

INFORME TÉCNICO DE RESIDENCIA PROFESIONAL

PROYECTO:

**DISEÑO DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO AUXILIAR
PARA EL ACEITE DEL SISTEMA DE REGULACIÓN DE
LAS UNIDADES DE LA SEGUNDA ETAPA**

PRESENTA:

LEONARDO DANIEL GARCIA MAZARIEGOS

ING. MECÁNICA

NUM. DE CONTROL:

09270703

LUGAR:

C.H. ING. MANUEL MORENO TORRES "CHICOASEN"

ASESOR EXTERNO:

ING. NESTOR JOAQUIN CRUZ

ASESOR INTERNO:

ING. SAUL RIGOBERTO RUIZ CRUZ

PERIODO:

AGOSTO-DICIEMBRE 2013

CAPITULO 1 GENERALIDADES

1.1. Introducción	1
1.2. Justificación	2
1.3. Objetivos	3
1.3.1 Objetivo general	3
1.3.2 Objetivos específicos	3
1.4. Caracterización del área de trabajo	4
1.4.1 ¿Qué es CFE?	4
1.4.2 Antecedentes de la C.H. Manuel Moreno Torres (Chicoasen)	5
1.4.3 Partes que conforman la central	7
1.4.4 Características del departamento mecánico	9
1.4.5 Reconocimiento del sistema en el cual se encuentra la problemática	12
1.4.5.1 Dispositivos más importantes del sistema de regulación	13
1.5. Problemas a resolver	19
1.6. Alcances y limitaciones	20

CAPITULO 2 FUNDAMENTO TEÓRICO

2.1 Turbina	22
2.2 Turbinas Francis	22
2.3 Elementos que conforman la turbina	23
2.3.1 Carcasa espiral	23
2.3.2 Distribuidor	23
2.3.3 Servomotores	24
2.3.4 Rodete	25
2.3.5 Tubo de aspiración	25
2.3.6 Flecha	26
2.4 Intercambiador de calor	27
2.4.1 Tipos de intercambiadores de calor según su construcción	28
2.4.2 Tipos de intercambiadores de calor según su operación	31
2.5 Transferencia de calor	33
2.5.1 Transmisión de calor por conducción	33
2.5.1.1 Conductividad térmica	34
2.5.2 Transferencia de calor por convección	35

2.5.2.1 Relaciones empíricas y prácticas para transferencia de calor por Convección forzada	36
2.5.2.2 Relaciones empíricas para transferencia de calor por convección natural	37
2.6 Flujos laminar y turbulento	38
2.6.1 Número de Reynolds	38
2.6.2 Número de Nusselt	39
2.6.3 Número de Prandtl	40
2.7 Coeficiente de transferencia de calor total en un intercambiador	41
2.8 Método de la diferencia media logarítmica de temperatura	43
<hr/>	
CAPITULO 3 PROCEDIMIENTO Y DESCRIPCIÓN DE LAS ACTIVIDADES REALIZADAS	
3.1 Procedimientos y actividades realizadas	48
<hr/>	
CAPITULO 4 MEMORIA DE CÁLCULO	
4.1 Características del intercambiador de calor	50
4.2 Propiedades del agua a temperatura media	51
4.3 Cálculo del flujo másico del agua	52
4.4 Cálculo de las propiedades del aceite	52
4.5 Diseño del intercambiador de calor	53
4.6 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor	54
4.7 Número de Reynolds en el interior de los tubos	55
4.8 Coeficiente de transferencia de calor en el interior del tubo	55
4.9 Coeficiente de transferencia de calor en el exterior de los tubos	56
4.10 Cálculo de la Diferencia de Temperatura Media Logarítmica	59
4.11 Cálculo del factor de corrección de las temperaturas	60
4.12 Cálculo de transferencia de calor total	61
<hr/>	
RECOMENDACIONES	63
<hr/>	
CONCLUSIÓN	64
<hr/>	
FUENTES DE INFORMACIÓN	65
<hr/>	
ANEXOS	66
<hr/>	

CAPITULO 1. GENERALIDADES

1.1 INTRODUCCIÓN

La falta de recursos energéticos fiables es un gran limitante para el desarrollo social de un país, de aquí deriva la importancia que tienen las centrales hidroeléctricas, las cuales deben garantizar el suministro y la cobertura de energía eléctrica, principalmente en el área rural en un futuro a corto plazo, mediante tecnología limpia considerando la preservación del territorio donde se implementara, el habitat natural, el individuo y la sociedad.

En el siguiente proyecto de residencia profesional, el cual se realizó en la C.H. Ing. Manuel Moreno Torres “Chicoasen”, durante el periodo (agosto-diciembre 2013), trabajaremos principalmente con el sistema de regulación de velocidad de las unidades en la segunda etapa, donde el principal problema a resolver es relacionado con las altas temperaturas que se registran en el aceite de dicho sistema, siendo el objetivo principal de este proyecto el diseño de un sistema auxiliar de enfriamiento para este aceite y de esta manera abatir radicalmente con dicha problemática. Fundamentando estas actividades con el cálculo correspondiente de transferencia de calor, siendo necesario para mantener a una temperatura de trabajo idóneo el aceite del sistema de regulación de velocidad.

Una pregunta que vale la pena responder es, ¿Por qué se tiene que controlar la velocidad?

Se requiere que la velocidad se mantenga constante la mayor parte del tiempo, y además, que cuando sufra variaciones, regrese lo mas pronto posible al valor de referencia. La frecuencia del voltaje se mantendra constante, siempre que se mantenga constante la velocidad.

El objetivo fundamental del sistema de regulación de velocidad, es poder actuar sobre la posición de los mecanismos que controlan la admisión del agua a las turbinas.

Este proyecto de residencia profesional, tendra un mayor enfoque en el estudio del sistema que se encarga de remover el calor excesivo del aceite de regulación, en cálculos de transferencia de calor, con la finalidad de poder evidenciar la capacidad de este, para poder mantener el aceite en su rango apropiado de trabajo, sera de gran importancia recabar la información correcta y necesaria para poder fundamentar los calculos que se realicen, haciendo uso de los metodos analíticos de transferencia de calor.

1.2 JUSTIFICACIÓN

Como se menciona con anticipación las centrales hidroeléctricas son de gran importancia, ya que como es bien sabido, estas se encargan de generar energía eléctrica mediante las turbo máquinas, y para poder cumplir con esta vital función es sumamente importante que todos los sistemas auxiliares, que forman parte de una central hidroeléctrica se encuentren en perfectas condiciones de funcionamiento, para que puedan proporcionar la mayor eficiencia posible.

Siendo el sistema de regulación de velocidades, uno de los sistemas auxiliares que contribuyen al buen funcionamiento de la turbo maquina, ya que su principal función es el de mantener la velocidad de sincronismo correcta, por lo cual es de vital importancia que este opere en sus óptimas condiciones de trabajo, y que se mantenga una temperatura apropiada en el aceite, ya que posibles sobrecalentamientos pueden provocar un paro en el trabajo de toda la unidad, lo cual significa pérdida en generación y por lo consiguiente pérdidas en ingresos monetarios para la empresa, por lo que es necesario que cuente con un adecuado y óptimo sistema de enfriamiento para dicho aceite, previniendo de esta manera problemáticas en el funcionamiento de este sistema, ya que es el encargado de proporcionar el flujo hidráulico a los servomotores los cuales posteriormente se encargan de mover, la compuerta cilíndrica y el anillo de regulación del distribuidor y este a su vez hace cerrar o abrir los alabes en el porcentaje de apertura adecuado, para mantener en la turbina una velocidad constante.

El sistema de enfriamiento auxiliar que se necesita para abatir el problema de sobrecalentamiento en el aceite de este sistema de regulación, deberá ser un equipo al cual se elegirá en función de un análisis térmico y del aprovechamiento energético del sistema.

Se pretende que con esto el intercambiador de calor o el serpentín que se diseñe, pueda proporcionar de manera adecuada la solución al problema planteado.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 Objetivo general

El principal objetivo de este proyecto de residencia, es el de mejorar el sistema de enfriamiento, del sistema de regulación de velocidades de las unidades en la segunda etapa de la C.H. Ing.Manuel Moreno Torres, mediante un análisis en el area térmica, y de esta manera asegurar el correcto funcionamiento de dicho sistema, eliminando los sobrecalentamientos.

1.3.2 Objetivos específicos

- Mediante el análisis térmico determinar el tipo de intercambiador de calor que se utilizára, ya sea un nuevo rediseño o implementar alguna mejora al sistema de enfriamiento ya existente.
- Prolongar la vida útil del sistema de enfriamiento de las unidades de la segunda etapa.
- Conocer datos importantes de este sistema, como; temperaturas, flujo volumétrico, presión del agua de enfriamiento, propiedades del aceite hidráulico, etc.

1.4 CARACTERIZACIÓN DE LA EMPRESA Y ÁREA EN QUE SE PARTICIPO

1.4.1 ¿Qué es CFE?

Es la empresa que genera, transmite, distribuye y comercializa energía eléctrica para 25.3 millones de clientes, lo que representa casi 80 millones de mexicanos.

Un compromiso de la empresa es ofrecer servicios de exelencia, garantizando altos índices de calidad en todos sus procesos, al nivel de las mejores empresas eléctricas del mundo.

MISION:

Prestar el servicio público de energía eléctrica con criterios de suficiencia, competitividad y sustentabilidad, comprometidos con la satisfacción de los clientes, con el desarrollo del país y con la preservación del medio ambiente.

VISION:

Ser una empresa de energía, de las mejores en el sector eléctrico a nivel mundial, con presencia internacional, fortaleza financiera e ingresos adicionales por servicios relacionados con su capital intelectual e infraestructura física y comercial.

Una empresa reconocida por su atención al cliente, competitividad, transparencia, calidad en el servicio, capacidad de su personal, vanguardia tecnológica y aplicación de criterios de desarrollo sustentable.

1.4.2 Antecedentes de la C.H. MANUEL MORENO TORRES “CHICOASEN”



Figura 1.1 Fotografía de la cortina de la C.H. Ing. Manuel Moreno Torres

La central hidroeléctrica ING. MANUEL MORENO TORRES se localiza a 21 kilómetros al norte de Tuxtla Gutiérrez, a través del río Grijalva, en la salida del cañón del sumidero. Su operación esta supeditada a la Angostura, lo que crea las condiciones adecuadas para su funcionamiento con óptimos niveles.

Esta Central Hidroeléctrica lleva el nombre del Ing. Manuel Moreno Torres, quien fue Director General de CFE durante el sexenio del presidente Adolfo López Mateos (1959-1964) y fue uno de los principales impulsores del proyecto nucleoelectrico de Laguna Verde.

Descripción de la obra:

La presa 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.

La central cuenta con cinco unidades turbogeneradoras de 300 MW cada una, las cuales se les conoce como las unidades de la primera etapa, estas cinco unidades son japonesas de la marca MITSUBISHI, generando 1,500 MW entre las cinco y entraron en operación comercial entre los años 1980-1981, y para el año 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 m³ de agua a través de 3 túneles de 15 m de diámetro y 1,300 m de longitud. Donde fueron instaladas tres unidades turbogeneradoras más de la marca ALSTOM, estas unidades son francesas, conociendo a estas tres unidades como, la segunda etapa.

La energía generada es transportada a través de diez líneas de transmisión: seis a 400 KV y cuatro de 115 KV. La mayoría de las líneas de alta tensión en 400 KV envían el fluido eléctrico hacia la Ciudad de Veracruz, al área central del país, con un enlace a la Central Hidroeléctrica La Angostura, en el municipio de Venustiano Carranza, Chiapas.

De las líneas de baja tensión en (115 KV), dos van hacia Tuxtla Gutiérrez Chiapas; una a San Cristóbal de las Casas Chiapas y una más es enlace a la Central Hidroeléctrica Bombaná, en el municipio de Soyoló Chiapas.

Datos de la Central Hidroeléctrica "Chicoasén"

País: México

Estado: Chiapas

Ciudad más próxima: Tuxtla Gutiérrez

Ubicación: Río Grijalva, a la salida del Cañón del Sumidero

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 m³ de agua y una capacidad instalada de 2,400 MW

1.4.3 Partes que conforman la central.

La central hidroeléctrica Ing. Manuel Moreno Torres, ésta conformada de muchas partes, las cuales hacen posible que ésta se encuentre hoy en día en funcionamiento, cada una de estas partes son de vital importancia, en seguida destacamos las siguientes:

- Vaso
- Cortina
- Casa de máquinas
- Galería de transformadores de caverna
- Vertedores

VASO: Es conocido también como embalse y forma un recipiente que, junto con la cortina, almacena el agua para su aprovechamiento en la generación de energía eléctrica.

CORTINA: Es del tipo de enrocamiento, tiene una altura de 255 m, por lo que es considerada una de las centrales hidroeléctricas más altas del mundo y este es un parámetro fundamental en la elección del tipo de turbina que se emplea en esta central, las cuales son turbinas tipo Francis, la corona que es la parte más alta, se encuentra a una elevación de aproximadamente 405 msnm y tiene una longitud de 515 m aproximadamente y un ancho de 25m.

CASA DE MÁQUINAS: Es subterránea y se ubica en una caverna excavada en la margen derecha del río Grijalva cerca de la obra de toma; mide aproximadamente 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, con sus respectivos equipos auxiliares.

La casa de máquinas está conformada de diversos pisos que a continuación se mencionara a que elevación se encuentran situados cada uno de ellos:

- Playa de montaje o Patio de maniobras (elevación a 211MSNM)
- Piso de barras (elevación a 207 MSNM)
- Piso de turbinas (elevación a 202.7 MSNM)
- Galería de charolas (elevación a 199.6 MSNM)
- Galería de inspección (elevación a 192.5 MSNM)
- Galería de drenaje (elevación a 184.25 MSNM)



Figura 1.2 Playa de montaje (elev. 211 msnm)

GALERIA DE TRANSFORMADORES DE CAVERNA: aloja a los transformadores de potencia tipo caverna; estos transformadores reciben la energía eléctrica de 17 KV del generador, a través de los buses de fase aislada, los cuales se encuentran ubicados en el túnel del piso de barras; estos transformadores de caverna elevan la tensión de 17 KV a 400 KV.

VERTEDORES: los vertedores se consideran como dispositivos de seguridad para la central hidroeléctrica, ya que en el caso de una avenida extraordinaria, podrá desviar el agua descargándola en el río aguas abajo por medio de tres túneles de descarga, cada uno de estos túneles cuenta con tres compuertas las cuales serán abiertas, evitando con esto que el nivel del vaso suba a valores peligrosos los cuales pueden llegar a provocar daños en la cortina e inundaciones en la casa de máquinas e incluso en las poblaciones cercanas.

1.4.4 Características del departamento mecánico.

El departamento mecánico de la C. H. está integrado por el siguiente personal (ver organigrama). 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.

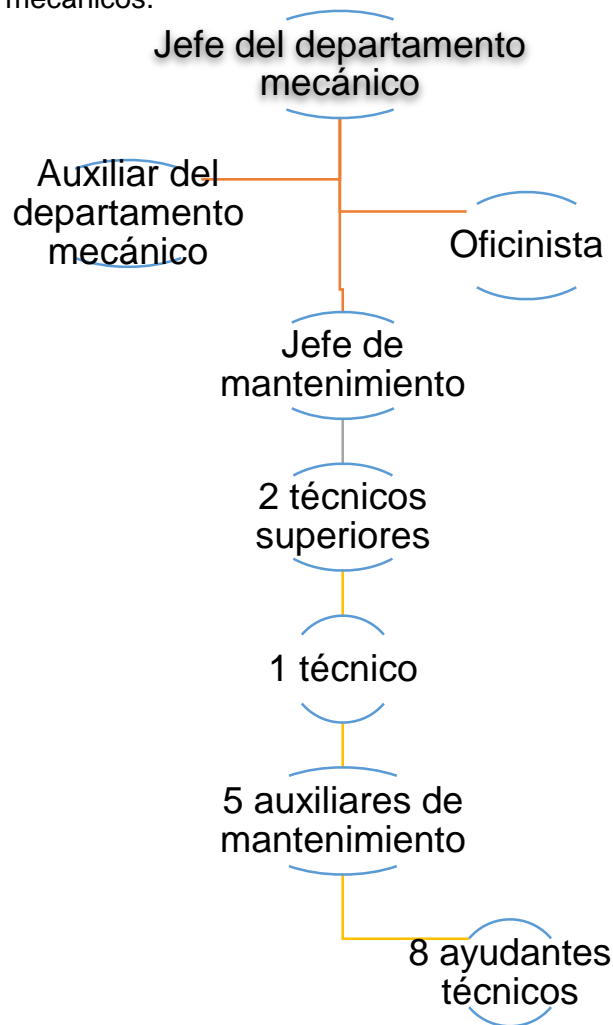


Figura 1.3 Organigrama del depto. Mecánico.

Uno de los objetivos primordiales que tiene el departamento mecánico en la central hidroeléctrica es llevar un control específico en el mantenimiento de las unidades generadoras así como de los sistemas auxiliares que lo conforman, estos tipos de mantenimiento se dividen de acuerdo a las condiciones que se requieran, los tipos de mantenimientos que se llevan a cabo por el personal del departamento mecánico se clasifican como sigue:

- Mantenimiento Rutinario
- Mantenimiento Menor
- Mantenimiento Mayor

Mantenimiento

Mantenimiento es el conjunto de actividades tendientes a conservar y/o restituir en el equipo o instalación, con la finalidad de otorgarle al equipo sus condiciones óptimas de operación.

Mantenimiento Rutinario

Es el tipo de mantenimiento que se efectúa a cada unidad, en cierto periodo de tiempo como su nombre lo indica, como una rutina, este puede realizarse diariamente o puede ser una vez por semana. El control para este tipo de mantenimiento se lleva a cabo por medio de la utilización de la hoja de reporte diario de novedades, la cual es abierta por los jefes operadores de turno, las actividades que principalmente se realizan en este tipo de mantenimiento consiste en la revisión y limpieza de filtros, checar niveles de aceites de todos los sistemas, lubricación de dispositivos, revisión de fugas tanto de agua como de aceite en tuberías, radiadores, empaques, etc.



Figura. 1.4 mantenimiento y limpieza de filtros dobles

Mantenimiento Menor

El mantenimiento menor es programado anualmente y de acuerdo con las necesidades de la central y que el sistema requiere. Este mantenimiento programado es diferido por las circunstancias; pero siempre debe ser efectuado a la brevedad posible.

El mantenimiento menor deberá realizarse de acuerdo al calendario anual que se formulara por anticipado cada año y en donde las actividades se indiquen mediante barras, de esta manera se facilita la interpretación para el personal.

Este tipo de mantenimiento debe hacerse preferentemente a todo equipo que se tiene por duplicado y en general a todo equipo e instalaciones que no están incluidas en el mantenimiento mayor.

Mantenimiento Mayor

El mantenimiento mayor es programado basándose en las recomendaciones y especificaciones de los fabricantes, así como de la experiencia obtenida en la operación del equipo, y es aquel en el que la disponibilidad de la unidad se ve afectada en un 100%, ya que en este mantenimiento se implica el desmontaje de las piezas principales así como de todos los sistemas que conforman cada unidad.

Este tipo de mantenimientos son de gran importancia ya que con estos se pueden sacar experiencias sobre la duración de cada actividad, previniendo con mayor exactitud, la duración de los mantenimientos futuros. Debemos recordar también que se cuenta con el programa de Ruta Crítica en tiempo que es otra valiosa herramienta para el control de este tipo de mantenimientos.

Es difícil precisar un criterio general para la programación de los mantenimientos mayores, sobre todo, porque se tratan de unidades de gran potencia cuya permanencia fuera de servicio por algunas horas o días, puede llegar a comprometer el sistema para asegurar el suministro de energía. Por tal motivo es necesario llevar una serie de controles y pruebas de comportamiento, así como inspecciones que nos den una idea del estado general de la unidad y ya con bases suficientes elaborar el diagnostico que nos lleva a corregir las causas y los defectos, justificando así la libranza del mantenimiento mayor.

1.4.5 Reconocimiento del sistema en el cual se encuentra la problemática a resolver



Figura 1.5. Depósito de aceite del Sistema de Regulación de velocidades de la segunda etapa.

Interpretamos por regulación, el proceso mediante el cual se mantiene constante una magnitud o condición definida aunque varíen determinados factores.

En el caso específico que nos interesa, la magnitud objeto de la regulación, es la velocidad o número de rpm a 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.

Los circuitos hidroneumáticos están compuestos por, los circuitos neumáticos (aire a presión ó aire de regulación) y circuitos hidráulicos (aceite a presión ó aceite de regulación) los cuales combinados son capaces de generar el movimiento de los alabes, a través de los diferentes mecanismos que utilizan el aceite a presión, para generar los movimientos de las partes y también mantener el control de todos ellos, manteniendo así una estabilidad en la unidad generadora.

Funciones del sistema de regulación de velocidad:

- Permite llevar y mantener la unidad generadora a la velocidad de sincronismo correcta.
- Controla la carga de la unidad cuando ésta se encuentra sincronizada con el sistema, varía la velocidad y apertura de los alabes móviles de la turbina. Para el efecto, el regulador de velocidad establece una relación directa entre los dispositivos que controla el operador, ya que participa directamente en la regulación de frecuencia una vez sincronizada la unidad al sistema.
- Vigila la seguridad de la unidad durante los rechazos de carga. Al detectar un aumento brusco en la velocidad, el regulador manda a cerrar los alabes para limitar y evitar que la máquina se desboque.

1.4.5.1 Dispositivos más importantes del sistema de regulación.

Indicadores analógicos de presión y temperatura del aceite de regulación

En la estación hidráulica, se encuentra el manómetro con nomenclatura GRE100SP para medir la presión del aceite del circuito de regulación con un rango de operación de 0 a 10,000 KPA.

Con la estación hidráulica en servicio la presión que maneja es de 6400 KPA.

El manómetro con nomenclatura GRE100 LT con un rango de operación de 0 a 120 °C nos indica la temperatura del aceite de regulación.

Con la estación hidráulica en servicio la temperatura se encuentra en condiciones normales de operación dentro de un rango de 38 a 40 °C.

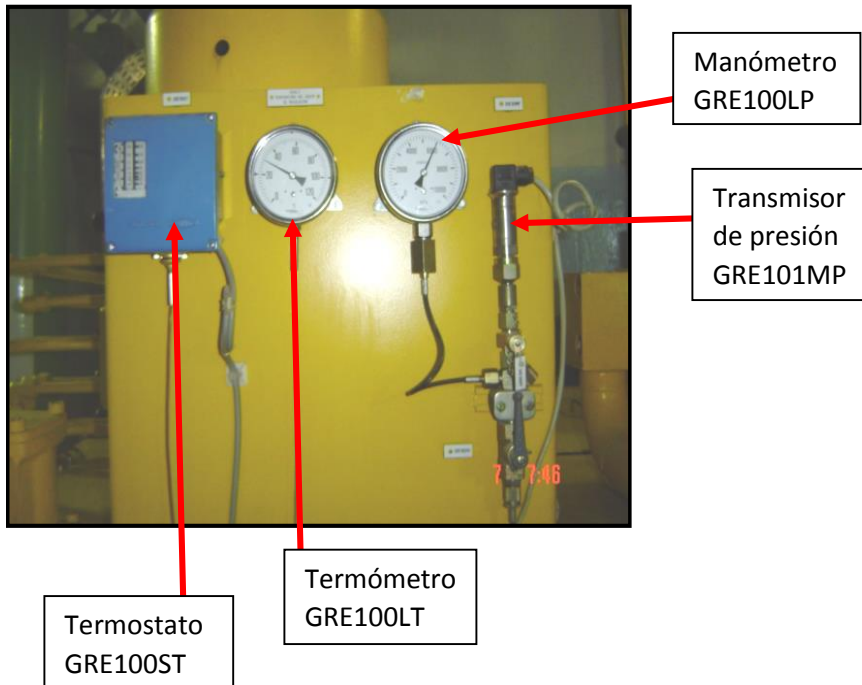


Figura 1.6. Indicadores analógicos de presión y temperatura del aceite de regulación

Indicadores analógicos de apertura/cierre de los alabes móviles

Para indicar la presión en las tuberías de apertura y cierre de los alabes móviles, se tienen dos manómetros con un rango de operación de 0 a 100 bar.

Con la unidad en modo generador con velocidad, potencia y la posición de alabes regulada, el manómetro de apertura maneja una presión de 64 bar.

Con la unidad en modo condensador el manómetro de apertura maneja 0 bar de presión y el manómetro de cierre maneja una presión de 64 bar.

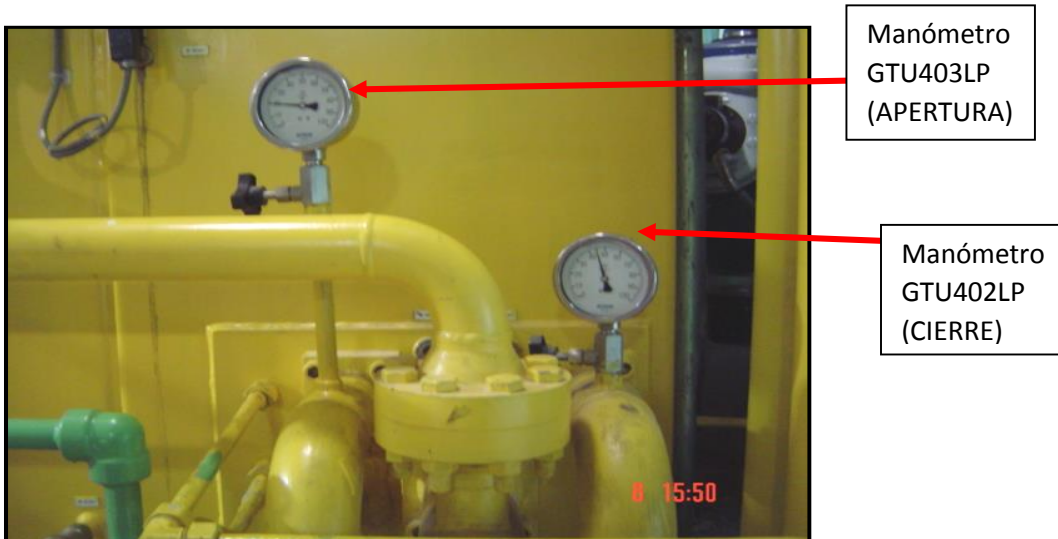


Figura 1.7. Indicadores analógicos de apertura/cierre de los alabes móviles

Bloque hidráulico para los alabes móviles

El Bloque hidráulico para los alabes móviles se encarga de direccionar los diferentes flujos de aceite mediante válvulas que se encuentran en el bloque.

Cuenta con las tres principales electroválvulas del sistema de regulación 111EM, 112EM y 511EM.

Electroválvula 111EM para presurizar los distintos circuitos de la estación hidráulica por medio de la bomba de regulación GRE111PO.

Electroválvula 112EM para presurizar los distintos circuitos de la estación hidráulica por medio de la bomba de regulación GRE112PO.

Electroválvula 511EM

Esta cuenta con dos funciones:

1.- En condiciones normales de operación para recircular el aceite por el intercambiador de calor al estar cerrada la válvula.

2.- Al abrir la válvula recupera el nivel de aceite en el tanque acumulador aire/aceite de la compuerta cilíndrica, dejando de recircularse por el intercambiador de calor y quedando el tanque con una presión de 36.0 bar.

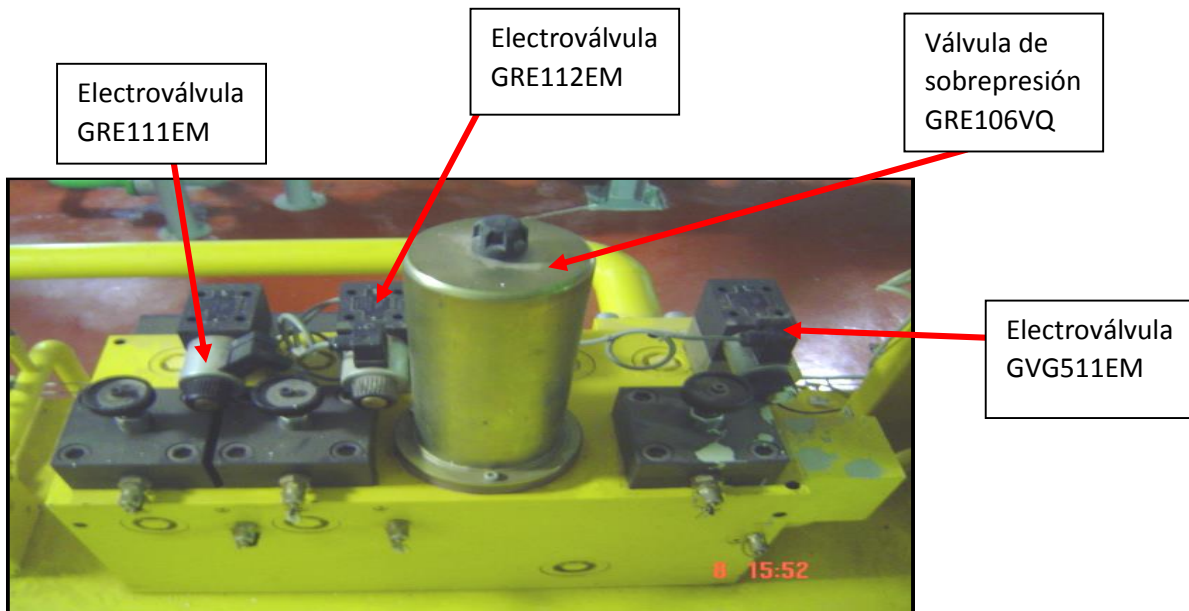


Figura 1.8. Bloque hidráulico para los alabes móviles

Indicador digital de flujo

La estación hidráulica cuenta con un flujómetro digital SRG251MD que mide el gasto de agua que circula por el intercambiador de calor para el aceite del sistema de regulación. Este flujómetro digital se encuentra instalado a la salida del intercambiador GRE101EH

El indicador de nivel GRE110LN nos permite visualizar en el sitio, el nivel de aceite que tiene la estación de aceite del regulador.

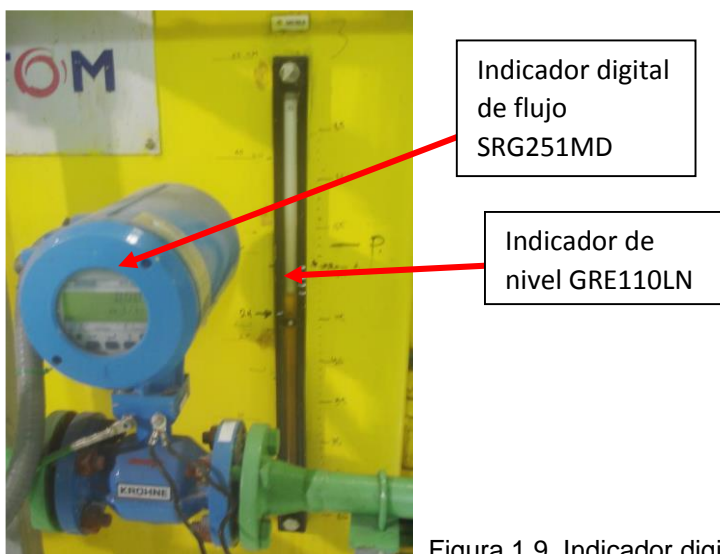


Figura 1.9. Indicador digital de flujo

Filtros dobles

Filtro: Elemento de un sistema por el que se hace circular un fluido para atrapar partículas sólidas que se transportan en el flujo.

Los filtros dobles para el aceite del sistema de regulación, con nomenclatura GRE104FI se encuentran ubicados en el tanque de regulación.

La malla para la retención de partículas es de 10 micras y es lavable. Este filtro es de la marca: Hydac.

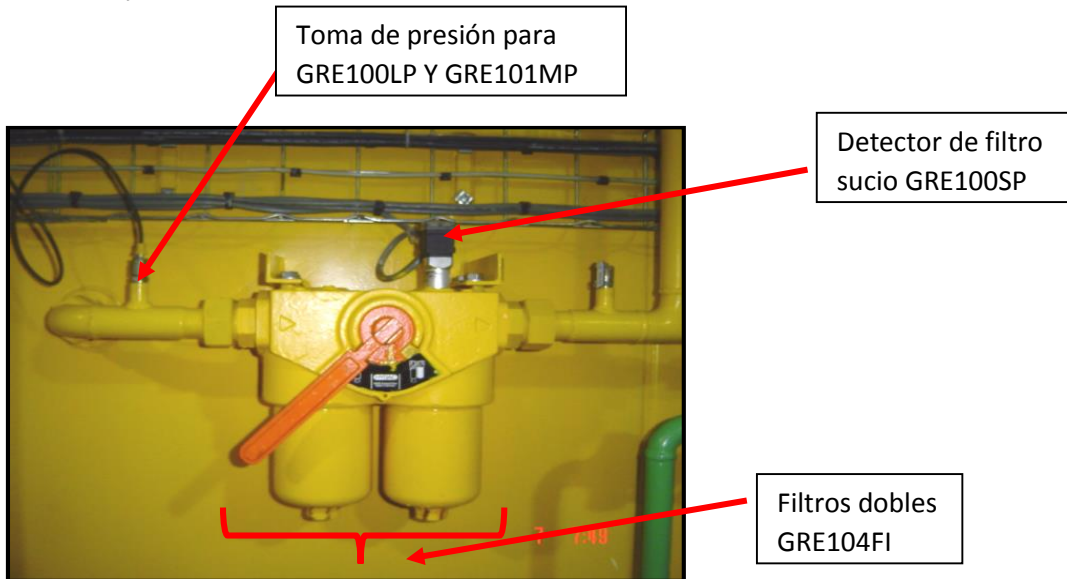


Figura 1.10. Fotografía de los filtros dobles.

Intercambiador de calor

El sistema de regulación cuenta con un refrigerante o intercambiador de calor GRE101EH para el enfriamiento del aceite, ya que al entrar en servicio la estación hidráulica comienza a recircularse el aceite, incrementándose su temperatura.

Cuenta con un termómetro SRG251LT donde se visualiza la temperatura que tiene el agua de salida del intercambiador de calor con un rango de 0 °C a 60 °C.

Funciona a base de serpentines dentro del intercambiador, por los que circula el aceite que es mantenido a una temperatura de 38 °C, acorde a la temperatura del aceite de regulación que se visualiza en el manómetro GRE100LT.

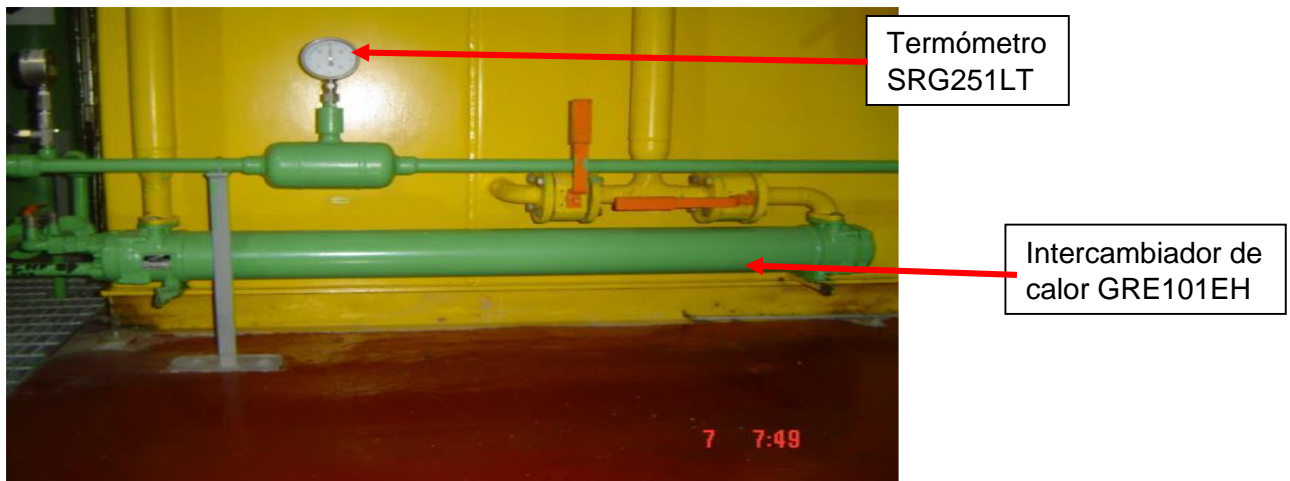


Figura 1.11. Intercambiador de calor del sistema de regulación

Manómetros del refrigerante o intercambiador de calor

El refrigerante o intercambiador GRE101EH, cuenta con dos manómetros con la siguiente nomenclatura SRG251LP y SRG252LP, los cuales se utilizan para ver la presión en la tubería de agua a la entrada y a la salida del intercambiador respectivamente.

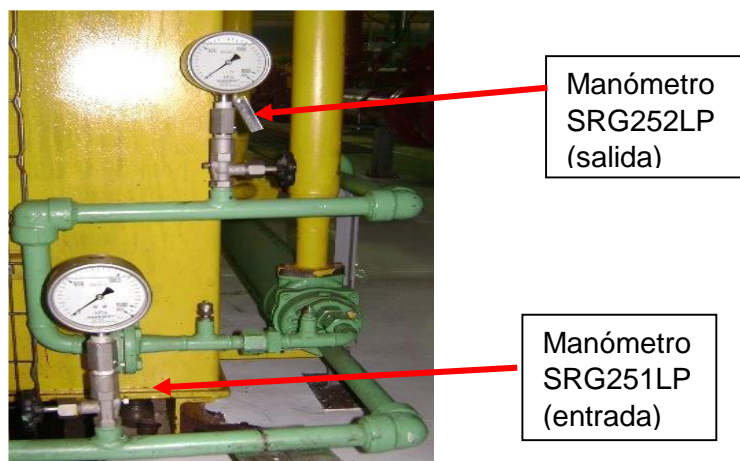


Figura 1.12. Manómetros de presión de entrada y salida de agua

1.5 PROBLEMAS A RESOLVER

El sistema regulador de velocidad, es el encargado de mantener los giros de la turbina de forma constante, y dentro de los parámetros establecidos. Por tal motivo es necesario asegurarse de que dicho sistema se encuentre trabajando en óptimas condiciones.

En la central hidroeléctrica Ing. Manuel Moreno Torres, últimamente se han presentado problemas en los intercambiadores de calor, del sistema de regulación de velocidad en las unidades de la segunda etapa, debido al aumento alarmante en la temperatura en el aceite de regulación. Este incremento de temperatura, acarrea como consecuencia la pérdida en las propiedades del aceite como son: aumento en su densidad y disminución en su viscosidad. Además, de que puede ser la causa de daños en los elementos mecánicos que conforman el sistema de regulación como son: problemas ocasionados por fatiga mecánica y degradación del sistema de enfriamiento debido a problemas de transferencia de calor.

Uno de los principales problemas que se han presentado durante el periodo de mi residencia profesional, es que el intercambiador de calor del sistema de regulación de las unidades de la segunda etapa, que es un intercambiador de coraza y tubos, agua/aceite, que por configuración se encuentra ubicado en la cañería de descarga de la válvula de ajuste afuera del depósito y por lo cual el aceite debe realizar una recirculación hacia afuera del depósito para pasar por dicho sistema de enfriamiento, y al llegar a taparse la válvula que se encarga de dejar pasar el aceite, este ya no realiza dicho recorrido debidamente, provocando con esto un incremento en la temperatura de dicho aceite.

Estos sobrecalentamientos pueden incluso afectar, el buen funcionamiento de toda la unidad, por lo que el problema fundamental a resolver es el de tratar de hacerle un ajuste con la ayuda de otro intercambiador o quizás buscar también el remplazo de este tipo de intercambiador de calor, comparándolo con el intercambiador de calor del sistema de regulación de las unidades de la primera etapa, podemos tomar como una opción de remplazo a los intercambiadores de calor de la primera etapa ya que estos, aún no han presentado este tipo de problemas.



Figura 1.13. Intercambiador de calor del sistema de regulación de velocidades

1.6 ALCANCES Y LIMITACIONES

Alcances:

- Dentro de los alcances de este proyecto de residencia profesional, se encuentra el de diseñar el tipo de intercambiador de calor con las características necesarias, para mantener el aceite a una temperatura aceptable de trabajo, y que proporcione un adecuado funcionamiento al sistema de regulación de velocidades para las unidades de la segunda etapa, de la C.H. Ing. Manuel Moreno Torres y/o corroborar la posible adaptación del serpentín de Cupro-Níquel, que es empleado en el sistema de regulación de velocidades en las unidades de la primera etapa. Y de esta manera realizar un posible reemplazo del actual sistema de enfriamiento.

- Se pretende dar a conocer las ventajas en cuanto al funcionamiento del nuevo intercambiador de calor, en base a un análisis en transferencia de calor, para poder considerar un futuro reemplazo de este sistema de enfriamiento, y de esta manera incrementar la disponibilidad de las unidades generadoras.

Limitaciones

- En cuanto a las limitaciones de este proyecto, podemos hablar básicamente acerca de las dificultades que pueden surgir al buscar la adaptación del sistema de enfriamiento, que originalmente fue diseñado para el sistema de regulación de velocidades en las unidades de la primera etapa, pues son equipos que cuentan con medidas y características de diseño establecidas, con el propósito de cumplir las necesidades de dicho sistema.
- En caso de no tener éxito en la adaptación y en cuanto a las características necesarias para mantener el aceite a una temperatura idónea de trabajo con el sistema de enfriamiento ya existente, se procedería al rediseño de un nuevo intercambiador de calor, siendo en este caso el costo el principal limitante.
- El análisis térmico de este proyecto es aplicable únicamente, para el depósito de regulación de las unidades de la segunda etapa.

CAPITULO 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) 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. 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.

2.3 ELEMENTOS QUE CONFORMAN LA TURBINA:

2.3.1 Carcasa espiral

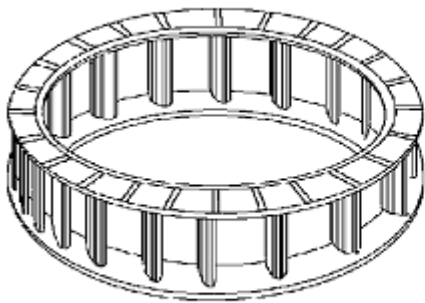
Está constituida por la unión sucesiva de una serie de placas de acero en forma de virolas tronco-cónicas. Esta disposición se conoce como el caracol de la turbina, en el que, debido a su diseño, se consigue que el agua circule con velocidad aparentemente constante y sin formar torbellinos, evitándose 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.



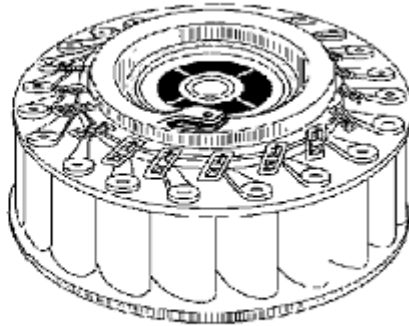
Figura 2.1. Fotografía de una carcasa espiral.

2.3.2 Distribuidor

El distribuidor está formado por un determinado número de alabes móviles, cuyo conjunto constituye un anillo que está situado concéntricamente y entre las mismas cotas en altura que el antedistribuidor, siendo en definitiva camino continuado del agua en su recorrido hacia el centro de la turbina. Su función es la de distribuir, regular o cortar totalmente, el caudal de agua que fluye hacia el rodete.



a) Antedistribuidor



b) Distribuidor

Figura 2.2. Representación del distribuidor y antedistribuidor.

2.3.3 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 al anillo de mando o volante de distribución, concéntrico con el eje de la turbina.

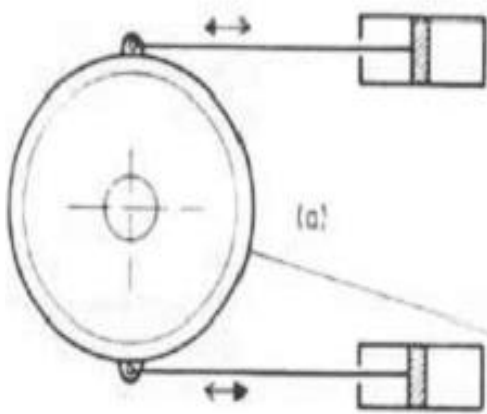


Figura 2.3. Diagrama y fotografía de un servomotor.

2.3.4 Rodete

Se trata de la pieza fundamental donde se obtiene la energía mecánica. Consta de un núcleo central, alrededor del cual se encuentra dispuesto un número determinado de alabes, en este caso son 17 álabes equidistantes para unidades de la primera etapa, y 24 álabes equidistantes para unidades de la segunda etapa, repartidos y solidarios al mismo, formando una pieza única en bloque por fundición o soldadura. Mediante 18 bulones de acoplamiento es atornillado a la flecha de la turbina y el momento de torsión es transmitido a través de 18 bujes de acoplamiento.



Figura 2.4. Fotografía de un rodete de una turbina Francis.

2.3.5 Tubo de aspiración

Cuando el agua utilizada para la generación ha entregado su energía al rodete, fluye a través del tubo de succión hacia la galería de desfogue. El tubo de succión se compone de un tubo cónico en la parte superior y continua en la parte inferior en forma de codo con un machón central. Su función es dirigir la masa de agua que sale a través de los álabes del rodete, evitando choques de las mismas entre sí y contra los propios álabes, lo que podría originar torbellinos y otros efectos hidráulicos perjudiciales, que repercutirían desfavorablemente en el rendimiento de la máquina y en su conservación.



Figura 2.5. Fotografía de un tubo de aspiración.

2.3.6 Flecha

La flecha transmite el movimiento desde el 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.



Figura 2.6. Fotografía de una flecha para turbina Francis.

2.4 INTERCAMBIADOR DE CALOR

Son equipos que facilitan el intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a temperaturas diferentes y evitan al mismo tiempo que se mezclen entre sí. En un intercambiador, la transferencia de calor suele comprender convección en cada fluido y conducción a través de la pared que los separa.

“Un intercambiador de calor es un dispositivo que facilita la transferencia de calor de una corriente fluida a otra”

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.

2.4.1 Tipos de intercambiadores de calor según su construcción:

Doble tubo

Es el intercambiador más sencillo, están constituidos por dos tubos concéntricos, un fluido circula por el tubo interior y el otro por el ánulo que queda entre ambos tubos, la transferencia se realiza a través de la pared del tubo interior.

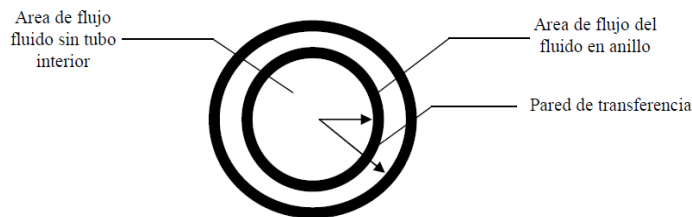


Figura.2.7. vista lateral de un intercambiador de calor de doble tubo.

Dependiendo del sentido del flujo se clasifica en flujo paralelo y flujo contracorriente, este intercambiador junto con sus respectivos perfiles de temperaturas se muestra en la siguiente figura:

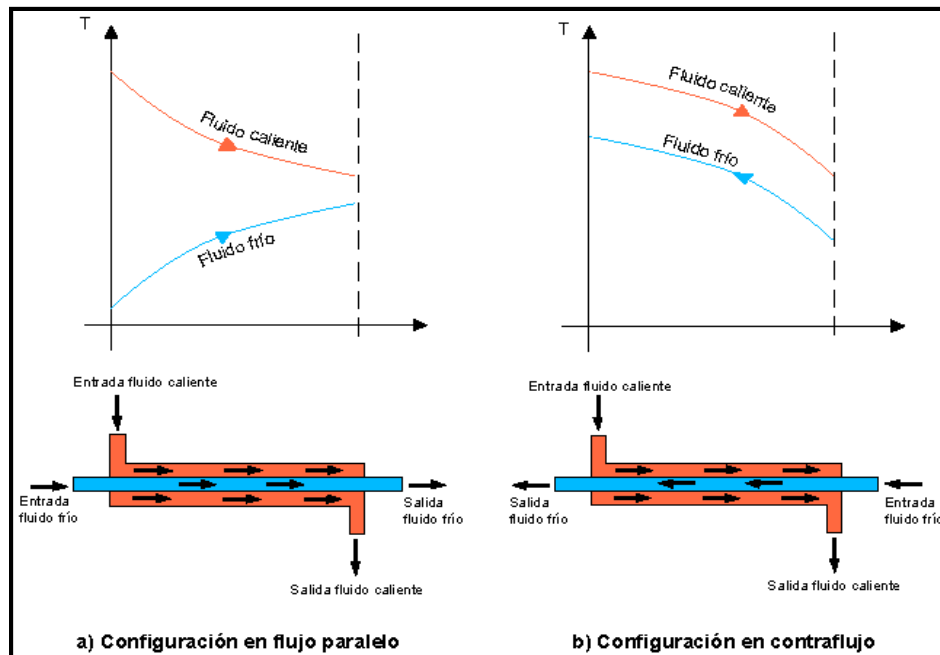
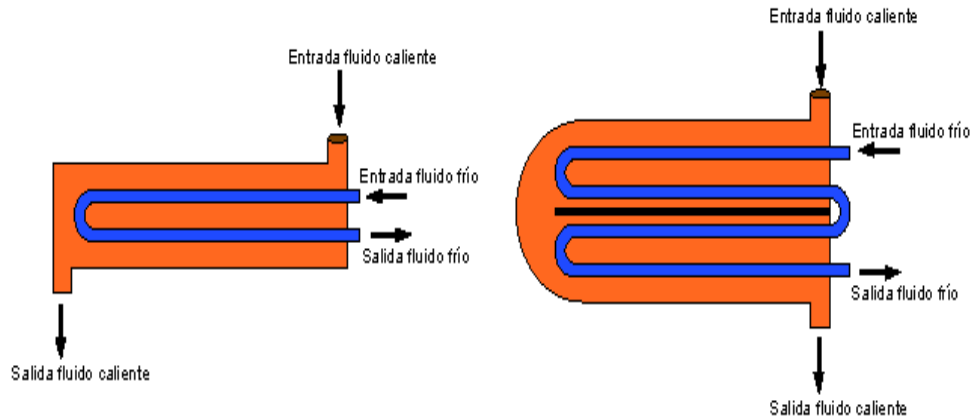


Figura 2.8. Configuraciones de flujo en Intercambiadores de doble tubo.

Carcasa y tubo

Es el intercambiador más comúnmente usado en la industria. En este intercambiador un fluido circula por el interior de los tubos, mientras el otro es forzado a través de la carcasa y sobre el exterior de los tubos. Para asegurar que el fluido por el lado de la carcasa fluya a través de los tubos e induzca una mayor transferencia de calor, se colocan deflectores o placas verticales.



a) 1 PASO POR EL CASCO - 2 PASOS POR LOS TUBOS b) 2 PASOS POR EL CASCO - 4 PASOS POR LOS TUBOS

Figura 2.9. Intercambiadores de carcasa y tubos.

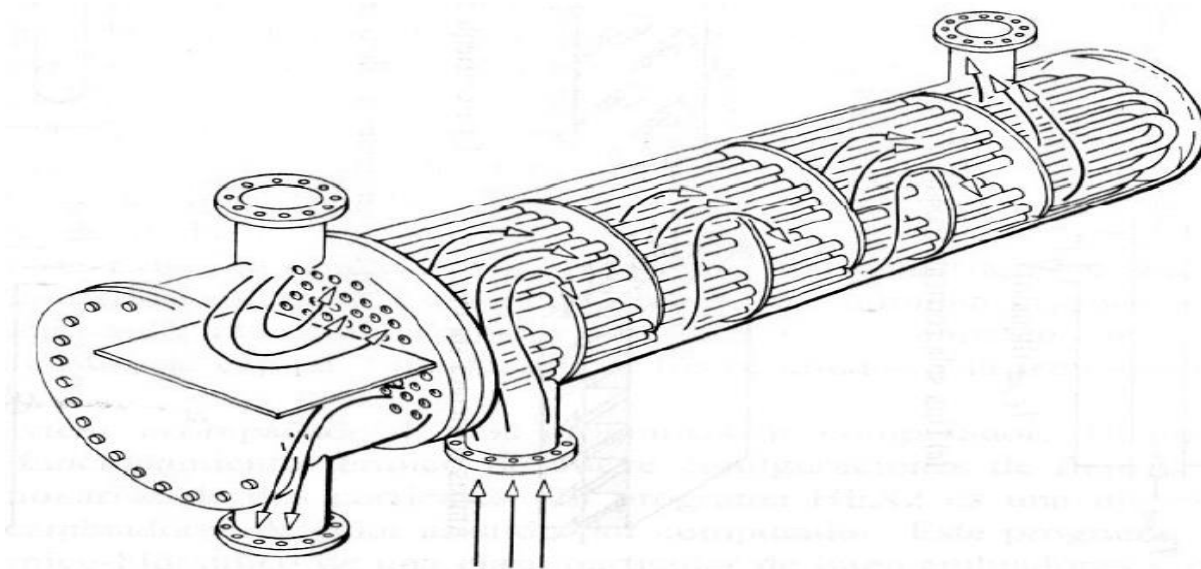


Figura. 2.10. Intercambiador de coraza y tubos de dos pasos por tubos y un paso por coraza.

En la práctica, un gran número de tubos se colocan en una coraza para formar lo que se conoce como intercambiador de coraza y tubos, como se observa en la Fig. 210. El intercambiador de coraza y tubos se usa más frecuentemente para líquidos y para altas presiones. El primer paso por tubos se efectúa en flujos paralelos y el segundo en flujo a contracorriente.

Compactos

El intercambiador de calor de tipo placa, consiste en varias placas separadas por juntas en lugar de tubos para separar a los dos fluidos caliente y frío, y resulta más adecuado para gases a baja presión, esta configuración también se conoce como intercambiador de corrientes paralelas.

Los líquidos calientes y fríos se alternan entre cada uno de las placas y los bafles dirigen el flujo del líquido entre las placas. Ya que cada una de las placas tiene un área superficial muy grande, las placas proveen un área extremadamente grande de transferencia de térmica a cada uno de los líquidos. Por lo tanto, un intercambiador de placa es capaz de transferir mucho más calor con respecto a un intercambiador de carcasa y tubos con volumen semejante, esto es debido a que las placas proporcionan una mayor área que la de los tubos.

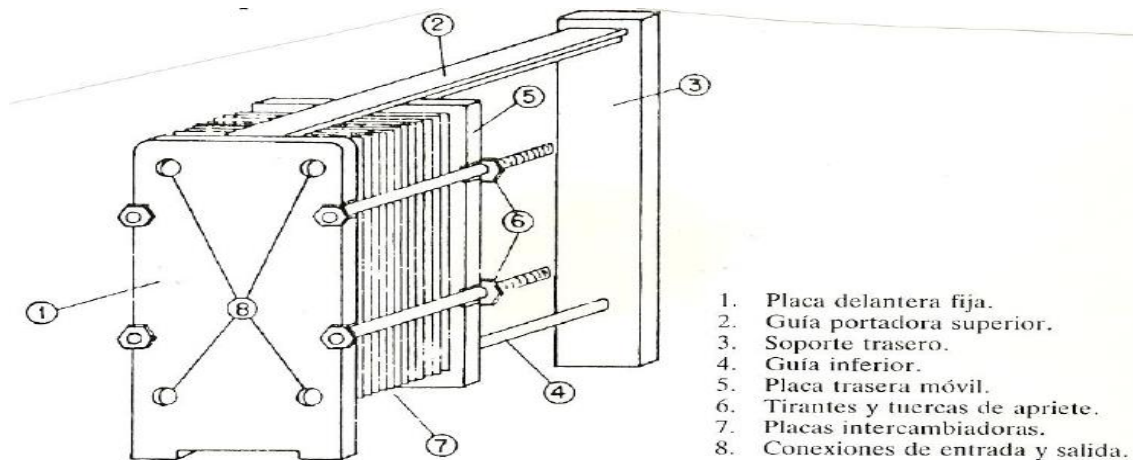


Figura 2.11. Intercambiador de calor tipo placa.

2.4.2 Tipos de intercambiadores de calor según su operación

Flujo paralelo.

Como se ilustra en la fig. 2.12, existe un flujo paralelo cuando el flujo interno o de los tubos y el flujo externo o de la coraza ambos fluyen en la misma dirección. En este caso, los dos fluidos entran al intercambiador por el mismo extremo y presentan una diferencia de temperatura significativa. Como el calor se transfiere del fluido con mayor temperatura hacia el fluido de menor temperatura, las temperaturas de los fluidos se aproximan la una a la otra, es decir tratan de alcanzar el equilibrio térmico entre ellos.

Debe quedar claro que el fluido con menor temperatura nunca alcanza la temperatura del fluido más caliente.

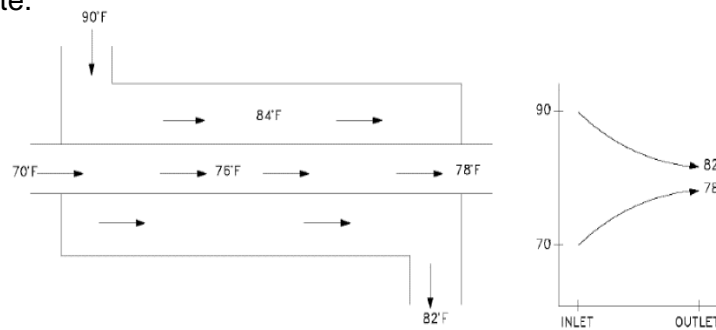


Figura 2.12. Intercambiador de calor de flujo paralelo.

Contraflujo

Como se ilustra en la fig. 2.13, se presenta un contraflujo cuando los dos fluidos fluyen en la misma dirección pero en sentido opuesto. Cada uno de los fluidos entra al intercambiador por diferentes extremos. Ya que el fluido con menor temperatura sale en contraflujo del intercambiador de calor en el extremo donde entra el fluido con mayor temperatura, la temperatura del fluido más frío se aproximará a la temperatura del fluido de entrada.

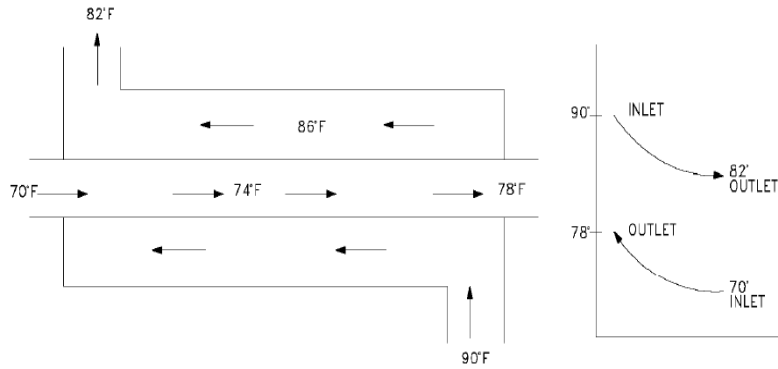


Figura 2.13. Intercambiador de contraflujo

Flujo cruzado

En la figura 2.14 se muestra como en el intercambiador de calor de flujo cruzado uno de los fluidos fluye de manera perpendicular al otro fluido, esto es, uno de los fluidos pasa a través de tubos mientras que el otro pasa alrededor de dichos tubos formando un ángulo de 90°. Los intercambiadores de flujo cruzado son comúnmente usado donde uno de los fluidos presenta cambio de fase y por tanto se tiene un fluido pasado por el intercambiador en dos fases bifásico.

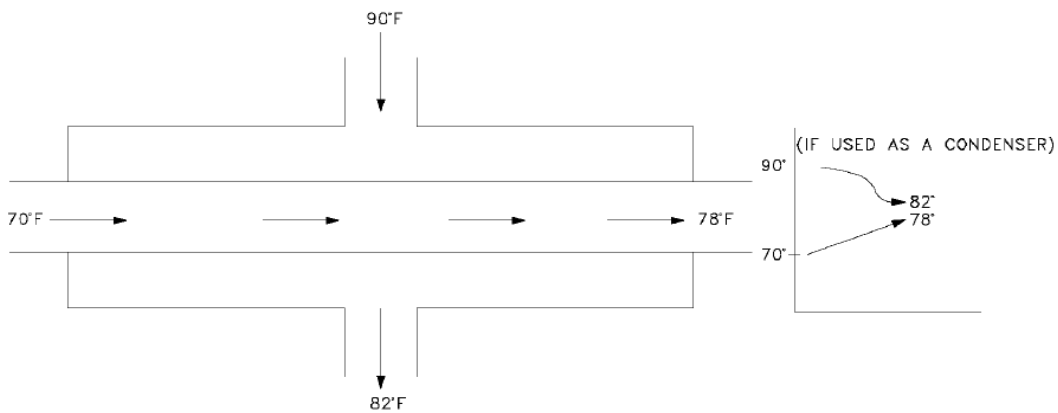


Figura 2.14. Intercambiador de calor de flujo cruzado.

2.5 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.

2.5.1 Transmisión de calor por conducción

La conducción es la forma que tiene lugar la transferencia de energía a escala molecular. Cuando las moléculas de un sólido absorben energía térmica, vibran sin desplazarse, aumentando la amplitud de la vibración conforme aumenta el nivel de energía. Ésta vibración se transmite de unas moléculas a otras sin que tenga desplazamiento alguno.

El matemático francés Joseph Fourier dio una expresión, que hoy en día se conoce como la ley de Fourier de la conducción del calor. La cual dice que la velocidad de conducción de calor a través de un medio depende de la configuración geométrica de este, su espesor y el material de que este hecho así como de la diferencia de temperatura a través de él.

$$\frac{Q_{cond}}{A} = \frac{\partial T}{\partial x} \quad \text{ecuación ... (2.1)}$$

Cuando se inserta la constante de proporcionalidad obtenemos la siguiente expresión.

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{\partial T}{\partial x} \quad \text{ecuación ... (2.2)}$$

Donde:

Q_{cond} = Rapidez de transferencia de calor

$\frac{\partial T}{\partial x}$ = Gradiente de temperatura en la dirección del flujo de calor

K = Constante de conductividad térmica del material

A = Área de transferencia de calor

El signo menos se inserta para satisfacer el segundo principio de la termodinámica, es decir, el calor deberá fluir hacia abajo en la escala de temperatura.

2.5.1.1 Conductividad térmica

La conductividad térmica k 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 $\left[\frac{W}{m \cdot ^\circ C}\right]$					
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. Constante de conductividad térmica de algunos materiales

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

2.5.2 Transferencia de calor por convección

Cuando un fluido circula en contacto con un sólido, por ejemplo por el interior de una tubería, existiendo una diferencia de temperaturas entre ambos, tiene lugar un intercambio de calor. Esta transmisión de calor se debe al mecanismo de convección.

El calentamiento y enfriamiento de gases y líquidos son los ejemplos más habituales de transmisión de calor por convección. Dependiendo si el flujo es provocado artificialmente o no, se distinguen dos tipos: convección forzada y convección libre (convección natural). A pesar de la complejidad de la convección, se observa que la rapidez de la transferencia de calor por convección es proporcional a la diferencia de temperatura.

La transferencia de calor por convección se expresa por la ley de enfriamiento de Newton:

$$Q_{conv} = hA(T_s - T_{\infty}) \quad \text{ecuación ... (2.3)}$$

Donde:

h = Coeficiente de transferencia de calor por convección

A = Área del cuerpo en contacto con el fluido

T_s = Temperatura en la superficie del cuerpo

T_{∞} = Temperatura del fluido.

El coeficiente de transferencia de calor por convección h no es una propiedad del fluido. Es un parámetro que se determina en forma experimental y cuyo valor depende de todas las variables que influyen sobre la convección, como la configuración geométrica de la superficie, la naturaleza del movimiento del fluido, las propiedades de este y la velocidad masiva del mismo.

2.5.2.1 Relaciones empíricas y prácticas para transferencia de calor por Convección forzada

Se dice que se trata de una convección forzada cuando el fluido es forzado a fluir sobre la superficie por medios externos como un ventilador, una bomba o el viento.

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.

El flujo turbulento 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-Boelter:

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^n \quad \text{ecuación ... (2.4)}$$

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.

$$n \quad \left\{ \begin{array}{l} 0.4 \text{ para calentar el fluido.} \\ 0.3 \text{ para enfriar el fluido.} \end{array} \right.$$

Cuando la diferencia de temperaturas entre el fluido y la pared es muy grande, puede ser necesario utilizar un factor de corrección para tomar en cuenta las viscosidades diferentes cerca de la pared y en el centro del tubo.

2.5.2.2 Relaciones empíricas para transferencia de calor por convección natural

En convección natural el flujo resulta solamente de la diferencia de temperaturas del fluido en la presencia de una fuerza gravitacional. La densidad de un fluido disminuye con el incremento de temperatura. En un campo gravitacional, dichas diferencias en densidad causadas por las diferencias en temperaturas originan fuerzas de flotación.

Por lo tanto, en convección natural las fuerzas de flotación generan el movimiento del fluido. Sin una fuerza gravitacional la convección natural no es posible.

El número adimensional de Grashoff caracteriza la convección natural, y es el cociente entre las fuerzas de flotación y las fuerzas de viscosidad, de la forma:

$$Gr = \frac{g\beta(T_w - T_\infty)d^3}{\nu^2} \quad \text{ecuación ... (2.5)}$$

Donde:

g = campo de fuerza exterior, gravedad, (9.8 m/s²)

β = Coeficiente volumétrico de expansión térmica (K⁻¹)

T_w = Temperatura del tubo exterior

T_∞ = Temperatura del fluido

d = diámetro exterior del tubo

ν = viscosidad cinemática del fluido

Pr = Número de Prandtl.

En la convección natural se tiene un parámetro llamado coeficiente volumétrico de expansión térmica. Este coeficiente define la variación del volumen cuando se cambia la temperatura, es decir, la expansión de las partículas para tener convección natural. Y se define de la siguiente manera:

$$\beta = \frac{1}{T} \quad \text{ecuación (2.6)}$$

Donde β es el coeficiente volumétrico de expansión térmica (K^{-1}) y T es la temperatura absoluta promedio entre la pared y el fluido.

2.6 FLUJOS LAMINAR Y TURBULENTO

El flujo en un tubo puede ser laminar o turbulento, dependiendo de las condiciones del mismo, si el flujo sigue líneas suaves de corrientes y un movimiento intensamente ordenado como consecuencia, es laminar a velocidades bajas, pero se vuelve turbulento cuando las fluctuaciones de la velocidad y el movimiento son intensamente desordenados, conforme se incrementa la velocidad más allá de un valor crítico. La transición de flujo laminar a turbulento no ocurre de manera repentina, más bien se presenta sobre algún intervalo de velocidad, donde el flujo fluctúa entre laminar y turbulento antes de volverse por completo turbulento. La mayor parte de los flujos en tubos que se encuentran en la práctica son turbulentos. El flujo laminar se encuentra cuando fluidos intensamente viscosos, como los aceites, fluyen en tubos de diámetros pequeños o pasos angostos.

2.6.1 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.

El número de Reynolds permite predecir el carácter turbulento o laminar en ciertos casos.

Valores del número de Reynolds en conductos:

$Re < 2300$	flujo laminar
$2300 \leq Re \leq 10\ 000$	flujo de transición
$Re > 10\ 000$	flujo turbulento

Para el flujo en un tubo circular, el número de Reynolds se define como:

$$Re = \frac{\text{Fuerzas de inercia}}{\text{Fuerzas viscosas}} = \frac{\rho v_m D}{\mu} = \frac{v_m D}{\nu} \text{ ecuación ... (2.7)}$$

Donde:

v_m = velocidad media del fluido

D = diámetro de la tubería a través de la cual circula el fluido

ρ = densidad del fluido

μ = viscosidad dinámica

$\nu = \frac{\mu}{\rho}$ viscosidad cinemática del fluido

2.6.2 Número de Nusselt

La mayor parte de los fluidos, en especial los líquidos, se transportan en tubos circulares. Esto se debe a que los tubos con sección transversal circular pueden soportar grandes diferencias de presión entre el interior y el exterior sin sufrir distorsión.

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:

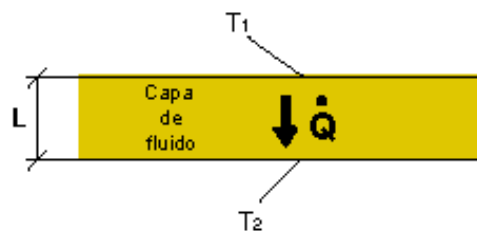


Figura 2.15 Flujo de fluidos en tubos.

En general el número de Nusselt se representa mediante la siguiente expresión:

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

Donde L_c es la longitud característica. Y para un tubo circular, el número de Nusselt es determinado a partir de la ecuación:

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

Donde D es el diámetro interior del tubo, h es el coeficiente de conductividad de calor por convección y k la conductividad térmica del material.

2.6.3 Número de Prandtl

El número adimensional de Prandtl es una medida del crecimiento relativo de las capas límite térmica y de la velocidad, 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.

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

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.

2.7 COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR TOTAL EN UN INTERCAMBIADOR.

Por lo común un intercambiador de calor está relacionado con dos fluidos que fluyen separados por una pared sólida. En primer lugar, 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 hacia el fluido frío de nuevo por convección.

A continuación se muestra la red de resistencias térmicas asociada con este proceso de transferencia de calor.

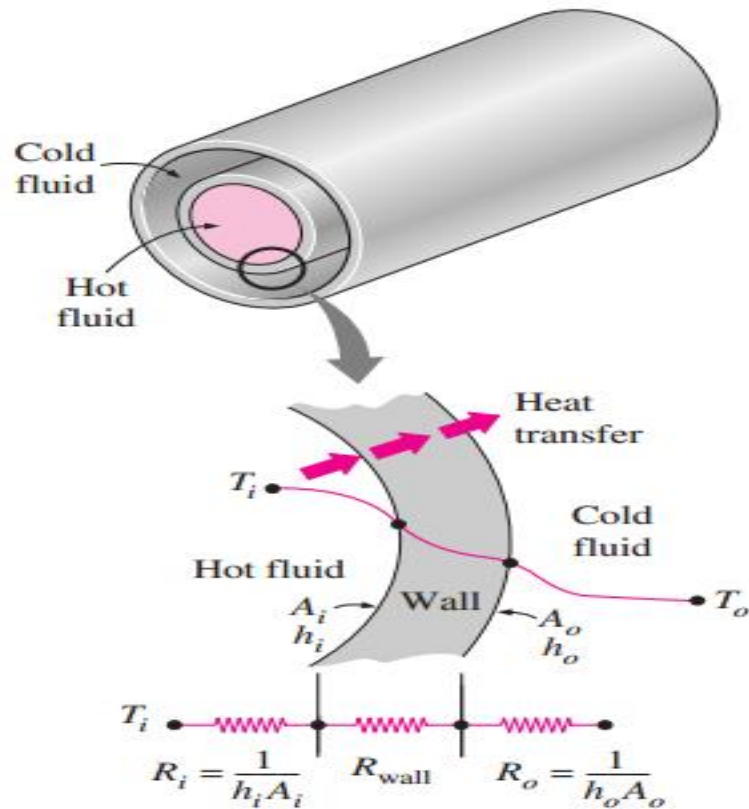


Figura. 2.16 red de resistencia térmicas asociadas a la transferencia de calor

Para un intercambiador de calor de tubo doble, se tiene, $A_i = \pi D_i L$ y $A_o = \pi D_o L$ por lo tanto:

$$R_{pared} = \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi kL} \dots \dots (2.11)$$

Entonces la resistencia térmica total queda:

$$R_{total} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o} \dots \dots (2.12)$$

Donde:

A_i = Área de la superficie interior de la pared

A_o = Área de la superficie exterior de la pared

h_i = Coeficiente de película interior

h_o = Coeficiente de película exterior

En el análisis de los intercambiadores de calor resulta conveniente combinar las resistencias térmicas en una sola y expresar la velocidad de la transferencia de calor como sigue:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = UA \Delta T = U_i A_i \Delta T = U_o A_o \Delta T \dots (2.13)$$

En donde U es el coeficiente de transferencia de calor total, cuya unidad es $\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$, la cual es idéntica a la unidad del coeficiente de convección común, h . Cancelando ΔT , la ecuación queda:

$$\frac{1}{UA_t} = R = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o} \dots (2.14)$$

En el caso de que la pared del tubo interior sea lo suficientemente delgada $A_i = A_o = A$ y si la conductividad térmica del material es alta, la resistencia térmica debido a la conducción es despreciable, entonces la ecuación para el coeficiente de transferencia de calor total se simplifica para quedar:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} = \frac{1}{h_o} \dots (2.15)$$

2.8 METODO DE LA DIFERENCIA MEDIA LOGARÍTMICA DE TEMPERATURA.

Es la diferencia de temperatura entre la superficie y el fluido en la admisión y la salida del tubo, respectivamente. Se obtiene al seguir el rastro del perfil real de temperaturas del fluido a lo largo del tubo y es una representación exacta de la diferencia de temperatura promedio entre el fluido y la superficie. En verdad refleja el decaimiento exponencial de la diferencia de temperatura local.

Con el fin de desarrollar una relación para la diferencia de la temperatura promedio equivalente entre los dos fluidos considérese el intercambiador de tubería doble y flujo paralelo. En la figura 2.17 puede notarse que la diferencia de temperatura ΔT entre los fluidos caliente y frio es grande en la entrada del intercambiador, pero disminuye en forma exponencial hacia la salida.

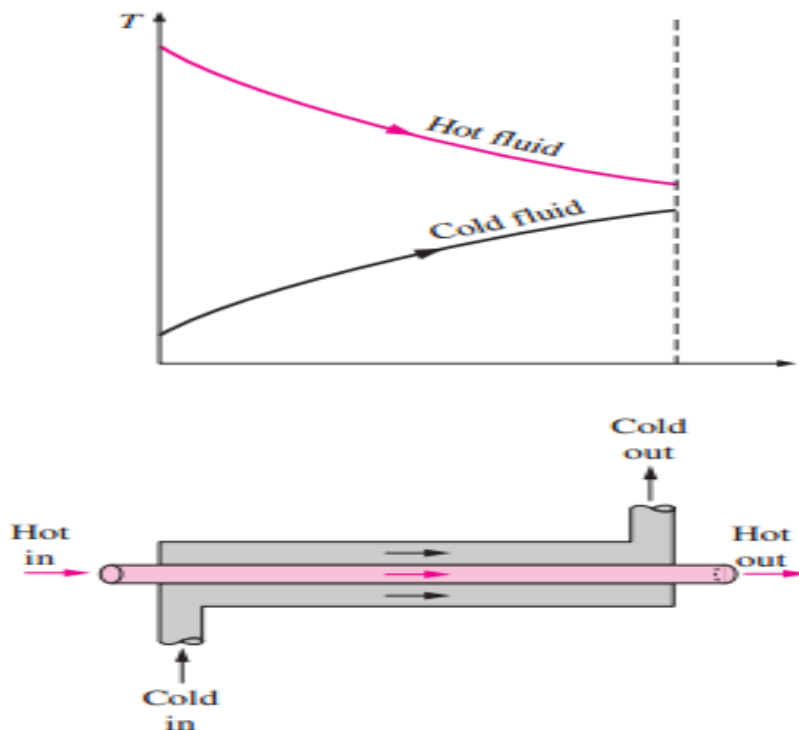


Figura 2.17 Variación de la temperatura de los fluidos en un intercambiador de calor

Para calcular la transferencia de calor en este arreglo de tubería doble se utiliza:

$$q = UA\Delta T_m \quad \text{ecuación ... (2.16)}$$

Donde:

U = Coeficiente de transferencia de calor total

A = Área para transferencia de calor

ΔT_m = Diferencia de temperatura media a través del intercambiador de calor.

Para el intercambiador de calor de flujo paralelo que se ve en la figura 2.18 b), el calor transferido a través de un elemento de área dA puede escribirse como:

$$dq = -\dot{m}_h C_h dT_h = \dot{m}_c C_c dT_c \quad \text{ecuación ... (2.17)}$$

Donde los subíndices h y c designan, respectivamente, los fluidos calientes y frío. El cambio de temperatura del fluido caliente es una cantidad negativa y, por consiguiente, se añade un signo negativo.

Para hacer que la velocidad en la transferencia de calor sea una cantidad positiva se despejan las ecuaciones antes dadas:

$$dT_h = \frac{-dq}{\dot{m}_h C_h} \quad \text{ecuación ... (2.18)}$$

$$dT_c = \frac{-dq}{\dot{m}_c C_c} \quad \text{ecuación ... (2.19)}$$

Al restar la segunda de la primera se obtiene:

$$dT_h - dT_c = d(T_h - T_c) = -dq \left(\frac{1}{\dot{m}_h C_h} + \frac{1}{\dot{m}_c C_c} \right) \quad \text{ecuación ... (2.20)}$$

La velocidad de la transferencia de calor en la sección diferencial del intercambiador también podría expresarse como:

$$dq = U(T_h - T_c)dA \quad \text{ecuación ... (2.21)}$$

Resolviendo para dq de la ecuación (2.21) y sustituyendo en la ecuación (2.20) se obtiene:

$$\frac{d(T_h - T_c)}{T_h - T_c} = -U \left(\frac{1}{\dot{m}_h C_h} + \frac{1}{\dot{m}_c C_c} \right) dA \quad \text{ecuación ... (2.22)}$$

Al hacer la integración desde la entrada del intercambiador hasta su salida tenemos:

$$\ln \frac{T_2 - T_2}{T_1 - T_1} = -UA \left(\frac{1}{\dot{m}_h C_h} + \frac{1}{\dot{m}_c C_c} \right) \quad \text{ecuación ... (2.23)}$$

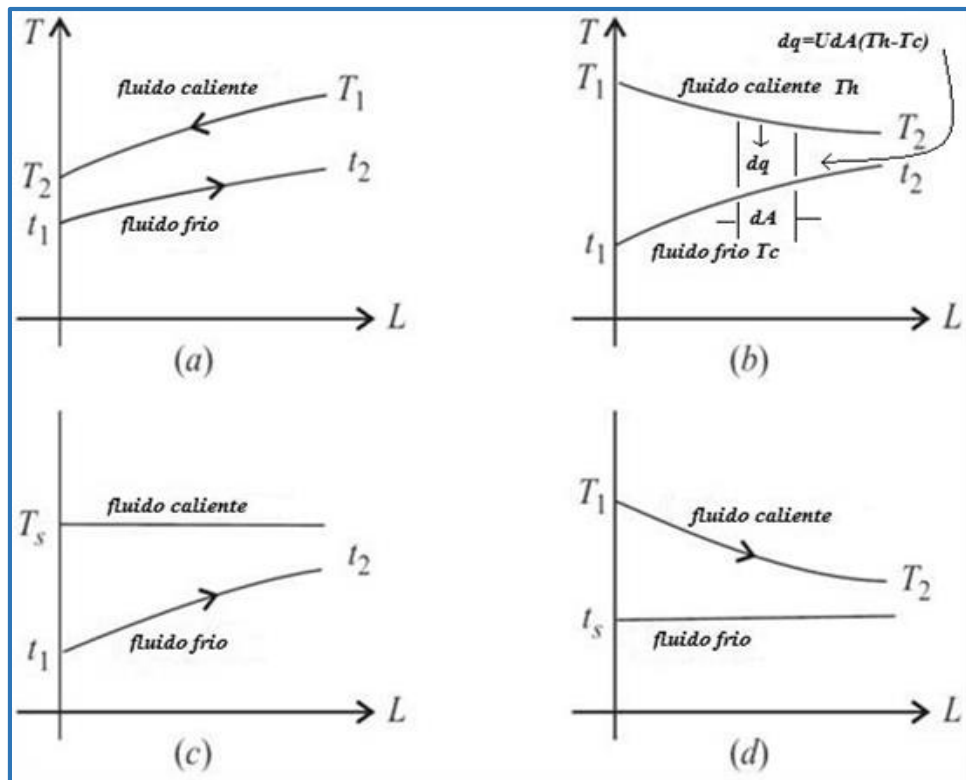


Figura 2.18. Arreglos básicos para los cuales la diferencia de temperatura media logarítmica se puede encontrar. (a) contraflujo; (b) flujo paralelo; (c) fuente con temperatura constante y receptor con incremento de temperatura; (d) temperatura constante en el receptor y fuente con temperatura en decremento.

De la ecuación (2.17), 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:

$$m_h C_h = \frac{q}{T_1 - T_2} \quad \text{ecuación ... (2.24)}$$

$$m_c C_c = \frac{q}{T_1 - T_2} \quad \text{ecuación ... (2.25)}$$

Sustituyendo estas relaciones en la ecuación (2.23), obtenemos:

$$q = UA \frac{(T_1 - T_1)(T_2 - T_2)}{\ln[(T_1 - T_1)(T_2 - T_2)]} \quad \text{ecuación ... (2.25)}$$

Comparando la ecuación (2.25) con la ecuación (2.16), vemos que la diferencia de la temperatura media es el agrupamiento de términos entre corchetes, por lo tanto:

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

$$\Delta T_m = \frac{(T_1 - T_1) - (T_2 - T_2)}{\ln[(T_1 - T_1)/(T_2 - T_2)]} \quad \text{ó} \quad \Delta T_m = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln[(\Delta T_1)/(\Delta T_2)]} \quad \text{ecuación ... (2.26)}$$

Los valores de ΔT_1 y ΔT_2 son diferentes dependiendo si la configuración es en flujo paralelo o contraflujo:

a) En caso de flujo paralelo: $\Delta T_1 = T_{h,ent} - T_{c,ent}$ y $\Delta T_2 = T_{h,sal} - T_{c,sal}$

b) En caso de contraflujo: $\Delta T_1 = T_{h,ent} - T_{c,sal}$ y $\Delta T_2 = T_{h,sal} - T_{c,ent}$

Donde:

$T_{h,ent}$ = Temperatura de entrada del fluido caliente

$T_{h,sal}$ = Temperatura de salida del fluido caliente

$T_{c,ent}$ = Temperatura de entrada del fluido frío

$T_{c,sal}$ = Temperatura de salida del fluido frío

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.

La relación para la diferencia de temperatura media logarítmica ΔT_m desarrollada con anterioridad sólo se limita a los intercambiadores de flujo paralelo o a contraflujo.

Si se emplea un intercambiador de calor distinto del de doble tubería, la transferencia de calor se calcula utilizando un factor de corrección F que se aplica a la Diferencia de Temperatura Media Logarítmica para un dispositivo de doble tubería a contracorriente con las mismas temperaturas fría y caliente para el fluido. La ecuación (2.16) de la transferencia de calor adopta, la forma:

$$\dot{q} = U A \Delta T_m F \quad \text{ecuación ... (2.27)}$$

Para un intercambiador de flujo cruzado y uno de casco y tubos de pasos múltiples, el factor de corrección es menor que la unidad $F \leq 1$, el valor límite de $F=1$ corresponde al intercambiador a contraflujo.

CAPITULO 3. PROCEDIMIENTO Y DESCRIPCION DE LAS ACTIVIDADES REALIZADAS

3.1 Procedimiento y actividades realizadas

Durante el periodo de mi residencia profesional realice, diversas actividades en la C.H. Ing. Manuel Moreno Torres, para lograr los objetivos que se plantearon al inicio de este proyecto de residencia.

El primer día de la residencia llevamos un curso de inducción acerca de seguridad industrial, para posteriormente dar un recorrido por casa de máquinas, con el objetivo de conocer la ubicación de cada uno de los pisos que la conforman, así como las principales rutas de evacuación.

Para llevar un debido control en los avances de cada una de las actividades de mi proyecto de residencia, realice un cronograma de actividades, donde se indica el periodo de tiempo propuesto antes de comenzar y el tiempo real, para la realización de cada una de las actividades.

ACTIVIDAD		SEMANAS														
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
RECONOCIMIENTO DEL AREA Y DEL EQUIPO CON EL QUE SE VA TRABAJAR	P															
	R															
RECOPIACION DE INFORMACION TECNICA, PLANOS, ETC.	P															
	R															
ANALISIS Y REALIZACION DE CALCULOS PARA EL DISEÑO DEL SISTEMA AUXILIAR DE ENFRIAMIENTO	P															
	R															
VERIFICACION DE RESULTADOS OBTENIDOS	P															
	R															
CULMINACION Y ENTREGA DEL PROYECTO DE RESIDENCIA	P															
	R															

Figura 3.1 Cronograma de actividades

En el cronograma de actividades de la figura 3.1, podemos ver el tiempo en semanas en que se realizaron cada una de las actividades, cabe aclarar que el tiempo real que se dedicó diariamente para la elaboración de este proyecto, consto de tres horas por día, siendo un total de quince horas por cada semana.

El resto del tiempo fue empleado para el reconocimiento de la central en general, así como de cada una de las actividades que se realizan en el departamento mecánico, adquiriendo con esto una gran experiencia laboral, y cumpliendo con los tiempos establecidos para la terminación de este proyecto.

Descripción de las actividades que se realizaron:

- **Reconocimiento del área y del equipo de trabajo:** es fundamental conocer cada uno de los equipos que se encuentran en esta central, ya que son equipos de alto riesgo, y con una mala acción pueden provocar un grave accidente, con pérdidas materiales, incluso humanas.
- **Recopilación de información técnica:** es muy importante obtener la información adecuada y necesaria, para tener antecedentes y fundamentos, en la elaboración de los cálculos y con esto lograr los objetivos del proyecto en base a esta información.
- **Análisis y realización de cálculos:** es la manera de fundamentar los resultados obtenidos, mediante este análisis matemático se pueden dar respuestas al problema establecido.
- **Verificación de resultados obtenidos:** esto se realiza con la ayuda de los asesores, ya que en conjunto se revisan tanto el procedimiento y los resultados obtenidos durante la elaboración del proyecto, para posteriormente hacer las correcciones que sean necesarias.
- **Culminación y entrega del proyecto:** se refiere a la entrega del informe de residencia profesional, en el cual, el trabajo se encuentra totalmente terminado y corregido.

CAPITULO 4. MEMORIA DE CÁLCULO

4.1 Características del intercambiador de calor

Para realizar los cálculos debemos conocer algunos parámetros del intercambiador de calor.

DATOS	
Material del serpentín	Cupro-Níquel
Diámetro exterior del tubo del serpentín	25mm
Diámetro interior del tubo del serpentín	21 mm
Longitud del serpentín	37 m
Área de transferencia de calor del serpentín	2.906 m ²
Área transversal del serpentín	0.00034636 m ²
Temperatura de entrada del agua en el intercambiador GR101EH	24.8 °C
Temperatura de salida del agua en el intercambiador GR101EH	28.8 °C
Temperatura del aceite dentro del depósito de Regulación	34.4 °C
Caudal de entrada del agua, en el intercambiador GR101EH	0.0003527 m ³ /seg = 0.3527 lts/seg
Velocidad del agua en el interior de intercambiador	1.0183 m/s

Tabla 4.1. Características del intercambiador de calor

Para calcular el área transversal del serpentín:

$$A = \frac{\pi d_i^2}{4} \dots(4.1) \quad \text{Entonces:} \quad A = \frac{\pi(0.021)^2}{4} = 0.00034636 \text{ m}^2$$

Para calcular el área de transferencia de calor del serpentín

$$A = \pi d_o L \dots(4.2) \quad \text{Entonces:} \quad A = \pi(0.025)(37) = 2.906 \text{ m}^2$$



Figura 4.1. Intercambiador de calor a adaptar.

4.2 Propiedades del agua a temperatura media

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

$$T_m = \frac{(T_s + T_e)}{2} \dots (4.3) \quad \text{Por lo tanto:} \quad T_m = \frac{(28.8 + 24.8)}{2} = 26.8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Densidad	$\rho = 995.77891 \text{ kg/m}^3$
Viscosidad dinámica	$\mu = 8.577747 \times 10^{-4} \text{ kg/m}\cdot\text{s}$
Conductividad térmica	$k = 0.6142108 \text{ W/m}^\circ\text{C}$
Número de Prandtl	$Pr = 5.8329$
Calor específico	$C_p = 4.1788 \text{ KJ/kg}^\circ\text{C}$

Tabla 4.2. Propiedades del agua

4.3 Cálculo del flujo másico del agua

Es la magnitud que expresa la variación de la masa en el tiempo cuya expresión en la siguiente:

$$\dot{m} = \rho \vec{u} A = \rho \vec{u} \left(\frac{\pi d_i^2}{4} \right) \dots (4.4)$$

Metiendo valores en la ecuación (4.4):

$$\dot{m} = 995.77891 \frac{Kg}{m^3} * 1.0183 \frac{m}{s} * 0.00034636 m^2 = 0.3512 kg/s$$

Donde:

$$\dot{m} = \text{Flujo másico } (kg/s)$$

$$\rho = \text{Densidad del fluido } (kg/m^3)$$

$$\vec{u} = \text{Velocidad del fluido } (m/s)$$

$$A = \text{Área transversal del tubo}$$

4.4 Cálculo de las propiedades del aceite

Se calculan las propiedades del aceite hidráulico Mobil Oil DTE Heavy Medium (ISO 68) a través de valores de la (tabla 4.3). Obtenida a partir de una investigación en la Web (Ver anexo B). Se calcula la viscosidad dinámica a partir de la expresión:

$$\mu = \nu \rho \dots (4.5)$$

Dónde: ν es la viscosidad cinemática y ρ es la densidad del aceite.

Propiedad	Temperatura	Unidades
Viscosidad cinemática	40 °C	65.1 cst 0.651 stokes 0.651 x 10 ⁻⁴ m ² /s
Densidad	15 °C	0.87 kg/L 870 kg/m ³
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 4.3. Propiedades del aceite hidráulico Mobil Oil DTE Heavy Medium (ISO 68)

Entonces la viscosidad dinámica del aceite de acuerdo a la ecuación (4.5) 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 (ISO 68) no se encuentra directamente en la tabla. Entonces procedemos a calcular dicho parámetro a partir de la ecuación:

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} \dots (2.10)$$

Sustituyendo datos en la ecuación:

$$Pr = \frac{(1.67 \times 10^3 \text{ J}/\text{kg} \cdot \text{°C})(0.056637 \text{ kg}/\text{m} \cdot \text{s})}{(0.13583 \text{ W}/\text{m} \cdot \text{°C})} = 696.34$$

El coeficiente de expansión volumétrico es calculado a partir de la ecuación (2.6):

$$\beta = \frac{1}{\left[\frac{(T_w + T_\infty)}{2} + 273\right]} = \frac{1}{\left[\frac{(26.8 \text{ °C} + 34.4 \text{ °C})}{2} + 273\right]} = 0.00329 \text{ K}^{-1}$$

4.5 Diseño del intercambiador de calor

Se puede calcular el flujo de calor que atraviesa la tubería a partir de la ecuación:

$$\dot{q} = U A \Delta T_m F \quad \text{ecuación ... (2.27)}$$

Donde:

U = Coeficiente de transferencia de calor total

A = Área para transferencia de calor

ΔT_m = Diferencia de temperatura media a través del intercambiador de calor.

F = Factor de corrección

4.6 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.

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:

$$U = Rt^{-1} \dots (4.6)$$

Donde:

$$U = \frac{1}{\left[\frac{1}{A_i h_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{A_o h_o} \right]} \dots (4.7)$$

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

$$\frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi k L} = 0 \quad \text{Entonces la ec. (4.7) queda así:} \quad U = \frac{1}{\left[\frac{1}{A_i h_i} + \frac{1}{A_o h_o} \right]} \dots (4.8)$$

Para calcular h_i se utilizan las propiedades del agua:

$$h_i = \frac{Nu k}{d_i} \dots (2.9)$$

4.7 Número de Reynolds en el interior de los tubos

El número de Reynolds permite predecir el carácter turbulento o laminar en ciertos casos.

$Re < 2300$	flujo laminar
$2300 \leq Re \leq 10\ 000$	flujo de transición
$Re > 10\ 000$	flujo turbulento

$$Re = \frac{\text{Fuerzas de inercia}}{\text{Fuerzas viscosas}} = \frac{\rho v_m D}{\mu} = \frac{v_m D}{\nu} \text{ ecuación ... (2.7)}$$

Donde:

v_m = velocidad media del fluido

D = diámetro de la tubería a través de la cual circula el fluido

ρ = densidad del fluido

μ = viscosidad dinámica

$\nu = \frac{\mu}{\rho}$ viscosidad cinemática del fluido

Sustituyendo los datos respectivos en la ecuación (2.7), el número de Reynolds será:

$$Re = \frac{\left(995.77891 \frac{kg}{m^3}\right)(1.0183 m/s)(0.021 m)}{(8.577747 \times 10^{-4} kg/m \cdot s)} = 24,824.74$$

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

4.8 Coeficiente de transferencia de calor en el interior del tubo

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. Para determinar el número de Nusselt en flujos turbulentos completamente desarrollados dentro de tubos lisos se utiliza la ecuación (2.4) de Dittus y Boelter:

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^n \dots (2.4)$$

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

Sustituimos los valores del número de Reynolds y el número de Prandtl y tenemos:

$$Nu = 0.023(24\ 824.74)^{0.8}(5.8329)^{0.4} = 152.7529$$

Despejamos el coeficiente de transferencia de calor de acuerdo a la ecuación (2.9) y sustituyendo los respectivos valores tenemos que es:

$$h_i = \frac{Nu\ k}{d_i} = \frac{(152.7529)(0.6142108\ W/m.^{\circ}C)}{0.021\ m} = 4\ 467.737\ \frac{W}{m^2.^{\circ}C}$$

Después de calcular el coeficiente de transferencia de calor convectivo interior ahora se determina el coeficiente de transferencia de calor exterior.

4.9 Coeficiente de transferencia de calor en el exterior de los tubos

A lo largo del texto encontramos, expresiones para calcular el número de Nusselt dependiendo de las condiciones que se tienen para convección libre. Algunos ejemplos se muestran en la tabla siguiente:

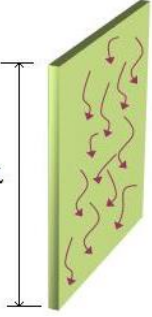


<p><i>Placa plana vertical</i></p>		$Nu_L = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{\left[1 + (0.492 / Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$
<p><i>Cilindro horizontal</i></p>		$Nu_d = \left\{ 0.60 + \frac{0.387 Ra_d^{1/6}}{\left[1 + (0.559 / Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad Ra_d \leq 10^{12}$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

$$Nu = \left\{ 0.60 + \frac{0.387 Ra^{1/6}}{\left[1 + (0.559 / Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad \text{Para } Ra \leq 10^{12} \quad (4.9)$$

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

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad \dots (4.10)$$

Dónde: Gr es en el número adimensional de Grashof, es el cociente entre las fuerzas de flotación y las fuerzas de viscosidad:

$$Gr = \frac{g\beta(T_w - T_\infty)d^3}{\nu^2} \quad \dots (4.11)$$

Donde g es la fuerza de gravedad (9.8 m/s^2), β es el coeficiente volumétrico de expansión térmica (K^{-1}), T_w es la temperatura del tubo exterior, T_∞ es la temperatura del aceite dentro del tanque sumidero, d es el diámetro exterior del tubo serpentín, ν es la viscosidad cinemática del aceite.

Sustituir los valores obtenidos, se calcula el número Grashof a partir de la ecuación (4.11):

$$Gr = \frac{(9.81 \text{ m/s}^2)(0.00329 \text{ K}^{-1})(307.4 \text{ K} - 299.8 \text{ K})(0.025 \text{ m})^3}{(0.651 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s})^2} = 904.35$$

Con la ecuación (4.10) calculamos el número de Rayleigh:

$$Ra = (904.35)(696.34) = 6.2973 \times 10^5$$

Sustituyendo datos en la ecuación (4.9) se calcula el número de Nusselt:

$$Nu = \left\{ 0.60 + \frac{(0.387)(6.2973 \times 10^5)^{1/6}}{[1 + (0.559/696.34)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 = 17.3377$$

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:

$$h_o = \frac{Nu \cdot k}{d_o} = \frac{(17.3377)(0.135837 \text{ W/m} \cdot \text{°C})}{(0.025 \text{ m})} = 94.204 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

A partir de la ecuación (4.8) y considerando además que el área exterior e interior del tubo son iguales se calcula la resistencia térmica utilizando la siguiente expresión:

$$U = \frac{1}{\left[\frac{1}{A_i h_i} + \frac{1}{A_o h_o} \right]} = \frac{1}{\left[\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \right] \frac{1}{A}} = \frac{A}{\left[\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \right]} \quad (4.12)$$

Sustituyendo los valores de h_i y h_o previamente calculados:

$$U = \frac{A}{\left[\frac{1}{4467.737} + \frac{1}{94.204} \right] \frac{m^2 \cdot \text{°C}}{W}} = 92.25869 \frac{W}{m^2 \cdot \text{°C}}$$

4.10 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.

En base a las temperaturas de aceite y agua, el inciso (c) de la figura 2.18 es el correspondiente para nuestro análisis. Para ello, se consideran las temperaturas de entrada y salida de ambos fluidos:

Donde:

Para el intercambiador que tiene temperatura constante, $T_s = T_1 = T_2$, y la temperatura del receptor se incrementa.

$$\Delta T_m = \frac{(t_2 - t_1)}{\ln[(T_s - t_1)/(T_s - t_2)]} \dots (4.13)$$

$$T_s = 34.4 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_1 = 24.8 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_2 = 28.8 \text{ }^\circ\text{C}$$

Donde:

T_s = temperatura dentro del tanque sumidero

t_1 = temperatura de entrada del agua

t_2 = temperatura de salida del agua del serpentín

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación se tiene:

$$\Delta T_m = \frac{(28.8 - 24.8)}{\ln[(34.4 - 24.8)/(34.4 - 28.8)]} = 7.42119 \text{ }^\circ\text{C}$$

4.11 Cálculo del factor de corrección de las temperaturas

Para determinar este factor de ajuste de temperaturas es necesario utilizar la gráfica de factor de corrección, F , el cual requiere el cálculo de R y P con las siguientes relaciones:

$$R = \frac{Th_i - Th_o}{Tc_o - Tc_i} \dots \dots (4.14)$$

$$P = \frac{Tc_o - Tc_i}{Th_i - Tc_i} \dots \dots (4.15)$$

Donde:

Th_i = temperatura de entrada del fluido caliente

Th_o = temperatura de salida del fluido caliente

Tc_i = temperatura de entrada del fluido frío

Tc_o = temperatura de salida del fluido frío

Según la gráfica de factor de corrección F del Anexo C

$$F = 1.0$$

4.12 Cálculo de transferencia de calor total

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

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

$$\dot{q} = \left(92.25869 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right) (2.906 m^2)(1)(7.42119 ^\circ C)$$

$$\dot{q} = 1989.64889 W$$

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

A continuación se presenta la (tabla 4.5), la cual contiene valores diferentes, para diámetros tanto interior, como exterior; de la tubería del intercambiador de calor, y así mismo se indica la longitud necesaria para que dicho intercambiador de calor cumpla con las condiciones de trabajo, con las que actualmente se encuentra operando el sistema de regulación, también se puede apreciar la cantidad de calor que se transferirá, en dichos sistemas de enfriamiento, dependiendo esta, de las dimensiones que se deseen tomar.

Vemos que en esta (tabla 4.5), se encuentran los datos del intercambiador de calor para el enfriamiento del aceite en el depósito del sistema de regulación de la primera etapa, y podemos apreciar que si puede cumplir con las condiciones operativas del sistema de regulación de velocidades de las unidades de la segunda etapa. Entonces con este cálculo realizado, se puede deducir que es factible la posibilidad de realizar el cambio en el sistema de enfriamiento para mantener la temperatura de este aceite en un rango de operación óptimo, si así lo desea la empresa, aunque podemos ver que existen más posibilidades en cuanto a dimensiones para el diseño del mismo intercambiador.

d_i (m)	d_o (m)	L (m)	$h_i(W/m^2 \cdot ^\circ C)$	$h_o(W/m^2 \cdot ^\circ C)$	\dot{q} (W)
0.006	0.01	92.5	5554.6514	184.4052	3849.09586
0.011	0.015	61.6666667	4920.49	139.4604	2924.7
0.016	0.02	46.25	4637.5194	111.2089	234029399
0.021	0.025	37	4467.737	94.204	1989.64889
0.026	0.03	30.8333333	4210.50133	91.60968	1933.48988
0.031	0.035	26.4285714	4081.88363	90.312521	1905.41037
0.036	0.04	23.125	3953.26573	89.01536	1877.33081
0.041	0.045	20.5555556	3824.64783	87.7182	1849.25125
0.046	0.05	18.5	3696.03	86.42105	1821.1717

Tabla 4.5. Dimensiones con las que un intercambiador puede cumplir las condiciones de trabajo, del sistema de regulación de la segunda etapa.

RECOMENDACIONES

Antes de realizar alguna modificación al actual sistema de enfriamiento para el aceite del depósito del sistema de regulación, creo que es de vital importancia supervisar detalladamente todos los conductos por donde el aceite de dicho depósito debe realizar su recirculación, así como también las electroválvulas, las cuales direccionan el flujo de aceite para las diversas funciones que realiza en este sistema, para tener la certeza que estos sobrecalentamientos presentados no se deben a causa de dicha recirculación o alguna obstrucción en mencionados dispositivos, o si en la malla de los filtros para este aceite tienen las dimensiones adecuadas y no son causa de alguna obstrucción; ya que se tenga contemplado todos estos aspectos y si los sobrecalentamientos de este aceite aún siguen de manera persistente pues se podría intentar abatir estos sobrecalentamientos quizás con un aumento en el flujo del agua de enfriamiento para este sistema y si esto no resultara conveniente se tendría que recurrir a la elección de algún intercambiador de calor, de los que se presentan en la tabla 4.5, los cuales cumplen con las condiciones de funcionamiento y manteniendo las temperaturas en este sistema en un rango aceptable, además que se eliminaría la circulación del aceite al exterior del depósito ya que se trata de intercambiadores de calor que van sumergidos dentro del dicho depósito, cabe mencionar que las dimensiones de uno de los intercambiadores que se presentan en la tabla anterior, fueron tomadas del sistema de enfriamiento con que cuenta el sistema de regulación para las unidades de la segunda etapa pero a su vez haciendo referencia a las condiciones de trabajo que requiere, o a las que opera el sistema de regulación de la segunda etapa.

CONCLUSIÓN

Con la finalización del proyecto, de residencia profesional el cual fue realizado en la C.H. Ing. Manuel Moreno Torres (Chicoasén), se logró vincular la teoría y los conocimientos adquiridos a lo largo de la carrera, con su aplicación en la práctica, teniendo una mayor comprensión acerca de los problemas reales, que como profesionista nos encontraremos en nuestra vida laboral cotidiana, y de esta forma poder desarrollar de la manera más eficiente el proyecto de residencia profesional, además de adquirir y llevarse un poco de experiencia laboral, al convivir diariamente con problemas y soluciones relacionados a nuestro campo de trabajo.

La información contenida en este trabajo se ordenó, de tal forma que a medida se avance en el estudio no surjan dudas, sobre conceptos o análisis realizados y que el lector tenga una visualización clara y objetiva, del problema planteado y de la solución que se ofrece en el presente proyecto.

Este proyecto de residencia profesional, será de utilidad a la Central Hidroeléctrica ya que este, análisis de transferencia de calor puede sumarse como justificante técnico para el reemplazo, del actual sistema de enfriamiento para el aceite del sistema de regulación de la segunda etapa. Con el presente estudio, se puede 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 regulación y contribuir al funcionamiento óptimo del sistema.

FUENTES DE INFORMACIÓN

- Manual de Funcionamiento del Regulador de Velocidades, C.H. Ing. Manuel Moreno Torres
- Manual de Estación Hidráulica Segunda Etapa, C.H. Ing. Manuel Moreno Torres
- Yunus A. Cengel, Transferencia de Calor, segunda edición, Mc Graw Hill
- J. P. Holman, Transferencia de calor por convección, tr del inglés por Pablo Assas Martínez de Morentín, primera edición, Mc Graw Hill, España, 1998,22 pp.
- J. P. Holman, transferencia de calor, tr por Dr. Raúl Valenzuela M. primera edición, compañía editorial continental, México, 1986.
- Frank P. Incropera y David P. De Witt, fundamentos de transferencia de calor, traducción por Ricardo cruz, cuarta edición, Prentice Hall, México, 1999.
- <http://www.fing.edu.uy/iimpi/academica/grado/tc1/teorico/FormulasCoefConvForzada.pdf>
- <http://www.ibeninson.com.ar/nsite/archivos/Conveccion.pdf>

ANEXOS

Anexo A

Tabla de líquido saturado (Transferencia de Calor. J. P. Holman 6 Ed.)

TABLA A.9 Propiedades del agua (líquido saturado)*									
°F	°C	c_p , kJ/kg·°C	ρ , kg/m ³	μ , kg/m·s	k , W/m·°C	Pr	$\frac{g\beta\Delta T_c}{\mu k}$, 1/m ² ·°C		
32	0	4,225	999,8	$1,79 \times 10^{-3}$	0,566	13,25	$1,91 \times 10^8$		
40	4,44	4,208	999,8	1,55	0,575	11,35	$6,34 \times 10^8$		
50	10	4,195	999,2	1,31	0,585	9,40	$1,08 \times 10^9$		
60	15,56	4,186	998,6	1,12	0,595	7,88	$1,46 \times 10^9$		
70	21,11	4,179	997,4	$9,8 \times 10^{-4}$	0,604	6,78	$1,91 \times 10^9$		
80	26,67	4,179	995,8	8,6	0,614	5,85	$2,48 \times 10^9$		
90	32,22	4,174	994,9	7,65	0,623	5,12	$3,3 \times 10^9$		
100	37,78	4,174	993,0	6,82	0,630	4,53	$4,19 \times 10^9$		
110	43,33	4,174	990,6	6,16	0,637	4,04	$4,89 \times 10^9$		
120	48,89	4,174	988,8	5,62	0,644	3,64	$5,66 \times 10^9$		
130	54,44	4,179	985,7	5,13	0,649	3,30	$6,48 \times 10^9$		
140	60	4,179	983,3	4,71	0,654	3,01	$7,62 \times 10^9$		
150	65,55	4,183	980,3	4,3	0,659	2,73	$8,84 \times 10^9$		
160	71,11	4,186	977,3	4,01	0,665	2,53	$9,85 \times 10^9$		
170	76,67	4,191	973,7	3,72	0,668	2,33	$1,09 \times 10^{10}$		
180	82,22	4,195	970,2	3,47	0,673	2,16			
190	87,78	4,199	966,7	3,27	0,675	2,03			
200	93,33	4,204	963,2	3,06	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	918,6	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	$9,51 \times 10^{-5}$					
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, 1956.

Anexo B

Tabla de propiedades del aceite Mobil DTE Heavy Medium

Mobil DTE Oil Light, Medium, Heavy, Heavy Medium

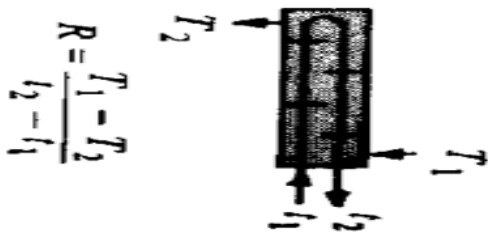
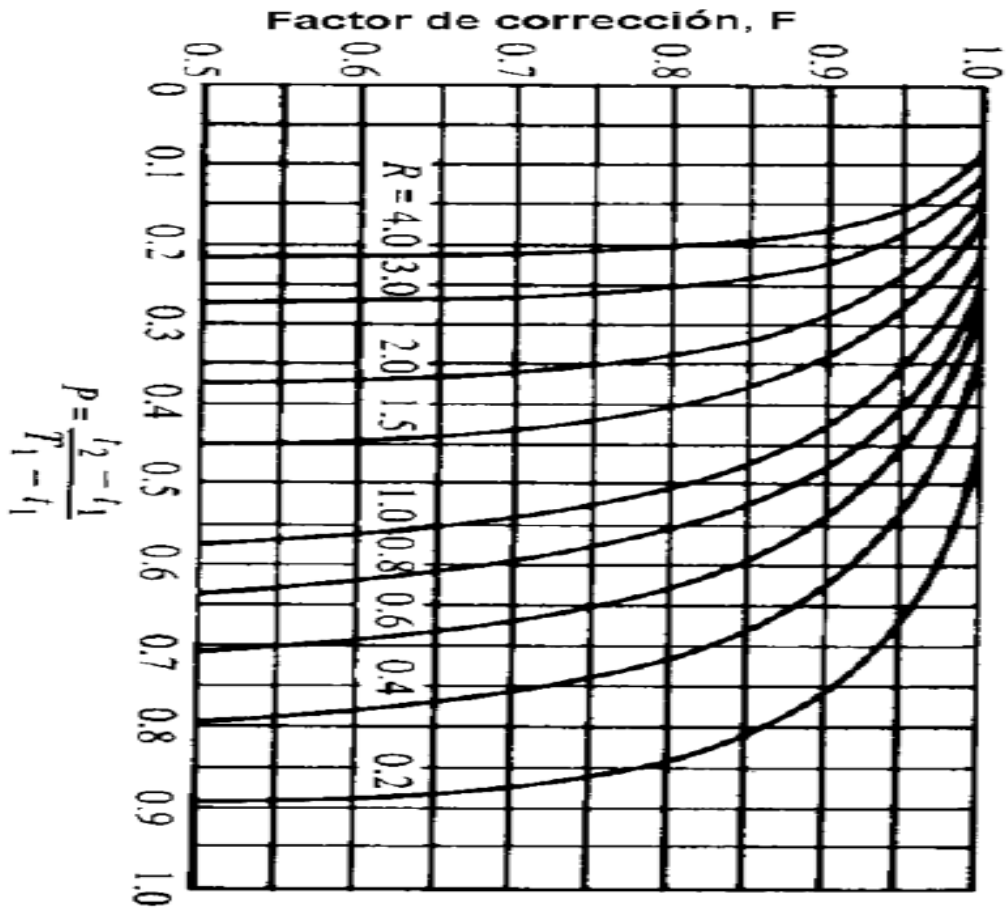


Lubricantes de Desempeño Premium para Circulación

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 Herumbre, 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

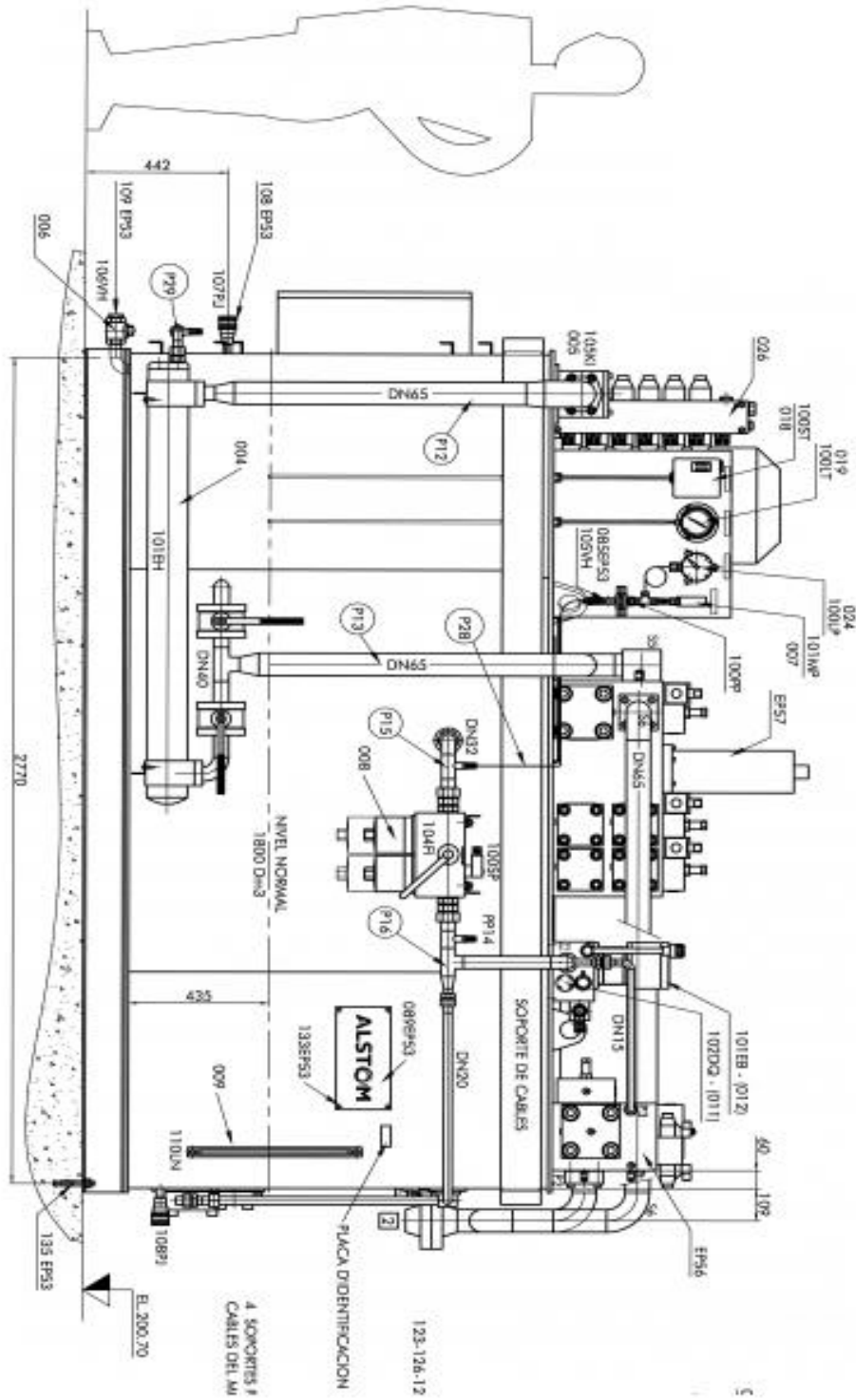
Anexo C

Grafica de factor de corrección



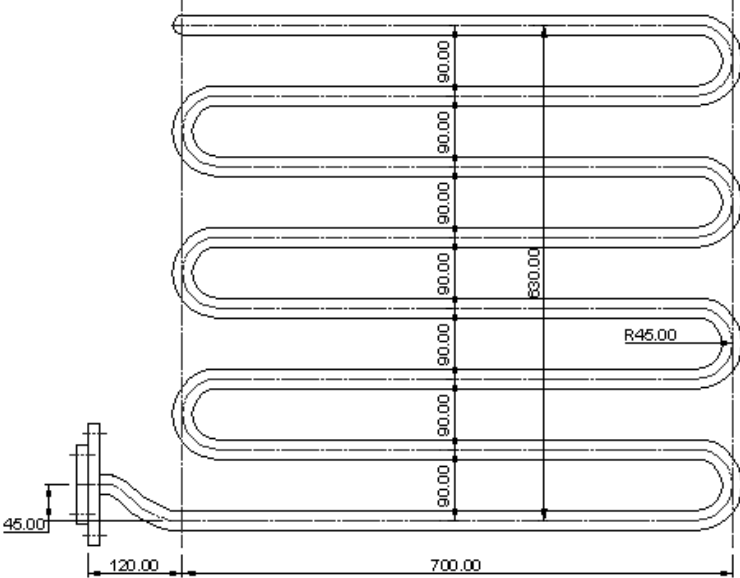
Anexo D

Plano del depósito de aceite del sistema de regulación (Vista lateral)

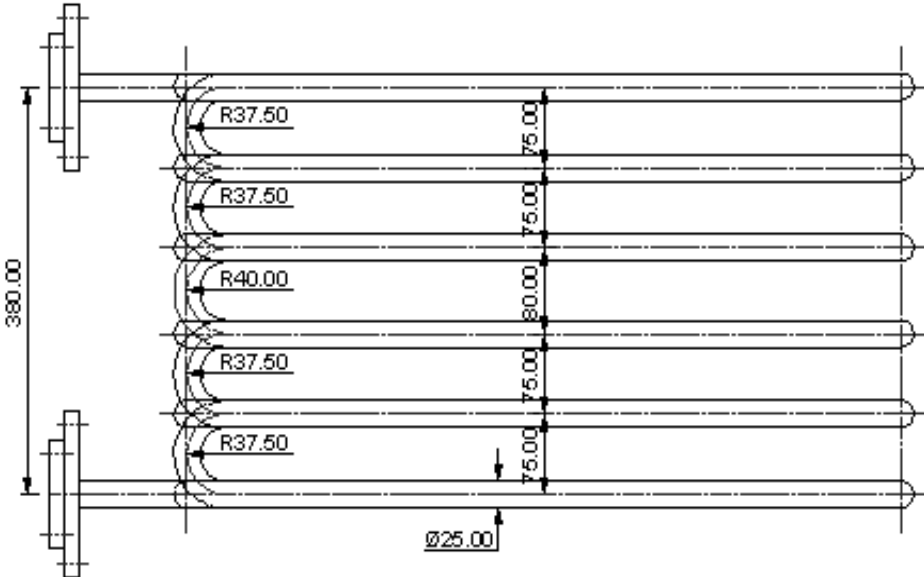


Anexo E

Plano del serpentín de agua de enfriamiento



VISTA SUPERIOR



VISTA LATERAL