

# INTERCAMBIADOR DE CALOR

Marina Ruiz Izu

29 de octubre 2019

## Contents

<b>1 Definición del proceso</b>	<b>4</b>
<b>2 Diseño del intercambiador</b>	<b>6</b>
2.1 Cálculo de número de tubos . . . . .	7
2.2 Diámetro del haz de tubos . . . . .	8
2.3 Estimación del coeficiente de películas por los tubos . . . . .	8
2.4 Estimación del coeficiente de películas por la carcasa . . . . .	10
2.5 Coeficiente global calculado . . . . .	11
2.6 Pérdida de carga . . . . .	12
2.6.1 Por el lado de los tubos: . . . . .	12
2.6.2 Por el lado de la carcasa: . . . . .	13
<b>3 Introducción al método Bell</b>	<b>14</b>
3.1 Corrientes en la carcasa (Bypass areas) . . . . .	14
3.2 Parámetros geométricos . . . . .	15
3.3 Factores de corrección del coeficiente de películas . . . . .	15
3.3.1 Factor de corrección del corte del deflector $J_c$ . . . . .	15
3.3.2 Factor de corrección de fugas del deflector $J_L$ . . . . .	15
3.3.3 Factor de corrección bypass $J_b$ . . . . .	15
3.3.4 Factor de la separación desigual de deflectores $J_s$ . . . . .	16
3.3.5 Factor de la corrección laminar $J_R$ . . . . .	16
3.3.6 Factor de la corrección de viscosidad en la pared $J_\mu$ . . . . .	16
3.4 Cálculos del proceso mediante el método Bell . . . . .	16
3.4.1 Introducción de los fluidos . . . . .	17
3.4.2 Péridida de carga y dimensiones de los tubos . . . . .	18
3.4.3 Factor F . . . . .	19
3.4.4 Coeficiente de convección por los tubos . . . . .	19
3.4.5 Dimensionamiento y coeficiente de películas por la carcasa . . . . .	19
3.4.6 Péridida de carga en la carcasa . . . . .	20
3.4.7 Coeficiente global U . . . . .	21
3.4.8 Peso del intercambiador y boquillas . . . . .	21

## 1 Definición del proceso

La misión que debe cumplir el intercambiador de calor es la de satisfacer las necesidades térmicas de un motor de barco carguero. Dentro del barco existe un circuito de agua para refrigerar una de las piezas del motor. El problema radica en que el agua del sistema de refrigeración no debe superar los  $100^{\circ}\text{C}$  momento el cual dejaría de cumplir su tarea como refrigerante. Por tanto, es preciso utilizar un intercambiador para reducir la temperatura del agua dentro del motor. Para ello, se utiliza agua de mar como fluido frío y de este modo refrigerar el agua del motor el cual actúa como fluido caliente. La potencia que van a intercambiar es de  $500\text{kW}$ . Además el agua del motor se recirculará al intercambiador cuando se aproxime a los  $100^{\circ}\text{C}$  y así evitar que se evapore.

Veamos cuales son las condiciones de partida:

- Potencia intercambiada:  $500\text{kW}$
  - La temperatura del fluido caliente  $T_{CE}$  no debe superar los  $100^{\circ}\text{C}$
  - La temperatura de entrada del fluido frío  $T_{FE} = 20^{\circ}\text{C}$
  - Tipo de intercambiador: carcasa y tubo
  - Agua de mar (Fluido frío) por los tubos
  - Agua (Fluido caliente): por la carcasa
- Caudal mísico de agua caliente:  $850\text{l}/\text{min} * \frac{1\text{m}^3}{1000\text{l}} * \frac{1\text{min}}{60\text{s}} * \frac{971,83\text{kg}}{1\text{m}^3} = 13,76\text{kg/s}$
- Caudal de agua de mar:  $3\text{kg/s}$

Dado que se quiere evitar que el agua del motor se aproxime a los  $100^{\circ}\text{C}$ , el sistema de recirculación se activará en cuanto la temperatura del fluido caliente alcance los  $90^{\circ}\text{C}$ . Por tanto otra consideración incial es  $T_{CE} = 90^{\circ}\text{C}$ .

Resumamos los datos de partida y las propiedades de ambos fluidos.

Prop/Fluidos	Caliente (Agua)	Frio (Agua marina)
$m$	13,76	3
$T_E$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	90	20
$T_F$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	81,3	60
$\rho$ ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )	971,83	991,21
$C_p$ ( $\text{J}/\text{kg}^*\text{K}$ )	4199	4183
$K$ ( $\text{W}/\text{mK}$ )	0,669	0,626
$\mu$ ( $\text{Ns}/\text{m}^2$ )	$0.32 * 10^{-3}$	$0.33 * 10^{-3}$

Estas propiedades de los fluidos están calculadas para la temperatura media de trabajo de ambos.

$$T_{mc} = 85,7^{\circ}\text{C} \quad T_{mf} = 41,175^{\circ}\text{C}$$

A partir de las condiciones iniciales, se calculan las temperaturas de salida tanto del fluido frío como el caliente. Para ello, planteamos la ecuación:

$$q = m_c * C_{pc} * (T_{CE} - T_{CS}) = m_f * C_{pf} * (T_{FS} - T_{FE})$$

La variación de temperatura que sufre el fluido caliente es:

$$\Delta T_c = 8,65^\circ C$$

Así, la  $T_{CS} = 81,3^\circ C$

Para el fluido frío:  $500 * 10^3 = m_f * C_{pf} * (T_{FS} - 20^\circ C)$

Así, resulta:  $T_{FS} = 60^\circ C$

Cálculo de la diferencia de temperatura logarítmica media:

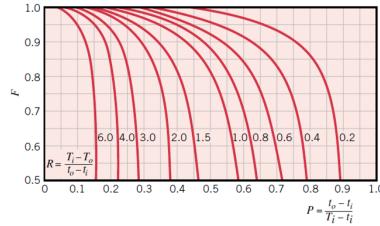
$$\Delta T_{DTLM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{(T_{CE} - T_{FS} - (T_{CS} - T_{FE}))}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{(90 - 62,35) - (81,54 - 20)}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

Para calcular la diferencia de temperatura media es necesario el factor  $F$  del cambiador 1 – 2 Dicho factor puede hallarse de dos formas:

Aplicando formula (1) o mediante tablas (2).

A partir de la efectividad  $P = \frac{T_{FS} - T_{FE}}{T_{CE} - T_{FE}} = 0,605$  y la capacidad

$R = \frac{T_{CE} - T_{CS}}{T_{FS} - T_{FE}} = 0,199$  y basándonos en la gráfica resulta un factor de corrección  $F = 0,95$ . El factor es mayor que 0,75 por lo que no es necesario establecer 2 o más pasos por la carcasa.



Concluyendo que  $\Delta T_M = 42,5^\circ C$

Como primera estimación, suponemos un coeficiente global de transmisión de:

$$U_{estim} = 1150 W/m^2 \cdot ^\circ C$$

para el agua y el agua de mar.

**Tabla 11.2** Valores representativos del coeficiente global de transferencia de calor

Combinación de fluidos	U [W/m <sup>2</sup> .K]
Agua con agua	850 - 1700
Agua con aceite	110 - 350
Condensador de vapor (agua en tubos)	1000 - 6000
Condensador de amoníaco (agua en tubos)	800 - 1400
Condensador de alcohol (agua en tubos)	250 - 700
Intercambiador de calor de tubos con aletas (agua en tubos, aire en flujo cruzado)	25 - 50

### Cálculo del área

$$\text{El área de transfereceia de calor es, según } q = U * A * \Delta T_M \\ A = 10,23m^2$$

## 2 Diseño del intercambiador

Para el intercambio entre los fluidos, se va a usar un intercambiador de carcasa y tubos. Por la carcasa habrá un único paso mientras que los tubos serán de dos pasos. Por los tubos el agua de mar circulará por los tubos y quedando el agua refrigerante del motor destinada a pasar por la carcasa.

En cuanto al material a utilizar tanto en los tubos como en la carcasa, es el acero inoxidable. Esto es debido a que el agua de mar puede tener efectos corrosivos dañinos en la propia tubería. Para evitar este problema, los tubos son diseñados a base de acero aleado con elementos como el Cobre y el Molibdeno los cuales ayudarán a hacer frente a la corrosión. Además el carácter desinfectante del cobre hace que cualquier tipo de bacteria u hongo sean eliminados.

Las consideraciones de diseño están estandarizadas por The Tubular Echanger Manufacturer Association (TEMA). El intercambiador según la norma TEMA se identifica con tres letras. La primera indica el tipo de cabezal estacionario. Entre ellos hemos elegido el tipo B llamado en terminología inglesa Bonnet (Integral Cover) perfecto para poder desmontar fácilmente los tubos y someterlos a una limpieza para su mantenimiento. Además, los tubos son individualmente reemplazables, una ventaja respecto a costes en el caso de necesitar cambiarlos por un mal funcionamiento. La placa fija es ideal para diferencias de temperatura no superiores a 90°C. La segunda letra es indicativa para el tipo de casco. Se ha elegido el tipo E casco de un solo paso ya que el factor de corrección entra dentro de lo establecido ( $F > 0,75$ ) y no hay que hacer uso de dos pasos por carcasa para aumentar  $F$ . La última letra nos indica el tipo de cabezal para la parte posterior. Dentro de los tres tipos S, T Y U hemos optado por el tipo S que es el cabezal flotante con dispositivo de apoyo. Para resumir: Se trata de un intercambiadbro con casco de un solo paso, de dos pasos por los tubos, con cabezal estacionario tipo casquete fijo y cabezal posterior flotante

con dispositivo de apoyo. Es de tipo BEM.

Los tubos quedan definidos en el diseño por el diámetro exterior  $D_o$ , el diámetro interior  $D_i$ , el calibre (BWG), la longitud y el número de tubos. Véasen las dimensiones seleccionadas:

- El diámetro exterior estandar seleccionado es de 1 pulgada (25mm) para que no se formen incrustaciones y así limpiarlos facilmente.
- Longitud  $L = 8ft(2438mm)$
- $BWG = 8$
- disposición cuadrada porque no se requiere gran cantidad de tubos ya que el agua de mar es un recurso ilimitado en este proceso. Además, se requiere facil acceso con motivo de la limpieza mecánica de los tbos.

OD (do.) pulg.	Calib. BWG	ID (di.) pulg.	x pulg.	Área de sección transversal pulg <sup>2</sup>	Área lateral: pie <sup>2</sup> /pie de longitud	OD ID
1/4	22	0.194	0.028	0.0295	0.0655	1.289
1/4	24	0.206	0.022	0.0333	0.0655	1.214
1/4	26	0.214	0.018	0.0360	0.0655	1.168
3/8	18	0.277	0.049	0.0603	0.0982	1.354
3/8	20	0.305	0.035	0.0731	0.0982	1.233
3/8	22	0.319	0.028	0.0799	0.0982	1.176
3/8	24	0.331	0.022	0.0860	0.0982	1.133
1/2	16	0.370	0.065	0.1075	0.1309	1.351
1/2	18	0.402	0.049	0.1269	0.1309	1.244
1/2	20	0.430	0.035	0.1452	0.1309	1.163
3/4	18	0.652	0.049	0.3339	0.1963	1.150
3/4	20	0.680	0.035	0.3632	0.1963	1.103
1	8	0.670	0.165	0.3526	0.2618	1.492

La carcasa queda definida por su diámetro  $D_s$  y su espesor. Posteriormente, una vez hallamos calculado el diametro del haz de tubos, estaremos en predisposición de determinar  $D_s$ .

## 2.1 Cálculo de número de tubos

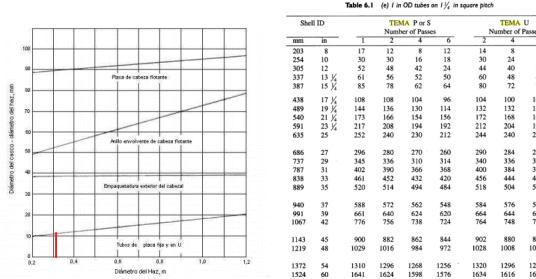
$$\text{El número de tubos es: } N_t = \frac{A}{\pi D_o L} = 53,4 = 52 \text{ tubos.}$$

Según la norma TEMA, el número de tubos más cercano a nuestra aproximación es 52 tubos.

$$\text{Área de un tubo: } A = \pi D_o L = 0,1915 \text{ m}^2$$

$$\text{Pitch: } P_t = 1,25 * D_o = 31,75 \text{ mm}$$

$$\text{Luz: } C = P_t - D_o = 6,35 \text{ mm}$$



## 2.2 Diámetro del haz de tubos

El diámetro del haz de tubos depende directamente del número de tubos y el tipo de disposición, en nuestro caso cuadrada.

$$D_{ot} = D_o \left( \frac{N_t}{K_1} \right)^{\frac{1}{\alpha}} = 333mm$$

Los valores de  $K_1$  y  $\alpha$  se encuentran en la siguiente tabla para disposición cuadrada y 4 pasos por tubos.

Arreglo triangular, $P_i = 1.25$ OD					
No. De pasos	1	2	4	6	8
$K_j$	0,319	0,249	0,175	0,0743	0,0365
$\alpha$	2,142	2,207	2,285	2,499	2,675
Arreglo cuadrado, $P_i = 1.25$ OD					
No. De pasos	1	2	4	6	8
$K_j$	0,215	0,156	0,158	0,0402	0,0331
$\alpha$	2,207	2,291	2,263	2,617	2,643

Una vez hallado el diámetro del haz de tubos, se puede calcular  $D_s$  mediante la fórmula

$D_s = D_{ot} + \text{espaciamiento}$ . Dicho espaciamiento depende del tipo de placa, siendo placa fija en nuestro intercambiador.

$$D_s = 337mm$$

Ségun la norma TEMA para nuestro tipo de intercambiador de 337mm de diámetro de carcasa, el espesor es de  $13\frac{1}{14}$ " y el número de tubos 52.

## 2.3 Estimación del coeficiente de película por los tubos

La temperatura media en los tubos es:  $\frac{T_{FE} - T_{FS}}{2} = 41,175^\circ C$

El área transversal del tubo resulta:  $A_t = \pi(\frac{D_i}{2})^2 = 2,26 * 10^{-4}$

siendo dos pasos por tubo, tenemos por cada paso 28 tubos. Por tanto, el área total de flujo:  $A_{total\ tubos} * 28 = 6,32 * 10^{-3}$

Para hallar el coeficiente de pelicula por los tubos  $h_i$  usamos el número de Nusselt:

$$Nu = \frac{h_i d_i}{K_i} = j_h Re^{0,8} Pr^{0,33} \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14}$$

A continuación, se muestran los cálculos necesarios para despejar  $h_i$

$$G_t = 474,1 \text{ kg/m}^2 \text{s}$$

La velocidad del fluido por cada tubo es:

$$v_s = \frac{G_s}{\rho_f} = 0,46 \text{ m/s}$$

En vista a los resultados, la velocidad es muy baja y daría problemas de incrustaciones. Se va a realizar un cambio en el diseño en cuanto al numero de pasos por tubo pasando a ser 4 pasos por los tubos en vez de dos. De esta forma:

El área total de flujo en el lado de los tubos:

$$a_t = \frac{Nta'_t}{n} = 2,938 * 10^{-3}$$

siendo por tanto:

$$G_t = \frac{m_f}{a_t} = 1021 \text{ kg/m}^2 \text{s}$$

La nueva velocidad es:  $v_s = 1,03 \text{ m/s}$

El coeficiente de pelicula se define por:

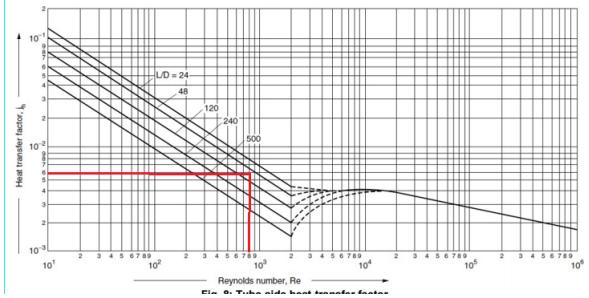
$$h_i = J_h \frac{k}{d_i} Re^{1/3} \Pr^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14}$$

El agua de mar a temperaturas comprendida entre 20 y 60°C no presenta gran cambio de viscosidad por lo que se desprecia el término de viscosidades al ser  $\mu$  y la viscosidad en la pared  $\mu_w$  prácticamente iguales.

$$Re = \frac{G_t d_i}{\mu} = 57856$$

$$\frac{L}{d_i} = 97$$

Así, recurriendo a la tabla del coeficiente de  $J_h$  este resulta:  $J_h = 3 * 10^{-3}$



$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} = 2,10$$

Por tanto y finalmente el coeficiente de película por los tubos resulta:

$$h_i = 8058,9 W/m^2 \cdot ^\circ C$$

## 2.4 Estimación del coeficiente de película por la carcasa

Empleamos el mismo método con el número Nusselt para hallar  $h_s$ . En cuanto a los deflectores, se recomienda un espaciado entre ellos de 1/5 de diámetro interior de la carcasa.  $L_b = \frac{D_s}{5} = 67,4 mm$  y con un 25% de pantalla segmentada ya que es la más común.

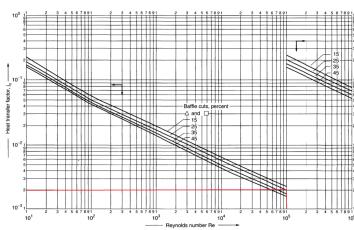
La temperatura media en la carcasa es:  $T = 85,7^\circ C$

$$\text{El área de flujo cruzado es: } A_s = \frac{(p_t - D_o) D_s L_b}{p_t} = 4,54 * 10^{-3} m^2$$

$$G_s = \frac{m_s}{A_s} = 3109,12$$

Veamos el n° de Reynolds:  $Re = 106470 = 1 * 10^5$  y teniendo en cuenta que el deflector está al 25% por lo que recurriendo a la tabla del coeficiente  $J_h$ :

$$J_h = 2 * 10^{-3}$$



El diámetro equivalente para disposición cuadrada es:

$$D_e = \frac{1,27}{D_o} * (p_t^2 - 0,785 * D_o^2) = 26,28mm$$

El área  $A_s$  de flujo cruzado por la carcasa es:

$$A_s = \frac{(p_t - D_o)D_sL_b}{p_t} = 0,0056m^2$$

Número de Prandtl

$$Pr = 3,76$$

A la temperatura de trabajo  $T_{mc} = 85,7$  del agua en la carcasa, las propiedades varían según:

$$C_p = 4199J/kg^{\circ}C$$

$$\mu = (3,4) * 10^{-3}$$

$$k = 0,669W/mK$$

$$\rho = 971,83kg/m^3$$

Finalmente, haciendo uso de los datos anteriormente calculados, el coeficiente de película por la carcasa da como resultado:

$$h_e = J_h \frac{k}{D_e} Re^{1/3} Pr^{1/3} = 5643,8W/m^2{}^{\circ}C$$

Dicho coeficiente no es el real que va a operar en el intercambiador ya que no se han considerado en el método Kern las pérdidas por corrientes de fuga que se dan en la carcasa. Es por ello que el coeficiente real quedará limitado por los factores correctores que más tarde, en el método Bell, se impondrán.

## 2.5 Coeficiente global calculado

En este punto del intercambiador, se han calculado los coeficientes tanto por los tubos como por la carcasa. Sin embargo, para el coeficiente global entra en juego otro término correspondiente a la conducción del tubo. Al ser de geometría circular, se consideran los radios interior y exterior así como la conductividad térmica  $k_t$  del material considerado. Por tanto, el coeficiente global resulta ser:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_s} + \frac{r_e \ln r_e/r_i}{k_t}} = 1881W/m^2{}^{\circ}C$$

El primer valor estimado  $U = 1150W/m^2{}^{\circ}C$  se aproxima al calculado experimentalmente.

Ahora, teniendo en cuenta el ensuciamiento ( $R_s = 0,0003$ ) el nuevo coeficiente global disminuirá a causa de las incrustaciones que pueden formarse a lo largo del tubo:

$$\frac{1}{U_f} = \frac{1}{U_c} + R_s$$

resultando por tanto:  $U_{final} = 1202 W/m^2 \circ C$

La desviación o error entre el estimado y el calculado es:

$$\frac{U_{cal} - U_{est}}{U_{cal}} * 100 = 4,37\%$$

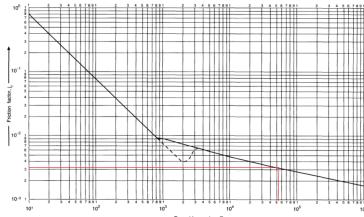
Es un error aceptable dado que puede oscilar debido al grado de ensuacamiento y encrustamiento que aparezca dentro del intercambiador.

## 2.6 Pérdida de carga

Por último, se calcula la pérdida de carga que se da tanto en los tubos como en la carcasa. Empezamos calculando por el lado de los tubos por donde circula el agua marina.

### 2.6.1 Por el lado de los tubos:

Del apartado anterior, extraemos el Reynolds obtenido por el lado de los tubos:  $Re = 57856$  A continuación, buscamos el coeficiente de fricción según el gráfico siguiente:  $j_f = 3,2 * 10^{-3}$



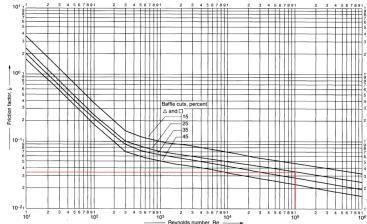
Hacemos uso de la correlación empírica para la pérdida de carga en los tubos:

$$\Delta P_t = N_p \left( 8j_f \left( \frac{L}{D_i} \right) + 2,5 \right) * \frac{\rho v^2}{2} = 64885 Pa$$

Como conclusión, la pérdida es bastante alta y una posible solución podría ser la reducción del número de pasos por los tubos. Sin embargo, anteriormente consideramos necesario aumentar el número de pasos ya que la velocidad resultaba muy reducida. Es por ello que se decidió aumentar el número de pasos a 4 dando una velocidad mayor y comprendida en un rango aceptable. En esta ocasión, se sacrificará la pérdida de carga por tener una velocidad de  $1,03 m/S$ .

### 2.6.2 Por el lado de la carcasa:

El coeficiente de fricción según la figura para la carcasa en función de  $Re=106470$ :  $j_f = 3,4 * 10^{-2}$



Pasamos a la correlación empírica para el cálculo de pérdidas en la carcasa.

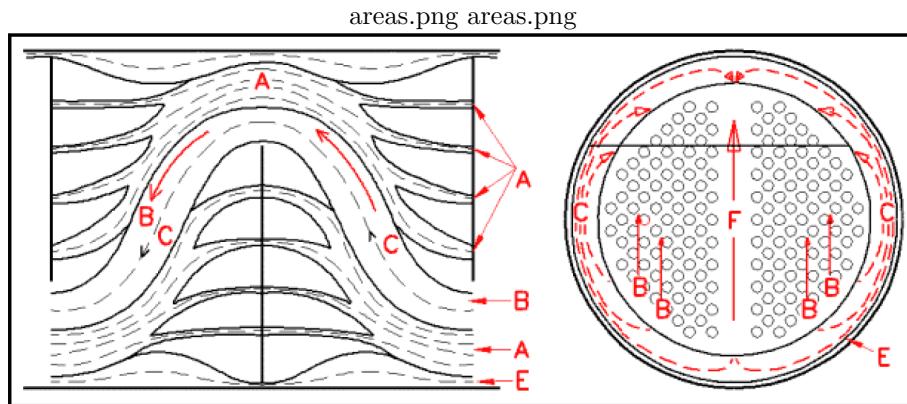
$$\Delta P_t = 8j_f \left( \frac{D_s}{D_e} \right) \left( \frac{L}{L_b} \right) * \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0,14} * \frac{\rho v_s^2}{2} = 387292 Pa = 3,8 bar$$

$$\text{siendo la velocidad por la carcasa: } v_s = \frac{G_s}{\rho} = 2,5 m/s$$

Como se observa la pérdida de carga es alta y como solución podríamos aumentar la separación de los deflectores para así reducir la caída de presión que aunque sea alta está dentro de nuestros límites.

### 3 Introducción al método Bell

En los intercambiadores de carcasa y tubos, el intercambio que tiene lugar en el lado de la carcasa es bastante complejo de interpretar. Los flujos por el lado de la carcasa son muy variados debido a factores geométricos de esta zona del intercambiador. Dichos factores generan gran variedad de trayectorias que puede tomar el fluido en su recorrido por la carcasa. Por ello, la transferencia entre ambos fluidos queda reducida dado que el flujo perpendicular a los tubos es el ideal a la hora de intercambiar el calor. Solo una fracción del flujo por la carcasa sigue la trayectoria ideal perpendicular al tubo siendo el resto zonas denominadas 'bypass'. El desvío hacia las trayectorias no ideales representan un 40% del total del flujo. Esto se debe a que el fluido busca el camino con menor resistencia. Como consecuencia, el intercambio de calor y la pérdida de presión se ven afectadas en este suceso.



#### 3.1 Corrientes en la carcasa (Bypass areas)

1. Corriente de fuga por el orificio del tubo (A)
2. El flujo cruzado (B): Es el ideal y el que se quiere maximizar.
3. El flujo entre el haz y el interior de la carcasa (C): se minimiza reduciendo el hueco entre el haz de tubos y la carcasa y ayudándose por tiras de sellado para reconducir el flujo por el haz de tubos.
4. El flujo entre el deflector y la carcasa (E)
5. El flujo de partición de tubos(F): Se da en intercambiadores con varios pasos por los tubos.

## 3.2 Parámetros geométricos

A la hora de determinar el porcentaje de los diferentes flujos que circulan por la carcasa veamos los parámetros geométricos que afectan directamente a la desviación del flujo cruzado.

Haciendo un corte transversal a un intercambiador con deflector tenemos:

$D_s$  es el diámetro interior de la carcasa y  $D_{otl}$  es el diámetro límite del haz de tubos. Una parámetro importante es el hueco entre la carcasa y el haz  $L_{bb}$  que determina el flujo C siendo  $L_{bb}/2$  el hueco por donde fluye.

$L_{sb}$  es el hueco entre la carcasa y el deflector el cual afecta al flujo E.

En nuestro caso,  $D_s$  es de 337mm por lo que para  $D_s$  entre 300 y 1000 mm,  $L_{bb} = 12,7\text{mm}$ . Para  $D_s < 400\text{mm}$  las especificaciones de la norma TEMA supone  $L_{sb} = 2\text{mm}$

## 3.3 Factores de corrección del coeficiente de película

El coeficiente de transferencia de calor viene modificado gracias a factores de corrección que tienen en cuenta la parte del flujo que no es ideal, es decir, las desviaciones de corriente tipo A,C,E y F explicadas anteriormente.

### 3.3.1 Factor de corrección del corte del deflector $J_c$

Corresponde al flujo que atraviesa la ventana o corte del deflector. La velocidad en esta parte no es la misma que la del flujo cruzado por el haz de tubos pudiendo ser mayor o menor. Además, el flujo por la ventana es longitudinal a los tubos. Dicho factor depende del diámetro límite del haz de tubos, el área de la ventana del deflector y el corte de este (en nuestro caso 25%).

$$J_c = 1,02$$

### 3.3.2 Factor de corrección de fugas del deflector $J_L$

El factor tiene en consideración el flujo desviado por el hueco entre tubo y deflector (A) y el que circula por entre la carcasa y el deflector(E). Estos dos flujos son causantes de la disminución del coeficiente de transferencia así como de la caída de presión.

$$J_f = 0,68$$

### 3.3.3 Factor de corrección bypass $J_b$

Incluye tanto el flujo que circula entre el haz de tubos (C) y la carcasa como el que circula entre el espacio que separa los pasos por los tubos (F).

$$J_b = 0,96$$

### **3.3.4 Factor de la separación desigual de deflectores $J_s$**

Este factor tiene en cuenta la separación de los deflectores a la entrada  $L_{bi}$  y a la salida  $L_{bo}$  con respecto al espacio entre los deflectores centrales. En nuestro caso, todos los deflectores centrales se encuentran a una distancia de  $2,04mm$  mientras que el espacio a la entrada y a la salida son:  $L_{bi} = L_{bo} = 1,59mm$ .

$$J_s = 0,98$$

### **3.3.5 Factor de la corrección laminar $J_R$**

En flujos laminares existe una reducción de la transferencia de calor debida al gradiente de temperatura formado en la capa límite al tiempo que la corriente se desarrolla térmicamente a lo largo del canal. El número de Reynolds  $Re > 100$  por tanto el factor es la unidad.

$$Re = 16373$$

$$J_R = 1.0$$

### **3.3.6 Factor de la corrección de viscosidad en la pared $J_\mu$**

En el proceso de calentamiento o enfriamiento de los fluidos las propiedades sufren cambios en el camino hacia la pared del intercambiador. Es por ello que se tiene en cuenta a través de este factor de corrección.

$$J_\mu = 1,02$$

El factor es mayor que la unidad ya que se sufre un calentamiento el fluido (agua de mar) por el lado de la carcasa.  $m = 0,14$  por ser un líquido en el proceso.

## **3.4 Cálculos del proceso mediante el método Bell**

Procedemos a calcular los parámetros fundamentales para diseñar un intercambiador tanto mecánica como técnicamente. Mediante el método Bell-Delaware, se puede calcular con mayor precisión datos tales como el coeficiente de transmisión e calor, las pérdidas de carga y los coeficientes de películas tanto en tubos como en carcasa. Su cálculo más preciso se debe a que tiene en cuenta las corrientes de fuga comentadas al inicio de la redacción. Dichas corrientes se tienen en cuenta a través de los factores de corrección que el mismo programa calcula en uno de los apartados. Además, las pérdidas de carga aumentan por lo general lo cual asegura una mayor aproximación a datos fiables. A continuación, iremos explicando los diferentes apartados del programa Excel para entender que cálculos se realizan y que conclusiones pueden ser extraídas de estos.

### 3.4.1 Introducción de los fluidos

En una primera base, se introducen los fluidos que van a intercambiar calor.

En nuestro caso, se trata de agua marina y agua. En el mismo programa existe una base de datos con los fluidos disponibles (el agua está incluida) por lo que no será necesario introducir un nuevo fluido a la base de datos.

data.png data.png

17								
<b>Hot Fluid Components</b>								
19	Name		in Data Table?	Description				
20	1 Water		YES	City water				
21	2							
22	3							
23	4							
24	5							
25	6							
26	7							
27	8							
28	9							
29								
30	<b>Cold Fluid Components</b>							
31	Name		in Data Table?	Description				
32	1 Water		YES	City water				
33	2							
34	3							
35	4							
36	5							
37	6							
38	7							
	<a href="#">◀</a>	<a href="#">▶</a>	<a href="#">Home</a>	<b>Process Fluids</b>	<a href="#">Process Data</a>	<a href="#">Tubes Pressure Drop</a>	<a href="#">F Factor</a>	<a href="#">Tubes htc</a>

Una vez establecidos que fluidos se usarán, llega el momento de introducir con más detalle datos tales como las temperaturas de entrada y salida, el flujo máscico, y las presiones admisibles a la entrada, todo ello para el fluido frío como para el caliente. data1.png data1.png

<b>Hot Side</b>				
Fluid name		Distilled Water		
Flow Total	kg/h	49.536		
Temperature, in	°C	90		
Temperature, out	°C	81		
Pressure, in	kPa(g)	227		
Press Drop Allowed	kPa(g)	10		
Fouling Resistance	m <sup>2</sup> ·°C/W	0,0001		
<b>Cold Side</b>				
Fluid name		Sea Water		
Flow Total	kg/h	10.800		
Temperature, in	°C	20		
Temperature, out	°C	60		
Pressure, in	kPa(g)	202		
Press Drop Allowed	kPa(g)	69		
Fouling Resistance	m <sup>2</sup> ·°C/W	0,0003		
			<input type="radio"/> Solve Heat Balance	Heat Transferred 503.696 W
			<input type="radio"/> Hot Side Flow	
			<input type="radio"/> Hot Side Temperature In	
			<input type="radio"/> Hot Side Temperature Out	
			<input checked="" type="radio"/> Cold Side Flow	
			<input type="radio"/> Cold Side Temperature In	
			<input checked="" type="radio"/> Cold Side Temperature Out	

Las condiciones a las que se someten ambos fluidos no son extremas dado el rango de temperaturas en el que trabajan por lo que las presiones son ligeramente superiores a la atmosférica. A la salida, la presión es la atmosférica tanto en

tubos como en carcasa. Con el agua marina circulante por los tubos, se trabaja con una presión de operación de 103573Pa ligeramente superior a la atmosférica (101325Pa), mientras que en el agua motor por la carcasa la presión es el doble que la atmosférica: 202650Pa.

La potencia intercambiada 503696W se asemeja bastante a la calculada mediante el método Kern. Esta desviación es debida a la trayectoria no ideal del fluido por la carcasa ya que no todo el flujo incide perpendicular a los tubos siguiendo la corriente ideal B.

El agua marina presenta una mayor resistencia por ensuciamiento ( $R=0,0003$ ) teniendo en cuenta sus sales disueltas que pueden producir incrustaciones fácilmente.

### 3.4.2 Péridida de carga y dimensiones de los tubos

pressure drop.png pressure drop.png			
Inputs			
Fluid flowing in tubes		Raw Water	
Assumed overall U	W/m <sup>2</sup> -°C	1.150	
Safety factor for fouling		20%	
Tube OD	mm	25,400	
Tube wall thickness	BWG	20	
Tube length	m	2	
Tube Passes		4	
Shell Passes		1	

En este apartado, se deben introducir los parámetros geométricos referentes a los tubos y además el coeficiente global de calor estimado U. Como porcentaje de ensucamiento estimamos un 20 %. Es determinante especificar el porcentaje de ensucamiento porque el coeficiente global se ve directamente afectado.

pressure drop2.png pressure drop2.png			
47 End losses in bonnets/channels	m fluid	6,18	
48 Subtotal, extra losses tube side	m fluid	18,53	
49	kPa(g)	17,92	
50			
51 Total pressure drop, tube side	kPa(g)	32,15	Result
			-- Too High

La velocidad por los tubos está dentro de los límites recomendados. Sin embargo, la caída de presión resulta demasiado alta como bien indica el programa. Las posibles soluciones para reducir la caída de presión serían: seleccionar un diámetro de los tubos menor al ya escogido de 25,4mm o también reducir la longitud de los tubos. La velocidad es preferible no modificar ya que por los tubos circula el

agua marina y es mejor evitar que se formen incrustaciones en los tubos debido a una velocidad reducida. El método Kern nos advertía que la pérdida era demasiado alta. Por tanto, ambos métodos concluyen en que es una pérdida exagerada.

### 3.4.3 Factor F

El factor es superior a 0,75 por lo que no es necesario varios pasos por la carcasa. Dicho factor es aproximadamente igual que el calculado mediante Kern. factor.png

Numerator		2,121	
Denomenator		#NUM!	
R=1 Answer	F	#NUM!	
Choose which one	F	0,968	Result

### 3.4.4 Coeficiente de convección por los tubos

tubos.png			
<i>Laminar flow calculation</i>			
Inside heat transfer coefficient	W/m <sup>2</sup> -°C	120	
<i>Turbulent flow calculation</i>			
38 Inside heat transfer coefficient	W/m <sup>2</sup> -°C	9.596	
<i>Transition flow calculation</i>			
Inside heat transfer coefficient	W/m <sup>2</sup> -°C	148.585	
<i>Choose which one</i>			
Inside heat transfer coefficient	W/m <sup>2</sup> -°C	9.596	Result

El coeficiente de película por los tubos calculado por el método Kern es  $8059 W/m^2 \cdot ^\circ C$ . Este resultado es próximo al calculado por el método Bell. Esto indica que el diseño mediante método Kern ha sido bastante aceptable.

### 3.4.5 Dimensionamiento y coeficiente de película por la carcasa

En primer lugar, escogemos las dimensiones de la carcasa tales como: pitch, disposición de los tubos (cuadrada), el corte del deflector su diámetro, etc.

geometry.png

Inputs			
7 Number of shells			1
8 Shell inside diameter	mm	337,00	
9 Outer tube limit (diameter)	mm	315,00	
10 Baffle cut	fraction	0,25	
11 Baffle spacing	mm	67,40	
12 Baffle diameter	mm	331,00	
13 Number of sealing strips per side		2	
14 Tube pitch layout		90	
15 Tube pitch ratio		1,330	

El denominado 'Outer limit diameter' es recomendable que sea para diámetros de carcasa  $D_s$  entre 254 y 610mm:  $D_s = 22mm$  resultando de 315mm. La separación entre los deflectores son al igual que en el método Kern  $\frac{1}{5}$  del diámetro de la carcasa.

El diámetro del deflector consideramos que el hueco entre la carcasa y el propio deflector sea de 3mm a ambos lados. De esta forma, se reducirá la corriente de fuga E. Así el diámetro del deflector resulta de:  $D_b = 337 - 6mm = 331mm$ .

En cuanto al coeficiente de película por la carcasa, este se ve reducido considerablemente por los factores de corrección  $J$  pasando de un coeficiente ideal de  $5604,69W/m^2\circ C$  a  $3692W/m^2\circ C$ .

Comparando con el método Kern, el cual daba  $h_s = 5643,8$ , se obtiene una mayor precisión en los cálculos con Bell ya que es un resultado más cercano a la realidad debido a las pérdidas consideradas en la carcasa.

La holgura se fija en 0,9 según la norma Tema. htc.png htc.png

a3	1,187			
a4	0,370			
a	0,196			
j-ideal factor	0,008			
Sieder-Tate term (visc ratio <sup>0,14</sup> )	1,03		Overall losses	0,66
Ideal heat transfer coefficient	W/m <sup>2</sup> ·°C	5.604,69	Outside heat W/m <sup>2</sup> ·°C	3.692,08

### 3.4.6 Pérdida de carga en la carcasa

La pérdida admisible establecida es de 10 kPa y se obtiene una pérdida de 2,27KPa lo cual nos garantiza que tenemos un gran margen hasta llegar al máximo admitido. pressure drop.png pressure drop.png

End Zones Pressure Drop			
Exponent		0,2	
Correction factor, baffle spacing	RS	0,87	
End zones pressure drop	kPa(g)	0,000	
TOTAL Shell Side Pressure Drop	kPa(g)	2,32	

### 3.4.7 Coeficiente global U

Finalmente, se calculan los coeficientes globales de transmisión de calor limpio y sucio. El sucio tiene en cuenta el ensuciamiento de los fluidos. Se observa que claramente el ensuciamiento reduce drásticamente el coeficiente U.

$U_{sucio} = 1270W/m^2\cdot{}C$  se aproxima al estimado y por tanto concluimos que ha sido una buena primera estimación del dicho coeficiente.

calculada.png calculada.png

Overall U, calculated, clean	W/m <sup>2</sup> ·°C	2.546
Overall U, calculated, dirty	W/m <sup>2</sup> ·°C	1.270
Area required, clean	m <sup>2</sup>	4,51
Area required, fouled	m <sup>2</sup>	9,05
Area provided by the design	m <sup>2</sup>	14,01
Oversurface		210%

En comparación con  $U$  sucio del método Kern  $U = 1202W/m^2\cdot{}C$ , la proximidad es evidente concluyendo así que ha sido exitoso el cálculo por la vía manual.

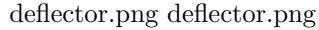
### 3.4.8 Peso del intercambiador y boquillas

A continuación, se debe determinar el grosor de los deflectores. Hemos tomado como referencia la siguiente tabla para especificar el grosor de los deflectores. deflectores.png deflectores.png

Nominal Shell ID	Plate Thickness					
	Unsupported tube length between central baffles. End spaces between tubesheets and baffles are not a consideration.					
	24 (610) and Under	Over 24 (610) to 36 (914) Inclusive	Over 36 (914) to 48 (1219) Inclusive	Over 48 (1219) to 60 (1524) Inclusive	Over 60 (1524)	
6-14 (152-356)	1/8 (3.2)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)
15-28 (381-711)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	5/16 (7.5)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)
29-38 (737-965)	1/4 (6.4)	5/16 (7.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	5/8 (15.9)
39-60 (991-1524)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	5/8 (15.9)	5/8 (15.9)
61-100 (1549-2540)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	3/4 (19.1)	3/4 (19.1)	3/4 (19.1)

El grosor resulta ser: 9,5mm

En cuanto al espesor de los tubos es fácilmente calculable conocidos el

diámetro interior  $D_i = 17,7\text{mm}$  y exterior  $D_s = 25,4\text{mm}$ . Así resulta: 7,7mm.  


Inputs	Tubesheet thickness	mm	7,7
	Baffle Thickness	mm	9,5

En lo referente a las boquillas, la caída de presión en los tubos es mayor que en la carcasa por tanto la velocidad de entrada será menor en los tubos que en la carcasa. Siguiendo las indicaciones de la tabla, escogemos las velocidades por las boquillas:

**Lado de los tubos**, fluido de proceso: 1 a 2 m/s, máximo 4 m/s si se requiere reducir las incrustaciones; agua 1,5 a 2,5 m/s.

**Lado de la coraza**: 0,3 a 1 m/s.

#### **Velocidades típicas para vapores**

Para vapores, la velocidad usada depende de la presión de operación y de la densidad del fluido; los valores bajos en los rangos dados a continuación se aplican a materiales de alto peso molecular.

Vacío: 50 a 70 m/s.

Presión atmosférica: 10 a 30 m/s.

Alta Presión: 10 a 30 m/s.

Resultando:

$$V_{tubo} = 10\text{m/s}$$

$$V_{carcasa} = 20\text{m/s}$$

Gracias a las boquillas, se dirigen los fluidos bajo control y en la trayectoria deseada.