)C_2H_4O_2}}$$

3. Con estos cálculos, se realiza el balance de materia y energía plato a plato, comenzando por el fondo de la columna hasta el tope.

3.1. Balance de materia para el  $n$ -ésimo plato.

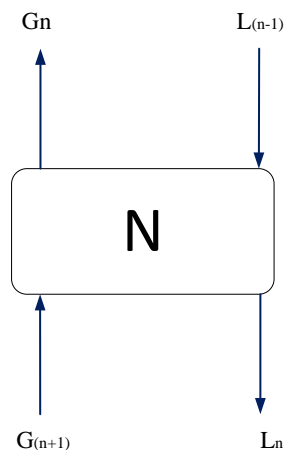


Ilustración 7.1.2-1: Diagrama  $n$ -ésimo plato teórico. Fuente: Elaboración propia.

Las corrientes  $G_n$  y  $L_n$  se encuentran en equilibrio, por lo tanto, tendrán la misma temperatura y sus composiciones quedarán determinadas por la ley de Raoult. Entonces,

$$T_{(G)n} = T_{(l)n}$$

$$y_n = m \cdot x_n$$

Con estos valores es posible calcular la entalpía en estado gaseoso,  $H_{g(n)}$ .

Una vez que tenemos la composición del ácido acético en la corriente gaseosa, “n”, se calcula el caudal molar,  $G_n$ .

$$G_n = \frac{G_{n+1} \cdot (1 - y_{n+1})}{(1 - y_n)}$$

Luego, son calculados el caudal  $L_{n-1}$  y  $x_{n-1}$ , como:

$$L_{n-1} = G_n + L_n - G_{n+1}$$

$$x_{n-1} = \frac{G_n \cdot y_n + L_n \cdot x_n - G_{n+1} \cdot y_{n+1}}{L_{n-1}}$$

**3.2.** A través del balance de energía en el plato, calculamos  $H_{L_{n-1}}$ :

$$H_{l(n-1)} = \frac{G_n \cdot H_{g(n)} + L_n \cdot H_{l(n)} - G_{n+1} \cdot H_{g(n+1)}}{L_{n-1}}$$

Y con los valores de  $H_{l(n-1)}$  y  $x_{n-1}$  calculamos  $T_{l(n-1)}$  con:

$$T_{L_{n-1}} = \frac{H_{l(n-1)} + T_0 [(1 - x_{n-1}) \cdot C_{p(l)H_2O} + x_{n-1} \cdot C_{p(l)C_2H_4O_2}]}{(1 - x_{n-1}) \cdot C_{p(l)H_2O} + x_{n-1} \cdot C_{p(l)C_2H_4O_2}}$$

**3.3.** Se repite el procedimiento de cálculo plato a plato hasta encontrar la etapa en la que las composiciones y temperaturas sean las mismas que las calculadas para el tope, a través de los balances globales de materia y energía. Cuando dichos valores coincidan, los valores del caudal de agua de lavado y temperatura de salida del gas, supuestos serán los correctos.

#### 4. Eficiencia global:

El cálculo del número de etapas reales que serán requeridas para cumplir con los requerimientos estará basado en la expresión de la “Eficiencia global en la columna”, este se representa como:

## Proyecto Final – Producción de Ácido Tereftálico Purificado

$$E_o = \frac{\text{número de platos ideales requerido}}{\text{número de platos reales requerido}}$$

Ilustración 7.1.2-2: Eficiencia total del plato. Fuente: Operaciones de Transferencia de Masa- Robert Treyball - 2ed

El Valor para  $E_o$  lo obtenemos a partir de la figura 6.24 “Eficiencia global de los platos de los absorbedores de platos de capucha”.

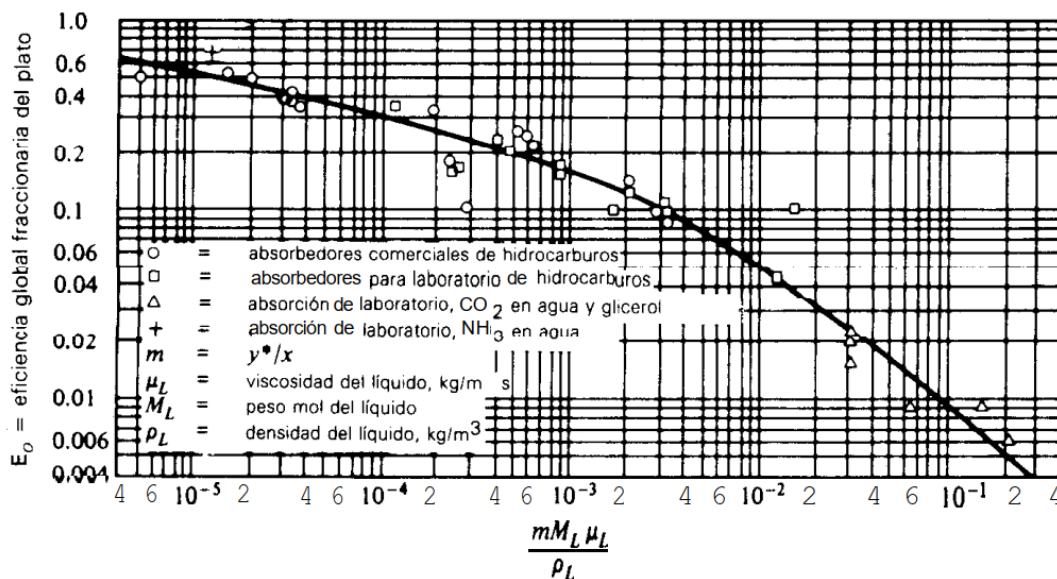


Figura 6.24 Eficiencia global de los platos de los absorbedores de platos de capucha (por O'Connell <sup>(90)</sup>). Para  $\mu_L$  en centipoises y  $\rho_L$  en  $\text{lb}_m/\text{ft}^3$ , utilizar como abscisa  $6.243(10^{-5}) m M_L \mu_L / \rho_L$ .

Ilustración 7.1.2-3: Eficiencia global de los platos de los absorbedores de platos de capucha. Fuente: Operaciones de Transferencia de Masa - Robert Treyball - 2ed

El método consiste en calcular la abscisa al origen y a partir de ese valor, trazar una línea recta en el gráfico hasta interceptar con la curva de este. De ahí hacia la izquierda obtenemos el valor de la ordenada al origen,  $E_o$ .

$$\frac{m \cdot M_L \mu_L}{\rho_L} = 2,36 \times 10^{-6}$$

Para este valor de abscisa,  $E_o = 0,6$ . Entonces:

$$N^\circ \text{ de platos reales} = \frac{N^\circ \text{ de etapas teóricas}}{E_o}$$

$$N^\circ \text{ de platos reales} = \frac{9}{0,6} = 15$$

Por lo tanto, se requieren 15 platos para cumplir con los requerimientos de diseño.

### **07.1.3. Resultados**

A partir de los cálculos anteriormente mencionados, se determina que se requiere de un total de 9 etapas teóricas en la columna para cumplir con los requerimientos de diseño y 15 etapas reales.

Los valores para el caudal de agua de lavado y temperatura del gas de salida son de 6600kg/h y 231 °C respectivamente.

El caudal de líquido en la corriente de salida tendrá una temperatura de 249 °C.

### **07.1.4. Aspectos constructivos**

#### ***07.1.4.1. Material de construcción:***

Debido a las condiciones de corrosión de entrada, la torre será fabricada con Acero Inoxidable 316 L.

El acero tipo 316 es un acero inoxidable austenítico de cromo-níquel que contiene entre 2 y 3% de molibdeno. El acero inoxidable de grado 316 es particularmente efectivo en ambientes ácidos, como lo es el caso de nuestra operación.

Este grado de acero es efectivo para proteger contra la corrosión causada por los ácidos sulfúrico, clorhídrico, acético, fórmico y tartárico, así como también por los sulfatos ácidos y los cloruros alcalinos.

#### ***07.1.4.2. Diseño de los platos perforados:***

El diámetro de la torre debe escogerse de tal forma que se adapte al flujo; se deben seleccionar los detalles de arreglo de los platos; hay que calcular la caída de presión del gas y los límites para la inundación, se deben establecer seguridades en contra del excesivo “lloriqueo” y del exagerado arrastre del líquido en el gas.

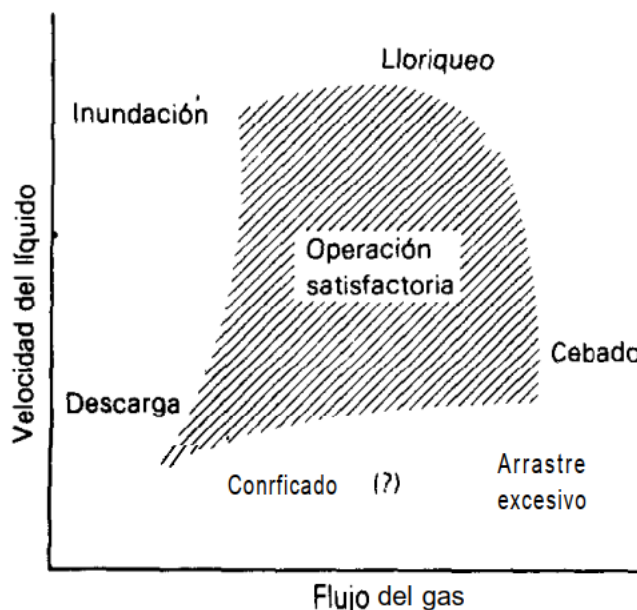


Ilustración 7.1.4-1: Características de operación de los platos perforados. Fuente: Operaciones de Transferencia de Masa - Robert Treyball - 2 ed

### 2.1. Espaciamiento entre platos:

Como primera instancia, el espaciamiento entre platos se escoge en base a la facilidad para la construcción, mantenimiento y costo; posteriormente se verifica para evitar cualquier inundación y arrastre excesivo del líquido en el gas.

Para la mayoría de los diámetros de torre, exceptuando los más pequeños, un espaciamiento entre platos debe tener como mínimo 50 cm, considerando como punto de vista la limpieza de la torre.

En nuestro caso, se parte el cálculo con un espaciamiento de 50 cm, y posteriormente se verifican cuestiones de inundación.

### 2.2. Perforaciones en el plato:

Generalmente, se utilizan diámetros de los orificios de 3 a 12 mm y con más frecuencia de 4,5 mm. El espesor de la hoja metálica suele ser  $\frac{1}{2}$  del diámetro del orificio para acero inoxidable.

Estos valores serán tomados de la tabla 6.2 “Dimensiones recomendadas para torres de platos perforados”.

Tabla 6.2 Dimensiones recomendadas para torres de platos perforados

1. Constantes de inundación $C_F$ [Eqs. (6.29) and (6.30)], $d_o < 6 \text{ mm}$ ( $\frac{1}{4} \text{ in}$ )					
Rango de $\frac{A_a}{A_o}$	Rango de $\frac{L'}{G'} \left( \frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{0.5}$	Unidades de $t$	Unidades de $o$	Unidades de $V_f$	$\alpha, \beta$
> 0.1	0.01–0.1, utilizar valores en 0.1				
		m	N/m	m/s	$\alpha = 0.0744t + 0.01173$ $\beta = 0.0304t + 0.015$
		en	dinas/cm $\times 10^{-3}$	ft/s	$\alpha = 0.0062t + 0.0385$ $\beta = 0.00253t + 0.050$
< 0.1 Multiplicar $\alpha$ y $\beta$ por $5A_o/A_a + 0.5$					
2. Diámetro el orificio, espesor del plato					
Diámetro del orificio		Espesor del plato/diam. orif.			
m	in	Acero	inoxidable	acero al carbón	
3.0	$\frac{1}{8}$	0.65			
4.5	$\frac{1}{16}$	0.43			
6.0	$\frac{1}{4}$	0.32			
9.0	$\frac{3}{8}$	0.22		0.5	
12.0	$\frac{1}{2}$	0.16		0.38	
15.0	$\frac{5}{8}$	0.17		0.3	
18.0	$\frac{3}{4}$	0.11		0.25	
3. Profundidad del liquido					
50 mm (2 in) mínimo		100 mm (4 in) máximo			
4. Área activa típica					
Diámetro de la torre		$\frac{A_a}{A_t}$			
m	ft				
1	3	0.65			
1.25	4	0.70			
2	6	0.14			
2.5	8	0.76			
3	10	0.78			

Ilustración 7.1.4-2: Dimensiones recomendadas para torres de platos perforados. Fuente: Operaciones de Transferencia de Masa- Robert Treyball - 2ed

Normalmente, el soporte periférico del plato, 25 a 50 mm de ancho, ocupa más del 15% de la sección transversal de la torre, los vertederos requieren un área adicional. El resto es utilizado para las perforaciones activas (área activa,  $A_a$ ,

Los orificios se colocan en los vértices de triángulos equiláteros a distancias entre los centros de 2,5 a 5 diámetros de los orificios.

Se toma un diámetro de orificio,  $d_o$ , de 4,5 mm y se considera una distribución en forma de triángulos equiláteros con distancias entre los centros de los orificios,  $p'$ , de 12 mm.

De la tabla 6.2 se sabe que:

$$\frac{l}{d_o} = 0,43$$

Por lo tanto, los orificios estarán hechos sobre una hoja metálica con un espesor,  $l$ , de 2mm.

$$\frac{A_0}{A_a} = \frac{\text{Área del orificio}}{\text{Área activa}} = 0,907 \left( \frac{d_0}{p'} \right)^2$$

### 2.3. Diámetro de la torre:

El diámetro de la torre y, en consecuencia, su área transversal debe ser lo suficientemente grande para manejar el flujo de gas y del líquido dentro del rango de operación satisfactoria, con respecto a un tipo dado de plato en la inundación, la velocidad superficial del gas,  $V_F$  (flujo volumétrico del gas  $Q$ / sección transversal neta para el flujo  $A_n$  está relacionada con las densidades del fluido mediante:

$$V_F = C_F \left( \frac{\rho_L - \rho_G}{\rho_G} \right)^{1/2}$$

La sección transversal neta,  $A_n$ , es la sección transversal de la torre,  $A_t$ , menos el área tomada en las tuberías de descenso,  $A_d$ .

Para el diseño, se toman valores de  $V$ , pequeños y se considera un 80% de  $V_F$ . Este valor será posteriormente verificado con respecto a las características de arrastre del líquido en el gas y a la caída de presión.

Los vertederos serán simples partes de la sección transversal de la torre eliminadas para que el líquido fluya por los platos verticales y serán colocados lo suficientemente cerca del plato inferior como para que se una al líquido de ese plato y evitar que el gas ascienda por el vertedero.

Los derramaderos serán del tipo recto y su longitud será determinada a través de la tabla 6.1 “*Condiciones y dimensiones generales recomendadas para las torres de platos*”.

En forma tentativa, se escoge una longitud de derramadero de  $W = 0,7.T$  donde  $W$  y  $T$ , son la longitud del derramadero y diámetro de la torre, respectivamente. Este valor será verificado posteriormente con respecto a criterios de inundación.

**Tabla 6.1 Condiciones y dimensiones generales recomendadas para las torres de platos**

1. Espaciamiento de los platos			
Diámetro de la torre, $T$		Espaciamiento de la torre, $t$	
m	ft	m	in
		0.15	6 <b>mínimo</b>
1 menos	4 menos	0.50	20
1-3	4-10	0.60	24
3-4	10-12	0.75	30
4-8	12-24	0.90	36
2. Flujo del líquido			
<b>a.</b> No superior a $0.015 \text{ m}^3/(\text{m diam}) \cdot \text{s}$ ( $0.165 \text{ ft}^3/\text{ft} \cdot \text{s}$ ) para platos de flujo transversal de un solo paso			
<b>b.</b> No superior a $0.032 \text{ m}^3/\text{longitud de derramadero}$ ( $0.35 \text{ ft}^3/\text{ft} \cdot \text{s}$ ) para otros.			
3. Sellado de los vertederos			
<b>a.</b> Vacío, n, 5 mm <b>minimum</b> , 10 de <b>preferencia</b> ( $\frac{1}{4} - \frac{1}{2} \text{ in}$ )			
<b>b.</b> <b>Presión atmosférica</b> y superior, 25 mm mínimo, 40 mm de preferencia (1-1.5 in)			
4. Longitud del derramadero para derramaderos rectangulares rectos, <b>platos</b> de flujo <b>transversal</b> , <b>0.6T</b> a <b>0.8T</b> , <b>0.7T</b> típica			
Longitud del derramadero $W$	Distancia desde centro de la torre	Porcentaje del brea de la torre utilizada por un vertedero	%
0.55 $T$	0.4181 $T$	3.877	
0.60 $T$	0.3993 $T$	5.257	
0.65 $T$	0.25167	6.899	
0.70 $T$	0.3562 $T$	8.808	
0.75 $T$	0.32% $T$	11.255	
0.80 $T$	0.1991 $T$	14.145	
5. Caída de presión normal por plato			
Presión total		Caída de presión	
35 mmHg abs		3 mm Hg o menos	
1 std atm		500-800 $\text{N/m}^2$ (0.07-0.12 $\text{lb}_f/\text{in}^2$ )	
2 $\times 10^6 \text{ N/m}^2$		1000 $\text{N/m}^2$	
300 $\text{lb}_f/\text{in}^2$		0.15 $\text{lb}_f/\text{in}^2$	

Ilustración 7.1.4-3: Condiciones y dimensiones generales recomendadas para las torres de platos. Fuente: Operaciones de Transferencia de Masa - Robert Treyball - 2 ed

Se calcula:

$$\frac{L'}{G'} \left( \frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{1/2} = 0,0989$$

Como este valor se encuentra entre 0,01 y 0,1 de la tabla 6.2 se tiene:

$$\sigma = 0,1 \frac{N}{m}$$

$$\alpha = 0,0744 \cdot t + 0,01173$$

$$\beta = 0,00253 \cdot t + 0,050$$

A partir de estos valores se calcula el coeficiente de inundación,  $C_F$ , como:

$$C_F = \left[ \alpha \cdot \log \frac{1}{\frac{L'}{G'} \left( \frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{\frac{1}{2}}} \right] + \beta \cdot \left( \frac{\sigma}{0,020} \right)^{0,2}$$

En esta ecuación, puesto que  $\frac{L'}{G'} \left( \frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{1/2} < 0,1$ , se toma como valor de tensión superficial,

$$\sigma = 0,1 \text{ N/m}.$$

$$C_F = 0,08 \text{ m/s}$$

**a.** Cálculo de la velocidad para la inundación,  $V_F$  y área neta para el flujo,  $A_n$ :

$$V_F = C_F \left( \frac{\rho_L - \rho_G}{\rho_G} \right)^{1/2}$$

$$V_F = 0,58 \text{ m/s}$$

Tomando como velocidad de operación al 80% del valor de la velocidad de inundación, se obtiene:

$$V = 0,46 \text{ m/s}$$

Los valores para los flujos volumétricos de los fluidos son:

$$Q = 0,27 \text{ m}^3/\text{s} \text{ (flujo volumétrico de gas)}$$

$$q = 0,0022 \text{ m}^3/\text{s} \text{ (flujo volumétrico de líquido)}$$

$$A_n = \frac{Q}{V} = \frac{0,27 \text{ m}^3/\text{s}}{0,46 \text{ m/s}}$$

$$A_n = 0,58 \text{ m}^2$$



Ilustración 7.1.4-4: Plato perforado de capuchas. Fuente: DESTILACIÓN - Clase teórica 2020 ver.1 - Operaciones Unitarias II

Empleando una longitud de vertedero de  $W = 0,65.T$ , ya que, es la que mejor se adapta a las condiciones hidráulicas de la torre, se tiene que el porcentaje del área de la torre utilizada por un vertedero es del 6,899%, es decir, el área neta representará el 93,301% del área total.

$$A_t = \frac{A_n}{1 - 0,06899}$$

$$A_t = \frac{0,58m^2}{1 - 0,06899}$$

$$A_t = 0,63m^2$$

**b.** A partir del valor del área total, se calcula el diámetro de la torre,  $T$  :

$$T = \sqrt{\frac{4 \cdot A_t}{\pi}}$$

$$T = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,63m^2}{\pi}}$$

$$T = 0,89 \text{ m}$$

Por cuestiones constructivas, se toma un diámetro de la torre de:

$$T = 0,90 \text{ m}$$

Se corrige el área total a partir de este nuevo valor de diámetro:

$$A_t = \frac{\pi}{4} \cdot T^2$$

$$A_t = \frac{\pi}{4} \cdot 0,9m^2$$

$$A_{t(corregido)} = 0,71 m^2$$

c. Cálculo del área activa:

Se parte de un diseño con un soporte de anillo y viguetas de 40 mm de espesor entre los vertederos y zonas de desprendimiento y distribución de 50 mm. El valor para estas áreas representa un total de 0,222 m<sup>2</sup>.

Sección transversal del derramadero,  $A_d$ :

$$A_d = A_t \cdot 0,06899$$

$$A_d = 0,71 m^2 \cdot 0,06899$$

$$A_d = 0,04 m^2$$

Entonces el cálculo para el área activa es el siguiente:

$$A_a = A_t - 2 \cdot A_d - \text{área ocupada por (soporte del plato + zonas de desprendimiento y distribución)}$$

$$A_a = 0,71 m^2 - 2 \cdot 0,04 m^2 - 0,222 m^2$$

$$A_a = 0,33 m^2$$

## 2.4.Verificación Hidráulica

Las dimensiones del diseño especificadas para la torre serán viables siempre y cuando se cumpla que estamos fuera del rango de inundación de la torre, ya sea por arrastre del gas o por condiciones de lloriqueo.

**a) Cresta del derramadero,  $h_1$  y altura del derramadero,  $h_w$ :**

La cresta y altura del derramadero se encuentran correlacionadas por las siguientes expresiones:

$$h_1 = 0,666 \left( \frac{q}{W} \right)^{2/3} \left( \frac{W}{W_{eff}} \right)^{2/3}$$

$$\left( \frac{W_{eff}}{W} \right)^2 = \left( \frac{T}{W} \right)^2 - \left\{ \left[ \left( \frac{T}{W} \right)^2 - 1 \right]^{0,5} + \frac{2h_1}{T} \cdot \frac{T}{W} \right\}^2$$

Donde,  $W_{eff}$ , es la longitud efectiva del derramadero.

Iterando entre ambas expresiones obtenemos:

$$h_1 = 0,017 \text{ m}$$

$$W_{eff} = 0,54 \text{ m}$$

De bibliografía, se toma como valor recomendado de altura del derramadero,  $h_w = 0,05 \text{ m}$ .

**b) Caída de presión en seco,  $h_D$ :**

- Calculamos el valor para el coeficiente del orificio como:

$$C_o = 1,09 \left( \frac{d_o}{l} \right)^{0,25}$$

$$C_o = 1,09 \left( \frac{4,5}{2 \text{ mm}} \right)^{0,25}$$

$$C_o = 1,33$$

$$\frac{\text{Área del orificio}}{\text{Área activa}} = 0,907 \left( \frac{d_o}{p'} \right)^2$$

$$A_o = 0,907 \left( \frac{d_o}{p'} \right)^2 A_a$$

$$A_o = 0,907 \left( \frac{4,5mm}{12mm} \right)^2 \cdot 0,33 m^2$$

$$A_o = 0,042 m^2$$

- Velocidad en el orificio:

$$V_o = \frac{Q}{A_o} = \frac{0,27 m^3/s}{0,042 m^2}$$

$$V_o = 6,5 m/s$$

- Reynolds del orificio:

$$Re_o = \frac{d_o \cdot V_o \cdot \rho_G}{\mu_G} = \frac{\frac{16,7kg}{m^3} \cdot 0,0042m \cdot 6,5m/s}{2,6e^{-05}Pa \cdot s}$$

$$Re_o = 18708$$

Como el régimen de flujo es turbulento, el factor de fricción de Fanning se puede calcular como:

$$f = 0,109 \cdot Re_o^{-0,225}$$

$$f = 0,012$$

- Cálculo de  $h_D$ :

$$h_D = \frac{C_o \cdot V_o^2 \cdot \rho_G}{2 \cdot g \cdot \rho_L} \left[ 0,040 \cdot \left( 1,25 - \frac{A_o}{A_n} \right) + 4 \cdot \frac{l \cdot f}{d_o} + \left( 1 - \frac{A_o}{A_n} \right)^2 \right]$$

$$h_D = \frac{1,33 \cdot (6,5m/s)^2 \cdot \frac{16,7kg}{m^3}}{2 \cdot 9,81m/s^2 \cdot 846 \frac{kg}{m^3}} \left[ 0,040 \cdot \left( 1,25 - \frac{0,042 m^2}{0,58 m^2} \right) + 4 \cdot \frac{2mm \cdot 0,012}{4,5mm} + \left( 1 - \frac{0,042 m^2}{0,58 m^2} \right)^2 \right]$$

$$h_D = 0,08 m$$

**c) Frente hidráulico,  $h_L$ :**

- Cálculo de la velocidad activa,  $V_a$ :

$$V_a = \frac{Q}{A_a} = \frac{0,27 \text{ m}^3/\text{s}}{0,33 \text{ m}^2}$$

$$V_a = 0,83 \text{ m/s}$$

- Cálculo del ancho del flujo promedio,  $z$ :

$$z = \frac{T + W}{2} = \frac{0,90\text{m} + 0,80\text{m}}{2}$$

$$z = 0,85\text{m}$$

- Cálculo del frente hidráulico:

$$h_L = 6,10 \times 10^{-03} + 0,725 \cdot h_w - 0,238 \cdot h_w \cdot V_a \cdot \rho_G^{0,5} + 1,225 \cdot \frac{q}{z}$$

$$h_L = 6,10 \times 10^{-03} + 0,725 \cdot 0,05\text{m} - 0,238 \cdot 0,05\text{m} \cdot 0,83 \text{ m/s} \cdot (16,7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3})^{0,5} + 1,225 \cdot \frac{0,0022 \text{ m}^3/\text{s}}{0,85\text{m}}$$

$$h_L = 0,0057\text{m}$$

- d) Caída de presión residual,  $h_R$ :**

$$h_R = \frac{6 \cdot \sigma \cdot g_c}{\rho_L \cdot d_o \cdot g}$$

Para el sistema internacional,  $g_c = 1$ .

$$h_R = \frac{6 \cdot 0,1\text{N/m}}{846 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,0045\text{m} \cdot 9,81\text{m/s}^2}$$

$$h_R = 0,0064\text{m}$$

- e) Caída de presión total del gas,  $h_G$ :**

$$h_G = h_D + h_L + h_R$$

$$h_G = 0,08 \text{ m} + 0,0057\text{m} + 0,0064\text{m}$$

$$h_G = 0,0964 \text{ m}$$

**f) Pérdida de presión a la entrada del líquido,  $h_2$ :**

$$h_2 = \frac{3}{2 \cdot g} \left( \frac{q}{A_{da}} \right)^2$$

Donde  $A_{da}$  es la menor de dos áreas, la sección transversal del vertedero o el área libre entre vertedero y plato.

En nuestro caso, la menor área corresponde a la sección transversal del vertedero, entonces:

$$A_{da} = 0,04 \text{ m}^2$$

$$h_2 = \frac{3}{2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} \left( \frac{0,0022 \text{ m}^3/\text{s}}{0,04 \text{ m}^2} \right)^2$$

$$h_2 = 0,04 \text{ m}$$

**g) Retroceso en el vertedero,  $h_3$ :**

$$h_3 = h_G + h_2 = 0,0964 \text{ m} + 0,04 \text{ m}$$

$$h_3 = 0,13 \text{ m}$$

**07.1.5. Requerimientos para el diseño seguro****1. Nivel del líquido claro equivalente en el vertedero:**

Un requerimiento para un diseño seguro es que el nivel del líquido claro equivalente en el vertedero no sea mayor de un medio del espaciamiento de los platos. Este requerimiento está expresado por:

$$h_W + h_1 + h_3 < \frac{t}{2}$$

$$\frac{t}{2} = 0,40 \text{ m}$$

$$h_W + h_1 + h_3 = 0,2 \text{ m}$$

Como el nivel del líquido claro equivalente en el vertedero es mucho menor que  $t/2$ , el espaciamiento de platos escogido es satisfactorio.

## 2. Velocidad de lloriqueo:

Si la velocidad del gas a través de los orificios es muy pequeña, el líquido goteará a través de ellos y se perderá el contacto sobre el plato para éste.

Para evitar este fenómeno, se debe alcanzar una velocidad mínima del gas a través de los orificios denominada  $V_{OW}$  y se expresa como:

$$V_{OW} = \left( \frac{\sigma}{\mu_G} \right) \left( \frac{\mu_G^2 \rho_L}{\sigma \rho_G^2 d_{op}} \right)^{0,379} \left( \frac{l}{d_o} \right)^{0,293} \left( \frac{2A_a d_o}{\sqrt{3} p'^3} \right)^{\frac{2,8}{\left( \frac{z}{d_o} \right)^{0,724}}}$$

$$V_{OW} = 3,53 \times 10^{-3} \text{ m/s}$$

Como la velocidad del gas a través del orificio es mayor a la mínima requerida, el plato no presentará un valor de lloriqueo.

## 3. Arrastre:

El valor para el arrastre fraccional se obtiene a partir de la figura 6.17 "Arrastre, platos perforados".

Para obtener dicho valor, se traza una línea en el gráfico a partir de la abscisa al origen hasta la curva de inundación y a partir de ese valor nos desplazamos hacia la izquierda para obtener la ordenada al origen, valor de arrastre fraccional.

$$\frac{V}{V_F} = 0,8 \text{ (curva de inundación)}$$

$$\frac{L'}{G'} \left( \frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{1/2} = 0,0989 \text{ (abscisa al origen)}$$

Para estos valores, el arrastre fraccional obtenido es de 0,04. Esto implica que La retroalimentación del líquido resultante de este arrastre es tan pequeña que no modifica apreciablemente la hidráulica del plato.

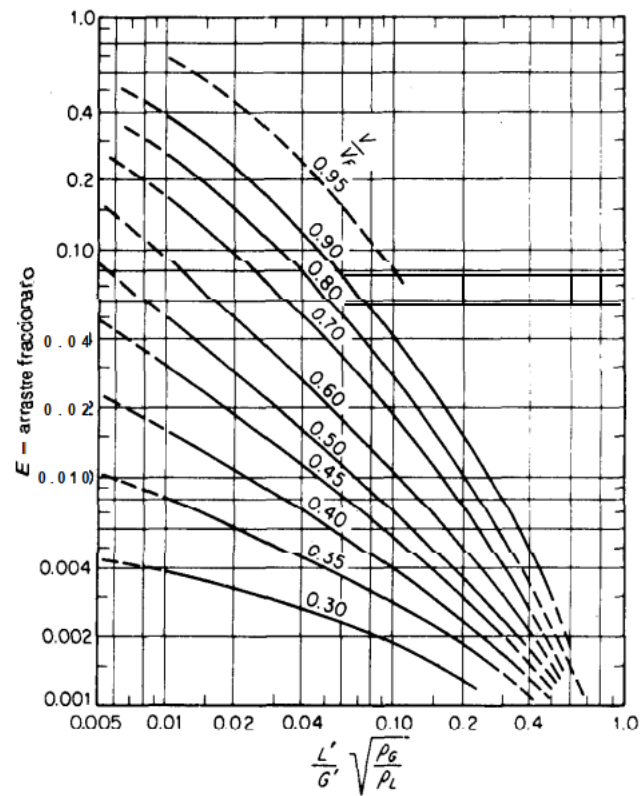


Figura 6.17 Arrastre, platos perforados <sup>[47]</sup> (con permiso de **Petro/Chemical Engineering**).

Ilustración 7.1.4-5: Arrastre fraccionario en platos perforados: Fuente: Operaciones de Transferencia de Masa - Robert Treball - 2 ed

### 07.1.6. Diseño mecánico

Para el cálculo de espesores, nos basamos en el libro “*Manual de Recipientes a Presión, Diseño y Cálculo*” de Eugene F. Megyesy.

#### 1. Casco cilíndrico:

Para el cálculo del espesor del casco cilíndrico partimos de la siguiente expresión:

$$t = \frac{P \cdot R}{S \cdot E - 0,6 \cdot P}$$

Donde:

- t, es el espesor del casco.
- P es la presión de diseño en psi.
- R es el radio interior en in.
- S, el valor del esfuerzo del material en psi.
- E, eficiencia de la junta.

La presión de diseño será un 10% más que la presión de operación, por lo tanto, se toma una presión de diseño de 24,2 bar (351 psi).

Tomando el diámetro interior de la columna, calculado en la sección anterior, tendremos un radio de 0,45m (35 in).

El valor para el esfuerzo del material, lo obtenemos de la tabla 4 “Valores máximos de esfuerzo permitido “. Para obtener este valor, tomamos una temperatura promedio a lo largo de la torre de 700° F. El valor obtenido corresponde a un esfuerzo máximo del material de 12900 psi.

Consideramos que la eficiencia de la junta tendrá un valor igual a 1.

Entonces,

$$t = \frac{351psi \cdot 35in}{12900Psi \cdot 1 - 0,6 \cdot 351Psi}$$

$$t = 0,49 \text{ in}$$

Por lo tanto, se determina que serán utilizadas láminas de acero inoxidable 316 L de ½”.

## 2. Cabezal

Por generalidad y debido a la simplicidad en la construcción, optamos por diseñar la columna con cabezales hemisféricos.

Para el cálculo del espesor del cabezal hemisférico, partimos de la siguiente expresión:

$$t = \frac{P.R}{2S.E - 0,2.P}$$

Reemplazando los valores mencionados en el cálculo del espesor del casco, se tiene:

$$t = \frac{351\text{psi}.35\text{in}}{2.12900\text{psi}.1 - 0,2.351\text{psi}}$$

$$t = 0,24 \text{ in}$$

Por lo tanto, se determina que serán utilizadas láminas de acero inoxidable 316L de ¼ “.

## 3. Cañerías:

### 3.1. Línea de gas

#### a. Cálculo del diámetro interior:

Calculamos el diámetro interior de las cañerías de fluido gaseoso partiendo del caudal volumétrico de gas que ingresa a la torre,  $Q = 0,27 \text{ m}^3/\text{s}$ . Consideramos una velocidad económica para gases de  $15 \text{ m/s}$ .

Entonces,

$$A_{flujo} = \frac{Q}{V_{econ}}$$

$$A_{flujo} = \frac{0,27 \text{ m}^3/\text{s}}{15 \text{ m/s}}$$

$$A_{flujo} = 0,018 \text{ m}^2$$

$$d_g = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{flujo}}{\pi}}$$

$$d_g = 0,15 \text{ m} = 6 \text{ in}$$

b. Cálculo del espesor de la cañería:

Se calcula el espesor de la cañería a partir de la norma ANSI B31.3-1984 para plantas químicas y tuberías para refinerías de petróleo.

Esta norma nos dice que el espesor de la tubería debe ser calculado como:

$$t = \frac{P \cdot D}{2(S \cdot E + P \cdot Y)}$$

Donde Y es un factor de corrección, en nuestro caso toma un valor de 0,4.

Entonces:

$$t = \frac{351,6 \text{ in}}{2(12900 \text{ Psi} \cdot 1 + 351 \text{ Psi} \cdot 0,4)}$$

$$t = 0,08 \text{ in}$$

Con el valor obtenido para el diámetro interior y el espesor, determinamos a partir de tabla que las cañerías, tanto para la entrada como para la salida de gas serán de diámetro nominal 6 in Sch 40s.

### 3.2. Línea de líquido

a. Cálculo del diámetro interior:

Se calcula el diámetro interior de las cañerías de fluido líquido, partiendo del caudal volumétrico de agua que ingresa a la torre,  $q = 0,0022 \text{ m}^3/\text{s}$ . Se considera una velocidad económica para el agua de  $2 \text{ m/s}$ .

Entonces,

$$A_{flujo} = \frac{q}{V_{econ}}$$

$$A_{flujo} = \frac{0,0022 \text{ m}^3/\text{s}}{2 \text{ m/s}}$$

$$d_g = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{flujo}}{\pi}}$$

$$D_L = 0,037 \text{ m} = 1,5 \text{ in}$$

Por generalidad, se toma un diámetro interior de cañería de 2 in.

Corrigiendo el valor de la velocidad del agua para este nuevo diámetro, obtenemos:

$$V_L = 1,07 \text{ m/s}$$

b. Cálculo del espesor de la cañería:

Se calcula el espesor de la cañería a partir de la norma ANSI B31.3-1984 para plantas químicas y tuberías para refinerías de petróleo.

Esta norma nos dice que el espesor de la tubería debe ser calculado como:

$$t = \frac{P \cdot D}{2(S \cdot E + P \cdot Y)}$$

Donde Y es un factor de corrección, en nuestro caso toma un valor de 0,4.

Entonces:

$$t = \frac{351.6 \text{ in}}{2(12900 \text{ Psi} \cdot 1 + 351 \text{ Psi} \cdot 0,4)}$$

$$t = 0,08 \text{ in}$$

Con el valor obtenido para el diámetro interior y el espesor, determinamos a partir de tabla que las cañerías, tanto para la entrada como para la salida de líquido serán de diámetro nominal 2 in Sch 40s.

c. Bridas:

Las conexiones en la columna serán bridadas. Tanto para las líneas de gases, como para las de líquidos, las bridas serán de serie 400.

## 07.2. Diseño del condensador E-300

Se requiere diseñar un equipo que sea capaz de llevar un caudal de 103 tn/h de agua desde un estado de vapor sobrecalentado a 167°C y presión atmosférica hasta líquido saturado a dicha presión. Para eso requeriremos un condensador-desobrecalentador. La función de este equipo será condensar el agua que se recupera en los cristalizadores para así almacenarla y utilizarla posteriormente en el proceso.

Para llevar a cabo el diseño del condensador se utilizará como guía el libro de *Intercambiadores de Calor* de Eduardo Cao. Se desarrollarán los métodos de Kern para los cálculos del equipo.

### 07.2.1. Procedimiento de cálculo

El procedimiento que se utiliza para el diseño térmico del intercambiador consiste en adoptar un equipo determinado y a partir de ahí aplicar el método de verificación. En este caso deberá buscarse que el área adoptada y el área calculada sean tan parecidas como resulte posible, con un exceso recomendado.

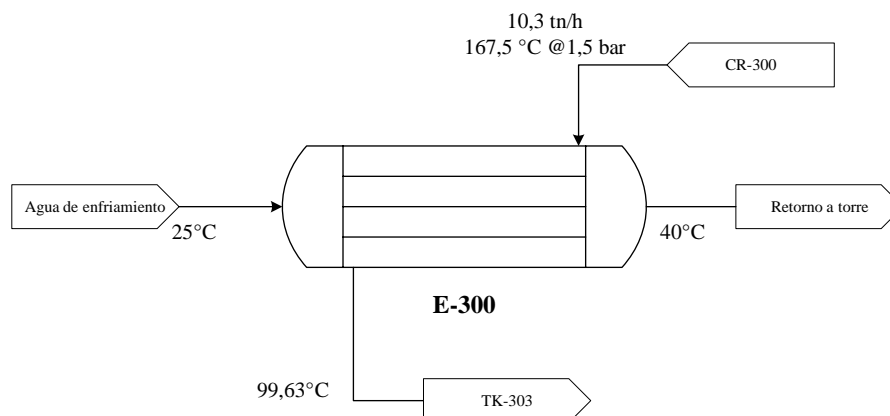


Ilustración 7.2.1-1: Diagrama E-300. Fuente: Elaboración propia.

### 07.2.2. Selección de geometría

Para adoptar la geometría del equipo se siguieron los siguientes pasos:

Planteo del balance de calor: De esta forma se averigua la variable faltante que es el caudal de agua de enfriamiento necesario para llevar el vapor a líquido saturado, considerando

el agua de entrada a temperatura ambiente y permitiendo una temperatura máxima de salida a 40°C.

Balance térmico en vapor: Se calculan los calores sensibles y latentes. El calor sensible es el que se necesita para desobrecalentar el vapor desde 167,5°C hasta su temperatura de condensación de 99,63°C y se calcula como:

$$Q_s = m_v C_{p_v} (T_1 - T_2)$$

Luego el calor latente es el calor de condensación y se calcula como:

$$Q_\lambda = m_v \Delta_v H$$

Y el calor total intercambiado será:

$$Q_s + Q_\lambda = Q$$

De esta forma queda definido el servicio necesario a brindar por el equipo:

Servicio		
Parámetro	Unidad	
Q	[kW]	6849
Qsensible	[kW]	388
Q $\lambda$	[kW]	6460

Luego con el Q calculado se despeja el caudal del balance térmico del agua de enfriamiento:

$$m_{AF} = \frac{Q}{C_{p_{AF}} \cdot (t_2 - t_1)}$$

Datos Proceso			
Parámetro	Unidad	Vapor sobrec	Agua enfriam
Caudal	[kg/h]	10300	388872
Caudal	[kg/s]	2,86	108,0
T entrada	[°C]	167,5	25
T salida	[°C]	99,63	40

Con el calor sensible y el caudal de agua calculados se halla la temperatura intermedia

$$T_i = t_2 - \frac{Q_s}{Cp_{AF} \cdot m_{AF}}$$

Dado el resultado obtenido el perfil de temperaturas para el equipo en cuestión resulta

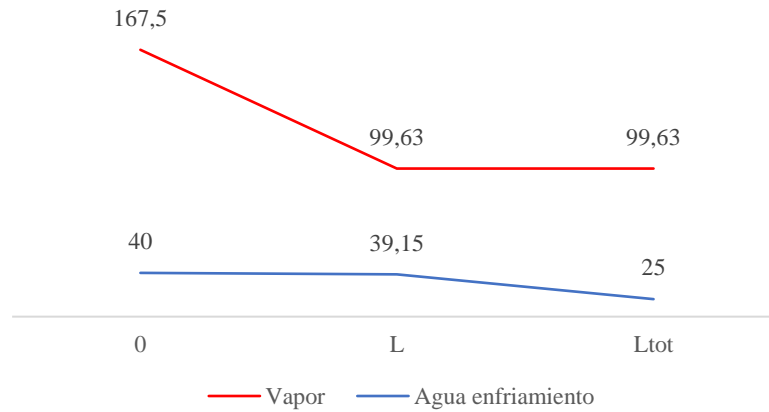


Ilustración 7.2.2-1: Perfil de temperaturas E-300. Fuente: Elaboración propia.

Una vez fijadas las temperaturas de operación, se calculan los DMLT de las áreas sensible y latente.

$$DMLT_{Sensible} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - T_i)}{\ln \left( \frac{T_1 - t_2}{T_2 - T_i} \right)}$$

$$DMLT_{\lambda} = \frac{T_i - t_1}{\ln \left( \frac{T_2 - t_1}{T_2 - T_i} \right)}$$

Temperaturas		
Parámetro	Unidad	
T intermedia	[°C]	39,15
DMLTsensible	[°C]	89,86
Ft	-	0,9988
DMLTsensible	[°C]	89,75
DMLTλ	[°C]	67,31

Luego, en función del tipo de fluidos a manejar, se adoptan los valores de los coeficientes de transferencia de las zonas sensible y latente. Con dichos valores de U, se puede obtener un valor aproximado del área utilizando la ecuación de diseño

$$Q_s = U_s A_s DMLT_s$$

$$Q_{\lambda} = U_{\lambda} A_{\lambda} DMLT_{\lambda}$$

Luego el área total de transferencia será la suma del área sensible y latente

$$A = A_s + A_\lambda$$

Servicio			
Parámetro	Unidad		Observaciones
Usensible	[kW/m <sup>2</sup> .K]	0,8	0,8 - 1,6 kW/m <sup>2</sup> .K
U $\lambda$	[kW/m <sup>2</sup> .K]	1,5	1,5 kW/m <sup>2</sup> .K
Asensible	[m <sup>2</sup> ]	5,40	
A $\lambda$	[m <sup>2</sup> ]	63,99	
Atotal	[m <sup>2</sup> ]	70	

De esta forma tenemos una primera aproximación del área que tendrá el equipo para brindarnos el servicio requerido.

El próximo paso es la elección de la geometría del equipo

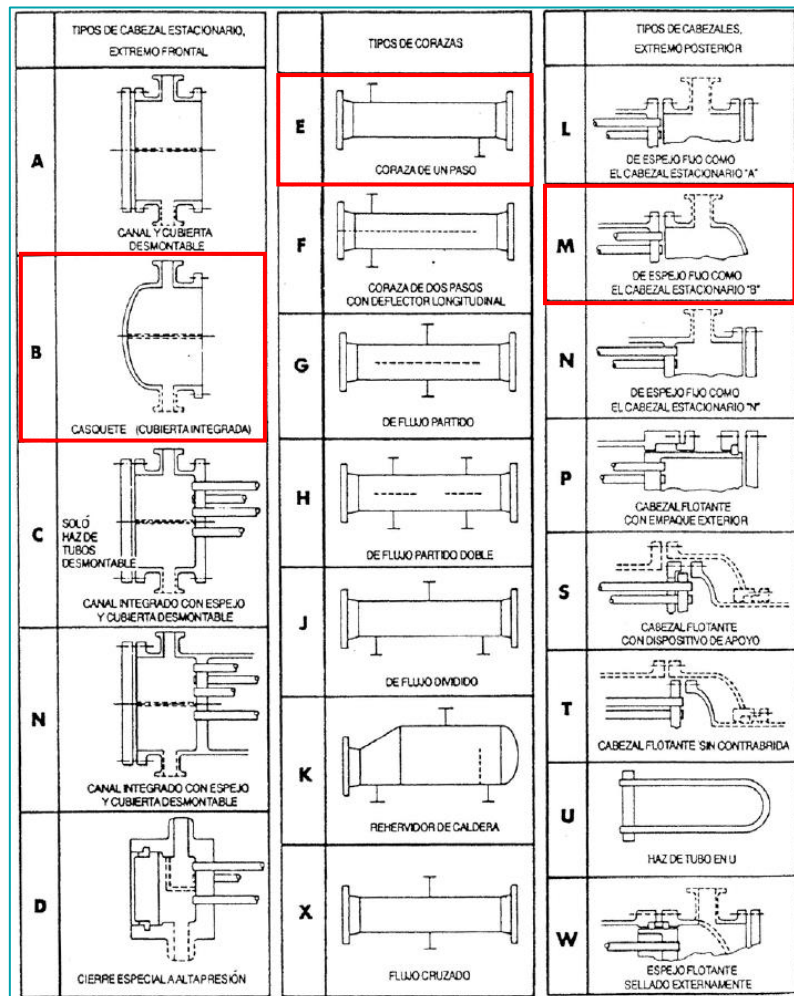


Ilustración 07.2.2-2: Norma TEMA. Fuente: Transferencia de Calor en Ingeniería de Procesos, Eduardo Cao, 1ra Ed.

Se elige un equipo del tipo BEM. El fluido de enfriamiento pasará por los tubos y el vapor por la coraza. Se definen también el diámetro de los tubos, su arreglo y separación entre los mismos. Se selecciona el número de pasos por coraza, que, en este caso, como no se tienen limitaciones con  $F_t$  será de un paso por coraza.

Selección de tubos y coraza				
Parámetro	Unidad	Vapor sobrec	Agua enfriam	Observaciones
Lado		Coraza	Tubos	Condensación en coraza
Caudal tubos	[m <sup>3</sup> /h]	-	389	Calculado con datos del proceso
Caudal tubos	[m <sup>3</sup> /s]	-	0,11	
Pasos	[u]	1	1	Adopción inicial
d <sub>0</sub> nominal	[in]	-	1	
BWG		-	14	
d <sub>0</sub>	[m]	-	0,0254	diámetro externo tubos
d <sub>i</sub>	[m]	-	0,0221	diámetro interno tubos
D <sub>s</sub>	[m]	0,711	-	Tabulado
P <sub>t</sub>	[m]	0,0313	-	Arreglo cuadrado 1 1/4in

El próximo paso es seleccionar el número de tubos por paso. Generalmente esto se fija tratando de lograr una velocidad de flujo razonable en los tubos. Se adopta la velocidad económica para líquidos, que es 1 m/s. Entonces el número de tubos por paso será:

$$N_t = \frac{V_{AF}}{A_f} v$$

Se elige una longitud de tubos (puede calcularse utilizando el área de transferencia hallada en la primera aproximación) y una cantidad de pasos por tubo. En primer lugar, se define que va a ser un solo paso por tubos. El siguiente paso es determinar el diámetro de carcasa. La tabla A-8 indica la cantidad de tubos que pueden ubicarse en un cierto diámetro de carcasa según el tipo de intercambiador. Una vez seleccionado el número de tubos, se elige, con ayuda de esta tabla, el tamaño de carcasa que sea capaz de contener aproximadamente dicha cantidad de tubos. Luego se ajusta el número de tubos.

Selección de tubos y coraza				
Parámetro	Unidad	Vapor sobrec	Agua enfriam	Observaciones
Lado		Coraza	Tubos	Condensación en coraza
Caudal tubos	[m <sup>3</sup> /h]	-	389	Calculado con datos del proceso
Caudal tubos	[m <sup>3</sup> /s]	-	0,11	
v tubos	[m/s]	-	1,00	Velocidad económica

Aflujo			3,84E-04	
Nt/paso			281,598	
Ds	[m]	0,711	-	Tabulado
Pt	[m]	0,0313	-	Arreglo cuadrado 1 1/4in
Nt	[u]	-	336	Nro adoptado según tabla
L	[m]	-	3,00	Longitud según área aproximada
L ajustado	[m]	-	6,00	Longitud inicial a adoptar, factor seg

Luego se calcula el área de transferencia, teniendo en cuenta el valor de la primera aproximación calculada. Estas deben ser similares.

$$A_{total}^* = N_t n_{pasos} \pi d o L$$

Selección de tubos y coraza			
Parámetro	Unidad	Agua enfriam	Observaciones
Lado		Tubos	Condensación en coraza
Atot	[m <sup>2</sup> ]	80,43	Considera L calculada con Atot=70m2
Atot ajustado	[m <sup>2</sup> ]	160,87	Con L ajustado

De esta forma queda seleccionado el equipo. Ahora resta verificar que sea el adecuado para brindar el servicio requerido por el proceso. Para eso tenemos que calcular el área de transferencia de calor requerida. Si esta es menor que el área del equipo que se dispone entonces el equipo que diseñamos está correcto. Sino deberán hacerse ajustes en las variables que se puedan modificar.

### 07.2.3 Verificación del intercambiador

Para comenzar con la verificación se parte nuevamente de los datos de proceso y además se obtienen todas las propiedades de los fluidos a sus temperaturas medias:

Datos Proceso			
Parámetro	Unidad	Vapor sobrec	Agua enfriam
Caudal	[kg/h]	10300	388872
Caudal	[kg/s]	2,86	108
T entrada	[°C]	167,5	25
T salida	[°C]	99,63	40

Propiedades				
Parámetro	Unidad	Vapor	Agua saturada	Agua
Cp	[kJ/kg.K]	2,0	4,196	4,227

$\Delta vH$	[kJ/kg]	2258	-	-
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	0,533	948,2	996
$\mu$	[kg/m.s]	1,35E-05	2,80E-04	6,51E-04
k	[W/m.K]	0,0272	0,6805	0,6315

Se calcula el servicio requerido a partir del balance de calor, y además se calcular los DMLTs

Servicio			
Parámetro	Unidad		Observaciones
Q	[kW]	6849	
Q <sub>sensible</sub>	[kW]	388	
Q <sub>λ</sub>	[kW]	6460	
T intermedia	[°C]	39,15	
DMLT <sub>sensible</sub>	[°C]	89,86	
F <sub>t</sub>	-	0,9988	F <sub>t</sub> > 0,75
DMLT <sub>sensible</sub>	[°C]	89,75	Corregido por F <sub>t</sub>
DMLT <sub>λ</sub>	[°C]	67,31	

El siguiente paso es calcular los coeficientes de transferencia.

- Para el lado tubos: Primero se calcula el número de Reynolds. A partir de este valor queda determinada la ecuación que define el coeficiente de transferencia

$$h = 1423 (1 + 0.0146 T) \frac{v^{0.8}}{D^{0.2}}$$

Luego se corrige para el diámetro externo

$$h_{io} = h_i \frac{d_i}{d_o}$$

Coeficiente de transferencia lado tubos			
Parámetro	Unidad		Observaciones
h <sub>i</sub>	[W/m <sup>2</sup> .K]	4191,81	Calculado a T promedio
h <sub>io</sub>	[W/m <sup>2</sup> .K]	3647,21	Corregido por d <sub>i</sub> /d <sub>o</sub>
Re tubos	-	2,84E+04	Régimen Turbulento

- Para el lado coraza: Se tendrán dos coeficientes. Uno para el área sensible y otro para el área latente.

Primero debemos calcular el número de Reynolds y para eso es necesario definir el diámetro equivalente de la carcasa

$$D_{eq} = \frac{4 (P_t^2 - \frac{\pi d_0^2}{4})}{\pi d_0}$$

$$D_{eq} = \frac{4 \left[ \frac{1}{2} P_t - 0.86 P_t - \frac{1}{2} \frac{\pi d_0^2}{4} \right]}{\frac{1}{2} \pi d_0}$$

Luego para el área de intercambio de calor sensible se utiliza el flujo por coraza según Kern, es decir el caudal de vapor sobre el área de la coraza. Finalmente se calcula el Reynolds y el Prandtl y se despeja el coeficiente de transferencia de la ecuación correspondiente:

$$\frac{h_0 D_{eq}}{k} = 0.36 Re_s^{0.55} Pr^{0.33} \left[ \frac{\mu}{\mu_w} \right]^{0.14}$$

Para el área de intercambio de calor latente se utiliza el flujo por coraza según Nusselt.

$$G'' = \frac{m_c}{N_t^{2/3} L}$$

Se calcula el número de Reynolds:

$$Re_f = 4 \frac{G''}{\mu}$$

Y finalmente el coeficiente de transferencia con el método Nusselt:

$$h_h = 1.51 Re_f^{-1/3} \left[ \frac{k^3 \rho^2}{\mu^2} g \right]^{1/3}$$

Es importante tener en cuenta para el cálculo de coeficiente de transferencia global las resistencias de ensuciamiento del agua de enfriamiento 0,0004 [m².K/W] y del vapor 0,00009 [m².K/W].

Una vez calculados los coeficientes de transferencia de las dos áreas, se procede a calcular las áreas de transferencia requeridas. Para esto se utiliza la ecuación de diseño

$$A_s = \frac{Q_s}{U_s DMLT_s}; A_\lambda = \frac{Q_\lambda}{U_\lambda DMLT_\lambda}$$

A continuación se muestra la tabla con los cálculos de los coeficientes de transferencia de las áreas sensible y latente:

Área sensible			
Parámetro	Unidad		Observaciones
hi	[W/m <sup>2</sup> .K]	4191,81	Calculado a T promedio
hio	[W/m <sup>2</sup> .K]	3647,21	Corregido por di/d0
Re tubos	-	2,84E+04	Régimen Turbulento
Rf	[m <sup>2</sup> .K/W]	0,0004	Ensuciamiento agua sist enfr
C	[m]	0,0059	Distancia entre tubos
as	[m <sup>2</sup> ]	0,0947	Área coraza
Deq	[m <sup>2</sup> ]	0,0236	Arreglo cuadrado 1 1/4in
Gs	[kg/m <sup>2</sup> .s]	30	Flujo Coraza, Kern
Re Coraza	-	52835	
Pr Coraza	-	0,992	Pr=μ.Cp/k
ho	[W/m <sup>2</sup> .K]	163,96	Método Kern, baffle seg. 25%
Rf	[m <sup>2</sup> .K/W]	0,00009	Ensuciamiento vapor
Usensible	[kW/m <sup>2</sup> .K]	0,16	U limpio
Usensible	[kW/m <sup>2</sup> .K]	0,15	U diseño
Asensible	[m <sup>2</sup> ]	29,67	Asensible calculada

Área Latente			
Parámetro	Unidad		Observaciones
hi	[W/m <sup>2</sup> .K]	4191,81	Calculado a T promedio
hio	[W/m <sup>2</sup> .K]	3647,21	Corregido por di/d0
Re tubos	-	2,84E+04	Régimen Turbulento
Rf	[m <sup>2</sup> .K/W]	0,0004	Ensuciamiento agua sist enfr
C	[m]	0,0059	Distancia entre tubos
as	[m <sup>2</sup> ]	0,0947	Área coraza
Deq	[m <sup>2</sup> ]	0,0236	Arreglo cuadrado 1 1/4in
G"	[kg/m.s]	0,0099	Flujo Coraza, Nusselt
Re f Coraza	-	140,90	Re condensado
h h	[W/m <sup>2</sup> .K]	9530,55	Método Nusselt
Rf	[m <sup>2</sup> .K/W]	0,00009	Ensuciamiento vapor
Uλ	[kW/m <sup>2</sup> .K]	2,64	U limpio
Uλ	[kW/m <sup>2</sup> .K]	1,15	U diseño
Aλ	[m <sup>2</sup> ]	83,42	Aλ calculada

Finalmente

$$A = A_s + A_\lambda$$

Tabla resumen			
Parámetro	Unidad		Observaciones
Areq	[m <sup>2</sup> ]	113,08	As + Aλ calculadas
Adisp	[m <sup>2</sup> ]	160,87	Area propuesta
% Exceso Area	[m <sup>2</sup> ]	29,70	Equipo propuesto apto

Como observamos, el área requerida es menor al área del equipo propuesto, lo que significa que en cuanto a dimensiones es un diseño apropiado para nuestro proceso.

#### 07.2.4 Verificación Hidráulica

Como último paso queda la verificación hidráulica, para comprobar que la diferencia de presión en el equipo se encuentre dentro de lo admisible. Esta consiste en calcular la pérdida de carga en cada lado, según las correlaciones que se apliquen a cada caso. El equipo seleccionado quedará verificado solo si los ΔP de tubos y coraza sean menores a los admisibles.

##### *Pérdida de carga en tubos*

El factor de fricción de Fanning para acero comercial y agua como fluido se calcula según

$$f = 0,0014 + 0,125 \cdot Re_t^{-0,32}$$

Luego, la pérdida de carga sin cambio de fase para los tubos y en los retornos

$$\Delta P = 4 Np \frac{L}{d_i} \frac{G_t^2}{2\rho} f \left[ \frac{\mu}{\mu_w} \right]^a$$

Donde:

- Régimen turbulento: a= -0.14
- Régimen laminar: a= -0.25
- f: factor de fanning
- Np: Numero de pasos por tubos

- $\Delta P$ : Pérdida de carga por tubos

$$\Delta P_r = 4 N_p \frac{G_t^2}{2\rho}$$

Es así que resulta la pérdida de carga total del lado tubos

$$\Delta P_t = \Delta P + \Delta P_r$$

### ***Pérdida de carga en coraza***

Se evalúan los  $\Delta P$ s de cada tramo. Para las zonas de desobrecalentamiento se evalúa con las condiciones del vapor. Para el subenfriamiento con las condiciones del condensado (líquido) y en el caso de condensación según lo expresado para condensador total.

El factor de fricción en este caso se calcula como

$$f = 1.728 Re_s^{-0.188}$$

Luego, se calcula la pérdida de carga para cada fase

$$\Delta P_s = f \frac{(N_B + 1) D_s G_s^2}{D_{eq} 2 \rho} \left[ \frac{\mu_w}{\mu} \right]^{0.14}$$

Donde:

- $\Delta P_s$ : Pérdida de carga lado coraza
- $f$ : Factor de fricción para coraza
- $N_B$ : Cantidad de baffles
- $D_s$ : Diámetro interior de coraza
- $D_{eq}$ : Diámetro equivalente del arreglo de tubos.
- $G_s$ : Flujo másico en carcasa.

El distanciamiento entre tubos y la cantidad de baffles se definieron en el diseño térmico del condensador. Utilizando el criterio de  $L/B - 1$ , siendo  $B = D_s$  dado que el intercambiador es con cambio de fase.

Se obtiene así que la pérdida de carga en el condensado es despreciable respecto a la del vapor, como era de esperarse.

Verificación Hidráulica			
Parámetro	Unidad		Observaciones
Gt	[kg/m <sup>2</sup> .s]	838	Flujo másico tubos
f	-	0,006	Tubo acero comercial
ΔP	[Pa]	2334	Pérdida de carga en tubos
ΔPr	[Pa]	1410	Pérdida de carga retorno
ΔPt	[Pa]	3745	Pérdida de carga total tubos
NB	[u]	7	Nro baffles
B	[m]	0,750	Corregido por NB
f s	-	0,224	Fanning Vapor
ΔPs	[Pa]	46282	Pérdida de carga coraza, vapor
ΔPs	[Pa]	26	Pérdida de carga coraza, condens
ΔPs	[Pa]	46308	Pérdida de carga total en coraza

### 07.2.5 Diseño Mecánico

El diseño mecánico de un equipo industrial se realiza según la normativa ASME, este código está compuesto por 11 secciones dedicadas a reglamentar en forma integral la construcción de calderas, recipientes a presión y demás. Esto incluye los requerimientos de diseño, selección de materiales, fabricación, pruebas, inspección y marcado con el sello del código. La sección de interés en este caso es *Sección VIII Reglas para la fabricación de recipientes a Presión*, donde se establecen las normas y procedimientos para la fabricación de recipientes a presión no expuestos a la acción directa del fuego.

Para el cálculo de espesores, nos basamos en el libro “*Manual de Recipientes a Presión, Diseño y Cálculo*” de Eugene F. Megyesy.

### Consideraciones

El cálculo mecánico de un recipiente, consiste en determinar los espesores requeridos de las diferentes partes que constituyen el cuerpo del equipo a diseñar. Se toma como base la forma del mismo, sus dimensiones, material constructivo, condiciones operativas, cargas por viento, sismo y peso específico.

Presión de operación: Se entiende como la presión de trabajo del recipiente, y es la presión manométrica a la cual estará sometido el equipo en condiciones de operación normal.

## Proyecto Final – Producción de Ácido Tereftálico Purificado

Presión interna de diseño: Esta presión tiene que ser siempre superior a la de operación. A pesar de que el código ASME no da un valor de presión interna, se recomienda que exceda en: 30 psi (2,1 bar) a la presión de diseño o 10% más que la presión de trabajo, la que sea mayor. A la hora de valorar la presión de diseño, se tendrá en cuenta la carga estática del fluido interior.

### Selección del material

Usamos acero inoxidable 316. El acero inoxidable 316 es un acero inoxidable austenítico de cromo-níquel que contiene entre 2 y 3% de molibdeno. El contenido de molibdeno aumenta la resistencia a la corrosión, mejora la resistencia a las picaduras en soluciones de iones de cloruro y aumenta la resistencia a altas temperaturas.

Adicionalmente, es particularmente efectivo en ambientes ácidos y sirve para proteger contra la corrosión causada por los ácidos sulfúrico, clorhídrico, acético, fórmico y tartárico, así como los sulfatos ácidos y los cloruros alcalinos.

#### *Valor del esfuerzo del material*

Los valores del esfuerzo de tensión máximo permitido para diferentes materiales son tabulados en la bibliografía recomendada por la cátedra. Este es función del material constructivo y la temperatura del metal. Valor de esfuerzo del material: 13,4lb/in<sup>2</sup>

### 1. Carcasa

El primer paso es decidir si la carcasa cilíndrica se hará de tubo sin soldadura o chapa doblada. Esto influirá en el coeficiente de soldadura ya que en el caso que se escoja hacer de tubo este será 1. Pero al tratarse de una carcasa de diámetro grande es más fácil hacerlo de chapa ya que sería complicado encontrar un tubo de tan grandes dimensiones, por lo que se tomará un coeficiente de soldadura de 0,85.

Al tratarse de chapa no se considera ninguna tolerancia de fabricación. El espesor de la chapa viene dado por la siguiente ecuación

$$t = \frac{PR}{SE - 0,6P}$$

$$P = \frac{SEt}{R + 0,6t}$$

Donde:

- P: Presión de diseño o presión máxima de trabajo permitida, [psi].
- S: Valor del esfuerzo del material, [psi].
- E: Eficiencia de la junta.
- R: Radio interior, [in]
- D: Diámetro interior, [in]
- t: Espesor de pared, [in]
- C.A.: Margen por corrosión, [in]

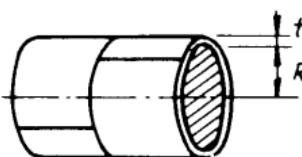
<p>A</p> 	<b>CASCO CILINDRICO (COSTURA LONGIT.)<sup>1</sup></b>	
	$t = \frac{PR}{SE - 0.6P}$	$P = \frac{SEt}{R + 0.6t}$
	<p>1. Generalmente rige el esfuerzo en la costura longitudinal. Ver página anterior.</p> <p>2. Cuando el espesor de pared exceda de la mitad del radio interior o P exceda de 0.385 SE, se aplicarán las fórmulas dadas en el Apéndice del Código, 1-2.</p>	

Ilustración 7.2.5-1: Cálculo de espesor casco cilíndrico. Fuente: Manual de Recipientes a Presión, Diseño y Cálculo - Eugene F. Megyesy.

Siendo este último sumado al espesor calculado según la presión de diseño. O sea

$$t_{dis} = t + CA$$

Casco cilíndrico			
Parámetro	Unidad		Observaciones
P	[lb/in <sup>2</sup> ]	30	Ver “Consideraciones”
S	[lb/in <sup>2</sup> ]	13400,00	Acero inoxidable 316
E		0,85	Juntas a tope hechas por doble cordón de soldadura
R	[in]	15,00	Del diseño térmico
D	[in]	30,00	Del diseño térmico
t	[in]	0,04	Casco cilíndrico
t	[mm]	1,01	
C.A	[in]	0,04	Tasa corrosión. 5 mm/año. 30 años vida útil
t	[mm]	7,01	Espesor a adoptar

## 2. Cabezal

El cabezal a adoptar en el condensador E-300 es del tipo B, por lo que el espesor debe calcularse según la forma hemisférica

$$t = \frac{PR}{2SE - 0,2P}$$

$$P = \frac{2SEt}{R + 0,2t}$$

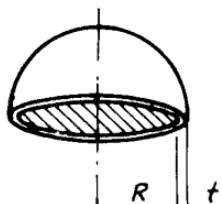
<b>B</b> 	<b>ESFERA Y CABEZA HEMISFERICO</b>	
	$t = \frac{PR}{2SE - 0,2P}$	$P = \frac{2SE t}{R + 0,2t}$
	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Para las cabezas sin brida recta, úsese la eficiencia de la junta de la cabeza al casco si es menor que la eficiencia de las costuras de la cabeza.</li> <li>2. Cuando el espesor de pared exceda de 0.356 R, o P exceda de 0.665 SE, se aplicarán las fórmulas dadas en el Apéndice 1-3 de las normas.</li> </ol>	

Ilustración 7.2.5-2: Cálculo de espesor casco cilíndrico. Fuente: Manual de Recipientes a Presión, Diseño y Cálculo - Eugene F. Megyesy.

Cabezal hemisférico			
t	[in]	0,02	
t	[mm]	0,50	
C.A	[in]	0,04	Tasa corrosión. 5 mm/año. 30 años vida útil
t	[mm]	6,50	Espesor a adoptar

## 3. Tubos

Este componente está sometido tanto a presión interior como exterior, esta última consecuencia de estar dispuestos dentro de la carcasa sometida a presión. Para el cálculo a presión interior se procede de igual forma que en el caso de carcasa cilíndrica, pero considerando un coeficiente de soldadura de 1, ya que no están soldados.

Los tubos seleccionados en el diseño térmico son del tipo BWG, de diámetro nominal 1 in y calibre 14, con un espesor de 3,3 mm (0,13 in). Por lo que el espesor adoptado verifica el espesor requerido por diseño mecánico (0,002).

ESPESOR REQUERIDO DE PARED POR PRESION INTERNA PARA TUBERIAS										
D.I. NOMI- NAL	PRESION MANOMETRICA, LB/PULG <sup>2</sup>									
	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500
1	0.002	0.003	0.005	0.007	0.008	0.010	0.012	0.014	0.015	0.017
2	0.003	0.007	0.010	0.013	0.017	0.020	0.024	0.027	0.031	0.034
3	0.005	0.010	0.015	0.020	0.025	0.030	0.035	0.041	0.046	0.051
4	0.007	0.013	0.020	0.027	0.034	0.040	0.048	0.054	0.061	0.068
5	0.008	0.017	0.025	0.034	0.042	0.051	0.059	0.068	0.076	0.085
6	0.010	0.020	0.030	0.040	0.051	0.061	0.071	0.081	0.092	0.102
7	0.012	0.023	0.035	0.047	0.059	0.071	0.083	0.095	0.107	0.119
8	0.013	0.027	0.040	0.054	0.067	0.081	0.095	0.108	0.122	0.136
9	0.015	0.030	0.045	0.060	0.076	0.091	0.106	0.122	0.137	0.153
10	0.017	0.033	0.050	0.067	0.084	0.101	0.118	0.136	0.153	0.170

Ilustración 7.2.5-3: Espesor requerido en pared de tubos. Fuente: Manual de Recipientes a Presión, Diseño y Cálculo - Eugene F. Megyesy.

Tubos			
t	[in]	0,002	
t	[mm]	0,05	
t	[mm]	3,30	Espesor de tubo 1" 14 BWG

#### 4. Diámetro conexiones

El diámetro de las conexiones de ambos fluidos del proceso se terminan según la velocidad económica recomendada, aplicable a cada uno de ellos. Para líquidos ligeros, agua en este caso, se asume una velocidad de 2 m/s, y para vapor 15 m/s.

Las conexiones además serán bridadas. Tanto para las líneas de gases, como para las de líquidos, las bridas serán de serie 400.