

**CARACTERIZACIÓN TERMO-HIDRODINÁMICA DEL INTERCAMBIADOR  
BOXCOOLER TIPO BAYONETA APLICADO EN EL SISTEMA DE  
PROPULSIÓN Y GENERACIÓN DE LAS EMBARCACIONES NAVALES**

**Tesis de maestría en ingeniería mecánica**



Noviembre de 2015

Autor: Ing. Edgar Enrique Vergara Verbel  
Director: Ing. Antonio Jose Bula Silvera, Ph.D.

Fundación universidad del norte  
División de ingenierías  
Departamento de ingeniería mecánica  
Barranquilla - Colombia  
2015

## TESIS DE MAESTRÍA

**Caracterización termo-hidrodinámica del intercambiador Boxcooler tipo bayoneta aplicado en el sistema de propulsión y generación de las embarcaciones navales**

Edgar Enrique Vergara Verbel

Tesis para optar al título de:  
Magíster en conversión de energía

Director:  
Antonio Jose Bula Silvera  
Ingeniero mecánico, Ph.D.

Fundación universidad del norte  
División de ingenierías  
Departamento de ingeniería mecánica  
Barranquilla - Colombia  
2015



## **AGRADECIMIENTOS.**

A Dios por darme la oportunidad de seguir con mi formación profesional y personal.

A mí adorada esposa por su paciencia y apoyo incondicional, a mí amada Hija quien es el motor motivador de todos nuestros sueños.

A mí director, doctor Antonio José Bula Silvera por su incondicional colaboración y valiosa enseñanza durante mi instancia en el programa de maestría.

A todos aquellos, que de alguna forma contribuyeron con sus aportes al desarrollo de este trabajo y a la universidad del Norte por acogerme y contribuir con mi formación profesional y personal.

Edgar Enrique Vergara Verbel.  
Barranquilla. Noviembre de 2015

## TABLA DE CONTENIDO

RESUMEN.....	xi
1. INTRODUCCIÓN.....	1
2. OBJETIVOS.....	3
2.1. Objetivo general.....	3
2.2. Objetivos específicos.....	3
3. METODOLOGÍA.....	4
4. MARCO CONCEPTUAL.....	6
4.1. Estado del arte.....	6
4.2. Marco teórico.....	10
4.3. Estrategia de diseño.....	14
4.3.1. Especificar la eficacia de transferencia de calor requerida.....	16
4.3.1.1. Variables que intervienen en el comportamiento del intercambiador.	18
4.3.1.1.1. Coeficiente global de transferencia de calor.....	20
4.3.1.1.2. Razón de capacidad calorífica (C).....	21
4.3.1.1.3. Configuración geométrica del flujo.....	21
4.3.2. Especificar la caída de presión permisible de una de las corrientes o de ambas.....	24
4.3.3. Seleccionar una configuración.....	26
4.3.4. Calcular y seleccionar las dimensiones de la unidad.....	26
4.3.4.1. Método de la diferencia media logarítmica de temperatura (LMTD).....	26
4.3.4.2. Método de la efectividad ( $\epsilon$ ) relacionado con el número de unidades de transferencia (NTU).....	31
5. Cálculo del rendimiento de transferencia de calor del intercambiador Box Cooler tipo V0306 que utilizan actualmente las Embarcaciones Navales.....	39
5.1. Generalidades.....	39

5.2	Materiales de Construcción de Intercambiadores Box Cooler.....	40
5.2.1.	Material de los Tubos.....	40
5.2.2.	Material de los  Cabezales.....	41
5.2.3.	Material de la caja de Mar.....	41
5.3.	Sistema Anti-Incrustante de Corriente Impresa.....	41
5.4.	Análisis Térmico.....	43
5.4.1.	Densidad de área $\beta$ .....	44
5.4.2.	Cálculo Térmico del Intercambiador.....	46
5.4.2.1.	Cálculo Térmico lado frio de la coraza.....	46
5.4.2.1.1.	Cálculo térmico considerando que el buque está fondeado o atracado.....	47
5.4.2.1.2.	Calculo térmico considerando que  el buque se encuentra avante a velocidad de crucero que es una velocidad de 8 nudos (14.81 km/h = 4.1m/s).....	54
5.4.2.1.3.	Calculo térmico considerando que  el buque se encuentra avante a máxima velocidad que generalmente es 18 nudos (33.27 km/h).....	58
5.4.2.2.	Lado Caliente (Haz Tubular).....	60
5.4.2.3.	Calculo de Coeficiente Global de Transferencia de Calor “U”.....	62
5.4.2.3.1.	Sin Incrustaciones (Intercambiador de Calor Limpio).....	62
5.4.2.3.2.	Coeficiente global de transferencia de calor de diseño teniendo en cuenta la resistencia por incrustación.....	65
5.4.2.4.	Aplicación de Efectividad – Número de Unidades de Transferencia (NTU).....	71
5.4.2.5.	Calculo hidráulico de intercambiadores Box Cooler.....	74
6.	Diseño del intercambiador de calor.....	76
6.1.	Escala del intercambiador.....	76
6.2.	Equivalencia entre el flujo de calor.....	77
6.3.	Flujo másico a través de la coraza.....	77
6.4.	Cálculo del área de transferencia.....	79
6.5.	Arreglo de la tubería.....	81

6.6.	Análisis para el flujo por los tubos.....	82
6.7.	Cálculo del coeficiente global requerido ( $U_{req}$ ), limpio ( $U_{limpio}$ ), y de Diseño ( $U_{diseño}$ ).....	83
6.7.1.	Calculo del coeficiente de convección externo ( $h_{ext}$ ).....	83
6.7.2.	Cálculo del coeficiente de convección interno ( $h_{int}$ ).....	85
6.8.	Caída de presión por el haz de tubos.....	88
7.	Construcción del intercambiador de calor tipo bayoneta.....	89
8.	Desarrollo del Diseño experimental.....	94
8.1.	Variables del experimento.....	96
8.2.	Selección de la variable respuesta.....	97
8.3.	Equipos y materiales.....	98
8.4.	Procedimiento.....	99
8.5.	Resultados.....	100
8.5.1.	Resultado a partir del análisis gráfico de la Efectividad y el NTU.....	106
9.	Conclusiones.....	110
	REFERENCIAS.....	112
	NOMENCLATURAS.....	114
	ANEXOS.....	115

## LISTA DE TABLAS.

Tabla 1. Relación de la efectividad para los intercambiadores de calor.....	36
Tabla 2. Relación del NTU para los intercambiadores de calor	
$NTU = \frac{UA_s}{C_{min}} \text{ y } c = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{(\dot{m}c_p)_{min}}{(\dot{m}c_p)_{max}}$	38
Tabla 3. Especificaciones técnicas del intercambiador Box Cooler tipo V0306.....	43
Tabla 4. Propiedades del agua a 59.5°C.....	49
Tabla 5. Correlaciones empíricas del número promedio de Nusselt para convección natural sobre superficies.....	52
Tabla 6. Propiedades del agua a 56.5 °C.....	55
Tabla 7. Correlación del número Nusselt para flujo cruzado sobre bancos de tubos, para $N > 16$ y $0.7 < Pr < 500$ .....	56
Tabla 8. Factor de corrección F para un $NL < 16$ .....	57
Tabla 9. Iteraciones de T y h a velocidad crucero.....	58
Tabla 10. Iteraciones de T y h a máxima velocidad.....	60
Tabla 11 Datos del intercambiador Box Cooler.....	60
Tabla 12. Propiedades del agua de proceso a 86.7 °C.....	61
Tabla 13. Resumen coeficiente global de transferencia de calor bajo diferentes condiciones de operación.....	65
Tabla 14. Valores representativos de los factores de incrustación.....	65
Tabla 15. Resumen coeficiente global de transferencia de calor con incrustaciones bajo diferentes condiciones de operación.....	67
Tabla 16. Resumen Diferencia de Temperatura Media Logarítmica.....	68
Tabla 17. Resumen del factor F.....	70
Tabla 18. Resumen del flujo de calor Q.....	70

Tabla 19. Resumen de la razón de Capacidades caloríficas.....	71
Tabla 20. Resumen Flujo de calor máximo.....	72
Tabla 21. Resumen relación de capacidades caloríficas.....	72
Tabla 22. Resumen Número de Unidades de Transferencia.....	73
Tabla 23. Resumen efectividad bajo diferentes condiciones de operación....	74
Tabla 24. Propiedades del agua a 34.5°C.....	78
Tabla 25. Valores típicos de coeficientes globales de transferencias calor....	80
Tabla 26. Propiedades del agua a 55 °C.....	84
Tabla 27. Factores de variables controlables y no controlables.....	97
Tabla 28. Datos del Screening 2 <sup>4</sup> .....	100
Tabla 29. Resultados obtenidos de las corridas realizadas.....	101
Tabla 30. Datos iniciales del diseño experimental.....	101
Tabla 31. Valores óptimos obtenidos por el análisis experimental.....	105
Tabla 32. Datos de las dimensiones del intercambiador usado en el ensayo.	106
Tabla 33. Datos tabulados para la obtención de la efectividad para diferentes valores de a la razón de capacidad calórica (C).....	108

## LISTA DE FIGURAS.

Figura 1. Movimiento del flujo de agua de mar.....	7
Figura 2. Movimiento del flujo de agua de mar en el Box Cooler.....	7
Figura 3. Circulación del agua por el principio del termosifón.....	8
Figura 4. Circulación del agua por el principio del termosifón.....	9
Figura 5. Intercambiadores de doble tubo o tubos concéntricos.....	11
Figura 6. Intercambiador compacto no mezclado.....	12
Figura 7. Intercambiador de tubo y coraza.....	13
Figura 8. Intercambiadores de acuerdo con el número de pasos tanto por la coraza como por los tubos.....	14
Figura 9. Intercambiador Box Cooler tipo Bayoneta.....	17
Figura 10. Red de resistencia térmica en el proceso de transferencia de calor de un intercambiador.....	18
Figura 11. Configuración geométrica de flujos en corrientes paralelas.....	22
Figura 12. Configuración geométrica en contraflujo.....	23
Figura 13. Intercambiador de flujos cruzados.....	23
Figura 14. Intercambiador de flujo paralelo.....	26
Figura 15. Diagrama del factor de corrección F para intercambiadores comunes de tubo y coraza de flujo cruzado.....	29
Figura 16. Distribución de temperatura en un intercambiador a contraflujo de área infinita.....	33
Figura 17. Gráfica de las efectividades para algunos intercambiadores	
$NTU = \frac{UA_s}{C_{mín}} \text{ y } c = \frac{C_{mín} - (m\dot{c}_p)_{mín}}{C_{máx} - (m\dot{c}_p)_{máx}}$ .....	37
Figura 18. Intercambiador de calor tipo Box Cooler.....	39
Figura 19. Tubería CUZN20AL2.....	40
Figura 20. Sistemas Anti-incrustante en Tubería.....	41
Figura 21. Sistema Anti-incrustante de Corriente.....	42
Figura 22. Buque fondeado o atracado.....	47
Figura 23. Velocidad a través de los tubos.....	50

Figura 24. Corrientes superficiales del océano Atlántico.....	50
Figura 25. Salida del agua lado de la coraza.....	54
Figura 26. Banco de tubos.....	56
Figura 27. Área externa de flujo en la coraza.....	57
Figura 28. Resistencias térmicas en un proceso de transferencia de calor con sección transversal circular.....	62
Figura 29. Arreglo de la tubería del intercambiador .....	75
Figura 30. Tubería de cobre Dext. 3/8 de Pulg.....	81
Figura 31. Incrustaciones en un arreglo de tubería lineal.....	81
Figura 32. Dimensiones y proporción del intercambiador.....	82
Figura 33. Salida del agua lado de la coraza.....	83
Figura 34. Banco de tubos.....	84
Figura 35. Temperatura de entrada y salida del intercambiador Box Cooler..	85
Figura 36. Intercambiador de calor tipo bayoneta.....	89
Figura 37. Montaje del diseño experimental.....	95
Figura 38. Banco de prueba Hidráulico.....	98
Figura 39. Intercambiador de calor tipo Bayoneta.....	98
Figura 40. Sensor de temperatura.....	99
Figura 41. Medidor de flujo volumétrico.....	99
Figura 42. Receptor de temperatura multicanal.....	99
Figura 43. Correlación de las condicione inicial del experimento.....	102
Figura 44. Dispersión de la temperatura de salida del fluido frio y caliente...	102
Figura 45. Dispersión de los valores NTU.....	103
Figura 46. Dispersión de los valores de la Efectividad.....	104
Figura 47. Resultado s de la Efectividad y el NTU .....	106
Figura 48. Flujo de agua a través del arreglo de los tubos.....	107
Figura 49. Gráfica de los diferentes valores de la efectividad experimental..	109

## RESUMEN.

En esta investigación se realiza un análisis termohidrodinámico del intercambiador tipo Bayoneta conocidos como BoxCooler, cuya aplicación predomina en el sector marítimo y fluvial, con el fin de evaluar y realizar una metodología de diseño que permita optimizar los procesos de refrigeración en los sistemas de propulsión y generación de las embarcaciones tipo Nodriza.

Además se establecen las condiciones ideales para la realización de un buen diseño de intercambiador de calor y cada una de las ecuaciones que permiten hacer los cálculos para el análisis cuando una embarcación se encuentra estado de ataque, velocidad de crucero y máxima velocidad, y poder predecir las condiciones de menor y mayor proceso de transferencia de flujo calor, estableciendo de esta forma los parámetros como: la diferencia de temperatura media logarítmica ( $\Delta T_{LN}$ ), el factor de corrección (F), el número de unidades de transferencia (NTU) y la razón de capacidades calorífica que permiten determinar el tamaño y la efectividad del intercambiador.

Se diseña un modelo de intercambiador de calor tipo BoxCooler a escala, establecido por el número de froude que relaciona la velocidad de una embarcación con respecto a su eslora, y de esta forma se determinan las dimensiones del modelo de la embarcación y la velocidad de desplazamiento, que corresponde a la velocidad del flujo másico que se desplaza por la coraza del intercambiador conocida como caja de mar.

Con este modelo se realiza un diseño experimental, en el laboratorio de Fluidos y Térmica de la Universidad del Norte de la ciudad de Barranquilla, donde las variables primordiales son las Temperaturas de entradas de los fluidos frío y

caliente, al igual que el flujo volumétrico de entrada de cada uno, Se realizan las corridas de acuerdo a la aleatorización que se obtiene a partir del Design – Expert del diseño factorial  $2^4$  desarrollado el Screening con dieciséis corridas.

Finalmente se obtiene la correlación de las variables respuestas de salida como temperatura del fluido frío y caliente, se grafican cada una de las distribuciones normales residuales y se obtienen las relaciones entre el Número de Unidades de transferencia (NTU), relación de la razón de la capacidad calorífica y Efectividad del intercambiador como un parámetro de la eficiencia.

## **1. INTRODUCCIÓN.**

Actualmente, Colombia está propendiendo al desarrollo comercial como una alternativa del progreso y cuyas operaciones de desarrollo dependen en gran medida de los puertos marítimos, esto, debida a que actualmente más del 90% de las exportaciones e importaciones que realiza el país se efectúan por esta vía, [1].

Colombia cuenta con nueve zonas portuarias, siete de ellas en la Costa Caribe: la Guajira, Santa Marta, Ciénaga, Barranquilla, Cartagena, Golfo de Morrosquillo, Urabá y San Andrés, y dos en el Pacífico: Buenaventura y Tumaco, siendo los principales puertos del Caribe Colombiano Cartagena, Barranquilla y Santa Marta.

Con miras en este importante desarrollo comercial, en Colombia existe un grupo de empresas representativos en diversas zonas del país, dedicados a la reparación y mantenimiento de embarcaciones marítimas y fluviales, de estas empresas, la de mayor desarrollo tecnológico dedicado al mantenimiento, reparación y construcción es COTECMAR, quien además es un aliado estratégico de las Fuerzas Armadas de Colombia, Que atreves de sus buques Navales permiten salvaguardar la soberanía del país en el sector marítimo y fluvial. En la actualidad COTECMAR está realizando una reestructuración en sus procesos de diseño y construcción naval, con miras al desarrollo de embarcaciones con el más alto nivel tecnológico que garanticen la máxima eficiencia y rendimiento en el desempeño de las unidades a flote, uno de los temas que predomina en esta reestructuración es el ahorro energético, muchos de los equipos instalados en estas unidades son comprados en el exterior a costos muy elevados y muchos de ellos diseñados bajo condiciones paramétricas muy diferentes a nuestro contexto, dando como resultado casi siempre un sobredimensionamiento o bajo rendimiento en la propulsión o en la generación de una embarcación, esto ha generado la necesidad de reflexionar sobre el desarrollo de nuestros propios diseños, acordes a nuestras necesidades y requisitos exigidos para el buen funcionamiento con el máximo desempeño. Cabe resaltar que en el II Congreso Internacional de Diseño e Ingeniería Naval y la VI Feria Colombiamar, que se realizó en el mes de marzo

en la ciudad de Cartagena, la viceministra de Defensa para la Estrategia y la Planeación, Janeth Cristina Giha Tovar destacó la importancia para nuestro país el desarrollo industrial y marítimo alrededor de COTECMAR, dando relevancia al desarrollo Naval en Colombia que cada día toma mayor fuerza por todas las oportunidades no solo de comercialización global, sino por el aprovechamiento de nuestros recursos naturales marítimos.

Uno de los elementos fundamentales que constituyen a las embarcaciones son su sistema de propulsión y generación, para este caso el sistema de refrigeración de los motores de propulsión, es un sistema acoplado al motor que muchas veces viene como un sistema independiente y que generalmente debe ser importado por proveedores diferentes a los que suministran los motores, esto conlleva a que el intercambiador, muchas veces este diseñado bajo algunas condiciones diferentes a nuestro contexto, incurriendo en un mal rendimiento o muchas veces por ser equipos traídos desde Holanda, generan retraso considerable en la construcción, por el tiempo de entrega, por tal razón es de interés desarrollar una herramienta de diseño flexible de intercambiadores de calor (Box Cooler) tipo bayoneta, aplicado a las embarcaciones navales, que permita establecer las condiciones más óptimas y efectivas de operación, teniendo en cuenta la limitación dimensional del barco.

## **2. OBJETIVOS.**

### **2.1. Objetivo general.**

Desarrollar una metodología para diseñar intercambiadores de calor (Box Cooler) tipo bayoneta, aplicado en el sistema de propulsión y generación de las embarcaciones navales, mediante la caracterización experimental termo-hidrodinámico, que permita establecer las condiciones más óptimas y efectivas de operación, teniendo en cuenta la generación de potencia del barco

### **2.2. Objetivos específicos.**

1. Determinar la eficiencia de transferencia de calor del intercambiador Box Cooler tipo V0306 que utilizan actualmente las embarcaciones navales.
2. Diseñar el intercambiador de calor con el uso de las técnicas de análisis tales como: Factor de corrección- Diferencia de temperatura logarítmica media (LMTD), y Efectividad- Número de unidades de Transferencia ( $\xi$ -NTU).
3. Realizar el diseño experimental para obtener las curvas de eficiencia, número de unidades de transferencia (NTU) y el Factor de corrección del intercambiador Box Cooler tipo bayoneta.

### **3. METODOLOGÍA.**

De acuerdo con los objetivos planteados se proponen las siguientes etapas metodológicas para la ejecución de este proyecto:

#### **Etapa 1. Revisión bibliográfica y análisis del estado del arte**

Durante esta fase se recolectará la información necesaria acerca de los avances realizados en investigaciones que involucren al sistema de refrigeración aplicado a las embarcaciones navales, haciendo especial énfasis en las que utilicen el Box Cooler como medio de enfriamiento para los sistemas de propulsión y generación. Para el desarrollo de esta etapa se consultarán referencias bibliográficas, Bases de datos, revistas y artículos relacionados.

#### **Etapa 2. Cálculo del rendimiento del intercambiador Box Cooler tipo V0306 que utilizan actualmente las embarcaciones navales.**

Basados en la información recopilada y experiencias anteriores se procederá evaluar el rendimiento de transferencia de calor del intercambiador Box Cooler tipo V0306 que utilizan actualmente las embarcaciones navales.

#### **Etapa 3. Elaboración del prototipo del intercambiador de calor Box Cooler tipo Bayoneta.**

Con los resultados de la etapa anterior, se procede a realizar el cálculo del diseño del intercambiador de calor con el uso de los métodos de: Temperatura media Logarítmica (LMTD) y eficiencia-NTU, y poder elaborar un modelo a escala.

#### **Etapa 4. Diseño y ejecución del experimento**

En esta etapa, se hará el montaje del intercambiador de calor en el módulo controlador HT30XC en el laboratorio de Fluidos de la universidad del Norte, donde se controlaran y monitorearan las variables independientes como las temperaturas de entrada y salida de los fluidos y sus respectivas razones de capacidad calorífica, determinando con los equipos los factores, niveles y rangos para el estudio de la transferencia de calor en el intercambiador de calor. Definido lo anterior se procederá a la realización de las corridas experimentales y la obtención de la información, que son el objeto de esta fase.

#### **Etapa 5. Análisis de resultados.**

Durante esta fase de la investigación se desarrollará el análisis sobre los datos recogidos, se realizará la caracterización del sistema, al igual que se establecerá un modelo de regresión que relacione los factores objetos de estudio.

## **4. MARCO CONCEPTUAL.**

### **4.1. Estado del arte.**

Colombia por ser un país con una amplia perspectiva de desarrollo comercial a través de las rutas marítimas, está incursionando en el desarrollo del mantenimiento, reparación y construcción de embarcaciones como mecanismos de transportes, las embarcaciones cuentan con un sistema de propulsión y generación que a su vez están conectados a un sistema de refrigeración el cual se acopla al motor, este es un sistema independiente, que generalmente debe ser importado por proveedores diferentes a los que suministran los motores. Actualmente, el desarrollo de los intercambiadores aplicados al sector marítimo, ha sido incursionado por las mismas empresas dedicadas a su comercialización tales como: DURAMAX MARINE - USA, GEA BLOKSMA B.V., concentran su producción en Almere, situado en el centro de Ámsterdam, WEKA de Australia y VDL KLIMA, de Holanda, todas fundamentadas con los principios de transferencia de calor y flujo másico como los propuestos por:

- ✓ Ramesh K. Shah and Dušan P. Sekulic, en su publicación: "Fundamentals of Heat Exchanger Design".
- ✓ William M. Kays / A.L. London en su publicación: " Compact Heat Exchanges"

Dedicados al estudio de los intercambiadores de calor, aplicados en las embarcaciones navales, han encontrado una gran ventaja del Box Cooler en comparación con otros diseños de sistemas de refrigeración, por el aprovechamiento del inmenso flujo másico natural que proporciona el mar y por el movimiento del buque no es necesario utilizar una bomba para impulsar el flujo que enfría al agua refrigerante del motor, figura 1 y 2.

Fig. 1. Movimiento del flujo de agua de mar

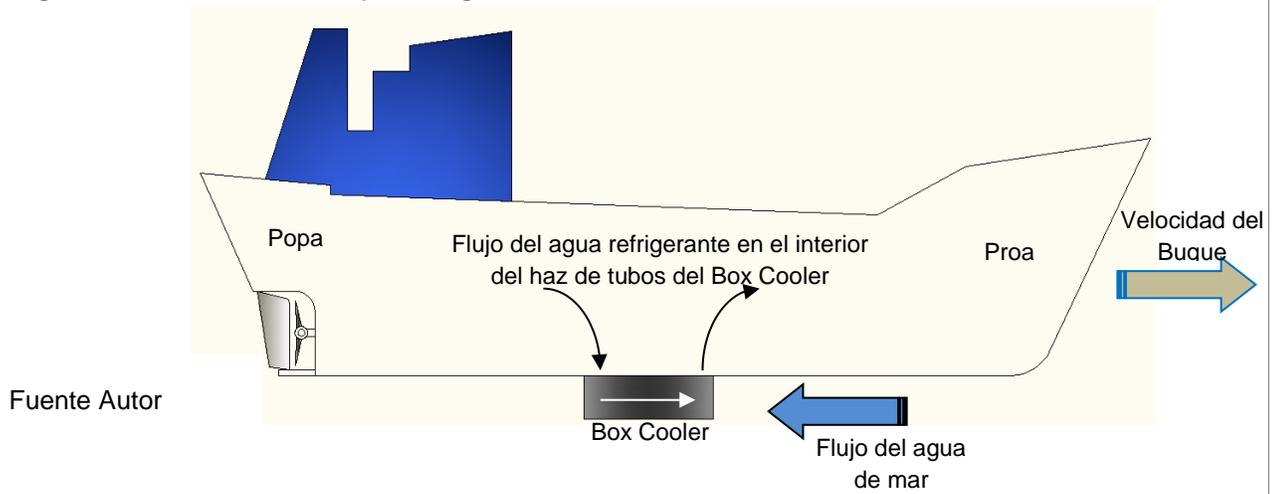
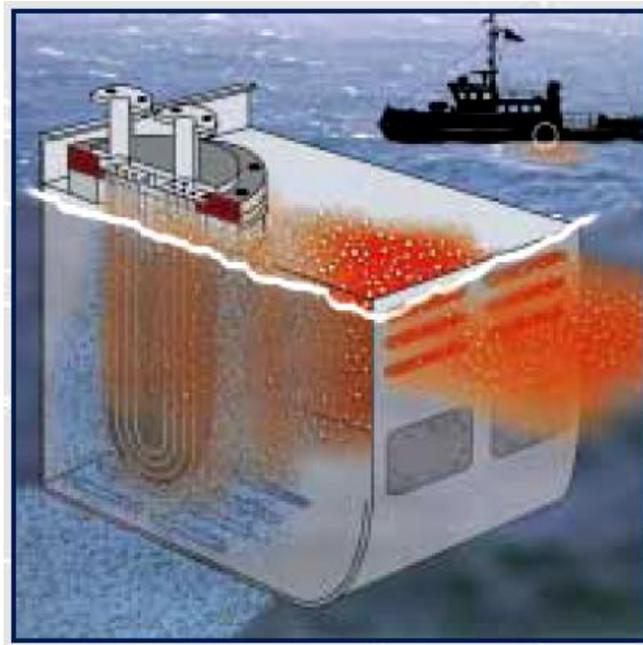


Fig. 2. Movimiento del flujo de agua de mar en el Box Cooler

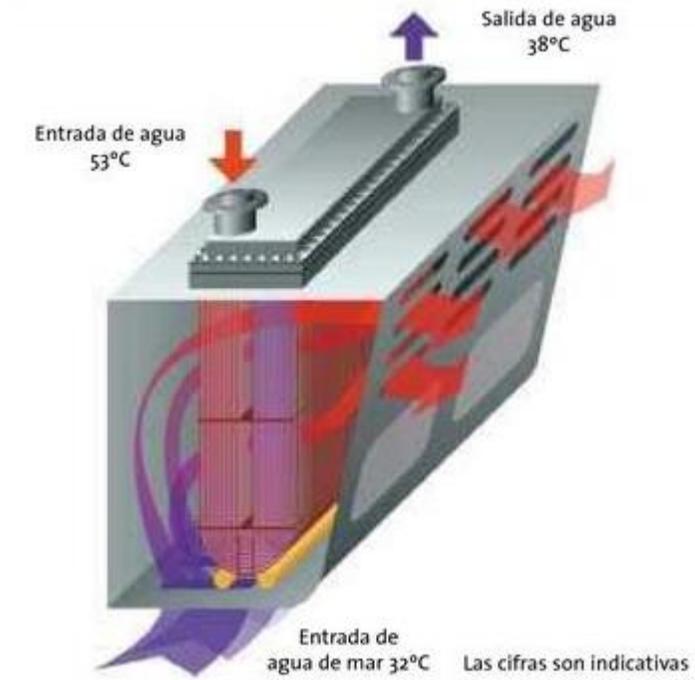


Tomado de [www.bloksma.net](http://www.bloksma.net)

El Box Cooler trabaja con el principio del sifón térmico (donde una diferencias en el peso específico del agua producido por un gradiente de temperatura, genera la circulación natural del agua). Figura 3.

El agua de refrigeración del motor se bombea a través de los tubos del enfriador de agua y se enfría por la circulación forzada de agua cruda a través del Box Cooler, cuando el barco está navegando. Cuando el barco está, atracado (parqueado), el recipiente está en posición de reposo, la circulación del agua en éste, es causada por el efecto de sifón térmico.

Fig. 3. Circulación del agua por el principio del termosifón.



Tomado de Box Cooler - GEA Bloksma B.V. - #3

La tendencia de estos intercambiadores es controlar en forma rigurosa el sistema de refrigeración de todos los dispositivos generadores de calor como: Los motores principales, motores auxiliares, propulsores de sistemas de aire acondicionado y Los sistemas hidráulicos, además ser implementado en todo tipo de embarcación como: remolcadores, buques de suministro, rompe el hielo, dragas, buques pesqueros, buques de carga, Barcazas, veleros y Ferrys, con generaciones desde

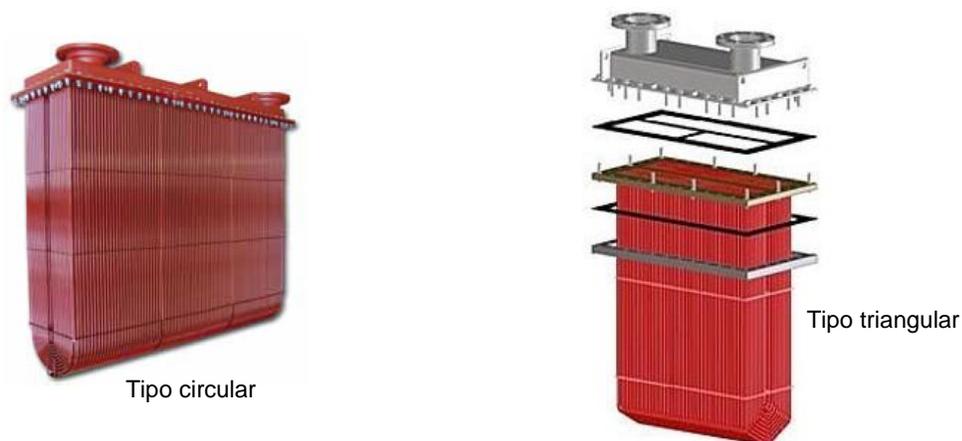
3 KW hasta más de 30000 KW, donde su desempeño sea el más óptimo con el menor consumo energético del buque representado en peso y en tamaño.

Dentro de los problemas más representativos que acarrea a este tipo de intercambiador están:

- ✓ La caída de presión en el haz de tubos.
- ✓ La corrosión, es decir el material que este acorde con la menor resistencia térmica, pero con una alta resistencia a la corrosión.
- ✓ Las incrustaciones y sedimentos cuando se navega por aguas fluviales que son más sucias y contaminantes que las aguas marinas, que pueden obstruir el flujo de agua.
- ✓ La vibración generada en el haz de tubos.

Todos estos factores, han conllevado a realizar una serie de investigaciones que han contribuido a dar una solución favorable como por ejemplo: el diseño del haz de tubo triangular propuesto por la empresa KLIMA minimiza la caída de presión, en consideración con el haz de tubo circular. Figura 4

Fig. 4. Intercambiador tipo circular y tipo triangular.



Tomado de <http://www.nauticexpo.es/prod/vdl-klima/intercambiadores-de-calor-para-buque-32382-197160.html>, [www.bloksma.net](http://www.bloksma.net)

Con respecto a la corrosión e incrustación han realizado algunos análisis de materiales tales como el Bronce Aluminio (CuZn20Al2) con varias capas de resinas de base fenólicas secadas en horno en todas las partes en contacto con el agua de mar, para asegura un aislamiento galvánico que protege al Box Cooler contra la corrosión y no haya riesgo de incrustación, con respecto a la vibración colocaron uniones amortiguadora a lo largo de los tubos en U y en los bafles soporte para contrarrestar y prevenir el desgaste y la vibración de los tubos.

Para establecer los parámetros requeridos en el diseño de un intercambiador de calor, es necesario enmarcarnos en el tipo de intercambiador a diseñar a partir de su contexto de aplicación, para este caso el intercambiador es el aplicado en el sistema de refrigeración de los motores de propulsión y generación empleados en las embarcaciones navales, el propósito principal, es desarrollar una metodología que facilite diseñar un intercambiador de calor con un alto rendimiento en cuanto a transferencia de calor, es decir que tenga una adecuada efectividad, sujeta a ciertas restricciones como: bajo costo de construcción, bajo costo de operación, limitaciones en cuanto a tamaño, peso y facilidad de mantenimiento.

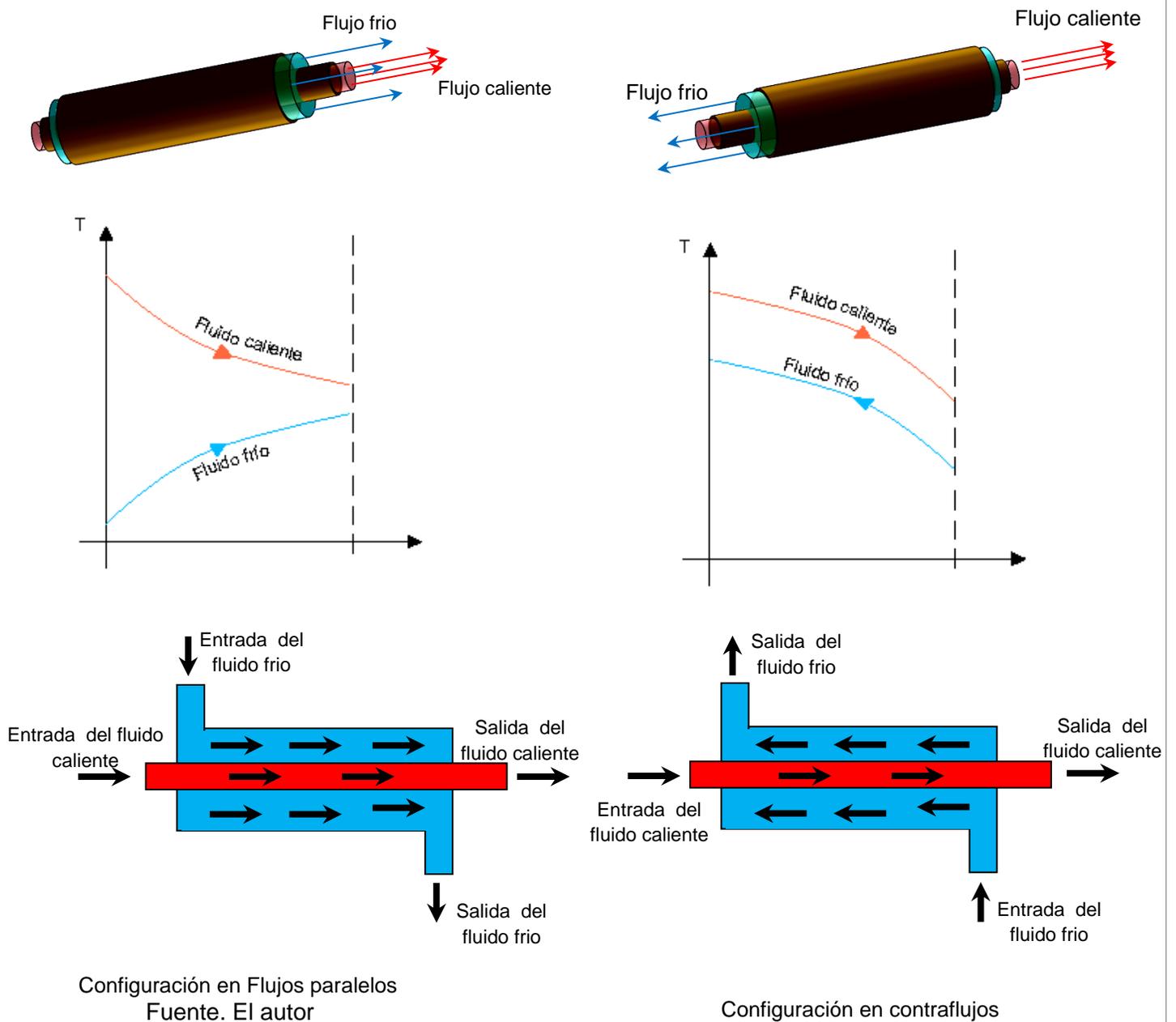
## **4.2. Marco teórico.**

### **Intercambiadores de calor.**

Los intercambiadores de calor, son dispositivos que se utilizan para intercambiar calor entre dos fluidos que se encuentran a diferentes temperaturas y están separados por una pared sólida para evitar que se mezclen, tienen una amplia variedad de aplicación como: sistema de calefacción doméstico, producción de potencia en las industrias, adecuación de la temperatura en los procesos químicos, para optimizar equipos de aplicación térmica o ahorradores de energía. Los intercambiadores se clasifican dependiendo de la configuración geométrica de los flujos, de la superficie de transferencia de calor y de los materiales de construcción, de acuerdo a las exigencias del diseño. El tipo más simple de

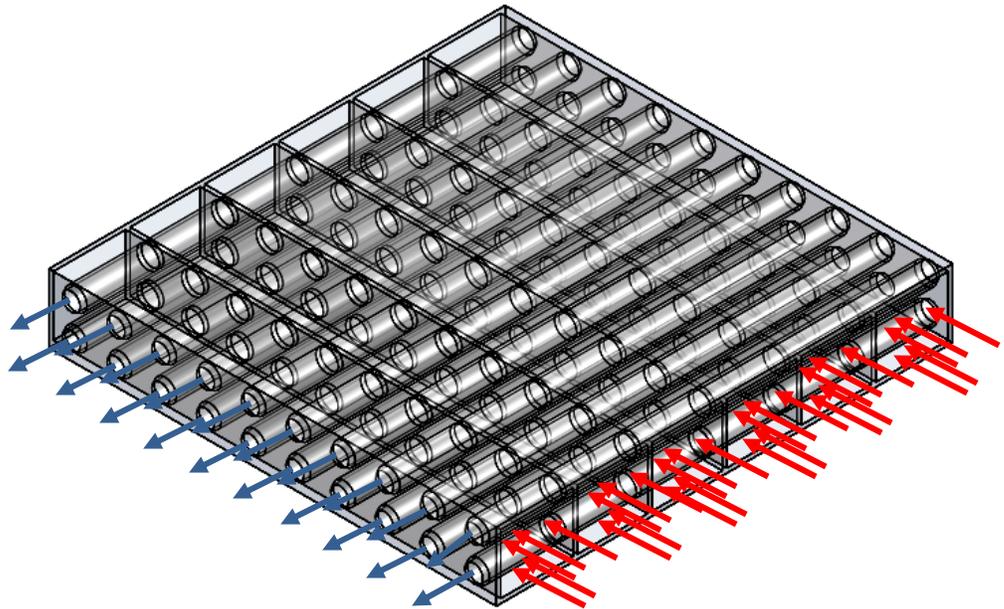
intercambiador es el de doble tubo o tubos concéntricos, fig. 5, cuya configuración del flujo puede estar en disposición de flujos paralelos, en donde los dos fluidos, el frío y el caliente, entran en el intercambiador por el mismo extremo y se mueven en la misma dirección, o a contra flujo, en donde los fluidos entran al intercambiador por los extremos opuestos y fluyen en direcciones opuestas.

**Fig. 5.** Intercambiadores de doble tubo o tubos concéntricos



Otro tipo de intercambiador es el tipo compacto, figura 6., que se caracteriza por su alta densidad de área ( $\beta$ ), permitiendo una elevada transferencia de calor por unidad de volumen, esto se debe a que posee una gran área superficial de transferencia de calor, por lo tanto estos intercambiadores se consideran compacto, cuando la razón entre el área superficial de transferencia de calor y su volumen es mayor de  $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ , y son de uso común en aplicaciones donde su limitación es el peso y el volumen. En estos intercambiadores, los dos fluidos suelen moverse de manera perpendicular entre sí y por esta configuración suelen llamarse intercambiadores de flujos cruzados.

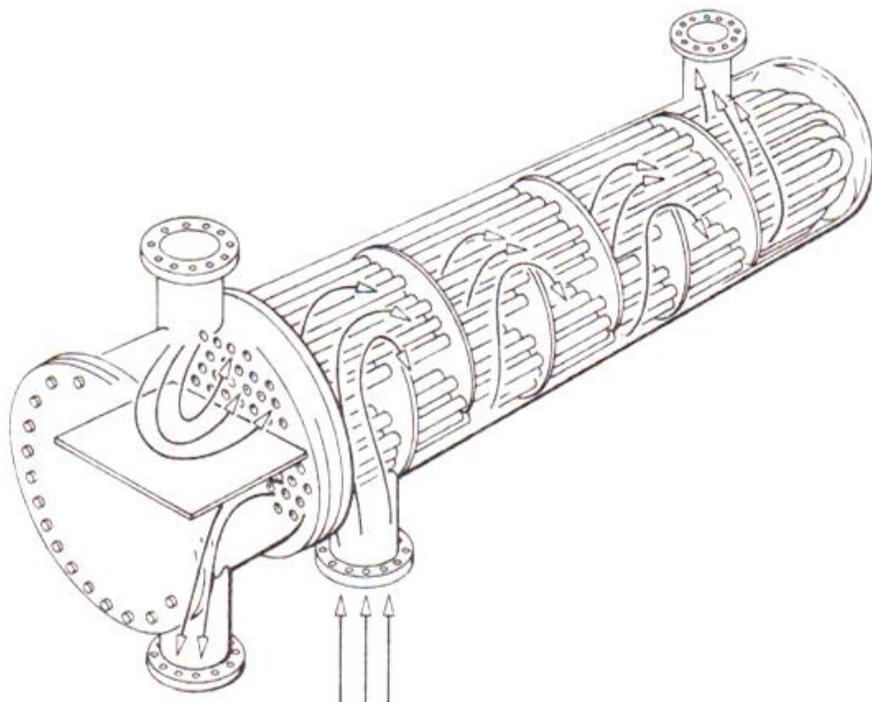
Fig. 6. Intercambiador compacto no mezclado



Fuente. El autor

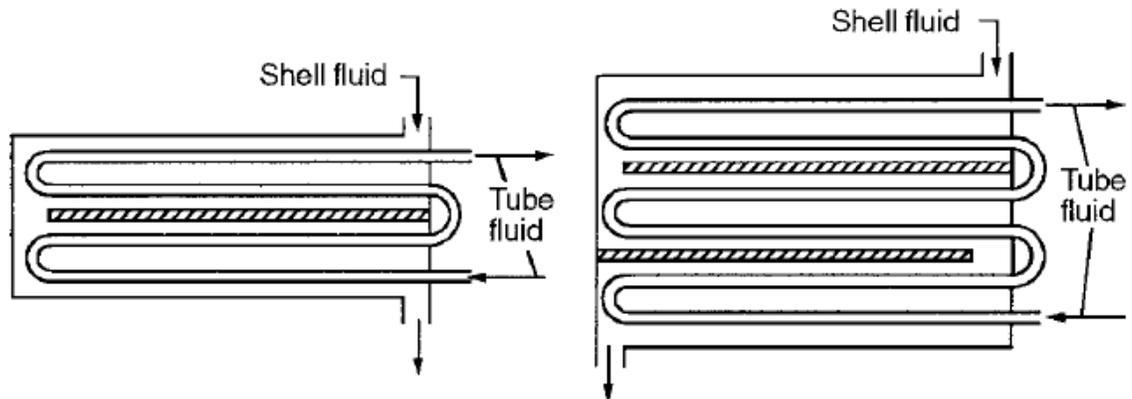
El intercambiador de uso más común en la industria es el de tubos y coraza, figura. 7, se caracterizan por tener un gran número de tubos empaquetados dentro de una coraza, y la transferencia de calor se da a medida que uno de los fluidos se mueve por dentro de los tubos, mientras que el otro fluido se mueve por fuera de estos, pero dentro de la coraza, y que muchas veces utiliza deflectores en la coraza, para mejorar el proceso de transferencia de calor, aumentando el coeficiente de convección del fluido del lado de la coraza, inducido por la turbulencia y la velocidad de flujo cruzado. Estos se clasifican de acuerdo al número de pasos que se realizan por la coraza y por los tubos, figura 8.

Fig. 7. Intercambiador de tubo y coraza



Tomado de Transferencia de calor de ANTHONY F. MILLS.

**Fig. 8.** Intercambiadores de acuerdo con el número de pasos tanto por la coraza como por los tubos.



Tomado de fundamentals of heat Exchange desing Ramesh k shah.

### 4.3. Estrategia de diseño.

El principal problema de diseño de un intercambiador de calor consiste en hacerlo optimo, por lo tanto, para analizar el problema de la transferencia del intercambiador de calor, es necesario estimar una serie de suposiciones que facilitan el resultado de los modelos teóricos, estos supuestos se hacen para las formulaciones de intercambiadores de calor con problemas de transferencia, para lo cual se tiene en cuenta: los balances de energía, las relaciones entre las ecuaciones, las condiciones de frontera, y su posterior análisis. Entre las suposiciones propuestas por Shah [2], se presentan las siguientes:

1. El intercambiador de calor opera bajo condiciones de estado estable, es decir, las tasas de flujo son constantes al igual que la temperatura de los fluidos en la entrada del intercambiador y es independientes del tiempo.
2. Las pérdidas de calor hacia o desde el entorno es insignificante (es decir, el intercambiador de calor fuera de las paredes son adiabáticas).

- 3.** No hay fuentes de energía térmica sobre las paredes del intercambiador o de los fluidos, tales como la calefacción eléctrica, reacción química o procesos nucleares.
- 4.** La temperatura de cada fluido es uniforme sobre toda la sección transversal del intercambiador para los flujos en contracorriente y los flujos paralelo (es decir, una mezcla perfecta transversal y sin gradiente de temperatura normal a la dirección de flujo).
- 5.** La resistencia térmica de la pared del intercambiador se considera uniformemente.
- 6.** Si en el intercambiador, uno de los fluidos pasan por un proceso de cambio de fase, este se producirá bajo las siguientes condiciones. El cambio de fase se produce a una temperatura constante y a presión constante, en este proceso la razón de capacidad calorífica tiende al infinito, y por lo tanto  $C_{m\acute{a}x} = \dot{m}C_p$ ; donde  $\dot{m}$  es la tasa de flujo másico del fluido y  $C_p$  es calor calorífico.
- 7.** La conducción de calor longitudinal en los fluidos y en la pared es despreciable.
- 8.** Los coeficientes de calor individuales y en general de transferencia son constantes (independiente de la temperatura, tiempo y posición) a través del intercambiador, incluyendo el caso de cambio de fase de fluidos establecida en la suposición 6
- 9.** El calor específico de cada fluido es constante a lo largo del intercambiador, de modo que la tasa de capacidad de calor en cada lado se trata como constante. Se debe tener en cuenta que las propiedades del fluido no están implicadas directamente en el balance de energía y en las ecuaciones de velocidad, pero se trata de forma implícita en el número de unidades de transferencia (NTU) y se tratan como constantes.

**10.** Para un intercambiador de superficie extendida, la eficiencia global ( $\eta_o$ ), se considera uniforme y constante en toda la superficie.

**11.** La transferencia de calor a través del área superficial  $A_s$ , está distribuida uniformemente en cada lado de los fluidos en un intercambiador que puede ser de un solo paso o múltiples pasos. En una unidad de múltiples pasos, la transferencia de calor a través del área superficial, se distribuye uniformemente en cada pasada, aunque en cada paso tenga diferentes áreas de superficie.

**12.** La velocidad y la temperatura en la entrada del intercambiador de calor en cada lado del fluido son uniformes sobre la sección transversal de flujo.

Además de las anteriores suposiciones, es importante seleccionar de manera adecuada la configuración y la superficie de transferencia de calor, para lo cual Mills [3], propone necesario realizar las siguientes etapas:

1. Especificar la eficacia de transferencia de calor requerida.
2. Especificar la caída de presión permisible de una de las corrientes o de ambas
3. Seleccionar una configuración.
4. Calcular y seleccionar las dimensiones de la unidad.
5. Desarrollo del Diseño experimental.
6. Evaluar el diseño, respecto a factores como el costo, tamaño, peso y la facilidad del mantenimiento

#### **4.3.1 Especificar la eficacia de transferencia de calor requerida.**

Para determinar la eficacia de transferencia de calor, es necesario realizar un diseño termo-hidráulico, que consiste en dimensionar el intercambiador de calor, por lo tanto la naturaleza de esta tarea depende de la configuración geométrica del flujo del intercambiador y del tipo de régimen del flujo, laminar o turbulento.

Para este caso el intercambiador es un Box Cooler tipo Bayoneta, como el que se observa en la figura 9.

**Fig. 9.** Intercambiador Box Cooler tipo Bayoneta



Tomado de Box Cooler - GEA Bloksma B.V. - #3

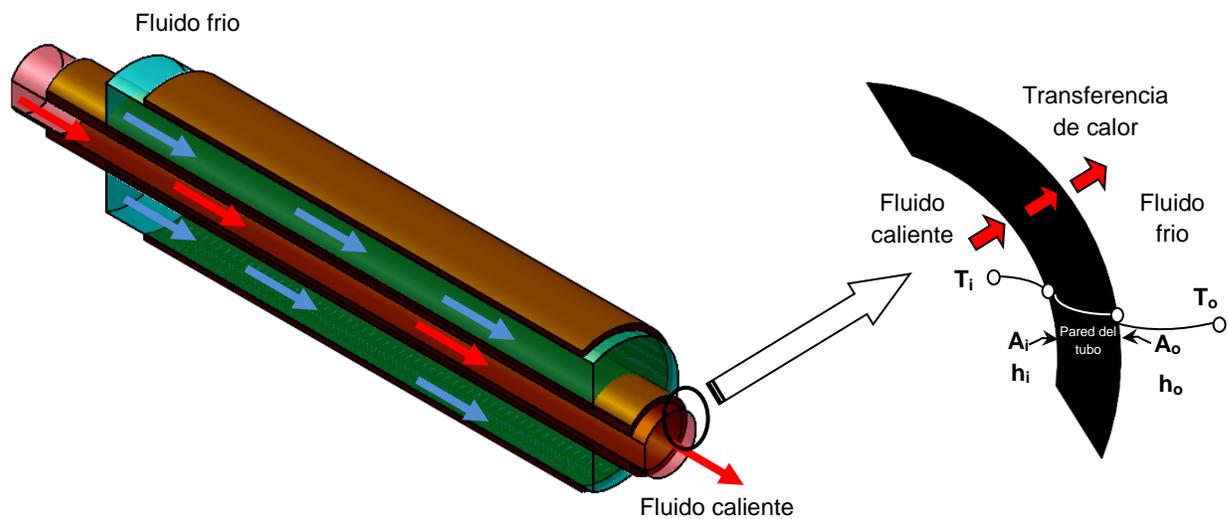
Para realizar el análisis de transferencia de calor de un intercambiador de calor, se debe relacionar la tasa de transferencia de calor ( $\dot{Q}$ ), el área superficial de transferencia de calor ( $A_s$ ), la razón de capacidad calorífica ( $C$ ), de cada fluido, el coeficiente global de transferencia de calor ( $U$ ), y la temperatura final de cada fluido.

Para este propósito se utilizan: el balance de energía, basado en la primera ley de la termodinámica y las ecuaciones de velocidad de transferencia de calor.

#### 4.3.1.1. Variables que intervienen en el comportamiento del intercambiador

Por lo común un intercambiador de calor se relaciona con el uso de dos fluidos a diferentes temperaturas que fluyen y están separados por una pared sólida, en primera instancia el calor se transfiere del fluido caliente hacia la pared por convección, después a través de la pared por conducción y por último de la pared al fluido frío nuevamente por convección, fig.10.

**Fig.10.** Red de resistencia térmica en el proceso de transferencia de calor de un intercambiador.



Fuente el autor

Este proceso de transferencia de calor, se da a través de una red de resistencia térmica, como se observa en la figura 10, de las cuales dos son resistencia por convección y una por conducción, en este caso los subíndices  $i$  y  $o$  representan

las superficies interior y exterior del tubo interior, para un intercambiador de calor de doble tubo, la resistencia térmica de la pared del tubo interior es [4].

$$R_{Pared} = \frac{\ln(D_o / D_i)}{2\pi kL} \quad (1)$$

Donde  $k$  es la conductividad térmica del material del tubo y  $L$  es la longitud del tubo.

Luego la resistencia total del sistema es  $R_{Total} = R_i + R_{Pared} + R_o$ , donde  $R_i$  y  $R_o$  son las resistencias térmicas debido a la convección:

$$R_i = \frac{1}{h_i A_i} \quad y \quad R_o = \frac{1}{h_o A_o} \quad (2)$$

$$R_{total} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o / D_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o A_o}$$

$A_i$  y  $A_o$  son las áreas superficiales interior y exterior de la pared del tubo interior y se determinan como:

$$A_i = \pi D_i L \quad y \quad A_o = \pi D_o L \quad (3)$$

$h_i$  y  $h_o$  son los coeficientes convectivos de los fluidos y estos dependen del estado de los fluidos, es decir si están en régimen completamente desarrollados como laminar o turbulento, y para esto es necesario determinar el número de Reynold

$$Re = \frac{VD_h}{\nu} \quad V = \frac{\dot{m}}{\rho A_c} \quad (4)$$

$D_h$  es el diámetro hidráulico y  $V$  es la velocidad media del fluido.

Si el valor del  $R_e$  es mayor de 10000 en tuberías, entonces el régimen es turbulento completamente desarrollado, luego el número Nusselt se puede determinar a partir de:

$$Nu = \frac{hD}{k} = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (5)$$

Si el valor del  $R_e$  es menor de 2300 en tuberías, entonces el régimen es laminar completamente desarrollado, luego el número Nusselt se puede determinar a partir de los valores relacionados por Kays y London, [5].

Hay que tener en cuenta que el rendimiento de los intercambiadores de calor se deteriora con el paso del tiempo, debido a las incrustaciones producidas por los depósitos de los sedimentos sobre las superficies, representando una resistencia adicional llamada como factor de incrustación o de obstrucción ( $R_f$ ), por lo tanto la resistencia total quedaría:

$$R_{total} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{f,i}}{A_i} + \frac{\ln(D_o / D_i)}{2\pi k L} + \frac{R_{f,o}}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (6)$$

#### 4.3.1.1.1 Coeficiente global de transferencia de calor.

En sistemas compuestos de transferencias de calor, donde se relacionan la diferencia de temperatura y la resistencia asociada a cada elemento, como  $\dot{Q} = \Delta T / \Sigma R$ , es conveniente trabajar con un coeficiente global de transferencia de calor ( $U$ ), que se define como una expresión análoga a la ley de enfriamiento de Newton como: [6]

$$\dot{Q} = UA_s F \Delta T_{lm,CF} = UA_s \Delta T_{lm} \quad (7)$$

Donde  $\Delta T$  es la diferencia Total de temperatura, por lo tanto  $\Delta T / \Sigma R = UA\Delta T$ , se obtiene que

$UA = 1 / \Sigma R$ , siendo  $R_{\text{Total}} = \Sigma R$ , esto implica que el coeficiente global de transferencia de calor se relaciona con la resistencia térmica total y se expresa como  $U = 1 / AR_{\text{Total}}$ .

#### 4.3.1.1.2 Razón de capacidad calorífica (C).

Es la velocidad de transferencia de calor necesaria para cambiar la temperatura de una corriente de fluido en 1 °C, conforme fluye por el intercambiador de calor, y se define como el producto entre el flujo másico y el calor específico de un fluido, es decir:

$$C_h = \dot{m}_h C_{ph} \quad y \quad C_c = \dot{m}_c C_{pc} \quad (8)$$

Dónde:

$C_h$  Es la razón de capacidad calorífica del fluido caliente

$C_c$  Es la razón de capacidad calorífica del fluido frío,

$\dot{m}_h$  y  $\dot{m}_c$  son los flujos másicos de los fluidos caliente y frío respectivamente.

$C_{ph}$  y  $C_{pc}$  Son los calores específicos de los fluidos caliente y frío respectivamente.

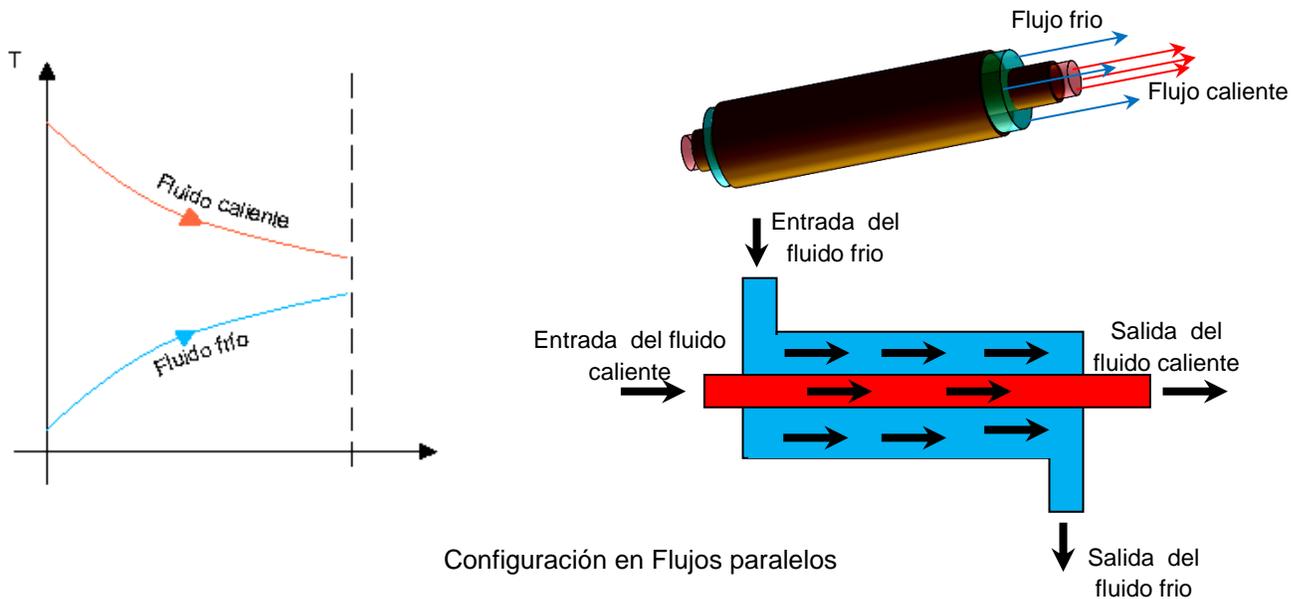
#### 4.3.1.1.3. Configuración geométrica del flujo.

Las configuraciones geométricas más importantes en un intercambiador de calor son:

- ✓ Dos corrientes en flujo paralelo: en este caso los fluidos fluyen en el mismo sentido y en direcciones paralelas sin mezclarse, en este caso obsérvese

en la figura 11. que los fluidos caliente y frio entran en el intercambiador por los mismos extremos, y la temperatura de salida del fluido frio nunca logra sobrepasar la temperatura de salida del fluido caliente, esto indica que su eficiencia es baja.

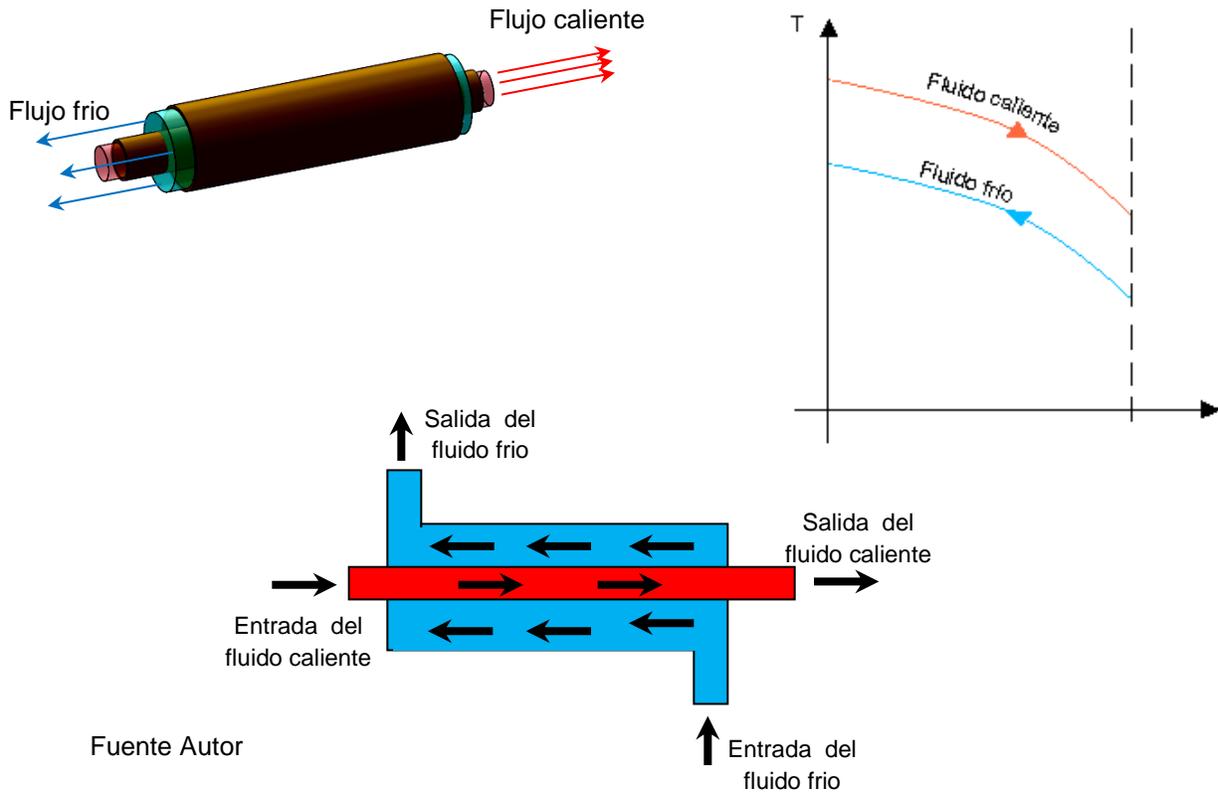
**Fig. 11.** Configuración geométrica de flujos en corrientes paralelas



Fuente Autor

- ✓ Dos corrientes a contra flujo: en este caso los fluidos fluyen en sentido opuesto y en direcciones paralelas sin mezclarse, en este caso obsérvese en la figura 12. que los fluidos caliente y frio entran en el intercambiador por los extremos opuestos, y es posible que la temperatura de salida del fluido frio sobrepase la temperatura de salida del fluido caliente, y sin violar la segunda ley, nunca puede sobrepasar la temperatura de entrada del fluido caliente, esto indica que su eficiencia es mejor que la de flujos paralelos.

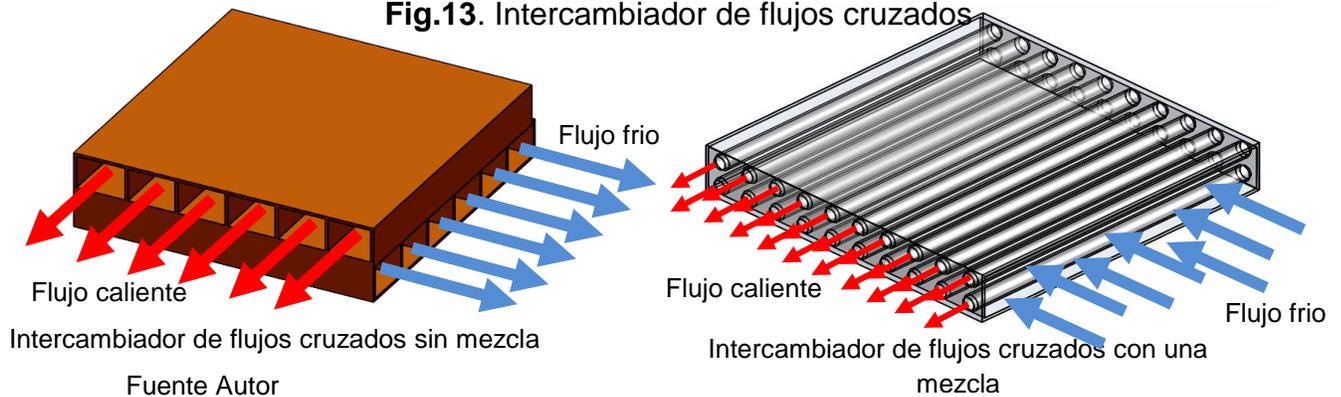
**Fig. 12.** Configuración geométrica en contraflujo



Configuración en contraflujos

- ✓ Dos corrientes en flujos cruzados: En este caso, las corrientes fluyen en direcciones perpendiculares como se observa en la figura 13, una o ambas corrientes pueden estar sin mezclar, esta configuración tiene una efectividad intermedia entre la de un intercambiador de corrientes paralelas y la de uno de contracorriente.

**Fig.13.** Intercambiador de flujos cruzados



En general el comportamiento de un intercambiador de calor puede ser representada por:

- Un grupo de variables dependientes como las temperaturas de salida de los fluidos o la tasa de transferencia de calor ( $T_{h,o}$ ,  $T_{c,o}$  ó  $\dot{Q}$ ).
- Un grupo de variables independientes influenciadas por las condiciones de operación como las Temperaturas de entrada de cada fluido y las razones de capacidad calorífica ( $T_{h,i}$ ,  $T_{c,i}$ ,  $C_h$ ,  $C_c$ ).
- Un grupo de variables independientes influenciadas por los parámetros de control de diseño como el coeficiente global de transferencia de calor, el área de transferencia y la configuración geométrica del flujo.

$$\underbrace{T_{h,o}, T_{c,o}}_{\text{Variables dependientes}} \text{ ó } \dot{Q} = f \left( \underbrace{T_{h,i}, T_{c,i}, C_h, C_c}_{\text{Variables de la condición de operación}}, \underbrace{U, A, \text{Configuración geométrica del flujo}}_{\text{Parámetros de control de diseño}} \right)$$

Variables y parámetros independientes

#### 4.3.2. Especificar la caída de presión permisible de una de las corrientes o de ambas.

La determinación de la caída de presión en un intercambiador de calor es importante por dos razones: primero, el líquido debe ser bombeado a través del intercambiador, lo que significa que el fluido de bombeo requiere de una potencia, esta potencia de bombeo es proporcional a la caída de presión del intercambiador, y segundo, La velocidad de transferencia de calor puede ser influenciado significativamente.

En los intercambiadores de calor la caída de presión, se expresan por unidad de longitud, y está influenciada por el diámetro de las tuberías, la velocidad de flujo, la densidad y la viscosidad. La caída de presión permitida en un

intercambiador es la presión estática del fluido [7], más las pérdidas causadas por la fricción de la tubería, conexiones y reguladores de control, que debe disiparse para mover el flujo a través del intercambiador, por lo tanto la caída de presión está en función del número de Reynolds y de la rugosidad de las tuberías, y su análisis se hace considerando que el fluido en la tubería fluye de manera isotérmica. Por lo anterior la caída de presión se expresa como:

$$P = \frac{\dot{V} \Delta p}{\eta_p} = \frac{\dot{m} \Delta p}{\rho \eta_p} \quad (9)$$

Donde  $\dot{V}$  es el flujo volumétrico y  $\eta_p$  es la eficiencia de la bomba, por lo anterior se puede determinar la caída de presión como:

$$\dot{m} = GA_o \quad \Delta p \approx f \frac{4L}{D_h} \frac{G^2}{2g_c \rho} \quad \text{Re} = \frac{GD_h}{\mu} \quad (10)$$

Si el flujo es laminar, es decir con un  $\text{Re} \leq 2100$  a  $2300$ , por la ecuación de Hagen – Poiseuille, el factor de fricción  $f$  es igual a:

$$f = \frac{16}{DG / \mu} \quad (11)$$

Si el flujo es turbulento, es decir con un  $\text{Re} \geq 4000$ , por la ecuación de Wilson, Mc Adams y Seltzer, el factor de fricción  $f$  es igual a:

$$f = 0,0035 + \frac{0,264}{(DG / \mu)^{0,42}} \quad (12)$$

### 4.3.3. Seleccionar una configuración.

Seleccionar una disposición de flujo en particular, debe garantizar la mejor y eficiente transferencia de calor y para esto, es necesario identificar la efectividad del intercambiador, la caída de presión disponibles, las velocidades máximas y mínimas permitidas, las trayectorias de los flujo de fluidos sobres el montaje, las tensiones térmicas permitidas, los niveles de temperatura, y las consideraciones de tuberías y sus accesorios.

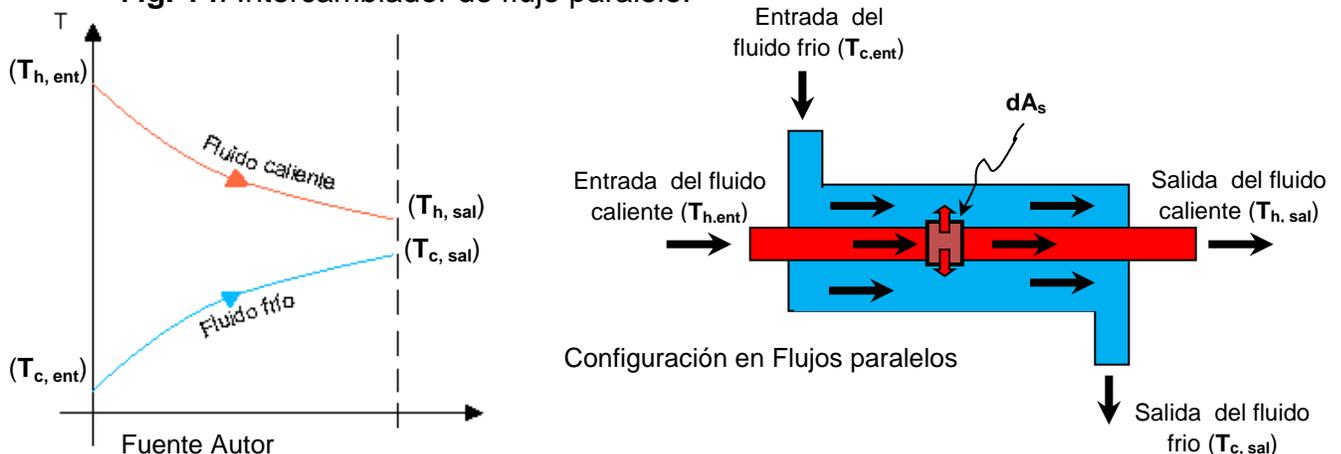
### 4.3.4. Calcular y seleccionar las dimensiones de la unidad.

Es conveniente analizar los métodos más usados en el análisis de intercambiadores de calor, entre estos están: El método de la diferencia media logarítmica de temperatura “Log-Mean Temperature Difference” (LMTD), que es el más apropiado para la selección de un intercambiador, y el método de la efectividad ( $\xi$ ) relacionado con el número de unidades de transferencia (NTU).

#### 4.3.4.1 Método de la diferencia media logarítmica de temperatura (LMTD).

Este método surge de la relación entre las diferencias de temperaturas promedio entre los dos fluidos en un intercambiador de calor paralelo o a contraflujo, por ejemplo para el caso de un intercambiador de flujo paralelo como el de la figura 14. Se observa que la diferencia de temperatura  $\Delta T$  entre los fluidos caliente y frío a la entrada es grande y disminuye en forma exponencial hacia la salida.

Fig. 14. Intercambiador de flujo paralelo.



Retomando la suposición de que el intercambiador está completamente aislado y despreciando los cambios en la energía potencial y cinética, se puede realizar un balance de energía en cada fluido, en una sección diferencial del intercambiador obteniendo:

(13)

$$\delta\dot{Q} = -\dot{m}_h c_{ph} dT_h = \dot{m}_c c_{pc} dT_c$$

Es decir, la razón de la pérdida de calor desde el fluido caliente, en cualquier sección del intercambiador es igual a la razón de ganancia de calor por el fluido frío en esa sección. Esta razón de transferencia de calor en la sección diferencial del intercambiador de calor, también se puede expresar como:

$$\delta\dot{Q} = U(T_h - T_c)dA_s$$

Igualando estas dos ecuaciones, reacomodando e integrando se obtiene:

$$\dot{Q} = UA_s \left[ \frac{(T_{h,ent} - T_{c,ent}) - (T_{h,sal} - T_{c,sal})}{\ln\left(\frac{T_{h,ent} - T_{c,ent}}{T_{h,sal} - T_{c,sal}}\right)} \right] \quad (14)$$

Siendo la diferencia de temperatura media logarítmica

FLUJO PARALELO

$$\Delta T_{lm} = \left[ \frac{(T_{h,ent} - T_{c,ent}) - (T_{h,sal} - T_{c,sal})}{\ln\left(\frac{T_{h,ent} - T_{c,ent}}{T_{h,sal} - T_{c,sal}}\right)} \right] \quad (15)$$

CONTRAFLUJOFLUJO

$$\Delta T_{LN} = \frac{(T_{h,ent} - T_{c,sal}) - (T_{h,sal} - T_{c,ent})}{LN\left(\frac{(T_{h,ent} - T_{c,sal})}{(T_{h,sal} - T_{c,ent})}\right)}$$

Luego  $\dot{Q} = UA_s \Delta T_{ln}$ , a manera de abreviar la ecuación, se asignará:

$$\Delta T_1 = T_{h,ent} - T_{c,ent} \quad \text{y} \quad \Delta T_2 = T_{h,sal} - T_{c,sal}, \text{ por lo tanto la diferencia de temperatura}$$

$$\text{media logarítmica quedará expresada como } \Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}.$$

Si se realiza este análisis para un intercambiador a contraflujo con las temperaturas de entrada y salida específica, la diferencia de temperatura media logarítmica siempre es mayor que la correspondiente a la de un flujo en paralelo, es decir,  $\Delta T_{lm, CF} > \Delta T_{lm, FP}$ , lo que indica que en el proceso de transferencia de calor para un intercambiador en contra flujo, se necesita un área superficial más pequeña y por ende un intercambiador más pequeño. Este resultado muestra que son más eficiente los intercambiadores que usa configuraciones a contra flujo.

Para el caso en que los intercambiadores sean de flujos cruzados o de tubos y coraza de pasos múltiples, la expresión de la diferencia de temperatura media logarítmica es muy compleja, debido a las complejas condiciones de flujo, por lo tanto, es conveniente determinar la diferencia de temperatura equivalente a la diferencia de temperatura media logarítmica presentado en una configuración a contra flujo. Para encontrar esta diferencia de temperatura equivalente, se utiliza un factor de corrección  $F$ , el cual depende de la configuración geométrica del intercambiador y de las temperaturas de entrada y de salida de las corrientes de los fluidos frío y caliente, y que expresada como:

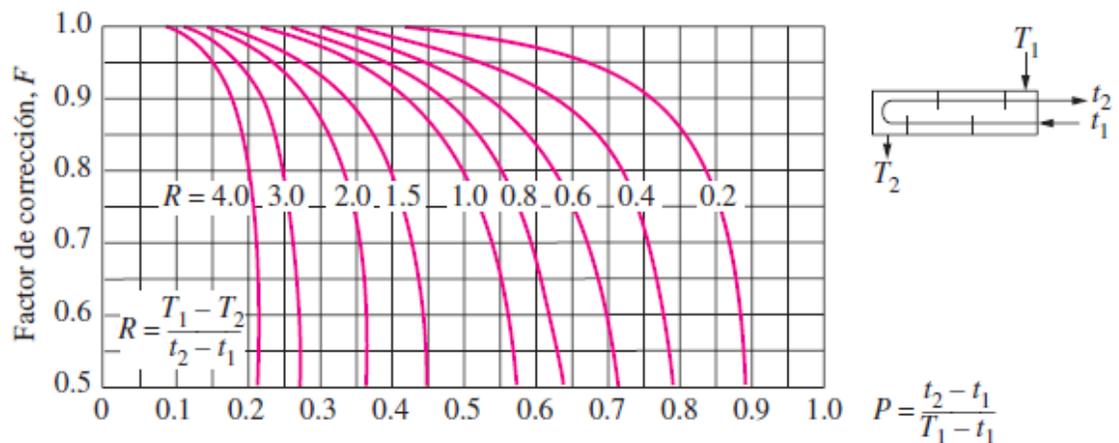
$$\Delta T_{lm} = F \Delta T_{lm,CF} \quad (16)$$

Donde  $F$  se determina en función de las razones  $P$  y  $R$  entre dos temperaturas, para las configuraciones comunes de los intercambiadores de flujo cruzado e intercambiadores de casco y tubos, se determinan como:

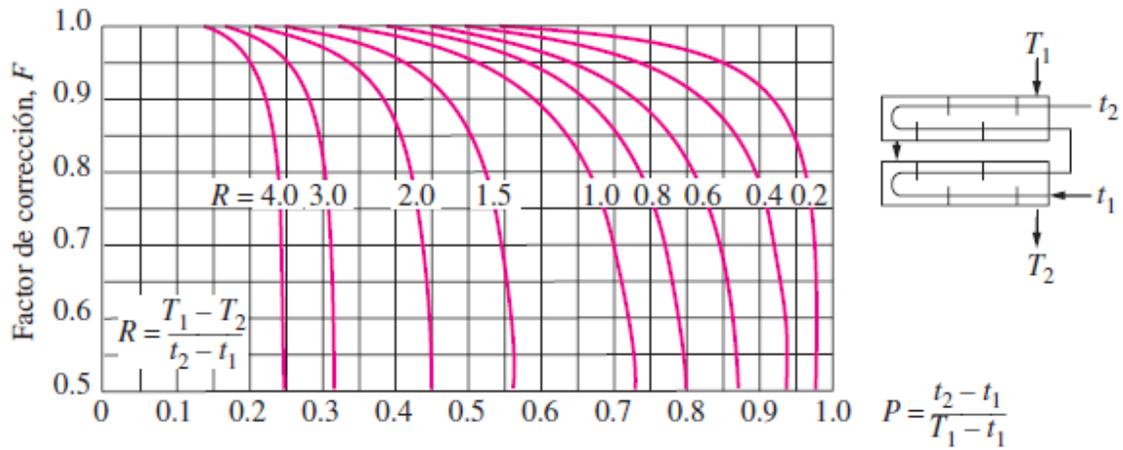
$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}, \quad \text{y} \quad R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (17)$$

En la figura 15, se muestran los gráficos que relacionan a las razones  $P$  y  $R$  que permiten determinar el factor de corrección  $F$

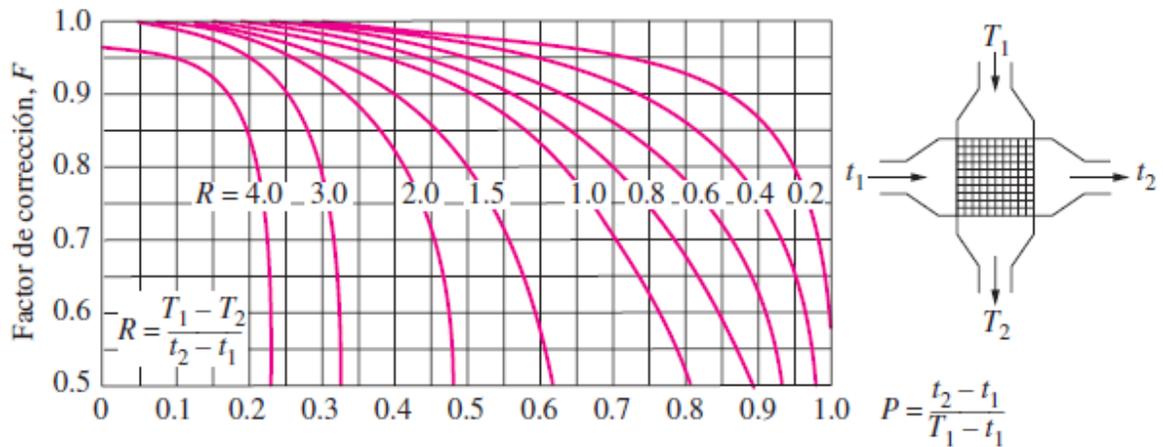
Fig. 15. Diagrama del factor de corrección  $F$  para intercambiadores comunes de tubo y coraza de flujo cruzado



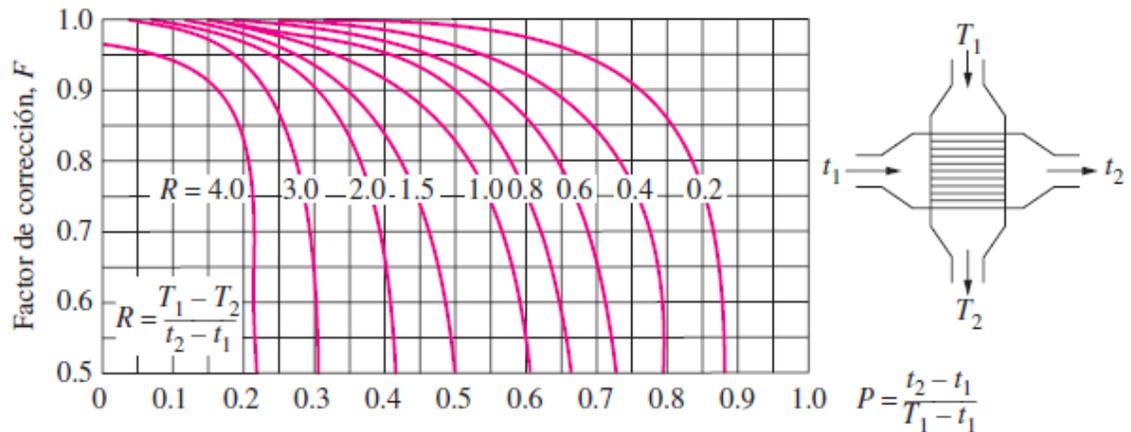
a) Un paso por la coraza y 2, 4, 6, etc. (cualquier múltiplo de 2) pasos por los tubos



b) Dos pasos por la coraza y 4, 8, 12, etc. (cualquier múltiplo de 4) pasos por los tubos



c) Flujo cruzado de un solo paso con los dos fluidos de flujo no *mezclado*



d) Flujo cruzado de un solo paso con uno de los fluidos de flujo mezclado y el otro no mezclado

Tomado de transferencia de calor y masa de YUNUS A. CENGEL.

Luego el flujo de calor queda determinado como:

$$\dot{Q} = UA_s F \Delta T_{lm,CF} = UA_s \Delta T_{lm}$$

#### 4.3.4.2. Método de la efectividad ( $\epsilon$ ) relacionado con el número de unidades de transferencia (NTU).

Este método es una variación del método P – NTU, donde P se conoce como la temperatura efectiva, propuesto por Kays y London en 1955, [5], el cual simplificó mucho el análisis de los intercambiadores de calor. Facilita el cálculo de la razón de la transferencia de calor y de las temperaturas de salidas caliente y frío, conociendo el flujo másico, la temperatura de entrada de los fluidos cuando se especifican el tipo y el tamaño del intercambiador. Por lo anterior, este método permite determinar el rendimiento de la transferencia de calor de un intercambiador específico, o bien determinar si un intercambiador es adecuado o no, para realizar un trabajo.

**La efectividad ( $\epsilon$ ):** Es la medida del desempeño térmico de un intercambiador de calor, es un parámetro adimensional, que depende del número de unidades de

transferencia (NTU), la razón de capacidad calorífica (C), y de la geometría del flujo del intercambiador.

$$\varepsilon = f(NTU, C, Geometria \text{ del flujo})$$

Se define como la relación de la tasa de transferencia de calor real del fluido caliente al fluido frío, con respecto a la máxima velocidad posible de transferencia de calor, es decir:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{Q_{m\acute{a}x}} \quad (18)$$

**Razón de transferencia de calor real / Razón máxima permisible de la transferencia de calor.**

La razón de transferencia de calor real de un intercambiador, se puede encontrar realizando un balance de energía en los fluidos tanto caliente como frío, obteniéndose:

$$\dot{Q} = C_c(T_{c,sal} - T_{c,ent}) = C_h(T_{h,ent} - T_{h,sal}) \quad (19)$$

Donde  $C_c = \dot{m}_c C_{pc}$  y  $C_h = \dot{m}_h C_{ph}$ , que son las razones de capacidad calorífica de los fluidos frío y caliente.

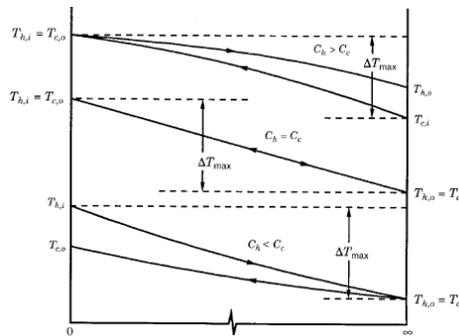
Para determinar la razón máxima ( $\dot{Q}_{m\acute{a}x}$ ) posible de transferencia de calor de un intercambiador, es necesario identificar la diferencia de temperatura máxima que se produce entre las temperaturas de entrada de los fluidos caliente y frío, es decir:  $\Delta T_{m\acute{a}x} = T_{h,ent} - T_{c,ent}$ .

El máximo valor de transferencia de calor que puede alcanzar un intercambiador, ocurre cuando:

- ✓ El fluido frío se calienta hasta la temperatura de entrada del fluido caliente, en este caso  $C_h > C_c$ .
- ✓ El fluido caliente se enfría hasta la temperatura de entrada del fluido frío, en este caso  $C_h < C_c$ .
- ✓ Que las dos condiciones anteriores se alcancen de manera simultánea, esto se logra cuando  $C_h = C_c$ .

En la figura 16, muestra los casos mencionados anteriormente para la distribución de temperatura de un intercambiador a contra flujo de área superficial infinita

**Fig. 16.** Distribución de temperatura en un intercambiador a contraflujo de área infinita



Tomado de Fundamentals Of Heat Exchanger Design, de Ramesh K. Shah and Dušan P. Sekulic.

Lo anterior indica, que el fluido que posea una razón de capacidad calorífica menor experimentará un cambio más grade en la temperatura, y por lo tanto será el primero en experimentar la diferencia máxima de temperatura, luego la razón máxima ( $\dot{Q}_{m\acute{a}x}$ ) posible de transferencia de calor de un intercambiador está dado por:

$$\dot{Q}_{m\acute{a}x} = C_{m\acute{i}n} (T_{h,ent} - T_{c,ent})$$

Donde  $C_{m\acute{i}n}$  es el menor entre  $C_h$  y  $C_c$ .

Usando el valor del flujo real de transferencia de calor a partir de la ecuación de conservación de la energía y el flujo de calor máximo, la efectividad del

intercambiador válido para todos los arreglos de flujo de los dos fluidos está dado por.

$$\varepsilon = \frac{C_h(T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{C_c(T_{c,p} - T_{c,i})}{C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (20)$$

Recordemos que el flujo de calor también puede ser expresado como:  $\dot{Q} = UA\Delta T_{lm}$ , luego la efectividad se puede expresar como:

$$\varepsilon = \frac{UA_s \Delta T_{lm}}{\dot{Q}_{m\acute{a}x}} = \frac{UA_s \Delta T_{lm}}{C_{m\acute{i}n}(T_{hi} - T_{ci})} = \frac{UA_s}{C_{m\acute{i}n}} \frac{\Delta T_{lm}}{\Delta T_{m\acute{a}x}}$$

**Número de unidades de transferencia (NTU) “Number of Transfer Units”** se define como una relación de la conductancia térmica global para la transferencia de calor de menor capacidad, es decir:

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{m\acute{i}n}} \quad (21)$$

De esta ecuación se observa que el **NTU** es proporcional al  $A_s$ , por lo tanto para valores específicos de  $U$  y  $C_{m\acute{i}n}$ , el valor del **NTU** es una medida del área superficial de transferencia de calor,  $A_s$ . Esto significa que a mayor NTU, más grande será el intercambiador de calor.

El **NTU** también puede interpretarse como la magnitud relativa de la tasa de transferencia de calor en comparación con la tasa de cambio de entalpía del fluido de menor capacidad calorífica.

$$NTU = \frac{1}{C_{\min}} \frac{1}{\frac{1}{(\eta_o h_m A)_h} + R_{h,f} + R_w + R_{c,f} + \frac{1}{(\eta_o h_m A)_c}} \quad (22)$$

Al analizar los intercambiadores de calor, es conveniente definir otra cantidad adimensional, llamada **Relación de capacidades calorífica (C)**. Que es simplemente una relación entre la menor capacidad calorífica con respecto a la mayor capacidad calorífica de las dos corrientes de los fluidos y se representa como:

$$C = \frac{C_{mín}}{C_{máx}} = \frac{(\dot{m}c_p)_{mín}}{(\dot{m}c_p)_{máx}} \quad (23)$$

Una vez obtenido los valores correspondientes a las cantidades  $C = \frac{C_{mín}}{C_{máx}}$  y

$NTU = \frac{UA_s}{C_{mín}}$ , se puede determinar fácilmente la efectividad  $\varepsilon$ , basándose en la

tabla 1 y en la figura 12, para un tipo de intercambiador específico. Con este resultado se puede encontrar la razón de transferencia de calor como:

$$\dot{Q} = \varepsilon C_{mín} (T_{h,ent} - T_{c,ent})$$

y las temperaturas de salida  $T_{h,sal}$  y  $T_{c,sal}$  con la ecuación

$$\dot{Q} = C_c (T_{c,sal} - T_{c,ent}) = C_h (T_{h,ent} - T_{h,sal})$$

**Tabla 1.** Relación de la efectividad para los intercambiadores de calor

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{\min}} \quad \text{y} \quad c = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{(\dot{m}c_p)_{\min}}{(\dot{m}c_p)_{\max}}$$

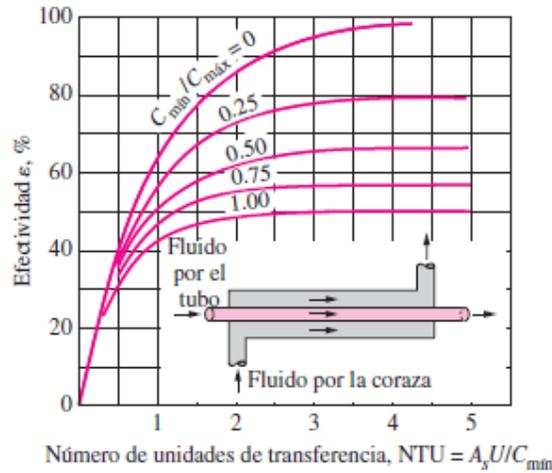
Tipo de intercambiador de calor	Relación de la efectividad
1 <i>Tubo doble:</i> Flujo paralelo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + c)]}{1 + c}$
Contraflujo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - c)]}{1 - c \exp[-NTU(1 - c)]}$
2 <i>Tubos y coraza</i> Un paso por la coraza y 2, 4, . . . pasos por los tubos	$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + c + \sqrt{1 + c^2} \frac{1 + \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]}{1 - \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]} \right\}^{-1}$
3 <i>Flujo cruzado</i> (un solo paso) Los dos fluidos en flujo no mezclado	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{NTU^{0.22}}{c} [\exp(-c NTU^{0.78}) - 1] \right\}$
$C_{\max}$ mezclado, $C_{\min}$ no mezclado	$\varepsilon = \frac{1}{c} (1 - \exp\{1 - c[1 - \exp(-NTU)]\})$
$C_{\min}$ mezclado, $C_{\max}$ no mezclado	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ -\frac{1}{c} [1 - \exp(-c NTU)] \right\}$
4 <i>Todos los intercambiadores con <math>c = 0</math></i>	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$

Tomado de W. M. Kays y A. L. London. *Compact Heat Exchangers*, 3a. ed. McGraw-Hill, 1984. Reimpreso con autorización de William M. Kays.

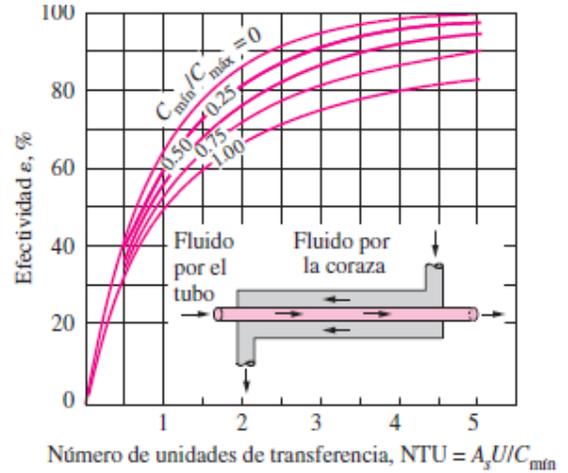
Tomado de transferencia de calor y masa de YUNUS A. CENGEL.

**Fig. 17.** Gráfica de las efectividades para algunos intercambiadores  $NTU = \frac{UA_s}{C_{mín}}$  y

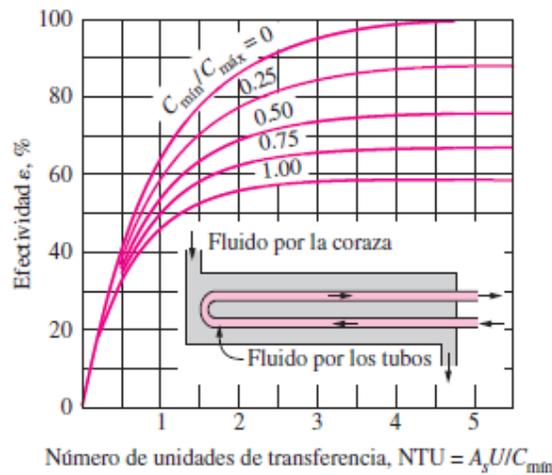
$$c = \frac{C_{mín}}{C_{máx}} = \frac{(\dot{m}c_p)_{mín}}{(\dot{m}c_p)_{máx}}$$



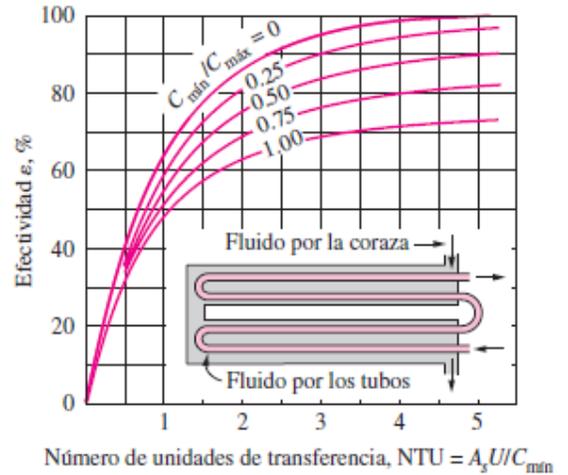
a) Flujo paralelo



b) Contraflujo



c) Un paso por la coraza y 2, 4, 6, ... pasos por los tubos



d) Dos pasos por la coraza y 4, 8, 12, ... pasos por los tubos

Tomado de transferencia de calor y masa de YUNUS A. CENGEL.

Cabe resaltar que cuando se conocen todas las temperaturas de entrada y salida, se puede determinar el tamaño del intercambiador utilizando el método de la LMTD. Si se conoce la efectividad, también es posible encontrar el tamaño del

intercambiador por el método efectividad – NTU, puesto que  $NTU = \frac{UA_s}{C_{mín}}$  y su relación con la efectividad se puede encontrar en la tabla 2.

**Tab.2.** Relación del NTU para los intercambiadores de calor  $NTU = \frac{UA_s}{C_{mín}}$  y

$$c = \frac{C_{mín}}{C_{máx}} = \frac{(\dot{m}c_p)_{mín}}{(\dot{m}c_p)_{máx}}$$

Tipo de intercambiador de calor	Relación del NTU
1 <i>Tubo doble:</i> Flujo paralelo	$NTU = -\frac{\ln [1 - \epsilon(1 + c)]}{1 + c}$
Contraflujo	$NTU = \frac{1}{c - 1} \ln \left( \frac{\epsilon - 1}{\epsilon c - 1} \right)$
2 <i>Tubos y coraza:</i> Un paso por la coraza y 2, 4, . . . pasos por los tubos	$NTU = -\frac{1}{\sqrt{1 + c^2}} \ln \left( \frac{2/\epsilon - 1 - c - \sqrt{1 + c^2}}{2/\epsilon - 1 - c + \sqrt{1 + c^2}} \right)$
3 <i>Flujo cruzado (un solo paso)</i> $C_{máx}$ mezclado, $C_{mín}$ no mezclado	$NTU = -\ln \left[ 1 + \frac{\ln (1 - \epsilon c)}{c} \right]$
$C_{mín}$ mezclado, $C_{máx}$ no mezclado	$NTU = -\frac{\ln [c \ln (1 - \epsilon) + 1]}{c}$
4 <i>Todos los intercambiadores con <math>c = 0</math></i>	$NTU = -\ln(1 - \epsilon)$

Tomado de W. M. Kays y A. L. London. *Compact Heat Exchangers*, 3a. ed. McGraw-Hill, 1984. Reimpreso con autorización de William M. Kays.

Tomado de transferencia de calor y masa de YUNUS A. CENGEL.

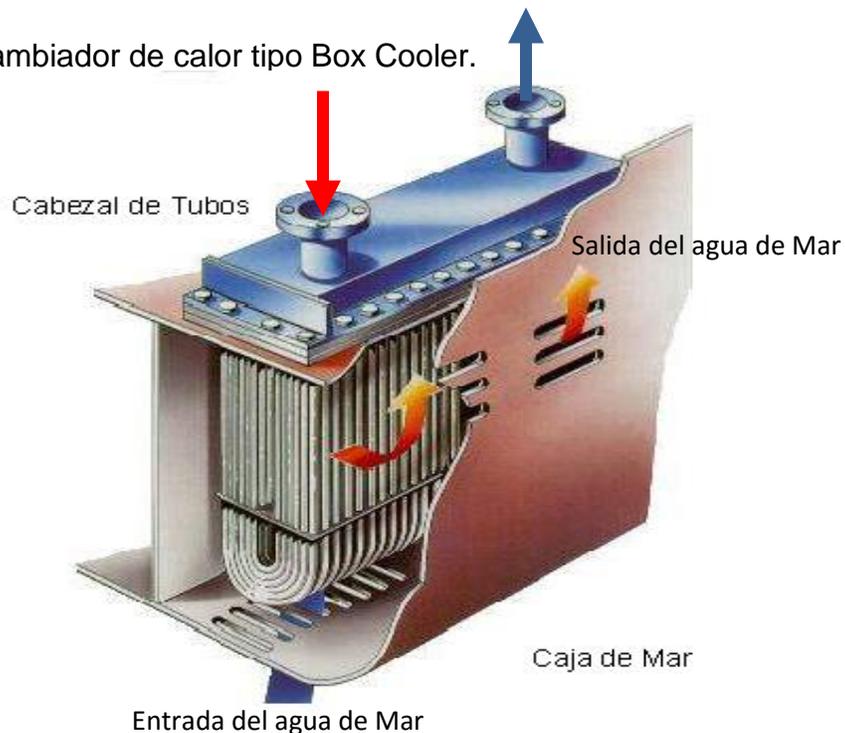
## 5. Cálculo del rendimiento de transferencia de calor del intercambiador Box Cooler tipo V0306 que utilizan actualmente las Embarcaciones Navales.

El intercambiador de calor Box Cooler tipo V0306, es aplicado a motores Diesel Caterpillar - Cat 3304DI-NA, 65kW, a 1800rpm.

### 5.1 Generalidades

Un intercambiador de calor tipo Box Cooler es un sistema de enfriamiento por agua que consta de un haz de tubos en U, utilizadas en busques de navegación fluvial y marítimo, ubicadas en una caja de mar que tiene rejillas de entrada y salida, permitiendo el efecto de enfriamiento por circulación natural del agua por el efecto termosifón, o por efecto del movimiento de la embarcación Figura 18. Las limitaciones en el empleo de un Box Cooler se deben al espacio disponible en el interior del buque en combinación con la cantidad de calor que se necesita disipar. Es posible conectar más enfriadores en serie o en paralelo en el caso de que un intercambiador no tenga suficiente superficie de enfriamiento.

Fig. 18. Intercambiador de calor tipo Box Cooler.



Tomado de GEA Heat Exchangers / GEA Bloksma B.V.

Este diseño de intercambiador de calor logra eliminar el circuito completo de la entrada y salida del agua en la caja de mar, es decir no se necesitan para la entrada de agua de mar bombas, filtros, válvulas, tuberías, etc., Sus piezas están hechas de materiales resistente y sensible al mantenimiento.

## 5.2 Materiales de Construcción de Intercambiadores Box Cooler.

Todos los materiales, que están en contacto con agua de mar, son de alta resistencia a la corrosión, el haz de tubos es de aluminio con latón ( $\text{CuZn}_{20}\text{Al}_2$ ) cubierto con varias capas de una resina fenólica curada resistente a las altas temperaturas. Este recubrimiento es aplicado en todas las superficies en contacto con el motor fuera de borda agua. Esto para garantizar:

Un aislamiento galvánico fiable que protege la caja contra la corrosión.

Sirve de amortiguación entre los tubos en U, el apoyo deflectores y tira anti-vibración que los separa.

### 5.2.1. Material de los Tubos.

Los materiales utilizados para la tubería, figura 19, Din: Aluminio – latón,  $\text{CuZn}_{20}\text{Al}_2$ , wn.2.0460 DIN 17660 o ASME: B111 aleación 287, además existe la posibilidad que los tubos puedan ser en acero, cobre, acero inoxidable 316L,  $\text{CuNi}_{10}$  y  $\text{CuNi}_{30}$

Fig. 19. Tubería CUZn20AL2



GEA Heat Exchangers / GEA Bloksma B.V.

Los aceros inoxidables reaccionan químicamente con el cloruro a temperaturas mayores de  $70\text{ }^{\circ}\text{C}$  ( $10 - 50\text{ mg/l}$  máximo cloruro), cuyo Ph está entre  $6 - 8$

Cobres y aleaciones del mismo tienen componentes de amonio, baja resistencia a altas temperaturas, tienen pH entre  $6 - 8$

Los aceros no están exentos a corrosión general, por presencia de  $O_2$  o  $CO_2$ , tienen pH por encima de 8, para este caso se analizara utilizando la aleación  $CuZn20Al_2$  cuya conductividad térmica de es  $100.4 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$

### 5.2.2. Material de los Cabezales.

En los Cabezales de los Tubos el material recomendado es el Din: metal muntz, que es una aleación de latón con cerca del 60% de cobre, 40% de zinc y algo de hierro,  $CuZn38SnAl$ , wn.2.0525 DIN 17660, o ASME: B171 aleación

### 5.2.3. Material de la caja de Mar

La Caja de mar está hecha de acero Naval grado AH 31.

## 5.3. Sistema Anti-Incrustante de Corriente Impresa

El intercambiadores Box Cooler por ser un sistema que opera sumergido en aguas fluviales o marítimas, están expuestos a los ataques de bacterias, algas marinas, o suciedades que se depositan en las paredes de los tubos, creando una disminución en la eficiencia del intercambiador puesto que se disminuyen la transferencia de calor, y favorece el proceso de la corrosión, por tal motivo es conveniente utilizar algún sistemas anti-incrustante como: el sistema ICAF (Impressed Current Antifouling System), el sistema Catelco que operan con corriente parasitas impresa, figura 20. o las pinturas anti-incrustantes marinos, donde los pigmentos de cobre se utilizan para la creación de un medio tóxico.

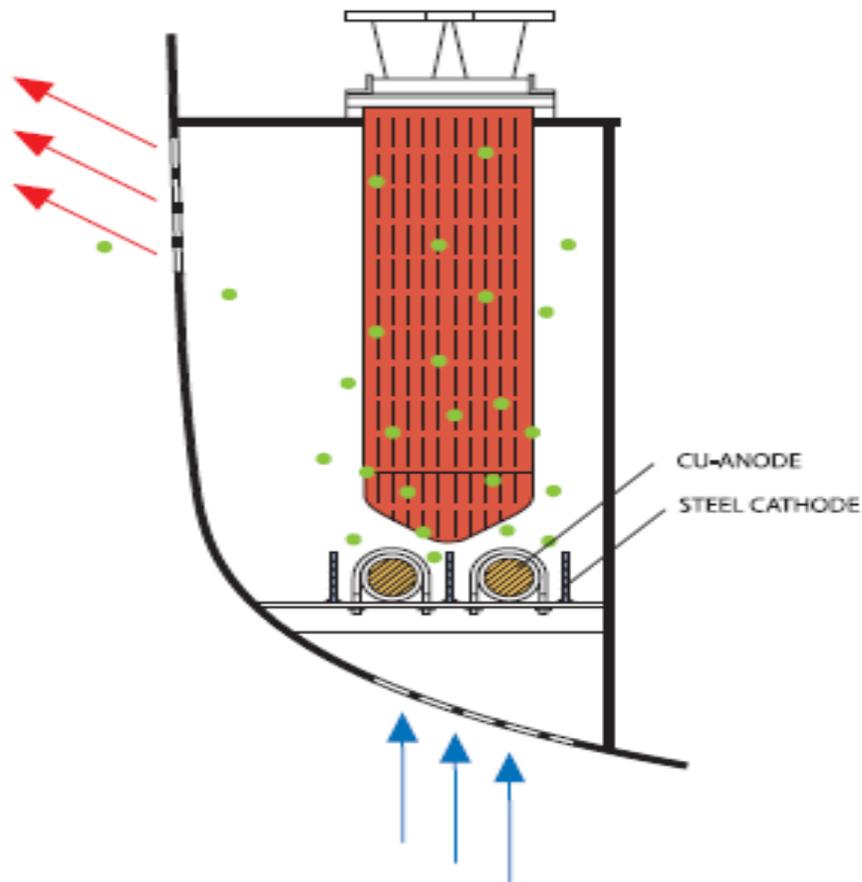
Fig. 20. Sistemas Anti-incrustante en Tubería



Tomado de GEA Heat Exchangers / GEA Bloksma B.V.

Estos sistemas necesitan de una corriente eléctrica externa que permita producir un diferencial de potencial entre dos barras de cobres llamadas ánodos y dos barras metálicas de acero soldadas llamadas cátodos, colocados en una base estructural ubicada debajo del haz tubular figura 21, que desprenden iones de cobre dentro de la caja de mar que se desplazan por todo el intercambiador cubriendo todos los espacios entre tubos y creando el ambiente anti-incrustante.

**Fig. 21.** sistema Anti-incrustante de Corriente



Tomado de: Duramax Marine. Guía de productos

#### 5.4. Análisis Térmico.

Para determinar el rendimiento térmico del intercambiador Box Cooler tipo V0306, se utilizan las especificaciones técnicas suministrados por el fabricante Duramax Marine mostrado en la tabla 3, extraído de anexo 1.

**Tab.3.** Especificaciones técnicas del intercambiador Box Cooler tipo V0306.

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	UNIDAD
Temp. critica del mar	29	°C
Calor rechazado	78	<i>Kw</i>
Flujo to tal	10.5	$\frac{m^3}{h}$
Flujo a través de los tubos	10.5	$\frac{m^3}{h}$
Temperatura de entrada en el tubo	90	°C
Temperatura de salida en el tubo	83.4	°C
Área superficial de enfriamiento	1.75	$m^2$
Caída de presión al lado de los tubos	0.05	<i>Bar</i>
Diámetro exterior y espesor de tubo	11×0.8	<i>mm</i>
Reserva de incrustaciones sobre la superficie	28	%
Diseño/ prueba de presión	3/5	Barg
Volumen del Box Cooler	9	Lt
Peso Box Cooler Vacío	50	Kg
Fluido	Agua	-

Con los datos anteriores, se puede determinar:

#### 5.4.1. Densidad de área $\beta$

El cálculo de la densidad área permite determinar si el intercambiador de tipo compacto o no, y se determina utilizando la ecuación (1).  $\beta = \frac{As}{Vol}$  (24)

El valor del área superficial es  $As = 1.75m^2$  obtenido de las especificaciones técnicas.

Para calcular el volumen de agua ocupado en el interior de la caja de mar del Box cooler se procede a hallar el volumen de los tubos interiores y se realiza la diferencia obteniendo:

$$V_{agua} = Vol_{carcazar} - Vol_{HAZ TUBULAR}$$

$$V_{agua} = (l \times l \times l)_{carcazar} - \left[ \left( \frac{\pi \times d^2_{EXT}}{4} \right) \times L_{T,T} \right]_{HAZ TUBULAR}$$

Del Anexo 2, se obtienen las medidas de la caja de mar o carcaza, por lo tanto

$$V_{CARCAZA} = (l \times l \times l) = (427 \times 340 \times 218) \times \left[ \frac{1m^3}{(1000mm)^3} \right]$$

$$V_{CARCAZA} = 0.0316492 m^3$$

$$V_{Haz\_de\_tubos} = \frac{\pi}{4} D_{EXT}^2 \times L_{TT}$$

Dónde:

$D_{EXT}$  Es el diámetro exterior de la tubería

$L_{TT}$  Es la longitud total de la tubería en el intercambiador

Para halla la Longitud total de la tubería se realiza a partir de:

$$A_s = 1.75m^2$$

$$A_s = \pi \times D_p \times L_{T,T}$$

Donde;

$A_s$  = Área superficial de transferencia de calor

$D_p$  = Diámetro promedio  $\frac{d_1 + d_2}{2}$

Despejando  $L_{T,T}$ , se obtiene:

$$L_{T,T} = \frac{A_s}{\pi \times D_p} = \frac{1.75m^2}{\pi \times \left[ \frac{0.011 + 0.0094}{2} \right] m} = 54.61m$$

Luego el volumen dl Haz de tubos seria :

$$V_{HAZDETUBO} = \frac{\pi}{4} D_{EXT}^2 \times L_{TT} \Rightarrow V_{HAZDETUBOS} = \frac{\pi}{4} (11mm)^2 (0.05461m)$$

$$V_{HAZDETUBO} = 5.19mm^3 \left( \frac{1m^3}{(1000mm)^3} \right)$$

$$V_{HAZDETUBO} = 5.19 \times 10^{-9} m^3$$

Luego el volumen de agua es:

$$V_{agua} = Vol_{carcazar} - Vol_{HAZ TUBULAR}$$

$$V_{agua} = 0.0316492 m^3 - 5.19 \times 10^{-9} m^3 \Rightarrow V_{agua} = 0.031649194 m^3$$

Por lo tanto la densidad de área es:

$$\beta = \frac{1.75m^2}{0.031649194 m^3} \Rightarrow \beta = 55.293 \frac{m^2}{m^3}$$

Como el resultado obtenido, muestra un valor de  $\beta < 700 m^2/m^3$  o  $(200 ft^2/ft^3)$ , este intercambiador **no es compacto**, esto indica que la razón de transferencia de calor entre los dos fluidos es muy pequeña.

#### 5.4.2. Cálculo Térmico del Intercambiador.

##### 5.4.2.1. Cálculo Térmico lado frio de la coraza.

Teniendo en cuenta que el Box cooler está diseñado para estar sumergido en el agua ya sea de río o de mar, para aprovechar el inmenso flujo másico natural que estos proporcionan, el análisis térmico se realizará teniendo en cuenta tres condiciones:

1. Considerando que el buque esta Fondeado, es decir (cuando el buque esta estacionado con el ancla en un lugar diferente al puerto) o atracado (cuando el buque está estacionado en puerto).
2. Considerando que el buque se encuentra avante a velocidad de crucero que es una velocidad de 8 nudos  $(14.8159872 \text{ km/h} = 4.115552\text{m/s})$ .
3. Considerando que el buque se encuentra avante a máxima velocidad que generalmente es 18 nudos  $(33.27 \text{ km/h})$

#### 5.4.2.1.1. Cálculo térmico considerando que el buque está fondeado o atracado.

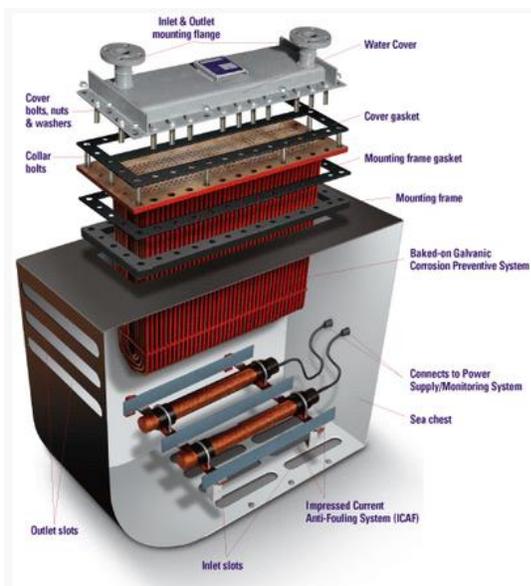
**Figura 22.** Buque fondeado o atracado



Tomado de: <http://www.cioh.org.co/index.php/noticias-ainmenu2-677/18-oceanografooperacional/1764-expedicion-cientifica-seaflower-2014>

Cuando el buque está atracado, figura 22, es importante analizar que la masa de agua de mar presenta una condición de movimiento por diversos factores meteorológicos como lo establece el Centro de Investigaciones Oceanográficas e

Hidrográficas (CIOH), en su boletín “CIRCULACIÓN GENERAL DE LA ATMÓSFERA EN COLOMBIA – 2010” el cual afirman que factores como el efecto Coriolis generado por la rotación terrestre en torno al eje que pasa por sus polos, los vientos Alisios, la Temperatura y otras variables, provocan en el mar: corrientes marina, oleajes y mareas. Estos movimientos marinos pueden generar en el Boxcooler un proceso de transferencia de calor debido a la combinación de convección natural y forzada. Para el caso de la



convección natural, el Box Cooler trabaja con el principio de Termosifón, es decir,

la circulación del agua a través de la coraza ocurre por la diferencia de su densidad, que se genera por un gradiente de temperatura, y depende de la configuración geométrica, así como su orientación, la variación de la temperatura sobre la superficie y de las propiedades termo físicas del fluido.

El criterio conveniente para valorar la magnitud de la convección natural en presencia de la forzada de acuerdo Yunus Cengel es el parámetro que relaciona a los números adimensionales Grashof y Reynolds así:  $Gr/Re^2$ , donde se establece que:

Si  $Gr/Re^2 < 0.1$ , se desprecia la convección natural.

Si  $Gr/Re^2 > 10$ , se desprecia la convección forzada.

Si  $0.1 < Gr/Re^2 < 10$ , ambas se tienen en cuenta.

Para este último caso, la convección puede ayudar o perjudicar la transferencia de calor, dependiendo del sentido del flujo, es decir si el flujo tiene la misma dirección tanto en convección natural como forzada, sería una convección apoyada, esto mismo ocurre cuando ambas convecciones son cruzadas.

Por lo anterior se sugiere una correlación de la forma:

$$Nu_{combinada} = (Nu_{forzada}^n \pm Nu_{natural}^n)^{1/n} \quad (25)$$

Donde la expresión es más (+) cuando hay un apoyo, y menos (-) cuando hay oposición. El exponente  $n$  varía entre 3 y 4,  $n = 3$  cuando la superficie de transferencia es vertical.

Por lo anterior procedemos a calcular el número de Grashof ( $Gr_L$ ) que se define como:

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2} \quad (26)$$

Dónde:

$g$  es la aceleración de la gravedad,  $m/s^2$

$\beta$  es el coeficiente de expansión volumétrica,  $1/^\circ K$

$T_s$  es la temperatura de la superficie,  $^\circ C$

$T_\infty$  es la temperatura del fluido suficientemente lejos de la superficie,  $^\circ C$

$L_c$  es la longitud característica de la configuración geométrica,  $m$

$\nu$  es la viscosidad cinemática del fluido  $= \frac{\mu}{\rho}$ ,  $m^2/s$

Se determinan las propiedades del fluido que se evalúan a la temperatura de película  $T_f = 1/2(T_s + T_\infty) \rightarrow T_f = \frac{(90+29)}{2} = 59.5^\circ C$ , con este valor los datos obtenidos de la tabla 4 son:

**Tabla 4:** Propiedades del agua a  $59.5^\circ C$

Temp. T $^\circ C$	Presión de sat. $P_{sat}$ , (KPa)	$\rho$ (Kg/m <sup>3</sup> )	$C_{p, (frío)}$ (J/Kg $^\circ K$ )	Conductiv. Térmica KW/m $^\circ K$ )	$\mu \times 10^{-3}$ (Kg /ms)	Número de Prandtl, Pr	Coef. de exp.volu $\beta \times 10^{-3}$ (1/K)
59,5	19,8982	983,49	4184,8	0,6535	0,4707	3,016	0,5137

Temp., T $^\circ C$	Presión de saturación, $P_{sat}$ , kPa		$\rho$ kg/m <sup>3</sup>		$C_p$ J/kg · K		k W/m · K		$\mu$ kg/m · s		de Prandtl, Pr		$\beta$ 1/K
	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2 501	4 217	1 854	0.561	0.0171	$1.792 \times 10^{-3}$	$0.922 \times 10^{-5}$	13.5	1.00	$-0.068 \times 10^{-3}$
5	0.8721	999.9	0.0068	2 490	4 205	1 857	0.571	0.0173	$1.519 \times 10^{-3}$	$0.934 \times 10^{-5}$	11.2	1.00	$0.015 \times 10^{-3}$
10	1.2276	999.7	0.0094	2 478	4 194	1 862	0.580	0.0176	$1.307 \times 10^{-3}$	$0.946 \times 10^{-5}$	9.45	1.00	$0.733 \times 10^{-3}$
15	1.7051	999.1	0.0128	2 466	4 186	1 863	0.589	0.0179	$1.138 \times 10^{-3}$	$0.959 \times 10^{-5}$	8.09	1.00	$0.138 \times 10^{-3}$
20	2.339	998.0	0.0173	2 454	4 182	1 867	0.598	0.0182	$1.002 \times 10^{-3}$	$0.973 \times 10^{-5}$	7.01	1.00	$0.195 \times 10^{-3}$
25	3.169	997.0	0.0231	2 442	4 180	1 870	0.607	0.0186	$0.891 \times 10^{-3}$	$0.987 \times 10^{-5}$	6.14	1.00	$0.247 \times 10^{-3}$
30	4.246	996.0	0.0304	2 431	4 178	1 875	0.615	0.0189	$0.798 \times 10^{-3}$	$1.001 \times 10^{-5}$	5.42	1.00	$0.294 \times 10^{-3}$
35	5.628	994.0	0.0397	2 419	4 178	1 880	0.623	0.0192	$0.720 \times 10^{-3}$	$1.016 \times 10^{-5}$	4.83	1.00	$0.337 \times 10^{-3}$
40	7.384	992.1	0.0512	2 407	4 179	1 885	0.631	0.0196	$0.653 \times 10^{-3}$	$1.031 \times 10^{-5}$	4.32	1.00	$0.377 \times 10^{-3}$
45	9.593	990.1	0.0655	2 395	4 180	1 892	0.637	0.0200	$0.596 \times 10^{-3}$	$1.046 \times 10^{-5}$	3.91	1.00	$0.415 \times 10^{-3}$
50	12.35	988.1	0.0831	2 383	4 181	1 900	0.644	0.0204	$0.547 \times 10^{-3}$	$1.062 \times 10^{-5}$	3.55	1.00	$0.451 \times 10^{-3}$
55	15.76	985.2	0.1045	2 371	4 183	1 908	0.649	0.0208	$0.504 \times 10^{-3}$	$1.077 \times 10^{-5}$	3.25	1.00	$0.484 \times 10^{-3}$
60	19.94	983.3	0.1304	2 359	4 185	1 916	0.654	0.0212	$0.467 \times 10^{-3}$	$1.093 \times 10^{-5}$	2.99	1.00	$0.517 \times 10^{-3}$
65	25.03	980.4	0.1614	2 346	4 187	1 926	0.659	0.0216	$0.433 \times 10^{-3}$	$1.110 \times 10^{-5}$	2.75	1.00	$0.548 \times 10^{-3}$
70	31.19	977.5	0.1983	2 334	4 190	1 936	0.663	0.0221	$0.404 \times 10^{-3}$	$1.126 \times 10^{-5}$	2.55	1.00	$0.578 \times 10^{-3}$
75	38.58	974.7	0.2421	2 321	4 193	1 948	0.667	0.0225	$0.378 \times 10^{-3}$	$1.142 \times 10^{-5}$	2.38	1.00	$0.607 \times 10^{-3}$
80	47.39	971.8	0.2935	2 309	4 197	1 962	0.670	0.0230	$0.355 \times 10^{-3}$	$1.159 \times 10^{-5}$	2.22	1.00	$0.653 \times 10^{-3}$
85	57.83	968.1	0.3536	2 296	4 201	1 977	0.673	0.0235	$0.333 \times 10^{-3}$	$1.176 \times 10^{-5}$	2.08	1.00	$0.670 \times 10^{-3}$
90	70.14	965.3	0.4235	2 283	4 206	1 993	0.675	0.0240	$0.315 \times 10^{-3}$	$1.193 \times 10^{-5}$	1.96	1.00	$0.702 \times 10^{-3}$
95	84.55	961.5	0.5045	2 270	4 212	2 010	0.677	0.0246	$0.297 \times 10^{-3}$	$1.210 \times 10^{-5}$	1.85	1.00	$0.716 \times 10^{-3}$
100	101.33	957.9	0.5978	2 257	4 217	2 029	0.679	0.0251	$0.282 \times 10^{-3}$	$1.227 \times 10^{-5}$	1.75	1.00	$0.750 \times 10^{-3}$
110	143.27	950.6	0.8263	2 230	4 229	2 071	0.682	0.0262	$0.255 \times 10^{-3}$	$1.261 \times 10^{-5}$	1.58	1.00	$0.798 \times 10^{-3}$
120	198.53	943.4	1.121	2 203	4 244	2 120	0.683	0.0275	$0.232 \times 10^{-3}$	$1.296 \times 10^{-5}$	1.44	1.00	$0.858 \times 10^{-3}$
130	270.1	934.6	1.496	2 174	4 263	2 177	0.684	0.0288	$0.213 \times 10^{-3}$	$1.330 \times 10^{-5}$	1.33	1.01	$0.913 \times 10^{-3}$

$$\rightarrow Gr_L = \frac{\left(\frac{9.81m}{s^2}\right)\left(\frac{0.5137 \times 10^{-3}}{^{\circ}K}\right)(90-29)^{\circ}K(0.854m)^3}{\left(\frac{0.4707 \times 10^{-3}}{983.49}\right)^2 m^4/s^2} \rightarrow Gr_L = 8.358 \times 10^{11}$$

Remplazando en  $Gr_L = \frac{g\beta(T_s - T_{\infty})L_c^3}{\nu^2}$  se tiene que:

$$Gr_L = \frac{(9.81 \frac{m}{s^2})(0.5137 \times 10^{-3} 1/^{\circ}K)(90 - 29)^{\circ}K(0.427m)^3}{\left[\frac{\frac{0.4707 \times 10^{-3} kg}{m^3}}{\frac{ms}{983.49 kg}}\right]^2} \rightarrow Gr_L = 1.04482 \times 10^{11}$$

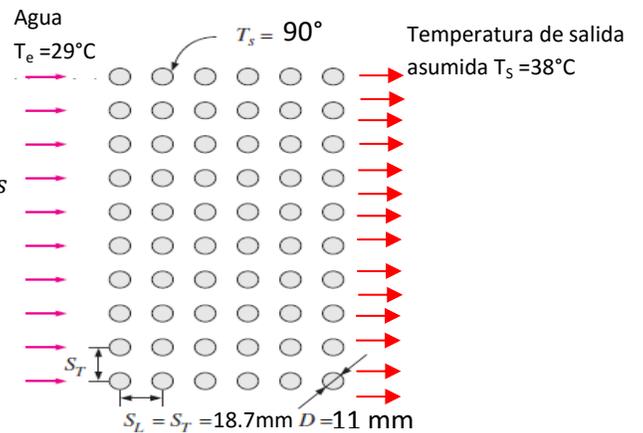
Ahora se procede a determinar el Número Reynolds  $Re = \frac{V_{max}D}{\nu}$ , donde:

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} V \text{ a través de los tubos, Fig.23}$$

$$\nu \text{ es la viscosidad cinemática del fluido} = \frac{\mu}{\rho}, m^2/s$$

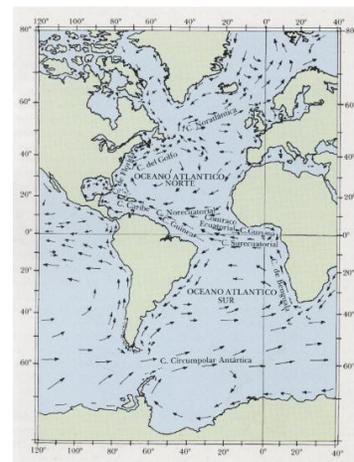
$V =$  Velocidad de la corriente marina.

**Figura 23.** Velocidad a través de los tubos



**Figura 24.** Corrientes superficiales del océano Atlántico

La velocidad de las corrientes marinas, de acuerdo al Centro de Investigaciones Oceanográficas e Hidrográficas (CIOH), se sienten con menos intensidad cerca de la costa durante las estaciones húmedas o de invierno (mayo-junio) y con mayor



intensidad en los periodos secos (septiembre-noviembre). figura 24

Durante las estaciones secas, la corriente Caribe en presencia de los vientos alisios, pueden alcanzar una velocidad entre 60-80 cm/s. Y durante las estaciones húmedas, las corrientes disminuyen su velocidad entre 40-60 cm/s.

Con base en esta información se puede tomar como V la menor velocidad de la corriente marina y determinar el número de Reynolds.

$$Re = \frac{\rho V_{\max} D}{\mu}$$

$$V_{\max} = \frac{S_T}{S_T - D} V \rightarrow V_{\max} = \frac{0.022}{0.022 - 0.011} 0.4 m/s \rightarrow V_{\max} = 0.8 m/s$$

$$Re = \frac{\rho V_{\max} D}{\mu} = \frac{\left(\frac{983.49 Kg}{m^3}\right) \left(0.8 \frac{m}{s}\right) (0.011 m)}{\frac{0.4707 \times 10^{-3} Kg m}{s}} = 18386.89$$

Luego realizando la relación  $Gr/Re^2 = \frac{1.04482 \times 10^{11}}{18386.89^2} = 309 > 10$ , por lo tanto se desprecia la convección forzada.

En este caso las relaciones analíticas de transferencia de calor se da por convección natural, la cual es muy difíciles de obtener debido a la complejidad del movimiento del fluido durante el mecanismo de la convección natural, sin embargo del numeroso grupo de esas correlaciones empíricas, Yunus Cengel recomienda una de las más usadas para relacionar el número promedio de Nusselt (Nu) en la convección natural, es la correlación expresadas en términos del **número de Rayleigh** así:

$$Nu = \frac{hL_c}{k} = C(Gr_L * Pr)^n = CRa_L^n \quad (27)$$

Dónde: C es una constante que depende de la configuración geométrica de la superficie y normalmente es menor que 1.

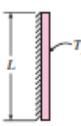
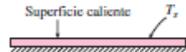
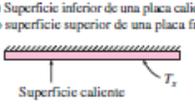
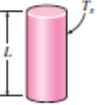
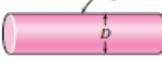
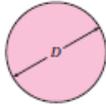
$Gr_L$  es el número de Grashof

$Pr$  es el número Prandtl

$n$  es un valor constante que suele ser  $1/4$  para el flujo laminar y  $1/3$  para el flujo turbulento

Con las propiedades del fluido determinados en la tabla 4 se determinan el número de Rayleigh  $Ra = Gr_L * Pr = 1.04482 \times 10^{11} * 3.016 = 3.151177 \times 10^{14}$  Esto indica que es un proceso de transferencia de calor por convección natural forzado El régimen del flujo, es determinado por el rango del número de Rayleigh como se ve en la tabla 5.

**Tabla 5.** Correlaciones empíricas del número promedio de Nusselt para convección natural sobre superficies.

Configuración geométrica	Longitud característica $L_c$	Intervalo de Ra	Nu
Placa vertical 	$L$	$10^4 - 10^9$ $10^9 - 10^{13}$ Todo el intervalo	$Nu = 0.59Ra_L^{1/4}$ (9-19) $Nu = 0.1Ra_L^{1/3}$ (9-20) $Nu = \left[ 0.825 + \frac{0.387Ra_L^{1/4}}{1 + (0.492/Pr)^{1/4}} \right]^2$ (9-21) (compleja pero más exacta)
Placa inclinada 	$L$		Utilícese las ecuaciones de la placa vertical para la superficie superior de una placa fría y la superficie inferior de una placa caliente Reemplácese $g$ por $g \cos \theta$ para $Ra < 10^9$
Plástico horizontal (Área superficial $A$ y perímetro $p$ ) a) Superficie superior de una placa caliente (o superficie inferior de una placa fría) 	$A_s/p$	$10^4 - 10^7$ $10^7 - 10^{11}$	$Nu = 0.54Ra_L^{1/4}$ (9-22) $Nu = 0.15Ra_L^{1/3}$ (9-23)
b) Superficie inferior de una placa caliente (o superficie superior de una placa fría) 		$10^9 - 10^{11}$	$Nu = 0.27Ra_L^{1/4}$ (9-24)
Cilindro vertical 	$L$		Un cilindro vertical puede tratarse como una placa vertical cuando $D \geq \frac{35L}{Gr_L^{1/4}}$
Cilindro horizontal 	$D$	$Ra_D \leq 10^{12}$	$Nu = \left[ 0.6 + \frac{0.387Ra_D^{1/4}}{1 + (0.559/Pr)^{1/4}} \right]^2$ (9-25)
Esfera 	$D$	$Ra_D \leq 10^{11}$ $(Pr \geq 0.7)$	$Nu = 2 + \frac{0.589Ra_D^{1/4}}{1 + (0.469/Pr)^{1/4}}$ (9-26)

A demás se cumple que  $D \geq 35Lc/G_r^{1/4}$ , donde  $35Lc/G_r^{1/4}=0,096$  y el valor de Ra esta entre  $10^9 - 10^{13}$ , por lo tanto la correlación del número promedio Nusselt se toma de la tabla 5.

$$Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387Ra_L^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$$

$$\rightarrow Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387*(3.15119x10^{11})^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{3.016}\right)^{9/16}\right]^{8/27}} \right\}^2 = 850, \text{ como el valor de } D/L_T \text{ es muy}$$

pequeño, el factor de corrección propuesto por White, F. M., Heat Transfer, Addison-Wesley, Reading, MA, 1984. Es:

$$Nu_{cilindro} = Nu_{cplaca} \left[ 1 + 1.43 \left( \frac{L}{DGr^{0.25}} \right)^{0.9} \right]$$

$$\rightarrow Nu_{cilindro} = 850 \left[ 1 + 1.43 \left( \frac{0.427}{0.011*(1.04482x10^{11})^{0.25}} \right)^{0.9} \right] = 1712.18$$

Como  $Nu = hLc/k = 1712.18$  despejando h, se tiene que:

$$h = (1712.18*k)/L_c \rightarrow h = (1712.18)*(0.65355W/m^{\circ}K)/(0.427m)$$

$$\rightarrow \mathbf{h_{ext} = 477.81 W/m^2^{\circ}K}$$

Luego el flujo de calor se obtiene a partir de:  $\dot{Q} = hA_s(T_s - T_{\infty})$ , es decir :

$$\dot{Q} = \left( 477.81 \frac{W}{m^2^{\circ}K} \right) (1.75 m^2)(90 - 29)^{\circ}K \rightarrow \dot{Q} = 51.006KW, \text{ Además, para un temperatura de salida de } 35^{\circ}C$$

$$\dot{Q} = \dot{m}C_p\Delta T \rightarrow \dot{m} = \frac{\dot{Q}}{C_p\Delta T} = \frac{51006W}{(4184.8 \frac{J}{kg^{\circ}K})(90 - 29)^{\circ}K} \rightarrow \dot{m} = 0.2kg/s$$

Luego la temperatura de salida es:

$$T_s = T_f - (T_f - T_e) e^{\left(\frac{A_s h}{\dot{m} c_p}\right)} \quad (27)$$

$$\rightarrow T_s = 90 - (90 - 29) e^{\left(\frac{1.75 \text{ m}^2 * 477.81.796 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}}{0.2 \text{ kg/s} * 4184.8 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}\right)}$$

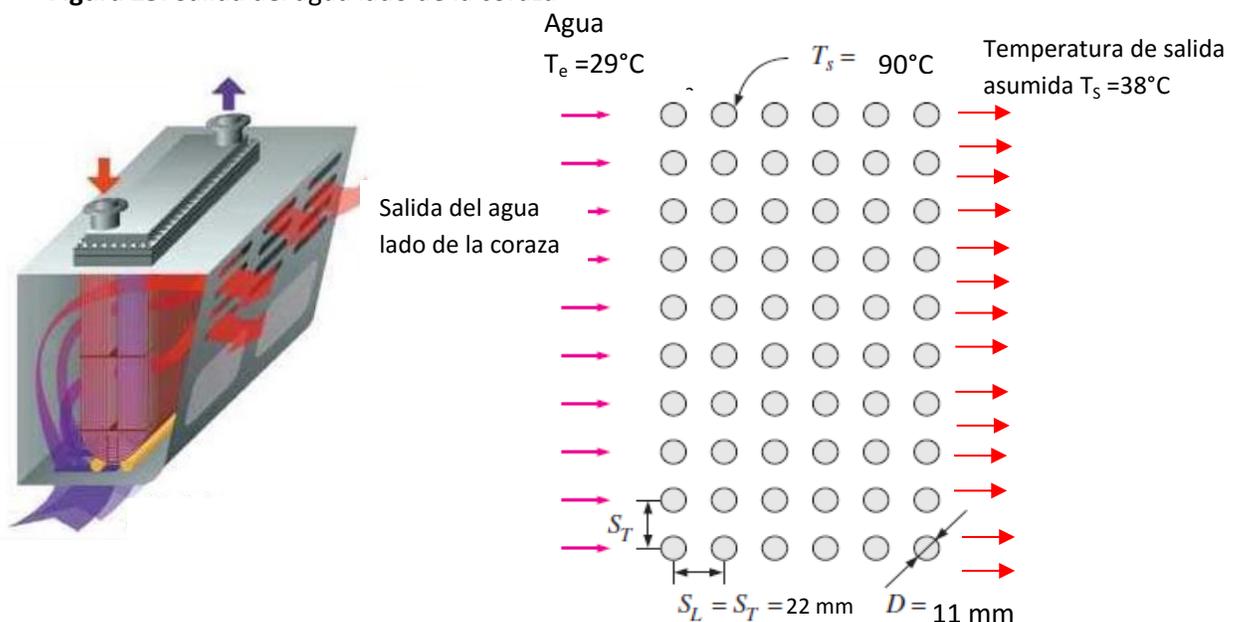
$$\rightarrow T_s = 39,9^\circ \text{C}$$

**5.4.2.1.2.** Calculo térmico considerando que el buque se encuentra avante a velocidad de crucero que es una velocidad de 8 nudos (14.81 km/h = 4.1m/s).

En este caso, por el movimiento del buque no es necesario utilizar una bomba para impulsar el flujo que enfría al agua refrigerante, por esta razón, no es fácil precisar, el flujo másico a través de él, por lo tanto es necesario asumir una temperatura de salida del agua en el lado de la coraza, para, para este caso se tomará el valor  $T_{c,sal} = 45^\circ \text{C}$ .

En la figura 24. Se muestra el movimiento del flujo de agua a través de la coraza. Utilizando las especificaciones técnicas suministrada por la firma fabricante *Duramax Marine*, tabla 3.

**Figura 25.** Salida del agua lado de la coraza



Tomado de Box Cooler - GEA Bloksma B.V. - #3

Con estos datos, se determina la temperatura promedio del agua.

$$T_m = \frac{(T_s - T_i) + (T_s - T_e)}{2} = \frac{(90 - 29) + (90 - 45)}{2} = 53^\circ\text{C}$$

Haciendo uso de la tabla 4, se determina por interpolación las propiedades térmicas del agua.

**Tabla 4.** Propiedades del agua saturada<sup>[4]</sup>

Propiedades del agua saturada

Temp., T °C	Presión de saturación, P <sub>sat</sub> , kPa	Densidad, ρ kg/m <sup>3</sup>		Entalpía de vaporización, h <sub>fg</sub> , kJ/kg		Calor específico, c <sub>p</sub> , J/kg · K		Conductividad térmica, k W/m · K		Viscosidad dinámica, μ kg/m · s		Número de Prandtl, Pr		Coficiente de expansión volumétrica, β 1/K
		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2 501	4 217	1 854	0.561	0.0171	1.792 × 10 <sup>-3</sup>	0.922 × 10 <sup>-5</sup>	13.5	1.00	-0.068 × 10 <sup>-3</sup>	
5	0.8721	999.9	0.0068	2 490	4 205	1 857	0.571	0.0173	1.519 × 10 <sup>-3</sup>	0.934 × 10 <sup>-5</sup>	11.2	1.00	0.015 × 10 <sup>-3</sup>	
10	1.2276	999.7	0.0094	2 478	4 194	1 862	0.580	0.0176	1.307 × 10 <sup>-3</sup>	0.946 × 10 <sup>-5</sup>	9.45	1.00	0.733 × 10 <sup>-3</sup>	
15	1.7051	999.1	0.0128	2 466	4 186	1 863	0.589	0.0179	1.138 × 10 <sup>-3</sup>	0.959 × 10 <sup>-5</sup>	8.09	1.00	0.138 × 10 <sup>-3</sup>	
20	2.339	998.0	0.0173	2 454	4 182	1 867	0.598	0.0182	1.002 × 10 <sup>-3</sup>	0.973 × 10 <sup>-5</sup>	7.01	1.00	0.195 × 10 <sup>-3</sup>	
25	3.169	997.0	0.0231	2 442	4 180	1 870	0.607	0.0186	0.891 × 10 <sup>-3</sup>	0.987 × 10 <sup>-5</sup>	6.14	1.00	0.247 × 10 <sup>-3</sup>	
30	4.246	996.0	0.0304	2 431	4 178	1 875	0.615	0.0189	0.798 × 10 <sup>-3</sup>	1.001 × 10 <sup>-5</sup>	5.42	1.00	0.294 × 10 <sup>-3</sup>	
35	5.628	994.0	0.0397	2 419	4 178	1 880	0.623	0.0192	0.720 × 10 <sup>-3</sup>	1.016 × 10 <sup>-5</sup>	4.83	1.00	0.337 × 10 <sup>-3</sup>	
40	7.384	992.1	0.0512	2 407	4 179	1 885	0.631	0.0196	0.653 × 10 <sup>-3</sup>	1.031 × 10 <sup>-5</sup>	4.32	1.00	0.377 × 10 <sup>-3</sup>	
45	9.593	990.1	0.0655	2 395	4 180	1 892	0.637	0.0200	0.596 × 10 <sup>-3</sup>	1.046 × 10 <sup>-5</sup>	3.91	1.00	0.415 × 10 <sup>-3</sup>	
50	12.35	988.1	0.0831	2 383	4 181	1 900	0.644	0.0204	0.547 × 10 <sup>-3</sup>	1.062 × 10 <sup>-5</sup>	3.55	1.00	0.451 × 10 <sup>-3</sup>	
55	15.76	985.2	0.1045	2 371	4 183	1 908	0.649	0.0208	0.504 × 10 <sup>-3</sup>	1.077 × 10 <sup>-5</sup>	3.25	1.00	0.484 × 10 <sup>-3</sup>	
60	19.94	983.3	0.1304	2 359	4 185	1 916	0.654	0.0212	0.467 × 10 <sup>-3</sup>	1.093 × 10 <sup>-5</sup>	2.99	1.00	0.517 × 10 <sup>-3</sup>	
65	25.03	980.4	0.1614	2 346	4 187	1 926	0.659	0.0216	0.433 × 10 <sup>-3</sup>	1.110 × 10 <sup>-5</sup>	2.75	1.00	0.548 × 10 <sup>-3</sup>	
70	31.19	977.5	0.1983	2 334	4 190	1 936	0.663	0.0221	0.404 × 10 <sup>-3</sup>	1.126 × 10 <sup>-5</sup>	2.55	1.00	0.578 × 10 <sup>-3</sup>	
75	38.58	974.7	0.2421	2 321	4 193	1 948	0.667	0.0225	0.378 × 10 <sup>-3</sup>	1.142 × 10 <sup>-5</sup>	2.38	1.00	0.607 × 10 <sup>-3</sup>	
80	47.39	971.8	0.2935	2 309	4 197	1 962	0.670	0.0230	0.355 × 10 <sup>-3</sup>	1.159 × 10 <sup>-5</sup>	2.22	1.00	0.653 × 10 <sup>-3</sup>	
85	57.83	968.1	0.3536	2 296	4 201	1 977	0.673	0.0235	0.333 × 10 <sup>-3</sup>	1.176 × 10 <sup>-5</sup>	2.08	1.00	0.670 × 10 <sup>-3</sup>	
90	70.14	965.3	0.4235	2 283	4 206	1 993	0.675	0.0240	0.315 × 10 <sup>-3</sup>	1.193 × 10 <sup>-5</sup>	1.96	1.00	0.702 × 10 <sup>-3</sup>	
95	84.55	961.5	0.5045	2 270	4 212	2 010	0.677	0.0246	0.297 × 10 <sup>-3</sup>	1.210 × 10 <sup>-5</sup>	1.85	1.00	0.716 × 10 <sup>-3</sup>	
100	101.33	957.9	0.5978	2 257	4 217	2 029	0.679	0.0251	0.282 × 10 <sup>-3</sup>	1.227 × 10 <sup>-5</sup>	1.75	1.00	0.750 × 10 <sup>-3</sup>	
110	143.27	950.6	0.8263	2 230	4 229	2 071	0.682	0.0262	0.255 × 10 <sup>-3</sup>	1.261 × 10 <sup>-5</sup>	1.58	1.00	0.798 × 10 <sup>-3</sup>	

**Tabla 6.** Propiedades del agua a 56.5 °C

Temp. T °C	ρ (Kg/m <sup>3</sup> )	C <sub>P,(frío)</sub> (J/Kg °K)	Conductiv. Térmica K(W/m°K)	μ × 10 <sup>-3</sup> (Kg m/s)	Número de Prandtl, Pr	Número de Prandtl, Pr <sub>s=Pr<sub>90°C</sub></sub>
53	986,36	4182,2	0,647	0,0005212	3,37	1.96

Por la distribución lineal de los tubos, la velocidad máxima se determina por:

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} V \rightarrow V_{max} = \frac{0.022}{0.022 - 0.011} 4.1 \text{ m/s} \rightarrow V_{max} = 8.2 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{\rho V_{max} D}{\mu} = \frac{\left(\frac{986.36 \text{ Kg}}{\text{m}^3}\right) \left(8.2 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right) (0.011 \text{ m})}{\frac{0.5212 \times 10^{-3} \text{ Kg m}}{\text{s}}} = 170701.596$$

Con este resultado se determina la correlación del número Nusselt de acuerdo a la tabla 7.

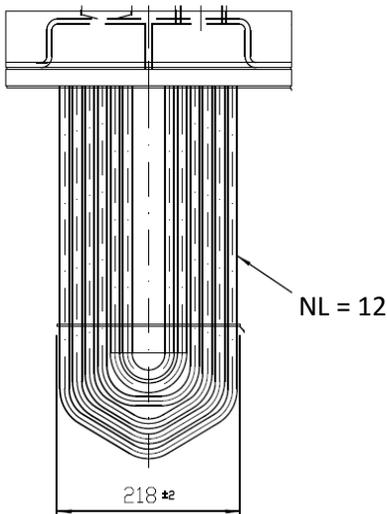
**Tabla 7.** Correlación del número Nusselt para flujo cruzado sobre bancos de tubos, para  $N > 16$  y  $0.7 < Pr < 500$  (tomado de Zukauskas, 1987)

Disposición	Rango de $Re_D$	Correlación
Alineados	0-100	$Nu_D = 0.9 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	100-1 000	$Nu_D = 0.52 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	1 000- $2 \times 10^5$	$Nu_D = 0.27 Re_D^{0.63} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	$2 \times 10^5$ - $2 \times 10^6$	$Nu_D = 0.033 Re_D^{0.8} Pr^{0.4} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
Escalonados	0-500	$Nu_D = 1.04 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	500-1 000	$Nu_D = 0.71 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	1 000- $2 \times 10^5$	$Nu_D = 0.35 (S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.6} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	$2 \times 10^5$ - $2 \times 10^6$	$Nu_D = 0.031 (S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.8} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$

\*Todas las propiedades, excepto  $Pr_s$ , se deben evaluar en la media aritmética de las temperaturas de admisión y de salida del fluido ( $Pr_s$  se debe evaluar en  $T_s$ ).

$$N_{UD} = 0.27 Re_D^{0.63} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$$

**Fig. 26** Banco de tubos



$$\rightarrow N_{UD} = (0.27)(170701.596)^{0.63} (3.37)^{0.36} \left(\frac{3.37}{1.96}\right)^{0.25}$$

$$N_{UD} = 947.247$$

Este número de Nusselt es aplicable a bancos de tubos con más de 16 filas ( $N_L > 16$ ), figura 25, en este caso el  $N_L = 12$ , por lo tanto el factor de corrección

correspondiente se toma de la tabla 8, cuyo valor es  $F = 0.99$ , luego el número Nusselt promedio es:

$$N_{UD,NL} = FN_{UD} = 0.99 * 947.247 = 937.77$$

Luego el coeficiente d transferencia de calor para todos los tubos en el banco queda:

$$N_{UD,NL} = \frac{hD}{k} \rightarrow h = \frac{N_{UD,NL}k}{D}$$

$$\rightarrow h = \frac{937.77(0.647W/m^{\circ}K)}{0.011m} \rightarrow h_{ext} = 55158W/m^2 \cdot K$$

**Tabla 8.** Factor de corrección F para un  $N_L < 16$

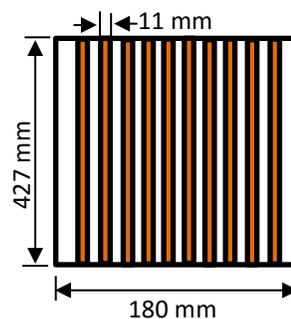
Factor de corrección  $F$  que debe usarse en  $Nu_{D,NL} = FNu_D$  para  $N_L < 16$  y  $Re_D > 1\,000$  (tomado de Zukauskas, 1987)

$N_L$	1	2	3	4	5	7	10	13
Alineados	0.70	0.80	0.86	0.90	0.93	0.96	0.98	0.99
Escalonados	0.64	0.76	0.84	0.89	0.93	0.96	0.98	0.99

El número total de tubos que tiene el intercambiador es  $N = N_L \times N_T = 10 \times 12 = 120$ , para una longitud unitaria de tubo  $L = 0.427$  m, por lo tanto el área de transferencia de calor es  $A_S = N\pi DL = 120(\pi)(0.011m)(0.427m) = 1.75m^2$

El flujo másico en la carcasa es  $\dot{m} = \rho V_{eloc} A_{flujo}$ , el área de flujo, figura 26 se determina a partir de:

**Figura 27.** Área externa de flujo



$A_{flujo} = 427 \text{ mm} * (180\text{mm} - (10 * 11\text{mm})) \rightarrow A_{flujo} = 0.0298 \text{ m}^2$  ,  
reemplazando:

$$\dot{m} = (986.36\text{Kg/m}^3)(8,2\text{m/s})(0,0298) = 241\text{Kg/s}$$

Luego la temperatura de salida del flujo, el área de flujo se puede determinar con la expresión:

$$T_s = T_f - (T_f - T_e)e^{\left(-\frac{A_s h}{\dot{m} C_p}\right)}, \text{ donde: } T_s \text{ es la temperatura de salida del agua,}$$

$T_f$  es la temperatura de la pared del tubo,  $T_e$  es la temperatura de entrada del agua

$$\rightarrow T_s = 90^\circ\text{C} - (90^\circ\text{C} - 29^\circ\text{C})e^{\left(-\frac{(1.75 \text{ m}^2)(55158 \text{ W/m}^2\text{K})}{(241\text{Kg/s})(4.1836\text{KJ/Kg}^\circ\text{K})}\right)}$$

$$\rightarrow T_s = 34.6^\circ\text{C}$$

Realizando iteraciones se **tiene la tabla 9**:

**Tabla 9.** Iteraciones de T y h

Iteración	Ts	h <sub>ext</sub>
1	34.52	54028,1697
2	<b>34.521</b>	<b>54028,16969</b>

**5.4.2.1.3.** Calculo térmico considerando que el buque se encuentra avante a máxima velocidad que generalmente es 18 nudos (33.27 km/h)

Igual que en caso anterior se determinan los cálculos, asumiendo una temperatura de salida de 45°C, por lo tanto las propiedades se determinan con la:

$$T_m = \frac{(T_s - T_i) + (T_s - T_e)}{2} = \frac{(90 - 29) + (90 - 45)}{2} = 53^\circ\text{C}$$

Cuyos valores están en la tabla 4.

Por la distribución lineal de los tubos, la velocidad máxima se determina por:

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} V \rightarrow V_{max} = \frac{0.022}{0.022 - 0.011} 9.24 m/s \rightarrow V_{max} = 18.48 m/s$$

$$Re = \frac{\rho V_{m\acute{a}x} D}{\mu} = \frac{(986.36 Kg/m^3)(18.48 m/s)(0.011m)}{0.5212 \times 10^{-3} Kg/m/s} = 384703.1$$

Con este resultado se determina la correlaci3n del n3mero Nusselt de acuerdo a la tabla 7.

$$N_{UD} = 0.033 Re_D^{0.8} Pr^{0.4} (Pr/Pr_S)^{0.25} \rightarrow N_{UD} \\ = (0.033)(384703.1)^{0.8} (3.37)^{0.4} (3.37/1.96)^{0.25}$$

$$N_{UD} = 1805.13$$

Con el factor de correcci3n tomado de la tabla 8, cuyo valor es  $F = 0.99$ , el n3mero Nusselt promedio es:

$$N_{UD,NL} = F N_{UD} = 0.99 * 1805.13 = 1787.07$$

Luego el coeficiente d transferencia de calor para todos los tubos en el banco queda:

$$N_{UD,NL} = \frac{hD}{k} \rightarrow h = \frac{N_{UD,NL} k}{D} \rightarrow h = \frac{1787.07 \cdot 84(0.647 W/m^2 K)}{0.011m} \rightarrow h = 105112.7 W/m^2$$

Para determinar la temperatura de salida, se halla el nuevo flujo m3sico as3:

$$\dot{m} = \rho V (N_T S_T L)$$

$$\dot{m} = (986.36 Kg/m^3)(18.48/s)(10)(0.011m)(0.427m) = 856.16 Kg/s$$

Luego la temperatura de salida del fluido se obtiene con la expresi3n:

$$T_S = T_f - (T_f - T_e) e^{\left(-\frac{A_S h}{\dot{m} C_P}\right)}$$

$$\rightarrow T_S = 90^\circ C - (90^\circ C - 45^\circ C) e^{\left(-\frac{(1.75 m^2)(105112 W/m^2 K)}{(856.66 Kg/s)(4.1836 KJ/Kg^\circ K)}\right)}$$

$$\rightarrow T_s = 31.7^\circ C$$

Realizando iteraciones se tiene la tabla 10:

**Tabla 10.** Iteraciones de T y h

Iteración	Ts	h <sub>ext</sub>
1	31.7	51019.58
2	31.655	89971.92
3	31.652	89965.78

#### 5.4.2.2. Lado Caliente (Haz Tubular)

Para el lado del haz tubular se presenta la tabla 11 que muestra las temperaturas tanto de entrada como de salida y el caudal en la tubería del intercambiador de calor Box Cooler. Obtenida de los datos técnicos de la tabla 3.

**Tabla 11.** Datos del intercambiador Box Cooler

Box Cooler	T <sub>he</sub> °C	T <sub>hs</sub> °C	Caudal (m <sup>3</sup> /h)
V0306	90	83,4	10.5

La temperatura media o promedio para agua de proceso

$$T_m = \frac{90 + 83.4}{2} = 86.7^\circ C$$

A esta temperatura se determinan **las propiedades** para el agua de proceso, tabla 12.

**Tabla 12.** Propiedades del agua de proceso a 86.7 °C

Temp. T °C	$\rho$ (Kg/m <sup>3</sup> )	$C_{P,(\text{Caliente})}$ (KJ/Kg °K)	Conductiv Térmica (K)W/m°K	$\mu \times 10^{-3}$ (Kg /ms)	$\mu_s \times 10^{-3}$ (Kg /ms)	Número de Prandt, Pr	Coeficiente de expansión volumétrica $\beta \times 10^{-3}$ (1/K)
86.7	967.964	4.201	0.673	0.332	0,315	2.074	0.717

El **flujo másico** (agua de proceso) que recorre el haz tubular es:

$$\dot{m} = \rho \dot{V} = (967.964 \text{Kg/m}^3)(10.5 \text{m}^3/\text{h})(\text{h}/3600\text{s}) = 2.8 \text{Kg/s}$$

De la ecuación (13) se calcula el **flujo de calor rechazado** o cedido por el agua de proceso en el haz tubular.

$$\dot{Q} = \dot{m} C_p \Delta T = (2.8 \text{Kg/s})(4201 \text{J/Kg}^\circ\text{K})(6.6^\circ\text{K}) = 77.634 \text{KW}$$

La velocidad con la que el agua de proceso atraviesa el haz tubular es:

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho \times A} = \frac{2.8 \text{Kg/s}}{967.96 \text{Kg/m}^3 \times \left( \pi \frac{(0.0094)^2}{4} \right) \times 60 \text{tubos}} = 0.678 \text{m/s}$$

Se determina el Número de Reynold para conocer el comportamiento del fluido en el haz tubular:

$$\text{Re} = \frac{(0.678 \text{m/s}) \times (0.0094 \text{m}) \times (967.96 \text{Kg/m}^3)}{0.332 \times 10^{-3} \text{Kg m/s}} \rightarrow \text{Re} = 18581.3$$

Por el resultado anterior, el fluido presenta un comportamiento turbulento, usando la ecuación debida a Sieder y Tate  $Nu = 0.23 \text{Re}^{\frac{4}{5}} (\text{Pr})^n \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$ , como el fluido en el haz de tubos, tiende a disminuir su temperatura es decir a enfriarse, el valor correspondiente a  $n = 0.3$

Calculando el número de Nusselt se tiene:

$$N_u = 0.23(18581.3)^{\frac{4}{5}}(2.074)^{0.3} \left(\frac{0.332}{0.315}\right)^{0.14} \rightarrow N_u = 750.28$$

Despejando el coeficiente convectivo  $h$  de la ecuación:

$$h_i = \frac{(750.2) \left(0.673 \frac{W}{m^{\circ} K}\right)}{0.0094 m} = 53717.3 \frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ} K}$$

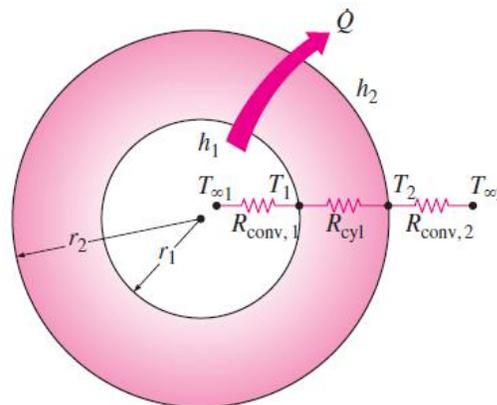
#### 5.4.2.3. Cálculo de Coeficiente Global de Transferencia de Calor “U”

Para evaluar el coeficiente global de transferencia de calor entre las dos corrientes, uno caliente a temperatura  $T_c$  y otro frío a temperatura  $T_f$ , se analizarán considerando primero el intercambiador limpio, es decir sin incrustaciones y posteriormente con incrustaciones.

##### 5.4.2.3.1 Sin Incrustaciones (Intercambiador de Calor Limpio)

$$U = \frac{1}{AR_{total}}, \text{ donde } R_{total} = \frac{1}{h_{int}A_1} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi KL} + \frac{1}{h_{ext}A_2}$$

**Figura 28.** Resistencias térmicas en un proceso de transferencia de calor con sección transversal circular.



$$R_{total} = R_{conv,1} + R_{cyl} + R_{conv,2}$$

Por lo anterior:

$$U = \frac{1}{\left[ \frac{1}{h_{int}A_{int}} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi KL} + \frac{1}{h_{ext}A_{ext}} \right] A},$$

Como el espesor del metal es pequeño y

su conductividad térmica es alta, la resistencia térmica del metal se puede despreciar, por tanto se obtiene:

a. Para el caso en que la embarcación está atracada o estacionado,

$$h_{ext} = 477.81 \text{ W/m}^2\text{°K}, \quad h_{int} = 53717.3 \text{ W/m}^2\text{°K}$$

Como el coeficiente de convección exterior es menor que el interior, la resistencia del exterior a la transferencia de calor por convección es claramente la mayor, esto significa que ésta es la resistencia que controla la transferencia total de calor, por lo tanto, el coeficiente global de transferencia de calor se basará en el área exterior del tubo y se escribirá:

$$U = \frac{1}{\left[ \frac{1}{(53717.3 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°K}}) [(2\pi)(0.0051\text{m})(51.24\text{m})]} + \frac{1}{(477.81 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°K}}) [(2\pi)(0.0055\text{m})(51.24\text{m})]} \right] A_{ext}}$$

$$U = \frac{1}{\left[ \frac{1}{(88200.96 \frac{\text{W}}{\text{°K}})} + \frac{1}{(846.07 \frac{\text{W}}{\text{°K}})} \right] * 1.77\text{m}^2}$$

$$U = 473.46 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°K}}$$

b. Para el caso en que la embarcación se encuentra avante a velocidad de crucero que es una velocidad de 8 nudos (14.81 km/h = 4.1m/s ).

$$h_{ext} = 55158 \text{ W/m}^2\text{°K}, \quad h_{int} = 53717.3 \text{ W/m}^2\text{°K}$$

Como el coeficiente de convección interior es menor que el exterior, la resistencia del interior a la transferencia de calor por convección es claramente la mayor, esto significa que ésta es la resistencia que controla la

transferencia total de calor, por lo tanto, el coeficiente global de transferencia de calor se basará en el área interior del tubo y se escribirá

$$U = \frac{1}{\left[ \frac{1}{(53717.3 \frac{W}{m^2 \circ K})[(2\pi)(0.0051m)(51.24m)]} + \frac{1}{(55158 \frac{W}{m^2 \circ K})[(2\pi)(0.0055m)(51.24m)]} \right]} A_{int}$$

$$U = \frac{1}{\left[ \frac{1}{(88200.96 \frac{W}{\circ K})} + \frac{1}{(97669.77 \frac{W}{\circ K})} \right]} * 1.641m^2$$

$$U = 28226,9 \frac{W}{m^2 \circ K}$$

c. Para el caso en que la embarcación se encuentra avante a máxima velocidad que generalmente es 18 nudos (33.27 km/h)

$$h_{ext} = 105112.7W/m^2 \circ K, h_{int} = 53717.3W/m^2 \circ K$$

La resistencia del interior a la transferencia de calor por convección a esta velocidad por tener menor h, es claramente la mayor, esto significa que ésta es la resistencia que controla la transferencia total de calor, por lo tanto, el coeficiente global de transferencia de calor se basará en el área interior del tubo y se escribirá:

$$U = \frac{1}{\left[ \frac{1}{(53717.3 \frac{W}{m^2 \circ K})[(2\pi)(0.0051m)(51.24m)]} + \frac{1}{(105112.7 \frac{W}{m^2 \circ K})[(2\pi)(0.0055m)(51.24m)]} \right]} A_{INT}$$

$$U = \frac{1}{\left[ \frac{1}{(88200.96 \frac{W}{\circ K})} + \frac{1}{(186125.9 \frac{W}{\circ K})} \right]} * 1.641m^2$$

$$U = 36446.23 \frac{W}{m^2 \circ K}$$

En resumen, tabla 13, los valores del coeficiente global limpio de transferencia de calor para cada condición de operación es:

**Tabla 13.** Resumen coeficiente global de transferencia de calor bajo diferentes condiciones de operación.

CONDICIÓN	$h_{int}$ (W/m <sup>2</sup> °K)	$h_{ext}$ (W/m <sup>2</sup> °K)	U (W/m <sup>2</sup> °K)
Atracado (estacionado)	53717.3	477.81	473.46
Velocidad crucero		55158	28226,9
Máxima velocidad		105112.7	36446.23

#### 5.4.2.3.2. Coeficiente global de transferencia de calor de diseño teniendo en cuenta la resistencia por incrustación

En todo diseño es importante determinar la resistencia térmica producido por la suciedad debido a que este genera una disminución en la razón de transferencia de calor; con el tiempo de operación, y dependiendo del tipo de fluido, se genera gradualmente unas películas de suciedad sobre la superficie en la que se realiza la transferencia térmica, Para esto, se determinan los factores de incrustación, algunos valores representativos se muestran en la tabla 14.

Tabla 14. Valores representativos de los factores de incrustación

**Liquid-Side Fouling Resistances for PHEs vs. TEMA Values**

Process Fluid	(m <sup>2</sup> · K/kW)	
	PHEs	$\hat{R}_f$ -TEMA
Soft water	0.018	0.18–0.35
Cooling tower water	0.044	0.18–0.35
Seawater	0.026	0.18–0.35
River water	0.044	0.35–0.53
Lube oil	0.053	0.36
Organic solvents	0.018–0.053	0.36
Steam (oil bearing)	0.009	0.18

*Source:* Data from Panchal and Rabas (1999).

Teniendo en cuenta la resistencia por incrustaciones se tiene que:

$$R_{total} = \frac{1}{h_i A_i} + R_{f,i} + \frac{\ln(D_o / D_i)}{2\pi k L} + R_{f,o} + \frac{1}{h_o A_o}$$

De tal manera que resulta conveniente calcular un coeficiente global de transferencia de operación (ajustado a cierto tiempo de funcionamiento del intercambiador) mediante la siguiente ecuación:

$$U = \frac{1}{\left[ \frac{1}{h_1 A_1} + \frac{R_{f1}}{A_1} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi K L} + \frac{1}{h_2 A_2} + \frac{R_{f2}}{A_2} \right] A}$$

Donde  $R_{f1}$  y  $R_{f2}$  son las resistencias por incrustaciones interna y externa del tubo

Con los datos de la tabla 14, se tiene:

- a. Para el caso en que la embarcación está atracada o estacionado en agua de mar.

$$U_{diseño} = \frac{1}{\left[ \frac{1}{(53717.3 \frac{W}{m^2 K})} + \frac{0.00035 \frac{m^2 K}{W}}{1.6418 m^2} + \frac{1}{(477.81 \frac{W}{m^2 K})} + \frac{0.00035 \frac{m^2 K}{W}}{1.77 m^2} \right] * 1.77 m^2}$$

$$U_{diseño} = 352.16 \frac{W}{m^2 K}$$

- b. Para el caso en que la embarcación se encuentra avante a velocidad de crucero que es una velocidad de 8 nudos (14.81 km/h = 4.1m/s ).

$$U_{diseño} = \frac{1}{\left[ \frac{1}{(53717.3 \frac{W}{m^2 K})} + \frac{0.00035 \frac{m^2 K}{W}}{1.6418 m^2} + \frac{1}{(55158 \frac{W}{m^2 K})} + \frac{0.00035 \frac{m^2 K}{W}}{1.77 m^2} \right] * 1.641 m^2}$$

$$\rightarrow U_{diseño} = 1408.5 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

c. Para el caso en que la embarcación se encuentra avante a máxima velocidad que generalmente es 18 nudos (33.27 km/h)

$$U_{diseño} = \frac{1}{\left[ \frac{1}{(53717.3 \frac{W}{m^2 \cdot K})} + \frac{0.00035 \frac{m^2 \cdot K}{W}}{1.6418 m^2} + \frac{1}{(105112.7 \frac{W}{m^2 \cdot K})} + \frac{0.00035 \frac{m^2 \cdot K}{W}}{1.77 m^2} \right]} * 1.641 m^2$$

$$U_{diseño} = 1424.5 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

En resumen, tabla 15, los valores del coeficiente global con incrustación de transferencia de calor para cada condición de operación es:

**Tabla 15.** Resumen coeficiente global de transferencia de calor con incrustaciones bajo diferentes condiciones de operación.

CONDICIÓN	$h_1$ (W/m <sup>2</sup> °K)	$h_2$ (W/m <sup>2</sup> °K)	Ulimpio (W/m <sup>2</sup> °K)	Udiseño (sucio) (W/m <sup>2</sup> °K)
Atracado (estacionado)	53717.3	477.81	473.46	352.16
Velocidad crucero		55158	28226,9	1408.5
Máxima velocidad		105112.7	36446.23	1424.5

Se calcula la diferencia de temperatura media logarítmica ( $\Delta T_{ml}$ ), considerando la ecuación (15) para intercambiadores de calor a contraflujo.

$$\Delta T_{LN} = \frac{(T_{hent} - T_{csal}) - (T_{hsal} - T_{cent})}{LN \left( \frac{(T_{hent} - T_{csal})}{(T_{hsal} - T_{cent})} \right)}$$

$$\Delta T_{LN} = \frac{(90 - 39,9) - (83,4 - 29)}{\ln\left(\frac{(90 - 39,97)}{(83,4 - 29)}\right)} = 52,2^\circ K$$

El resultado de las tres condiciones de operación se resumen en la en la tabla 16.

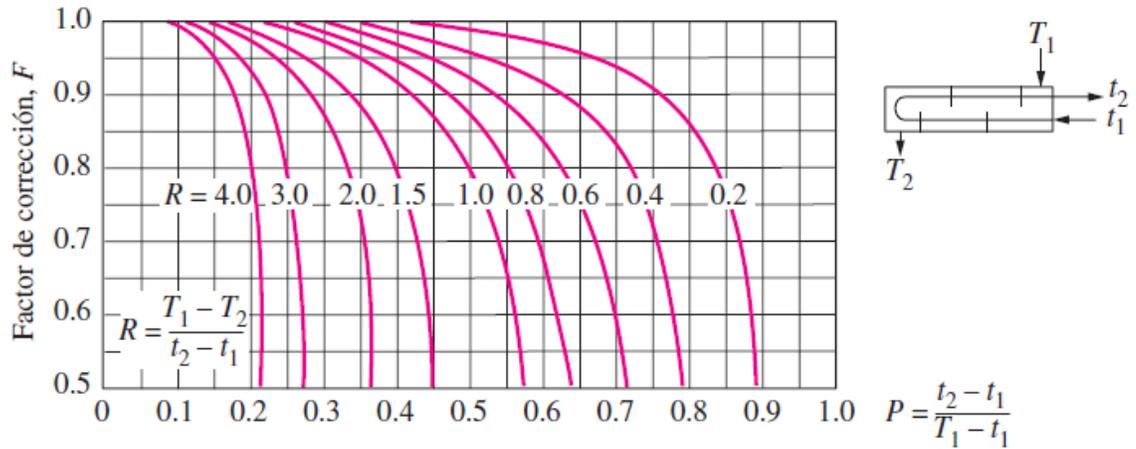
**Tabla 16.** Resumen Diferencia de Temperatura Media Logarítmica

Condición de operación	T <sub>1</sub> °C	T <sub>2</sub> °C	T <sub>3</sub> °C	T <sub>4</sub> °C	ΔT <sub>LN</sub>
Atracado	90	83.4	29	39.9	52.2
Avante a velocidad crucero	90	83.4		34.5	54.94
Avante a máxima velocidad	90	83.4		31.6	56.37

El factor de corrección, se puede determinar a partir de los diagramas de corrección F para flujos cruzados o a partir de las ecuaciones de análisis establecidas por Robert W. Serth (Process Heat Transfer - 2007), en este caso se tiene un intercambiador de un paso por la coraza y dos pasos por los tubos, y su análisis se realizara tanto gráficamente como analíticamente:

Análisis gráfico: Primero se determinan los números adimensionales P y R se calculan teniendo en cuenta las ecuaciones

Figura 15: Gráfica del Factor de corrección F



Un paso por la coraza y 2, 4, 6, etc. (cualquier múltiplo de 2) pasos por los tubos

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad \text{y} \quad R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

$$P = \frac{83.4 - 90}{29 - 90} = 0.1081 \quad \text{y} \quad R = \frac{29 - 39.9}{83.4 - 90} = 1.65$$

Usando la figura 15, que describe un diagrama para encontrar el factor de corrección en intercambiadores de contraflujo de un paso por la coraza y dos por los tubos, se obtiene que  $F=1$ . Si se hace el cálculo analíticamente, se tiene que:

Para  $R \neq 1$

$$\alpha = \left( \frac{1-RP}{1-P} \right)^{1/N} \quad (28)$$

$$S = \frac{\alpha - 1}{\alpha - R} \quad (29)$$

$$F = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln\left(\frac{1 - S}{1 - RS}\right)}{(R - 1) \ln\left[\frac{2 - S(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - S(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})}\right]} \quad (30)$$

Al reemplazar los datos en la ecuación de F se obtiene que  $F = 0.9955$ , es decir:

$$F = 0.9955 \cong 1$$

Resumiendo los cálculos anteriores, se obtiene la tabla 17.

**Tabla 17.** Resumen del factor F

Condición de operación	T <sub>1</sub> °C	T <sub>2</sub> °C	T <sub>3</sub> °C	T <sub>4</sub> °C	P	R	F
Atracado	90	83.4	29	39.9	0.1081	1.65	0.995 =1
Avante a velocidad crucero	90	83.4		34.5	0.1081	0.83	0.997 =1
Avante a máxima velocidad	90	83.4		31.6	0.1081	0.39	0.999 =1

Con los datos anteriores se tiene que el flujo de calor  $\dot{Q} = UA_s F \Delta T_{LN}$  para cada caso es, tabla 18:

**Tabla 18.** Resumen del flujo de calor Q

Condición de operación	U diseño (W/°K)	A <sub>s</sub> (m <sup>2</sup> )	F	ΔT <sub>LN</sub>	Q̇ (KW)
Atracado	352.16	1.75	1	52.2	32.16
Avante a velocidad crucero	1408.5			54.94	135.42
Avante a máxima velocidad	1424.5			56.37	140.52

#### 5.4.2.4. Aplicación de Efectividad – Número de Unidades de Transferencia (NTU)

Para determinar la efectividad del intercambiador Box Cooler es necesario conocer las capacidades calóricas de cada fluido se obtiene a partir de:

$$C = \dot{m}C_p \quad (31)$$

Donde  $\dot{m}$  es el flujo másico y  $C_p$  es la capacidad calorífica y se determina para cada fluido:

Para el fluido caliente:

$$C_h = (2.8 \text{ kg/s}) \left( 4201 \frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{K}} \right) = 11762.8 \frac{\text{W}}{^\circ\text{K}}$$

Para el fluido frío, el análisis se realiza para las tres condiciones de operación como se muestra en la tabla 19.

**Tabla 19.** Resumen de la razón de Capacidades caloríficas

Condición de operación	$\dot{m}_c \left( \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$	$C_c \left( \frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{K}} \right)$	$C_c (\text{W}/^\circ\text{K})$	$\dot{m}_h \left( \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$	$C_{hp} \left( \frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{K}} \right)$	$C_h (\text{W}/^\circ\text{K})$
Atracado	0,2	4184.8	836.96	2.8	4201	11762.8
Avante a velocidad crucero	241	4182,2	1007910.2			
Avante a máxima velocidad	856.16	4182,2	3579963.3			

$$\text{Por lo tanto el } \dot{Q}_{\text{máx}} = C_{\text{min}}(T_{\text{hent}} - T_{\text{cent}}) = \left( 836.96 \frac{\text{J}}{^\circ\text{K}} \right) (90 - 29)^\circ\text{K}$$

$$\dot{Q}_{\text{máx}} = 51054.56\text{W}$$

Resumiendo, en la figura 20 se observa el flujo de calor máximo que se puede tener para cada condición de operación:

**Tabla 20.** Resumen Flujo de calor máximo

Condición de operación	C <sub>c</sub> (W/°K)	C <sub>h</sub> (W/°K)	T <sub>h ent</sub> (°K)	T <sub>c ent</sub> (°K)	Q̇ <sub>máx</sub> (KW)
Atracado	836.96	11762.8	363	302	51.054
Avante a velocidad crucero	1007910.2				717.53
Avante a máxima velocidad	3579963.3				717.53

Ahora se determina la relación de capacidades calóricas de la siguiente manera:

$$C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$$

Por lo tanto para cada condición de operación, el resultado se resume en la tabla 21.

**Tabla 21.** Resumen relación de capacidades caloríficas

Condición de operación	C <sub>c</sub> (W/°K)	C <sub>h</sub> (W/°K)	$C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$
Atracado	836.96	11762.8	0.071
Avante a velocidad crucero	1007910.2		0.011
Avante a máxima velocidad	3579963.3		0.0032

Para determinar el Número de unidades de transferencia (NTU), se aplica la relación  $NTU = \frac{UA_s}{C_{min}}$  para cada condición de operación, como se puede observar

en la tabla 22. 
$$NTU = \frac{473.46 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \times 1.75 m^2}{836.96 \frac{W}{^\circ C}} = 0.99$$

**Tabla 22.** Resumen Número de Unidades de Transferencia

Condición de operación	U (W/m <sup>2</sup> °C)	A (m <sup>2</sup> )	C <sub>min</sub> (W/ °C)	NTU
Atracado	473.46	1.75	836.96	0.99
Avante a velocidad crucero	28226,9		11762.8	4.2
Avante a máxima velocidad	36446.23		11762.8	5.42

Por lo tanto, la efectividad del intercambiador Box Cooler se calcula teniendo en cuenta su configuración, de acuerdo a la tabla 1. La expresión que determina la efectividad del intercambiador es la segunda ecuación de la tabla, que corresponde a la efectividad de intercambiadores de tubo y coraza con un paso por la coraza y 2,4...n pasos por los tubos.

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + c + \sqrt{1 + c^2} \frac{1 + \exp\left[-ntu\sqrt{1 + c^2}\right]}{1 - \exp\left[-ntu\sqrt{1 + c^2}\right]} \right\}^{-1}$$

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + 0.071 + \sqrt{1 + 0.071^2} \frac{1 + \exp\left[-0.99\sqrt{1 + 0.071^2}\right]}{1 - \exp\left[-0.99\sqrt{1 + 0.071^2}\right]} \right\}^{-1} = 0.614$$

Los valores se resumen en la tabla 23.

Tabla 23. Resumen efectividad bajo diferentes condiciones de operación.

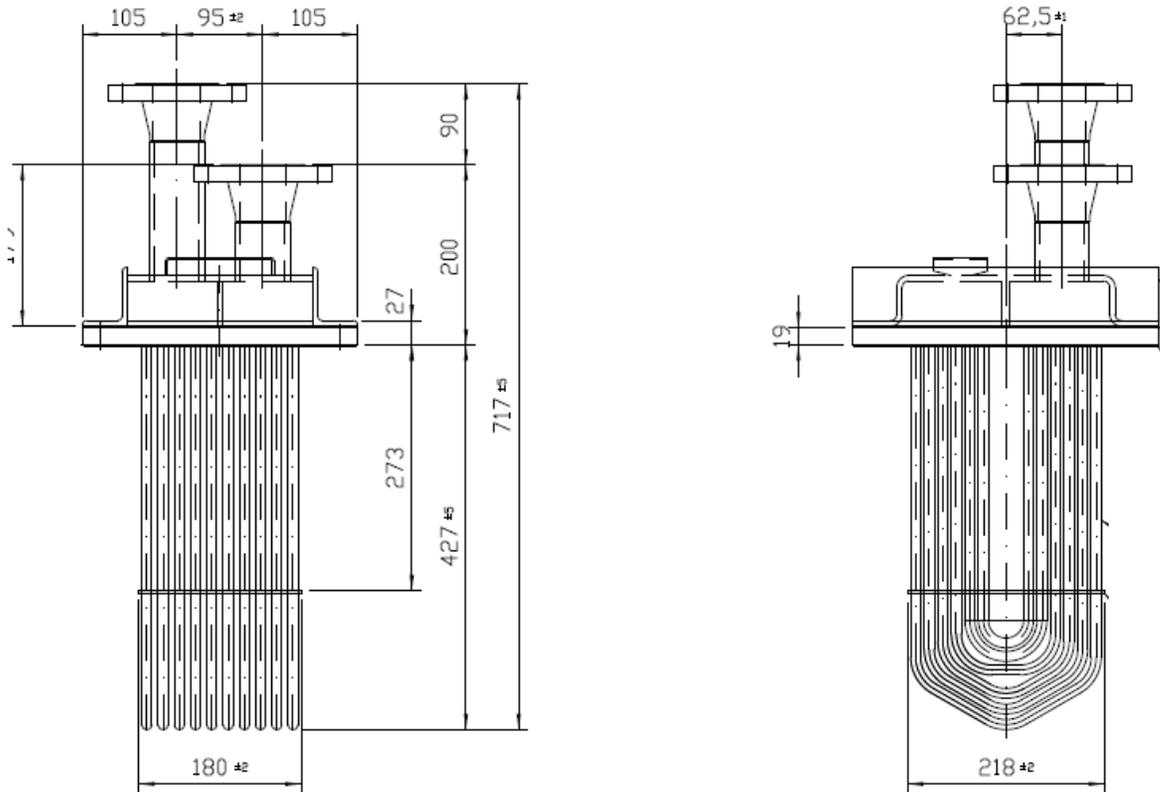
Condición de operación	NTU	C	$\epsilon$ (%)
Atracado	0.99	0,071	61.4
Avante a velocidad crucero	4.2	0.011	97.7
Avante a máxima velocidad	5.42	0.0032	99.3

#### 5.4.2.5. Cálculo hidráulico de intercambiadores Box Cooler

Para calcular la caída de presión es necesario tener presente el comportamiento del fluido, el caudal que atraviesa el haz tubular en condiciones de normal operación, las dimensiones del haz tubular entre otros parámetros calculados previamente.

Recordando el caudal dado por la firma fabricante ingresa al intercambiador Box Cooler y se distribuye por todo el haz tubular que tiene 120 tubos, como se muestra en la figura 29, en un arreglo de 12 x 10.

Figura. 29. Arreglo de la tubería del intercambiador.



Para flujos turbulentos en intercambiadores de calor, la ecuación que relaciona las variables de las propiedades del fluido y que permite calcular la caída de presión total es:

$$\Delta P = \frac{fL\rho V^2}{2gD_i}, \text{ que también puede expresarse como:}$$

$$\dot{m} = GA_o \quad \Delta p \approx f \frac{4L}{D_h} \frac{G^2}{2g_c \rho} \quad (31)$$

Donde  $f = 0,0035 + \frac{0,264}{(DG/\mu)^{0,42}}$  (32) es el factor de fricción para fluidos turbulentos

$\Delta p$  = Caída de presión total

$\dot{m}$  =Flujo másico

$\rho$  = Densidad

$\mu$  = Viscosidad dinámica

$L$  = Longitud total de la tubería

$A_o$  = Área de sección transversal

El cálculo de la caída de presión en una hilera de tubos comprendida por 120 tubos es:

$$\Delta P = f \frac{4LG^2}{D_i^2 g_c \rho},$$

$$f = 0.0035 + \frac{0.264}{(DG/\mu)^{0.42}} \rightarrow f = 0.0035 + \frac{0.264}{\left(\frac{(0.0094m)(40347.1 \frac{kg}{m^2s})}{(0.00032kg/ms)}\right)^{0.42}}$$

$$\rightarrow f = 0.0042$$

$$\Delta P = 0.0042 \frac{4(0.427 m)(40347.1kg/m^2s)^2}{(0.0094)(2)(1)(967.964kg/m^3)} = 671469.2Pa = 6.71Bar$$

Entonces para un haz de 120 tubos. La caída de presión es

$$\Delta p = 6.71 Bar = 0.05 Bar$$

## 6. DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.

### 6.1. Escala del intercambiador.

Para diseñar un intercambiador de calor tipo BoxCooler, a escala, es importante



establecer de acuerdo a la teoría del buque en el tema de resistencia al

avance. ETSIN (Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales). Antonio Baquero, la relación del número adimensional Froude, que establece una analogía entre la velocidad del buque con respecto a su longitud, es decir  $F_N = \frac{V}{\sqrt{Lg}}$ , y es un valor constante para diferentes escalas del mismo modelo, por lo tanto:

$$\frac{V_{mod}}{\sqrt{L_{mod}g}} = \frac{V_{buq}}{\sqrt{L_{buq}g}}, \text{ obteniendo que } V_{mod} = V_{buq} \sqrt{\frac{L_m}{L_b}}, \text{ siendo el término } \frac{L_m}{L_b} = \frac{1}{\lambda}$$

la escala del modelo,, esto significa que para una embarcación tipo

nodriza con una eslora de 20 m y una escala de 0,3, se tiene un modelo con una eslora de  $L_m = 0.3 * 20 = 6 \text{ m}$ , luego la velocidad del modelo es:

$$V_{mod} = 8 \text{ Nudos} \sqrt{0.3} = 4.38 \text{ Nudos} = 1.7 \text{ m/s} \text{ para la velocidad crucero y}$$

$$V_{mod} = 18 \text{ Nudos} \sqrt{0.3} = 9.8 \text{ Nudos} = 5 \text{ m/s}, \text{ para la velocidad máxima.}$$

## 6.2. Equivalencia entre el flujo de calor.

A esta escala con esta velocidad se puede establecer una relación de flujo de calor equivalente en el modelo igual a:

$$\dot{Q}_m = 0.3 \dot{Q}_b \rightarrow \dot{Q}_m = 0.3 * 78 \text{ KW}, \text{ luego } \rightarrow \dot{Q}_m = 23.4 \text{ KW}.$$

## 6.3. Flujo másico a través de la coraza.

Manteniendo la diferencia de temperatura  $\Delta T_c = 11 \text{ }^\circ\text{C}$ , y con la temperatura promedio para el fluido que va por la coraza se determinan sus propiedades:

$$\text{con } T_m = \frac{T_s + T_e}{2} = \frac{40 + 29}{2} = 34.5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Las propiedades del fluido se muestran en la tabla 24 son:

Tabla 24. Propiedades del agua a 34.5°C

Temp. T °C	$\rho$ (Kg/m <sup>3</sup> )	$C_{P,(frio)}$ (J/Kg °K)	Conductiv. Térmica K(W/m°K)	$\mu \times 10^{-3}$ (Kg m/s)	Número de Prandt, Pr	Número de Prandt, Prs= Pr <sub>90°C</sub>
<b>34.5</b>	<b>994,2</b>	<b>4178</b>	<b>0,6222</b>	<b>0,0007278</b>	<b>4,889</b>	<b>1.96</b>

Con estos datos se determina el flujo volumétrico sobre la coraza a diferentes velocidades:

$$\dot{m} = \rho A_f V$$

El área de flujo se determina como:

$$A_{flujo} = H * (L - (N_{filas} * D_{ext}))$$

Donde los valores de H y L se toman de la figura 31.

$$A_{flujo} = 0,25 \text{ m} * (0,20 - (11 * 0,009525\text{m})) = 0,023\text{m}^2.$$

$$\dot{m} = (994\text{kg/m}^3)(1,7\text{m/s})(0,023\text{m}^2) = 40.2 \text{ kg/s}$$

Propiedades del agua saturada

Temp., T °C	Presión de saturación, P <sub>sat</sub> , kPa	Densidad, $\rho$ kg/m <sup>3</sup>		Entalpía de vapori- zación, h <sub>fg</sub> , kJ/kg	Calor específico, c <sub>p</sub> , J/kg · K		Conductividad térmica, k W/m · K		Viscosidad dinámica, $\mu$ kg/m · s		Número de Prandt, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, $\beta$ 1/K
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2 501	4 217	1 854	0.561	0.0171	1.792 × 10 <sup>-3</sup>	0.922 × 10 <sup>-5</sup>	13.5	1.00	-0.068 × 10 <sup>-3</sup>
5	0.8721	999.9	0.0068	2 490	4 205	1 857	0.571	0.0173	1.519 × 10 <sup>-3</sup>	0.934 × 10 <sup>-5</sup>	11.2	1.00	0.015 × 10 <sup>-3</sup>
10	1.2276	999.7	0.0094	2 478	4 194	1 862	0.580	0.0176	1.307 × 10 <sup>-3</sup>	0.946 × 10 <sup>-5</sup>	9.45	1.00	0.733 × 10 <sup>-3</sup>
15	1.7051	999.1	0.0128	2 466	4 186	1 863	0.589	0.0179	1.138 × 10 <sup>-3</sup>	0.959 × 10 <sup>-5</sup>	8.09	1.00	0.138 × 10 <sup>-3</sup>
20	2.339	998.0	0.0173	2 454	4 182	1 867	0.598	0.0182	1.002 × 10 <sup>-3</sup>	0.973 × 10 <sup>-5</sup>	7.01	1.00	0.195 × 10 <sup>-3</sup>
25	3.169	997.0	0.0231	2 442	4 180	1 870	0.607	0.0186	0.891 × 10 <sup>-3</sup>	0.987 × 10 <sup>-5</sup>	6.14	1.00	0.247 × 10 <sup>-3</sup>
30	4.246	996.0	0.0304	2 431	4 178	1 875	0.615	0.0189	0.798 × 10 <sup>-3</sup>	1.001 × 10 <sup>-5</sup>	5.42	1.00	0.294 × 10 <sup>-3</sup>
35	5.628	994.0	0.0397	2 419	4 178	1 880	0.623	0.0192	0.720 × 10 <sup>-3</sup>	1.016 × 10 <sup>-5</sup>	4.83	1.00	0.337 × 10 <sup>-3</sup>
40	7.384	992.1	0.0512	2 407	4 179	1 885	0.631	0.0196	0.653 × 10 <sup>-3</sup>	1.031 × 10 <sup>-5</sup>	4.32	1.00	0.377 × 10 <sup>-3</sup>
45	9.593	990.1	0.0655	2 395	4 180	1 892	0.637	0.0200	0.596 × 10 <sup>-3</sup>	1.046 × 10 <sup>-5</sup>	3.91	1.00	0.415 × 10 <sup>-3</sup>
50	12.35	988.1	0.0831	2 383	4 181	1 900	0.644	0.0204	0.547 × 10 <sup>-3</sup>	1.062 × 10 <sup>-5</sup>	3.55	1.00	0.451 × 10 <sup>-3</sup>
55	15.76	985.2	0.1045	2 371	4 183	1 908	0.649	0.0208	0.504 × 10 <sup>-3</sup>	1.077 × 10 <sup>-5</sup>	3.25	1.00	0.484 × 10 <sup>-3</sup>
60	19.94	983.3	0.1304	2 359	4 185	1 916	0.654	0.0212	0.467 × 10 <sup>-3</sup>	1.093 × 10 <sup>-5</sup>	2.99	1.00	0.517 × 10 <sup>-3</sup>
65	25.03	980.4	0.1614	2 346	4 187	1 926	0.659	0.0216	0.433 × 10 <sup>-3</sup>	1.110 × 10 <sup>-5</sup>	2.75	1.00	0.548 × 10 <sup>-3</sup>
70	31.19	977.5	0.1983	2 334	4 190	1 936	0.663	0.0221	0.404 × 10 <sup>-3</sup>	1.126 × 10 <sup>-5</sup>	2.55	1.00	0.578 × 10 <sup>-3</sup>
75	38.58	974.7	0.2421	2 321	4 193	1 948	0.667	0.0225	0.378 × 10 <sup>-3</sup>	1.142 × 10 <sup>-5</sup>	2.38	1.00	0.607 × 10 <sup>-3</sup>
80	47.39	971.8	0.2935	2 309	4 197	1 962	0.670	0.0230	0.355 × 10 <sup>-3</sup>	1.159 × 10 <sup>-5</sup>	2.22	1.00	0.653 × 10 <sup>-3</sup>
85	57.83	968.1	0.3536	2 296	4 201	1 977	0.673	0.0235	0.333 × 10 <sup>-3</sup>	1.176 × 10 <sup>-5</sup>	2.08	1.00	0.670 × 10 <sup>-3</sup>
90	70.14	965.3	0.4235	2 283	4 206	1 993	0.675	0.0240	0.315 × 10 <sup>-3</sup>	1.193 × 10 <sup>-5</sup>	1.96	1.00	0.702 × 10 <sup>-3</sup>
95	84.55	961.5	0.5045	2 270	4 212	2 010	0.677	0.0246	0.297 × 10 <sup>-3</sup>	1.210 × 10 <sup>-5</sup>	1.85	1.00	0.716 × 10 <sup>-3</sup>
100	101.33	957.9	0.5978	2 257	4 217	2 029	0.679	0.0251	0.282 × 10 <sup>-3</sup>	1.227 × 10 <sup>-5</sup>	1.75	1.00	0.750 × 10 <sup>-3</sup>
110	143.27	950.6	0.8263	2 230	4 229	2 071	0.682	0.0262	0.255 × 10 <sup>-3</sup>	1.261 × 10 <sup>-5</sup>	1.58	1.00	0.798 × 10 <sup>-3</sup>

#### 6.4. Cálculo del área de transferencia.

Para determinar el área de transferencia de calor, se hace una estimación preliminar del coeficiente global de transferencia de calor, para esto se utilizan los datos estipulados en la tabla 25. Basado en la tabulación de los valores típicos de coeficientes global de transferencias de calor de process heat transfer. Principios y aplicación. Robert W. Serth, cuyo valor está entre:  $200 \leq U \leq 250$ , para lo cual se tomara un valor promedio:

$$U = 225 \frac{BTU}{hft^2} \text{ } ^\circ F = 1277.6175 W/m^2 \text{ } ^\circ K$$

Luego el área de transferencia de calor se determina a partir de la ecuación

$$\dot{Q} = UA_s F \Delta T_{lm,CF} \quad (7),$$
$$A_s = \frac{\dot{Q}}{U F \Delta T_{lm}} \quad \Delta T_{LN} = \frac{(T_{hent} - T_{csal}) - (T_{hsal} - T_{cent})}{LN\left(\frac{(T_{hent} - T_{csal})}{(T_{hsal} - T_{cent})}\right)}$$

Tabla 25. Valores típicos de coeficientes globales de transferencias calor

*Typical Values of Overall Heat-Transfer Coefficients in Tubular Heat Exchangers.*

$U = \text{Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$

Shell side	Tube side	Design $U$	Includes
<b>Liquid-liquid media</b>			
Aroclor 1248	Jet fuels	100–150	0.0015
Cutback asphalt	Water	10–20	0.01
Demineralized water	Water	300–500	0.001
Ethanol amine (MEA or DEA) 10–25% solutions	Water or DEA, or MEA solutions	140–200	0.003
Fuel oil	Water	15–25	0.007
Fuel oil	Oil	10–15	0.008
Gasoline	Water	60–100	0.003
Heavy oils	Heavy oils	10–40	0.004
Heavy oils	Water	15–50	0.005
Hydrogen-rich reformer stream	Hydrogen-rich reformer stream	90–120	0.002
Kerosene or gas oil	Water	25–50	0.005
Kerosene or gas oil	Oil	20–35	0.005
Kerosene or jet fuels	Trichloroethylene	40–50	0.0015
Jacket water	Water	230–300	0.002
Lube oil (low viscosity)	Water	25–50	0.002
Lube oil (high viscosity)	Water	40–80	0.003
Lube oil	Oil	11–20	0.006
Naphtha	Water	50–70	0.005
Naphtha	Oil	25–35	0.005
Organic solvents	Water	50–150	0.003
Organic solvents	Brine	35–90	0.003
Organic solvents	Organic solvents	20–60	0.002
Tall oil derivatives, vegetable oil, etc.	Water	20–50	0.004
Water	Caustic soda solutions (10–30%)	100–250	0.003
Water	Water	200–250	0.003
Wax distillate	Water	15–25	0.005
Wax distillate	Oil	13–23	0.005

Tomado de Process heat transfer- principios y aplicación. Robert W. Serth

$$\Delta T_{LN} = \frac{(90 - 40) - (83.4 - 29)}{\ln\left(\frac{90 - 40}{83.4 - 29}\right)} = 52.16^\circ K$$

El factor de corrección F se obtiene, de:

$$P = \frac{83.4 - 90}{29 - 90} = 0.1081 \quad \text{y} \quad R = \frac{29 - 40}{83.4 - 90} = 1.65$$

De la gráfica 15, se tiene que  $F = 1$ .

Luego  $A_s$  es igual a:

$$A_s = \frac{23400W}{(1277.613Wm^2\text{°K})(1)(52.16)\text{°K}} \rightarrow A_s = 0.35 m^2$$

En este diseño se utilizó tubería de cobre de diámetro exterior 3/8 de pulg = 0.009525 m, con 1 mm de espesor como se muestra en figura 30

Figura 30. Tubería de cobre Dext. 3/8 de Pulg.



#### 6.5. Arreglo de la tubería.

El arreglo de la tubería se tomó de manera lineal, puesto que para este caso el mantenimiento es más económico que en un arreglo escalonado. Observe la figura 31.

Figura 31. Incrustaciones en un arreglo de tubería lineal.



Por lo tanto la longitud total de tubo en el intercambiador se determina a partir de:

$$A_s = \pi D L_T \rightarrow L_T = \frac{A_s}{\pi D} = \frac{0.35 \text{ m}^2}{\pi(0.009525 \text{ m})} \rightarrow L_T = \mathbf{11.8 \text{ m.}}$$

El número de tubos se determinan a partir de las características que se muestran en la figura 32.

Figura 32. Dimensiones y proporción del intercambiador.

**Características:**

N° de tubos: 44

H = 25 cm

L = 20 cm

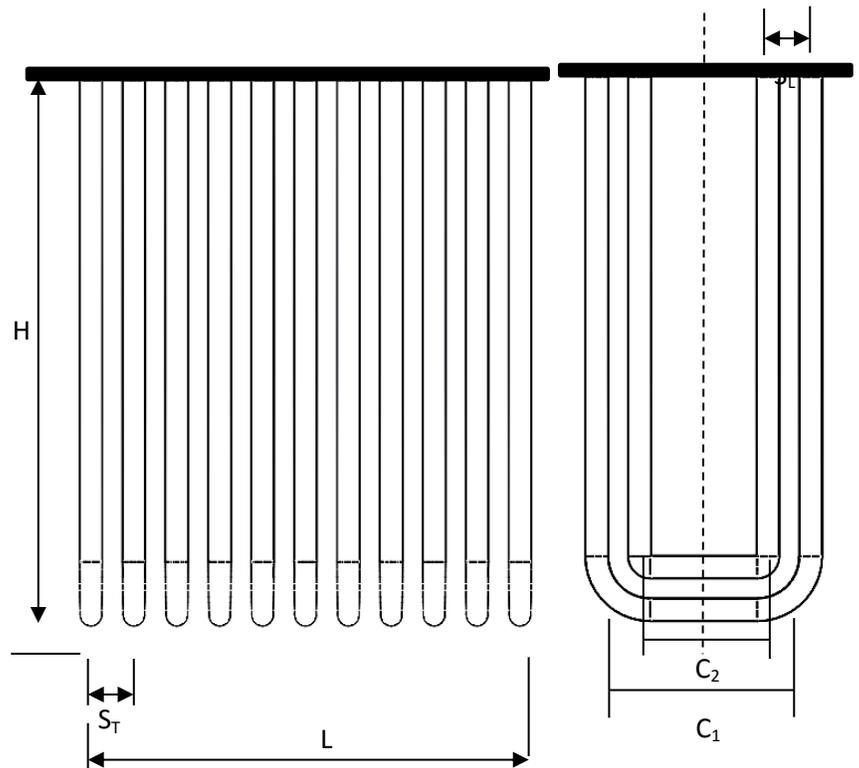
S<sub>T</sub> = S<sub>L</sub> = 2 cm

D<sub>ext</sub> = 0,9525 cm = (3/8 in)

D<sub>int</sub> = 0,725 cm

C<sub>1</sub> = 8 cm

C<sub>2</sub> = 4 cm



**6.6. Análisis para el flujo por los tubos.**

Para calcular el flujo volumétrico, se determina la velocidad del fluido a partir del Número de Reynolds cuyo valor obtenido es Re = 18581.3, por lo tanto la velocidad del flujo para el modelo correspondiente a este valor de Reynolds es:

$$Re = \frac{V D_{int} \rho}{\mu} \rightarrow V = \frac{Re \mu}{D_{int} \rho} \rightarrow V = \frac{(18581.3) \left( 0.332 \times 10^{-3} \text{ Kg } \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)}{(0,007525) \left( 967.96 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right)}$$

$$\rightarrow V = \mathbf{0.84 \text{ m/s}}$$

Luego el flujo volumétrico es  $\dot{V} = \frac{\pi}{4} D_{int}^2 V \rightarrow \dot{V} = \frac{\pi}{4} (0.007525m)^2 (0.84m/s)$

$\dot{V} = \frac{3.76 \times 10^{-5} m^3}{s} = 2.3 \text{ lts/min}$  Luego el flujo másico que recorre el haz tubular es:

$$\dot{m} = \rho \dot{V} \rightarrow \dot{m} = (967.96 kg/m^3)(3.76 \times 10^{-5} m^3/s)$$

$$\rightarrow \dot{m} = 0.036 \text{ kg/s}$$

**6.7.** Cálculo del coeficiente global requerido ( $U_{req}$ ), limpio ( $U_{limpio}$ ), y de Diseño ( $U_{diseño}$ ).

$$U_{req} = \frac{\dot{Q}}{n_t \pi D L F \Delta T_{ln}} \rightarrow U_{req} = \frac{23400W}{(44)\pi(0.009525m)(0.25m)(1)(52.16^\circ K)}$$

$$\rightarrow U_{req} = 1281.7W/m^2 \cdot K$$

Para determinar el  $U_{limpio}$ , se determina a partir de:

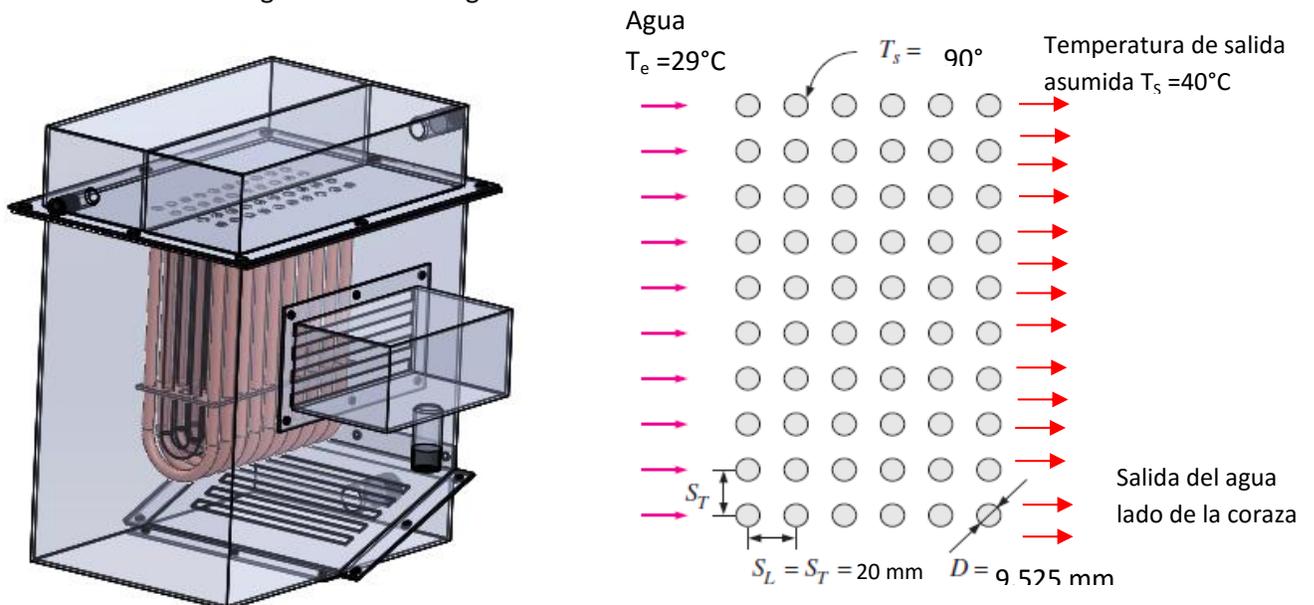
$$U = \frac{1}{\left[ \frac{1}{h_{int} A_{int}} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi KL} + \frac{1}{h_{ext} A_{ext}} \right] A}$$

Y es necesario hallar los valores de  $h_{int}$  y  $h_{ext}$ ,

**6.7.1. Calculo del coeficiente de convección externo ( $h_{ext}$ ).**

En la figura 33. Se observa los datos en la cual el fluido se mueve a través del haz de tubos.

Fig. 33. Salida del agua lado de la coraza



Con estos datos, se determina la temperatura promedio del agua.

$$T_m = \frac{(T_s - T_i) + (T_s - T_e)}{2} = \frac{(90 - 29) + (90 - 40)}{2} = 55.5^\circ\text{C}$$

Haciendo uso de la tabla 4, se determina por interpolación las propiedades térmicas del agua, ver tabla 26 .

**Tabla 26.** Propiedades del agua a 55.5 °C

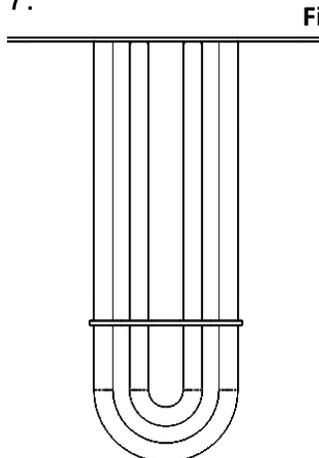
Temp. T °C	$\rho$ (Kg/m <sup>3</sup> )	$C_{P,(\text{frío})}$ (J/Kg °K)	Conductiv. Térmica K(W/m°K)	$\mu \times 10^{-3}$ (Kg m/s)	Número de Prandt, Pr	Número de Prandt, Prs= Pr <sub>90°C</sub>
55,5	985,01	4183,2	0,6495	0,0005003	3,224	1.96

Por la distribución lineal de los tubos, la velocidad máxima se determina por:

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} V \rightarrow V_{max} = \frac{0.02}{0.02 - 0.009525} 1.7\text{m/s} \rightarrow V_{max} = 3.2 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{\rho V_{m\acute{a}x} D}{\mu} = \frac{\left(\frac{985.01\text{Kg}}{\text{m}^3}\right) \left(3.2 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right) (0.009525\text{m})}{\frac{0.5003 \times 10^{-3} \text{Kg m}}{\text{s}}} = 60869.5$$

Con este resultado se determina la correlación del número Nusselt de acuerdo a la tabla 7.



**Fig. 34** Banco de tubos



Tomado de Duramax- Marine

$$N_{UD} = 0.27 Re_D^{0.63} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$$

$$\rightarrow N_{UD} = (0.27)(60869.5)^{0.63} (3.224)^{0.36} \left(\frac{3.224}{1.96}\right)^{0.25}$$

$$N_{UD} = 481.5$$

Este número de Nusselt tiene un factor de corrección para bancos de tubos hasta de más de 16 filas ( $N_L > 16$ ), en la figura 34, se observa que para este caso el  $N_L = 4$ , por lo tanto el factor de corrección correspondiente se toma de la tabla 8, cuyo valor es  $F = 0.9$ , luego el número Nusselt promedio es:

$$N_{UD,NL} = FN_{UD} = 0.9 * 481.5 = 433.31$$

Luego el coeficiente d transferencia de calor para todos los tubos en el banco

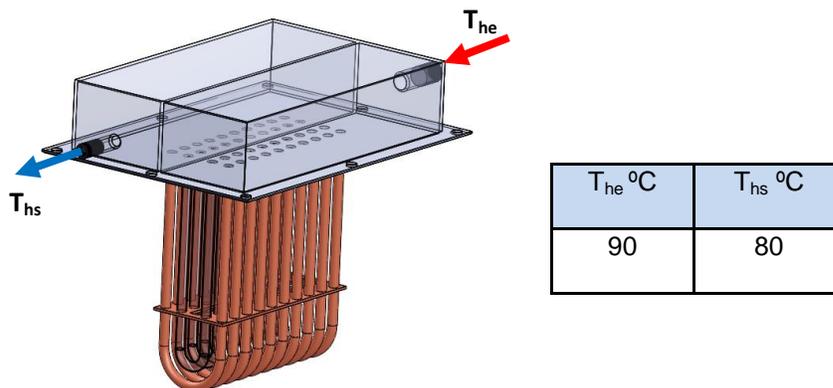
$$\text{queda: } N_{UD,NL} = \frac{hD}{k} \rightarrow h = \frac{N_{UD,NL}k}{D} \rightarrow h = \frac{433.3 \left(\frac{0.6495W}{m \cdot ^\circ K}\right)}{0.009525m}$$

$$\rightarrow h_{ext} = 29549.6W/m^2 \cdot K$$

### 6.7.2. Cálculo del coeficiente de convección interno ( $h_{int}$ )

Para el lado del haz tubular se presenta la figura 35 se muestra las temperaturas tanto de entrada como de salida en la tubería del intercambiador de calor Box Cooler. Obtenida de los datos técnicos de la tabla 3.

**Figura 35.** Temperatura de entrada y salida del intercambiador Box Cooler



La temperatura media o promedio para agua de proceso

$$T_m = \frac{90 + 83.4}{2} = 86.7^\circ C$$

A esta temperatura se determinan **las propiedades** para el agua de proceso, tabla 12.

Se determina el Número de Reynold para conocer el comportamiento del fluido en el haz tubular:  $Re = \frac{\rho V_{\max} D_{int}}{\mu}$

$$\rightarrow Re = \frac{(0.84 \frac{m}{s}) \times (0.007525 \text{ m}) \times (967.96 \frac{Kg}{m^3})}{0.332 \times 10^{-3} \text{ Kg } \frac{m}{s}} \rightarrow Re = 18429.1$$

Por el resultado anterior, el fluido presenta un comportamiento turbulento, usando la ecuación debida a Sieder y Tate  $Nu = 0.23 Re^{\frac{4}{5}} (Pr)^n (\frac{\mu}{\mu_s})^{0.14}$ , como el fluido en el haz de tubos, tiende a disminuir su temperatura es decir a enfriarse, el valor correspondiente a  $n = 0.3$

Calculando el número de Nusselt se tiene:

$$Nu = 0.23 (18429.14)^{\frac{4}{5}} (2.074)^{0.3} \left( \frac{0.332}{0.315} \right)^{0.14} \rightarrow Nu = 745.36$$

Despejando el coeficiente convectivo  $h$  de la ecuación:

$$h_{int} = \frac{(745.36) \left( 0.673 \frac{W}{m^{\circ} K} \right)}{0.007525 \text{ m}} = 66662 \frac{W}{m^2 \text{ } ^{\circ} K}$$

Con estos resultados se determinan el coeficiente global de calor limpio

$$h_{ext} = 29549.6 \text{ W/m}^2\text{°K}$$

$$h_{int} = 66662 \text{ W/m}^2\text{°K}$$

Como el coeficiente de convección exterior es menor que el interior, la resistencia del exterior a la transferencia de calor por convección es claramente la mayor, esto significa que ésta es la resistencia que controla la transferencia total de calor, por lo tanto, el coeficiente global de transferencia de calor se basará en el área exterior del tubo y se escribirá:

$$U = \frac{1}{\left[ \frac{1}{(66662 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°K}})[(\pi)(0.007525\text{m})(11.8\text{m})]} + \frac{1}{(29549.6 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°K}})[(\pi)(0.009525\text{m})(11.8\text{m})]} \right]} A_{ext}$$

$$U = \frac{1}{\left[ \frac{1}{(18911 \frac{\text{W}}{\text{°K}})} + \frac{1}{(9431.7 \frac{\text{W}}{\text{°K}})} \right]} * 0.36\text{m}^2$$

$$U = 27770.6 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°K}}$$

Como  $U_{limpio} > U_{requerido}$ , se puede continuar con el cálculo del  $U_{diseño} = U_{Sucio}$

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor global de diseño, se tienen en cuenta la resistencia por incrustaciones o suciedad, en este caso la resistencia por ensuciamiento para el agua de mar y agua de enfriamiento tomado de la tabla 14, son:  $R_{fmar} = 0.00035 \frac{\text{m}^2\text{°K}}{\text{W}}$  y  $R_{fenfriamiento} = 0.00035 \frac{\text{m}^2\text{°K}}{\text{W}}$ , por lo tanto

$$U_{diseño} = \frac{1}{\left[ \frac{1}{h_1 A_1} + \frac{R_{f1}}{A_1} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi KL} + \frac{1}{h_2 A_2} + \frac{R_{f2}}{A_2} \right]} A$$

$$U_{diseño} = \frac{1}{\left[ \frac{1}{(18911 \frac{\text{W}}{\text{°K}})} + \frac{0.00035 \frac{\text{m}^2\text{°K}}{\text{W}}}{\pi(0.007525\text{m})(12\text{m})} + \frac{1}{(9431.7 \frac{\text{W}}{\text{°K}})} + \frac{0.00035 \frac{\text{m}^2\text{°K}}{\text{W}}}{(\pi)(0.009525\text{m})(12\text{m})} \right]} * 0.36\text{m}^2$$

$$\rightarrow U_{diseño} = 1176.3 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

### 6.8. Caída de presión por el haz de tubos.

Para calcular la caída de presión del modelo, es necesario tener presente el comportamiento del fluido, el caudal que atraviesa el haz tubular en condiciones de normal operación, las dimensiones del haz tubular entre otros parámetros calculados previamente.

De acuerdo a los resultados obtenidos en el ítem 6.6 el caudal a través de los tubos es de 2.3 lts/min y se distribuye por todo el haz tubular que tiene 44 tubos, como se muestra en la figura 30, en un arreglo de 4 x 11.

De la ecuación (31) y con los valores de la tabla 12, se determina la caída de presión en una hilera de tubos comprendida por 44 tubos es:

$$\Delta P = f \frac{4LG^2}{D_i 2g_c \rho}, \quad f = 0.0035 + \frac{0.264}{\left(\frac{DG}{\mu}\right)^{0.42}}$$

$$\rightarrow f = 0.0035 + \frac{0.264}{\left((0.007525m)(809.46kg/m^2s)/(0.000332kg/ms)\right)^{0.42}}$$

$$\rightarrow f = 0.0077$$

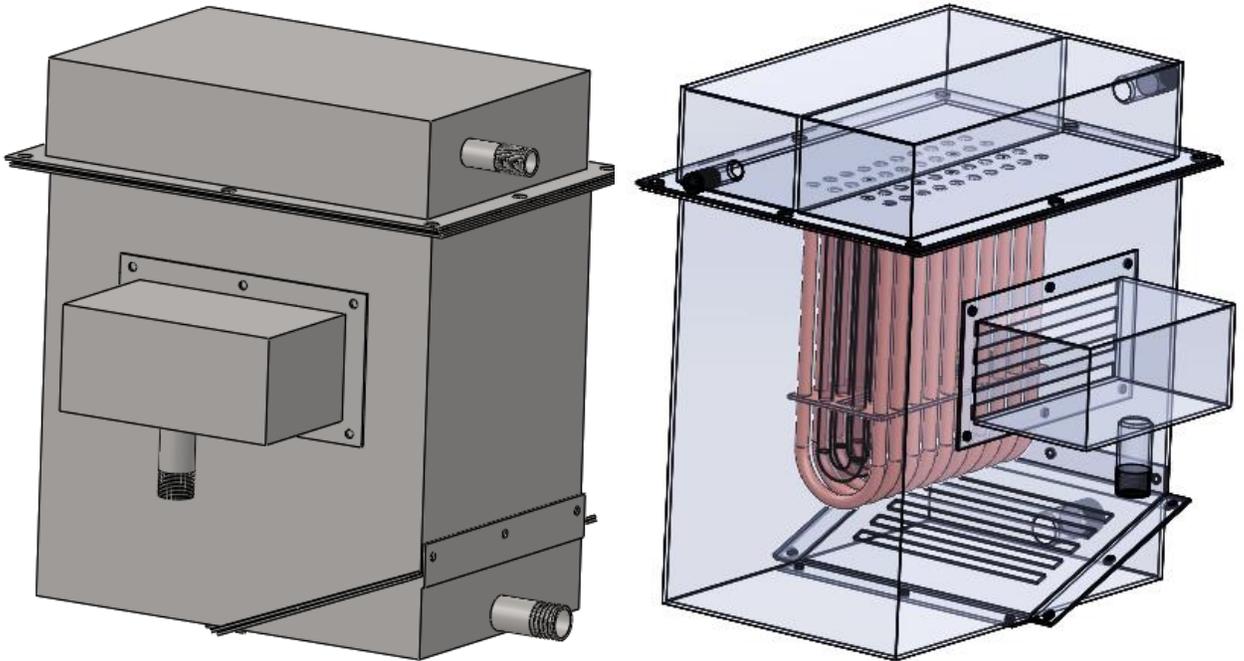
$$\Delta P = 0.0077 \frac{4(0.25 m)(809.46kg/m^2s)^2}{(0.0094)(2)(0.967)(967.964kg/m^3)} = 361.26 Pa$$

Entonces para un haz de 44 tubos. La caída de presión es  $\Delta p = 8.21 Pa$

## 7. Construcción del intercambiador de calor tipo bayoneta

Una vez realizado todos los cálculos se desarrolló el plano del intercambiador como se muestra en el, y cuyo ensamble se muestra en la figura 36.

**Figura 36.** Intercambiador de calor tipo bayoneta



Fuente: El autor

Posteriormente se realizó la construcción del intercambiador, el cual se desarrolló a través de un proceso de corte y conformado por soldadura tipo MIC así:

1. Corte y doblado de la carcasa.

El material utilizado para la carcasa es acero inoxidable calibre 18.



## 2. Corte de la tubería.

Esta es de cobre con diámetro exterior de 3/8 de pulgada



## 3. Proceso de soldado de la carcasa y tapa superior



4. Corte de la placa de cobre.



5. Montaje de la tubería sobre la placa.

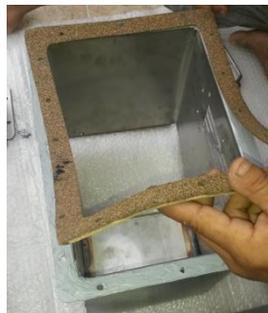
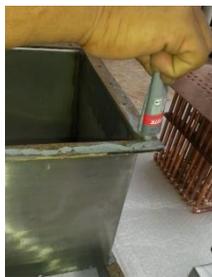


6. Todas las piezas terminadas.



7. Montaje.

1. Proceso de sellamiento, aplicación de silicona y empaque.



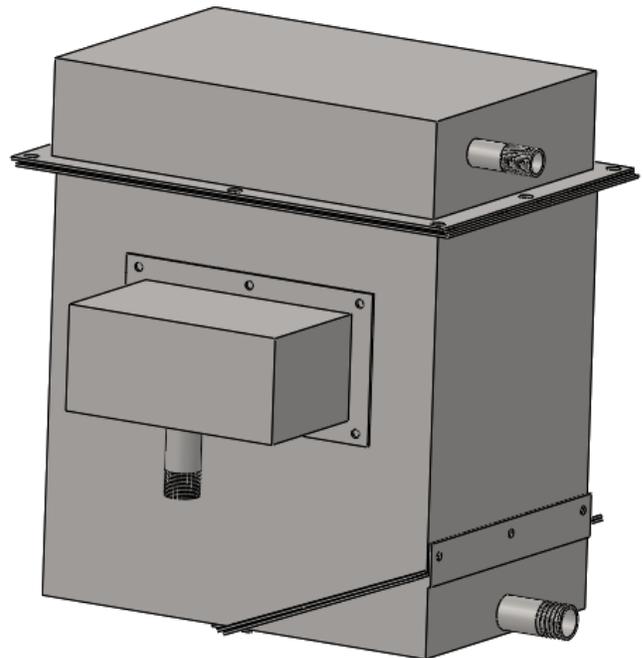
8. Montaje del haz de tubos, ajuste, aplicación de silicona y empaque de sellado.



9. Postura de la tapa superior, lateral e inferior.



10. Montaje final

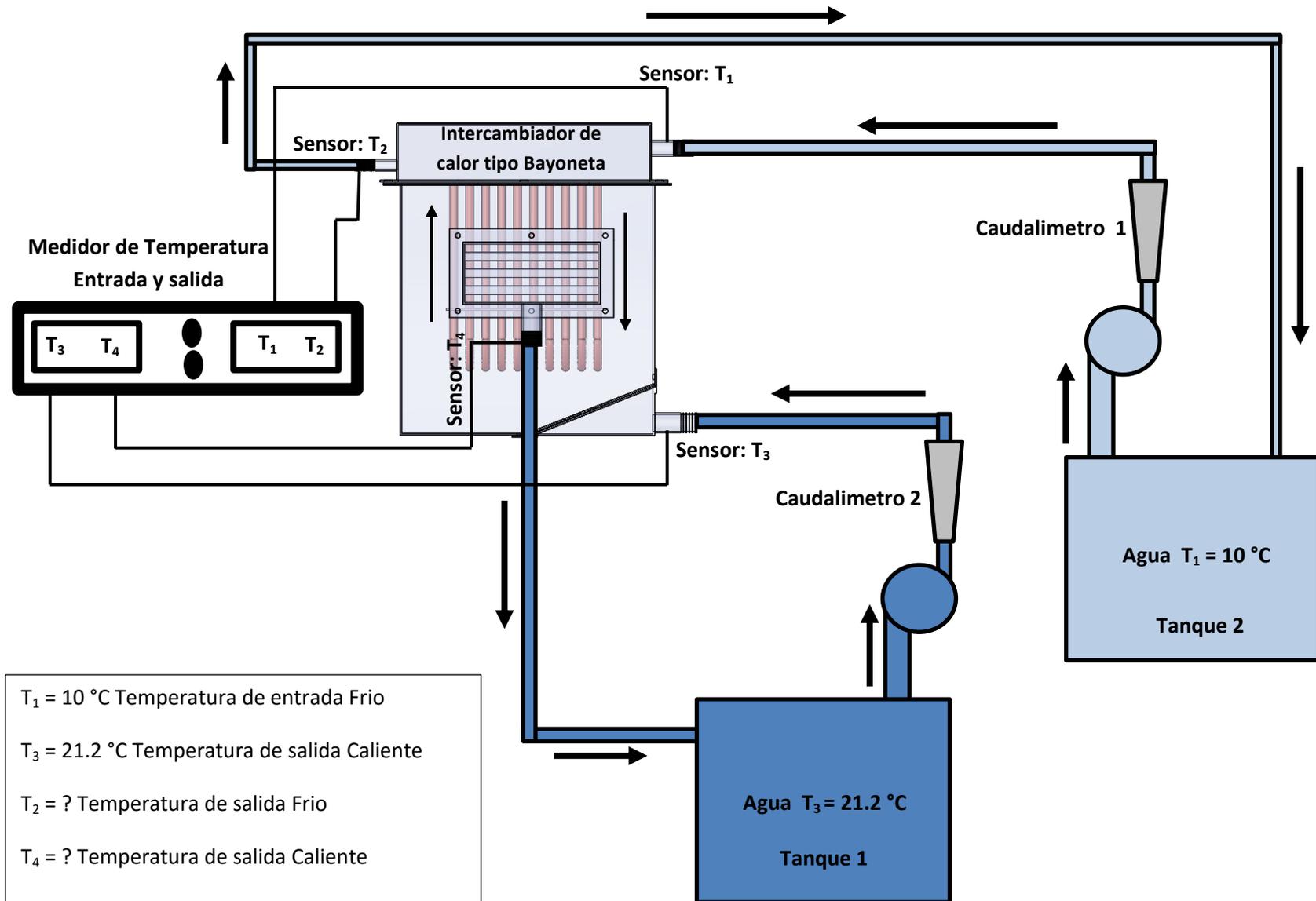


## **8. Desarrollo del Diseño experimental.**

El desarrollo del análisis experimental tiene como objetivo fundamental determinar las curvas de eficiencia Vs número de unidades de transferencia y el factor de corrección del intercambiador tipo bayoneta que utilizan las unidades a flote y marítimas y fluviales tipo Nodriza, además obtener el modelo de regresión, que describa la relación entre la eficiencia y todas las combinaciones de los factores que lo afecten significativamente; para lo anterior se deben identificar todos los factores que satisfacen el proceso de transferencia de calor para un modelo de intercambiador tipo Marítimo, este experimento se desarrolló en los laboratorios de la Universidad del y con el uso de importantes herramientas estadísticas, como el Design Expert muy utilizada hoy en día, se pudo determinar las posibles respuestas que se pueden encontrar en dicho proceso, de acuerdo con las diferentes combinaciones que se realicen.

En la figura 37 se muestra el montaje para el diseño y análisis experimental, que busca determinar las principales variables que están relacionadas con la determinación de la transferencia de calor de un modelo tipo bayoneta aplicada en las embarcación tipo Nodriza.

Figura 37. Montaje del diseño experimental



### 8.1. Variables del experimento.

Para realizar este experimento, se deben tener en cuenta todas las variables (factores) que afectan al resultado esperado, de las cuales algunas pueden ser controlables y otras no, así como los niveles de operación. Para este caso todos los factores controlables, tienen dos niveles, categorizados como altos y bajos

En general el comportamiento de un intercambiador de calor puede ser representada por:

- Un grupo de variables dependientes como las temperaturas de salida de los fluidos o la tasa de transferencia de calor ( $T_{h,o}$ ,  $T_{c,o}$  ó  $\dot{Q}$ ).
- Un grupo de variables independientes influenciadas por las condiciones de operación como las Temperaturas de entrada de cada fluido y las razones de capacidad calorífica ( $T_{h,i}$ ,  $T_{c,i}$ ,  $C_h$ ,  $C_c$ ).
- Un grupo de variables independientes influenciadas por los parámetros de control de diseño como el coeficiente global de transferencia de calor, el área de transferencia y la configuración geométrica del flujo.

$$\underbrace{T_{h,o}, T_{c,o}}_{\text{Variables dependientes}} \quad \dot{Q} = f \left( \underbrace{T_{h,i}, T_{c,i}, C_h, C_c}_{\text{Variables de la condición de operación}}, \underbrace{U, A, \text{Configuración geométrica del flujo}}_{\text{Parámetros de control de diseño}} \right)$$

Variables y parámetros independientes

. A continuación se presenta la tabla 27, que resume los diferentes factores y sus respectivos niveles.

**Tabla 27.** Factores de variables controlables y no controlables.

Variables controlables.

VARIABLES	FACTORES	NIVELES		UNIDADES
		BAJO	ALTO	
CONTROLABLES	Temperatura entrada 1	10	15	°C
	Temperatura entrada 3	22	19	°C
	Caudal del fluido Frio	4	4.1	Lts/min
	Caudal del fluido Caliente	8	14	Lts/min

Variables no controlables.

NO CONTROLABLES	Densidad del agua
	Dilatación térmica de la tubería
	Viscosidad del fluido

## 8.2. Selección de la variable respuesta.

En este análisis experimental, por el número de factores indicados, es un diseño factorial de  $2^4$ , la finalidad principal del experimento es determinar una relación que permita establecer la medida de la eficiencia del intercambiador de calor, para que cumpla con las condiciones exigidas, por las embarcación tipo Nodriza; por lo anterior la variable respuesta de este experimento son: **La Efectividad** ” que además se relaciona con el Número de Unidades de Transferencia (**NTU**) y la relación de las razones de capacidad calorífica (**C**).

### 8.3. Equipos y materiales.

En la realización de este experimento, se utilizaron los siguientes equipos:

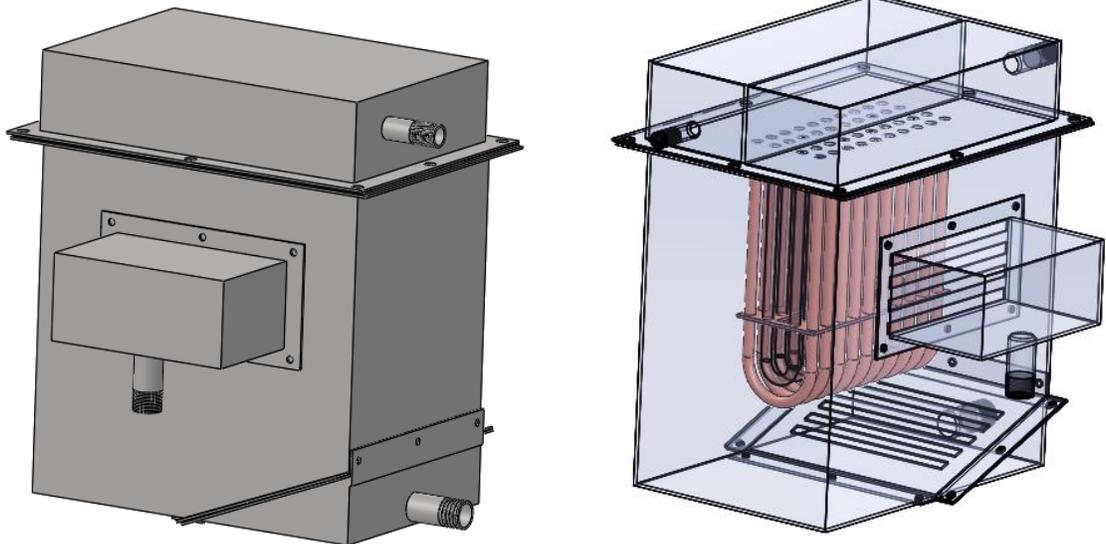
**Figura 38.** Banco de prueba Hidráulico

1. Dos Bancos Hidráulicos marca Bench, Figura 38, con bombas de  $\frac{1}{2}$  HP y con capacidad hasta de 90 Lts /min del laboratorio de Fluidos de la universidad del Norte.



2. Modelo del intercambiador de calor tipo Bayoneta aplicado en embarcaciones tipo Nodriza, figura 39.

**Figura 39.** Intercambiador de calor tipo Bayoneta.



3. Sensores de Temperatura: Sensores con micro puntas de 2m de longitud, figura 40.

**Figura 40.** Sensor de temperatura.



4. Caudalimetro, con capacidad hasta de 22 Lts/min, figura 41.

**Figura 41.** Medidor de flujo volumétrico



5. Equipo medidor de Temperatura multicanal, marca Anbai -AT4532, figura 42.

**Figura 42.** Receptor de temperatura multicanal.



#### **8.4. Procedimiento.**

Primero se realizó el montaje del Intercambiador en los tanques hidráulico, de tal forma que todas las conexiones queden bien ajustadas, para que no existan fugas

Posteriormente se ajustan las temperaturas de entrada y los caudales de cada línea de flujo.

Se realizan las corridas de acuerdo a la aleatorización que se obtiene del Design – Expert del diseño factorial  $2^4$  (Screening), obteniéndose los datos que se observa en la tabla 28:

**Tabla 28.** Datos del Screening  $2^4$

N°	RUN	T <sub>1entr-frio</sub>	T <sub>3entr-caliente</sub>	Caudal - lado frio	Caudal - lado caliente	T <sub>2salida-frio</sub>	T <sub>4salida-caliente</sub>	NUT	Relación de capacidades ( c )	EFECTIVIDAD (ξ) %
		°C	°C	Lts/min	Lts/min	°C	°C			
1	8	12	21,2	4,1	8	15	20,2			
2	16	12	21,2	4,1	14	15,1	20,5			
3	6	12	19,9	4,1	8	15,2	18,8			
4	1	10	19,9	4	8	12,8	18,9			
5	7	10	21,2	4,1	8	13	20,3			
6	5	10	19,9	4,1	8	13	18,8			
7	15	10	21,2	4,1	14	12,6	20,7			
8	12	12	21,2	4	14	14,8	20,5			
9	9	10	19,9	4	14	13	19,3			
10	14	12	19,9	4,1	14	14,9	19,5			
11	2	12	19,9	4	8	14,8	18,9			
12	10	12	19,9	4	14	14,9	19,2			
13	3	10	21,2	4	8	12,9	20,1			
14	4	12	21,2	4	8	15	20,3			
15	11	10	21,2	4	14	12,7	20,8			
16	13	10	19,9	4,1	14	12,8	19			

### 8.5. Resultados.

Los resultados obtenidos para la variable respuesta de acuerdo al orden de corridas anteriormente mostradas se muestran en la tabla 29.

**Tabla 29.** Resultados obtenidos de las corridas realizadas.

N°	RUN	T <sub>1entr-frio</sub>	T <sub>3entr-caliente</sub>	Caudal - lado frio	Caudal - lado caliente	T <sub>2salida-frio</sub>	T <sub>4salida-caliente</sub>	NUT	Relación de capacidades ( C )	EFECTIVIDAD (ξ) %
		°C	°C	Lts/min	Lts/min	°C	°C			
1	8	12	21,2	4,1	8	15	20,2	0,7823	0,5045	49,9
2	16	12	21,2	4,1	14	15,1	20,5	1,0304	0,28804	64,0
3	6	12	19,9	4,1	8	15,2	18,8	0,7848	0,50375	53,9
4	1	10	19,9	4	8	12,8	18,9	0,7836	0,50432	53,8
5	7	10	21,2	4,1	8	13	20,3	0,7812	0,50457	53,7
6	5	10	19,9	4,1	8	13	18,8	0,7838	0,50428	53,9
7	15	10	21,2	4,1	14	12,6	20,7	1,0287	0,28838	64,0
8	12	12	21,2	4	14	14,8	20,5	1,0303	0,28806	64,0
9	9	10	19,9	4	14	13	19,3	1,0321	0,28819	64,1
10	14	12	19,9	4,1	14	14,9	19,5	1,0332	0,28792	64,1
11	2	12	19,9	4	8	14,8	18,9	0,7846	0,50381	53,9
12	10	12	19,9	4	14	14,9	19,2	1,0335	0,2879	64,1
13	3	10	21,2	4	8	12,9	20,1	0,7814	0,50456	53,8
14	4	12	21,2	4	8	15	20,3	0,7822	0,50407	53,8
15	11	10	21,2	4	14	12,7	20,8	1,0286	0,28838	64,0
16	13	10	19,9	4,1	14	12,8	19	1,0323	0,288	64,1

Una vez obtenido estos resultados, se puede evidenciar que la correlación de las variables de entrada como son las temperaturas y los caudales tanto del fluido frio como caliente, se determinaron a partir de un estudio de diseño inicial como se muestran en la tabla 30 y en la figuras 43.

**Tabla 30.** Datos iniciales del diseño experimental.

Design Summary											
Study Type	Factorial	Runs	16								
Initial Design	2 Level Factorial	Blocks	No Blocks								
Center Points	0										
Design Model	4FI										
Factor	Name	Units	Type	Low Actual	High Actual	Low Coded	High Coded	Mean	Std. Dev.		
A	T1ent frio	°C	Numeric	10.00	12.00	-1.000	1.000	11.000	1.000		
B	T3ent caliente	°C	Numeric	19.90	21.20	-1.000	1.000	20.550	0.650		
C	Caudal frio	Lts/min	Numeric	4.00	4.10	-1.000	1.000	4.050	0.050		
D	Caudal caliente	Lts/min	Numeric	8.00	14.00	-1.000	1.000	11.000	3.000		
Response	Name	Units	Obs	Analysis	Minimum	Maximum	Mean	Std. Dev.	Ratio	Trans	Model
Y1	T2salida frio	°C	16	Factorial	12.600	15.200	13.906	1.065	1.206	None	Mean
Y2	T4salida caliente	°C	16	Factorial	18.800	20.800	19.738	0.726	1.106	None	Mean
Y3	NTU		16	Factorial	0.781	1.034	0.907	0.124	1.323	None	Mean
Y4	Efectividad	%	16	Factorial	47.326	58.718	53.018	5.627	1.241	None	Mean

**Figura 43.** Correlación de las condicione inicial del experimento.

Design-Expert® Software

StdErr of Design

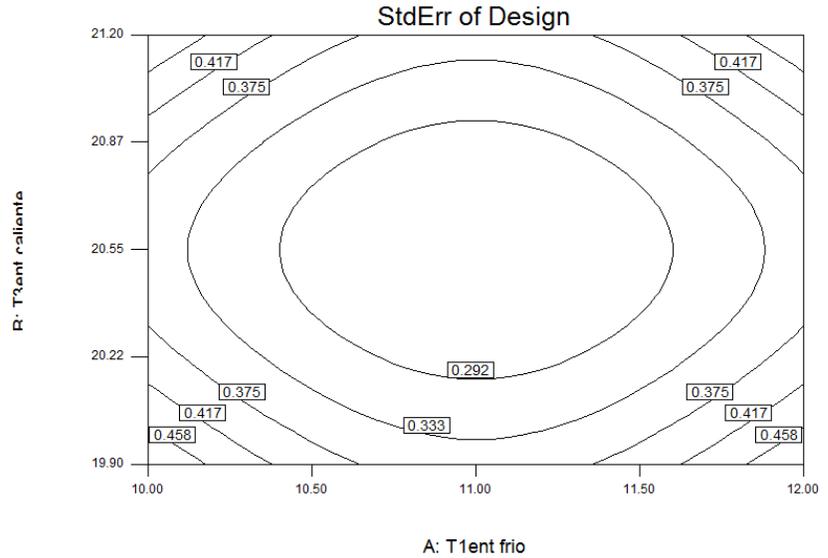


X1 = A: T1ent frio  
X2 = B: T3ent caliente

Actual Factors

C: Caudal frio = 4.05

D: Caudal caliente = 11.00



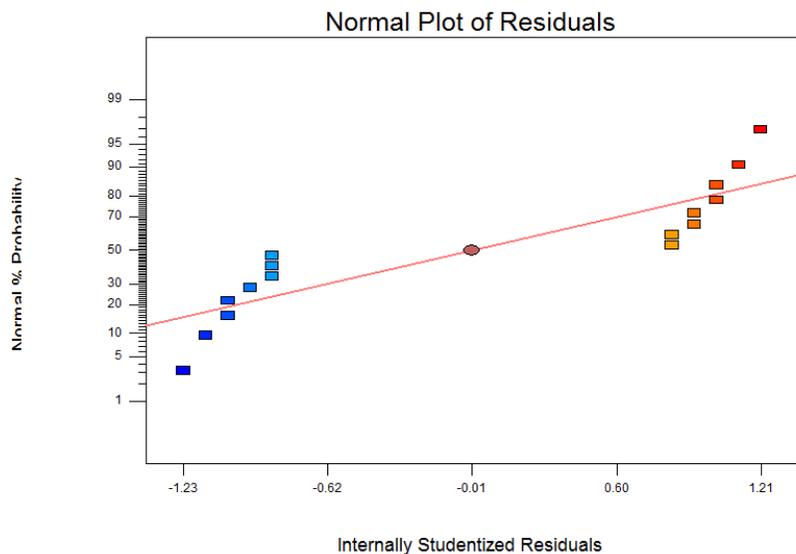
También se observa que la distribución de las variables de salida como las temperaturas del fluido frio y caliente presentaron la siguiente distribución normal residual, figura 44. Este resultado se obtuvo con la herramienta Design-Expert.

**Figura 44.** Dispersión de la temperatura de salida del fluido frio y caliente.

Design-Expert® Software

T2salida frio

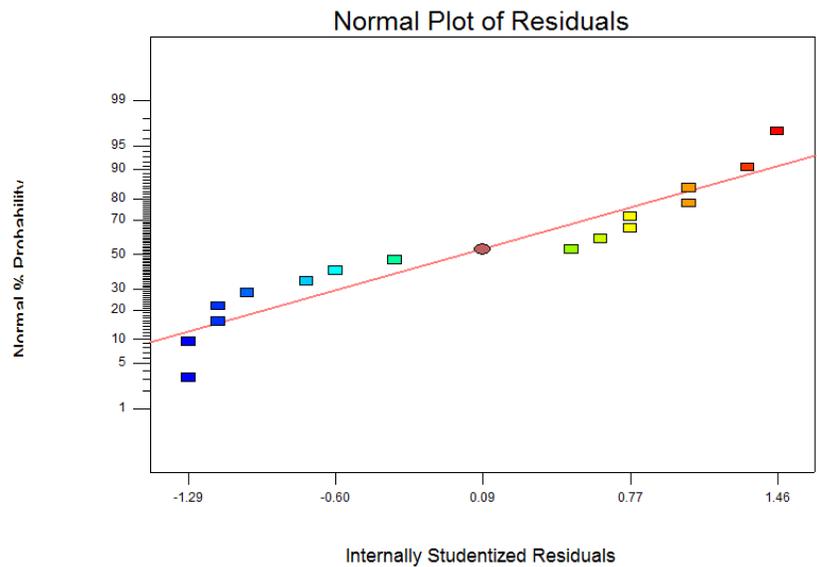
Color points by value of  
T2salida frio:



:

Design-Expert® Software  
T4salida caliente

Color points by value of  
T4salida caliente:



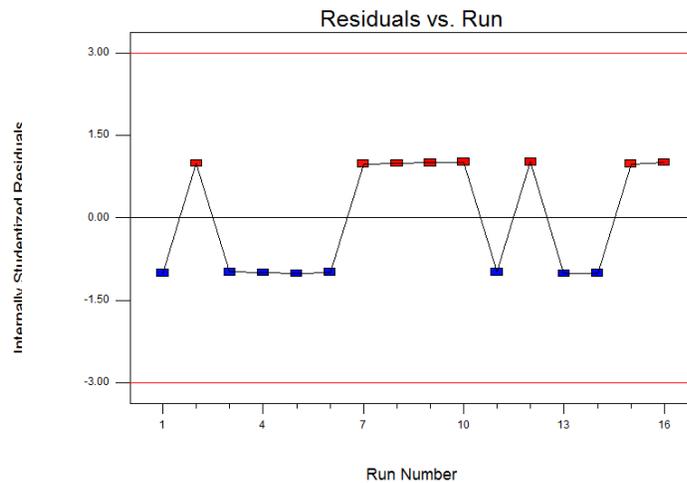
Estas figuras evidencian que las temperaturas de salida se mantuvieron muy estables, donde en el fluido frio presento un mínimo error residual de 12.6°C y una máxima de 15.2°C, mientras que en el fluido caliente el mínimo error residual de la temperatura es 18.8°C y la máxima es de 20.8°C.

Con respecto al resultado del análisis del Número de Unidades de Transferencia, presenta un valor mínimo de 0.7812 y un máximo de 1.0335, estos valores corresponde a un análisis de supuesto de normalidad de los residuos, como se observa en la figura 45.

**Figura 45.** Dispersión de los valores NTU.

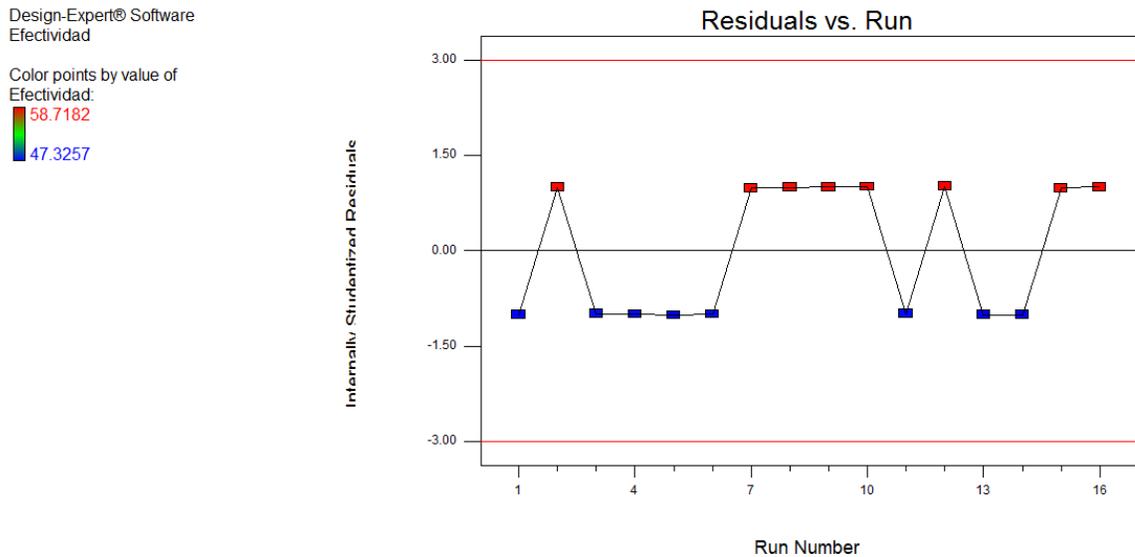
Design-Expert® Software  
NTU

Color points by value of  
NTU:



El resultado del análisis de la Efectividad de la transferencia de calor ( $\xi$ ), fluctúa entre un valor mínimo de 47.32% y un máximo de 58.71%, estos valores corresponde a un análisis de supuesto de normalidad de los residuos, como se observa en la figura 46.

**Figura 46.**Dispersión de los valores de la Efectividad.



De acuerdo a este resultado los valores tomados como óptimo por el análisis de Design-Expert en este intercambiador corresponde a:

- ✓  $T_{\text{entrada frío}} = 11.53^{\circ}\text{C}$
- ✓  $T_{\text{entrada caliente}} = 20.98^{\circ}\text{C}$
- ✓ Caudal flujo frío = 4.09 Lts/min
- ✓ Caudal flujo caliente = 11.86 Lts/min
- ✓  $\text{NTU} = 0.907962$
- ✓ Efectividad = 53.0181%

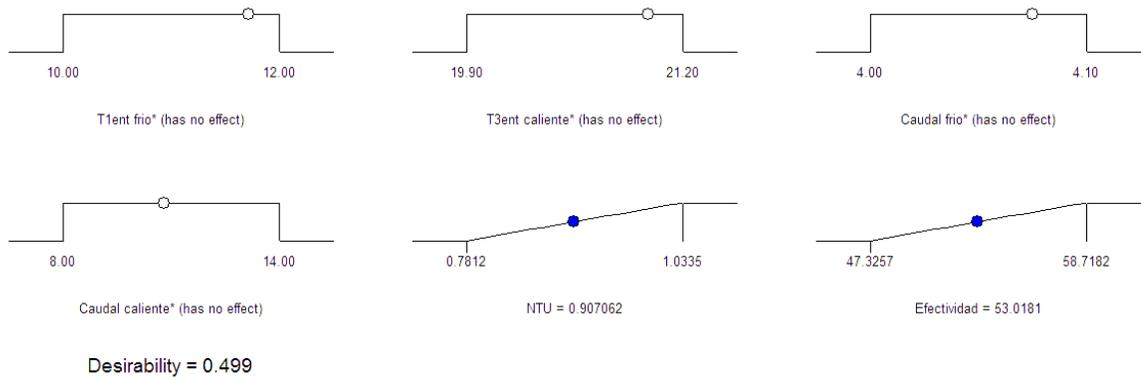
Estos datos son tomados de la tabla 31.

**Tabla 31.** .Valores óptimos obtenidos por el análisis experimental

Solutions	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	
<b>Constraints</b>																													
<b>Name</b>	<b>Goal</b>	<b>Lower Limit</b>	<b>Upper Limit</b>	<b>Lower Weight</b>	<b>Upper Weight</b>	<b>Importance</b>																							
T1ent frio	is in range	10	12	1	1	3																							
T3ent caliente	is in range	19.9	21.2	1	1	3																							
Caudal frio	is in range	4	4.1	1	1	3																							
Caudal caliente	is in range	8	14	1	1	3																							
NTU	maximize	0.7812	1.0335	1	1	3																							
Efectividad	maximize	47.3257	58.7182	1	1	3																							
<b>Solutions</b>																													
<b>Number</b>	<b>T1ent frio*</b>	<b>T3ent caliente*</b>	<b>Caudal frio*</b>	<b>Caudal caliente</b>	<b>NTU</b>	<b>Efectividad</b>	<b>Desirability</b>																						
1	11.53	20.98	4.09	11.86	0.907062	53.0181	0.499	Selected																					
2	11.38	20.91	4.09	8.51	0.907062	53.0181	0.499																						
3	10.25	21.07	4.09	8.04	0.907062	53.0181	0.499																						
4	11.73	21.00	4.08	10.81	0.907062	53.0181	0.499																						
5	10.92	20.10	4.04	10.77	0.907062	53.0181	0.499																						
6	11.46	20.59	4.08	8.36	0.907062	53.0181	0.499																						
7	10.84	20.40	4.04	8.14	0.907062	53.0181	0.499																						
8	10.96	20.71	4.06	13.49	0.907062	53.0181	0.499																						
9	11.76	21.02	4.06	9.34	0.907062	53.0181	0.499																						
10	10.71	20.98	4.08	11.35	0.907062	53.0181	0.499																						
11	11.85	20.36	4.05	10.56	0.907062	53.0181	0.499																						
12	11.47	20.68	4.01	11.73	0.907062	53.0181	0.499																						
13	11.91	20.98	4.08	12.65	0.907062	53.0181	0.499																						
14	10.58	20.72	4.04	8.52	0.907062	53.0181	0.499																						
15	11.83	20.78	4.06	12.54	0.907062	53.0181	0.499																						
16	10.57	21.15	4.01	9.05	0.907062	53.0181	0.499																						
17	11.38	20.78	4.03	10.32	0.907062	53.0181	0.499																						
18	10.03	20.75	4.00	13.08	0.907062	53.0181	0.499																						
19	11.12	20.53	4.04	8.21	0.907062	53.0181	0.499																						
20	10.70	20.17	4.06	13.55	0.907062	53.0181	0.499																						
21	11.66	20.99	4.08	13.17	0.907062	53.0181	0.499																						
22	10.79	20.52	4.05	13.17	0.907062	53.0181	0.499																						
23	11.14	20.30	4.04	13.32	0.907062	53.0181	0.499																						
24	10.66	20.27	4.04	8.62	0.907062	53.0181	0.499																						
25	10.92	20.85	4.01	12.06	0.907062	53.0181	0.499																						
26	10.58	20.77	4.07	8.63	0.907062	53.0181	0.499																						
27	11.61	20.18	4.04	11.99	0.907062	53.0181	0.499																						
28	10.90	20.79	4.05	13.72	0.907062	53.0181	0.499																						
29	11.25	20.99	4.06	8.57	0.907062	53.0181	0.499																						
30	10.37	21.10	4.10	11.73	0.907062	53.0181	0.499																						

Esto indica, que el valor optimo es tomado como un valor promedio de todos los resultados de la efectividad en cada medición como se muestra en la figura 47.

**Figura 47.** Resultados de la Efectividad y el NTU.



### 8.5.1 Resultado a partir del análisis gráfico de la Efectividad y el NTU.

La efectividad es la medida del rendimiento térmico de un intercambiador, es decir la comparación de un rendimiento real con respecto a un rendimiento ideal y su valor esta entre  $0 \leq \xi \leq 1.$ , además, la efectividad depende del Número de Unidades de Transferencia (NTU) y la relación de razón de capacidad calorífica (C), es decir:  $\varepsilon = \text{función de } (NTU, \frac{C_{min}}{C_{max}})$ . El  $NTU = \frac{U A_s}{C_{min}}$ , se determinó a partir de los valores que corresponde al intercambiador tomados de la figura 31 y 46, como se muestran en la tabla 32.

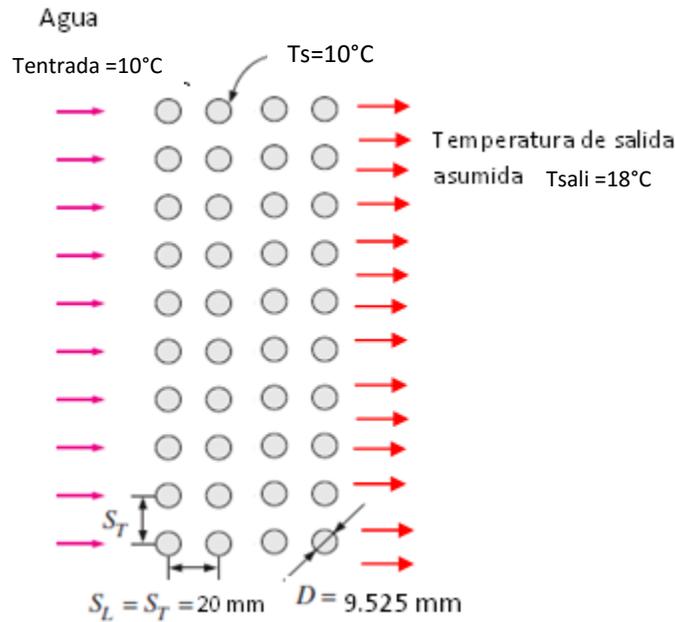
**Tabla 32.** Datos de las dimensiones del intercambiador usado en el ensayo.

DATOS	LADO FRIO-HAZ DE TUBOS	LADO CALIENTE - CORASA	UNIDADES
D <sub>ext</sub>	0,009525	_____	m
D <sub>int</sub>	0,007525	_____	m
L <sub>T</sub>	11,88	_____	m
A <sub>superf Ext</sub>	0,3554932	_____	m <sup>2</sup>
A <sub>superf int</sub>	0,280848958	_____	m <sup>2</sup>
A <sub>flujo</sub>		0,023	m <sup>2</sup>
A <sub>interior</sub>	4,44737E-05	_____	m <sup>2</sup>
ST	_____	0,02	m
SL	_____	0,02	m

Al área de flujo se determinó como:

$$A_{flujo} = 0,25 \text{ m} * (0,20 - (11 * 0,009525\text{m})) = 0,023\text{m}^2$$

**Figura 48.** Flujo de agua a través del arreglo de los tubos.



Al realizar el análisis experimental los resultados tomados de la tabla 29. Permitieron calcular la efectividad, hallada en cada corrida organizada de acuerdo al Screening factorial  $2^4$  aleatorio, estos al ubicarlos en una gráfica de NTU Vs Efectividad se observa para intercambiadores 1-2, ver figura 48.

Esta figura se realizó tomando valores correspondientes a la razón de capacidad calórica igual a:

$C = \frac{C_{min}}{C_{max}}$				
0.2	0.4	1	1.4	2

Con valores establecidos en la tabla 33, y usando la ecuación de la tabla 1.

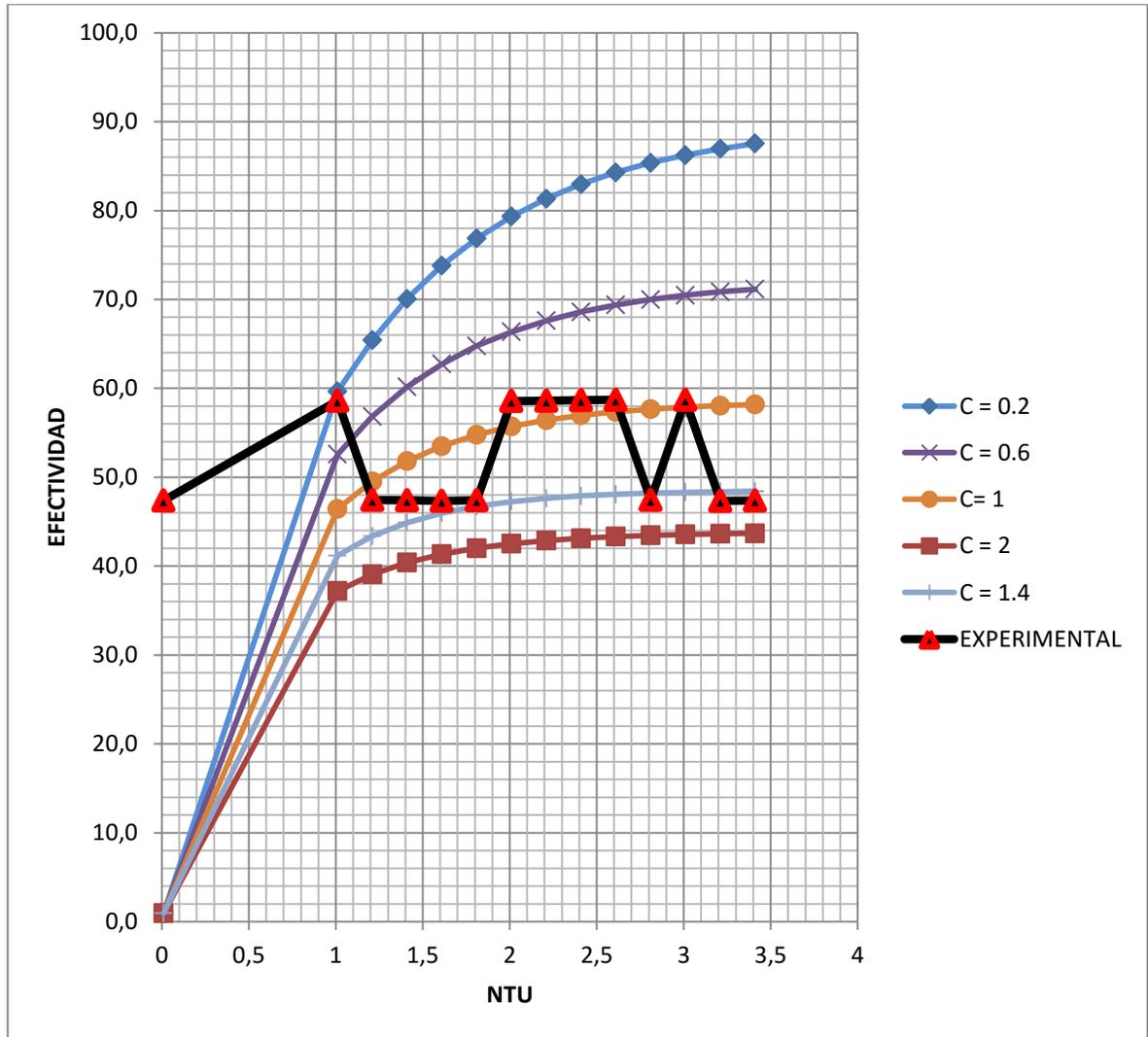
**Tabla 33.** Datos tabulados para la obtención de la efectividad para diferentes valores de a la razón de capacidad calórica (C).

NUT	EFFECTIVIDA D (ξ) %
0,01	1,0
1,01	59,7
1,21	65,4
1,41	70,1
1,61	73,8
1,81	76,9
2,01	79,3
2,21	81,3
2,41	83,0
2,61	84,3
2,81	85,4
3,01	86,2
3,21	87,0
3,41	87,5

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + c + \sqrt{1 + c^2} \frac{1 + \exp[-ntu\sqrt{1 + c^2}]}{1 - \exp[-ntu\sqrt{1 + c^2}]} \right\}^{-1}$$

Se obtienen las diferentes gráficas correspondientes a cada razón de capacidad calorífica como se muestra en la figura 49.

**Figura 49.** Gráfica de los diferentes valores de la efectividad experimental



En el gráfico de NTU Vs Efectividad ( $\xi$ ) de la figura 47, se observa que para el intercambiador modelo del experimento, presenta un rango de efectividad entre 47% y 59% operando bajo las condiciones de caudal para el flujo frío de 4Lts/min y Flujo caliente entre 8 Lts/min y 14 Lts/min. Esto indica que a mayor flujo volumétrico del fluido caliente, la razón de calores específico disminuye, logrando un aumento en el valor del NTU y por consecuencia un aumento en la Efectividad del intercambiador, esto manteniendo constante el área de transferencia ( $A_s$ ).

## 9. CONCLUSIONES.

El diseño de los intercambiadores de calor han experimentado un gran avance en su desarrollo tecnológico por su gran diversidad de aplicación, siendo una de ella la aplicada en el sector de transporte marítimo y fluvial, por lo anterior y por el análisis realizado en este proyecto se puede concluir que:

- ✓ Las especificaciones de los materiales utilizados en su construcción deben poseer características altamente resistentes a la corrosión y vibración.
- ✓ Aunque el mejor arreglo de haz de tubos para un buen proceso de transferencia de flujo de calor es el arreglo escalonado, el arreglo más adecuado por su fácil mantenimiento debido a las incrustaciones por microorganismos marinos es el arreglo lineal.
- ✓ El proceso de transferencia de calor es favorable cuando la embarcación se encuentra en movimiento ya sea a velocidad crucero ó máxima, en el caso que el buque se encuentre atracado o fondeado, el proceso de transferencia ocurre por un proceso de convección natural forzado, de acuerdo al análisis del número de Rayleigh.
- ✓ La efectividad obtenida para el modelo experimentado está entre el 47% y el 59%, y se puede mejorar disminuyendo los valores de la relación de las capacidades caloríficas (C), Manteniendo un Número de Unidades de Transferencia (NTU) especificado, o simplemente aumentando el valor del NTU.
- ✓ Durante el ensayo experimental se observó que el mínimo valor de capacidad calorífica  $C_{min}$ , puede variar cambiando la velocidad de flujo volumétrico a través del dispositivo de bombeo de fluido, este cambio tiene un impacto directo en el flujo de transferencia de calor.

- ✓ Es importante resaltar que cuando la consideración más importante de un intercambiador es el costo, estos se diseñan de acuerdo a Shah, en un rango aproximado dentro de la curva  $\xi - NTU$ , con valores de:  $NTU \leq 2$  o  $\varepsilon \leq 60\%$ .
- ✓ Cuando la efectividad del intercambiador  $\varepsilon < 40\%$ , la relación de la tasa de capacidad calorífica (C), no tiene una influencia significativa en la eficacia del intercambiador.
- ✓ Cuando NTU tiende a cero, la eficacia de todos los arreglos de flujo se reduce a  $\varepsilon \approx NTU \left[ 1 - \frac{1}{2} NTU(1 + C) \right]$ .

## REFERENCIAS.

- [1]. [http://www.revistadelogistica.com/Puertosmaritimoscolombianos\\_n1.asp](http://www.revistadelogistica.com/Puertosmaritimoscolombianos_n1.asp)
- [2]. Ramesh K. Shah and Dušan P. Sekulic, 2003, Fundamentals of Heat Exchanger Design., p.p. 100- 101.
- [3]. Robert W. Serth, 2007, Process Heat Transfer Principles and applications Exchanger , Pp.187-218
- [4] Anthony F. Mills, 2000, Transferencia de Calor, P.p.795
- [5]. Yunus Cengel, 2007, Transferencia de calor y masa, P.p.131 – 169
- [6]. William M. Kays / A.L.London, 1976, Compact Heat Exchangers, Cap.1 y 2
- [7]. Frank P. Incropera / David P. DeWitt. Cuarta edición, P.p. 78.
- [8]. Donald Kern, 1995, Procesos de transferencia de Calor, P.p. 139 -150
- [9]. Douglas C. Montgomery, 2007, Diseño y análisis de Experimento, Cap. 2 y 5
- [10]. CFD modeling and experimental validation of sulfur trioxide decomposition in bayonet type heat exchanger and chemical decomposer for different packed bed designs,2009, Vijaisri Nagarajana,\* , Valery Ponyavina, Yitung Chena, Milton E. Vernonb, Paul Pickardb, Anthony E. Hechanovac.
- [11]. Hydrodynamics and heat transfer in swirl flow under conditions of one-side heating. Part 2: Boiling heat transfer. Critical heat fluxes, 2010, International Journal of Heat and Mass Transfer, Aleksey V. Dedov \*, Alexander T. Komov, Alexander N. Varava, Victor V. Yagov
- [12]. Design of shell-and-tube heat exchangers when the fouling depends on local temperature and velocity,2001, Applied Thermal Engineering 22 (2002) 789–801,

HTFS, Hyprotech, The Gemini Building, Fermi Avenue, Harwell International Business Centre.

[13]. Robert W. Fox, Introducción a la mecánica de fluidos, 2da edición, Mexico, Pp. 384-395

[14]. Robert L. Mott, Mecánica de fluidos, 6ta edición, Mexico-2006, Cap. 10.

[15]. Antonio Baquero, Teoría del Buque “Lecciones de Resistencia al Svance” ETSIN, 2da edición, España. Pp. 12-16

## NOMENCLATURA.

$\dot{Q}$	Flujo de Calor.
$T_{ec}$	Temperatura de entrada del flujo frio.
$T_{eh}$	Temperatura de entrada del flujo caliente.
$\Delta T_{LN}$	Temperatura media logarítmica
$\dot{m}$	Flujo másico.
$\dot{V}$	Flujo volumétrico o caudal.
$h_i$	Coefficiente convectivo interno de transferencia de calor.
$h_o$	Coefficiente convectivo externo de transferencia de calor.
$U$	Coefficiente global de transferencia de calor limpio
$U_D$	Coefficiente global de transferencia de calor de diseño - sucio.
$R_i$	Resistencia térmica por suciedad interna.
$R_o$	Resistencia térmica por suciedad Externa.
$A_{is}$	Área superficial interna.
$A_{os}$	Área superficial externa.
$A_f$	Área a través de un haz de tubos.
$S_T$	Distancia transversal entre los tubos.
$S_L$	Distancia longitudinal entre los tubos.
$N_T$	Número total de tubos.
$\beta$	Densidad de área.
$Re$	Número de Reynolds.
$Pr$	Número de Prand
$Gr$	Número de Grashof
$R_{aL}$	Número de Rayleigh.
$Nu$	Número de Nusselt
$NTU$	Número de unidades de transferencia
$\varepsilon$	Efectividad,
$C_{ph}$	Calor específico del fluido caliente.
$C_{po}$	Calor específico del fluido frio.
$C_h$	Razón de capacidad calorífica del fluido caliente.
$C_o$	Razón de capacidad calorífica del fluido frio.
$C$	Relación de la Razón de capacidad calorífica
$F$	Factor de Corrección.
$\Delta P$	Caída de presión.
$\rho$	Densidad
$\mu$	Viscosidad cinemática.
$K$	Conductividad térmica.

# ANEXOS.

## Anexo I.

Duramax Marine LLC  
17990 Great Lakes Industrial Pkwy  
Hiram Ohio 44234

Phone : 440-834-5400  
Fax: 440-834-4950  
www.DuramaxMarine.com

### SPECIFICATION SHEET

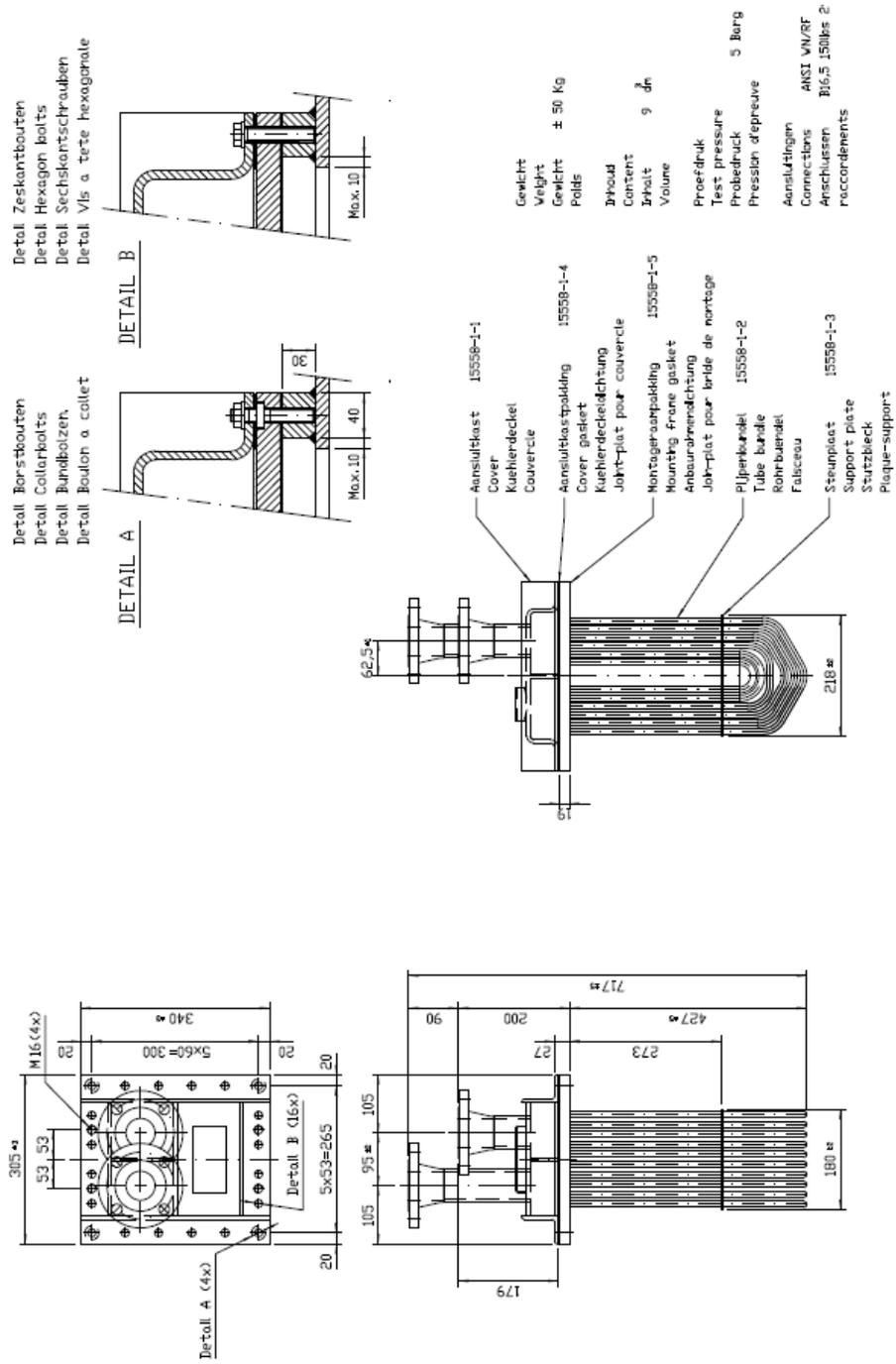
"BOXCOOLER" type: V0306-10/4-X

Ref. : Cat 3304DI-NA, 65kW, 1800rpm      Project no. : 20040593.11  
Date : 5 may 2004

		section 1	section 2	section 3
Vessel speed	knots	0		
Raw water temperature, max.	°C	29		
Heat rejection	kW	78		
Fluid		Water		
Glycol		--		
Flow, total	m3/h	10.5		
Flow through bundle	m3/h	10.5		
Inlet temperature	°C	90		
Outlet temperature	°C	83.4		
Cooling surface installed	m2	1.75		
Bundle pressure loss	bar	0.05		
Fouling reserve on surface	%	28		
Design / Test pressure	barg	3 / 5		
Volume boxcooler	ltr	9		
Connections		DN 50		
according		DIN 2576		

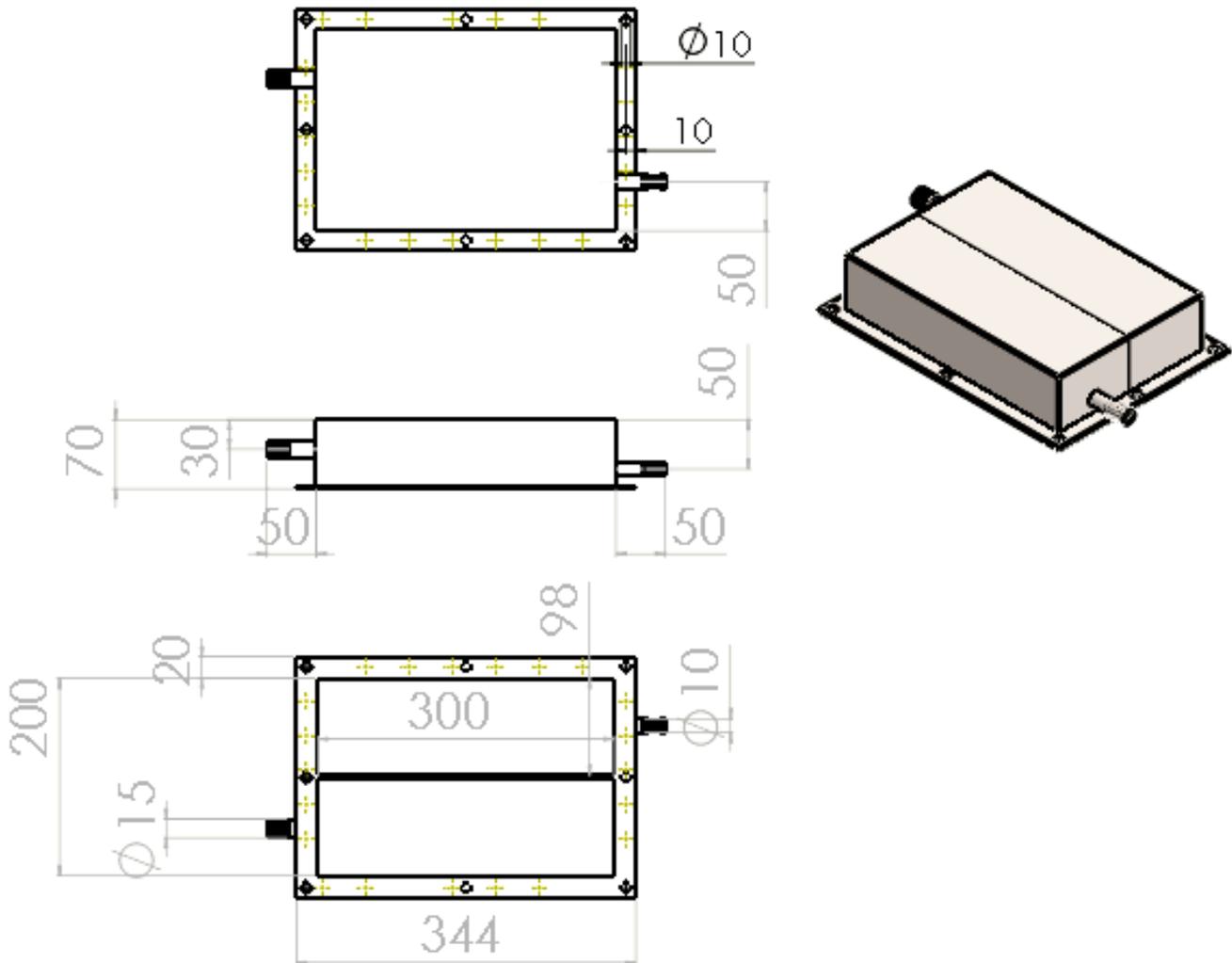
#### General

Bundle tubes	Al.brass 11.0 x 0.8 mm ( DIN 1785 )
Tubesheet	Muntzmetal
Coating	
Tube-tubesheet attachment	Roller-expanded
Support plate	Brass
Watercover	Steel
Weight, empty	50 kg
Drawing	20040593.11/S1710B00001
Design	Factory - Standard
Inspection	Factory - QA
Certificates	
Remarks	

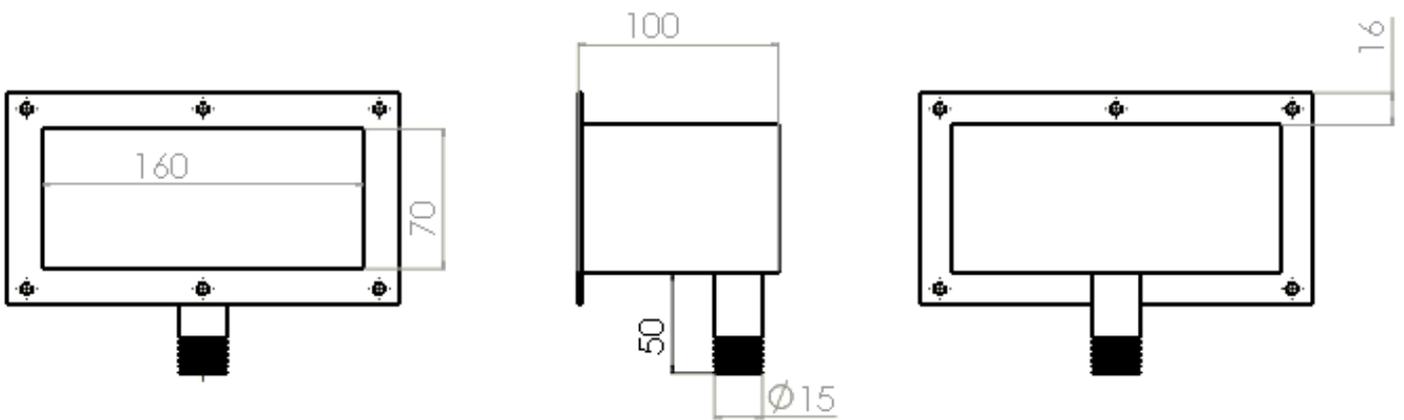
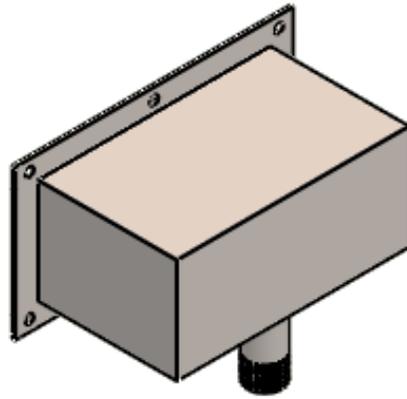


PLANOS DEL INTERCAMBIADOR MODELO  
Todas las medidas están en centímetros

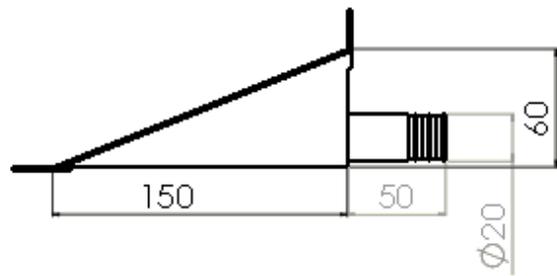
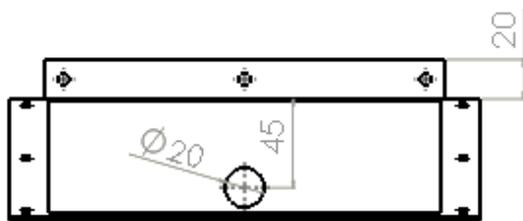
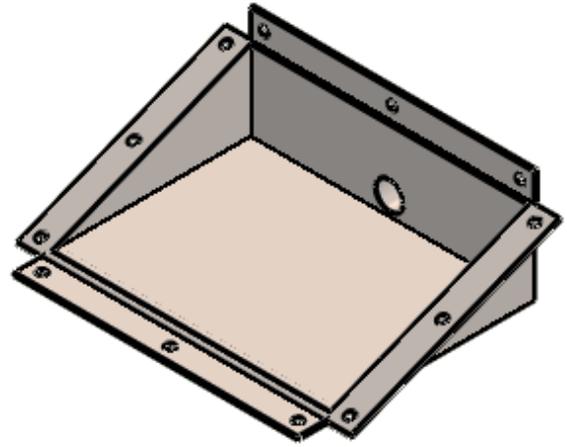
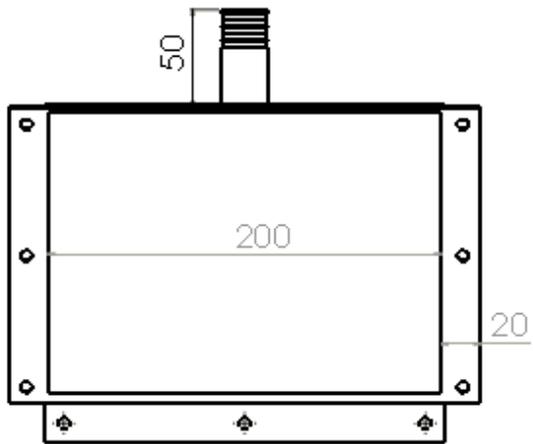
TAPA SUPERIOR



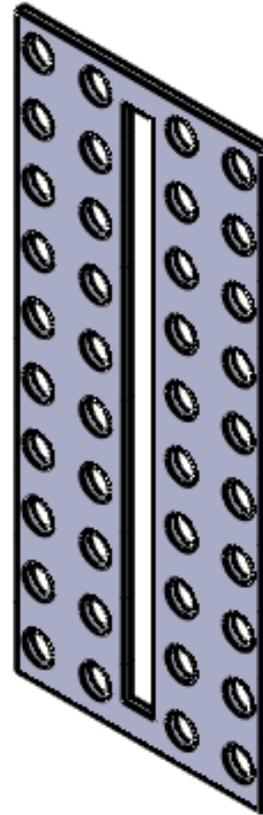
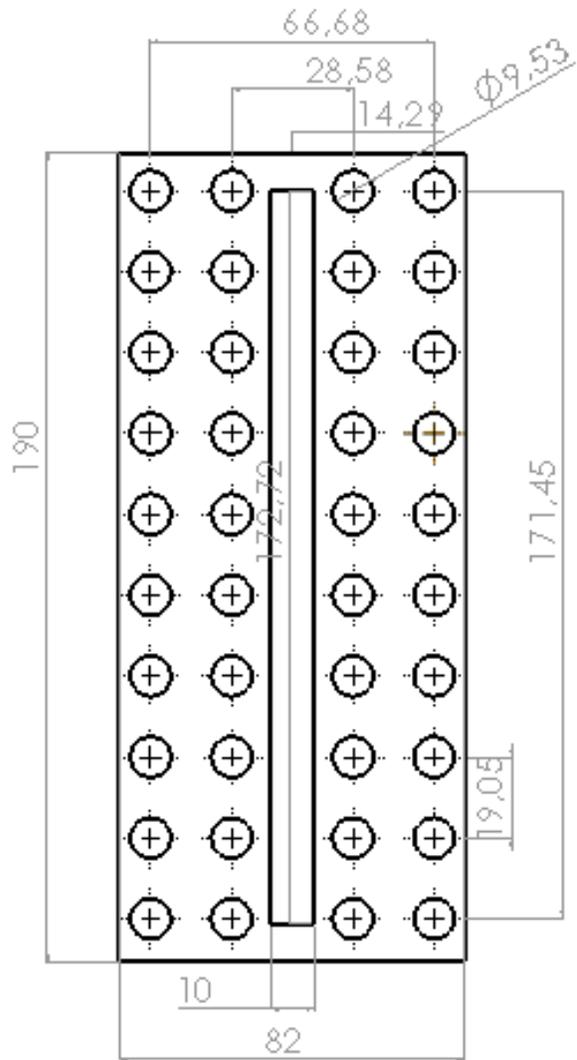
## TAPA DE SALIDA DEL AGUA



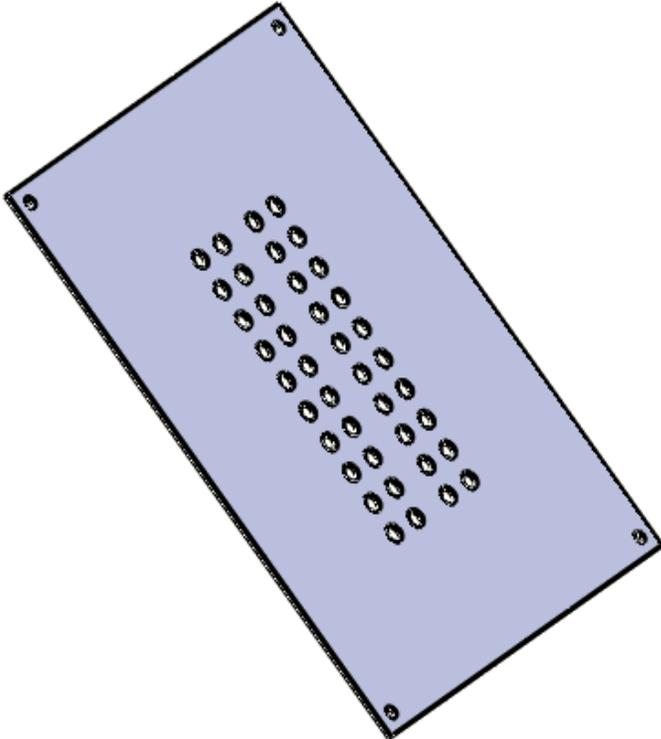
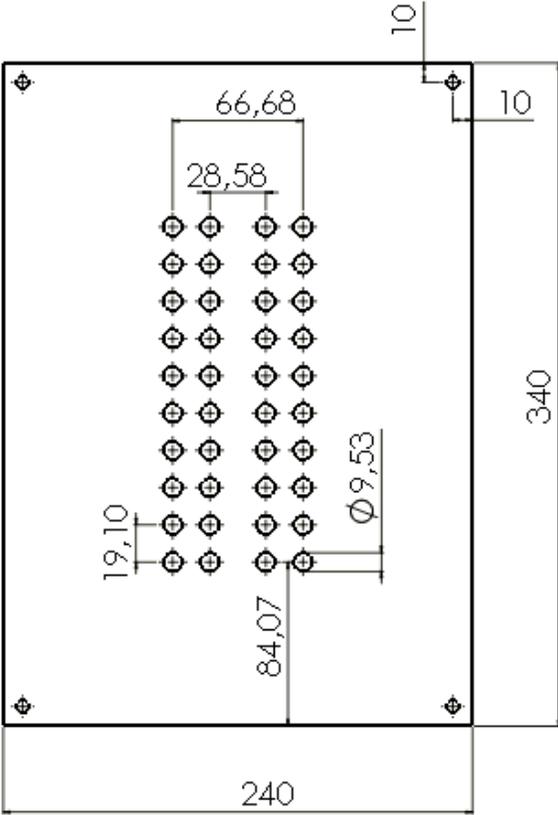
## TAPA DE ENTRADA DE AGUA



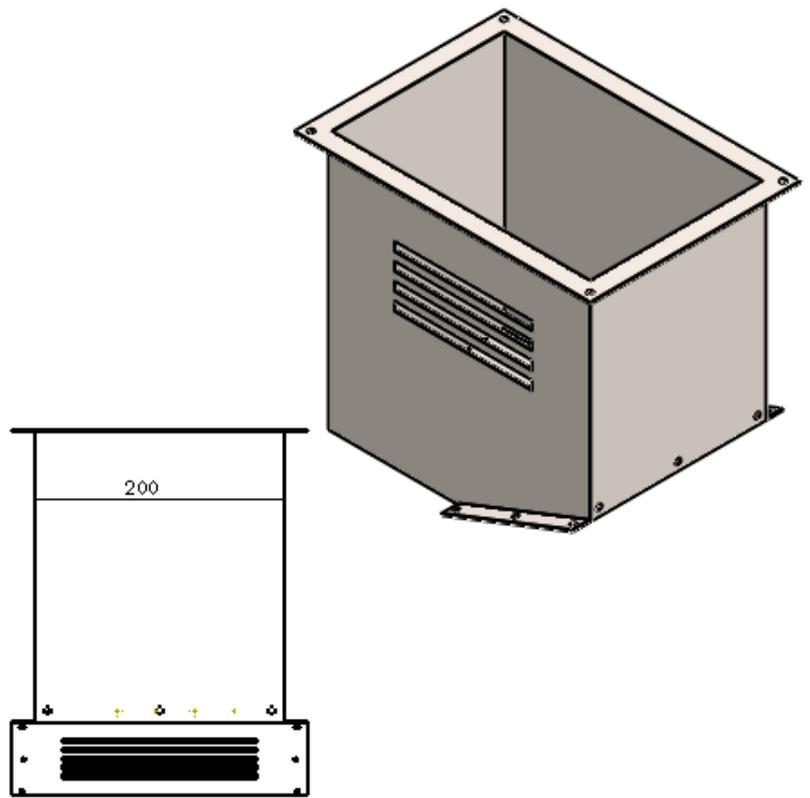
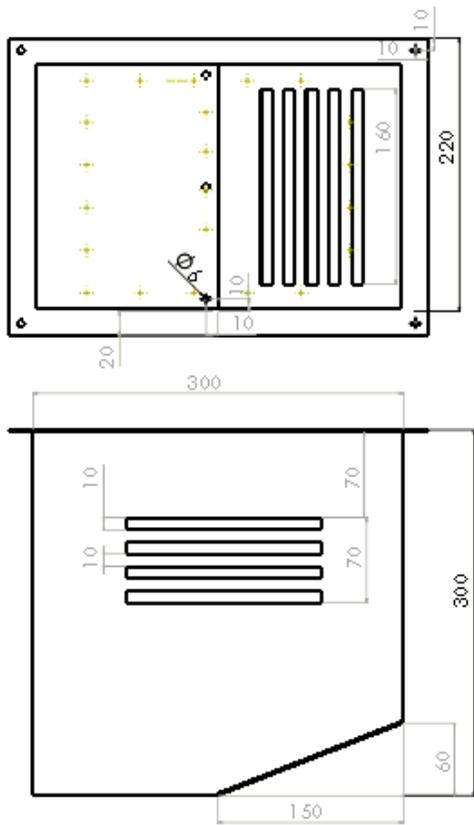
# PLACA SOPORTE DE LOS TUBOS



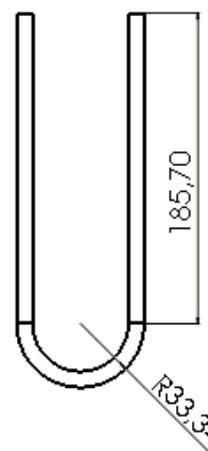
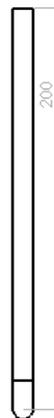
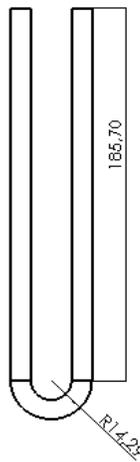
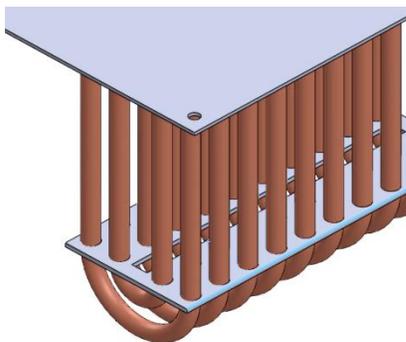
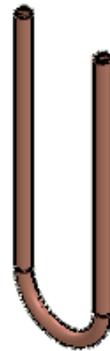
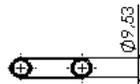
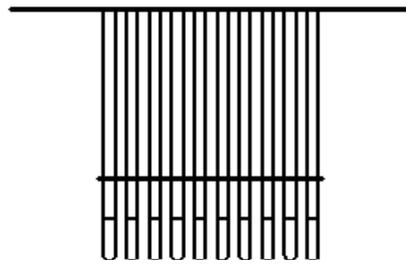
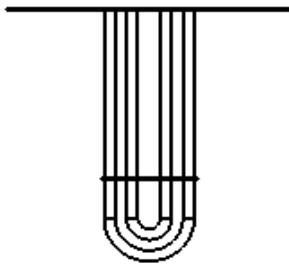
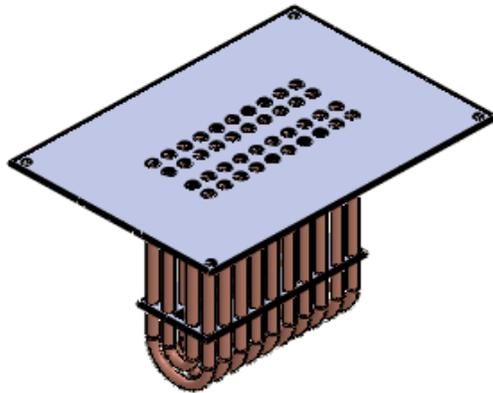
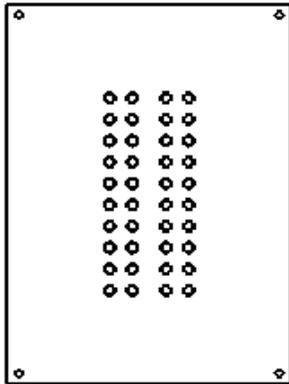
PLACA SOPORTE SUPERIOR DE LOS TUBOS



# CARCAZA



# HAZ DE TUBOS



## INTERCAMBIADOR BOXCOOLER

