

INSTITUTO TECNOLÓGICO DE TUXTLA GUTIÉRREZ

INFORME TÉCNICO DE  
RESIDENCIA PROFESIONAL

INGENIERÍA MECÁNICA

EMILIO DE LA CRUZ GUTIÉRREZ

**2013**

COMISIÓN FEDERAL DE ELECTRICIDAD



SECRETARÍA DE  
EDUCACIÓN PÚBLICA

SEP

# INSTITUTO TECNOLÓGICO DE TUXTLA GUTIÉRREZ



## INFORME TÉCNICO DE RESIDENCIA PROFESIONAL.



**CARRERA:  
INGENIERÍA MECÁNICA**

**PRESENTA:  
EMILIO DE LA CRUZ GUTIÉRREZ**

**PROYECTO:  
REDISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR  
PARA LA CHUMACERA COMBINADA DE LAS  
UNIDADES DE LA SEGUNDA ETAPA**

**ASESOR INTERNO:  
DR. CARLOS RÍOS ROJAS**

**ASESOR EXTERNO:  
ING. NESTOR JOAQUIN CRUZ**

**PERIODO DE REALIZACIÓN:  
ENERO-JUNIO 2013**

# ÍNDICE

1. Generalidades	01
1.1. Introducción	01
1.2. Justificación	02
1.3. Objetivos	03
1.4. Caracterización del área de trabajo	03
1.5. Problemas a resolver	06
1.6. Alcances y limitaciones	08
2. Fundamento teórico	09
2.1 Turbina	09
2.2 Turbinas Francis	09
2.3 Carcasa espiral	10
2.4 Rodete	11
2.5 Flecha	12
2.6 Servomotores	12
2.7 Regulación de velocidad de una Turbina Francis	12
2.8 Características generales chumacera de la turbina	14
2.8.1 Chumacera combinada de carga-guía	14
2.8.2 Condiciones de diseño	14
2.8.3 Chumacera guía	15
2.9 Termodinámica	15
2.10 Transferencia de calor	15
2.11 Transferencia de calor por convección	16
2.12 Conductividad térmica	17
2.13 Relaciones empíricas y prácticas para transferencia de calor por convección forzada	17
2.14 Números adimensionales	19
2.14.1 Numero de Reynolds	19
2.14.2 Numero de Nusselt	19
2.14.3 Numero de Prandtl	20
2.15 Intercambiadores de calor	21
2.16 Intercambiadores de calor de coraza y tubos	22
2.16.1 Tipos de intercambiadores de calor de coraza y tubos	22
2.16.2 Componentes de un intercambiador de calor	23
2.17 Diferencia de temperatura media logarítmica	23

3 Diseño mecánico.	28
3.1 Selección de materiales	28
3.1.1 Coraza	28
3.1.2 Tubos	28
3.1.3 Mamparas	29
3.1.4 Barras soporte y espaciadoras	29
3.1.5 Espejos	29
3.1.6 Canal	30
3.1.7 Tapas	30
3.1.8 Bidas	30
3.1.9 Boquillas	30
3.2 Dimensiones de algunas partes del intercambiador de calor	31
3.2.1 Coraza	31
3.2.2 Tubos	31
3.2.3 Mamparas	33
3.2.4 Barras soporte y espaciadoras	35
3.2.5 Pernos	35
4 Memoria de cálculo	36
4.1 Cálculo de las propiedades del aceite	36
4.2 Propiedades del agua a temperatura media	38
4.3 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor	38
4.4 Numero de Reynolds en el interior de los tubos	39
4.5 Coeficiente de transferencia de calor en el interior de los tubos	40
4.6 Coeficiente de transferencia de calor en el exterior de los tubos	40
4.7 Cálculo de diferencia media logarítmica (DTML)	43
4.8 Cálculo del factor F corrección de temperatura	43
4.9 Cálculo de la transferencia de calor total	44
Conclusión	45
Fuentes de información	46
Anexos	47

---



## 1. GENERALIDADES

### 1.1 INTRODUCCIÓN

En este proyecto asignado en la Central Hidroeléctrica Manuel Moreno Torres, se realizó los estudios pertinentes para resolver el problema del intercambiador de calor, se justificó el proyecto, se plantearon los objetivos y sus limitaciones ya que de ello nos basamos para realizar este proyecto.

Conoceremos acerca de las turbinas Francis y algunas de sus partes importantes, como lo son la carcasa espiral, el rodete, la flecha, los servomotores y la que nos interesa en este proyecto que es la chumacera combinada. De igual forma en este trabajo mencionare un poco sobre la termodinámica, la transferencia de calor ya que estos son los temas principales para realizar el análisis térmico, que es el principal objetivo de este proyecto. De igual forma conoceremos acerca del intercambiador de calor que es un equipo utilizado para enfriar un fluido que está más caliente de lo deseado, transfiriendo este calor a otro fluido que está frío y necesita ser calentado.

Se realizó el diseño mecánico del intercambiador de calor, calculando algunas de sus partes importantes, como son las dimensiones de la coraza, el tubo y las mamparas que estas partes son las esenciales para realizar el análisis de transferencia de calor que necesitamos para realizar el diseño del intercambiador de calor.

De acuerdo con algunos de los conceptos mencionados en los párrafos anteriores y con las dimensiones obtenidas del intercambiador se logró realizar los cálculos térmicos que se dará a conocer en este trabajo realizado.

## 1.2 JUSTIFICACIÓN

Una central hidroeléctrica es la encargada de generar, transmitir y distribuir la energía eléctrica producida por las turbomáquinas.

Para que una turbomáquina de este tipo pueda cumplir con sus funciones es sumamente importante que todas sus partes se encuentren en perfectas condiciones y proporcionando la máxima eficiencia posible.

Por lo mencionado, la chumacera combinada es una de las partes de la turbina más importantes con la que se cuenta, ya que ella es la que soporta el peso del eje y controlar el movimiento causado por las fuerzas desbalanceadas, fuerzas aerodinámicas y excitaciones externas de los sellos y acoples. Por lo cual es necesario que cuente con el adecuado y óptimo sistema de enfriamiento debido a que es uno de los factores primordiales que deben cuidarse.

Para el estudio de transferencia de calor es necesario conocer las temperaturas de entrada y salida tanto del aceite como la del agua. Para ello es necesaria una instrumentación adecuada para la toma de temperaturas del sistema de enfriamiento de la chumacera combinada.

Con el nuevo diseño del intercambiador de calor se pretenderá reducir aún más la temperatura de trabajo de la chumacera combinada para que tenga un mejor funcionamiento sin preocupación a un sobrecalentamiento.

## 1.3 OBJETIVOS

➤ **Objetivos generales:**

1. Seleccionar los componentes principales del intercambiador de calor.
2. Realizar los cálculos térmicos del intercambiador de calor.

➤ **Objetivos específicos:**

1. Entender las causas de la disminución de enfriamiento en la chumacera combinada de las unidades de la segunda etapa.
2. Prolongar la vida útil del sistema de enfriamiento en las unidades de la segunda etapa.

## 1.4 CARACTERIZACIÓN DEL ÁREA DE TRABAJO



Imagen 1.1. Fotografía de la cortina de la Central Hidroeléctrica Manuel Moreno Torres.

La Central Hidroeléctrica Manuel Moreno Torres Se encuentra en el estado de Chiapas localizado en el km. 40 de la carretera Tuxtla-Chicoasen.

Las coordenadas geográficas del sitio son:

- Latitud norte: 16° 36,5'.
- Longitud oeste: 93° 5,9'.



Fecha de inicio de la obra: 1974.

Fecha de terminación de la obra: 1980.

Magnitud de la obra: La presa tiene una capacidad de almacenamiento de 1,705 millones de m<sup>3</sup> de agua y una capacidad instalada de 2 400 MW

Ciente: Comisión Federal de Electricidad.

Empresa que realizó la obra: Ingenieros Civiles Asociados (ICA).

Participación de ICA en la obra: Participó en la construcción de la obra civil del proyecto ejecutando el camino de acceso, el túnel auxiliar de desvío, los dos túneles principales de desvío y la ataguía aguas arriba. También instaló los sistemas de tratamiento, conducción y distribución de todos los materiales que forman la cortina de enrocamiento.

Descripción de la obra: La Central Hidroeléctrica Chicoasén está sobre el río Grijalva, a la salida del Cañón del Sumidero, y forma parte del sistema de aprovechamiento hidroeléctrico del propio río. Es la segunda presa aguas arriba desde la desembocadura. Consta de una cortina de enrocamiento con una altura de 255 m y una longitud sobre la corona de 515 m.

Se eligió este tipo de cortina tomando en cuenta costo y riesgo sísmico. La obra de toma consiste en un canal de llamada para 8 bocatomas en rampa. Las conducciones a presión, de 6.20 m de diámetro, están revestidas con concreto y encamisadas en acero. La casa de máquinas se aloja en caverna y tiene 20.50 m de ancho, 199 m de largo y 43 m de altura.

Puede alojar hasta ocho unidades turbogeneradoras de 300 MW de capacidad cada una. Las primeras cinco con capacidad de 1 500 MW entraron en operación comercial entre los años 1980-1981, y para 2004 la capacidad de la central fue 2 400 MW. La obra de excedencia, sobre la margen izquierda, está formada por un canal de llamada que conduce hasta 15 000 m<sup>3</sup> de agua a través de 3 túneles de 15 m de diámetro y 1 300 m de longitud. Un punto a resaltar es que ICA llevó a cabo el proyecto, el diseño y la construcción del camino de acceso a la obra. La solución propuesta y realizada por ICA economizó, comparada con la alternativa que le seguía, 8 km de recorrido y 400 m de desnivel. El proyecto incluyó la perforación y estabilización del primer túnel carretero construido en el país con casi 900 m de longitud.



El departamento mecánico de la C. H. lo integra: el jefe de departamento, el auxiliar del departamento, una oficinista, un jefe de mantenimiento, dos técnicos superiores, un técnico, cinco auxiliares de mantenimiento, y ocho ayudantes técnicos. Se cuenta con una oficina y dos talleres en donde se lleva a cabo la administración y realización de los programas de mantenimiento de todas las unidades generadoras y equipos mecánicos.



Imagen 1.2. Organigrama del departamento mecánico.

## 1.5 PROBLEMAS A RESOLVER

La central hidroeléctrica Manuel Moreno Torres presenta problemas en los intercambiadores de calor del sistema de enfriamiento de la chumacera combinada de la segunda etapa debido al aumento de temperatura en el aceite (Mobil DTE Heavy Medium). Dicho aumento de temperatura en el aceite de la chumacera traerá como consecuencia, la pérdida de sus propiedades como son: aumento en su densidad y disminución en su viscosidad. Además, provocará daños en los elementos mecánicos que conforman a la chumacera como es el desgaste del metal babbitt que se encuentran en los segmentos.

El diseño del intercambiador dará nuevas alternativas de solución a este problema que presenta el dicho intercambiador ya que siguiendo las normas de fabricación será más eficiente.

Debido a que el actual intercambiador no cuenta con planos para diseñar el nuevo, con las medidas de las partes externas del intercambiador actual se tomará para realizar hacer el nuevo; el nuevo diseño contará con una longitud mayor a la actual y de esa forma el nuevo intercambiador tendrá mas área de flujo de enfriamiento que reducirá en gran medida la temperatura de trabajo del aceite lubricador de la chumacera combinada.



Imagen 1.3 Intercambiadores de calor de la chumacera combinada de las unidades de la segunda etapa.



Imagen 1.4 Haz de tubos del intercambiador de calor de la chumacera combinada de las unidades de la segunda etapa.

## 1.6 ALCANCES Y LIMITACIONES

### Alcances:

- Este proyecto de residencia será aplicado para todas las unidades de la segunda etapa de la Central Hidroeléctrica Manuel Moreno Torres, con el objetivo de mantener al aceite a una temperatura aceptable dentro de los márgenes establecidos de trabajo de la chumacera combinada.
- Además se describe el método y análisis de un intercambiador, a fin de evaluar el efecto de transferencia de calor entre el aceite de la chumacera y el agua de enfriamiento y poder incrementar así la disponibilidad de las unidades generadoras.

### Limitaciones:

- La información presente en este proyecto es exclusiva de la central Hidroeléctrica por motivos de seguridad.
- Este proyecto solo es aplicable para el intercambiador de calor de la chumacera combinada de las unidades de la segunda etapa.
- En el desarrollo de los cálculos se tuvo la dificultad de tomar la temperatura de pared del tubo serpentín por lo que se supuso la temperatura media del agua de enfriamiento.

## CAPÍTULO 2. FUNDAMENTO TEÓRICO

### 2.1 Turbina

Por turbina, se entiende todo dispositivo capaz de convertir en trabajo mecánico, la energía cinética presente en masas de agua, vapor o gas. En base a la anterior consideración, podemos decir que turbina hidráulica es la máquina destinada a transformar la energía hidráulica, de una corriente o salto de agua, en energía mecánica. Por lo tanto, toda turbina convierte la energía del agua, manifestada bien en su forma de presión (energía potencial o de posición) como en la de velocidad (energía cinética), en el trabajo mecánico existente en un eje de rotación.

### 2.2 Turbinas Francis

Son conocidas como turbinas de sobrepresión por ser variable la presión en las zonas del rodete, o de admisión total ya que éste se encuentra sometido a la influencia directa del agua en toda su periferia. El campo de aplicación es muy extenso, y dado el avance tecnológico conseguido en la construcción de este tipo de turbinas. Pueden emplearse en saltos de distintas alturas dentro de una amplia gama de caudales

Consideraremos la siguiente clasificación, en función de la velocidad específica del rodete, cuyo número de revoluciones por minuto depende de las características del salto:

- Turbina Francis lenta. Para saltos de gran altura (alrededor de 200 m o más).
- Turbina Francis normal. Indicada en saltos de altura media (entre 20 y 200 m)
- Turbinas Francis rápidas. Apropriadas a saltos de pequeña altura (inferiores a 20 m).

Las turbinas Francis, son de rendimiento óptimo, pero solamente entre unos determinados márgenes (para 60% y 100% del caudal máximo), siendo una de las razones por la que se disponen varias unidades en cada central, al objeto de que ninguna trabaje individualmente por debajo de valores del 60 % de la carga total. Las turbinas Francis pueden ser instaladas con el eje en posición horizontal o vertical, siendo esta última disposición la más generalizada por estar ampliamente experimentada.

Las turbinas de reacción son usadas en centrales de mediana o baja caída y algunas operan con el rodete totalmente inundado y la forma en que se produce el par motriz se explica a continuación:

En esta turbina el agua entra desde una carcasa espiral a una velocidad relativamente baja, pasa a través de la paletas fijas del antedistribuidor y de los alabes móviles del distribuidor y fluye a través del rodete descarando al tubo de aspiración conectado con el desfogue. Todos los pasajes de agua están completamente llenos con agua, la cual actúa sobre toda la circunferencia del rodete. Solo una parte de la potencia se deriva de una acción dinámica debido a la velocidad del agua y la otra gran parte es obtenida de a diferencia de presión actuando sobre el frente y detrás de los alabes del rodete.

El agua sale del rodete a baja presión pero lleva una considerable velocidad y esa energía cinética recuperada por efecto del tubo de aspiración aporta el efecto de reacción, mismo que es aprovechado por el rodete.

### **2.3 Carcasa espiral**

Está constituida por la unión sucesiva de una serie de placas de acero en forma de virolas tronco-cónicas. Esta disposición se conoce como el caracol de la turbina, en el que, debido a su diseño, se consigue que el agua circule con velocidad aparentemente constante y sin formar torbellinos, evitándose pérdidas de carga. Distribuye las aguas que llegan de la tubería de presión, alrededor del antedistribuidor (formado por paletas fijas como se observa en la imagen de abajo) y que sirven para dirigir el agua hacia el rodete, pasando primero por las paletas móviles o reguladores.





Imagen 2.1. Fotografía de una carcasa espiral.

## 2.4 Rodete

El rodete es la pieza que condiciona la eficiencia de la turbina es de construcción mecano-soldado en acero inoxidable:

- Diámetro de salida 4540 mm
- Número de alabes 13
- Sentido de giro A derecha (sentido horario)
- Masa 54 000 kg
- Velocidad de rotación al sincronismo 180 rpm
- Embalamiento máximo 332 rpm
- Sobre velocidad máxima 256 rpm
- Corona ASTM 743 CA 6 NM
- Álabes ASTM 743 CA 6 NM

## 2.5 Flecha

La flecha transmite el movimiento desde la rueda motriz o rodete de la turbina hasta el rotor del generador. Está construida de acero forjado y lleva el muñón de contacto para la chumacera guía; en la parte inferior lleva unos barrenos que sirven para inyectarle aire al interior del tubo de aspiración o succión.

La flecha es realizada en acero al carbono forjado y con bridas en las dos extremidades. El acero empleado es el ASTM A 668 clase E nivel B.

- Diámetro nominal 1200 mm
- Diámetro interna 300 mm

- Masa

62200 kg

## 2.6 Servomotores

Normalmente son dos cilindros hidráulicos de gran tamaño, cada uno de los cuales, accionado por aceite a presión según órdenes recibidas del regulador, desplaza una gran biela, en sentido inverso una respecto de la otra, a modo de brazos de un par de fuerzas, proporcionando un movimiento de giro alternativo a un aro móvil, llamado anillo de mando o volante de distribución, concéntrico con el eje de la turbina.

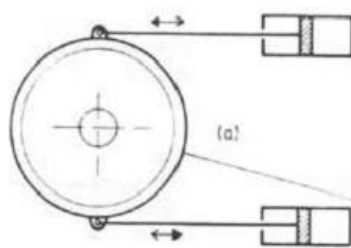


Imagen 2.2. Representación y fotografía de los servomotores.

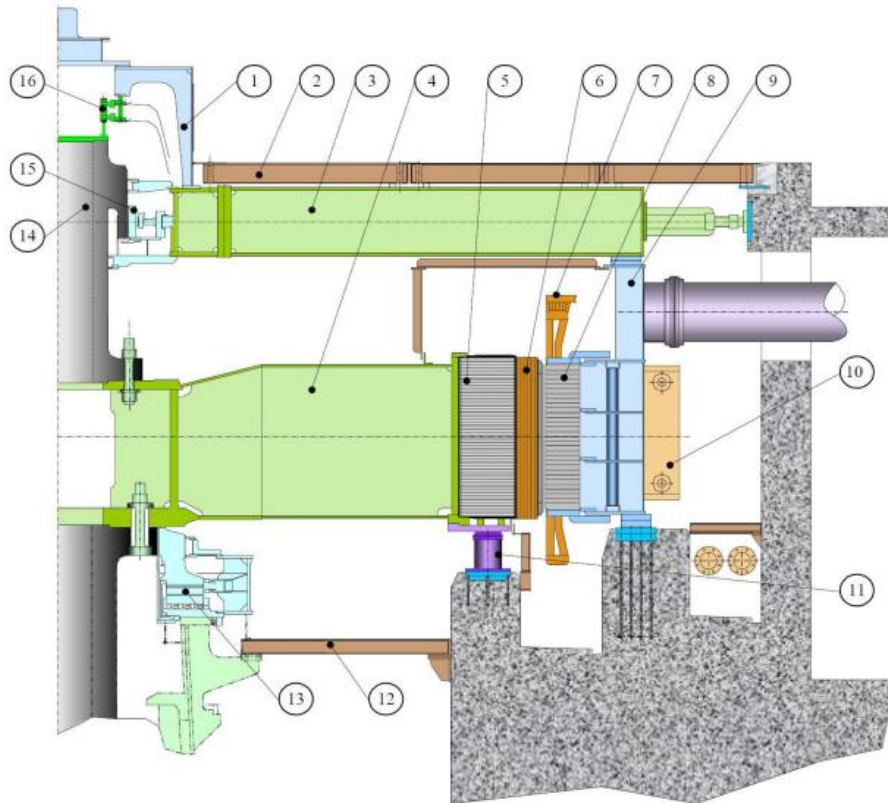
## 2.7 Regulación de velocidad de una Turbina Francis

Interpretamos por regulación el proceso mediante el cual se mantiene constante una magnitud o condición definida aunque varíen determinados factores como pueden ser la carga solicitada a un grupo de tensión de línea, la temperatura de una mezcla, etc.

En el caso concreto que nos ocupa, la magnitud, objeto de la regulación es la velocidad o número de revoluciones por minuto que ha de girar el rodete de la turbina, con el fin de que, por medio del eje se transmita el giro uniforme que debe de existir y mantenerse entre dicho rodete y el rotor del alternador.

Cuando se produce una variación en la carga solicitada al grupo, es decir, según aumente o disminuya el par resistente que actúa sobre la turbina, esta tenderá respectivamente a reducir o aumentar el número de revoluciones con que estuviese en funcionamiento normal antes de producirse la variación de carga. En tales condiciones, el funcionamiento de la turbina sería totalmente inestable. Llegando a pararse al aumentar la carga y a embalsarse cuando ésta disminuyera.





- |                        |   |
|------------------------|---|
| 1. Tope de maquina     | 9. Carcasa del estator                            |
| 2. Cubierta superior   | 10. Enfriador de aire                             |
| 3. Cruceta superior    | 11. Gato de freno de izaje                        |
| 4. Estrella del rotor  | 12. Cubierta inferior                             |
| 5. Llanta del rotor    | 13. Cojinete de empuje                            |
| 6. Polo del rotor      | 14. Eje   |
| 7. Bobinado estatorico | 15. Cojinete guía                                 |
| 8. Núcleo estatorico   | 16. Anillo colector y dispositivo porta escobilla |

Imagen 2.3. Diagrama de los componentes de una Turbina Francis

Podemos llegar a establecer una comparación, con el comportamiento del motor de un automóvil en el que, al subir o bajar fuertes pendientes, solamente le funcionase la «directa» de su caja de cambios y, el acelerador, se mantuviese en el punto fijo conveniente a su marcha normal sobre terreno llano. Es obvio que, durante los sucesivos ascensos y descensos, el motor tendería, respectivamente, a reducir y aumentar el número de revoluciones, llegándose a parar o embalsarse según la magnitud de dichas pendientes.

Dado que en la realidad las cargas solicitadas varían constantemente, es necesario adaptar el trabajo motor al resistente, y esto se consigue graduando adecuadamente el paso de agua hacia el rodete. Al regular el caudal de agua preciso para cada valor de carga en cada instante se dispondrá de la potencia requerida

debiéndose obtener al mismo tiempo el número de revoluciones de funcionamiento normal de la turbina.

## **2.8 Características generales chumacera de la turbina hidráulica**

### **2.8.1 Chumacera combinada de carga-guía**

La chumacera combinada es el conjunto formado por una chumacera de carga, y una chumacera guía que conforman el elemento mecánico que soporta el peso de las cargas de todas las partes giratorias de la maquina, incluyendo el empuje hidráulico, y que permite el giro de la flecha a las velocidades requeridas, absorbiendo las fuerzas axiales y radiales de la flecha común al grupo turbina-generador.

### **2.8.2 Condiciones de diseño**

La chumacera de carga debe satisfacer los requerimientos de resistencia mecánica, para soportar el peso de las masas rotatorias de la turbina, del generador y de los demás equipos. Asimismo, la chumacera guía debe mantener el alineamiento de la flecha, evitando los desbalances mecánicos, magnéticos, e hidráulicos que se presentan durante la operación normal, o en condiciones extraordinarias.

El diseño en general incluyendo materiales, procesos de fabricación, montaje, funcionamiento, etc., deben garantizar su durabilidad y eficiencia, adicionalmente deben considerarse las normas, así como las características específicas del arreglo, diseño y condiciones de funcionamiento del grupo turbina-generador, por lo que deben tomar en consideración, las especificaciones técnicas de la turbina y del generador, y que en conjunto cumplan con los requerimientos propios de un sistema integral para su correcta operación, funcionamiento y eficiencia.

Para el cálculo de la capacidad de la chumacera de carga, el fabricante debe considerar la masa de los elementos rotatorios de la turbina y del generador, así como los componentes axial de empuje hidráulico máximo, cuando esto se requiera.

El diseño de la chumacera de carga debe ser similar a sistemas ya probados y de los cuales se tenga experiencia en instalaciones que se encuentren en operación, y

que observen buenos resultados, utilizando preferentemente el tipo kingsburry o de camas hidráulicas.

La chumacera combinada de carga-guía debe instalarse, preferentemente en la parte baja del rotor del generador, y se debe diseñar para operar sin dañarse, por lo menos durante 30 minutos a la velocidad de desboque, o a una velocidad menor al 50% de la nominal; durante 15 minutos a la velocidad nominal sin circulación de agua de enfriamiento, tomando como base la temperatura del aceite, bajo cualquier condición de operación.

### **2.8.3 Chumacera Guía**

La chumacera guía es el conjunto formado por segmentos verticales que conforman el elemento mecánico que permite el giro de la flecha, soportando las cargas radiales producidas por el grupo turbina-generador, y que son transmitidas por la llamada flecha.

## **2.9 Termodinámica**

La termodinámica es una ciencia y una de las herramientas más importantes en la ingeniería, ya que se encarga de describir los procesos que implican cambios en temperatura, la transformación de la energía y las relaciones entre el calor y el trabajo.

### **2.10 Transferencia de calor**

Es el proceso por el que se intercambia energía en forma de calor entre distintos cuerpos, o entre diferentes partes de un mismo cuerpo que están a distintas temperaturas. El calor se transfiere mediante convección, radiación o conducción. Aunque estos tres procesos pueden tener lugar simultáneamente, puede ocurrir que uno de los mecanismos predomine sobre los otros dos.

### **2.11 Transferencia de calor por convección**

La convección es el mecanismo de transferencia de calor por movimiento de masa o circulación dentro de la sustancia. Puede ser natural, producida solo por las diferencias de densidades de la materia; o forzada, cuando la materia es obligada a moverse de un lugar a otro, por ejemplo el aire con un ventilador o el agua con una

bomba. Sólo se produce en líquidos y gases donde los átomos y moléculas son libres de moverse en el medio.

En la naturaleza, la mayor parte del calor ganado por la atmósfera por conducción y radiación cerca de la superficie, es transportado a otras capas o niveles de la atmósfera por convección.

Un modelo de transferencia de calor  $Q_h$  por convección, llamado ley de enfriamiento de Newton, es el siguiente:

$$Q_h = h A (T_a - T) \tag{2.1}$$

Donde  $h$  es el coeficiente de transferencia de calor por convección, en  $W/m^2 K$ ;  $A$  es la superficie que entrega calor con una temperatura  $T_a$  al fluido adyacente que se encuentra a una temperatura  $T$ , como se muestra en el esquema de la Figura 2.4.

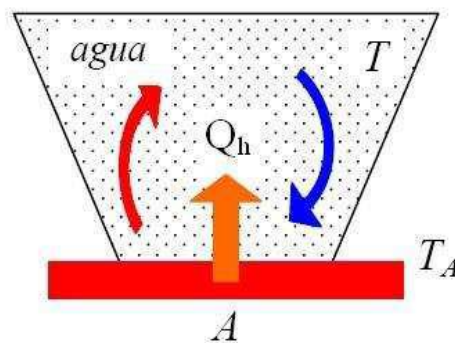


Figura. 2.4 Proceso de convección

El flujo de calor por convección es positivo ( $Q_h > 0$ ) si el calor se transfiere desde la superficie de área  $A$  al fluido ( $T_a > T$ ) y negativo si el calor se transfiere desde el fluido hacia la superficie ( $T_a < T$ ).

La resistencia térmica por convección se evalúa con la siguiente ecuación:

$$R = \frac{1}{hA} \tag{2.2}$$

## 2.12 Conductividad térmica

La conductividad térmica es una propiedad intrínseca de los materiales que valora la capacidad de conducir el calor a través de ellos. El valor de la conductividad varía en función de la temperatura a la que se encuentra la sustancia, por lo que pueden hacerse las mediciones a 300 K con el objeto de poder comparar unos elementos con otros.

Coeficiente $k$ para diversos materiales $\frac{W}{m \cdot ^\circ C}$					
Material	$k$	Material	$k$	Material	$K$
Acero	47-58	Corcho	0.04-0.30	Mercurio	83.7
Agua	0.58	Estaño	64.0	Mica	0.35
Aire	0.02	Fibra de vidrio	0.03-0.07	Níquel	52.3
Alcohol	0.16	Glicerina	0.29	Oro	308.2
Alpaca	29.1	Hierro	1.7	Parafina	0.21
Aluminio	209.3	Ladrillo	0.80	Plata	406.1-418.7
Amianto	0.04	Ladrillo refractario	0.47-1.05	Plomo	35.0
Bronce	116-186	Latón	81-116	Vidrio	0.6-1.0
Cinc	106-140	Litio	301.2		
Cobre	372.1-35.2	Madera	0.13		

Tabla 2.1 Conducción térmica de algunos materiales

La conductividad térmica se expresa en el sistema internacional  $W/(m \cdot ^\circ C)$ , y en el sistema inglés  $Btu/(h \cdot ft \cdot ^\circ F)$ .

## 2.15 Relaciones empíricas y prácticas para transferencia de calor por Convección forzada

Los resultados de datos experimentales se expresan en forma de fórmulas empíricas o gráficas, de manera que puedan utilizarse con un máximo de carácter general. Es en este proceso que se intentan generalizar los resultados de nuestros propios experimentos en la forma de una correlación empírica, donde se encuentran las dificultades.

Si existe una solución analítica para un problema similar, la correlación de datos es mucho más fácil, ya que podemos suponer la forma funcional de los resultados, y en consecuencia, utilizar los datos experimentales para obtener valores de constantes o exponentes de algunos parámetros significativos, tales como los números de Reynolds o de Prandtl.

Si no existe una solución analítica para un problema similar, la persona deberá recurrir a la intuición, basándose en la comprensión física del problema o a deducciones perspicaces, que tal vez pueda inferir de las ecuaciones diferenciales de los procesos de flujo basadas en estimadas dimensionales o de orden de magnitud.

Una técnica convencional que se usa en la correlación de datos experimentales es el análisis dimensional, en el que se deducen grupos adimensionales adecuados, tales como los números de Reynolds y Prandtl, a partir de consideraciones exclusivamente dimensionales y funcionales. Por supuesto, existe la suposición de similitud de campo de flujo y perfil de temperatura, para superficies de calentamiento geoméricamente similares.

En general, la aplicación del análisis dimensional a cualquier problema es difícil en extremo cuando no existe algún otro tipo de solución analítica previa. El objetivo del estudio anterior es señalar la necesidad de aplicar un razonamiento físico intuitivo a un problema difícil y hacer notar la ventaja obvia que representa utilizar cualquier y toda información que exista.

Cuando se presenta el problema de correlación de datos experimentales para una situación sin resolución previa, con frecuencia se deben adoptar métodos tortuosos para realizar la tarea. Para algunos casos especiales se han obtenido correlaciones empíricas. Para tubos pulidos con flujo turbulento completamente desarrollados, Dittus y Boelter recomiendan la siguiente relación.

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^n \tag{2.3}$$

Las propiedades que aparecen en esta ecuación se evalúan con el valor medio de la temperatura promedio del fluido, y el exponente  $n$  tiene los valores siguientes.

$$n \begin{cases} 0.4 & \text{para calentar el fluido.} \\ 0.3 & \text{para enfriar el fluido.} \end{cases}$$

## 2.14 Números adimensionales

### 2.14.1 Número de Reynolds

El número de Reynolds es un número adimensional utilizado en mecánica de fluidos, diseño de reactores y fenómenos de transporte para caracterizar el movimiento de un fluido. Como todo número adimensional es un cociente, una comparación. En este caso es la relación entre los términos convectivos y los términos viscosos de las ecuaciones de Navier-Stokes que gobiernan el movimiento de los fluidos.

Además el número de Reynolds permite predecir el carácter turbulento o laminar en ciertos casos. Así por ejemplo en conductos si el número de Reynolds es menor de 2 000 el flujo será laminar y si es mayor de 4000 el flujo será turbulento. Este número recibe su nombre en honor de Osborne Reynolds (1842-1912), quien lo describió en 1883. Viene dado por la siguiente ecuación:

$$Re = \frac{\rho u_s d_i}{\mu} = \frac{v d_i}{\nu} \quad (2.4)$$

Donde  $\rho$  es la densidad del fluido,  $u_s$  es la velocidad característica del fluido,  $d_i$  es el diámetro de la tubería a través de la cual circula el fluido,  $\mu$  es la viscosidad dinámica y  $\nu$  es la viscosidad cinemática del fluido.

### 2.14.2 Número de Nusselt

El número de Nusselt que representa la relación que existe entre el calor transferido por convección a través del fluido y el que se transferiría si solo existiese conducción. Se compara una capa de fluido de espesor  $L$  con sus superficies a diferentes temperaturas  $T_1$  y  $T_2$  como se muestra en la figura:

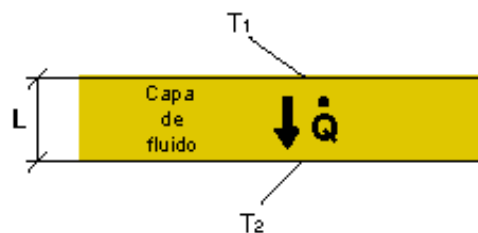


Imagen 2.5 Flujo de fluidos en tubos.

El flujo de calor debido a la convección es:

$$\dot{q}_{conv} = h\Delta T \quad (2.5)$$

Mientras que el flujo de calor si solo existiera conducción sería:

$$\dot{q}_{conv} = k \frac{\Delta T}{L} \quad (2.6)$$

Dividiendo ambas expresiones tenemos:

$$\frac{h\Delta T}{k \frac{\Delta T}{L}} = \frac{hL}{k} = Nu \quad (2.7)$$

En general:

$$Nu = \frac{hL_c}{k} \quad (2.8)$$

Donde  $L_c$  es la longitud característica.

Para un tubo circular, el número de Nusselt es determinado a partir de la ecuación:

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (2.9)$$

Donde  $D$  es el diámetro interior del tubo y  $k$  la conductividad térmica del material.

### 2.14.3 Número de Prandtl

Representa la relación que existe entre la difusividad molecular de la cantidad de movimiento y la difusividad molecular del calor o entre el espesor de la capa límite de velocidad y la capa límite térmica.

$$Pr = \frac{\text{Difusividad molecular de a cantidad de movimiento}}{\text{Difusividad molecular del calor}} = \frac{u}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{k} \quad (2.10)$$



El número de Prandtl va desde menos de 0.01 para los metales líquidos hasta más de 100 000 para los aceites pesados. El  $Pr$  es del orden de 10 para el agua. Los valores del número de Prandtl para los gases son de alrededor de 1, lo que indica que tanto la cantidad de movimiento como de calor se difunden por el fluido a una velocidad similar.

El calor se difunde con mucha rapidez en los metales líquidos ( $Pr \ll 1$ ) y con mucha lentitud en los aceites ( $Pr \gg 1$ ) en relación con la cantidad de movimiento. El número de Prandtl se emplea tanto en convección forzada como natural.

## 2.15 Intercambiadores de calor

En los sistemas mecánicos, químicos, nucleares y otros, ocurre que el calor debe ser transferido de un lugar a otro, o bien, de un fluido a otro. Los intercambiadores de calor son los dispositivos que permiten realizar dicha tarea. Un entendimiento básico de los componentes mecánicos de los intercambiadores de calor es necesario para comprender cómo estos funcionan y operan para un adecuado desempeño.

El objetivo de esta sección es presentar los intercambiadores de calor como dispositivos que permiten remover calor de un punto a otro de manera específica en una determinada aplicación. Se presentan los tipos de intercambiadores de calor en función del flujo: flujo paralelo; contraflujo; flujo cruzado. Además se analizan los tipos de intercambiadores de calor con base en su construcción: tubo y carcaza; placas, y se comparan estos.

Como hemos mencionado, un intercambiador de calor es un componente que permite la transferencia de calor de un fluido (líquido o gas) a otro fluido. Entre las principales razones por las que se utilizan los intercambiadores de calor se encuentran las siguientes:

- Calentar un fluido frío mediante un fluido con mayor temperatura.
- Reducir la temperatura de un fluido mediante un fluido con menor temperatura.
- Llevar al punto de ebullición a un fluido mediante un fluido con mayor temperatura.
- Condensar un fluido en estado gaseoso por medio de un fluido frío.
- Llevar al punto de ebullición a un fluido mientras se condensa un fluido gaseoso con mayor temperatura.

## 2.16 Intercambiadores de calor de coraza y tubos

Cuando se requieren grandes superficies de transferencia de calor, para satisfacer las demandas industriales, aquéllas pueden ser obtenidas más eficientemente por medio de intercambiadores de calor de coraza y tubos.

Todos los elementos que entran en la construcción de los intercambiadores, han sido objeto de una normalización publicada por T.E.M.A (Estándar of Tubular Exchanger Manufacturers Association), que especifica las características mecánicas y térmicas correspondientes a las diversas condiciones de funcionamiento.

### 2.16.1 Tipos de intercambiadores de calor de coraza y tubos

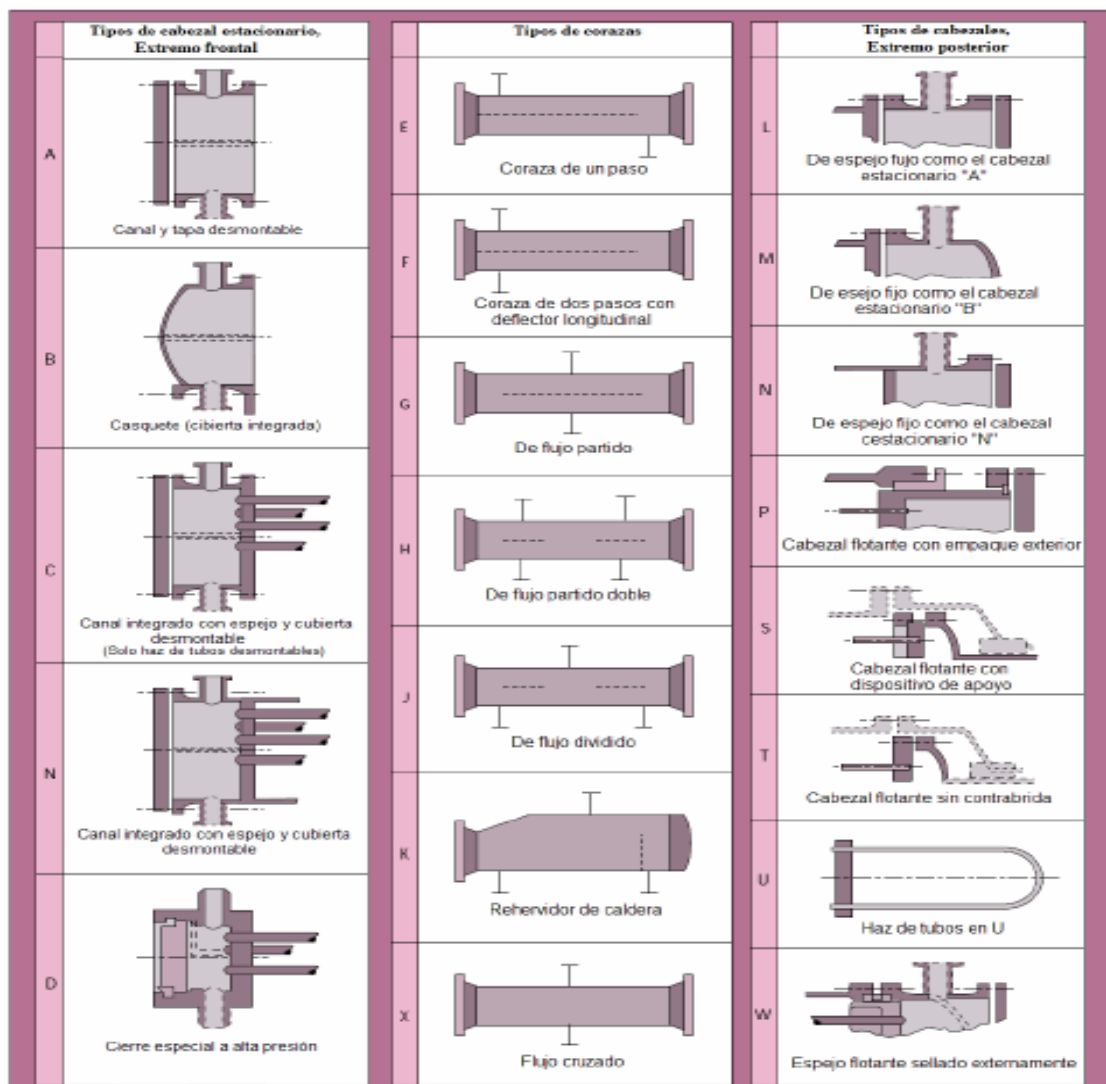


Imagen 2.6 tipos de intercambiadores de calor de tubo y coraza.

## 2.16.2 Componentes de un intercambiador de calor de tubo y coraza

Los principales componentes del intercambiador de calor son:

- La coraza, es cilíndrica, horizontal, la cual contiene al arreglo de tubos.
- Los tubos, son lisos y están unidos a los espejos.
- Los espejos, son placas redondas barrenadas, las cuales soportan a los tubos y a las mamparas.
- Las mamparas son también placas delgadas barrenadas, las cuales sirven para soportar a los tubos y dirigir al flujo en la coraza.
- Las barras de soporte y espaciadoras, son las cuales dan soporte a las mamparas y mantienen la distancia entre ellas evitando un mal desempeño térmico en e intercambiador de calor o daño de los tubos por pandeo o vibración.
- Cabezales.
- Canal.
- Tapas.
- Bidas.
- Boquillas.

## 2.17 Diferencia de temperatura media logarítmica

Los fluidos pueden circular ya sea en flujo paralelo o a contracorriente. Se propone calcular la transferencia de calor con la siguiente ecuación.

$$q = UA\Delta T_m \quad (2.11)$$

Donde  $U$  es el coeficiente de transferencia de calor total,  $A$  es el área para transferencia de calor compatible con la definición de  $U$  y  $\Delta T_m$  es la diferencia de temperatura media adecuada a través del intercambiador de calor.

Un examen de la imagen 2.15 muestra que la diferencia de temperatura entre los fluidos caliente y frío varía entre la entrada y salida, y debemos determinar el valor promedio que se usaría en la ecuación 2.14. Para el cambiador de calor de flujo paralelo que se ve en la imagen 2.15b, el calor transferido a través de un elemento de área  $dA$  puede escribirse como:

$$dq = -\dot{m}_h C_h dT_h = \dot{m}_c C_c dT_c \quad (2.12)$$

Donde los subíndices  $h$  y  $c$  designan, respectivamente, los fluidos calientes y frío. La transferencia de calor también podría expresarse como:

$$dq = U(T_h - T_c)dA \quad (2.13)$$

De la ecuación 2.16.

$$dT_h = \frac{-dq}{\dot{m}_h C_h} \quad (2.14)$$

$$dT_c = \frac{-dq}{\dot{m}_c C_c} \quad (2.15)$$

En donde  $m$  representa la rapidez de flujo en masa y  $c$  es el calor específico del fluido.

Por tanto:

$$dT_h - dT_c = d(T_h - T_c) = -dq \left( \frac{1}{\dot{m}_h C_h} + \frac{1}{\dot{m}_c C_c} \right) \quad (2.16)$$

Resolviendo para  $dq$  de la ecuación 2.17 y sustituyendo en la ecuación 2.20 se obtiene:

$$\frac{d(T_h - T_c)}{T_h - T_c} = -U \left( \frac{1}{\dot{m}_h C_h} + \frac{1}{\dot{m}_c C_c} \right) dA \quad (2.17)$$

Esta ecuación diferencial puede integrarse ahora entre las condiciones 1 y 2 tal como se indica en la figura. El resultado es:

$$\ln \frac{T_2 - t_2}{T_1 - t_1} = -UA \left( \frac{1}{\dot{m}_h C_h} + \frac{1}{\dot{m}_c C_c} \right) \quad (2.18)$$

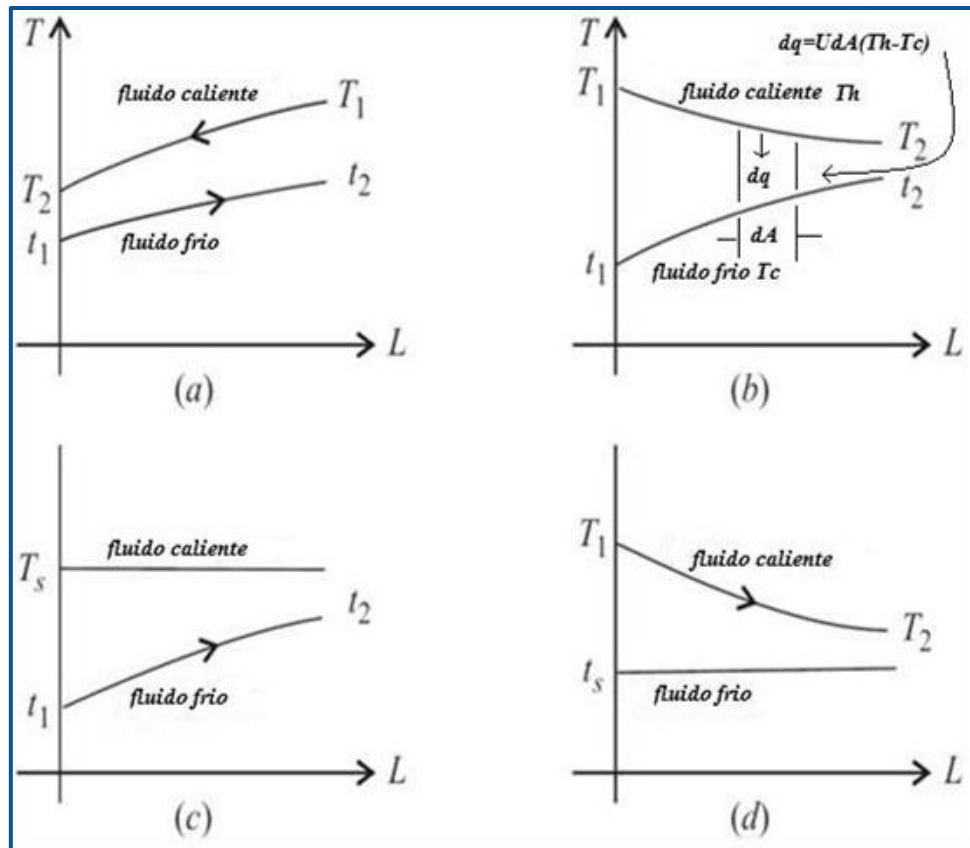


Imagen 2.7 Cuatro arreglos básicos para los cuales la diferencia de temperatura media logarítmica se puede encontrar. (a) contraflujo; (b) flujo paralelo; (c) fuente con temperatura constante y receptor con incremento de temperatura; (d) temperatura constante en el receptor y fuente con temperatura en decremento.

Regresando a la ecuación 2.16, los productos  $\dot{m}_c C_c$  y  $\dot{m}_h C_h$  pueden expresarse en términos de la transferencia de calor total  $\dot{q}$  y las diferencias de temperatura totales de los fluidos caliente y frío, así:

$$m_h C_h = \frac{q}{T_1 - T_2} \quad (2.19)$$

$$m_c C_c = \frac{q}{t_1 - t_2} \quad (2.20)$$

Sustituyendo estas relaciones en la ecuación 2.21, obtenemos:

$$q = UA \frac{(T_1 - t_1)(T_2 - t_2)}{\ln[(T_1 - t_1)(T_2 - t_2)]} \quad (2.21)$$

Comparando la ecuación 2.24 con la ecuación 2.15, vemos que la diferencia de la temperatura media es el agrupamiento de términos entre corchetes, por lo tanto:

- Para el intercambiador de contraflujo, donde los fluidos fluyen en sentidos contrarios a través del intercambiador imagen 2.15a:

$$\Delta T_m = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln[(T_1 - t_2)/(T_2 - t_1)]} \quad (2.22)$$

- Para el intercambiador de flujo paralelo, donde los fluidos fluyen en el mismo sentido a través del intercambiador imagen 2.15b:

$$\Delta T_m = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln[(T_1 - t_1)/(T_2 - t_2)]} \quad (2.23)$$

- Para el intercambiador que tiene temperatura constante,  $T_s = T_1 = T_2$ , y la temperatura del receptor se incrementa imagen 2.15c:

$$\Delta T_m = \frac{(t_2 - t_1)}{\ln[(T_s - t_1)/(T_s - t_2)]} \quad (2.24)$$

- Para el intercambiador que tiene temperatura del receptor es constante,  $t_s = t_1 = t_2$ , y la temperatura fuente disminuye imagen 2.15d:

$$\Delta T_m = \frac{(T_1 - T_2)}{\ln[(T_1 - t_s)/(T_2 - t_s)]} \quad (2.25)$$

A esta diferencia de temperatura se le denomina diferencia de temperatura media logarítmica (DTML). Expresado verbalmente, es la diferencia de temperatura en un extremo del cambiador menos la diferencia de temperatura en el otro extremo, dividido entre el logaritmo natural del cociente de las dos diferencias. Para derivar la diferencia de temperatura media logarítmica se debe suponer que:

- El coeficiente global de transferencia de calor,  $U$ , es constante en toda su trayectoria.
- El flujo másico es constante.
- El calor específico es constante sobre toda la trayectoria.
- No hay cambios de fase o si las hay son procesos isotérmicos en toda la trayectoria.
- Las pérdidas de calor son despreciables.

Si se emplea un cambiador de calor distinto del de doble tubería, la transferencia de calor se calcula utilizando un factor de corrección  $F$  que se aplica a la DTML para un dispositivo de doble tubería a contracorriente con las mismas temperaturas fría y caliente para el fluido. La ecuación 2.15 de la transferencia de calor adopta, entonces, la forma:

$$\dot{q} = UAF\Delta T_m \quad (2.26)$$

## Capítulo 3 Diseño mecánico

### 3.1 Selección de materiales del intercambiador de calor

#### 3.1.1 Coraza

La coraza tipo E es la más apropiada para este intercambiador de calor, debido a que es una coraza de un solo paso, por lo que resulta más sencilla y económica. Esta permite un rápido y fácil alojamiento del arreglo de tubos y mamparas.

El material de la coraza debe cumplir con:

- Resistencia a la corrosión del fluido de trabajo.
- Resistencia a las temperaturas de operación del fluido.

Se ha seleccionado un tubo de acero sin costura cédula 40 bajo la norma ASTM A-53-B.

	Forma	Especificación	S Psi (kPa)
Coraza	Tubo	ASTM A-53-B	17100 (117900,741)
Canal	Cap (Tapón Capa)	ASTM A-181	17100 (117900,741)
Tubos	Tubo-Cu	ASTM B-88	4726 (32584,731)
Espejo	Placa	ASTM A-36	16600 (104800,656)
Tapas	Cap (Tapón Capa)	ASTM A-181	17100 (117900,741)
Boquillas	Unión para soldar $\phi$ 1"	ASTM A-181	
Deflectores	Placa 1/8"	ASTM A-36	
Empaque	-	Asbesto	

Tabla 3.1 Características de algunos materiales.

#### 3.1.2 Tubos

El material de los tubos debe de cumplir con las siguientes características:

- Proporcionar el área de transferencia de calor requerido.
- Soportar temperaturas de operación de los fluidos en su interior y exterior.
- Resistir la corrosión del fluido.

La cualidad principal que debe tener el material de los tubos es la de transferir la mayor cantidad de calor y esta se logra por medio de su conductividad térmica. El material más apropiado para la fabricación de los tubos es el cobre SB-88, debido a que tiene más alta conductividad térmica que los otros materiales, la cual es de 338 W/m·°C lo que garantiza la mayor transferencia de calor, con una densidad de 7160 kg/m<sup>3</sup>.



### 3.1.3 Mamparas

El material de las mamparas debe cumplir con las siguientes características:

- Resistir la corrosión del fluido en el lado de la coraza.
- Soportar los tubos.
- Evitar vibración en los tubos.

El material más apropiado para las mamparas es el acero SA-36, por tener una conductividad térmica de  $41 \text{ W/m}\cdot^{\circ}\text{C}$ , la cual no afecta la transferencia de calor del equipo. Este acero asegura soporte y sujeción apropiado al arreglo de tubos debido a que tiene una resistencia a la tensión de  $87 \text{ MPa}$ .

### 3.1.4 Barras de soporte y espaciadoras

El material de las barras de soporte y espaciadoras debe:

- Resistir la corrosión del fluido de la coraza.
- Proporcionar soporte de las mamparas durante la operación.
- Evitar vibración en los tubos y el desplazamiento de las mamparas en el arreglo de tubos.

El material más apropiado para las barras de soporte y espaciadoras es el acero SA-36, por ser un material compatible con las mamparas, evitando la corrosión galvánica.

### 3.1.5 Espejos

El material del espejo tiene que cubrir los siguientes aspectos:

- Sujeción rígida de la coraza, tubos y cabezales.
- Resistir la presión y la temperatura de los fluidos.
- Resistir la corrosión y el ensuciamiento del agua.

El material más apropiado para los espejos es el acero SA-105, debido a que tiene una conductividad térmica de  $52 \text{ W/m}\cdot^{\circ}\text{C}$ , la cual no afecta la transferencia de calor del equipo, al no tener demasiado contacto entre los fluidos de trabajo. Permite soporte y sujeción apropiada al arreglo de tubos, por tener una resistencia a la tensión de  $120 \text{ MPa}$ .

### 3.1.6 Canal

El material del canal debe tener las siguientes características:

- Resistencia a la corrosión del fluido del lado de los tubos.
- Resistir presión, temperatura y velocidad de operación del fluido en los tubos.
- Compatibilidad con el material de las tapas y bridas.

El material más apropiado para el canal es el acero SA-53, al tener una conductividad térmica de  $48 \text{ W/m}\cdot^{\circ}\text{C}$ , la cual no afecta la transferencia de calor del equipo, es decir, no permite pérdidas de calor hacia el medio ambiente.

### 3.1.7 Tapas

El material de las tapas debe cumplir con las siguientes características:

- Resistencia a la corrosión del fluido del lado de los tubos.
- Resistencia a la presión y velocidad de operación del fluido en los tubos.
- Compatibilidad con el material del canal.

El material más adecuado para la tapa es el acero SA-234, debido a que tiene una conductividad térmica baja de  $52 \text{ W/m}\cdot^{\circ}\text{C}$ , no afectando la transferencia de calor del equipo ni permitiendo pérdidas de calor con el ambiente.

### 3.1.8 Bridas

El material de la brida debe tener:

- Resistencia a la corrosión del fluido del lado de los tubos.
- Resistir presión, temperatura y velocidad de operación del fluido en los tubos.
- Compatibilidad con el material del canal.

El material más apropiado para la brida es el acero SA-105, al tener una conductividad térmica de  $52 \text{ W/m}\cdot^{\circ}\text{C}$ , la cual no interfiere en la transferencia de calor del equipo, tiene una resistencia a la tensión de 120 MPa.

### 3.1.9 Boquillas

El material de las boquillas debe tener:

- Resistencia a la corrosión del fluido del lado de los tubos.
- Resistir presión y velocidad de operación del fluido en los tubos.
- Compatibilidad con el material del canal.

El material más apropiado para las boquillas es el acero SA-53, por tener una conductividad térmica de 48 W/m·°C.

## 3.2 Dimensiones de las partes del intercambiador de calor

### 3.2.1 Coraza

El diámetro exterior de la coraza,  $D_{es}$  es de 304.8 mm.

Se calcula el espesor de la coraza a partir de la ecuación:

$$t_s = \frac{P R_0}{S E + 0.4 P} \quad (3.1)$$

$t_s$  es el espesor mínimo requerido por presión, sin corrosión

$P$  es la presión interna de diseño

$R_0$  es el radio exterior de la coraza

$S$  es el esfuerzo máximo permisible del material

$E$  eficiencia de la junta soldada

Se consideran los siguientes valores de diseño:

$$P=610 \text{ MPa}$$

$$S=117900.741 \text{ kPa}$$

$$E=1 \text{ por ser tubo sin costura}$$

Al sustituir valores en la ecuación 3.1 obtenemos que:

$$t_s = 0.782798 \text{ mm}$$

Al espesor determinado le sumamos 3mm, por efecto de la corrosión.

$$t_s = 0.782798 + 3 = 3.782798 \text{ mm}$$

Para este caso el espesor será 4 mm.

Por lo tanto el diámetro interior de la coraza será:  $D_{is}=296.8$  mm.

La longitud de la coraza será la misma que la de los tubos:  $L_s=3657.6$  mm.

### 3.2.2 Tubos

Se hacen las siguientes consideraciones:

- ❖ El diámetro exterior de los tubos:  $D_{et}=19.05$  mm.
- ❖ Espesor:  $t_f=0.889$  mm.
- ❖ Diámetro interior:  $D_{it}=17.272$  mm.
- ❖ Longitud total de los tubos se adquiere dependiendo del área de transferencia de calor que el diseñador desee y este fue de:  $L_s=L_t=3657.6$  mm.

El número de tubos alojados en la coraza se calcula con la siguiente ecuación:

$$N_{tt} = \frac{0.78D_{ctl}^2}{C_1L_{tp}^2} \quad (3.2)$$

Para tubos de  $30^\circ$ ,  $C_1=0.866$

El paso entre tubos para un arreglo triangular de  $30^\circ$   $L_{tp}$  se calcula con la siguiente ecuación:

$$L_{tp}=(f_p)(D_{et}) \quad (3.3)$$

Considerando un factor de paso:  $f_p=1.25$

Entonces:  $L_{tp}=23.8125$  mm.

El claro entre la coraza y el arreglo de tubos  $L_{bb}$  este valor se obtiene de la grafica del Anexo C:  $L_{bb}=14$ mm.

El diámetro exterior del arreglo de tubos se calcula a partir de la ecuación:

$$D_{otl} = Dis - L_{bb} \quad (3.4)$$

*Dis es el diametro interior de la coraza*

Sustituyendo los valores a la ecuación 3.5:  $D_{otl}=282.8$  mm.

El diámetro del arreglo de tubos se calcula con la siguiente ecuación:

$$D_{ctl} = D_{otl} - D_{et} \quad (3.5)$$

Sustituyendo los valores a la ecuación 3.6:  $D_{ct}=263.75$  mm.

Sustituyendo los valores en la ecuación 3.3:  $N_{tt}=110.497=111$  tubos

Finalmente, el área de transferencia de calor del arreglo de tubos se calcula con la siguiente ecuación:

$$A_{tt} = \frac{\pi}{4} D_{it} N_{tt} L_t \quad (3.6)$$

$$A_{tt}=5.50746 \text{ mm}$$

### 3.2.3 Mamparas

La distancia máxima no soportada en los tubos se calcula con la siguiente ecuación:

$$L_{b \max} = 60 D_{et} + 177 \quad (3.7)$$

Sustituyendo los valores en esta ecuación:  $L_{b \max} = 1320$  mm.

El claro que existe entre el barreno de las mamparas y los tubos, se obtiene de la grafica del Anexo D:  $L_{tb} = 0.4$  mm.

El claro entre la mampara y la coraza se calcula a partir de la siguiente ecuación:

$$L_{sb} = 1.6 + L_{tb}(Dis) \quad (3.8)$$

Sustituyendo los valores en esta ecuación:  $L_{sb} = 1.71872$  mm.

El diámetro de la mampara se calcula con la siguiente ecuación:

$$D_b = Dis - L_{sb} \quad (3.9)$$

Sustituyendo los valores en esta ecuación:  $D_b = 295.081$  mm.

El corte de las mamparas se calcula con la ecuación:

$$C_b = \frac{B_c Dis}{100} \quad (3.10)$$

Considerando:  $B_c = 25\%$ , Entonces:  $C_b = 74.2$  mm.

El diámetro de los barrenos de las mamparas se calcula con la ecuación:

$$D_{bb} = D_{et} + L_{tb} \quad (3.11)$$

Sustituyendo los valores en esta ecuación:  $D_{bb} = 19.45$  mm.

La distancia entre mamparas centrales se calcula:

$$L_{bc} = 0.45(D_{is}) \quad (3.12)$$

Sustituyendo los valores en esta ecuación:  $L_{bc} = 133.56$ mm.

El espesor de los espejos se considera:  $t_{ts} = 29.8$  mm.

La longitud de los tubos que hay entre los espejos se calcula con la ecuación:

$$L_{ti} = L_{tp} - 2(t_{ts}) \quad (3.13)$$

Sustituyendo los valores en esta ecuación:  $L_{ti} = 3598$  mm.

El número de mamparas se calcula con la ecuación siguiente:

$$N_b = \frac{L_{ti}}{L_{bc}} \quad (3.14)$$

Sustituyendo los valores en esta ecuación:  $N_b = 25.9392 = 26$  mamparas.

La distancia de la mampara de entrada y salida se calcula de la siguiente forma:

$$L_{b,ent} = L_{b,sal} = 0.5(L_{ti} - L_{bc}(N_b - 1)) \quad (3.15)$$

Al sustituir los valores en esta ecuación:  $L_{b,ent} = L_{b,sal} = 135.875$  mm.

Finalmente, el espesor de las mamparas  $t_b$  se obtiene de la tabla del Anexo E.

$$t_b = 1.6 \text{ mm}$$

### 3.2.4 Barras de soporte y espaciadoras

Con la tabla del Anexo F se calcula el número de barras  $N_{bs}$  y su respectivo diámetro  $D_{bs}$ .

- ✓  $N_{bs} = 4$  barras.
- ✓  $D_{bs} = 6.4$  mm.

### 3.2.5 Pernos

Las dimensiones de los pernos de las bridas de los cabezales y de los espejos que se obtuvieron son los siguientes:

- ✓ La cantidad de pernos en los espejos:  $N_p = 12$  pernos
- ✓ El diámetro del perno:  $d_p = 22.225$  mm.
- ✓ La longitud del perno:  $L_p = 101$  mm.
- ✓ La Separación entre pernos:  $S_p = 44$  mm.

## CAPÍTULO 4 MEMORIA DE CÁLCULO

El cálculo de transferencia de calor en el intercambiador que se diseñó empleando la ecuación 2.26:

$$\dot{q} = U A F \Delta T_m$$

Donde  $U$  es el coeficiente global de transferencia de calor,  $A$  es el área de transferencia de calor,  $\Delta T_m$  es la diferencia de temperatura media logarítmica y  $F$  es un factor de corrección de las temperaturas.

Los siguientes datos servirán para el cálculo de transferencia de calor del equipo.

Material del serpentín	SB-88
Diámetro exterior del tubo	19.05 mm
Diámetro interior del tubo	17.272 mm
Longitud del serpentín	37.76 m
Numero de tubos	110
Área de transferencia de calor	5.50746 m <sup>2</sup>
Velocidad del agua en el interior del serpentín	3.0 m/s
Velocidad del agua en el interior de la coraza	1.0 m/s
Temperatura de entrada del agua	23 °C
Temperatura de salida del agua	29°C
Temperatura de entrada del aceite	47 °C
Temperatura de salida del aceite	40 °C

Tabla 4.1 datos generales del intercambiador de calor

### 4.1 Cálculo de las propiedades del aceite

Se procede a calcular las propiedades del aceite hidráulico Mobil Oil DTE Heavy Medium a través de valores de la tabla 4.2 obtenida a partir de una investigación en la el Internet (Ver anexo G). Se calcula la viscosidad dinámica a partir de la expresión:

$$\mu = \nu \rho \tag{4.1}$$



Donde  $\nu$  es la viscosidad cinemática y  $\rho$  es la densidad del aceite.

A partir de dicha investigación para conocer la viscosidad cinemática y la densidad, se encontraron los valores respectivos del aceite según el código ASTM 445. Estos valores son presentados en la siguiente tabla.

Propiedad	Temperatura	Unidades
Viscosidad cinemática	40 °C	65.1 cst 0.651 stokes $0.651 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$
Densidad	15 °C	0.87 kg/L 870 kg/m <sup>3</sup>
$C_p$	15 °C	1.67 kJ/(kg·°C)
Conductividad térmica	30 °C	0.117 kcal/(h· m·°C) 0.135837 W/(m·°C)
Conductividad térmica	200 °C	0.110 kcal/(h· m·°C)

Tabla 4.2. Algunas propiedades del aceite hidráulico Mobil Oil DTE Heavy Medium

Entonces, la viscosidad dinámica del aceite de acuerdo a la ecuación 4.1 es:

$$\mu = (0.651 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s})(870 \text{ kg}/\text{m}^3) = 0.056637 \frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}$$

El número de Prandtl del aceite hidráulico Mobil DTE Heavy Medium no se encontró directamente en la tabla. Por tal motivo, este parámetro debe ser calculado a partir de la ecuación respectiva:

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \tag{4.2}$$

Sustituyendo datos en la ecuación se tiene:

$$Pr = \frac{(1.67 \times 10^3 \text{ J}/\text{kg} \cdot \text{°C})(0.056637 \text{ kg}/\text{m} \cdot \text{s})}{(0.13583 \text{ W}/\text{m} \cdot \text{°C})} = 696.304$$

El coeficiente de expansión volumétrico es calculado a partir de la ecuación:

$$\beta = \frac{1}{\left[\frac{(T_w + T_\infty)}{2} + 273\right]} = \frac{1}{\left[\frac{(26 \text{ °C} + 47 \text{ °C})}{2} + 273\right]} = 0.003228 \text{ K}^{-1}$$

## 4.2 Propiedades del agua a temperatura media

En el interior de la tubería circula agua a convección forzada. Se evalúan sus propiedades a temperatura media entre la entrada y salida, a partir de la tabla A-9 del libro de textos Transferencia de calor de J. P. Holman, Mc Graw Hill, 6 ed. (Ver anexo A):

$$T = \frac{(23 + 29)}{2} = 26 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Densidad	$\rho = 997.85 \text{ Kg/m}^3$
Viscosidad dinámica	$\mu = 8.63669 \times 10^{-4} \text{ kg/(m.s)}$
Conductividad térmica	$k = 0.613694 \text{ W/m.}^{\circ}\text{C}$
Número de Prandtl	$Pr = 5.8784$
Calor específico	$C_p = 4.179 \text{ kJ/kg.}^{\circ}\text{C}$

Tabla 4.3. Propiedades del agua

## 4.3 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

Para calcular la transferencia de calor de los intercambiadores el primer paso es encontrar el coeficiente global de transferencia de calor. Para ello se necesitan las resistencias térmicas por convección y conducción.

Para efectos de transferencia de calor, el serpentín se comporta como una pared cilíndrica en su interior circula agua y en el exterior aceite de tipo Mobil DTE Oil Heavy Medium a diferente temperatura y cuyo coeficiente global de transferencia de calor tiene la siguiente expresión:

$$U = Rt^{-1} \quad (4.3)$$

Y es calculado a partir de la expresión:

$$U = \frac{1}{\left[ \frac{1}{A_i h_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{A_o h_o} \right]} \quad (4.4)$$

Pero como la pared que existe en el tubo es suficientemente delgada  $A_i=A_o=A$  y como el material del tubo es un buen conductor del calor, la resistencia debida a la conducción es despreciable, por lo que:

$$\frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi kL} = 0 \quad (4.5)$$

Entonces sustituyendo la ecuación 4.4 en la ecuación 4.3 se tiene:

$$U = \frac{1}{\left[\frac{1}{A_i h_i} + \frac{1}{A_o h_o}\right]} \quad (4.6)$$

#### 4.4 Número de Reynolds en el interior de los tubos

El número de Reynolds permite predecir el carácter turbulento o laminar en ciertos casos. Si el número de Reynolds es menor de 2300 el flujo será laminar y si es mayor de 4000 el flujo será turbulento.

$$Re = \frac{\rho u_t d_i}{\mu} \quad (4.7)$$

Donde  $\rho$  es la densidad del agua ( $\text{kg/m}^3$ ),  $u_t$  es la velocidad del agua en el interior del serpentín ( $\text{m/s}$ ),  $d_i$  es el diámetro interno del tubo ( $\text{m}$ ), y  $\mu$  es la viscosidad absoluta del fluido ( $\text{kg/m}\cdot\text{s}$ ).

Sustituyendo los datos respectivos en la ecuación 4.7, el número de Reynolds será:

$$Re = \frac{\left(\frac{995 \text{ kg}}{\text{m}^3}\right)(3 \text{ m/s})(0.01905 \text{ m})}{(8.15 \times 10^{-4} \text{ kg/m}\cdot\text{s})} = 69772.1$$

Por lo que el régimen del flujo del agua de enfriamiento a través del tubo es turbulento

#### 4.5 Coeficiente de transferencia de calor en el interior de los tubos

El número de Nusselt representa la relación que existe entre el calor transferido por convección a través del fluido y el que se transferiría si solo existiese conducción. El número de Nusselt se utiliza de manera común en la práctica debido a sus coeficientes de transferencia de calor más altos. Para determinar el número de Nusselt en flujos turbulentos completamente desarrollados dentro de tubos lisos se utiliza la ecuación de Dittus y Boelter:

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^n \quad (4.8)$$

El agua, en el interior del tubo se calienta, entonces el valor de  $n$  es 0.4. Además, las propiedades que aparecen en esta ecuación se evalúan con el valor medio de la temperatura promedio del fluido.

Sustituyendo el valor del número de Reynolds y el número de Prandtl en la ecuación 4.8, tenemos que el número de Nusselt es:

$$Nu = 0.023(69772.1)^{0.8}(5.8784)^{0.4} = 350.25$$

Sustituimos valores para calcular el coeficiente de transferencia de calor de acuerdo a la ecuación 4.9.

$$h_i = \frac{Nu k}{d_i} \quad (4.9)$$

$$h_i = \frac{Nu k}{d_i} = \frac{(350.25)(0.613694 \text{ W/m}\cdot\text{°C})}{0.01905 \text{ m}} = 11283.2 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\cdot\text{°C}}$$

#### 4.6 Coeficiente de transferencia de calor en el exterior de los tubos

En la literatura se encuentran una serie de expresiones para calcular el número de Nusselt dependiendo de las condiciones que se tienen para convección libre. Algunos ejemplos son mostrados en la tabla siguiente:

<p><i>Placa plana vertical</i></p>		$Nu_L = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{\left[ 1 + (0.492 / Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$
<p><i>Cilindro horizontal</i></p>		$Nu_d = \left\{ 0.60 + \frac{0.387 Ra_d^{1/6}}{\left[ 1 + (0.559 / Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad Ra_d \leq 10^{12}$
<p><i>Esfera</i></p>		$Nu_d = 2 + \frac{0.589 Ra_d^{1/4}}{\left[ 1 + (0.469 / Pr)^{9/16} \right]^{4/9}}$

Tabla 4.4. Diversos números de Nusselt para distintas condiciones en convección libre

Debido a que el tubo serpentín se encuentra sumergido en aceite exterior, éste se encuentra en convección natural de modo que durante el enfriamiento, el movimiento del fluido es por resultado de las fuerzas de flotación impuestas sobre el fluido cuando su densidad cerca de la superficie de transferencia de calor disminuye por razón del proceso de calentamiento. Para ello calculamos el número de Nusselt, de acuerdo a la tabla 4.4 para un cilindro horizontal, se tiene:

$$Nu = \left\{ 0.60 + \frac{0.387 Ra^{1/6}}{\left[ 1 + (0.559 / Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad \text{Para } Ra \leq 10^{12} \quad (4.10)$$

Donde  $Ra$  es el número de Rayleigh que caracteriza a la convección natural que se obtiene a través del producto:

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (4.11)$$

Donde  $Gr$  es en el número adimensional de Grashof y que es el cociente entre las fuerzas de flotación y las fuerzas de viscosidad:

$$Gr = \frac{g\beta(T_w - T_\infty)d^3}{\nu^2} \quad (4.12)$$

Donde  $g$  es el campo de fuerza exterior, gravedad ( $9.8 \text{ m/s}^2$ ),  $\beta$  es el coeficiente volumétrico de expansión térmica ( $\text{K}^{-1}$ ),  $T_w$  es la temperatura del tubo exterior,  $T_\infty$  es la temperatura del aceite dentro del tanque sumidero,  $d$  es el diámetro exterior del tubo serpentín,  $\nu$  es la viscosidad cinemática del aceite y  $Pr$  es el número de Prandtl.

Con los valores previamente obtenidos, se calcula el número Grashof a partir de la ecuación 4.9:

$$Gr = \frac{(9.81 \text{ m/s}^2)(0.003228 \text{ K}^{-1})(320 \text{ K} - 299.5 \text{ K})(0.01905 \text{ m})^3}{(0.651 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s})^2} = 1059$$

A través de la ecuación 4.11 calculamos el número de Rayleigh:

$$Ra = (1059)(696.304) = 7.37386 \times 10^5$$

Sustituyendo datos en la ecuación 4.10 se calcula el número de Nusselt:

$$Nu = \left\{ 0.60 + \frac{(0.387)(7.37386 \times 10^5)^{1/6}}{[1 + (0.559/696.304)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 = 18.1379$$

Despejamos el coeficiente de transferencia de calor exterior en la convección libre de acuerdo a la definición del número de Nusselt y sustituyendo los valores respectivos se tiene:

$$h_o = \frac{Nu \cdot k}{d_o} = \frac{(18.1379)(0.135837 \text{ W/m} \cdot \text{°C})}{(0.01905 \text{ m})} = 129.33 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

A partir de la ecuación (4.6) y considerando además que el área exterior e interior del tubo son iguales se calcula la resistencia térmica utilizando la siguiente expresión:

$$U = \frac{1}{\left[ \frac{1}{A_i h_i} + \frac{1}{A_o h_o} \right]} = \frac{1}{\left[ \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \right] \frac{1}{A}} = \frac{A}{\left[ \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \right]} \quad (4.13)$$

Sustituyendo los valores de  $h_i$  y  $h_o$  previamente calculados:

$$U = \frac{1}{\left[ \frac{1}{11283.2} + \frac{1}{129.33} \right] \frac{1}{W}} = 127.864 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

#### 4.7 Cálculo de la Diferencia de Temperatura Media Logarítmica (DTML)

El cálculo para la DTML se realiza en base a las temperaturas del aceite y del agua de enfriamiento en el que operará en el sistema de enfriamiento del sistema de regulación de las unidades de la segunda etapa.

Consiste en la diferencia de temperaturas en un extremo del cambiador, menos la diferencia de temperaturas en el otro extremo del cambiador, dividido entre el logaritmo neperiano del cociente de estas dos diferencias de temperaturas.

Donde  $T_1$  es la temperatura dentro del tanque sumidero,  $t_1$  es la temperatura de entrada del agua en el serpentín y  $t_2$  es la temperatura de salida del agua del serpentín. Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación 2.27 se tiene:

$$\Delta T_m = \frac{(47-29)-(40-23)}{\ln \left[ \frac{47-29}{40-23} \right]} = 17.4952$$

#### 4.8 Cálculo del factor de corrección de las temperaturas

Para el valor del factor de corrección,  $F$ , cuando interviene un cambio de fase, como en el caso de la condensación o la ebullición, el fluido permanece normalmente a una temperatura constante y las relaciones se simplifican.

Con esta condición, los parámetros que intervienen para el cálculo de este factor,  $P$  o  $R$  se hacen cero y se obtiene:

$$F = 1.0$$

#### 4.9 Cálculo de transferencia de calor total

Con los valores de  $A$ ,  $U$ ,  $F$  y  $\Delta T_m$  calculados previamente, se calcula el flujo de calor mediante la ecuación 2.29.

$$\dot{q} = U A F \Delta T_m$$

$$\dot{q} = \left(127.864 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right) (5.50746 m^2) (1) (17.4952 ^\circ C)$$

$$\dot{q} = 12320.2 W = 12.32 kW$$

Este es la cantidad de calor total que transfiere el aceite al agua, con ello se mantiene en condiciones estables las propiedades del aceite además la operatividad de los equipos y elementos mecánicos que conforman el sistema de regulación trabajan de una manera muy eficiente.



## Conclusión

Con el resultado obtenido de la transferencia de calor llegamos a la solución que disminuirá de manera eficiente 2 grados.

Este proyecto cumplió con los objetivos especificados los cuales son:

- ✓ Seleccionar los componentes principales del intercambiador de calor.
- ✓ Realizar los cálculos térmicos del intercambiador de calor.

El análisis de transferencia de calor realizado le será de utilidad a la Central ya que a través de este estudio le permitirá añadir un justificante más para el reemplazo de los actuales intercambiadores de calor en las unidades de la segunda etapa. Además de corroborar y aclarar cualquier sospecha sobre la eficiencia de los intercambiadores nuevos. Con ello se consigue controlar el rango de temperatura de trabajo en el aceite de la chumacera combinada y contribuir al funcionamiento óptimo del sistema.

En el tiempo que estuve como residente en la Central Hidroeléctrica Manuel Moreno Torres (Chicoasén) logré relacionar los conceptos y conocimientos adquiridos en las clases recibidas durante la carrera con su aplicación práctica logrando entender y así poder desarrollar de la manera más eficiente el proyecto de residencia profesional, además de poder adquirir un poco de experiencia laboral.

Se procuró ordenar la información de la mejor manera, de tal forma que a medida que se avance en el estudio no se tengan dudas sobre conceptos o análisis realizados y se tenga una visualización clara y objetiva.

## Fuentes de información

- Richard C. Byrne, 1999, T.E.M.A (Estándar of Tubular Exchanger Manufactures Association), octava edición, pag 23-93.
- Standars of tubular axchangers manufacturers association (TEMA), 1978, tubular exchangers manufacturers association Inc, sexta edición, pag 150-153.
- J. P. Holman, Transferencia de calor por convección, tr del inglés por Pablo Assas Martínez de Morentín, primera edición, Mc Graw Hill, España, 1998, pag 22.
- J. P. Holman, 1986, transferencia de calor, tr por Dr. Raúl Valenzuela M. primera edición, compañía editorial continental, México.
- Frank P. Incropera y David P. De Witt, 1999, fundamentos de transferencia de calor, traducción por Ricardo cruz, cuarta edición, pag 581-599.
- <http://es.scribd.com/doc/17091619/disen-y-calculo-de-intercambiadores-de-calor>

## Anexos

### Anexo A

Tabla de propiedades del aceite Mobil DTE Heavy Medium

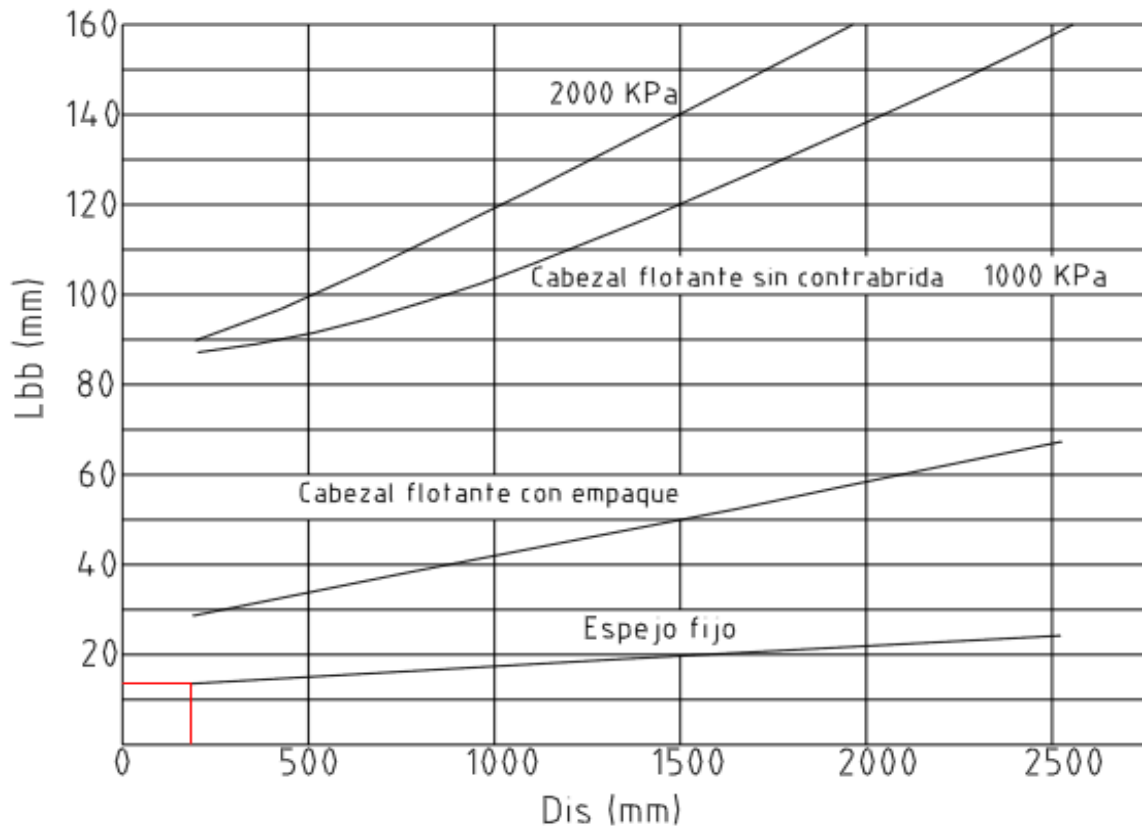
# Mobil DTE Oil Light, Medium, Heavy, Heavy Medium

Lubricantes de Desempeño Premium para Circulación

Mobil DTE	Mobil DTE Ligh	Mobil DTE Medium	Mobil DTE Heavy Medium	Mobil DTE Heavy
Grado de Viscosidad ISO	32	46	68	100
Viscosidad, ASTM D 445				
cSt @ 40° C	31.0	44.5	65.1	95.1
cSt @ 100° C	5.5	6.9	8.7	10.9
Índice de Viscosidad, ASTM D 2270	102	98	95	92
Punto mínimo de fluidez, °C, ASTM D 97	-36	-27	-27	-24
Punto de inflamación, °C, ASTM D 92	218	221	223	237
Densidad @15° C kg/l, ASTM D 4052	0.85	0.86	0.87	0.88
TOST, ASTM D 943, Horas para 2 NN	5000	4500	3500	2800
FZG Scuffing, D5182, Etapa de Falla	8	9	10	10
Prevención de Herrumbre, ASTM D 665,				
Agua Destilada	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa
Agua de Mar	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa
Separación del Agua, ASTM D 1401, Min. para 3 ml emulsión @ 54°C	15	20	20	30
Corrosión al Cobre, ASTM D 130, 3 hrs @ 121° C	1B	1B	1B	1B
Espumación, ASTM D 892, Seq I Tendencia/Estabilidad, ml/ml	20/0	50/0	50/0	50/0
Liberación de Aire, ASTM D 3427, 50° C, min.	2	3	4	8

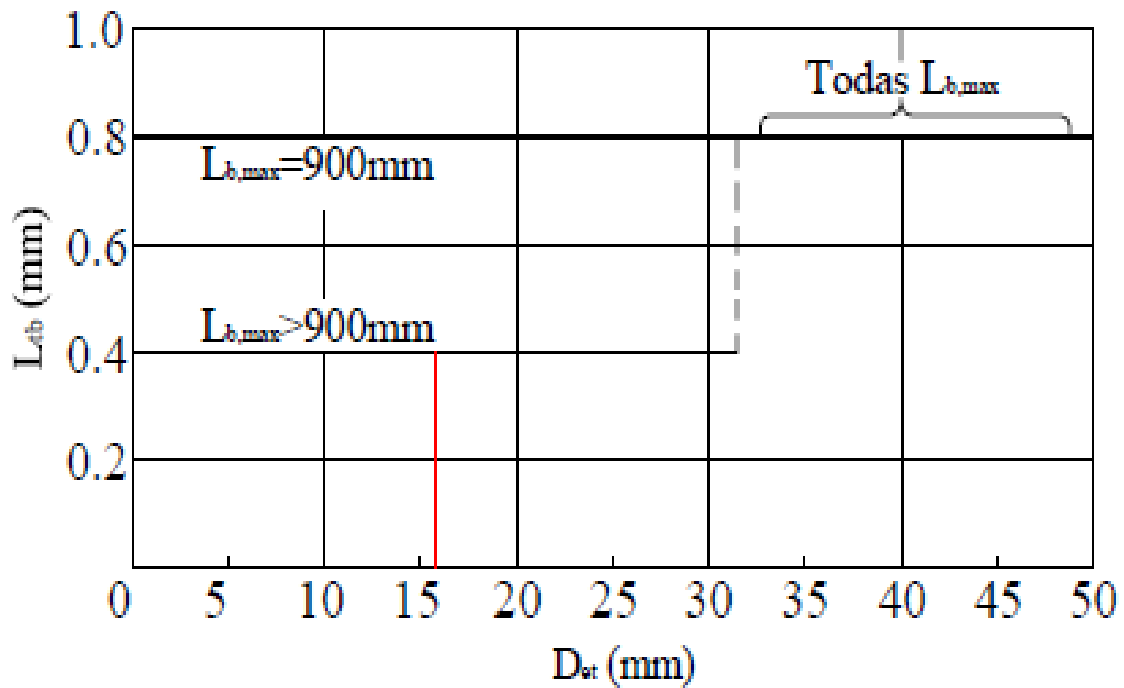
### Anexo B

Claro que hay entre la coraza y el arreglo de los tubos.



### Anexo C

Claro entre mamparas y tubos.



### Anexo D

Espesor de las mamparas.

Diámetro de la coraza		Distancia entre mamparas “ $L_{bc}$ ” (mm)											
		$\leq 305$		305-610		610-914		914-1219		1219-1524		$> 524$	
		Espesor de las mamparas “ $t_b$ ”											
mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in
152 - 356	6-14	1.6	1/16	3.2	1/8	4.8	3/16	6.4	1/4	9.5	3/8	9.5	3/8
381 - 711	15-28	3.2	1/8	4.8	3/16	6.4	1/4	9.5	3/8	9.5	3/8	12.7	1/2
737 - 965	29-38	4.8	3/16	6.4	1/4	7.9	5/16	9.5	3/8	12.7	1/2	15.8	5/8
991 - 1524	39-60	----	----	6.4	1/4	9.5	3/8	12.7	1/2	15.9	5/8	15.8	5/8

### Anexo E

Barras de soporte y espaciadoras.

Diámetro de la coraza		Diámetro de la barra “ $D_{bc}$ ”		No. mínimo de barras “ $N_{bc}$ ”
mm	in	mm	in	
152.4 - 381	6-15	6.4	1/4	4
406.4 - 685.8	16-27	9.5	3/8	6
711.2 - 838.2	28-33	12.7	1/2	6
863.6 - 1219.2	34-48	12.7	1/2	8

### Anexo F

Tabla de líquido saturado (Transferencia de Calor. J. P. Holman 6 ed., pág. 451)

**TABLA A.9**  
Propiedades del agua (líquido saturado)\*.

Nota:  $Gr, Pr = \left(\frac{g\beta\rho^2x}{\mu k}\right) r^3 \Delta T$

T	°C	$c_p$ , kJ/kg·°C	$\rho$ , kg/m <sup>3</sup>	$\mu$ , kg/m·s	$k$ , W/m·°C	Pr	$\frac{g\beta\rho^2x}{\mu k}$ , 1/m <sup>2</sup> ·°C
32	0	4,225	999,8	$1,79 \times 10^{-3}$	0,566	13,25	$1,91 \times 10^9$
40	4,44	4,208	999,8	1,55	0,575	11,35	$6,34 \times 10^9$
50	10	4,195	999,2	$\frac{1,31}{1,12}$	0,585	9,40	$1,08 \times 10^{10}$
60	15,56	4,186	998,6	$9,8 \times 10^{-4}$	0,595	7,88	$1,46 \times 10^{10}$
70	21,11	4,179	997,4	8,6	0,604	6,78	$1,91 \times 10^{10}$
80	26,67	4,179	995,8	7,65	0,614	5,85	$2,48 \times 10^{10}$
90	32,22	4,174	994,9	6,82	0,623	5,12	$3,3 \times 10^{10}$
100	37,78	4,174	993,0	6,16	0,630	4,53	$4,19 \times 10^{10}$
110	43,33	4,174	990,6	5,62	0,637	4,04	$4,89 \times 10^{10}$
120	48,89	4,174	988,8	5,13	0,644	3,64	$5,66 \times 10^{10}$
130	54,44	4,179	985,7	4,71	0,649	3,30	$6,48 \times 10^{10}$
140	60	4,179	983,3	4,3	0,654	3,01	$7,62 \times 10^{10}$
150	65,55	4,183	980,3	4,01	0,659	2,73	$8,84 \times 10^{10}$
160	71,11	4,186	977,3	3,72	0,665	2,53	$9,85 \times 10^{10}$
170	76,67	4,191	973,7	3,47	0,668	2,33	$1,09 \times 10^{11}$
180	82,22	4,195	970,2	3,27	0,673	2,16	
190	87,78	4,199	966,7	3,06	0,675	2,03	
200	93,33	4,204	963,2	2,87	0,678	1,90	
220	104,4	4,216	955,1	2,67	0,684	1,66	
240	115,6	4,229	946,7	2,44	0,685	1,51	
260	126,7	4,250	937,2	2,19	0,685	1,36	
280	137,8	4,271	928,1	1,98	0,685	1,24	
300	148,9	4,296	918,0	1,86	0,684	1,17	
350	176,7	4,371	890,4	1,57	0,677	1,02	
400	204,4	4,467	859,4	1,36	0,665	1,00	
450	232,2	4,585	825,7	1,20	0,646	0,85	
500	260	4,731	785,2	1,07	0,616	0,83	
550	287,7	5,024	735,5	$9,51 \times 10^{-3}$			
600	315,6	5,703	678,7	8,68			

\* Adaptado al SI de A. I. Brown y S. M. Marco: *Introduction to Heat Transfer*, 3ª ed., McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1958.