

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

ESTUDIO Y CARACTERIZACIÓN DE INTERCAMBIADORES DE CALOR PARA COJINETES DE EMPUJE EN CASA DE MÁQUINAS II EN GURI

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
para optar al Título de Ingeniero Químico.
Por el Br. Jorge M. Rohl Mihelffy

Caracas, Mayo de 2002.

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

ESTUDIO Y CARACTERIZACIÓN DE INTERCAMBIADORES DE CALOR PARA COJINETES DE EMPUJE EN CASA DE MÁQUINAS II EN GURI

TUTOR ACADÉMICO: Prof. Carlos Morales
TUTOR INDUSTRIAL: Prof. Miguel Reyes

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
para optar al Título de Ingeniero Químico.
Por el Br. Jorge M. Rohl Mihelffy

Caracas, Mayo de 2002.

I INTRODUCCIÓN.....	1
II DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA.....	6
2.1 DESCRIPCIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DE LA CENTRAL HIDROELÉCTRICA GURI.....	6
2.2 GENERADOR.....	8
2.2.1 El Eje.....	8
2.2.2 El Rotor.....	8
2.2.3 El Estator.....	9
2.2.4 Cojinete guía superior.....	9
2.2.5 Cojinete combinado.....	9
2.3 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE LUBRICACIÓN Y DE AGUA DE ENFRIAMIENTO.....	12
2.3.1 Sistema de lubricación del cojinete combinado de las unidades impares de Casa de Máquinas II.....	12
2.3.2 Sistema de agua de enfriamiento de las unidades impares de Casa de Máquinas II.....	14
III REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA.....	18
3.1 INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	18
3.2 CLASIFICACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO Y CARCAZA.....	19
3.3 TRANSFERENCIA DE CALOR APLICADA AL DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	24
3.4 BALANCE DE ENERGÍA.....	24
3.5 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	25
3.5.1 Coeficiente de película del lado de la carcasa.....	28

3.5.2 Coeficiente de película del lado interno de los tubos.....	33
3.5.3 Caída de presión dentro de los tubos del intercambiador de calor.....	34
3.6 ANÁLISIS DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	35
3.6.1 Uso de la diferencia media logarítmica.....	35
3.6.2 Método de la eficiencia-NTU.....	38
3.7 CARACTERÍSTICAS GENERALES DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	42
3.8 INSTRUMENTACIÓN.....	43
3.8.1 Medidas de presión.....	44
2.8.2 Medidas de temperatura.....	45
2.8.3 Medidas de caudal.....	49
IV METODOLOGÍA	50
V DESCRIPCIÓN DEL MODELO.....	61
VI DESCRIPCIÓN DEL PROGRAMA.....	63
VII RESULTADOS.....	71
7.1 EFECTO DEL USO DE TUBOS ALETADOS SOBRE LA CAPACIDAD TÉRMICA DEL INTERCAMBIADOR.....	71
7.2 INSTRUMENTACIÓN SELECCIONADA Y DATOS EXPERIMENTALES PARA LA CARACTERIZACIÓN DE LOS IC DEL COJINETE COMBINADO.....	73
7.3 RELACIÓN ENTRE POTENCIA GENERADA POR LA TURBINA Y EL CALOR DISIPADO POR EL COJINETE.....	75
7.4 CORRELACIÓN AJUSTADA DEL COEFICIENTE DE CONVECCIÓN EXTERNO.....	76
7.5 RELACIÓN ENTRE POTENCIA GENERADA POR LA TURBINA Y EL PRODUCTO AU DEL SITEMA DEL METAL DEL COJINETE.....	78
7.6 VALIDACIÓN DEL PROGRAMA DE SIMULACIÓN.....	79

7.7 ANÁLISIS DE SENCIBILIDAD DE PARÁMETROS.....	82
7.1.1 Análisis del aumento del caudal de agua.....	82
7.7.2 Análisis del aumento del ensuciamiento interno de las tuberías.....	86
VIII ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	91
IX CONCLUSIONES.....	96
X RECOMENDACIONES.....	98
XI BIBLIOGRAFÍA	99

LISTA DE FIGURAS

Nº de figura	Título	Pág.
1	<i>Central hidroeléctrica “Raúl Leoni” (EDELCA, Planta Guri)</i>	2
2	<i>Vista transversal de la turbina de la central hidroeléctrica Guri</i>	7
3	<i>Sistema de lubricación del cojinete combinado</i>	13
4	<i>Sistema de enfriamiento del cojinete combinado</i>	15
5	<i>Sistema de enfriamiento de la unidad 19</i>	16
6	<i>Sistema combinado intercambiador de calor–cojinete</i>	17
7	<i>Nomenclatura de intercambiadores de calor de tubo carcaza</i>	21
8	<i>Ilustración y nomenclatura de componentes del intercambiadores de calor de tubo y carcaza AEP según T.E.M.A</i>	23
9	<i>Representación de un tubo aleteado</i>	27
10	<i>Área transversal de flujo lado carcaza para tubos lisos</i>	31
11	<i>Área transversal de flujo lado carcaza para tubos aleteados</i>	31
12	<i>Diámetro equivalente en arreglo triangular</i>	32
13	<i>Intercambiadores de calor de doble tubo</i>	36

14	<i>Deflectores segmentados</i>	43
15	<i>Esquema del modelo utilizado para el análisis del sistema Intercambiador-Cojinete</i>	60
16	<i>Diagrama de flujo del programa</i>	62
17	<i>Página de datos de entrada del programa</i>	64
18	<i>Página de propiedades del agua y del aceite</i>	65
19	<i>Página de Resultados</i>	66
20	<i>Página de análisis del aumento del caudal del agua</i>	67
21	<i>Página de gráficos de análisis del aumento del caudal del agua</i>	68
22	<i>Página de análisis del ensuciamiento de las tuberías</i>	69
23	<i>Página de gráfico del análisis del ensuciamiento de las tuberías</i>	70
24	<i>Calor disipado por el cojinete vs Potencia de la turbina</i>	76
25	<i>Diferencia de los valores del coeficiente de convección externo para cada condición de potencia</i>	78
26	<i>Producto AU en el sistema del cojinete vs Potencia de la turbina</i>	79
27	<i>Validación de la temperatura de salida del agua</i>	80
28	<i>Validación de la temperatura de entrada de aceite</i>	81

29	<i>Validación de la temperatura de salida del aceite</i>	81
30	<i>Validación de la temperatura del metal del cojinete</i>	82
31	<i>Efecto del aumento del caudal de agua en la temperatura de salida del aceite para dos condiciones de carga con tres intercambiadores de calor</i>	83
32	<i>Efecto del aumento del caudal de agua en la temperatura del metal del cojinete para dos condiciones de carga con tres intercambiadores de calor</i>	84
33	<i>Efecto del aumento del caudal de agua en la temperatura de salida del aceite para dos condiciones de carga con cuatro intercambiadores de calor</i>	85
34	<i>Efecto del aumento del caudal de agua en la temperatura del metal del cojinete para dos condiciones de carga con cuatro intercambiadores de calor</i>	85
35	<i>Efecto de la variación del caudal de agua sobre el diferencial de presión de la tubería</i>	86
36	<i>Efecto del ensuciamiento interno en la temperatura de salida del aceite para dos condiciones de carga con tres intercambiadores de calor</i>	87
37	<i>Efecto del ensuciamiento interno en la temperatura del metal del cojinete para dos condiciones de carga con tres intercambiadores de calor</i>	88
38	<i>Efecto del ensuciamiento interno en la temperatura de salida del aceite para dos condiciones de carga con cuatro intercambiadores de calor</i>	89

39	<i>Efecto del ensuciamiento interno en la temperatura del metal del cojinete para dos condiciones de carga con cuatro intercambiadores de calor</i>	89
C1	<i>Variación de la densidad del agua con respecto a la temperatura</i>	114
C2	<i>Variación de la viscosidad del agua con respecto a la temperatura</i>	114
C3	<i>Variación de la conductividad del agua con respecto a la temperatura</i>	115
C4	<i>Variación de la viscosidad del aceite con respecto a la temperatura</i>	115

LISTA DE TABLAS

Nº de Tabla	Título	Pág.
1	<i>Datos geométricos del intercambiador de calor con tubos lisos</i>	10
2	<i>Datos geométricos del intercambiador de calor con tubos aleteados</i>	11
3	<i>Características de los termopares</i>	48
4	<i>Tabla tipo de toma de datos de temperatura y presión para los IC.</i>	58
5	<i>Parámetros característicos de un intercambiador de calor con tubos aleteados y tubos lisos</i>	73
6	<i>Datos recopilados en la unidad 19 durante las pruebas de eficiencia</i>	74
7	<i>Promedio del coeficiente externo teórico y experimental para diferentes condiciones de carga</i>	77
A1	<i>Propiedades físicas del agua y del aceite a caudales nominales</i>	101
D1	<i>Valores experimentales del calor disipado para diferentes condiciones de carga</i>	117
E1	<i>Valores experimentales del caudal y flujo másico experimental para diferentes condiciones de carga</i>	120
F1	<i>Valores de la eficiencia del intercambiador de calor, la unidad de transferencia NTU , el coeficiente global U y el coeficiente externo experimental para diferentes condiciones de carga</i>	125

G1	<i>Valores de la eficiencia del sistema del metal del cojinete, la unidad de transferencia NTU y el producto AU para diferentes condiciones de carga</i>	128
H1	<i>Comparación de datos Experimentales y Teóricos de las temperaturas del agua, aceite y metal del cojinete</i>	130
I1	<i>Temperaturas para 3 IC, calor caudal nominal y tubos limpios</i>	132
I2	<i>Temperaturas para 3 IC, caudal nominal y ensuciamiento interno de los tubos</i>	132
I3	<i>Temperaturas para 4 IC, caudal nominal y ensuciamiento interno de los tubos</i>	132
I4	<i>Temperaturas para 4 ICs, incremento de 33% en el caudal de agua y ensuciamiento interno de los tubos</i>	132

LISTA DE SIMBOLOS

L = Longitud

M = Masa

T = Temperatura

θ = Tiempo

A= Área. [L^2]

Af= Área de la aleta. [L^2]

Ai = Área interior del tubo, [L^2]

Al= Área exterior del tubo libre, [L^2]

Ao = Área exterior del tubo, [L^2]

At = Área exterior total que incluye el área libre del tubo y la aleta, [L^2]

as = Área transversal del flujo por el lado de la carcaza, [L^2]

B = Paso entre los baffles o deflectores, [L]

C = Capacidad calorífica por el flujo másico, [$M \cdot L^2 / \theta^3 \cdot T$]

Cp = Capacidad calorífica, [$L^2 / \theta^2 \cdot T$]

D = Diámetro del tubo, [L]

DI = Diámetro interno de la carcaza, [L]

de = Diámetro equivalente, [L]

df = Diámetro externo de la aleta, [L]

e = Espesor del tubo, [L]

E1= Parámetro de la unidad de transferencia NTU

Et= Espesor del tubo, [L]

f = Factor de ficción.

F = Factor de corrección de la temperatura media logarítmica.

F1= Parámetro de la unidad de transferencia NTU

Gs = Velocidad másica por el lado de la carcaza, [$M / \theta \cdot L^2$]

Gt = Velocidad másica por el lado interno del tubo, [$M / \theta \cdot L^2$]

GWh = Giga vatios por hora, [$M \cdot L^2 / \theta^3$]

h = Entalpía, [$M \cdot L^2 / \theta^2$]

hi = coeficiente de película del lado interno del tubo, [$M / \theta^3 \cdot T$]

h_o = coeficiente de película del lado externo del tubo, $[M/\theta^3 \cdot T]$
 $1/h_i$ = Resistencia de la película laminar del fluido en el interior del tubo, $[\theta^3 \cdot T/M]$
 $1/h_o$ = Resistencia de la película laminar del fluido en el exterior del tubo, $[\theta^3 \cdot T/M]$
 IC= Intercambiador de calor
 Hz = Hertz, $[1/\theta]$
 K = Conductividad térmica, $[M \cdot L/\theta^3 \cdot T]$
 K_t = Conductividad térmica del material del tubo, $[M \cdot L/\theta^3 \cdot T]$
 K_v = Kilo vatio, $[M \cdot L^2/\theta^3]$
 L_f = Altura de la aleta, $[L]$
 L_t = Longitud del tubo de los intercambiadores de calor, $[L]$
 me = Parámetro de conductividad térmica, $[L^{-1}]$
 MTD = Diferencia de temperatura media logarítmica
 MvA = Mega voltio amper, $[M \cdot L^2/\theta^3]$
 MVA = Mega vatios, $[M \cdot L^2/\theta^3]$
 $\dot{m}$ = Flujos másico, $[M/\theta]$
 N_p = Número de pasos por el lado del agua en el intercambiador de calor
 N_t = Número de tubos del intercambiador de calo
 Nu = Número de Nusselt
 P = Parámetro que indica la efectividad del calentamiento-enfriamiento
 Pot = Potencia del eje de la Turbina, $[M \cdot L^2/\theta^3]$
 P_{pr} = Perímetro proyectado, $[L]$
 Pr = Número de Prandtl
 P_t = Paso transversal entre dos tubos del intercambiador de calor, $[L]$
 q_{Max} = Transferencia de calor máxima posible, $[M \cdot L^2/\theta^3]$
 q_{disp} = Calor disipado, $[M \cdot L^2/\theta^3]$
 Q = Calor absorbido, $[M \cdot L^2/\theta^3]$
 $\dot{Q}$ = Caudal, $[L^3]$
 rpm = Revoluciones por minuto, $[L/\theta]$
 R = Parámetro de corrección de la variación de la temperatura en la región de la carcasa
 Re = Número de Reynolds

R_i = Resistencia de ensuciamiento en el lado interno del tubo, $[\theta^3 \cdot T/M]$
 R_o = Resistencia de ensuciamiento en el lado externo del tubo, $[\theta^3 \cdot T/M]$
 R_w = Resistencia térmica, $[\theta^3 \cdot T/M]$
 S = Separación entre las aletas, $[L]$
 t = Temperatura del fluido que recorre por los tubos, $[T]$
 T = Temperatura del fluido que recorre por la carcasa, $[T]$
 T_{mc} = Temperatura del metal del cojinete, $[T]$
 U = coeficiente global de transferencia de calor, $[M/\theta^3 \cdot T]$
 W = Potencia activa, $[M \cdot L^2/\theta^3]$
 x_t = Distancia entre los centros de dos tubos del intercambiador de calor, $[L]$
 Z = Altura $[L]$
 ΔP_t = Diferencia de presión por el recorrido interno de los tubos, $[M/L \cdot \theta^2]$
 ΔP_t = Diferencia de presión por el cabezal de los tubos, $[M/L \cdot \theta^2]$
 ΔP_T = Diferencia de presión total por el lado interno de los tubos, $[M/L \cdot \theta^2]$
 ΔT_{LN} = Diferencia media logarítmica, $[T]$
 ε = Eficiencia del intercambiador de calor
 ε_1 = Parámetro de la unidad de transferencia NTU
 ε_{mc} = Eficiencia del metal del cojinete
 η_a = Eficiencia de aletas
 ρ = Densidad, $[M/L \cdot \theta]$
 μ = Viscosidad, $[M/L^3]$

SUBÍNDICES

1 = Inicial
 2 = Final
 Ac = Aceite
 c = Frío
 ca = Con aletas

e = Externo

ex= Experimental

h = Caliente

i = Entrada

I = Interno

IC= Intercambiador de calor

o = Salida

MAX = máximo

MIN = Mínimo

SA= Sin aletas

t= Teórico

W = Agua

GLOSARIO

- **Álabes**: Superficie que se pone en contacto con un determinado fluido con la finalidad de retirar o entregar energía.
- **Cárter**: Cámara de reservorio de aceite para la refrigeración y lubricación de un sistema.
- **Chavetas**: Dispositivo mecánico para el acople directo de ejes.
- **Bastidor**: Estructura rígida metálica que le da soporte al generador.
- **Bobinas**: Dispositivo eléctrico conformado por un arrollado de cables entorno a un núcleo metálico que es capaz de inducir un campo magnético debido a una diferencia de potencial.
- **Devanados**: Enrollado de cable de cobre que constituyen los polos de los electroimanes que permiten el funcionamiento de los motores o generadores de energía eléctrica.
- **Ménsulas**: Parte de una presa comprendida entre dos planos verticales radiales separados por una distancia unitaria según el eje. Las ménsulas de presas bóvedas que no son del tipo de centros constantes tienen sus caras alabeadas, de tal forma que los radios de la línea media del arco no son los mismos en todas las alturas. La ménsula de clave está situada en el punto de altura máxima.
- **Rodete**: Dispositivo giratorio compuesto por álabes de una bomba o turbina que transmite o retira la energía cinética al fluido y produce la presión de elevación deseada.
- **Turbina Tipo Francis**: Las turbinas de reacción o tipo Francis son aquellas en donde una porción del fluido se convierte en energía cinética a medida que el flujo pasa a

través de unas compuertas de postigo ajustables antes de entrar al rotor, y el resto de la conversión ocurre en este.

- **Zapatas**: Pieza móvil de cojinete que permite la suspensión, descansan sobre botones duros de acero motados sobre la caja del cojinete. Las zapatas están libres para formar automáticamente una película de aceite en forma de cuña entre la superficie de la zapata y el collarín del eje.

INTRODUCCIÓN

La Central Hidroeléctrica “Raúl Leoni ” (EDELCA, Guri), se encuentra localizada al final del Cañón Necuima, sobre el curso del Río Caroní, en los distritos Heres y Piar, Estado Bolívar, aproximadamente a 75 Km. de la confluencia del Río Caroní con el Río Orinoco.

En los actuales momentos, Guri es la segunda planta hidroeléctrica de mayor potencia instalada en el mundo, después del Complejo Binacional de Itaipú: Brasil – Paraguay, y se encuentra en octavo lugar entre los diez de mayor volumen de agua represada.

La generación de esta planta alcanza los 50 GWh al año, capaces de abastecer un consumo equivalente a 300.000 barriles diarios de petróleo, permitiendo cumplir con la política de sustitución de termoelectricidad, con el fin de ahorrar combustibles líquidos que pueden ser utilizados para su exportación o conservados para otros fines.

EDELCA (Electrificación del Caroní, C.A.), filial de la C.V.G. (Corporación Venezolana de Guayana), se encarga de la producción, transporte y comercialización de la energía eléctrica de gran parte del territorio venezolano.

La planta Guri, representada en la figura N° 1, está dividida en casa de Máquinas I y casa de Máquinas II, cada una constituida por 10 unidades generadoras de electricidad. Todas las unidades tienen turbinas tipo Francis fabricadas por HITACHI LTD. En Casa de Máquinas I los generadores de las unidades 1, 2, y 3, producen 185 MVA y fueron fabricados por WESTINGHOUSE, los generadores de las unidades 4, 5, y 6 producen 230 MVA y fueron fabricados por TOSHIBA y los generadores 7, 8, 9, y 10 producen 360 MVA y fueron fabricados por CANADIAN GENERAL ELECTRIC. En casa de máquinas II todos los generadores (numerados del 11 al 20) producen 700 MVA, los generadores pares (12, 14, 16, 18 y 20) fueron fabricados por CANADIAN GENERAL ELECTRIC y

los generadores impares (11, 13, 15, 17 y 19) fueron fabricados por el consorcio JWG. (Manual de operaciones, 2000)



Figura N°1: Central hidroeléctrica “Raúl Leoni” (EDELCA, Planta Guri).

Los generadores de Casa de Maquinas II tienen 2 cojinetes: un cojinete guía superior (colocado encima del rotor) y un cojinete combinado (debajo del rotor). El cojinete combinado está constituido por un cojinete guía y uno de empuje; el cojinete de empuje soporta el peso de las partes rotatorias y el empuje hidráulico de la turbina. Cada uno de los cojinetes es auto–contenido y está provisto de un reservorio de aceite y de cuatro intercambiadores de calor para enfriar el aceite usando agua como refrigerante.

Los equipos que van a ser objeto de este análisis son los intercambiadores de calor del cojinete combinado del generador de la unidad 19. El resultado es extrapolado a todas las unidades impares de Casa de Máquinas II, ya que se quiere verificar por medio del diseño

de un programa de simulación, si dichas unidades son capaces de operar con un aumento en la demanda de la potencia del eje de la turbina de 700 MVA a 770 MVA.

Durante los últimos años se han venido experimentando mejoras en los equipos de generación tales como modificaciones en rodetes y otros componentes de las unidades turbo-generadoras, que han permitido disminuir los períodos de mantenimiento y prever en el corto plazo, aumentos significativos en las capacidades de generación de cada unidad.

Este aspecto, que es positivo, implica la previsión de disposición de los servicios alternos para la operación de las máquinas, adecuados a los nuevos requerimientos de energía. En este sentido, es de suma importancia, la evaluación de la capacidad térmica de los intercambiadores de calor agua-aceite, a objeto de determinar si éstos son capaces de absorber la nueva demanda de remoción de calor que habrá de presentarse, ó si por el contrario, se requiere la adquisición de unidades adicionales para proveer de tal capacidad de remoción de calor.

Si la demanda de remoción de calor no es satisfecha puede ocurrir un sobrecalentamiento en el metal del cojinete, mermando su función de soportar el peso de las partes rotativas y el empuje hidráulico de la turbina, causando serios daños y averías a la misma. Adicionalmente, las altas temperaturas del aceite modificarían sus propiedades y afectarían la eficiencia del cojinete y contribuirían al rompimiento del haz de tubos de los intercambiadores de calor causando una infiltración de agua en la corriente de aceite, haciéndose necesario el paro de la unidad.

Este trabajo es de gran importancia para EDELCA, pues provee de una herramienta capaz de predecir las temperaturas de salida de los intercambiadores de agua y aceite y la del metal del cojinete para cualquier potencia; así como de realizar análisis de sensibilidad de variables tales como: caudal de agua, presión dentro de los tubos y ensuciamiento, a fin de tomar decisiones sobre la adaptación de los intercambiadores de calor del cojinete combinado de las unidades impares de Casa de Máquinas II a nuevas condiciones de operación.

El objetivo general de este trabajo es realizar un estudio de los intercambiadores de calor aceite-agua empleados en las máquinas impares de la Casa de Máquinas II de la Central Hidroeléctrica Raúl Leoni (Guri), que permita el desarrollo de herramientas capaces de predecir el comportamiento de las unidades frente a un incremento en la demanda de potencia de los generadores.

Adicionalmente los objetivos específicos de este trabajo son:

- Realizar un análisis comparativo de carga térmica de los intercambiadores de calor de las unidades impares que tienen tubos lisos y que tienen tubos aleteados.
- Realizar un estudio de requerimientos de instrumentación de los intercambiadores de calor agua-aceite con el fin de monitorear variables operacionales, tales como: caudal, temperatura y presión del agua y aceite a la entrada y a la salida.
- Diseñar un programa de simulación, en lenguaje Visual para los intercambiadores de calor de las unidades impares de Casa de Máquinas II, basado en el método NTU.
- Obtener una correlación para la determinación del coeficiente de convección externo a partir de datos de campo de los intercambiadores de calor del cojinete combinado de la unidad 19 en Casa de Máquinas II de Guri.
- Realizar una validación del programa de simulación, comparando los resultados de éste con los datos obtenidos en campo.
- Realizar un análisis de sensibilidad de las variables: caudal de agua, caída de presión dentro de los tubos, ensuciamiento interno y número de unidades en operación en paralelo, teniendo en cuenta los niveles admisibles de operación.

- Estudiar la factibilidad del aumento en la demanda de extracción de calor de acuerdo a las previsiones de aumento en la generación de potencia para unidades pares e impares.
- Diseñar un Plan de Acción para adecuar los intercambiadores de calor a condiciones actuales y futuras.

DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

En esta sección se presenta una descripción generalizada del funcionamiento de la central hidroeléctrica, así como la descripción de sus componentes y la de los sistemas de lubricación y enfriamiento de las unidades impares en Casa de Máquinas II.

2.1 DESCRIPCIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DE LA CENTRAL HIDROELÉCTRICA GURI

La transformación de la energía hidráulica en energía eléctrica, se inicia cuando el agua del embalse entra por las tomas de agua situadas en la presa y se le hace correr por el interior de la tubería forzada de unos 120 m de longitud. (ver figura N° 2)

Al completar el recorrido del agua por la tubería forzada, el caudal de agua entra en la caja espiral donde está instalada la turbina. En esta caja espiral existen unas paletas (o álabes fijos) que se encuentran sólidamente empotradas a la estructura de la caja espiral y que tiene como función, la distribución del flujo de agua sobre el rodete. Este dispositivo tiene entre las paletas fijas y su estructura, una serie de paletas móviles o directrices sobre las cuales también incide el agua. (Manual de operaciones, 2000)

Las paletas móviles son las que regulan el caudal que va a mover la turbina, estas paletas móviles son accionadas por los servomotores. Después que el agua circula por las paletas móviles, incide sobre álabes del rodete, obligándolo a girar en el sentido de las manecillas del reloj.

De esta forma, la turbina recibe energía hidráulica y la transforma en energía mecánica. La turbina está acoplada con el rotor del generador por un par de ejes huecos unidos internamente por una brida apernada, por lo tanto al girar la turbina le transmite el movimiento al rotor, etc en movimiento giratorio dentro del estator, previamente excitado,

produce el flujo magnético necesario para inducir la tensión en los arrollados del estator, con esta conversión electromagnética el estator puede entregar la energía en forma de energía eléctrica (el grupo rotor – estator constituye el generador y éste, junto con la turbina, componen la unidad generadora).

Esta energía eléctrica producida pasa a los transformadores de potencia, que por medio de las líneas de transmisión de alta tensión, es transportada al patio de distribución de Guri, lugar donde se canaliza el suministro y distribución de energía eléctrica al territorio nacional. Una vez logrado el giro del rodete de la turbina, el agua se dirige hacia el tubo aspirador y pasa al canal de descarga.

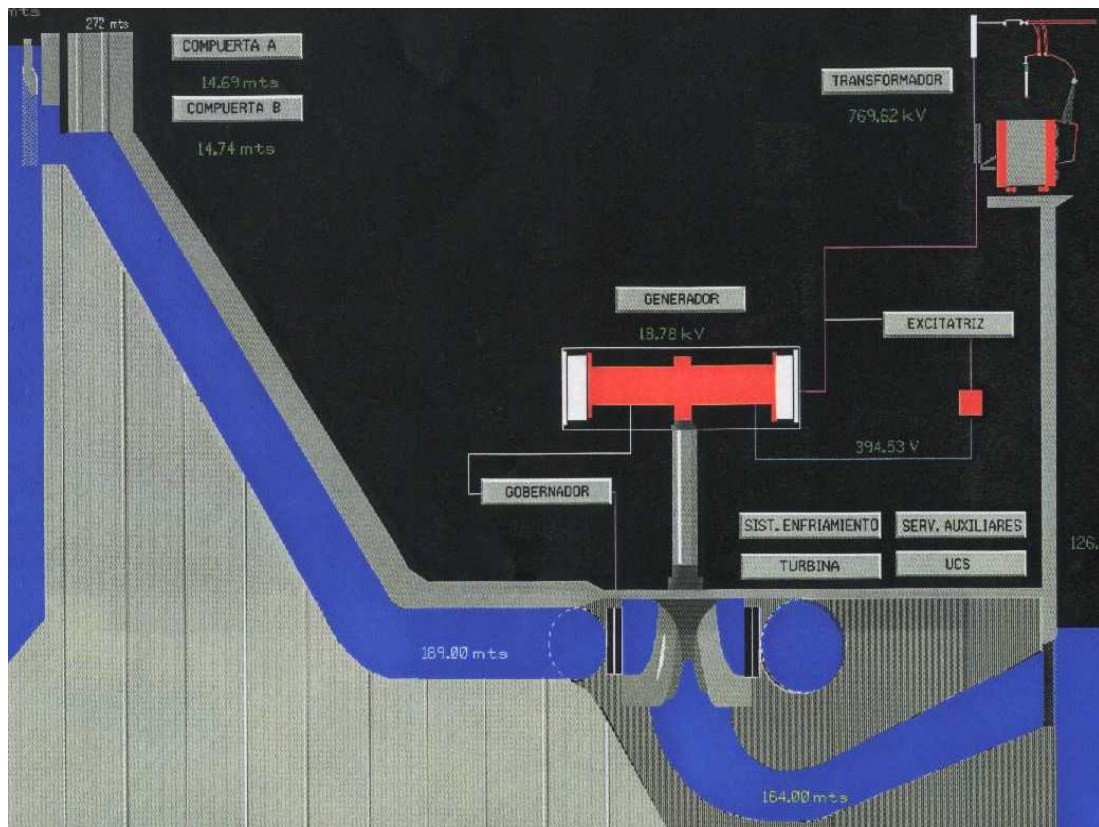


Figura N°2: Vista transversal de la turbina de la central hidroeléctrica Guri. (sala de control, 2002).

2.2 GENERADOR

La función básica del generador es tomar la energía mecánica y transformarla en energía eléctrica, mediante un proceso de conversión electromagnética. Las partes rotativas del generador se apoyan en un cojinete de empuje que junto con el cojinete guía inferior forma el cojinete combinado. En el generador sincrónico usual, la armadura o estator es el elemento estacionario, y el elemento rotatorio o rotor suele ser el campo en los generadores. En un generador sincrónico, el devanado del rotor debe alimentarse con corriente continua, la cual produce un campo magnético giratorio dentro del generador, y que a su vez, induce un sistema de voltaje trifásico en los arrollamientos del estator. El rotor del generador es un gran electroimán construido por polos salientes, y como el estator se encuentra sujeto a campos magnéticos variables, debe construirse con laminaciones para reducir las pérdidas por corrientes parásitas. (Manual de operaciones,2000)

Las partes principales que conforman los generadores de la Planta Guri, son: el eje, el rotor, el estator, el cojinete guía superior, el cojinete de empuje y el cojinete guía inferior.

2.2.1 EL EJE

El generador posee un hueco, que está acoplado internamente con el eje de la turbina; este acoplamiento se hace mediante una brida apernada. Mediante este eje la turbina transmite el movimiento al rotor.

2.2.2 EL ROTOR

El rotor esta constituido por una estructura interna denominada araña, la cual esta fabricada en acero, y esta conformada por un cubo central y secciones externas soldadas conjuntamente para formar la estructura básica del rotor. La araña provee soporte a 64 polos, y transmite el torque a la sección de fondo de la corona, mediante chavetas, a su vez permite dirigir el flujo de aire a los ductos en la corona, a través de las placas de cada sección de fondo de la corona, los cuales permiten mantener la concentricidad entre la

araña y a la corona a cualquier velocidad. También proveen chavetas de torque en las intersecciones.

2.2.3 EL ESTATOR

El estator consiste en un bastidor, un núcleo y un devanado. El bastidor es manufacturado a partir de una plancha de acero y requiere de ménsulas individuales para anclaje a los cimientos. El núcleo laminado se apila en pestañas de cola de pato, las cuales van soldadas al bastidor del estator. El devanado del estator está formado por barras aisladas ensambladas en las ranuras del núcleo del estator, unidas en los extremos para formar bobinas de una sola vuelta y quedar cortadas a las correspondientes correas de fase, mediante conectores sólidos aislados de cobre arreglados en forma de barras rectangulares.

2.2.4 COJINETE GUÍA SUPERIOR

El cojinete guía superior está constituido por 18 zapatas, las cuales reposan sobre un cárter, y cuyo objetivo es el de permitir el centrado y alineación del eje respecto a los diferentes cárter, las zapatas del cojinete se hallan parcialmente inmersas en el aceite contenido en el cárter.

2.2.5 COJINETE COMBINADO

El cojinete combinado, el cual es el componente de estudio, está provisto del cojinete de empuje y el cojinete guía inferior. El cojinete de empuje tiene la función de soportar el peso de las partes rotativas y el empuje hidráulico de la turbina. Este cojinete consta de 20 zapatas de metal antifricción.

Por otra parte el cojinete guía inferior consta de 26 zapatas provistas de metal antifricción, las cuales descansan sobre la superficie vertical del anillo de empuje. La posición de cada segmento se determina mediante el ajuste radial de las tuercas alrededor de la periferia del anillo de empuje del reservorio de aceite. (EDELCA,2000)

El cojinete combinado posee un sistema de enfriamiento constituido por cuatro intercambiadores de calor de aceite – agua del tipo carcaza y tubo, los cuales reposan sobre el piso de la galería de acceso a la turbina. Los cuatro intercambiadores de calor se conectan en paralelo. Tres de ellos en operación y uno de reserva teniendo como caudal nominal de agua en la línea principal 2600 lts/min, por lo que se supone que el caudal de cada unidad es 1/3 de éste.

Actualmente las unidades 11, 13, 17 y 19 poseen intercambiadores de calor con tubos aleteados, (las unidades 17 y 19 se encuentran paradas por mantenimiento y la unidad 15 posee intercambiadores con tubos lisos).

Como se puede observar en las tablas que siguen a continuación, los tubos aleteados poseen un menor espesor, por lo que presentan rompimientos en un menor tiempo que los tubos lisos. Es por ello que se hace una evaluación del efecto de los tubos aleteados en la capacidad térmica del intercambiador para determinar si operando con tubos lisos son capaces de absorber el calor necesario para la operación normal de la unidad.

Tabla N° 1: Datos geométricos del intercambiador de calor con tubos lisos.

Número de tubos (Nt)	676
Número de pasos (Np)	4
Longitud (Lt) [m]	1,38
Diámetro externo de los tubos (D_e) [m]	$12,6 \cdot 10^{-3}$
Diámetro interno de los tubos (D_i) [m]	$9,4 \cdot 10^{-3}$
Espesor del tubo (Et) [m]	$1,6 \cdot 10^{-3}$
Diámetro de la carcasa (DI) [m]	$485 \cdot 10^{-3}$
Paso transversal del banco (Pt) [m]	$1,16 \cdot 10^{-2}$

Tabla N° 2: Datos geométricos del intercambiador de calor con tubos aleteados.

Número de tubos (Nt)	676
Número de pasos (Np)	4
Longitud (Lt) [m]	1,38
Diám. Externo de los tubos (D_e) [m]	$10,7 \cdot 10^{-3}$
Diám. Interno de los tubos (D_i) [m]	$8,7 \cdot 10^{-3}$
Espesor de la aleta (e) [m]	$1 \cdot 10^{-3}$
Numero de tubos por paso	169
Conductividad térmica del cobre ASTM-B88 (Kt) [W/m·K]	386
Diám. Externo de la aleta (df) [m]	$12,7 \cdot 10^{-3}$
Separación entre las aletas (S) [m]	$1,45 \cdot 10^{-3}$
Altura de la aleta (Lf) [m]	$1 \cdot 10^{-3}$
Diámetro de la carcasa (DI) [m]	$492 \cdot 10^{-3}$
Distancia entre Deflectores (B)	$150 \cdot 10^{-3}$
Paso transversal del banco (Pt) [m]	$1,16 \cdot 10^{-2}$

El cojinete de empuje tiene un rodete removible de una sola pieza, dispuesto de tal manera que puedan ajustarse las zapatas sin necesidad de tocar el rotor o el estator, nada más que para levantar el rotor y remover el peso del cojinete. El rodete es retirable levantando el rotor y eje del pozo. El lado vertical de la placa del rodete no es usado como superficie de apoyo del cojinete guía. La temperatura del metal del cojinete de empuje no puede exceder de 80°C a la velocidad nominal (112,5 rpm) y el 115% de potencia nominal con el agua de enfriamiento del cojinete a la temperatura especificada.

Cuando arranca a la temperatura y a la velocidad normal de operación, el cojinete de empuje es capaz de operar sin agua de enfriamiento por 10 minutos sin sufrir averías, al igual que soporta una velocidad máxima de embalamiento, sin que le ocurran daños por un período de 30 minutos.

El cojinete combinado, es construido con una aleación de cobre en cada recipiente de aceite de los cojinetes, y el mismo debe tener suficiente capacidad para enfriar el aceite a la temperatura especificada, mediante el agua de enfriamiento. Los tubos del enfriador deben poder retirarse fácilmente para su reemplazo. Los enfriadores son proyectados para evitar la acumulación de sedimentos. La caída de presión por el lado de la carcasa no puede exceder de $0,7 \text{ Kg/cm}^2$. Los enfriadores operan a la presión de agua máxima de $3,5 \text{ Kg/cm}^2$.

2.3 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE LUBRICACIÓN Y DE AGUA DE ENFRIAMIENTO

El sistema de los intercambiadores de calor del cojinete combinado consta de dos partes: el sistema de lubricación y el sistema de agua de enfriamiento. (EDELCA, 2000)

2.3.1 SISTEMA DE LUBRICACIÓN DEL COJINETE COMBINADO DE LAS UNIDADES IMPARES DE CASA DE MÁQUINAS II

El sistema de lubricación del cojinete combinado de las unidades impares de Casa de Maquinas II como se muestra en la figura N° 3, comprende de un cárter con una capacidad de 17,000 litros de aceite, en el cual el cojinete guía inferior y el cojinete de empuje se encuentran sumergidos. Aquí el aceite caliente es succionado por un sistema de 2 bombas de las cuales una se encuentra en funcionamiento y la otra en espera para casos de emergencia; las bombas cada cierto tiempo se alternan, para que no tengan un uso excesivo y evitar que se dañen. Después de que el aceite pasa por la bomba es dirigido por los intercambiadores de calor de aceite – agua, que tienen la función de reducir la temperatura, para luego dirigirlo nuevamente al cárter.

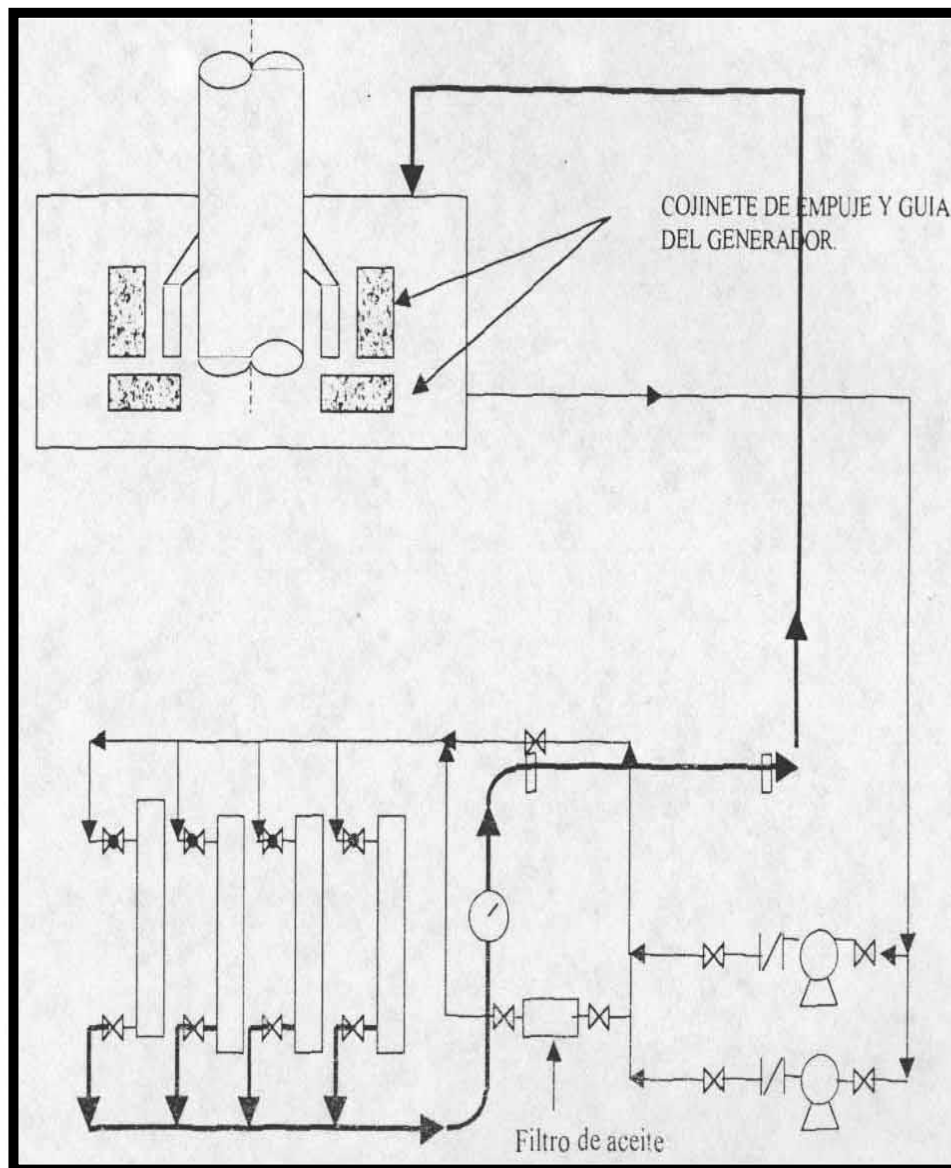


Figura N°3: Sistema de lubricación del cojinete combinado. .(Manual de operaciones,2000).

2.3.2 SISTEMA DE AGUA DE ENFRIAMIENTO DE LAS UNIDADES IMPARES DE CASA DE MÁQUINAS II

El sistema de agua para enfriamiento en las unidades impares se encarga de disminuir la temperatura de los siguientes equipos:

- a) Los enfriadores del transformador.
- b) Los enfriadores del cubículo del rectificador.
- c) Los enfriadores del aceite del cojinete guía del generador.
- d) Los enfriadores del cojinete combinado.
- e) Los enfriadores del conducto para barra de fase aislada.
- f) Los enfriadores de aire del generador.
- g) Los sellos del eje de la turbina.

El sistema de agua para enfriamiento de la unidad generadora, posee dos bombas centrífugas para su funcionamiento y un filtro por cada bomba. De estas bombas una se encuentra funcionando y la otra está en espera; las bombas se alternan cada cierto tiempo para evitar su deterioro, en la figura N° 4 se muestra el sistema de enfriamiento del cojinete combinado y en la figura N° 5 el sistema de enfriamiento de la unidad 19 de Casa de Máquinas II que es la unidad a estudiar, en donde los resultados obtenidos en esta se extrapolaron a las otras unidades impares.

El agua de enfriamiento comienza su recorrido aguas debajo de Casa de Máquinas II. En la toma de agua de la tubería se encuentra una rejilla para evitar que pasen piedras, palos y demás cuerpos extraños; esta agua sigue su curso por una tubería de 30 pulgadas, succionada por la bomba centrífuga que se encuentra en funcionamiento. A la salida de la bomba, el fluido continúa su curso por una tubería de 24 pulgadas hasta llegar a un filtro que posee una malla de acero inoxidable que impide el acceso de piedras de cualquier cuerpo, (cuando estos cuerpos son demasiado pequeños, la malla no impide su entrada) luego de que el agua sale del filtro se dirige a una tubería ramificada que distribuye el flujo

de agua a los distintos enfriadores ya nombrados anteriormente y después de que el agua ha cumplido su función regresa nuevamente a aguas debajo de la represa (canal de descarga).

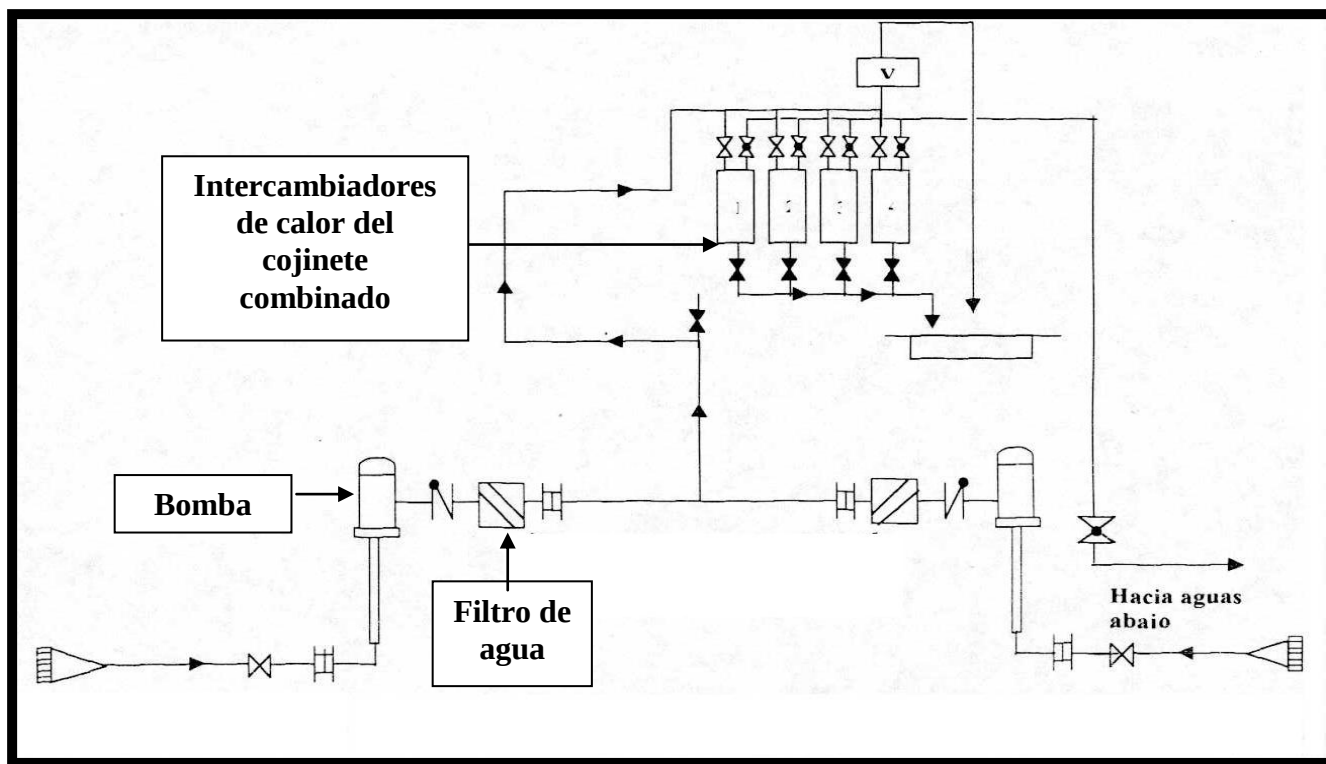


Figura N°4: Sistema de enfriamiento del cojinete combinado.(Manual de operaciones,2000).

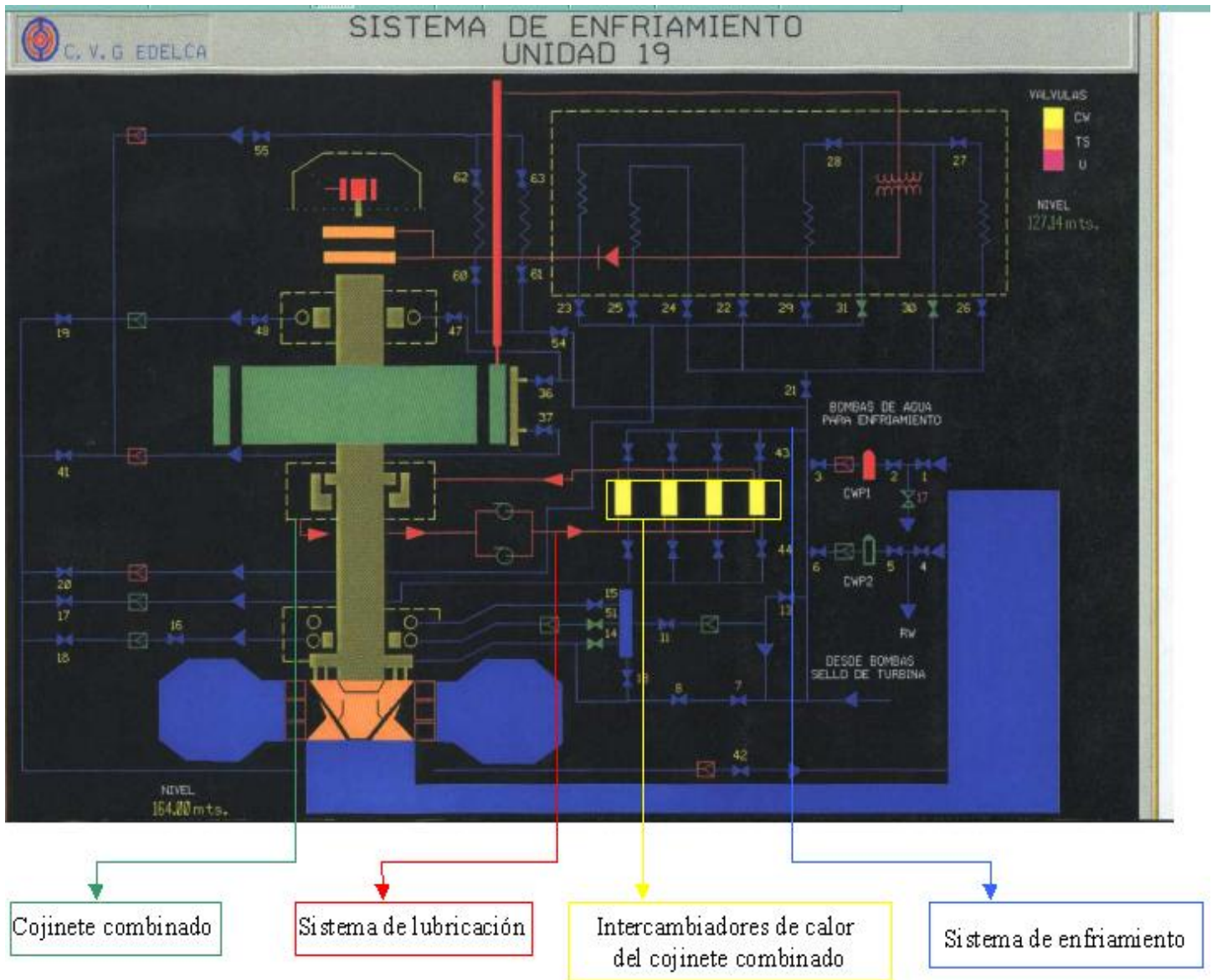


Figura N°5: Sistema de enfriamiento de la unidad 19. (Sala de control Guri, 2002).

En la figura N°6 que se muestra a continuación, se tiene una representación del sistema intercambiador de calor-cojinete para el cual se estudia la capacidad térmica. El intercambiador de calor opera con agua en el haz de tubos y aceite por la carcaza, de forma que el agua proveniente del río Caroní cumple la función de retirarle el calor al aceite proveniente del cojinete. El subíndice 1 indica entrada al intercambiador de calor y el subíndice 2 indica la salida del mismo.

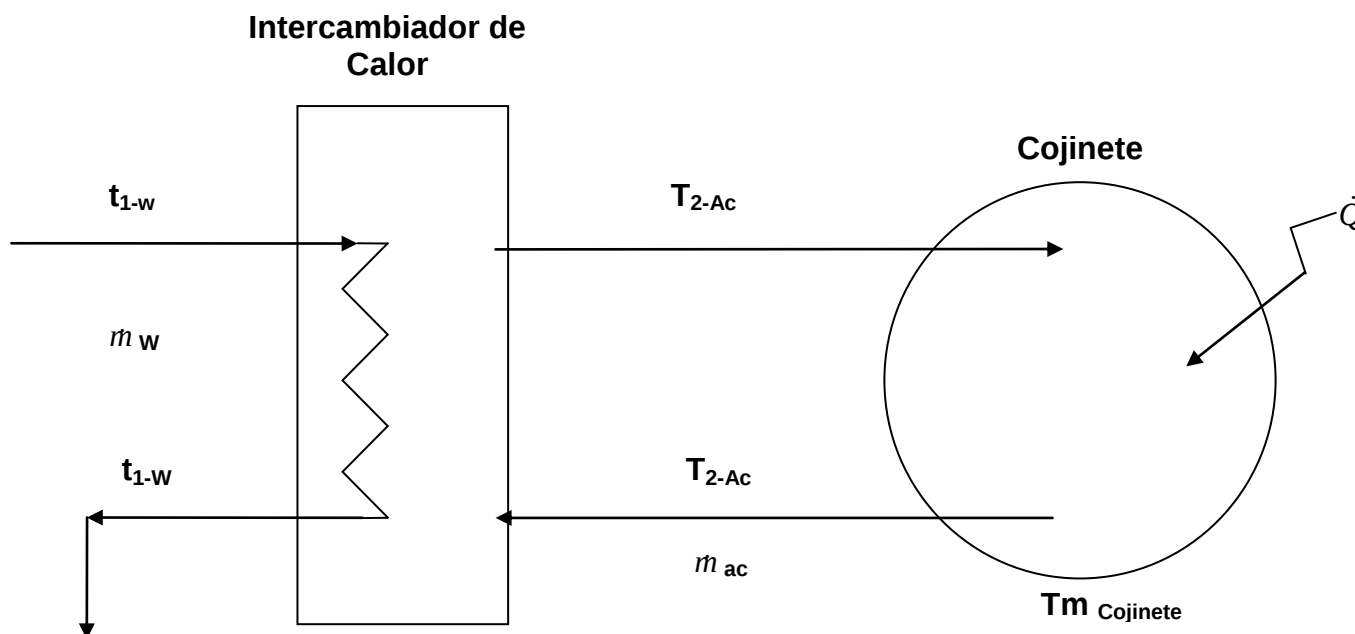


Figura N°6: Sistema combinado intercambiador de calor – cojinete.

Debido a que el aceite se encuentra en un lazo cerrado entre el intercambiador de calor y el cojinete combinado, las temperaturas de entrada y salida del intercambiador dependen tanto de las características del intercambiador como del calor que se transfiere del cojinete al aceite. Para el presente análisis se supone que el calor disipado por el cojinete es una fracción de la potencia producida por la turbina y que este valor es conocido. Este valor puede obtenerse a partir de mediciones realizadas sobre el equipo.

REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

3.1 INTERCAMBIADORES DE CALOR

Los intercambiadores de calor son dispositivos de uso frecuente en la mayor parte de los sistemas de ingeniería de fluidos y térmica. Permiten la transferencia de calor de un fluido de alta temperatura hacia un fluido de baja temperatura, circulando ambos a través del elemento.

Los intercambiadores normalmente se clasifican de acuerdo al arreglo del flujo y del tipo de construcción. El intercambiador de calor más simple es aquel en que los fluidos caliente y frío se mueven en la misma dirección (flujo paralelo) o en direcciones opuestas (flujo a contracorriente) en una construcción de tubos concéntricos (o doble tubo). En el arreglo de flujo paralelo los fluidos caliente y frío entran por el mismo extremo, fluyen en la misma dirección y salen por el mismo extremo. En el arreglo de contra flujo, los fluidos entran por extremos opuestos, fluyen en direcciones opuestas, y salen por extremos opuestos.

De manera alternativa, los fluidos se pueden mover en flujo cruzado (perpendiculares entre sí), como en los intercambiadores de calor tubulares con aletas y sin aletas. Las dos configuraciones difieren según el fluido que se mueve sobre los tubos esté lineal (no mezclado) o turbulento (mezclado). Se dice que el fluido es lineal ó no mezclado, porque las aletas impiden el movimiento en la dirección “y” que es transversal a la dirección del flujo principal “x”. En este caso la temperatura del fluido varía con “x” y “y”. Por el contrario, para el conjunto de tubos sin aletas, es posible el movimiento en la dirección transversal, que en consecuencia es turbulento ó mezclado, y las variaciones de temperaturas se producen, en principio, en la dirección del flujo principal. En el intercambiador con aletas, dado que el flujo del tubo no es mezclado, ambos fluidos están sin mezclar mientras que en el intercambiador sin aletas un fluido está mezclado y el otro

sin mezclar. La naturaleza de la condición de mezcla puede influir de manera significativa en el funcionamiento del intercambiador de calor. (Incropera,1998)

Otra configuración común de acuerdo al tipo de construcción es el intercambiador de calor de tubos y carcaza. En estos, las formas específicas difieren de acuerdo con el número de pasos de tubos y carcaza, siendo la forma más simple la que implica un solo paso por tubos y un solo paso por la carcaza. Normalmente se instalan deflectores para aumentar el coeficiente de convección del fluido del lado de la carcaza, debido a la turbulencia producida por el flujo cruzado.

Una clase especial de intercambiadores de calor denominados intercambiadores de calor compactos se usan para conseguir un área superficial de transferencia de calor muy grande, estos tienen complejos arreglos de tubos con aletas planas o placas y se usan normalmente cuando al menos uno de los fluidos es un gas, y en consecuencia se caracteriza por un coeficiente de convección pequeño.

3.2 CLASIFICACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBO Y CARCAZA

Se puede clasificar los intercambiadores de calor con respecto a tres clases definidas en las normas T.E.M.A (Tubular Exchanger Manufacturers Association) que especifican diseño, fabricación y materiales de intercambiadores de calor de tipo tubo y carcaza. (Kothandaraman,1984; Perry,1993)

Por otra parte, según el servicio que ofrecen los intercambiadores de calor, son clasificados también por T.E.M.A en tres diferentes clases:

Clase R, la cual es utilizada para requisitos severos de la industria petroquímica y aplicaciones de proceso, y normalmente es utilizada cuando la seguridad y confiabilidad de un equipo son factores de mucha importancia.

Clase C, que está orientada para cubrir requerimientos moderados y comerciales y aplicaciones de proceso en general. Los equipos fabricados de acuerdo con esta sección de los estándares son diseñados para máxima economía, para ser compactos y consistentes con los requerimientos de operación y seguridad de tales aplicaciones.

Clase B, es utilizado para el servicio de procesos químicos, y es una clase intermedia; es más exigente que la clase C, pero menos que la clase R.

Adicionalmente a la clasificación según el servicio T.E.M.A. también puede identificar el intercambiador mediante una combinación apropiada de tres letras, formando un código que representan las tres partes principales de un intercambiador de tubo y carcaza.

- a) El tipo de cabezal frontal fijo.
- b) El tipo de carcaza.
- c) El tipo de cabezal posterior o de retorno.

La diversidad de diseños para cada característica (a, b ,c) es descrita por una letra mayúscula por la norma T.E.M.A. como se muestra en la figura N° 7.

El cabezal frontal fijo tipo A es muy utilizado cuando la accesibilidad a los tubos para su limpieza interior es crítica, ya que esto se logra simplemente desmontando la tapa o cubierta del cabezal.

El empleo del tipo B, supone la necesidad de separar la brida de la placa tubular, para acceder a los tubos, así como la conexión de las tuberías de entrada y salida del cabezal fijo. Sin embargo la concavidad del bonete, permite el empleo de presiones elevadas en el interior del equipo.

Los cabezales tipo C y N tienen las mismas ventajas comparativas del tipo A y resultan más económicos, pero obligan a disponer de un espacio libre mayor para la eventual extracción del haz de tubos. Por esto resultan más incómodos cuando se debe sustituir un

tubo por necesidades de reparación o mantenimiento. Finalmente el tipo D se emplea para fluidos que operan a elevadas presiones.

En lo que se refiere a la carcaza la más común es la de tipo E, la cual permite el paso del fluido de un extremo a otro de la carcaza en toda su longitud. El tipo F dispone de una placa separadora longitudinal lo cual obliga al fluido a circular dos veces por la carcaza. Se usa principalmente cuando las temperaturas de salida de los fluidos son muy próximas. La caída de presión para una carcaza tipo F es aproximadamente ocho veces la de una carcaza tipo E.

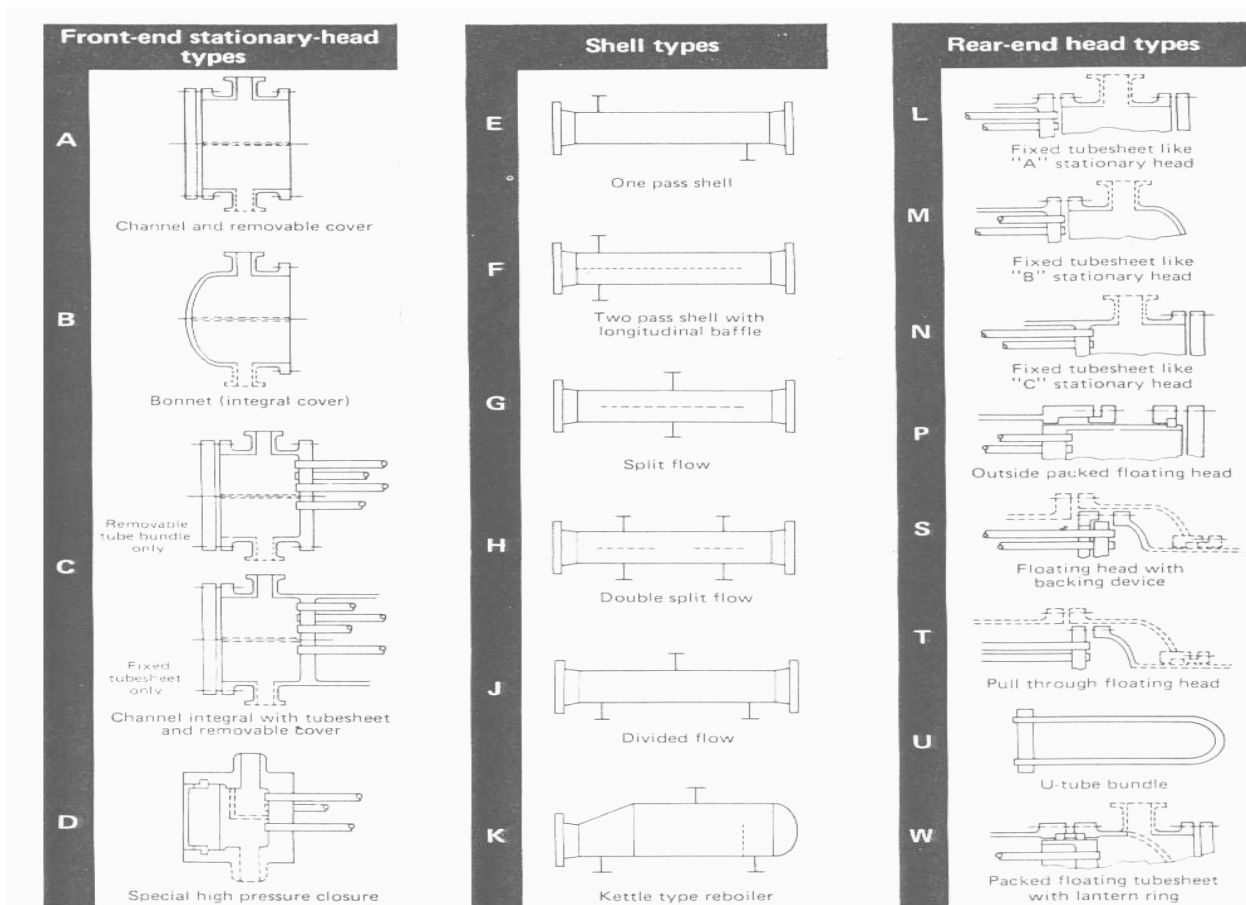


Figura N°7: Nomenclatura de intercambiadores de calor de tubo y carcaza.

(Kothandaraman,1984)

Los tipos G y H tienen la ventaja de originar muy poca pérdida de presión de la carcaza, ya que el fluido no se desvía por utilizar placas transversales. El tipo J permite que el fluido viaje por la carcaza en dos corrientes con sentido opuesto de manera que tanto las velocidades de los fluidos como la longitud a recorrer son la mitad en las carcaza tipo E, lo cual redundará en una reducción de aproximadamente ocho veces los valores de la caída de presión.

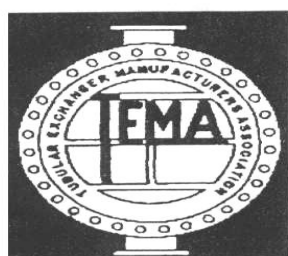
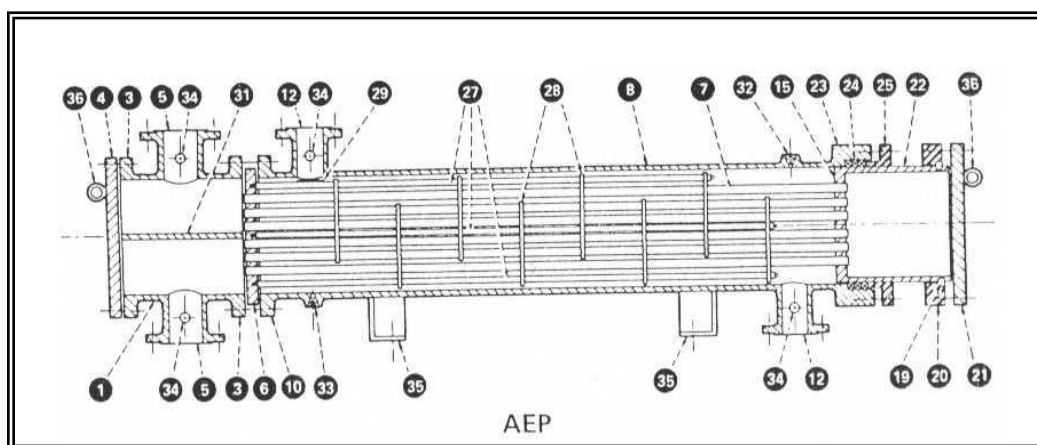
El tipo K es utilizado únicamente en evaporadores. Estas carcazas tienen dos diámetros diferentes; el diámetro se ajusta al haz tubular y aumenta mediante una superficie cónica hasta un diámetro mayor que permite tener una cámara de vapor sobre el haz tubular. De esta manera el vapor sale por la parte superior, mientras que el líquido sale por la parte inferior. La carcaza X se usa para lograr un flujo totalmente cruzado, y es empleada cuando la caída de presión puede ser elevada y las velocidades del fluido pequeñas.

Por lo que respecta a los cabezales de retorno o salida son muy usados los tipos L, M y N que corresponden a los cabezales de entrada A, B y C respectivamente y son empleados en intercambiadores de calor de placas tubulares fijas. El tipo P, es un tipo de cabezal flotante que hace cierre con la carcaza mediante una empacadura exterior, y permite adoptar un solo paso en el lado de los tubos sin ningún acoplamiento accesorio, pero en este caso la salida debe colocarse en la cubierta desmontable del cabezal.

Los tipos S y T son cabezales flotantes muy similares: en el primero, el haz tubular puede extraerse desmontando el cabezal, mientras que en el tipo T dicha extracción es posible sin desmontar el cabezal, pero como consecuencia el diámetro de la carcaza debe ser mayor. El tipo U es un cabezal que se adapta a la forma del haz tubular, el cual también es en forma de U para hacer retornar el fluido. El cabezal tipo W es muy similar al tipo P y ofrece la ventaja de funcionar como cabezal de salida.

Todos los intercambiadores de las unidades impares de Casa de Máquinas II son del tipo AEP, es decir, de cabezal fijo, canal con cubierta removible, carcaza de un solo paso y

cabezal con empacadura extrema. En la figura N°8 se muestra una ilustración de intercambiadores tubo y carcaza de tipo AEP.



TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION

- | | |
|---|---|
| 1. Cabezal fijo, de canal | 21. Cubierta del cabezal flotante |
| 2. Cabezal fijo, de casquete | 22. Cuerpo de la placa tubular flotante |
| 3. Brida del cabezal fijo, canal y casquete | 23. Brida del prensaestopas |
| 4. Cubierta del cabezal | 24. Empacaduras |
| 5. Bocas de cabezal fijo | 25. Anillo soporte de empacaduras |
| 6. Placa tubular fija | 26. Reten tubular del anillo |
| 7. Tubos | 27. Barras tensoras y espaciadores |
| 8. Carcaza | 28. Deflectores (baffles) transversales |
| 9. Cubierta de la carcaza | 29. Placa de choque |
| 10. Brida de la carcaza, extremo del cabezal fijo | 30. Desviador longitudinal |
| 11. Brida de la carcaza, extremo del cabezal de retorno | 31. Separación de paso |
| 12. Boca de la carcaza | 32. Conexión para ventilación |
| 13. Brida de la cubierta del flange | 33. Conexión para drenaje |
| 14. Junta de expansión | 34. Conexión de instrumentos |
| 15. Placa tubular flotante | 35. Soporte de sujeción horizontal |
| 16. Cubierta del cabezal flotante | 36. Argolla de levantamiento |
| 17. Brida del cabezal flotante | 37. Soporte para sujeción vertical |
| 18. Brida de apoyo del cabezal flotante | 38. Vertedero |
| 19. Anillo de soporte | 39. Conexión para nivel de líquidos |
| 20. Brida posterior tipo "Slip-on" | |

Figura N°8: Ilustración y nomenclatura de componentes de los intercambiadores de calor de tubo y carcaza AEP según T.E.M.A. (Kothandaraman,1984)

3.3 TRANSFERENCIA DE CALOR APLICADA AL DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

La ciencia de la transferencia de calor está relacionada con la razón de intercambio de calor entre los cuerpos calientes y fríos llamados fuente y receptor. Un problema típico de procesos de calor involucra las cantidades de calor que deben transferirse debido a la naturaleza de los cuerpos, la extensión y arreglo de las superficies que separan la fuente y el receptor, y la cantidad de energía mecánica que debe disiparse para facilitar la transferencia de calor. Puesto que la transferencia de calor considera un intercambio en un sistema, la pérdida de calor por un cuerpo deberá ser igual al calor absorbido por otro dentro de los confines del mismo sistema. (Kern, 1994)

3.4 BALANCE DE ENERGÍA

Para cualquiera que sea el tipo de aparato utilizado, si solo se tiene en consideración las condiciones de entrada y salida de los dos fluidos, se puede establecer el balance térmico global del aparato escribiendo que la cantidad de calor Q perdida por el fluido caliente es igual a la que toma el fluido frío.

Considerando que:

- No existe transferencia de potencia mecánica
- Cambio de energía cinética es despreciable (comparada con cambios entálpicos)
- No hay pérdida de calor, es decir, el sistema global es completamente adiabático ($Q_{Ac} = Q_w$).
- Las alturas son las mismas ($Z_1 = Z_2$)
- No hay acumulación de energía en el tiempo (régimen estacionario)

Se tiene:

$$\dot{m}_w (h_{2_w} - h_{1_w}) = \dot{m}_{Ac} (h_{1_{Ac}} - h_{2_{Ac}}) \quad (I)$$

Por ser líquidos los fluidos de trabajo, se consideran incompresibles, y asumiendo a su vez pequeños cambios de presión (razonable en intercambiadores de calor) se puede manejar el cambio de entalpía indiferentemente como el cambio de energía.

Por último se llega al balance energético de los dos componentes del sistema global:

$$\dot{Q}_W = \dot{Q}_{Ac} = \dot{m}_W^o \cdot C p_W \cdot (t_{2-W} - t_{1-W}) = \dot{m}_{Ac}^o \cdot C p_{Ac} \cdot (T_{1-Ac} - T_{2-Ac}) \quad (II)$$

3.5 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Una parte esencial, y a menudo la más incierta, de cualquier análisis de intercambiador de calor es la determinación del coeficiente global de transferencia de calor, ya que este coeficiente se define en términos de la resistencia térmica total para la transferencia de calor entre dos fluidos. El coeficiente se determina al tener en cuenta las resistencias de conducción (la cual es la transferencia de calor desde un cuerpo a otro sin movimiento aparente de las moléculas que componen al cuerpo) y convección (la cual es la transferencia de calor desde una superficie a un fluido gas o líquido, o entre puntos de un fluido que se encuentran a temperaturas diferentes) entre fluidos separados por paredes planas y cilíndricas.

El coeficiente global de transferencia de calor (U) se determina cuando el calor fluye desde un fluido que circula por un lado de un tubo a otro fluido que circula por el otro lado del tubo (flujos internos y externos), dicho calor debe vencer las resistencias siguientes:

- a) Resistencia de la película laminar del fluido en el interior del tubo.
- b) Resistencia del material extraño depositado en el interior del tubo.
- c) Resistencia de la pared del tubo.
- d) Resistencia del material extraño depositado en el exterior del tubo.
- e) Resistencia de la película laminar del fluido en el exterior del tubo.

Donde los valores de las resistencias de la película laminar y material extraño depositado deben estar referidas al área externa del tubo si el coeficiente global U es calculado con el área externa, de lo contrario deben estar referidas al área interna del tubo.

Cuando los tubos son lisos, es decir los tubos no poseen aletas, el coeficiente global de transferencia de calor puede ser calculado por la siguiente fórmula:

$$U_{SA} = \frac{1}{\frac{Ao}{Ai \cdot hi} + Ri \cdot \left(\frac{Ao}{Ai} \right) + \frac{De}{2 \cdot Kt} \ln \left(\frac{De}{Di} \right) + Ro + \frac{1}{ho}} \quad (III)$$

Donde el área interna se calcula como:

$$Ai = \pi \cdot Di \cdot Lt \cdot Nt \quad (IV)$$

y el área externa como:

$$Ao = \pi \cdot De \cdot Lt \cdot Nt \quad (V)$$

Sin embargo, cuando los tubos poseen aletas es necesario tomar en cuenta el área y la eficiencia de las mismas, por lo que el coeficiente global de transferencia de calor se expresa de la siguiente forma:

$$U_{CA} = \frac{1}{\frac{At}{Aihi} + Ri \cdot \left(\frac{At}{Ai} \right) + \frac{De}{2 \cdot Kt} \ln \left(\frac{De}{Di} \right) + Ro + \frac{At}{he(Ai + Af \cdot \eta_a)}} \quad (VI)$$

Donde el área total es la suma del área de la aletas mas el área del tubo libre multiplicado por el número de tubos como indica la siguiente fórmula:

$$At = (Af + Ai)Nt \quad (VII)$$

En la figura N°9 se tiene una representación de un tubo aleteado del cual se puede deducir las ecuaciones que expresan el área de la aleta y el área libre del tubo, las cuales se muestran respectivamente a continuación

$$A_f = \frac{Lt}{S} \left(\frac{\pi(df^2 - De^2)}{2} + \pi \cdot df \cdot e \right) \quad (\text{VIII})$$

$$A_l = \frac{L \cdot \pi \cdot df (S - e)}{S} \quad (\text{IX})$$

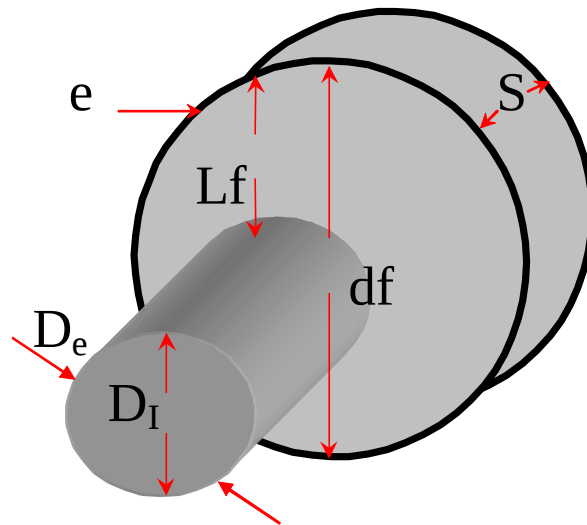


Figura N°9: Representación de un tubo aleteado.

Por otro lado, debido a que la aleta representa una resistencia de conducción para la transferencia de calor de la superficie original, es necesario verificar la capacidad que tiene la aleta en disipar el calor a través de toda el área de la misma, la expresión que sigue a continuación representa la eficiencia para aletas de sección transversal constante:

$$\eta_a = \frac{Tgh(me \cdot Lf)}{me \cdot Lf} \quad (X)$$

Como se puede observar en la ecuación (X), la eficiencia de la aleta se encuentra en función del parámetro de conductividad térmica (me). Si este parámetro es muy pequeño, por razones como que el material sea altamente conductivo y que el espesor y altura de la aleta sea bastante pequeña, la eficiencia siempre será cercana a la unidad indiferentemente de la geometría que la aleta tenga.

$$me = \left(\frac{2 \cdot ho}{Kt \cdot e} \right)^{0,5} \quad (XI)$$

Por último, es importante aclarar que durante la operación normal de un intercambiador de calor, a menudo las superficies están sujetas a la obstrucción por impurezas, formación de moho y otras reacciones entre el fluido y el material de la pared. La siguiente deposición de una película o incrustaciones sobre la superficie puede aumentar mucho la resistencia a la transferencia de calor entre los fluidos. Este efecto se puede tratar mediante la introducción de una resistencia térmica adicional, denominada factor de ensuciamiento (R_i y R_o). Sus valores dependen de la temperatura de operación, velocidad del fluido y tiempo de servicio del intercambiador de calor.

3.5.1 COEFICIENTES DE PELÍCULA DEL LADO DE LA CARCAZA

La resistencia de la película laminar del fluido en el exterior del tubo se refiere al coeficiente de convección del lado de la carcasa. Cuando el haz de tubos emplea deflectores para dirigir el flujo del fluido de la carcasa a través de los tubos, desde la parte superior a la parte inferior, los coeficientes de transferencia de calor son mayores que para el flujo libre a lo largo de los ejes de los tubos. Los mayores coeficientes de transferencia se originan por un aumento en la turbulencia. En un arreglo cuadrado (90°), la velocidad del fluido está sometida a continuas fluctuaciones debido a la reducción del área entre los tubos

adyacentes comparada con el área de flujo entre las hileras sucesivas. En los arreglos triangulares (60°), como es el caso de los intercambiadores de calor del cojinete combinado, hay todavía mayor turbulencia debido a que el fluido que fluye entre los tubos adyacentes a alta velocidad golpea directamente en la hilera siguiente. Esto indicaría que cuando la caída de la presión y limpieza son de pocas consecuencias, el arreglo triangular es superior para alcanzar valores altos del coeficiente de película en el lado de la carcasa. Este es actualmente el caso, y bajo condiciones comparables de flujo y tamaño, los arreglos triangulares dan coeficientes cercanos al 25% mayores que el arreglo en cuadrado. (Kern, 1994)

La correlación a utilizar para tubos lisos, ecuación de M^c Adams (XII), da resultados satisfactorios para hidrocarburos, compuestos orgánicos, agua, soluciones acuosas y gases, cuando el banco de tubos emplea deflectores o baffles con espacios aceptables entre deflectores y tubos, y entre deflectores y carcasa. La ecuación no representa el promedio a través de todos los valores, pero es una curva segura, tal que la desviación de los puntos varía desde cero a aproximadamente 20%. Ya que la línea que expresa la ecuación posee curvatura, no puede evaluarse en la forma simple, puesto que la constante de proporcionalidad y el exponente del número de Reynolds varían en la práctica. Sin embargo para valores de Reynolds de 2000 a 10^6 los datos se presentan con bastante exactitud por la siguiente ecuación.

$$Nu = \frac{h \cdot d_e}{K} = 0,36 \cdot (Re)^{0,55} \cdot Pr^{1/3} \quad (XII)$$

Por otro lado para tubos aleteados la ecuación a utilizar es la correlación propuesta por Jamenson, para intercambiadores de calor con deflectores:

$$Nu = \frac{h \cdot d_e}{K} = 0,0916 (Re)^{0,723} Pr^{1/3} \quad (XIII)$$

Donde el número Reynolds y el número de Prandtl se expresan respectivamente como:

$$Re = \frac{de \cdot Gs}{\mu} \quad (XIV)$$

$$Pr = \frac{Cp \cdot \mu}{K} \quad (XV)$$

Como se observó en la ecuación (XII), (XIII) y (XIV), es necesario obtener el valor de la velocidad másica (Gs), y del radio hidráulico (de).

Velocidad Másica lado carcaza. La velocidad másica del lado de la carcaza cambia continuamente a través del haz de tubos, ya que el ancho de la carcaza y el número de tubos varía de cero en la parte superior y en el fondo a un máximo en el centro de la carcaza. La amplitud del área de flujo, se tomó en la hilera hipotética de tubos que poseen la máxima área de flujo y que corresponde al centro de la carcaza. La longitud del área de flujo se tomó igual al espacio de los deflectores B . El paso de los tubos es la suma del diámetro del tubo y el paso xt . Si el diámetro interior de la carcaza se divide por el paso del tubo, se obtiene un número ficticio, pero no necesariamente entero de tubos que debe suponerse existen en el centro de la carcaza. Actualmente en muchas distribuciones no hay hileras de tubos en el centro de la carcaza, sino que en su lugar existen dos hileras con máximas en ambos lados de la línea media y que tienen algunos tubos mas que los computados para el centro. Estas desviaciones se desprecian. El área transversal de flujo para el lado de la carcaza para tubos lisos (as) se representa en la figura N° 10 y está dada por:

$$as_{SA} = \frac{DI \cdot xt \cdot B}{Pt} \quad (XVI)$$

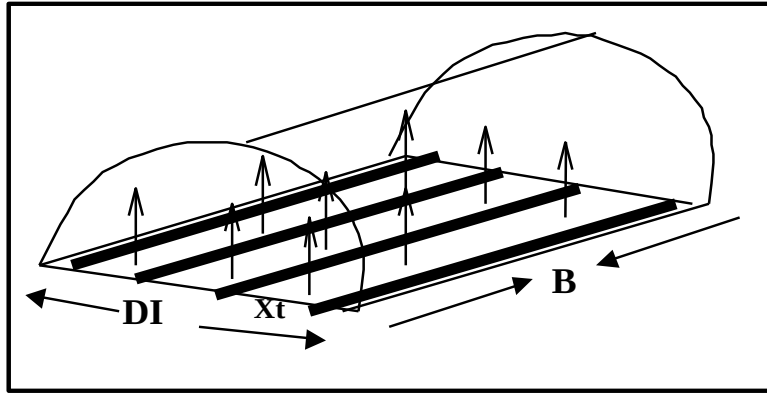


Figura N° 10: Área transversal de flujo lado carcasa para tubos lisos. (Kern, 1994)

Por otro lado el área transversal de flujo con aletas, ecuación (XVII), se expresa como el área transversal de flujo con tubos lisos menos el área transversal que ocupan las aletas como muestra la figura N°11.

$$as_{CA} = \frac{DI \cdot xt \cdot B}{Pt} - 2 \left(\frac{B}{S} \right) \left(\frac{DI}{Pt} \right) (S - e) Lf \quad (XVII)$$

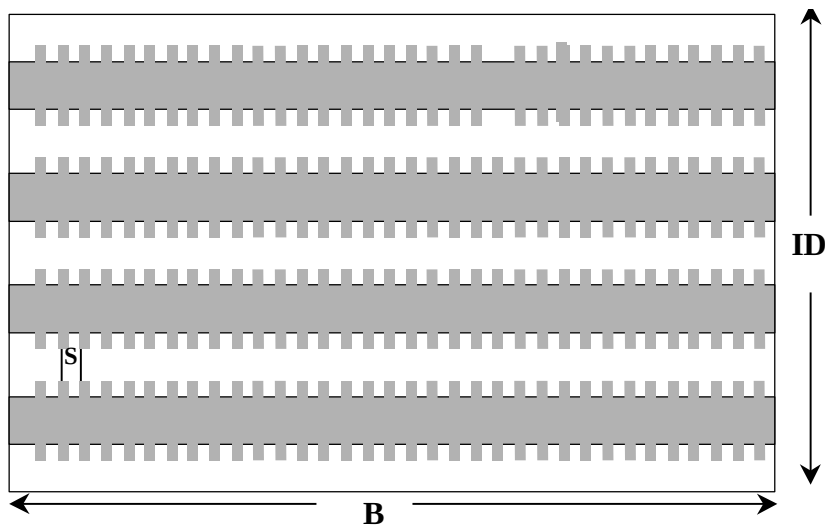


Figura N° 11: Área transversal de flujo lado carcasa para tubos aleteados. (Kern, 1994)

Por último, la velocidad másica es:

$$Gs = \frac{m_w^o}{as} \quad (\text{XVIII})$$

Diámetro equivalente lado de la carcasa. El radio hidráulico empleado para correlacionar los coeficientes de la carcasa para un haz de tubos que tiene deflectores, no es verdaderamente el radio hidráulico. La dirección del flujo en la carcasa es en parte a lo largo y en parte a ángulo recto al eje mayor de los tubos del haz. El área del flujo a ángulos rectos con respecto al eje mayor es variable de hilera a hilera. Un radio hidráulico basado en el área de flujo a través de cualquier hilera, no podría distinguir entre un arreglo cuadrado o un arreglo triangular. Para poder obtener correlaciones simples combinando tanto el tamaño como la cercanía de los tubos y su tipo de arreglo, se logra una excelente correlación si el radio hidráulico se calcula a lo largo en lugar de a través del eje mayor de los tubos. El diámetro equivalente para la carcasa se toma entonces, como cuatro veces el radio hidráulico obtenido por el arreglo dispuesto en el cabezal de los tubos. Refiriéndose a la figura N° 12, para el arreglo en triángulo, el perímetro húmedo del elemento corresponde a medio tubo si este carece de aletas.

$$de_{SA} = \frac{4 \cdot (0,5 \cdot Pt \cdot 0,86 \cdot Pt - (0,5 \cdot \pi \cdot D_e^2) / 4)}{0,5 \cdot \pi \cdot D_e} \quad (\text{XIX})$$

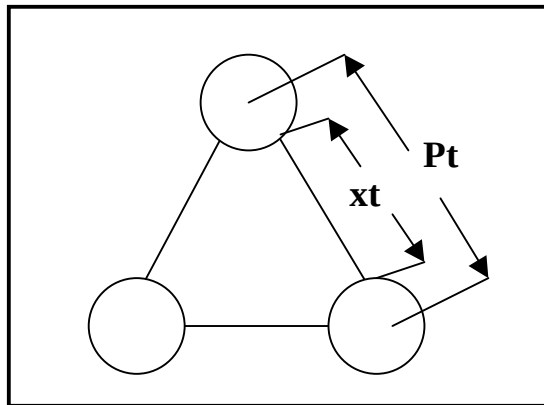


Figura N°12: Diámetro equivalente en arreglo triangular. (Kern, 1994)

Por otro lado el diámetro equivalente para tubos aleteados se encuentra en función del perímetro proyectado, el cual es la suma de todas las distancias externas de un tubo aleteado transversal:

$$de_{CA} = \frac{2(A_f + A_l)}{\pi(P_{pr})} \quad (XX)$$

Donde el perímetro proyectado viene dado por:

$$P_{pr} = (L_t + 2 \cdot L_f \cdot (L_t / S)) \cdot 2 \quad (XXI)$$

3.5.2 COEFICIENTES DE PELÍCULA DEL LADO INTERNO DE LOS TUBOS

Los errores para los cálculos del coeficiente de convección interno disminuyen más del 10% mientras se usen las correlaciones mas actuales y complejas. Ya que ecuaciones elementales más fáciles de aplicar como la correlación de Dittus-Boelter, ecuación (XXII), pueden arrojar errores de hasta el 20%.

$$Nu = \frac{h_i \cdot D_I}{K} 0,023 (Re)^{0,8} (Pr)^{0,4} \quad (XXII)$$

Como se puede observar en la ecuación XXII, el número de Prandtl se encuentra elevado a la 0,4 debido a que el fluido se calienta, si este se estuviera enfriando el número de Prandtl se eleva a la 0,3.

Una correlación que es ampliamente usada y atribuida a Petukhov, Kirillov, y Popov la cual posee un porcentaje de desviación menor al 10%, es de la forma: (Incropera, 1998)

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot Re \cdot Pr}{1,07 + 12,7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{0,5} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (XXIII)$$

Donde el factor de fricción puede ser obtenido por el diagrama de Moody o por la expresión:

$$f = (1,82 \log_{10} Re - 1,64)^{-2} \quad (XXIV)$$

Esta correlación es válida para $0,5 < Pr < 2000$ y $10^4 < Re < 5 \cdot 10^6$. Para obtener resultados con números de Reynolds mas pequeños, Gnielinski modificó la expresión y propuso una ecuación de la siguiente forma:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{0,5} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (XXV)$$

Donde el factor de fricción es dado por:

$$f = (0,79 \ln Re - 1,64)^{-2} \quad (XXVI)$$

La correlación es válida para $0,5 < Pr < 2000$ y $2300 < Re < 5 \cdot 10^6$

3.5.3 CAÍDA DE PRESIÓN DENTRO DE LOS TUBOS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

La caída de presión dentro de los tubos es una variable importante, ya que esta limita el caudal de operación indicando la cantidad máxima de agua con la que los intercambiadores pueden operar. Según los fabricantes la caída de presión total por cada tubo de los intercambiadores de calor del cojinete combinado de las unidades impares, no debe exceder de $0,7 \text{ Kg/cm}^2$.

El diferencial de presión total está definido como la caída de presión a lo largo del tubo, más la caída de presión en los cabezales como se muestra a continuación:

$$\Delta P_t = \frac{f \cdot (L_t \cdot N_p) \cdot G t^2}{D_i \cdot 2 \rho_w} \quad (\text{XXVII})$$

$$\Delta P_c = \frac{N_p \cdot G t^2}{2 \rho_w} \quad (\text{XXVIII})$$

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_c \quad (\text{XXIX})$$

Donde la velocidad másica por el lado interno de los tubos está dada por:

$$G t = \frac{4 \cdot m_w^o \cdot N_p}{N_t \cdot \pi \cdot D_i^2} \quad (\text{XXX})$$

3.6 ANÁLISIS DEL INTECAMBIADOR DEL CALOR

Para el diseño de un intercambiador de calor se pueden utilizar dos métodos fundamentales, el primero se basa en el uso de la temperatura media logarítmica, y el segundo en la eficiencia NTU. Este último se utiliza en este trabajo para el modelado de los intercambiadores de calor.

3.6.1 USO DE LA DIFERENCIA DE TEMPERATURA LOGARÍTMICA

Para diseñar o predecir el rendimiento de un intercambiador de calor, es esencial relacionar la transferencia total de calor con cantidades tales como las temperaturas de entrada y salida del fluido, el coeficiente global de transferencia de calor, y el área superficial total para transferencia de calor. Dos de tales relaciones se pueden obtener fácilmente al aplicar balances globales de energía a los fluidos caliente y frío, tal como se indicó en el punto 3.5.

Se puede obtener otra expresión útil al relacionar la transferencia de calor Q con la diferencia de temperatura ΔT entre los fluidos caliente y frío. Tal expresión sería una extensión de la ley de enfriamiento de Newton, con el uso del coeficiente global de transferencia de calor U en lugar del coeficiente único de convección h . (Incropera, 1998)

Sin embargo, como ΔT varía con la posición en el intercambiador de calor, es necesario trabajar con una ecuación de flujo de la forma:

$$Q = U \cdot A_o \cdot \Delta T_{Ln} \quad (\text{XXXI})$$

Donde ΔT_{Ln} es la diferencia media apropiada.

Generalmente los fluidos experimentan variaciones de temperatura media logarítmica con las temperaturas terminales de los fluidos y se debe asumir que:

- 1) Las propiedades de las corrientes son constantes.
- 2) El intercambio de calor se realiza en estado estacionario.
- 3) Cada corriente tiene un calor específico constante.
- 4) El coeficiente global de transferencia de calor es constante.
- 5) No hay pérdidas de calor.
- 6) No hay transferencia de calor longitudinal dentro de las corrientes.
- 7) El flujo es paralelo con los fluidos en el mismo sentido o de flujo paralelo con los fluidos a contracorriente, como se muestra en la figura N° 13.

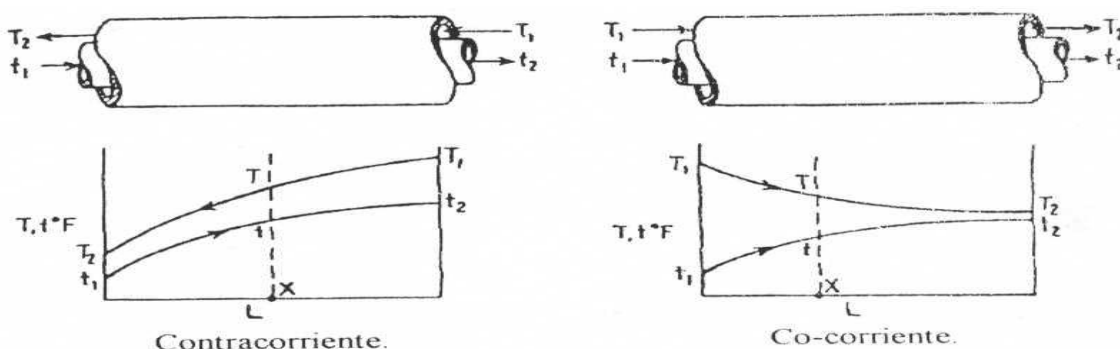


Figura N°13: Intercambiadores de calor de doble tubo. (Incropera, 1998)

Teniendo como ΔT_{Ln} para flujo paralelo con fluidos a contracorriente, con agua por los tubos y aceite por la carcaza:

$$\Delta T_{Ln} = \frac{(T_{1-Ac} - t_{2-W}) - (T_{2-Ac} - t_{1-W})}{Ln \left(\frac{T_{1-Ac} - t_{2-W}}{T_{2-Ac} - t_{1-W}} \right)} \quad (XXXII)$$

Si el patrón de flujo en el intercambiador no es completamente a favor o en contra de las corrientes, como en el caso de los intercambiadores tubo y carcaza de varios pasos en los tubos o en la región de la carcasa, es necesario aplicar un factor de corrección F por el que se multiplica el ΔT_{Ln} para obtener la diferencia media de temperatura apropiada. Estas correcciones se dedujeron matemáticamente para patrones de flujo de interés y fueron publicadas en forma de cartas, donde F se encuentra en función del arreglo del flujo y de los parámetros P y R.

El parámetro P es una indicación de la efectividad del calentamiento – enfriamiento y puede variar desde cero para una temperatura constante de uno de los fluidos, hasta la unidad, para el caso cuando la temperatura de entrada del fluido más caliente sea igual a la temperatura del fluido frío (lado interno de los tubos).

$$P = \frac{(t_{2-W} - t_{1-W})}{(T_{1-Ac} - t_{1-W})} \quad (XXXIII)$$

El parámetro R es la razón de la variación de la temperatura del fluido en la región de la carcasa y la variación de la temperatura del fluido en los tubos, es decir:

$$R = \frac{(T_{1-A} - T_{2-Ac})}{(t_{2-W} - t_{1-W})} \quad (XXXIV)$$

En la aplicación de los factores de corrección, no importa si el fluido más caliente fluye a través de la región de la carcasa o a través de los tubos. Si la temperatura de algunos de

los fluidos permanece constante, no importará la dirección del flujo, puesto que F será igual a uno y la ΔT_{Ln} se aplicará directamente.

$$F = \frac{MTD}{\Delta T_{LN}} \quad (XXXV)$$

$$MTD = F \cdot \Delta T_{LN} \quad (XXXVI)$$

3.6.2 MÉTODO DE EFICIENCIA - NTU

Si sólo se conocen las temperaturas de entrada, el uso del método de diferencia de temperatura media logarítmica requiere un procedimiento iterativo. En tales casos es preferible utilizar un método alternativo, que se denomina método de eficiencia NTU.

Para definir la eficiencia de un intercambiador de calor, se debe mencionar primero que este método posee las mismas suposiciones hechas en el método de temperatura media logarítmica, posteriormente se debe determinar primero la transferencia de calor máxima posible, q_{max} , para el intercambiador. Esta transferencia de calor se puede alcanzar, en principio, en un intercambiador de calor en contraflujo de longitud infinita. En tal intercambiador, uno de los fluidos experimentaría la diferencia de temperaturas máxima posible, $(T_{1-Ac} - t_{1-W})$. Para efectos de la definición del método de Eficiencia – NTU se tomará como nomenclatura $(T_{h,i} - T_{c,i})$, debido a que el método lo define como la diferencia de temperatura caliente de entrada menos la temperatura fría de entrada. (Incropera, 1998)

Para ilustrar este punto, se considera una situación en la que $C_c < C_h$ (donde $C_c = \dot{m}_w \cdot C_{p_w}$ y $C_h = \dot{m}_{Ac} \cdot C_{p_{Ac}}$). El fluido frío experimenta entonces el cambio de temperatura más grande, y como la longitud es infinita, se calentaría a la temperatura de entrada del fluido caliente ($t_{2-W} = T_{1-Ac}$) ó ($T_{c,o} = T_{h,i}$). En consecuencia se tiene entonces:

$$C_c < C_h \quad q_{MAX} = C_c (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (XXXVII)$$

De manera similar, si $C_h < C_c$, el fluido caliente experimentaría el cambio de temperatura más grande y se enfriaría a la temperatura de entrada del fluido frío ($T_{h,o} = T_{c,i}$). Por lo que se tiene:

$$C_h < C_c \quad q_{MAX} = C_h \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (XXXVIII)$$

A partir de los resultados anteriores se sugiere escribir la expresión general:

$$q_{MAX} = C_{MIN} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (XXXIX)$$

Donde C_{MIN} es igual a C_c o C_h (la que sea menor). Para las temperaturas de entrada del fluido caliente o frío establecidas, la expresión general proporciona la transferencia de calor máxima que podría entregar el intercambiador.

Ahora es lógico definir la eficiencia, ε , como la razón entre la transferencia real de calor para un intercambiador de calor y la transferencia de calor máxima posible:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{MAX}} \quad (XXXX)$$

Por lo que se tiene:

$$\varepsilon = \frac{C_h \cdot (T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{MIN} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i})} \quad \text{ó} \quad \varepsilon = \frac{C_c \cdot (T_{c,i} - T_{c,o})}{C_{MIN} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (XXXXI)$$

Por definición la eficiencia, que es adimensional, debe estar en el rango $0 \leq \varepsilon \leq 1$. Es útil porque, si se conocen ε , $T_{h,i}$, y $T_{c,i}$ la transferencia de calor se puede determinar fácilmente a partir de la expresión:

$$q = \varepsilon \cdot C_{MIN} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (XXXXII)$$

Para cualquier intercambiador de calor se puede mostrar que:

$$\varepsilon = f\left(NTU, \frac{C_{MIN}}{C_{MAX}}\right) \quad (XXXXIII)$$

Donde C_{MIN}/C_{MAX} es igual a C_c/C_h ó C_h/C_c , dependiendo de las magnitudes relativas de las capacidades térmicas de flujo del fluido caliente o frío. El número de unidades de transferencia (NTU) es un parámetro adimensional que se usa ampliamente para el análisis del intercambiador de calor y se define como:

$$NTU = \frac{UA}{C_{Min}} \quad (XXXXIV)$$

Para determinar una forma específica de la relación de eficiencia – NTU es necesario considerar un intercambiador de calor de flujo paralelo donde $C_{MIN} = C_{MAX}$. De la ecuación (XXXXII) y conociendo que Cr es la relación de la capacidad calorífica mínima entre la capacidad calorífica máxima, se obtiene la ecuación para flujo paralelo:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\{-NTU[1 + (C_{MIN} / C_{MAX})]\}}{1 + (C_{MIN} / C_{MAX})} \quad (XXXXV)$$

Expresiones similares se han desarrollado para una variedad de arreglos de intercambiadores de calor. Para este trabajo es importante reportar dos relaciones que serán esenciales para el desarrollo del proyecto:

Un paso por la carcaza - (2n) pasos por los tubos, para la obtención de la temperatura de aceite a la entrada del intercambiador de calor:

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + Cr + (1 + Cr^2)^{1/2} \cdot \frac{1 + \exp \left[-NTU(1 + Cr^2)^{1/2} \right]}{1 - \exp \left[-NTU(1 + Cr^2)^{1/2} \right]} \right\}^{-1} \quad (\text{XXXXXVI})$$

Intercambio de calor donde $Cr = 0$ (solo existe un fluido), para la obtención de la temperatura del metal del cojinete.

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (\text{XXXXXVII})$$

De forma contraria para obtener el coeficiente global experimental es necesaria una expresión para la obtención de la unidad de transferencia de calor NTU a partir de la eficiencia del intercambiador de calor de un paso por la carcaza - (2n) pasos por los tubos.

$$NTU = -(1 + Cr^2)^{-0.5} \ln \left(\frac{E1 - 1}{E1 + 1} \right) \quad (\text{XXXXXVIII})$$

Como se puede observar, para el cálculo de la unidad de transferencia NTU, es necesario calcular los parámetros $F1$, $\varepsilon1$ y como se muestra respectivamente a continuación.

$$F1 = \left(\frac{\varepsilon Cr - 1}{\varepsilon - 1} \right)^{1/npc} \quad (\text{XXXXXIX})$$

$$\varepsilon1 = \frac{F1 - 1}{F1 - Cr} \quad (\text{XXXXXX})$$

$$E1 = \frac{2/\varepsilon1 - (1 + Cr)}{(1 + Cr^2)^{0.5}} \quad (\text{XXXXXXI})$$

3.7 CARACTERÍSTICAS GENERALES DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

El material mas usado para la construcción de las carcazas es el acero al carbono. Para diámetros nominales sobre 12 pulg hasta 24 pulg se emplea un tubo de acero I.P.S., el espesor estándar para carcazas con diámetros interiores de 12 a 24 pulg inclusive, es de 3/8, lo que es satisfactorio para presiones de operación por el lado de la carcaza hasta de 3000 lbf / pulg². Se pueden obtener mayores espesores para presiones superiores. Para más de 24 pulg de diámetro las carcazas se fabrican con planchas de acero roladas y soldadas. (Chemical Engineerig Magazine, 1979)

Por cada extremo se sueldan las bridas que llevan las tapas y las cajas de distribución. Las toberas de entrada y salida se sueldan, con una plancha de refuerzo.

Estos tubos para intercambiadores se encuentran disponibles en varios materiales, que incluyen acero, cobre, admiralty, metal Muntz, latón, 70-30 cobre – níquel, aluminio – bronce, aluminios y aceros inoxidables.

Los tipos de arreglo de tubos más frecuentemente utilizados en intercambiadores de calor son los de 30°, 45°, 60° y 90°. De todos estos el arreglo en 30° es el más común, ya que da buenas tasas de transferencia de calor por unidad de caída de presión, además de que es un arreglo compacto. El arreglo de 60° no es tan bueno como el de 30°. Los arreglos de 45° y 90° son utilizados cuando se requiere limpieza mecánica por el lado de la carcaza. El arreglo de 90° da los mejores resultados para una caída de presión dada en flujo turbulento, pero en flujo laminar es el peor. El arreglo en 45° es intermedio, siendo éste un poco mejor en cuanto a la eficiencia de transferencia de calor por unidad de caída de presión que el arreglo de 30°, pero no lo suficiente para sobreponerse a su área más pequeña por unidad de volumen.

El haz de tubos lleva deflectores transversales que tienen la finalidad de alargar el camino del fluido que circula por la carcaza y aumentar la velocidad, ya que se logran

coeficientes de transferencia de calor más altos debido a que se asegura que el fluido circule por toda la superficie de los tubos cuando el líquido se mantiene en estado de turbulencia. Hay varios tipos de deflectores que se emplean en los intercambiadores de calor, pero los más comunes son los deflectores que se muestran en la figura N° 14, y los usados en los intercambiadores de calor a estudiar.

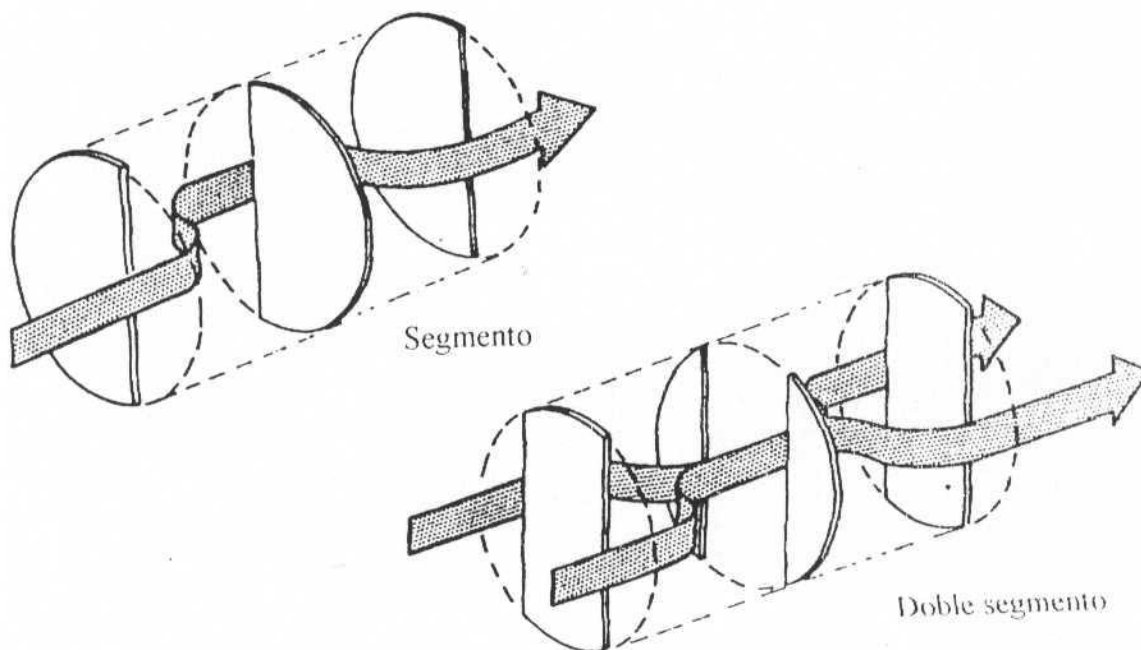


Figura N°14:Deflectores segmentados. (Chemical Engineerig Magazine, 1979)

3.8 INSTRUMENTACIÓN

Para la caracterización de los intercambiadores de calor del cojinete combinado de Casa de Máquinas II, es necesario realizar una selección de la instrumentación para la medición de temperatura y presión del agua y del aceite a la entrada y a la salida de los intercambiadores, y la verificar el estado actual de los medidores de flujo del agua y del aceite, ya que es necesario hacer toma de datos experimentales de presión y temperatura a caudales constantes a diferentes cargas en la potencia del eje.

3.8.1 MEDICIÓN DE PRESIÓN

Los instrumentos de presión se clasifican en tres grupos: mecánicos, neumáticos, electromecánicos y electrónicos. (Creus, 1985)

Se dividen en:

- 1) Elementos primarios de medida directa que miden la presión comparándola con la ejercida por un líquido de densidad y altura conocidas (barómetro cubeta, manómetro de tubo U, manómetro de tubo inclinado, manómetro de toro pendular, manómetro campana).
- 2) Elementos primarios elásticos que se deforman por la presión interna del fluido que contienen. Los elementos elásticos mas usados son: el tubo Bourdon, el elemento espiral, el helicoidal, el diafragma y el fuelle.

El tubo Bourdon es un tubo de sección elíptica que forma un anillo casi completo, cerrado por un extremo. Al aumentar la presión en el interior del tubo, éste tiende a enderezarse y el movimiento es transmitido a la aguja indicadora. La ley de deformación del tubo Bourdon es bastante compleja y ha sido determinada empíricamente a través de numerosas observaciones y ensayos en varios tubos.

El material empleado normalmente en el tubo Bourdon es el acero inoxidable, aleación de cobre o aleaciones especiales como hastelloy y monel.

El elemento espiral se forma enrollando el tubo Bourdon en forma de espiral alrededor de un eje común, y el helicoidal arrollando más de una espira en forma de hélice. Estos elementos proporcionan un desplazamiento grande del extremo libre y por ello, son ideales para los registradores.

El diafragma consiste en una o varias cápsulas circulares conectadas rígidamente entre sí por soldadura, de forma que al aplicar presión, cada cápsula se deforma y la suma de los pequeños desplazamientos es amplificada por un juego de palancas. El sistema se proyecta de tal modo que, al aplicar presión, el movimiento se aproxima a una relación lineal en un intervalo de medida lo más amplio posible con un mínimo de desviaciones permanente en el cero del instrumento.

El fuelle es parecido al diafragma compuesto, pero de una sola pieza flexible axialmente, y puede dilatarse o contraerse con un desplazamiento considerable.

Es recomendable el uso de los medidores mecánicos de presión para toma de datos en intercambiadores de calor debido a su alta precisión y fácil colocación en las unidades de transferencia de calor, donde los medidores de presión diferencial son los que presentan mayor confiabilidad, sin embargo por razones de factibilidad económica y motivados por el poco tiempo disponible, se dispuso de manómetros a las entradas y a las salidas de los fluidos con el fin de hacer una toma rápida y eficaz.

3.8.2 MEDICIÓN DE TEMPERATURA

La temperatura constituye una de las variables más comunes e importantes en los procesos industriales. Las limitaciones del sistema de medida quedan definidas en cada tipo de aplicación por la precisión, por la velocidad de captación de la temperatura, por la distancia entre el elemento de medida y el aparato receptor y por el tipo de instrumento indicador, registrador o controlador necesarios.

Es importante señalar que es esencial una comprensión clara de los distintos métodos de medida con sus ventajas y sus desventajas propias para lograr una selección óptima del sistema más adecuado.

Los instrumentos de temperatura utilizan diversos fenómenos que son influidos por la temperatura y entre los cuales figuran: (Creus, 1985)

- a) Variaciones en volumen o en estado de los cuerpos (sólido, líquidos o gases)
- b) Variación de resistencia de un conductor (sondas de resistencia)
- c) Variación de resistencia de un semiconductor (termisores)
- d) F.E.M. creada en la unión de dos metales distintos (termopares)
- e) intensidad de radiación total emitida por el cuerpo (pirómetros de radiación)
- f) Otros fenómenos utilizados en laboratorio (velocidad del sonido en un gas, frecuencia de resonancia en un cristal, etc).

De este modo se emplean los instrumentos siguientes: Termómetros de vidrio, termómetros bimetálicos, elementos primarios de bulbo y capilar rellenos de líquidos, gas o vapor, termopares, pirómetros de radiación, termómetros de resistencia, termómetros ultrasónicos, termómetros de cristal de cuarzo.

- **Termómetros de resistencia.**

La medida de temperatura utilizando sondas de resistencia depende de las características de resistencia en función de la temperatura que son propias del elemento de detección. El elemento consiste usualmente en un arrollamiento de hilo muy fino del conductor adecuado bobinado entre capas de material aislante y protegido con un revestimiento de vidrio o de cerámica. El material que forma el conductor se caracteriza por el llamado “coeficiente de temperatura de resistencia” que expresa a una temperatura especificada, la variación de la resistencia en ohmios del conductor por cada grado que cambia la temperatura. Los materiales que se usan normalmente en las sondas de resistencia son el platino y el níquel. El platino es el material más adecuado desde el punto de vista de precisión (0,01 °C) y estabilidad pero presenta inconvenientes de costo. En general la sonda de resistencia de platino utilizada en la industria tiene una resistencia de 100 ohmios a 0°C.

El níquel es más barato que el platino y posee una resistencia más elevada con una mayor variación por grado, sin embargo, tiene como desventaja la falta de linealidad en su relación resistencia-temperatura y las variaciones que experimenta su coeficiente de resistencia según los lotes fabricados, con una precisión de 0,5 °C, por otro lado el cobre

tiene una variación de resistencia uniforme, es estable, y barato pero tiene el inconveniente de su baja resistividad, posee una precisión de $0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$.

- **Termopares.**

El termopar se basa en el efecto descubierto por Seebeck en 1821, de la circulación de una corriente en un circuito formado por dos metales diferentes cuyas uniones (unión de medida o caliente y unión de referencia fría) se mantienen a distinta temperatura. Esta circulación de corriente obedece a dos efectos termoeléctricos combinados, el efecto Peltier que provoca la liberación o absorción de calor en la unión de dos metales distintos cuando una corriente circula a través de la unión, y el efecto Thomson que consiste en la liberación o absorción de calor cuando una corriente circula a través de un metal homogéneo en el que existe un gradiente de temperaturas. Se clasifican con letras de acuerdo al rango de temperatura.

En la medición de temperaturas elevadas que se encuentran en la fabricación de acero en fusión se emplean cartuchos con termopares R o S que se enchufan en una lanza. El operario sumerge ésta en acero y aunque el cartucho se funde en unos segundos, da tiempo a que un circuito esencial fije la máxima temperatura alcanzada.

Señalemos que el termopar tipo T, de cobre-constatán, tiene una elevada resistencia a la corrosión por humedad atmosférica o condensación y puede utilizarse en atmósferas oxidantes o reductoras. Se prefiere generalmente para las medidas de temperatura entre -200 a $+260\text{ }^{\circ}\text{C}$, por otro lado el termopar tipo J, de hierro-constatán, es adecuado en atmósferas con escaso oxígeno libre. La oxidación del hilo de hierro aumenta rápidamente por encima de $550\text{ }^{\circ}\text{C}$, siendo necesario un mayor diámetro del hilo hasta una temperatura límite de $750\text{ }^{\circ}\text{C}$. El termopar tipo K, de cromel-alúmel, se recomienda en atmósferas oxidantes y a temperaturas de trabajo entre 500 y 1000°C . No debe ser utilizado en atmósferas reductoras ni sulfurosas a menos que esté protegido con un tubo de protección y por último los termopares tipo R y S de Pt-Pt/Rh se emplean en atmósferas oxidantes y temperaturas de trabajo hasta 1500°C .

En la tabla N° 3 se pueden observar las características de los termopares.

Tabla N° 3: Características de los termopares. (Creus, 1985)

Tipo	Intervalo de medida	f.e.m. mV/°C	Límites de error del termopar		Cable de extensión Límites de		
			Regular	Premium	Temperatura	Error	
						Regular	Premium
Cobre Constatan tipo T	-185°C a -60°C -60°C a + 95 °C 95°C a 370°C	0,052	±2% ±0,8% ±0,75%	±1 % ±0,4% ±0,37%	-60 a + 95 °C	±0,8 °C	
Hierro Constatan Tipo J	0°C a 425°C 425°C a 750 °C 0°C a 300°C 300°C a 550°C	0,055	±2,2 °C ±0,5 °C	±1,1 °C ±0,3 °C	0-200 °C	±2,2 °C	±1,1 °C
Cromel Alumel tipo K	0°C a 400°C 400°C a superior	0,04	±3 °C ±0,75 °C		0-200 °C		±3 °C
Cobre Constatan (hilo de extensión)					0-200 °C	±5 °C	
Pt-Pt/Rh 13% tipo R	0°C a 1100°C 1100°C a 1400°C 1400°C a 1600°C	0,012	±1 °C ±2 °C ±3 °C		25 a 200 °C	±6 % o ±5 °C	
Pt-Pt/Rh 10% tipo S	0°C a 1100°C 1100°C a 1400°C 1400°C a 1600°C	0,010	±1 °C ±2 °C ±3 °C		25 a 200 °C	±6 % o ±5 °C	

Para la toma de datos de temperatura en intercambiadores de calor es recomendable usar termopares debido a que son los que ofrecen una mayor precisión para el rango de

temperatura al cual operan los intercambiadores de calor, si embargo se colocaron termómetros de resistencia debido a que el departamento de instrumentación de la Planta Hidroeléctrica Guri posee dichos medidores de temperatura con el rango de apreciación requerido, además son unos instrumentos de fácil colocación en las tuberías de los fluidos de entrada y salida a los intercambiadores de calor.

3.8.3 MEDIDAS DE CAUDAL

En la mayor parte de las operaciones realizadas en los procesos industriales y en las efectuadas en laboratorio y en plantas piloto es muy importante la medición de los caudales de líquidos o gases.

Existen varios métodos para medir el caudal volumétrico o másico deseado, siendo los más relevantes los medidores diferenciales, los cuales son los usados en Casa de Máquinas II de Guri. Los sistemas más importantes de los medidores diferenciales son: por presión diferencial, área variable, velocidad, fuerza y tensión inducida.

La fórmula de caudal obtenida con los elementos de presión diferencial se basa en la aplicación del teorema de Bernoulli (altura cinética + altura de presión + altura potencial = constante).

Los elementos de presión diferencial son los siguientes: Tubo de Venturi; Tubo Pitot, Tubo Annubar y Placa – orificio o diafragma, el cual se utiliza actualmente en la medición del caudal de agua y aceite en las unidades de Casa de Máquinas II, la cual consiste en una placa perforada instalada en la tubería en donde dos tomas conectadas en la parte anterior y posterior de la placa, captan esta presión diferencial la cual es proporcional al cuadrado del caudal. (Creus, 1985)

Para el desarrollo de los objetivos, se plantean los siguientes pasos:

1) Analizar la capacidad térmica de los intercambiadores de calor agua - aceite del cojinete combinado de las unidades impares de Casa de Máquinas II en Guri, para tubos lisos y tubos aleteados.

- Revisar planos e informes previos sobre los intercambiadores de calor bajo estudio de las unidades impares tales como: diagramas de flujo de sistema de enfriamiento de la unidad, diagrama de flujo de enfriadores de aceite del generador, detalle del enfriador de aceite del cojinete de empuje, tubería del enfriador de aceite, tubo aleteado de enfriadores de aceite cojinete de empuje de unidades impares. Esto tiene como fin, hacer una recolección de datos de operación y datos geométricos de los intercambiadores de calor, tales como el caudal de agua y aceite, dimensiones y valores geométricos de los componentes del intercambiador de calor y ubicación de los enfriadores así como las líneas de agua y aceite con sus respectivas válvulas.
- Hacer una visita de campo para la corroboración de las dimensiones de los tubos existentes en los intercambiadores de calor.
- Seleccionar las correlaciones teóricas más sencillas y a la vez más actualizadas para la obtención de los coeficientes de convección externos e internos, ya que éstas poseen un bajo porcentaje de error.
- Estimar teóricamente el coeficiente global “U” con las correlaciones teóricas seleccionadas para tubos aleteados y tubos lisos.

- Realizar un análisis de capacidad térmica de los intercambiadores de calor agua – aceite de las unidades impares con tubos lisos y con tubos aleteados, por medio del método de eficiencia NTU.
- Investigar los valores admisibles de la temperatura del aceite del cojinete combinado.
- Obtener por medio de un balance de energía la temperatura de salida del aceite del intercambiador de calor para tubos lisos y tubos aleteados.
- Analizar comparativamente las temperaturas de salida de aceite del intercambiador de calor, tomando en cuenta los valores máximos admisibles en la temperatura de aceite.
- Realizar las conclusiones pertinentes al uso o no de tubos aleteados en los intercambiadores de calor agua - aceite del cojinete combinado en las unidades impares.

2) Realizar una investigación de la instrumentación necesaria para el estudio de los intercambiadores de calor agua – aceite del cojinete combinado en las unidades impares de Casa de Máquinas II en Guri.

- Hacer una revisión bibliográfica del sistema de enfriamiento de las unidades impares de la central hidroeléctrica Guri para la obtención de los rangos de operación de todos los componentes del sistema de enfriamiento de las unidades impares.
- Hacer una revisión bibliográfica de la instrumentación para la medición de temperatura, presión y caudal que debe ser empleada en el estudio de los intercambiadores de calor con el fin de obtener las especificaciones mínimas requeridas como: tipo de instrumento, material, rango de operación, error regular y

óptimo, conectores y lectores para poder realizar una recomendación de la instrumentación.

- Seleccionar por medio de una visita a campo los puntos donde serán ubicados los medidores recomendados de temperatura y presión que se adaptarán a la entrada y salida del agua y aceite de los intercambiadores de calor.
- Por medio de una visita a campo, ubicar y verificar el estado de las placas de orificio de cada una de las líneas del sistema de enfriamiento y recomendar lectores que cumplan con el rango y el error requerido.

3) Elaboración de un protocolo de ensayos.

- Realizar una propuesta de toma de datos de temperatura, presión y caudal del agua y del aceite para el estudio de los Intercambiadores de Calor de los Cojinetes de Carga Combinada de las unidades impares; la cual se hace desde una potencia inicial de 440 Mw hasta la capacidad máxima de la unidad. Se toman los valores de cada parámetro una vez que el sistema se encuentre estabilizado para cada valor de potencia, tal como indica las consideraciones especiales presentadas al final de metodología.

4) Desarrollo de un programa para la simulación de intercambiadores de calor agua – aceite.

- Generar un diagrama de flujo para el cálculo de intercambiadores de calor agua – aceite basándose en el método NTU, para obtener las temperaturas de entrada y salida del aceite, así como la temperatura de salida del agua y la temperatura del metal del cojinete, a partir de la temperatura de entrada del agua, la potencia del eje y la geometría del enfriador, la cual puede ser para tubos aleteados o tubos lisos.

- Hacer un estudio de la codificación del lenguaje Visual Basic y realizar un levantamiento de datos de operación en campo (caudales de cada fluido, temperaturas a la entrada y salida de los intercambiadores de cada fluido, presiones a la entrada y salida de los intercambiadores de cada fluido y propiedades físicas de los fluidos), según lo indicado en el protocolo de ensayos.
- Desarrollar el modelo preliminar basándose en el diagrama de flujo y realizar la depuración del programa
- Calcular el calor transferido para cada potencia con los datos de caudal de agua y las temperaturas de entrada y salida de la misma, y posteriormente realizar una curva para la obtención de la correlación del aumento del calor transferido al aumentar la potencia de eje e incluirlo en el programa de simulación.
- Obtener el caudal de aceite por medio de la ecuación (II) a partir de los valores de caudal de agua obtenidos en campo para cada potencia.
- Obtener a través del simulador los valores del coeficiente de convección externo teóricos para diferentes valores de potencia, usando una correlación apropiada para intercambiadores de calor con un haz de tubos con deflectores.
- Obtener a partir de los valores experimentales y por medio de la ecuación (III) y el método NTU los valores del coeficiente de convección externo experimental para cada potencia, para posteriormente hallar una constante que relacione el coeficiente de convección externo teórico con el experimental y adaptarlo al programa.
- Calcular con los datos experimentales y por medio del método NTU el producto del coeficiente global por el área externa (UA) del sistema metal de cojinete – aceite para cada valor de potencia. Realizar una correlación del aumento del coeficiente global en función del aumento de la potencia y adaptarlo al programa

para la obtención de la temperatura del metal del cojinete por medio del método NTU.

- Validar el programa haciendo una comparación de las temperatura de entrada y salida de aceite, así como la temperatura de salida del agua y la temperatura del metal del cojinete obtenidas con el programa de simulación con los datos obtenidos en campo.

5) Adaptación de estudio de sensibilidad al programa de simulación.

- Agregar en el programa una página de evaluación en la cual el usuario pueda definir un rango de caudal de agua. Esta muestra por medio de una gráfica la disminución de la temperatura del aceite y el aumento de la caída de presión, para un incremento de caudal a una potencia fija. Esta sección sigue exactamente el mismo algoritmo de cálculo del programa principal, a diferencia que en este programa se obtienen tantas respuestas de salida como puntos en la gráfica requiera el usuario.
- Añadir en el programa una página de sensibilidad en donde el usuario defina un rango de ensuciamiento interno de los tubos del intercambiador a evaluar. Este muestra por medio de una gráfica el aumento de la temperatura del aceite, para el incremento del factor de ensuciamiento a una potencia y caudales fijos. De igual manera al punto anterior esta sección sigue el mismo algoritmo de cálculo del programa principal.
- Realizar un análisis del comportamiento de la temperatura de salida del aceite y de la temperatura del metal del cojinete por medio del programa de simulación, aumentando la operación a cuatro intercambiadores de calor de forma paralela.

6) Realizar un estudio de la factibilidad del aumento de la generación de potencia.

- Hacer un estudio de la temperatura de salida de aceite y la del metal del cojinete para un aumento en la potencia del eje entre el 10-15% (700 Mw a 770Mw) por medio del programa de simulación.
- Analizar los resultados de los valores obtenidos con el programa de simulación, verificando los niveles normales de operación y niveles máximos admisibles de la temperatura de aceite y la temperatura del metal del cojinete, así como la presión dentro de las tuberías.

7) Analizar los resultados del proyecto.

- Analizar el potencial de remoción de calor de los intercambiadores de calor existentes o modificados (de acuerdo a sugerencias del punto anterior).
- Diseñar el plan de acción para adecuar los intercambiadores de calor a condiciones futuras de acuerdo a recomendaciones dadas en el transcurso del trabajo.

Consideraciones especiales para la realización de la prueba

Para la caracterización de los intercambiadores de calor de los cojinetes de carga combinada de las unidades impares de Casa de Máquinas II de Guri, es necesario una correcta realización de toma de datos de temperatura, presión y caudal de agua y aceite.

La caracterización del comportamiento del sistema Intercambiador de Calor - Cojinete, requiere de la medición en el sitio, para tres equipos bajo condiciones controladas (flujos de diseño y perfecto estado físico), de las presiones y temperaturas de operación. Estos valores deben ser obtenidos bajo un régimen de carga (del cojinete) constante, y para varias cargas, dentro del rango de operación del equipo.

Es importante tomar datos de los valores de los caudales de agua y aceite ya que se debe verificar que los valores de las presiones y temperaturas sean tomados a un caudal fijo. Para ello, es necesario verificar previamente los flujos de agua y aceite que existen a través de los intercambiadores de calor y monitorearlos permanentemente durante las pruebas.

El flujo de operación de cada intercambiador corresponde a $1/3$ del flujo de agua a través de la línea principal y tiene que corresponder con el valor de diseño operacional exigido por el fabricante de los equipos. Por otro lado, es necesario reportar las presiones de entrada y salida de cada una de las líneas del intercambiador de calor (para efectos de verificar el estado hidráulico del intercambiador).

Las temperaturas medidas a la entrada y salida tanto del agua como del aceite se realizan cada treinta minutos hasta asegurar que se repitan o tengan un margen de diferencia del 1% a una carga fija en la unidad turbo-generadora, a objeto de determinar los parámetros de operación en régimen estacionario.

Por lo antes expuesto antes de proceder a realizar cada medición de presión y temperatura del aceite y del agua, a diferentes cargas, se propone los siguientes pasos a seguir secuencialmente:

1. Asegurar que la instrumentación a utilizar se encuentra previamente calibrada y que los intercambiadores (3 en paralelo) de calor sometidos a estudio se encuentran limpios o en perfectas condiciones físicas (recién mantenidos).
2. Ajustar la potencia de la máquina a un valor de 440MW.
3. Tomar los valores de temperatura y presión de agua y aceite a la entrada y salida del intercambiador de calor una vez que se estabilice el sistema, a la potencia ajustada y registrar en la tabla N°4.
4. Tomar los valores de caudal de agua y registrar en la tabla N°4.
5. Aumentar la potencia según disposición de los operadores a intervalos variables y repetir los pasos 3 y 4, hasta llegar a un valor de potencia máxima, según la capacidad de la unidad.

Luego, tomando los datos, al final de este período de tiempo de estabilización, es posible realizar los ajustes correspondientes al programa de simulación de los intercambiadores, y poder obtener los valores de temperatura de salida y entrada del aceite, así como el valor de la temperatura del metal del cojinete.

A continuación se presenta una tabla de datos tipo para la caracterización del sistema de los intercambiadores de calor-cojinete combinado.

Tabla N°4: Tabla tipo de toma de datos de temperatura y presión para los IC.

Potencia del eje (Po=MW)	Caudal de agua ($\dot{Q}_w$ =lts/min)	Temperatura inicial del agua (T _{1-w} = °C)	Temperatura final del agua (T _{2-w} =°C)	Temperatura inicial del aceite (T _{1-Ac} =°C)	Temperatura final del aceite (T _{2-Ac} =°C)	Temperatura del metal cojinete (T _{mc} =°C)	Presión Agua (P _w = Pa)		Presión Aceite (P _{Ac} = Pa)	
							Entrada	Salida	Entrada	Salida
Potencia mínima										
Equipo 1										
Equipo 2										
Equipo 3										
Potencia 2										
Equipo 1										
Equipo 2										
Equipo 3										
Potencia 3										
Equipo 1										
Equipo 2										
Equipo 3										
Potencia 3										
Equipo 1										
Equipo 2										
Equipo 3										
Potencia 3										
Equipo 1										
Equipo 2										
Equipo 3										
Potencia máxima										
Equipo 1										
Equipo 2										
Equipo 3										

DESCRIPCIÓN DEL MODELO

En la siguiente sección se describe el modelo matemático que se utilizan para el desarrollo del programa necesario para la simulación del conjunto Intercambiador-Cojinete de las unidades impares de Casa de Máquinas II de Guri.

Debido a que el aceite se encuentra en un lazo cerrado entre el intercambiador de calor y el cojinete combinado, las temperaturas de entrada y salida del intercambiador dependen tanto de las características del intercambiador como del calor que se transfiere del cojinete al aceite. Para el presente análisis se supone que el calor disipado por el cojinete es una fracción constante de la potencia producida por la turbina y que este valor es conocido. Este valor puede obtenerse a partir de mediciones realizadas sobre el equipo.

Las variables conocidas son las siguientes:

- Flujo másico de agua ($\dot{m}_w$).
- Flujo másico de aceite ($\dot{m}_{Ac}$).
- Temperatura de entrada del agua (t_{1-w})
- Características geométricas del intercambiador.
- Calor disipado por el cojinete (q_{disip}).

Las variables a determinar son:

- Temperaturas de entrada y salida del aceite (T_{1-Ac} y T_{2-Ac}).
- Temperatura de salida del agua (t_{2-w}).
- Temperatura del metal de cojinete (T_{mc})

En la figura N° 15 se muestra un esquema del modelo utilizado.

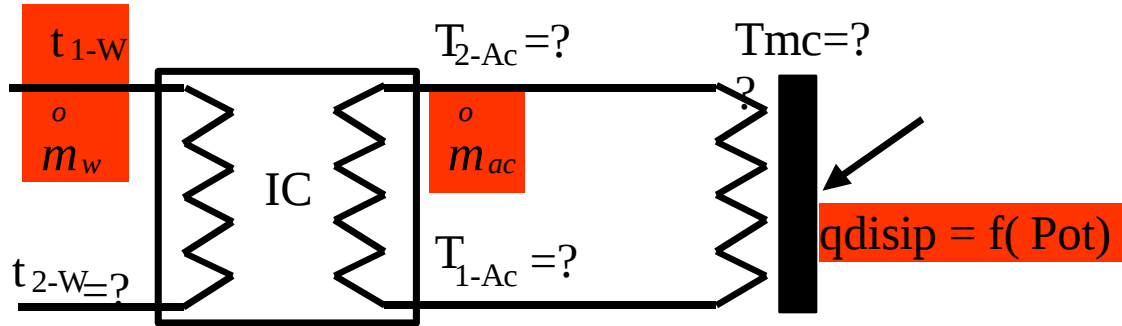


Figura N°15: Esquema del modelo utilizado para el análisis del sistema Intercambiador-Cojinete. (las variables en recuadros son conocidas)

Utilizando el método de Eficiencia-NTU descrito en la ecuación (XXXXII), se puede despejar la temperatura inicial de aceite expresándose de la siguiente manera:

$$T_{1-Ac} = t_{1-W} + \frac{q_{disip}}{\varepsilon C_{MIN}} \quad (XXXXXII)$$

Dado que el calor disipado por el cojinete debe ser igual al calor transferido en el intercambiador Q_c , de la ecuación anterior, se deduce que la temperatura de entrada del aceite es únicamente función de:

- La temperatura del agua de enfriamiento.
- El calor disipado por el cojinete.
- La eficiencia del intercambiador.
- La capacidad calorífica mínima de los dos fluidos.

El objetivo del modelo es calcular la eficiencia del intercambiador ε y determinar a partir de los datos ya conocidos, la temperatura de entrada del aceite. En el anexo B, se muestra el procedimiento para calcular la eficiencia del intercambiador para tubos lisos y tubos aleteados.

Las temperaturas de salida del agua y del aceite se calculan a partir de la ecuación de conservación de la energía aplicada a cada uno de los fluidos como se muestra a continuación:

$$t_{2-W} = t_{1-W} + \frac{q_{disip}}{m_W C_{p_W}} \quad (XXXXXXIII)$$

$$T_{2-Ac} = T_{1-Ac} - \frac{q_{disip}}{m_{Ac} C_{p_{Ac}}} \quad (XXXXXXIV)$$

Posteriormente para el cálculo de la temperatura del metal del cojinete, se aplica nuevamente el método de Eficiencia-NTU a un segundo sistema, el cual el aceite disminuye la temperatura del metal del cojinete como se muestra a continuación:

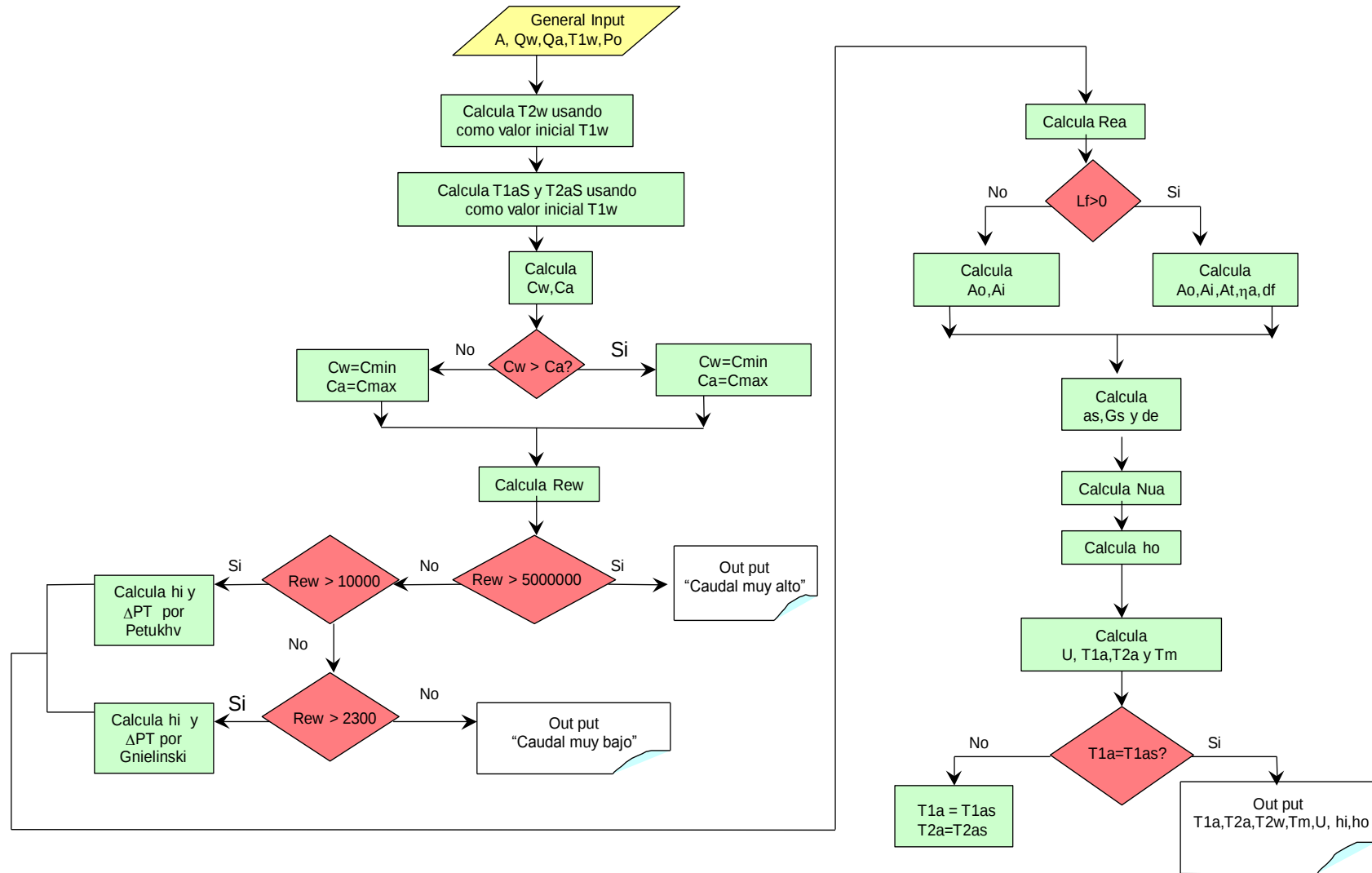
$$T_{mc} = T_{1-Ac} + \frac{q_{disip_c}}{\varepsilon \cdot C_{MIN}} \quad (XXXXXXV)$$

Del mismo modo, el calor disipado en el cojinete debe ser igual al calor Q_c transferido desde el metal del cojinete hacia el aceite. Como se puede apreciar en la ecuación (XXXXXXV) la temperatura del metal del cojinete depende de la eficiencia del sistema. Esta varía debido a que el coeficiente global U cambia para diferentes valores de calor transferido, es por ello que es necesario obtener los valores experimentales del producto AU , así como el cálculo de la eficiencia de este sistema.

El programa adicionalmente permite realizar estudios paramétricos variando el caudal de agua para estudiar el efecto de esta sobre la temperatura de salida del aceite y la caída de presión en los tubos, así como estudios del efecto del aumento del ensuciamiento interno en los tubos sobre la temperatura de salida del aceite.

En la figura N°16 se muestra un diagrama de flujo del programa:

Figura N°16: Diagrama de flujo del programa



DESCRIPCIÓN DEL PROGRAMA

En la siguiente sección se realiza una descripción del programa que simula el comportamiento de los intercambiadores de calor del cojinete combinado de las unidades impares de Casa de Máquinas II de Guri, el cual ha sido desarrollado en Visual Basic utilizando como interfase de entrada y salida de datos la hoja de cálculo Excel de Microsoft.

El programa posee 9 hojas o pantallas con el siguiente contenido:

- 1.- Datos de entrada del modelo.
- 2.- Propiedades de los fluidos.
- 3.- Resultados
- 4.- Análisis del aumento del caudal de agua.
- 5.- Gráficos de análisis del aumento del caudal de agua.
- 6.- Análisis del aumento del ensuciamiento interno de las tuberías.
- 7.- Gráfico del análisis del ensuciamiento interno de las tuberías.
- 8.- Figuras.
- 9.- Instrucciones.

- **Página de datos de entrada del modelo.**

En la página de datos de entrada se encuentran los datos geométricos del sistema y las condiciones de funcionamiento conocidas. También se encuentra el botón de ejecución del programa el cual da inicio a los cálculos correspondientes a la determinación de las temperaturas del aceite, temperatura del metal de cojinete y la temperatura de salida del agua. En la figura N°17 se muestra un ejemplo de la página de datos de entrada.

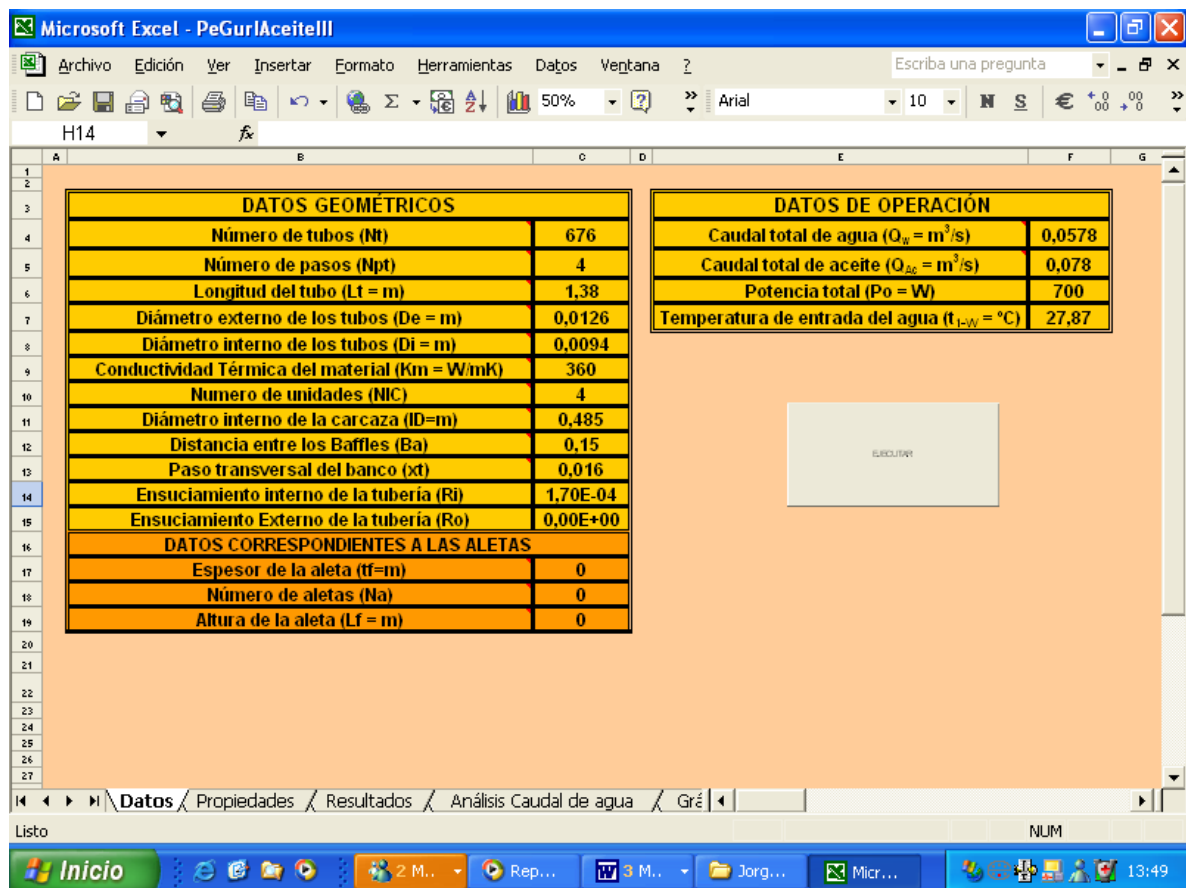


Figura N°17: Página de datos de entrada del programa.

- **Página de propiedades de los fluidos**

La página de propiedades permite introducir los valores o funciones que permiten calcular las propiedades de los fluidos agua y aceite. En la figura N°18 se muestra un ejemplo de la página de propiedades.

Las ecuaciones que relacionan la variación de la densidad, viscosidad y conductividad térmica con respecto a la temperatura del agua y del aceite Turbolub G-56 fueron suministradas por INTEVEP, para posteriormente ser anexadas al programa, dichas correlaciones se pueden observar en el anexo C. Cabe acotar, que por factores de disponibilidad de información, la única ecuación disponible para el aceite es la de la viscosidad, suponiéndose constante las otras propiedades físicas.

PROPIEDADES			
AGUA		ACEITE	
Densidad del agua ($\rho_w = \text{Kg/m}^3$)	996,065	Densidad del aceite ($\rho_{ac} = \text{Kg/m}^3$)	880
Viscosidad del agua ($\mu_w = \text{Pa s}$)	8,26E-04	Viscosidad del aceite ($\mu_{ac} = \text{Pa s}$)	4,61E-02
Calor específico del agua ($C_{p_w} = \text{J/Kg K}$)	4180	Calor específico del aceite ($C_{p_{ac}} = \text{J/Kg K}$)	2006,4
Conductividad Térmica del agua ($K_w = \text{W/m K}$)	0,543	Conductividad Térmica del aceite ($K_{ac} = \text{W/m K}$)	0,144
Viscosidad cinemática del agua ($\nu_w = \text{m}^2/\text{s}$)	8,29E-07	Viscosidad cinemática del aceite ($\nu_{ac} = \text{m}^2/\text{s}$)	5,24E-05
Número de Prandtl del agua (Pr_w)	6,362	Número de Prandtl del aceite (Pr_{ac})	643,067
Temperatura media del agua (T_{m_w})	28,63	Temperatura media del aceite (T_{m-ac})	42,00

Figura N°18: Página de propiedades del agua y del aceite .

- **Página de resultados**

La página de resultados muestra los resultados obtenidos después de la ejecución. En ella se muestran las temperaturas de entrada y salida del aceite, la temperatura del metal del cojinete y la temperatura de salida del agua. Adicionalmente se muestran los coeficientes de transferencia de calor del lado del agua y del aceite, el coeficiente global de transferencia de calor, la capacidad calorífica máxima y mínima, el calor transferido y la caída de presión del lado del agua. En la figura N°19 se muestra un ejemplo de la página de resultados.

RESULTADOS OBTENIDOS	
Temperatura de salida del agua ($t_{2-w} = ^\circ\text{C}$)	32,01
Temperatura de entrada del aceite ($T_{1-o} = ^\circ\text{C}$)	41,71
Temperatura de salida del aceite ($T_{2-o} = ^\circ\text{C}$)	34,47
Coefficiente Global ($U = \text{W/m}^2\text{K}$)	430,26
Coefficiente por convección lado interno ($h_i = \text{W/m}^2\text{K}$)	6385,72
Coefficiente por convección lado externo ($h_o = \text{W/m}^2\text{K}$)	531,55
Cmin	34429,82
Cmax	60139,84
Diferencial de presión lado agua ($\Delta P_t = \text{Kg/m}^2$)	0,16
Calor Total Transferido ($Q = \text{W}$)	9,97E+05
Temperatura del Metal del Cojinete ($T_{mc} = ^\circ\text{C}$)	67,37

Figura N°19: Página de Resultados.

- **Página de análisis del aumento del caudal de agua.**

La página de análisis del caudal de agua permite definir un rango de caudales de agua dentro del cual se desea operar y el programa muestra la temperatura del aceite y la caída de presión para cada caso. En la figura N°20 se muestra un ejemplo de la página del análisis del caudal de agua .

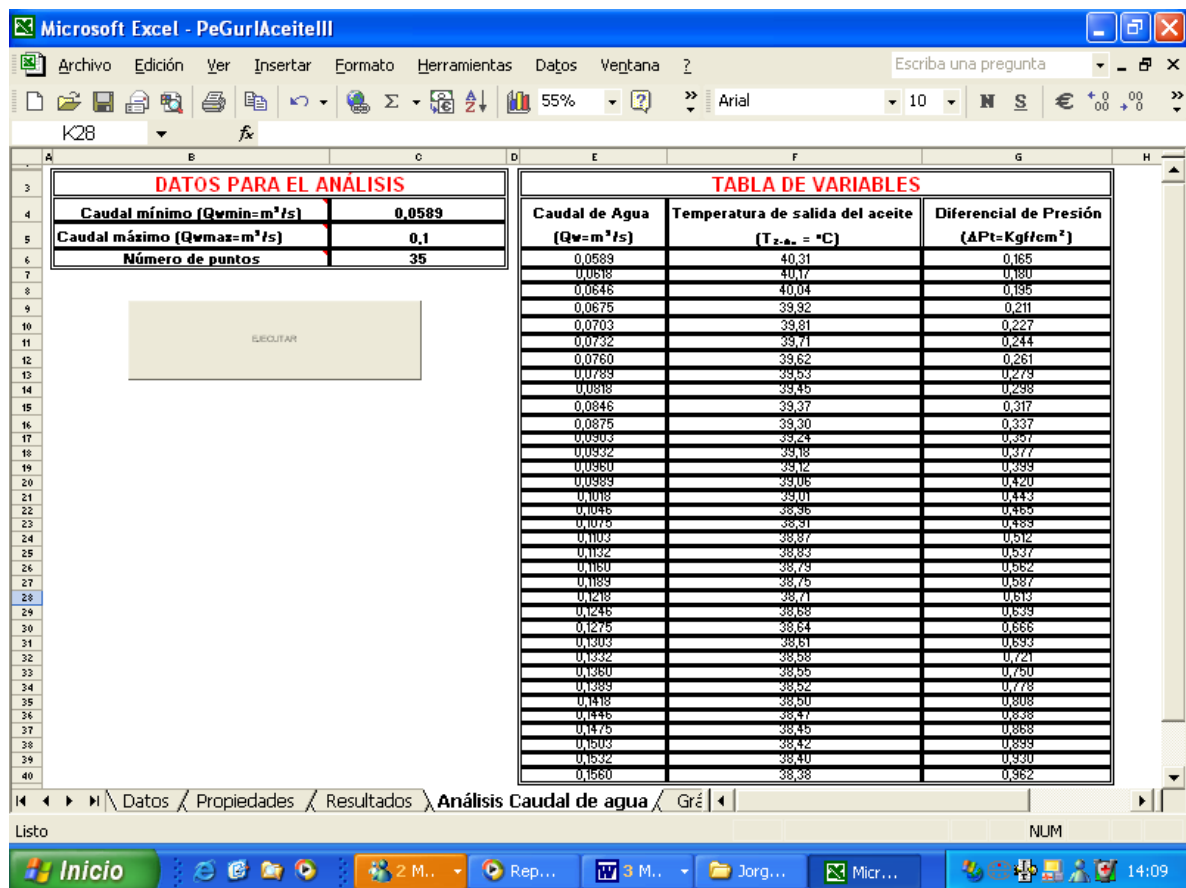


Figura N°20: Página de análisis del aumento del caudal del agua.

- **Página de gráficos de análisis del caudal de agua.**

En la página de gráficos de análisis del caudal de agua, se muestra los resultados de la página del análisis del aumento del caudal de agua (Temperatura del aceite y caída de presión en función del caudal de agua). En la figura N°21 se muestra un ejemplo de la página del análisis del caudal de agua .

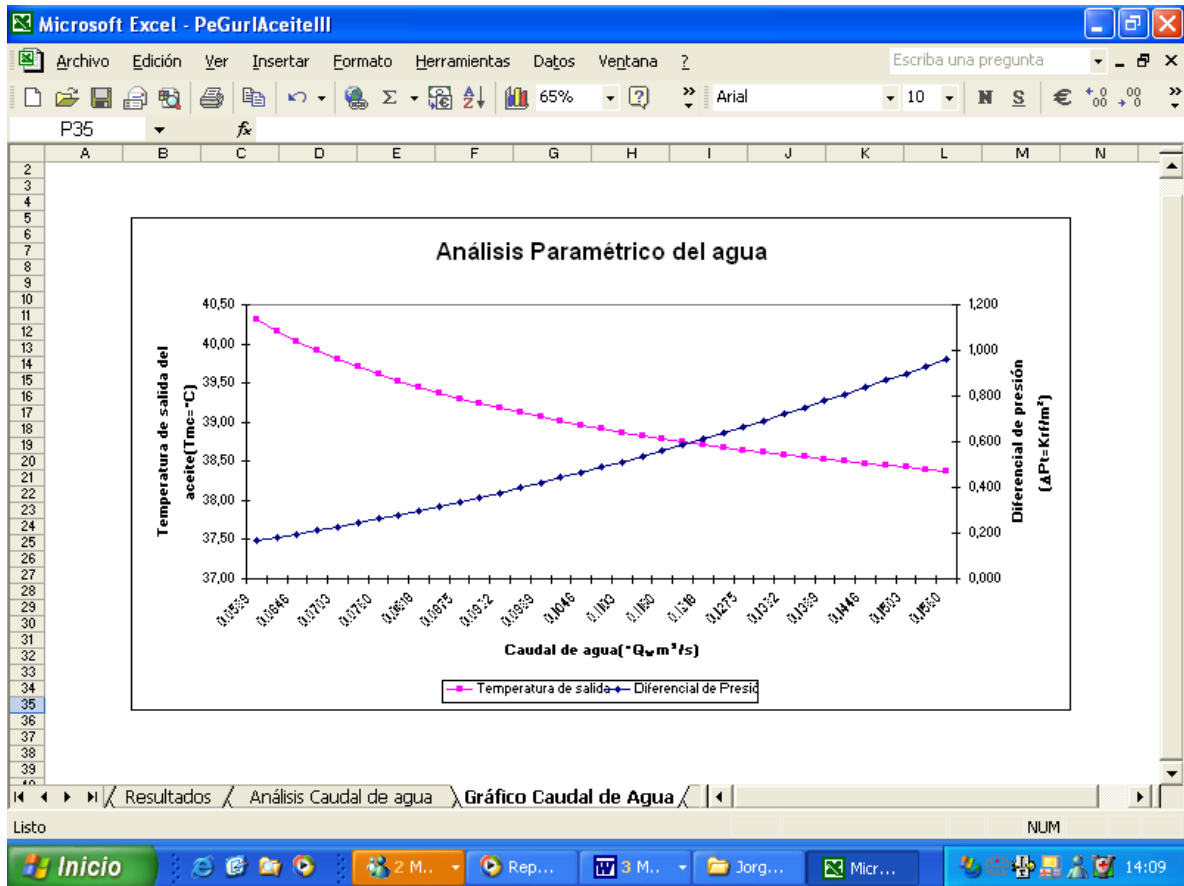


Figura N°21: Página de gráficos de análisis del aumento del caudal del agua.

- **Página de análisis del ensuciamiento interno de las tuberías.**

La página de análisis del ensuciamiento interno de las tuberías, permite definir un rango de ensuciamiento dentro del cual se desea operar y el programa muestra el aumento de la temperatura del aceite. En la figura N°22 se tiene un ejemplo de la página del análisis de ensuciamiento interno de las tuberías.

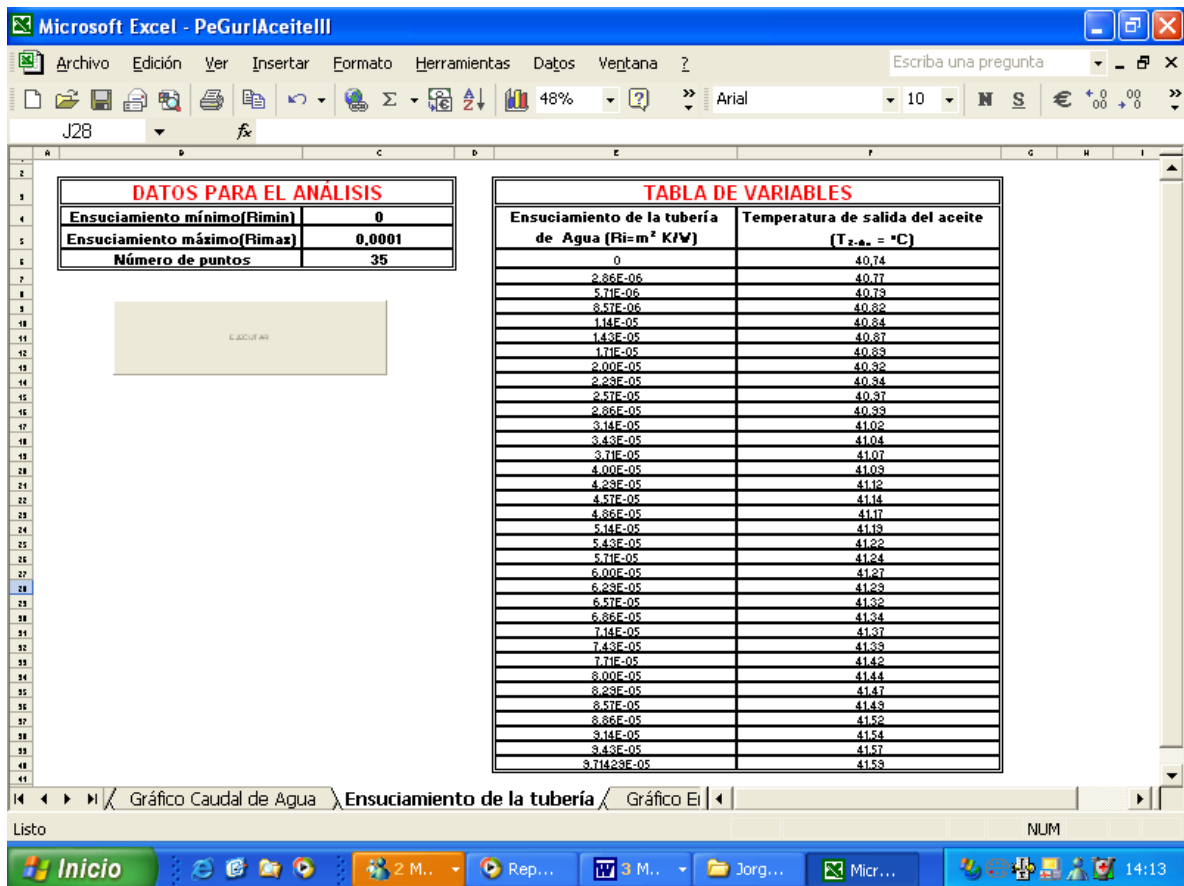


Figura N°22: Página de análisis del ensuciamiento de las tuberías.

- **Página de Gráfico del análisis de ensuciamiento de las tuberías.**

En la página de gráficos del análisis de ensuciamiento de las tuberías se muestra los resultados del análisis del aumento del ensuciamiento interno de las tuberías de agua, en donde se observa el aumento de la temperatura del aceite a medida que aumenta dicha resistencia. En la figura N°23 se muestra un ejemplo de la página de gráfico del análisis de ensuciamiento interno de las tuberías.

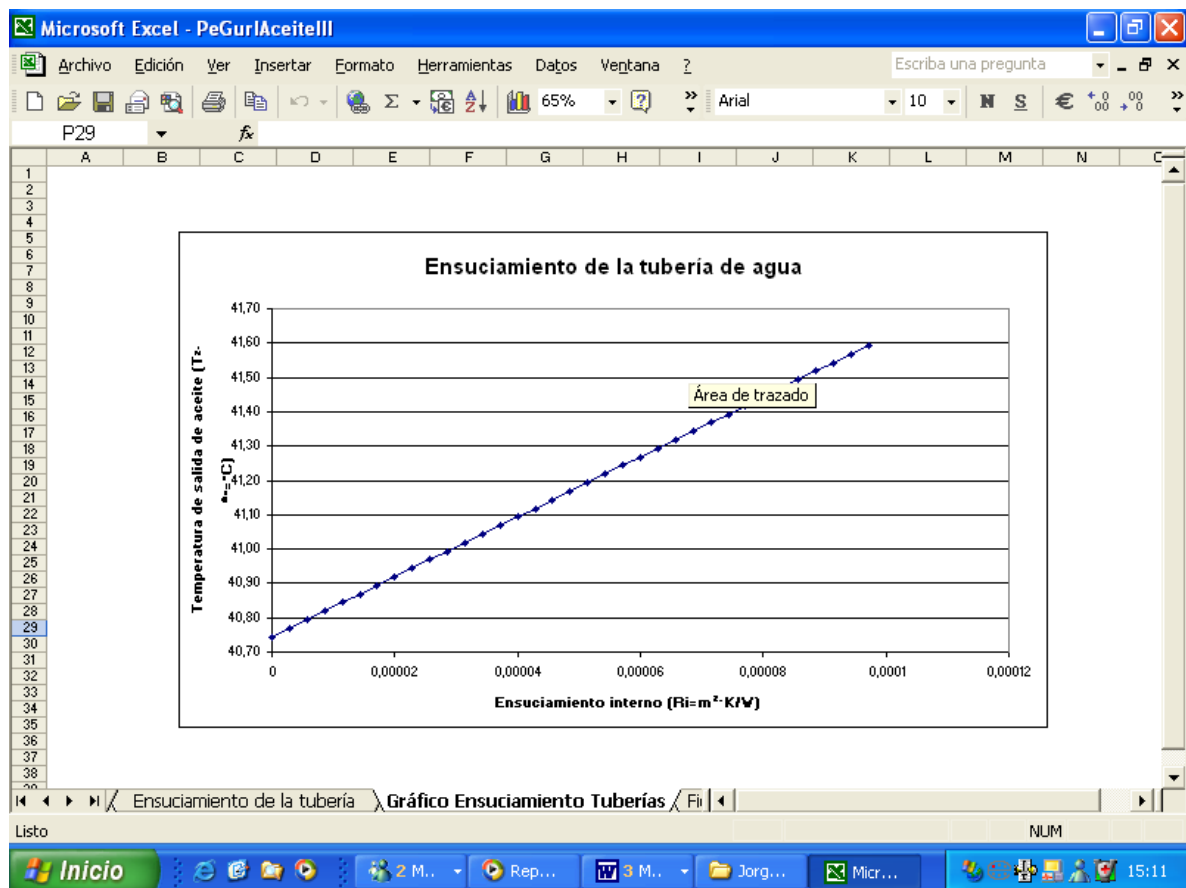


Figura N°23: Página de gráfico del análisis del ensuciamiento de las tuberías.

- **Página de Figuras**

En esta página se muestran fotografías del equipo que permiten definir con precisión los datos geométricos.

- **Página de Instrucciones**

En esta página se muestran las instrucciones de funcionamiento del programa.

VII

RESULTADOS

En esta sección se muestran los resultados que fueron necesarios para el desarrollo del programa y el análisis del aumento de la demanda de la potencia del eje.

7.1 EFECTO DEL USO DE TUBOS ALETADOS SOBRE LA CAPACIDAD TÉRMICA DEL INTERCAMBIADOR

Antes de monitorear el comportamiento de los intercambiadores de calor para diferentes valores de potencia en el eje, fue necesario asegurarse de la necesidad del uso de tubo aleteados en los intercambiadores de calor, ya que originalmente el fabricante de estos había diseñado los intercambiadores de calor con un haz de tubos aleteados con las características mostradas en la tabla N°2. Es muy importante esta primera etapa del estudio, ya que se tendría una disminución de los costos de remplazo, debido a que los tubos con estas características son mucho mas costosos que los tubos lisos, por otro lado habría un aumento de la confiabilidad del equipo y un aumento de la vida útil del mismo ya que los tubos lisos tienen un mayor espesor que los tubos aleteados.

Para evaluar el efecto de los tubos aleteados en la capacidad térmica del intercambiador, se calcula la relación entre el calor transferido por el equipo sin aletas y el calor transferido por el equipo con aletas para las mismas condiciones de entrada de los fluidos.

Según el método de Eficiencia-NTU, como indica la ecuación (XXXXII) el calor transferido por un intercambiador viene dado por:

$$Q = \varepsilon C_{MIN} (T_{1-Ac} - t_{1-W})$$

Donde ε es la eficiencia del intercambiador, C_{MIN} es la capacidad calorífica mínima de los dos fluidos, $T_{1-\text{Ac}}$ es la temperatura de entrada del fluido caliente (aceite) y $t_{1-\text{W}}$ es la temperatura de entrada del fluido frío (agua).

Dado que se ha supuesto como hipótesis que las condiciones de entrada para ambos casos es la misma, la relación de calores se reduce a:

$$\frac{Q_{SA}}{Q_{CA}} = \frac{\varepsilon_{SA}}{\varepsilon_{CA}}$$

La eficiencia (ε) del intercambiador es a su vez función de dos parámetros denominados Relación de Capacidad (Cr) y la unidad de transferencia de calor (NTU) la cual se define en la ecuación (XXXXIV). Como se puede observar en esta ecuación, el valor del NTU se encuentra en función del área total externa y el coeficiente total de transferencia de calor del intercambiador, respectivamente.

La presencia de aletas en el intercambiador afecta directamente a ambos parámetros de modo que es necesario calcular el área externa total (A_t) y el coeficiente global (U) para ambos casos y posteriormente calcular las eficiencias.

Utilizando los datos geométricos mostrados en las tablas N°1 y N°2, caudales y temperaturas de entrada típicos del intercambiador mostrados en el anexo A y según los procedimientos descritos en el anexo B, se obtienen los resultados deseados.

En la tabla N°5 se muestran los resultados del área, coeficiente global, unidad de transferencia de calor y la eficiencia de un intercambiador usando tubos aleteados y tubos lisos para un valor de C_{MIN} 39432,45 W/K para cada caso.

.

Tabla N° 5: Parámetros característicos de un intercambiador de calor con tubos aleteados y tubos lisos.

Intercambiador de calor	Área (A=m²)	Coefficiente Global (U=W/K·m²)	Unidad de transferencia NTU	Eficiencia del intercambiador de calor (ε)
Con aletas	95,8	432,4	0,782	0,51
Sin aletas	36,92	835,5	1,05	0,47

Finalmente se tiene la relación de las capacidades caloríficas para un intercambiador de calor con y sin aletas:

$$\frac{Q_{SA}}{Q_{CA}} = \frac{\varepsilon_{SA}}{\varepsilon_{CA}} = 0,922$$

7.2 INSTRUMENTACIÓN SELECCIONADA Y DATOS EXPERIMENTALES PARA LA CARACTERIZACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR DEL COJINETE COMBINADO

Para ajustar y posteriormente validar el modelo desarrollado para la simulación del sistema intercambiadores-cojinete, se realizaron medidas de caudales y temperaturas durante las pruebas de eficiencia de la unidad 19 llevadas a cabo entre el 15 y el 30 de Noviembre del 2001. Los resultados obtenidos se muestran en la tabla N° 6.

Tabla N° 6: Datos recopilados en la unidad 19 durante las pruebas de eficiencia. Nov 2001

Potencia del eje (Po=MW)	Caudal de agua ($\dot{Q}_w$ =lts/min)	Temperatura inicial del agua (T _{1-w} = °C)	Temperatura final del agua (T _{2-w} =°C)	Temperatura inicial del aceite (T _{1-Ac} =°C)	Temperatura final del aceite (T _{2-Ac} =°C)	Temperatura del metal cojinete (T _{mc} =°C)	Presión Agua (P _w = Pa)		Presión Aceite (P _{Ac} = Pa)	
							Entrada	Salida	Entrada	Salida
440										
Equipo 1	2632	27,8	32,7	48,7	41,5	69,5	2,9	2,8	1,90	1,35
Equipo 2	2632	27,6	31,7	48,2	41,8		2,9	2,8	1,90	1,35
Equipo 3	2632	27,8	33,6	48,6	42,2		2,9	2,8	1,85	1,30
472,5										
Equipo 1	2623	28,0	32,9	49,0	41,8	70,0	2,8	2,7	1,85	1,30
Equipo 2	2623	27,8	31,9	48,6	42,1		2,8	2,7	1,85	1,35
Equipo 3	2623	27,9	33,9	49,0	42,6		2,8	2,7	1,09	1,35
550										
Equipo 1	2628	28,1	33,2	49,5	42,1	72,0	2,9	2,8	1,85	1,30
Equipo 2	2628	27,9	32,1	49,1	42,5		2,9	2,8	1,85	1,30
Equipo 3	2628	28,1	34,0	49,4	43,0		2,9	2,8	1,85	1,30
630										
Equipo 1	2634	27,8	33,0	49,7	42,2	73,5	2,8	2,7	1,85	1,35
Equipo 2	2634	27,6	32,0	49,1	42,6		2,8	2,7	1,85	1,35
Equipo 3	2634	27,8	34,1	49,7	43,2		2,8	2,7	1,85	1,30
644										
Equipo 1	2631	27,9	33,1	49,9	42,4	74,0	2,9	2,8	1,85	1,30
Equipo 2	2631	27,8	32,1	49,2	42,7		2,9	2,8	1,85	1,35
Equipo 3	2631	27,9	34,2	49,8	43,4		2,9	2,8	1,85	1,35

Para la toma de datos, fue necesario colocar en el sistema de agua de enfriamiento y en el sistema de lubricación a la entrada y a la salida de tres intercambiadores de calor un medidor de presión y un medidor de temperatura, para un total de doce manómetros y doce termocuplas con las siguientes características:

- Manómetros, marca ASHCROFT de 0 – 6 Bar, Precisión de $\pm 0,5\%$, con glicerina, conexión de $\frac{1}{2}$ Pulg. Rosca NPT.
- Termocuplas RTD, tipo bourdon de $\frac{1}{4}$ Pulg. Regulable, Conexión de $\frac{1}{2}$ Plg, rosca NPT, sin termopozo.
- Registrador VENETROL 3000. Donde se conectan las termocuplas tipo RTD.

7.3 RELACIÓN ENTRE POTENCIA GENERADA POR LA TURBINA Y EL CALOR DISIPADO POR EL COJINETE

Como se explicó anteriormente, para el análisis de los intercambiadores de calor se realizó la suposición de que el calor disipado por el cojinete es una fracción constante de la potencia producida por la turbina y que este valor es conocido. En el anexo D, se puede observar como se obtiene el valor de dicho calor disipado a partir de mediciones realizadas sobre el equipo.

La figura N° 24, muestra gráficamente la relación existente entre la potencia generada por la turbina y el calor disipado por el cojinete, cuyos valores se encuentran en la tabla N°D1. También se muestra una correlación a través de una ecuación de segundo grado la cual es utilizada por el programa de simulación para obtener el calor disipado a partir de la potencia de la turbina.

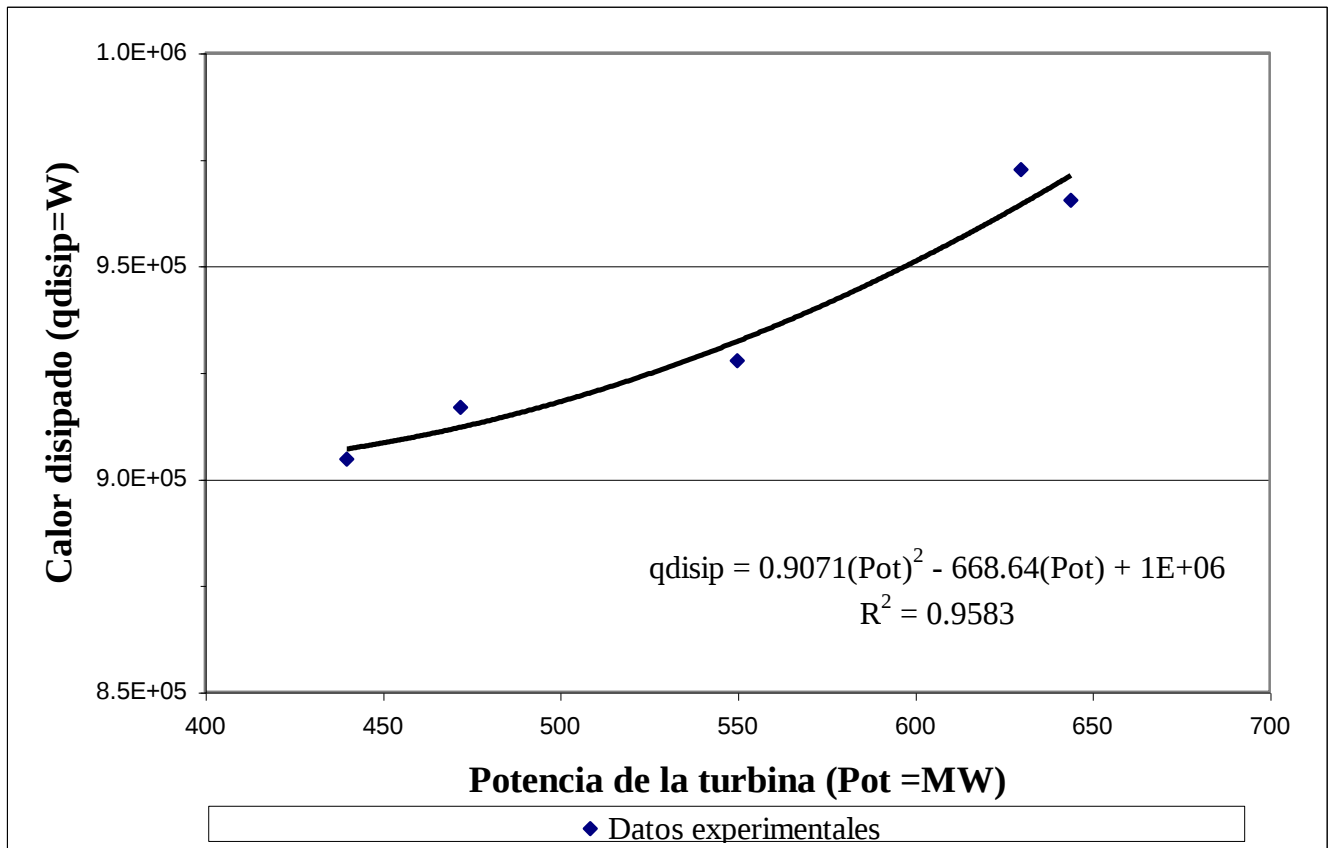


Figura N°24: Calor disipado por el cojinete vs Potencia de la turbina.

7.4 CORRELACIÓN AJUSTADA DEL COEFICIENTE DE CONVECCIÓN EXTERNO

Debido a que el coeficiente de convección externo es el parámetro sobre el cual se tiene mayor incertidumbre, fue necesario hacer un análisis para obtener la ecuación de cálculo que más se asemeje a los datos experimentales. Primero se usó como base la correlación de de M^c Adams, con dicha ecuación a través del simulador y usando como valores de entrada los datos experimentales, se obtuvieron los coeficientes de convección externos teóricos para cada condición de potencia. El procedimiento de cálculo de dicho coeficiente de convección externo teórico se encuentra reflejado en el anexo B.

Es importante recalcar que uno de los datos de entrada es el caudal de aceite, el cual tuvo que ser calculado teóricamente debido al mal estado del medidor, dichos cálculos se encuentran especificados en el anexo E.

Posteriormente, fue necesario determinar el coeficiente de convección externo experimental por medio del método de eficiencia-NTU con los datos experimentales recopilados. El cálculo de dicho coeficiente experimental se encuentra detallado en el anexo F.

En la tabla N°7 se tienen los resultados de los coeficientes de convección externo teóricos y experimentales y el promedio de cada uno de estos.

Tabla N°7: Promedio del coeficiente externo teórico y experimental para diferentes condiciones de carga.

Potencia del eje (Pot=MW)	Coeficiente externo teórico ($h_{o_t}=W/K\cdot m^2$)	Coeficiente externo experimental ($h_{o_{IC}}=W/K\cdot m^2$)	Varianza (%)
440	1038,82	634,24	1,6
472	1110,07	636,64	
550	1106,60	633,20	
630	1137,20	651,94	
644	1132,12	644,60	
Promedio	1104.96	640.124	

En la figura N°25 se muestra una gráfica donde se muestra la diferencia de los valores del coeficiente externo experimental y teórico para cada potencia.

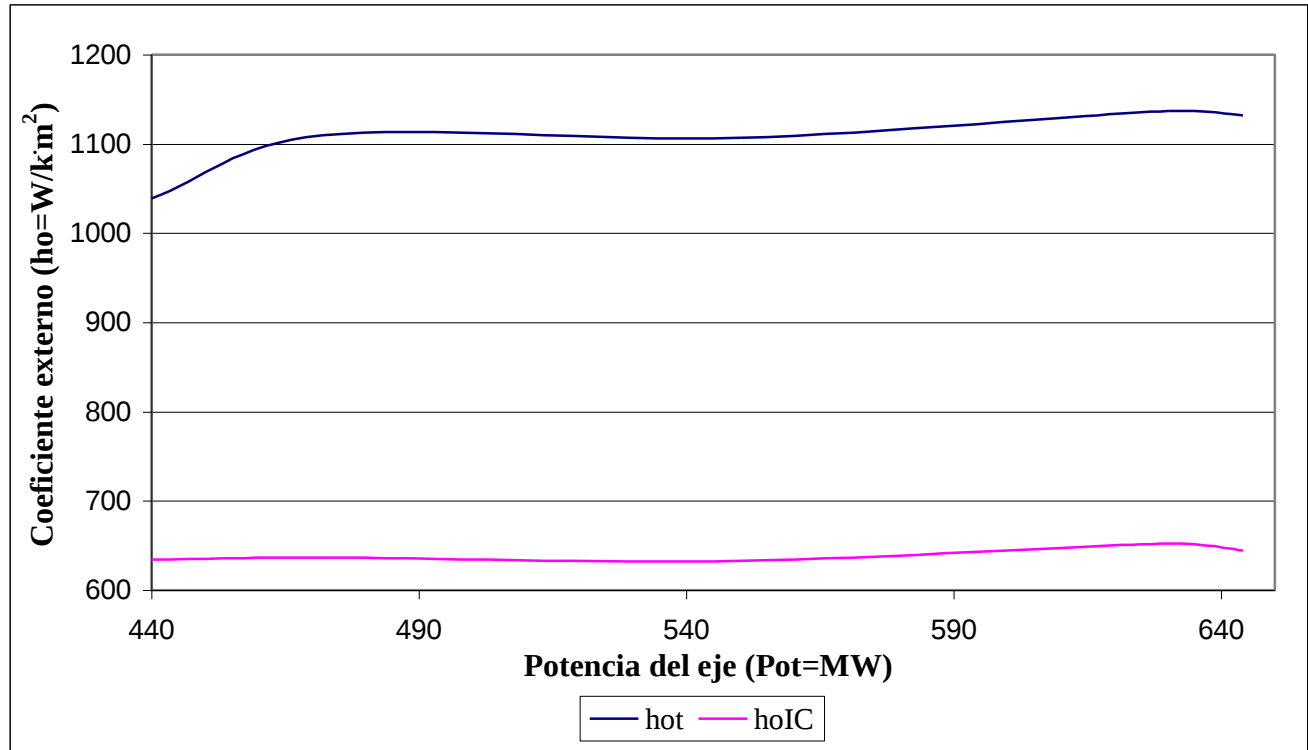


Figura N°25: Diferencia de los valores del coeficiente de convección externo para cada condición de potencia.

Para que los resultados del modelo se ajustaran adecuadamente a los resultados experimentales se sacó la relación entre el coeficiente experimental y el coeficiente teórico, por lo que ahora la correlación de M^c Adams se multiplica por un factor de 0,6.

7.5 RELACIÓN ENTRE POTENCIA GENERADA POR LA TURBINA Y EL PRODUCTO UA DEL SISTEMA DEL METAL DEL COJINETE

Debido a que el producto UA varía con respecto a la temperatura y que esta aumenta al incrementar la potencia de la turbina, es necesario determinar este factor para las diferentes condiciones de carga. En el anexo G se especifica el cálculo del producto UA del sistema del metal del cojinete a partir de los datos experimentales y en la tabla N° G1 se encuentran los valores de la eficiencia del sistema del metal del cojinete y el producto UA para diferentes condiciones de carga.

En el gráfico N°26 se puede apreciar la variación del producto del coeficiente global por el área externa UA, para diferentes condiciones de carga de la turbina.

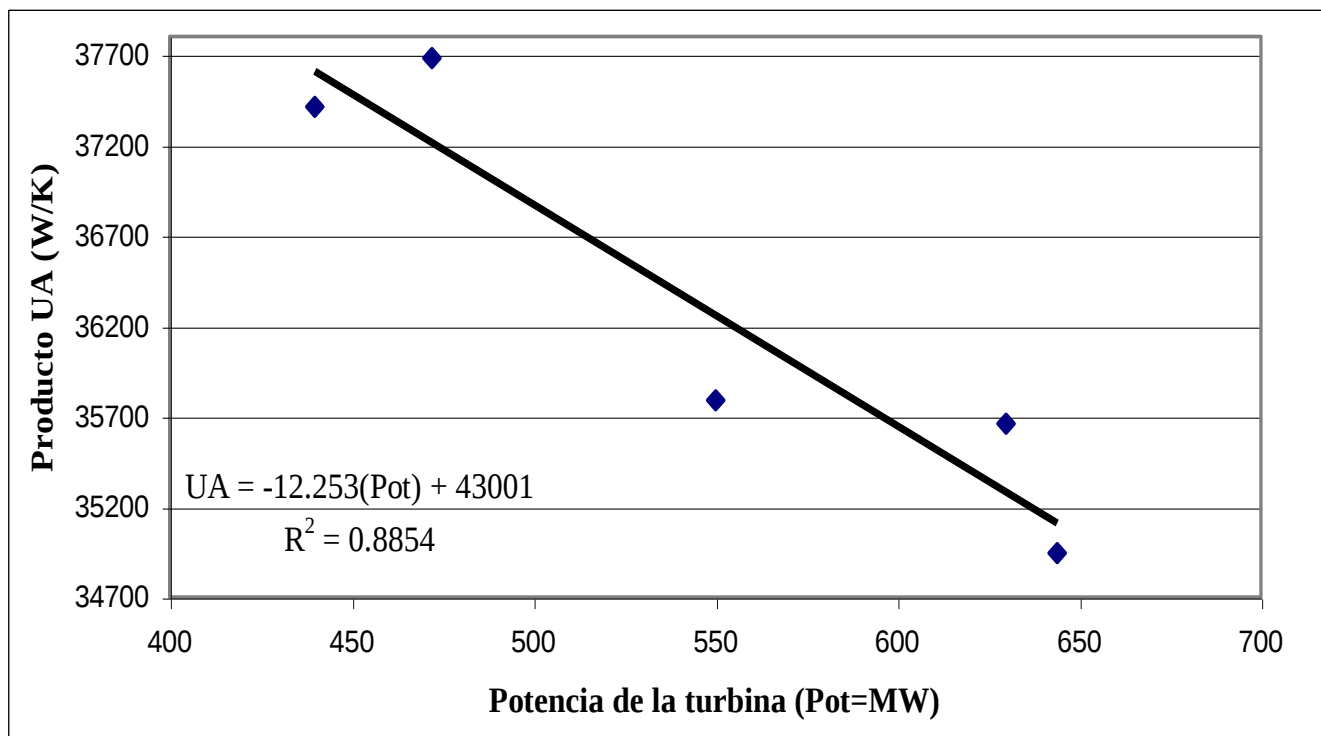


Figura N° 26: Producto AU en el sistema del cojinete vs Potencia de la turbina.

7.6 VALIDACIÓN DEL PROGRAMA DE SIMULACIÓN

Una vez ajustado el modelo con el factor de corrección en el coeficiente de convección externo e incluir el sistema para determinar la temperatura del metal del cojinete, se procedió a simular las cinco condiciones de operación para las cuales se realizaron las medidas, obteniendo así las temperaturas teóricas ajustadas. En la tabla N° H1 se presenta los valores experimentales y teóricos de las temperaturas de agua y aceite a la entrada y a la salida, así como la temperatura del metal del cojinete.

En las gráficas que siguen a continuación se muestra una comparación entre los datos experimentales y los resultados obtenidos con el programa para cada valor de potencia de eje.

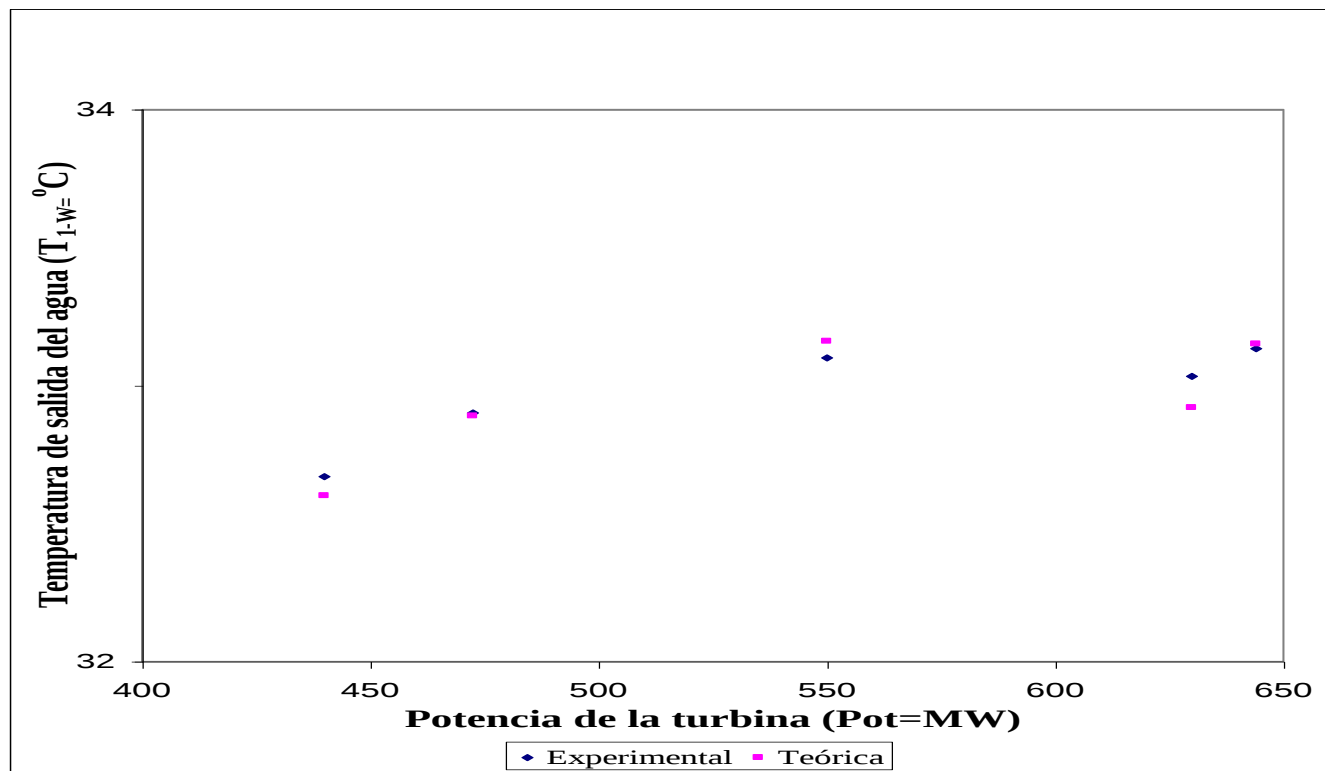


Figura N°27: Validación de la temperatura de salida del agua.

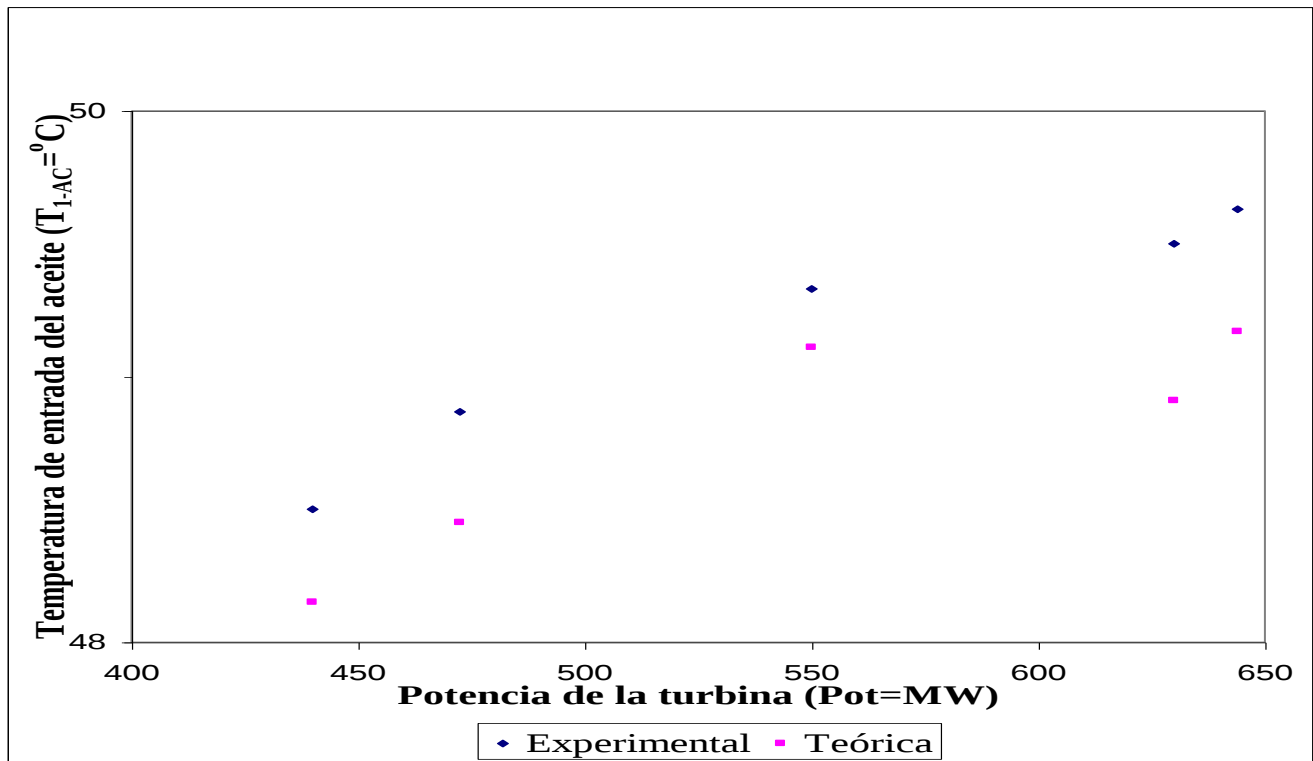


Figura N°28: Validación de la temperatura de entrada de aceite

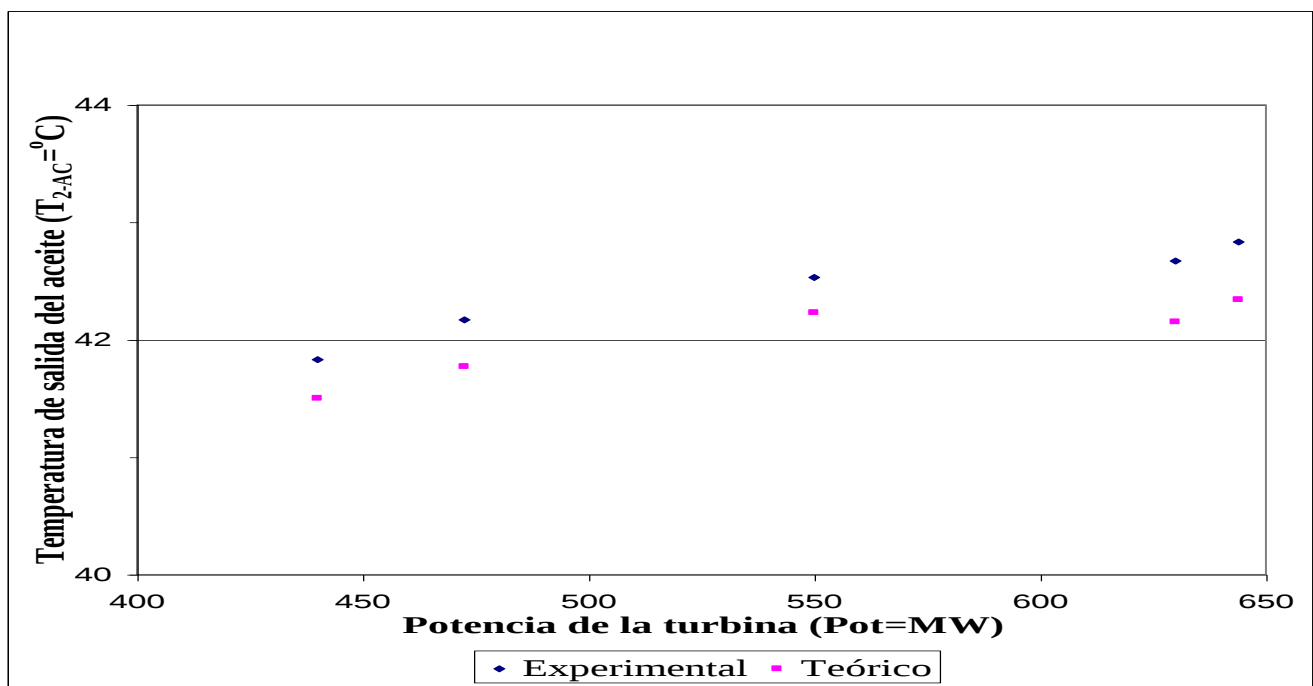


Figura N°29: Validación de la temperatura de salida del aceite.

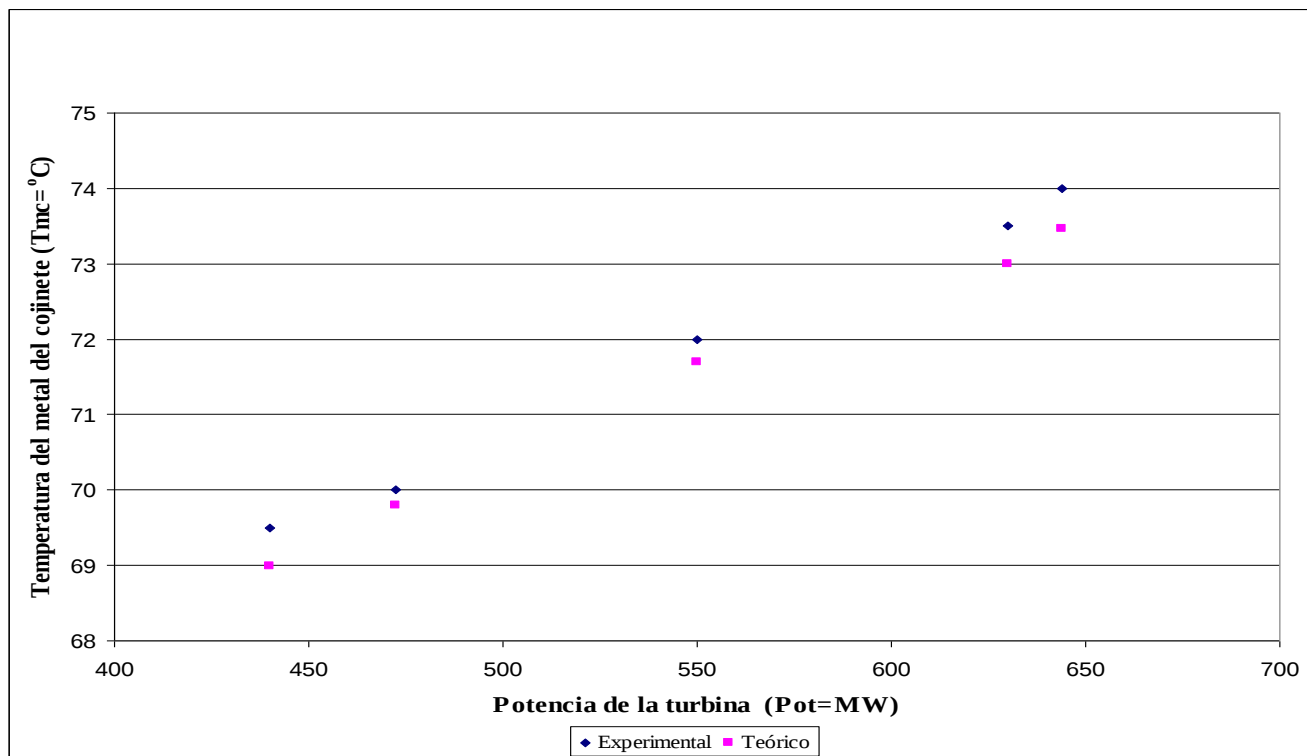


Figura N°30: Validación de la temperatura del metal del cojinete.

7.7 ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD DE PARÁMETROS

Para analizar el comportamiento de los intercambiadores de calor, es necesario variar parámetros como el caudal de agua, caída de presión de los tubos, ensuciamiento interno y número de unidades operando en paralelo, con el fin de estudiar para las condiciones más críticas la factibilidad del aumento en la demanda de extracción de calor de acuerdo a las predicciones del incremento de la generación de potencia.

7.7.1 ANÁLISIS DEL AUMENTO DEL CAUDAL DE AGUA

En los gráficos que siguen a continuación, se puede observar el comportamiento de la temperatura de salida del aceite (T_{2-Ac}) y la temperatura del metal del cojinete para un aumento del 33% del caudal de agua con respecto al caudal nominal para tres intercambiadores de calor operando en paralelo. El primer gráfico se realizó para una

potencia de 700 MW, la cual es la potencia máxima que se genera actualmente y el segundo gráfico se realizó para una potencia de 770MW, la cual es la máxima potencia a la que se quiere operar la turbina. Por otro lado hay que acotar que las otras condiciones de entrada como el caudal de aceite y la temperatura inicial del agua se mantuvieron constantes y que la alarma de la temperatura del aceite se encuentra a 43°C y la temperatura del metal del cojinete tiene un nivel de disparo de 80°C .

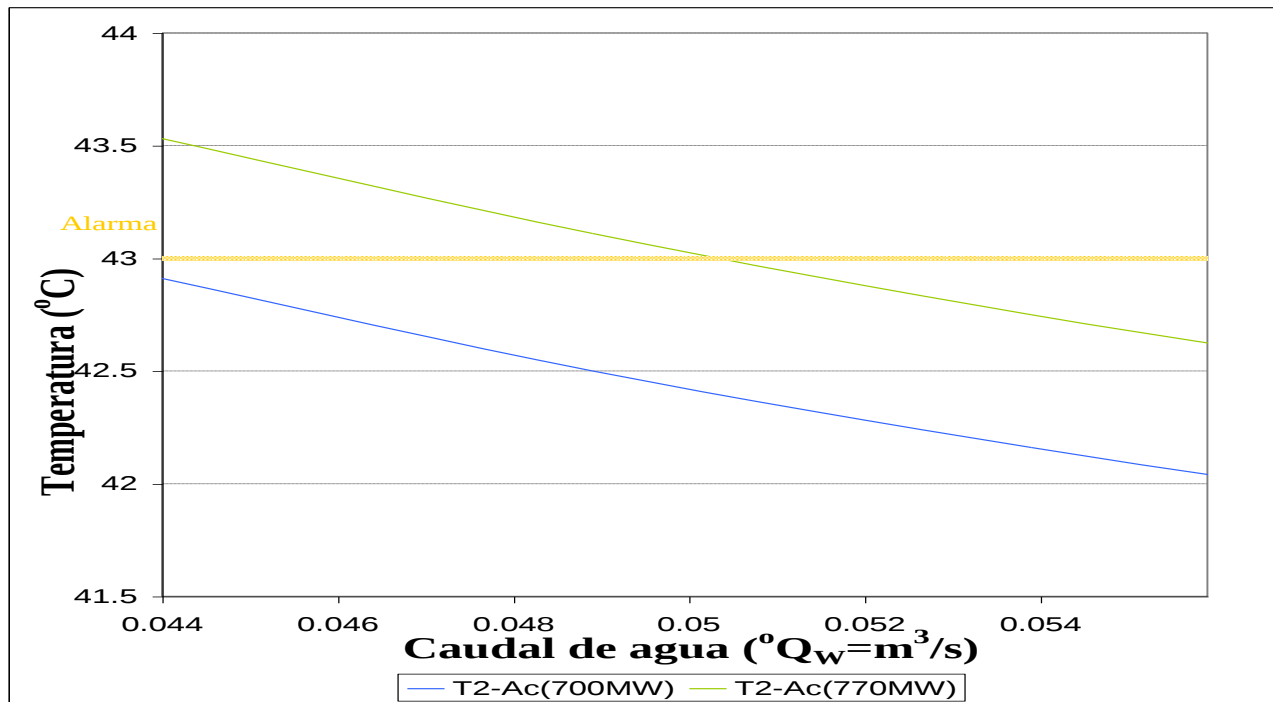


Figura N°31: Efecto del aumento del caudal de agua en la temperatura de salida del aceite para dos condiciones de carga con tres intercambiadores de calor.

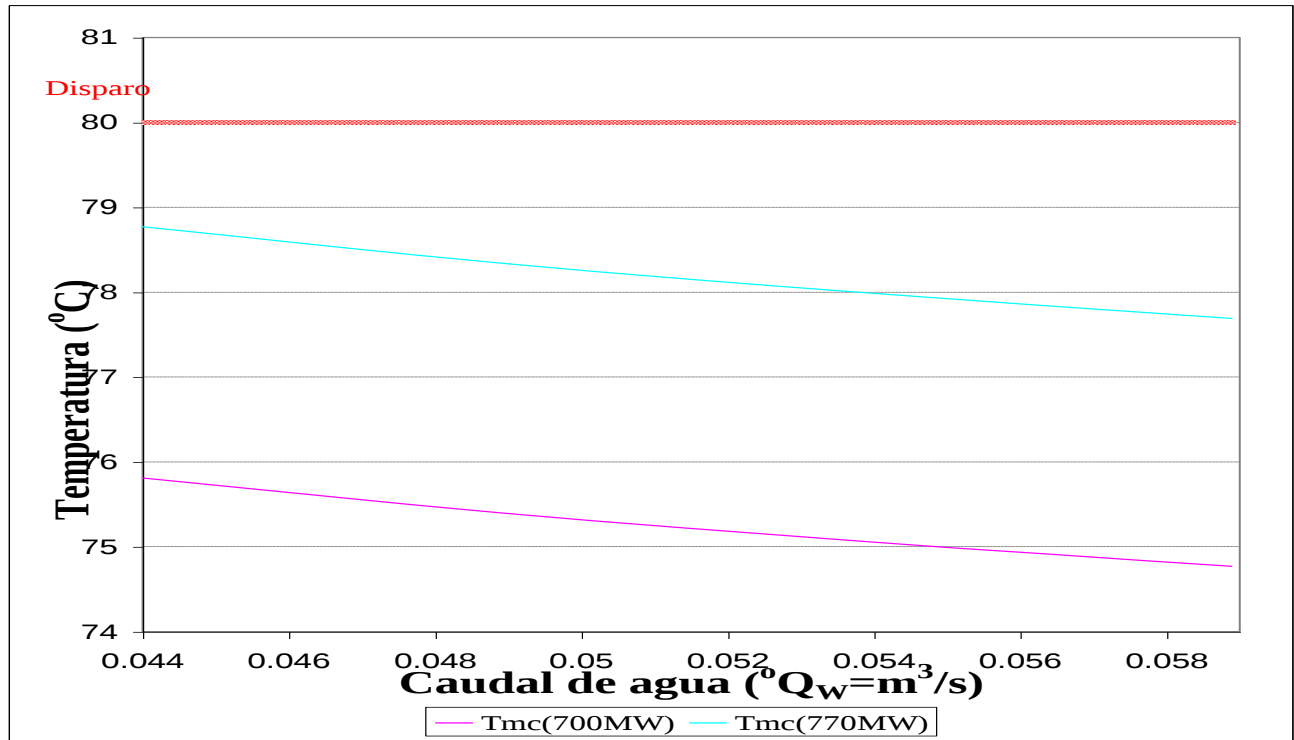


Figura N°32: Efecto del aumento del caudal de agua en la temperatura del metal del cojinete para dos condiciones de carga con tres intercambiadores de calor.

Posteriormente en los gráficos N°33 y N°34, se analiza el comportamiento de la temperatura de salida del aceite (T_{2-Ac}) y la temperatura del metal del cojinete para un aumento del 33% del caudal de agua con respecto al caudal nominal para cuatro intercambiadores de calor operando en paralelo, bajo las mismas condiciones de potencia y condiciones de entrada.

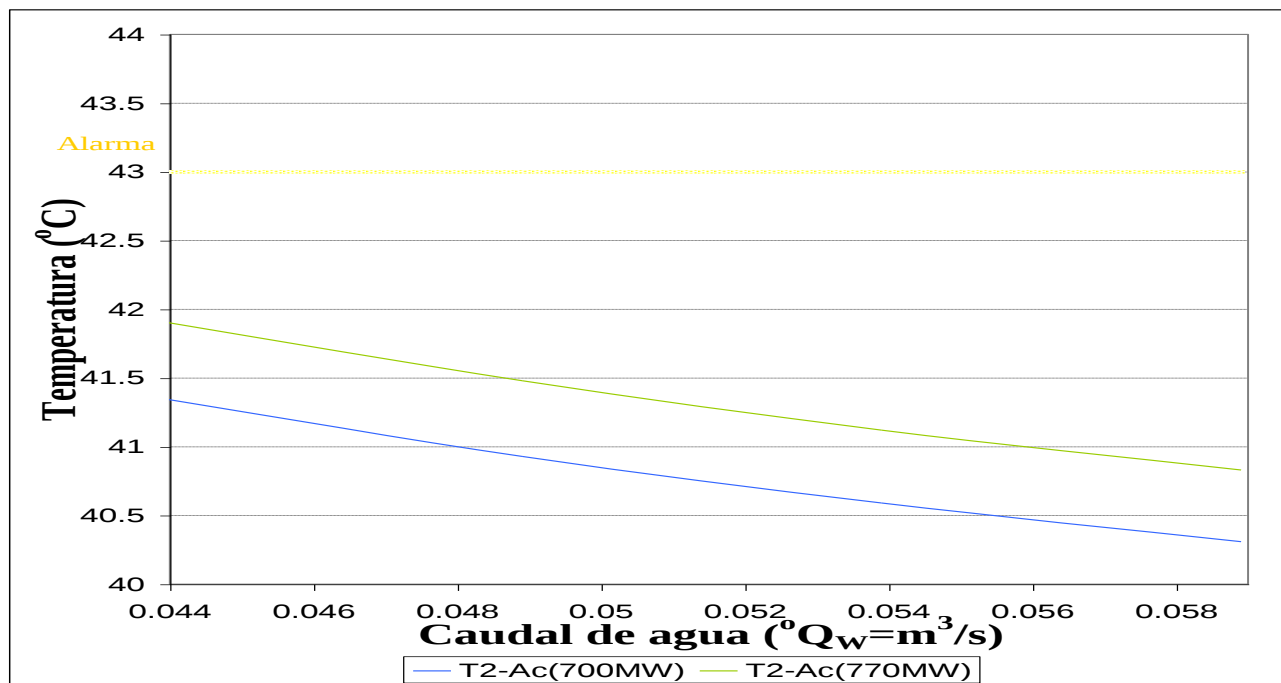


Figura N°33: Efecto del aumento del caudal de agua en la temperatura de salida del aceite para dos condiciones de carga con cuatro intercambiadores de calor.

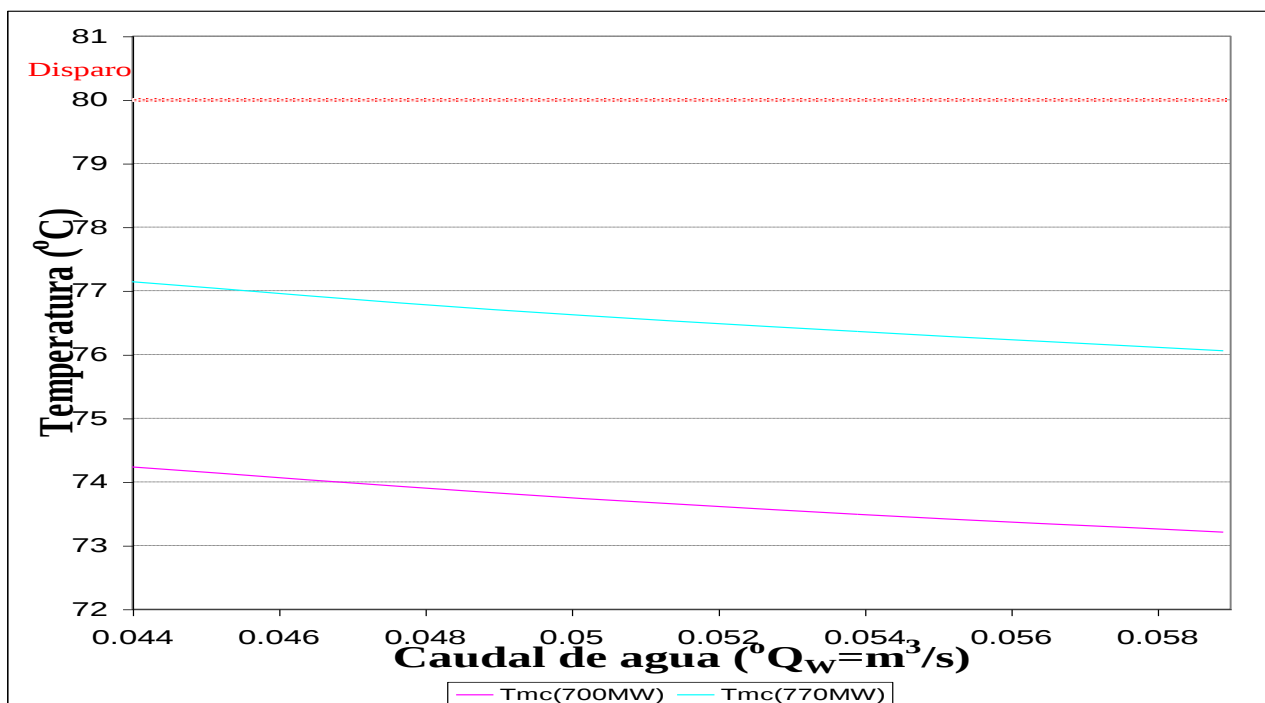


Figura N°34: Efecto del aumento del caudal de agua en la temperatura del metal del cojinete para dos condiciones de carga con cuatro intercambiadores de calor.

Por medio de la página de análisis paramétrico del aumento del caudal de agua del programa de simulación, se examinó el diferencial de la caída de presión para un aumento del 33% del caudal de agua con respecto al caudal nominal, representado en el gráfico N°35.

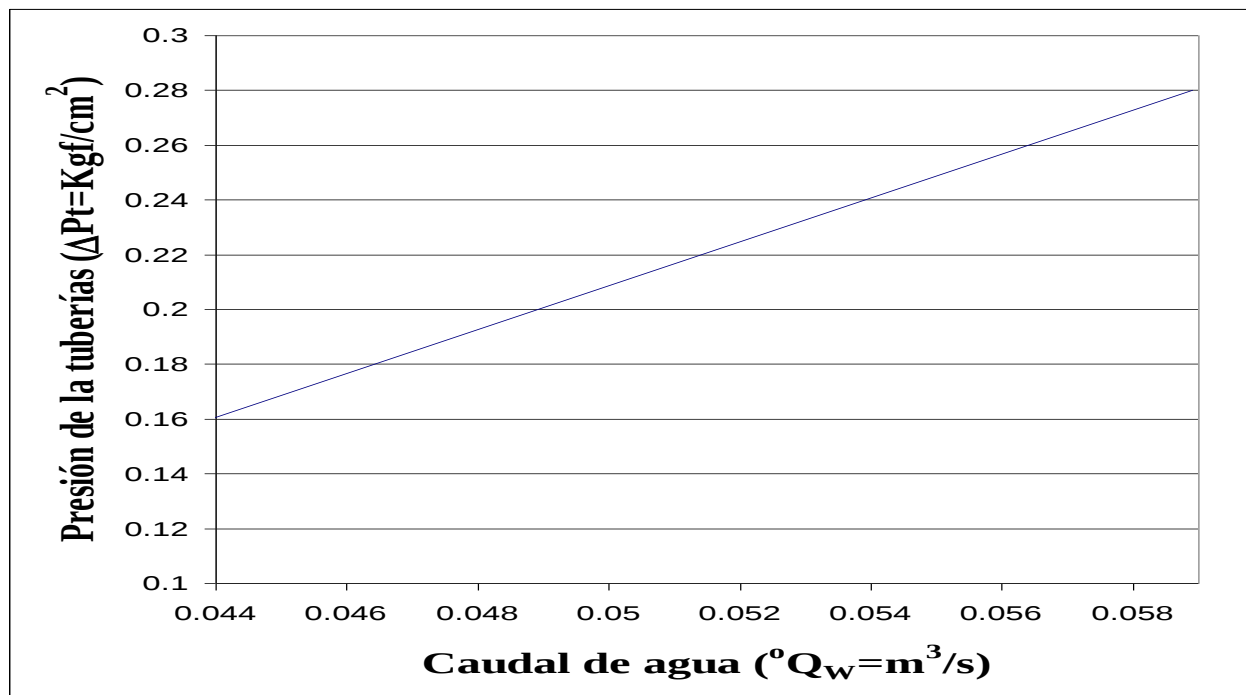


Figura N°35: Efecto de la variación del caudal de agua sobre el diferencial de presión de la tubería.

7.7.2 ANÁLISIS DEL AUMENTO DEL ENSUCIAMIENTO INTERNO DE LAS TUBERÍAS

Una vez analizado el caudal de agua, se analizó el comportamiento de la temperatura de salida del aceite (T_{2-Ac}) y la temperatura del metal del cojinete (T_{mc}) incluyendo la resistencia interna generada por el ensuciamiento del lado interno de los tubos del agua.

Los gráficos que siguen a continuación, se realizaron para tres intercambiadores de calor operando en paralelo, a potencias de 700 MW y 770 MW y manteniendo los caudales de agua y aceite constantes.

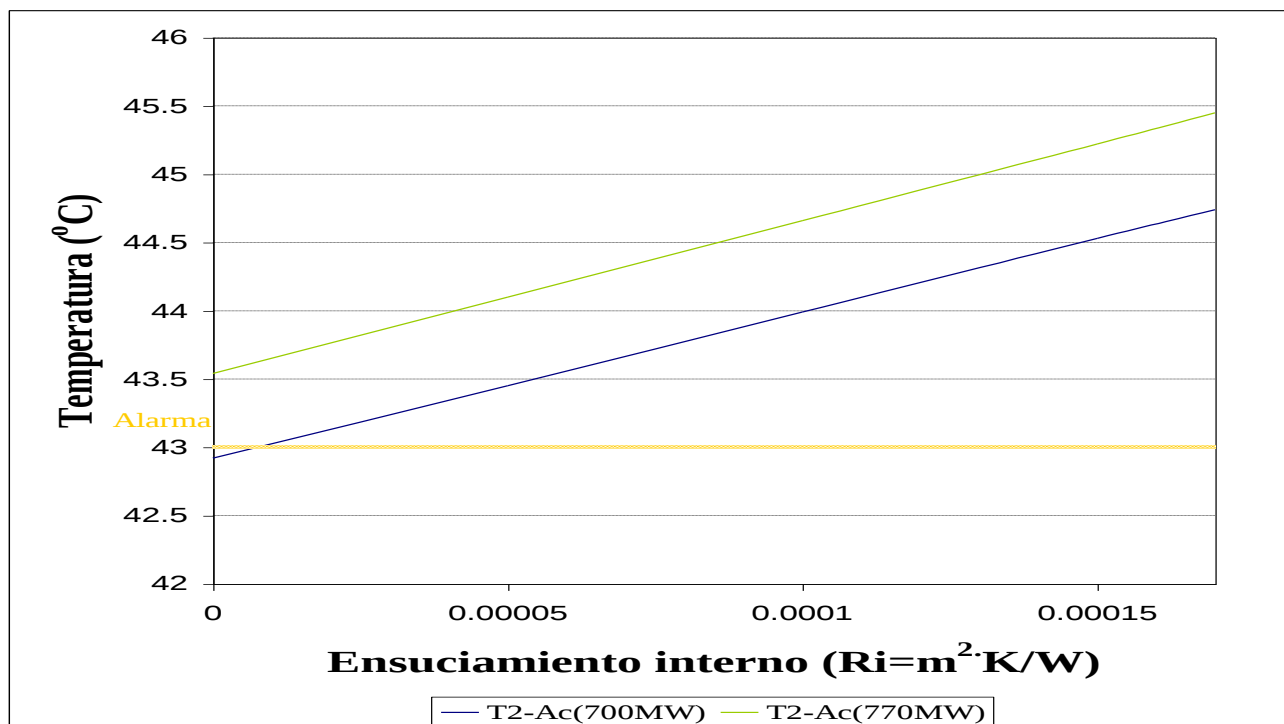


Figura N°36: Efecto del ensuciamiento interno en la temperatura de salida del aceite para dos condiciones de carga con tres intercambiadores de calor.

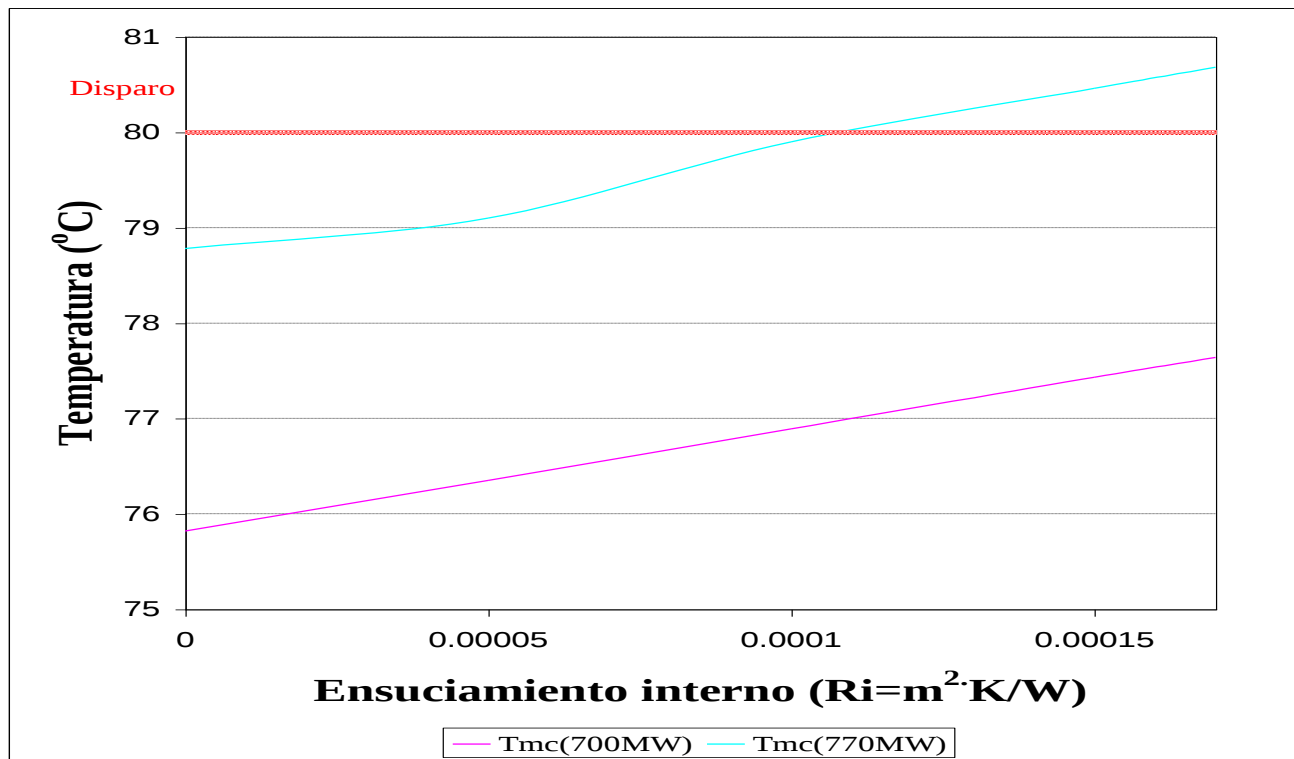


Figura N°37: Efecto del ensuciamiento interno en la temperatura del metal del cojinete para dos condiciones de carga con tres intercambiadores de calor.

Los próximos gráficos, se realizaron para cuatro intercambiadores de calor operando en paralelo, a potencias de 700 MW y 770 MW y aumentando el caudal de agua un 33% del valor nominal, para mantener el caudal en cada intercambiador de calor en 866 l/min teniendo un total de 3466 l/min, este valor se mantiene constante, así como también el caudal del aceite.

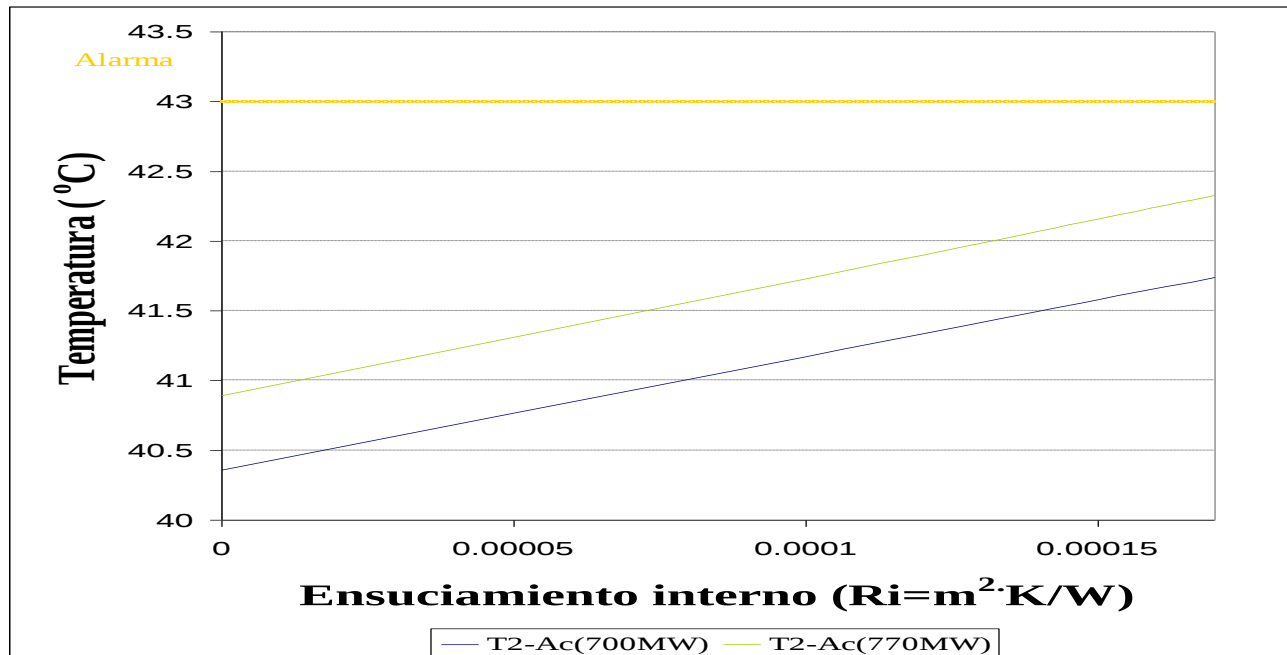


Figura N°38: Efecto del ensuciamiento interno en la temperatura de salida del aceite para dos condiciones de carga con cuatro intercambiadores de calor.

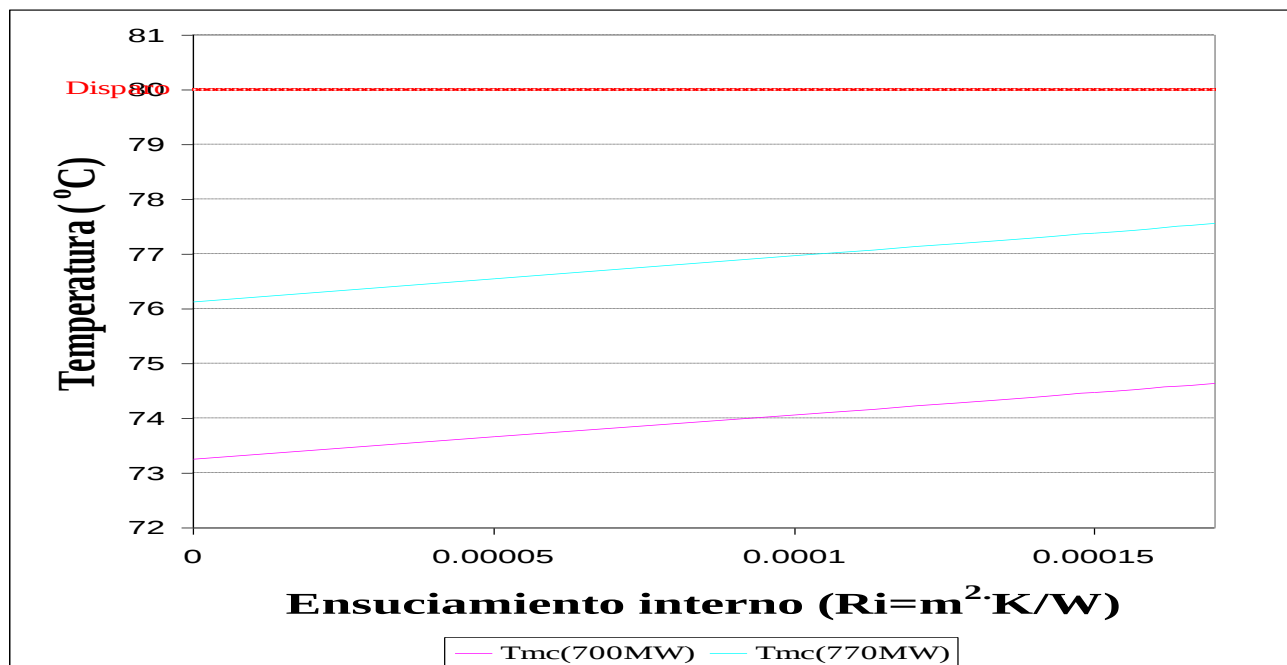


Figura N°39: Efecto del ensuciamiento interno en la temperatura del metal del cojinete para dos condiciones de carga con cuatro intercambiadores de calor.

De igual manera, en los gráficos anteriores se puede apreciar que la alarma de la temperatura del aceite se encuentra a 43°C y la temperatura del metal del cojinete tiene un nivel de disparo de 80°C .

Es relevante señalar que los gráficos representados anteriormente se pueden hacer de forma automática con la página de análisis de ensuciamiento de tuberías del programa de simulación, con la diferencia de que sólo se tomaría en cuenta la temperatura de salida del aceite ($T_{2-\text{Ac}}$), sin embargo es de gran utilidad para un análisis rápido.

VIII

ANÁLISIS DE RESULTADOS

Como se explicó anteriormente, lo primero que se debe analizar es la necesidad del uso de tubos aleteados en el intercambiador de calor, debido a que cualquier cambio en la geometría del intercambiador se tiene que reportar antes de realizar las pruebas de caracterización, para que estos sean reparados y adaptados a las decisiones que se tomen. Este resultado indica que el calor transferido en el intercambiador sin aletas es solamente 7,8 % menor que en el intercambiador con tubos aleteados.

El uso de tubos aleteados en intercambiadores de calor es una práctica común en intercambiadores gas-líquido en los cuales el coeficiente de transferencia de calor por convección del lado del gas es considerablemente menor que del lado del líquido, razón por la cual un aumento considerable del área sin afectar notablemente el coeficiente de transferencia de calor mejora considerablemente el flujo total de calor. En el caso estudiado, el incremento del área por la colocación de las aletas fue de 2,80:1 pero el coeficiente del lado del aceite disminuyó en una proporción de 2:1 debido básicamente a la dificultad del aceite para penetrar entre las aletas.

Esta dificultad se debe básicamente a la poca distancia entre las aletas y a la alta viscosidad del fluido. El efecto final, es que la reducción de la eficiencia por el uso de tubos lisos y por lo tanto de su capacidad para transferir calor, es marginal.

Finalmente, se recomienda el uso de tubos lisos ya que la disminución en la eficiencia del equipo es relativamente pequeña, pero se obtienen beneficios adicionales derivados de su menor costo, mayor disponibilidad y del menor riesgo de rompimiento debido al aumento en el espesor de la pared.

Una vez realizada la toma de datos, se obtuvo la relación entre la potencia generada por la turbina y el calor extraído por los intercambiadores, el cual se asume igual al calor disipado por el cojinete. En el gráfico N°24, se puede observar que el calor disipado por el cojinete es una función de la potencia de la turbina, cuyos valores se encuentran en la tabla N°D1, en donde la relación entre éstas se tiene a través de una correlación de segundo grado y es utilizada en el programa de simulación para obtener el calor disipado a partir de la potencia de la turbina.

Inicialmente se seleccionó una correlación lineal para relacionar el calor disipado con la potencia. Posteriormente se decidió utilizar la función cuadrática debido a que el coeficiente de correlación fue mayor que para la correlación lineal, por otro lado para una correlación lineal los valores de temperatura obtenidos son ligeramente inferiores que los obtenidos utilizando la función polinómica de segundo grado, lo cual no es conveniente puesto que cuando se realizan los estudios de las temperatura a un aumento en la potencia del 15% (770MW), es necesario analizar resultados para los valores más elevados posibles, que son mas críticos.

Una vez integrada al programa de simulación la correlación entre la potencia generada por la turbina y el calor disipado por los intercambiadores de calor, fue necesario hacer un análisis del coeficiente de convección externo para obtener la ecuación que mejor reproduce los datos experimentales, ya que este parámetro es el que tiene mayor incertidumbre debido a que los datos de la correlación obtenida por M^c Adams eran en su mayoría para gases.

A partir de los resultados obtenidos en la tabla N°7, se puede verificar que los coeficientes externos experimentales de transferencia de calor son similares con una varianza de 1,6%, esto sucede debido a que los caudales de agua y aceite prácticamente no varían. Es importante mencionar que el caudal de aceite, tuvo que ser calculado teóricamente debido al mal estado del medidor. Dichos cálculos se encuentran especificados en el anexo E.

En la tabla N° 7 también se tienen los promedios de los coeficientes de convección teóricos y experimentales y como estos parámetros no varían considerablemente tal como muestra el gráfico N°25, se obtuvo una relación de dichos promedios ajustando la ecuación de M^c Adams al multiplicarla por un factor de 0,6. A pesar de la diferencia obtenida entre los coeficientes teóricos y experimentales, cabe destacar que el ajuste realizado proporciona una precisión aceptable para el cálculo de dichos coeficientes.

Para la obtención de la temperatura del metal del cojinete, fue necesario obtener el producto UA de este sistema. Como se puede observar en el gráfico N°26, el producto UA tiende a elevarse a medida que incrementa la potencia de la turbina. Esto sucede ya que al incrementar la potencia aumenta la temperatura del aceite y la del metal del cojinete, disminuyendo así la eficiencia del sistema, y por ende también el valor del coeficiente global. En el anexo G se especifica el cálculo del producto UA del sistema del metal del cojinete a partir de los datos experimentales y en la tabla N° G1 se encuentran los valores de la eficiencia del sistema del metal del cojinete y el producto UA para diferentes condiciones de carga.

Una vez ajustado el modelo a través del factor de corrección en el coeficiente externo de transferencia de calor, se procedió a simular las cinco condiciones de operación para las cuales se realizaron las medidas. Como se puede observar en las figuras N° 27, 28, 29 y 30, la diferencia entre las temperaturas obtenidas a través del modelo y los valores experimentales son en promedio de 0,5 °C, por lo que se puede concluir que el grado de precisión del programa es adecuado para las predicciones que se desean realizar. De igual manera en la tabla N°H1, se verifica lo antes expuesto, ya que el máximo porcentaje de variación de la temperatura de salida del agua es del 0,21%, mientras que el máximo porcentaje de variación de la temperatura de entrada y salida del aceite es del 0,24% y 1,23% respectivamente. Así mismo se tiene que el máximo porcentaje de variación para la temperatura del metal del cojinete es del 0,74%.

Por último se realizó un análisis del comportamiento de los intercambiadores de calor. Para ello fue necesario variar parámetros tales como el caudal de agua, la caída de presión de los tubos, el ensuciamiento interno y el número de unidades operando en paralelo.

Con respecto al caudal de agua, como se puede apreciar en la figura N° 31, la temperatura del aceite bajo el esquema actual de funcionamiento (3 intercambiadores y 2600 l/min de agua para los tres intercambiadores), no excede la temperatura de alarma la cual es de 43 °C, y esta disminuye en un grado centígrado al aumentar el caudal en un 33% del caudal nominal, sin embargo al aumentar la potencia de la turbina con un caudal nominal de agua, esta sobrepasa el nivel de alarma en 0,5 °C disminuyendo su temperatura en un grado al aumentar el caudal de agua un 33%. Por otro lado, en la figura N° 32 se puede apreciar que bajo ninguna de las dos condiciones de potencia, el metal alcanza la temperatura de disparo, la cual es de 80 °C, del mismo modo a la figura anterior, al aumentar el caudal de agua en un 33% del caudal nominal, la temperatura del metal del cojinete disminuye en un grado centígrado.

En las gráficas N° 33 y N° 34 se observa que al incorporar otro intercambiador de calor se produce una reducción en las temperaturas del cojinete y del aceite de 2,5°C para la condición de 700 MW y de 2,6°C con 770 MW. Esto indica que la temperatura del aceite para 770MW con cuatro intercambiadores de calor y un aumento del caudal en un 33% se mantiene bajo los rangos normales de operación.

Es importante recalcar que el aumento del caudal de agua en un 33% del valor nominal, se realiza para que cada intercambiador de calor mantenga el valor nominal del caudal de agua de 867 l/min teniendo un total de 3466 l/min.

Por otro lado al analizar la caída de presión por medio de la página de análisis paramétrico del aumento del caudal de agua del programa de simulación, se determinó en la figura N° 35 que para un aumento del 33% del caudal de agua con respecto al caudal nominal, el diferencial de presión alcanza un valor de 0,28 Kg/cm², por lo que no alcanza el valor límite de 0,7 Kg/cm².

Una vez analizado el caudal de agua, se estudió el comportamiento de la temperatura de salida del aceite (T_{2-Ac}) y la temperatura del metal del cojinete (T_{mc}) para un coeficiente de ensuciamiento para el lado del agua de $1,7 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ K/W}$, el cual es recomendado para diseño de intercambiadores de calor que funcionan con agua de río con velocidades mayores a 0,9 m/s. Es importante señalar que no se consideró ensuciamiento externo debido a que el aceite que circula por la carcasa es aceite limpio, ya que se utiliza un sistema de filtros en el circuito.(Witt,1999)

En las figura N° 36 y N° 37, se puede apreciar que al aumentar el factor de ensuciamiento con tres intercambiadores de calor operando en paralelo, las temperaturas del cojinete y del aceite se incrementan en 1,9° C tanto para 700 MW como para 770 MW. Esto indica que a condiciones actuales de operación, con un leve ensuciamiento de las tuberías de los intercambiadores de calor la temperatura del aceite sobrepasa los límites de alarma, sin embargo la temperatura del metal del cojinete no llega al valor de disparo, no obstante para una condición de potencia de 770MW, la temperatura del aceite siempre se encuentra sobre el valor de alarma y la temperatura de disparo es superada para un ensuciamiento de $0,0001 \text{ m}^2\text{K/W}$.

Sin embargo, como se muestra en las figuras N° 38 y N° 39, al poner en funcionamiento el cuarto intercambiador de calor, manteniendo el caudal nominal es posible contrarrestar el efecto del ensuciamiento manteniéndose las temperaturas bajo los niveles de alarma y disparo. Para una potencia de 770MW la temperatura de aceite para un máximo de ensuciamiento tiene un margen de 0,5 °C por debajo del nivel de alarma y la temperatura del metal del cojinete posee un margen de 2,5 °C por debajo de la temperatura de disparo.

En el anexo I se muestran unas tablas para diferentes condiciones de operación y se puede observar como varía la temperatura al alterar parámetros como el caudal de agua, ensuciamiento interno de la tubería y número de intercambiadores de calor operando en forma paralela.

IX

CONCLUSIONES

A continuación se presentan las conclusiones del trabajo una vez analizado todos los resultados obtenidos:

- La disminución en la eficiencia de los intercambiadores de calor cuando se utilizan tubos lisos en lugar de tubos aleteados es del orden del 7,8 %. Esta pequeña diferencia justifica ampliamente la utilización de los tubos lisos puesto que su costo es menor y su tiempo de vida y confiabilidad son mayores.
- El grado de precisión del programa es adecuado para los cálculos que realiza, ya que la diferencia de las temperaturas obtenidas a través del modelo y los valores experimentales son en promedio de 0,5 °C.
- A pesar que la correlación de M^c Adams no se ajusta adecuadamente a los resultados experimentales se puede ajustar satisfactoriamente al ser multiplicada por un factor de 0,6.
- Para la toma de datos se colocaron doce manómetros marca ASCROFT de 0 – 6 Bar, con una precisión de $\pm 0,5$ % con glicerina, conexión de ½ pulgada, rosca NPT y doce termocuplas RTD, tipo bourdon de ¼ de pulgada, conexión de ½ pulgada, rosca NPT sin termopozo.
- Una vez verificado el estado de las placas de orificio, se pudo determinar que en el sistema de enfriamiento estas se encuentran en perfecto estado, mientras que no fue posible determinar la confiabilidad del sistema de medición del flujo de aceite.

- El aumento de la potencia de 700 a 770 MW produce un aumento de 0,6 °C en la temperatura del aceite y de 3,0 °C en la temperatura del cojinete cuando los tubos están limpios. Este incremento de temperatura representa una señal de alerta para el aceite.
- Cuando los tubos están sucios y la potencia es de 770 MW, las temperaturas del aceite y del cojinete se elevan 1,9 °C y 2,0 °C respectivamente respecto a la condición de intercambiadores de calor sin ensuciamiento, sobrepasando la temperatura de alarma del cojinete y la de alerta del aceite.
- La utilización de cuatro (4) intercambiadores de calor cuando los tubos están sucios y la potencia es de 770 MW, reduce la temperatura del cojinete por debajo de las temperaturas de disparo mientras que la temperatura del aceite supera ligeramente la temperatura de alerta.
- La utilización de cuatro (4) intercambiadores de calor con un incremento de 33% en el caudal de agua cuando los tubos están sucios y la potencia es de 770 MW, reduce las temperaturas del cojinete por debajo de las temperaturas de disparo y la del aceite por debajo de la temperatura de alerta.
- La caída de presión para un aumento del 33% de caudal de agua con respecto al caudal nominal es de 0,28 Kgf/cm², por lo que no alcanza el valor límite de 0,7 Kgf/cm².
- No necesaria la sustitución de los intercambiadores de calor de los cojinetes combinados de las unidades impares ya que con un adecuado plan de operación es posible mantener todas las temperaturas dentro de sus rangos normales de funcionamiento.

RECOMENDACIONES

A continuación se presentan las recomendaciones del trabajo:

- Realizar un estudio que permita determinar con datos reales de operación, los factores de ensuciamiento de los intercambiadores así como la evolución de este factor en el tiempo con el propósito de poder diseñar un plan de mantenimiento que reduzca en lo posible las paradas por este concepto.
- Colocar de nuevos medidores de flujo de agua y aceite en todas las unidades, ya que el conocimiento de un caudal de agua de cada unidad, permite reducir factores de error en el cálculo, y hace más confiable la definición del coeficiente global para mantener las temperaturas dentro de los rangos normales de funcionamiento.
- Reemplazar los tubos de los intercambiadores de calor en las otras unidades impares por tubos lisos en la medida en que sea económicamente posible.

XI

BIBLIOGRAFÍA

1. INCROPERA, F, y De WITT D. **“Fundamentos de Transferencia de Calor”**. Prentice-Hall, México, 1998.
2. KOTHANDARAMAN,C.P **“Data Book de Transferencia de Calor y Masa”**, Halsted Press, Wiley, New York,1984.
3. PERRY, JHON. **“Manual del Ingeniero Químico”**. Tomo III. Mc Graw Hill. 6^{ta} ed. 1993.
4. KERN, D. Q. **“ Procesos de Transferencia de Calor”**. Mc Graw-Hill, Nueva York, 1994.
5. CHEMICAL ENGINEERIG MAGAZINE **“Process Heat Exchange”**. Mc Graw Hill, 1979.
6. CREUS, ANTONIO. **“Instrumentación industrial”**. Marcombo. 3^{ra} ed. 1985.
7. EDELCA. **“Manual de Operaciones”**. Dirección de operaciones de generación de división de planta Guri. Archivo Técnico. 2000.
8. EDELCA. **“Estudio de los enfriadores de aceite del cojinete de empuje”**. Guri. 2000.
9. WITT D. **“Heat Exchangers Selection, Rating and Thermal Desing”**. Prentice-Hall, México, 1999.

ANEXO A

(Propiedades físicas y caudales nominales del agua y del aceite)

En la tabla N° A1, se muestran los valores de las propiedades físicas del agua y del aceite a caudales nominales, los cuales son necesarios para los cálculos experimentales de la eficiencia del intercambiador de calor con y sin aletas.

Tabla N° A1: Propiedades físicas del agua y del aceite a caudales nominales.

AGUA		ACEITE	
Caudal nominal del agua ($\dot{Q}_w = \text{m}^3/\text{s}$)	0,044	Caudal nominal del aceite ($\dot{Q}_{Ac} = \text{m}^3/\text{s}$)	0,067
Flujo másico del agua ($\dot{m}_w = \text{Kg/s}$)	43,8	Flujo másico del aceite ($\dot{m}_{Ac} = \text{Kg/s}$)	58,96
Densidad del agua ($\rho_w = \text{Kg/m}^3$)	995,43893	Densidad del aceite ($\rho_{Ac} = \text{Kg/m}^3$)	880
Viscosidad del agua ($\mu_w = \text{Pa}\cdot\text{s}$)	$7,858 \cdot 10^{-4}$	Viscosidad del aceite ($\mu_{Ac} = \text{Pa}\cdot\text{s}$)	$4,398 \cdot 10^{-4}$
Calor específico del agua ($C_{p_w} = \text{J/Kg}\cdot\text{K}$)	4180	Calor específico del aceite ($C_{p_{Ac}} = \text{J/Kg}\cdot\text{K}$)	2006,4
Conductividad Térmica del agua ($K_w = \text{W/m}\cdot\text{K}$)	0,5443	Conductividad Térmica del aceite ($K_{Ac} = \text{W/m}\cdot\text{K}$)	0.1438
Viscosidad cinemática del agua ($\nu_w = \text{m}^2/\text{s}$)	$7,894 \cdot 10^{-7}$	Viscosidad cinemática del aceite ($\nu_{Ac} = \text{m}^2/\text{s}$)	$4.998 \cdot 10^{-5}$
Número de Prandtl del agua (Pr_w)	6,034	Número de Prandtl del aceite (Pr_{Ac})	613,62
Temperatura media del agua (T_{m-w})	30,71	Temperatura media del aceite (T_{m-Ac})	43.4

ANEXO B
(Procedimiento para el cálculo de la eficiencia
de un intercambiador de carcasa y tubo con tubos lisos y con tubos aleteados)

En los cálculos que se muestra a continuación se presenta la forma de cálculo de la eficiencia de un intercambiador de calor con y sin aletas.

b.1.- Cálculo de A_t , A_i y U para intercambiador de calor con tubos lisos.

Los cálculos que se muestran a continuación se realizaron tomando los valores geométricos de la tabla N°2 y los datos de las propiedades físicas y caudales nominales del agua y el aceite de la tabla N°A1.

- Cálculo del área total exterior del tubo (A_o).

El área total de intercambio de calor para tubos lisos se calcula como indica la ecuación (V):

$$A_o = \pi \cdot 12,6 \cdot 10^{-3} m \cdot 1,38 m \cdot 676 = 36,93 m^2$$

- Cálculo del área interior del tubo (A_i).

El área interior se obtiene según la ecuación (IV):

$$A_i = \pi \cdot 9,4 \cdot 10^{-3} m \cdot 1,38 m \cdot 676 = 27,449 m^2$$

- Cálculo del coeficiente de transferencia de calor interno (h_i):

Aunque actualmente existen ecuaciones más precisas y elaboradas para determinar el coeficiente de transferencia por convección en tuberías, como una primera aproximación se utiliza la ecuación de Dittus-Boelter representada en la ecuación (XXII):

Primero es necesario hacer el cálculo del número de Reynolds por la ecuación (XIV), en donde el flujo másico del agua nominal está dividido entre tres intercambiadores de calor, así como el número de tubos de cada unidad enfriadora y multiplicado por el número de pasos. Calculando entonces se tiene:

$$Re_w = \frac{4 \cdot 43,8 \text{ kg / seg}}{\pi \cdot 9,4 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot 0,00082 \text{ kg / m.seg} \cdot 169 \cdot 3} = 14075$$

Posteriormente se realiza el cálculo del número de Prandtl según indica la ecuación (XV):

$$Pr_w = \frac{8 \cdot 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{seg} \cdot 4180 \text{ J / Kg} \cdot \text{K}}{0,544 \text{ W / m} \cdot \text{K}} = 6,14$$

Con la ecuación de Dittus-Boelter se obtiene el número de Nusselt:

$$Nu_w = 0,023 \cdot (14075)^{0,8} \cdot (6,14)^{0,4} = 99,03$$

Por último se obtiene por medio de la ecuación (XXII), el coeficiente de convección interno:

$$h_i = \frac{99,03 \cdot 0,544 \text{ W / m} \cdot \text{K}}{9,4 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 5731,1 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

- Cálculo del coeficientes de transferencia de calor externo (ho):

Para calcular el coeficiente de transferencia de calor externo se utilizó la ecuación de M^c Adams expresada en la ecuación (XII), la cual corresponde a intercambiadores de calor de carcaza y tubo con deflectores de 25% de área libre. Cabe acotar que el programa realiza exactamente los mismos cálculos que se muestran a continuación, con la diferencia de que el resultado del programa se encuentra multiplicado por un factor de corrección para disminuir el error con respecto a los valores experimentales.

El diámetro equivalente (de), se calcula como 4 veces el área de flujo sobre el perímetro mojado tal como indica la ecuación (XIX). Aunque en los intercambiadores de carcaza y tubo el fluido externo viaja alternativamente en dirección perpendicular y paralela a los tubos, el diámetro equivalente se calcula según la sección transversal en dirección paralela

a los tubos. De este modo, para un arreglo triangular de 60°, el diámetro equivalente se calcula como:

$$de_{SA} = \frac{4(1/2 \cdot 0,016m \cdot 0,86 \cdot 0,016m - (1/2 \cdot \pi \cdot (0,0126m)^2) / 4)}{1/2 \cdot \pi \cdot 0,0126m} = 0,00964m$$

Posteriormente se calcula el área (as), la cual es de referencia y en este caso es el área de flujo libre entre dos deflectores en el plano medio del transversal del intercambiador de calor como se indica en la ecuación (XVI), y se calcula como:

$$as_{SA} = \frac{0,485m \cdot (0,016 - 0,0127)m \cdot 0,15m}{0,016m} = 0,0156m^2$$

Calculando así la velocidad másica como indica la fórmula (XVIII), donde el flujo másico se encuentra dividido entre el número de intercambiadores de calor que se encuentran operando:

$$Gs = \frac{0,067m^3 / seg \cdot 880Kg / m^3}{3 \cdot 0,0155m^2} = 1271,29Kg / seg \cdot m^2$$

Una vez que se obtuvo la velocidad másica y el diámetro equivalente se calcula el número de Nusselt por la ecuación de M^c Adams:

$$Nu_{Ac} = 0,36 \cdot \left(\frac{0,00964m \cdot 1271,29Kg / seg \cdot m^2}{0,038Pa \cdot s} \right)^{0,55} \cdot \left(\frac{2006,4J / Kg \cdot K(0,038Pa \cdot seg)}{0,1438W / m \cdot K} \right)^{1/3}$$

$$Nu_{Ac} = 69,7$$

Por último se calcula el coeficiente de convección externo:

$$h_o = \frac{69,7 \cdot 0,144 W / m \cdot K}{0,00965 m} = 1038,82 W / m^2 K$$

- Cálculo del coeficiente global (U):

El coeficiente total de transferencia de calor U se obtiene de acuerdo a la ecuación (III), de la cual se supuso que no existe ensuciamiento externo ni interno y la resistencia del material es despreciable:

$$U_{SA} = \frac{1}{\frac{36,92 m}{27,5 m \cdot 5731,1 W / m^2 K} + \frac{1}{1038,82 W / m^2 K}}$$

Finalmente, el valor de U es:

$$U_{SA} = 835,5 W / m^2 K$$

- Cálculo de la capacidad calorífica del agua (C_w):

El cálculo de las capacidades calorífica se realiza con el caudal nominal dividido entre el número de intercambiadores de calor que estén operando.

$$C_w = \frac{4180 J / Kg K \cdot 0,0433 m^3 / seg \cdot 995,65 Kg / m^3}{3} = 60055,5 W / K$$

- Cálculo de la capacidad calorífica del aceite (C_{Ac}):

$$C_{Ac} = \frac{2006,4 J / Kg K \cdot 0,067 m^3 / seg \cdot 880 Kg / m^3}{3} = 39432,45 W / K$$

- Cálculo de la relación de las capacidades caloríficas(Cr):

$$Cr = \frac{39432,45}{60055,5} = 0,657$$

- Cálculo de la unidad de transferencia de calor (NTU):

Por medio de la ecuación (XXXXIV) se tiene:

$$NUT = \frac{36,9 \cdot 835,5}{39432,45} = 0,782$$

b.2.- Cálculo de la eficiencia del intercambiador de calo para tubos lisos.

La eficiencia de un intercambiador de carcaza y tubo de pasos pares por los tubo se obtiene por medio de la ecuación (XXXXVI):

Finalmente, la eficiencia para el intercambiador con tubos lisos es:

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + 0,657 + (1 + 0,657^2)^{\frac{1}{2}} * \frac{1 + \exp \left[-0,782(1 + 0,657^2)^{\frac{1}{2}} \right]}{1 - \exp \left[-0,782(1 + 0,657^2)^{\frac{1}{2}} \right]} \right\}^{-1}$$

$$\varepsilon = 0,47$$

b.3.- Cálculo de At y U para el intercambiador con aletas.

Los cálculos que se muestran a continuación se realizaron tomando los valores geométricos de la tabla N°3 y los datos de las propiedades físicas y caudales nominales del agua y el aceite de la tabla N°A1.

- Cálculo del área total exterior (A_t).

El área total de intercambio de calor para tubos aleteados, se calcula como la suma del área libre del tubo, más el área de las aletas y se calculan por las ecuaciones (VIII) y (IX) como sigue a continuación:

- Cálculo del área de la aleta.

$$A_f = \frac{1,38}{1,45 \cdot 10^{-3}} \left(\frac{\pi((0,0127m)^2 - (0,0107m)^2)}{2} + \pi \cdot 0,0127m \cdot 0,00045m \right) = 0,0876m^2$$

- Cálculo del área libre del tubo.

$$A_l = \frac{1,38m \cdot \pi \cdot 0,0127m(0,00145 - 0,00045)m}{0,00145m} = 0,038m^2$$

Finalmente por medio de la fórmula (VII), se tiene que el área total es

$$A_t = (0,0876m^2 + 0,038m^2)676 = 84,52m^2$$

- Cálculo del área interior del tubo (A_i).

De igual manera al punto a.1, el área interior se obtiene según la ecuación (IV):

$$A_i = \pi \cdot 9,4 \cdot 10^{-3}m \cdot 1,38m \cdot 676 = 27,449m^2$$

- Cálculo del coeficiente de transferencia de calor interno (h_i):

El coeficiente interior h_i es el mismo que para el caso de tubos sin aletas, el cual tiene un valor de:

$$h_i = 5731,1 W / m^2 K$$

- Cálculo del coeficiente de transferencia de calor externo (h_o):

El coeficiente exterior se puede determinar con las correlaciones para bancos de tubos con aletas utilizando las áreas de flujo y diámetros equivalentes adecuados. La correlación utilizada es la propuesta por Jamenson tal como se expresa en la ecuación (XIII). El diámetro equivalente (d_e), se calcula como 2 veces el área de la aleta mas el área libre del tubo sobre el perímetro proyectado tal como indica la ecuación (XX).

Primero es necesario calcular el perímetro proyectado con la fórmula (XX) como se indica a continuación:

$$P_{pr} = (1,38m + 2 \cdot 0,001m \cdot (1,38m / 0,00145m)) \cdot 2 = 6,57m$$

Posteriormente se realiza el cálculo del diámetro equivalente.

$$d_{e_{CA}} = \frac{2(0,126 + 0,0303)m^2}{\pi(6,57m)} = 0,01211m$$

Luego se calcula el área de flujo (a_s) por medio de la fórmula (XVII).

$$a_{s_{CA}} = \frac{0,485m \cdot (0,016 - 0,0107)m \cdot 0,15m}{0,016m} - 2 \left(\frac{0,15m}{0,00145m} \right) \left(\frac{0,485m}{0,016m} \right) (0,00145 - 0,00045)m \cdot 0,001m = 0,0178m^2$$

Calculando así la velocidad másica como indica la fórmula (XVIII), donde igual al cálculo de la eficiencia con tubos lisos, el flujo másico se encuentra dividido entre el número de intercambiadores de calor que se encuentran operando en forma paralela:

$$G_s = \frac{0,067m^3 / seg \cdot 880Kg / m^3}{3 \cdot 0,0178m^2} = 1104,12Kg / seg \cdot m^2$$

Una vez que se obtuvo la velocidad másica y el diámetro equivalente se calcula el número de Nusselt por la correlación propuesta por Jamenson:

$$Nu_{Ac} = 0,0916 Re^{0,723} Pr^{1/3}$$

$$Nu_{Ac} = 0,0916 \cdot \left(\frac{0,01211m \cdot 1104,12Kg / seg \cdot m^2}{0,038Pa \cdot s} \right)^{0,723} \cdot \left(\frac{2006,4J / Kg \cdot K(0,038Pa \cdot seg)}{0,1438W / m \cdot K} \right)^{1/3}$$

$$Nu_{Ac} = 51,41$$

Por último se calcula el coeficiente de convección externo:

$$h_o = \frac{51,41 \cdot 0,144W / m \cdot K}{0,01211m} = 611,35W / m^2 K$$

- Cálculo de la eficiencia de la aleta (η_a).

Cuando las aletas son de poca longitud y el material es altamente conductivo, la eficiencia es aproximadamente uno, sin embargo se realiza el cálculo de la eficiencia de la aleta con el fin de corroborar lo antes expuesto:

Primero es necesario calcular el parámetro de conductividad térmica (me) por medio de la ecuación (XI):

$$me = \left(\frac{2 \cdot 611,35W / m^2 K}{386W / mK \cdot 0,00045m} \right)^{0,5} = 83,89 / m$$

Por medio de la ecuación (X) se calcula la eficiencia de la aleta:

$$\eta_a = \frac{Tangh(83,89 / m \cdot 0,001m)}{83,89 / m \cdot 0,001m} = 0,998$$

- Cálculo del coeficiente global (U):

Debido a que la eficiencia de la aleta es aproximadamente uno, el coeficiente total de transferencia de calor U se obtiene de acuerdo a la ecuación (VI), suponiendo que no existe ensuciamiento externo ni interno y la resistencia del material es despreciable:

$$U_{CA} = \frac{1}{\frac{84,52m}{27,5m \cdot 5731,1W / m^2 K} + \frac{1}{611,35W / m^2 K}}$$

Finalmente, el valor de U es:

$$U_{CA} = 460,4W / m^2 K$$

- Cálculo de la relación de las capacidades caloríficas(Cr):

$$Cr = \frac{39432,45}{60055,5} = 0,657$$

- Cálculo de la unidad de transferencia de calor (NTU):

Por medio de la ecuación (XXXXIV) se tiene:

$$NTU = \frac{84,52m \cdot 460,4}{39432,45W / K} = 0,98mK / W$$

b.4.- Cálculo de la eficiencia del intercambiador de calor para tubos aleteados.

De igual forma la eficiencia de un intercambiador de carcaza y tubo de pasos pares por los tubo se obtiene por medio de la ecuación (XXXXVI):

Finalmente, la eficiencia para el intercambiador con tubos aleteados es:

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + 0,657 + (1 + 0,657^2)^{1/2} * \frac{1 + \exp \left[-0,98(1 + 0,657^2)^{1/2} \right]}{1 - \exp \left[-0,98(1 + 0,657^2)^{1/2} \right]} \right\}^{-1}$$

$$\varepsilon = 0,51$$

ANEXO C
(Correlaciones de las propiedades físicas del agua y del aceite)

En las gráficas que se muestran a continuación se muestran las correlaciones de las propiedades físicas del agua y del aceite.

Figura N° C1 : Variación de la densidad del agua con respecto a la temperatura.

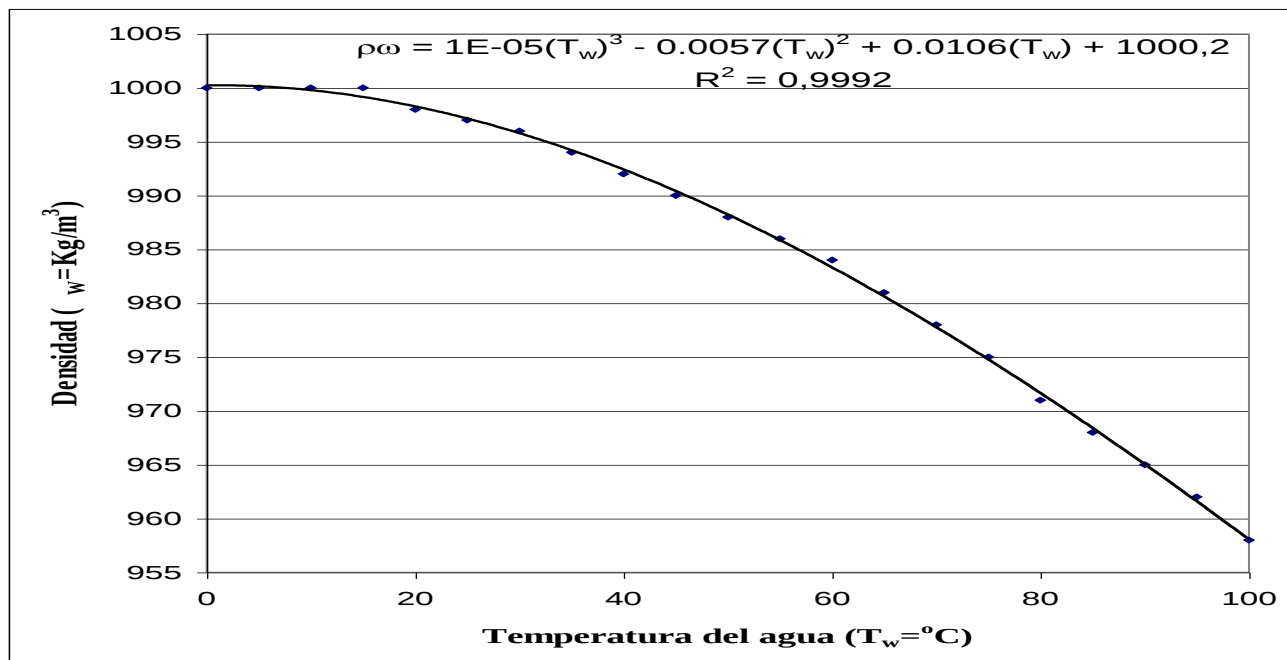


Figura N° C2: Variación de la viscosidad del agua con respecto a la temperatura.

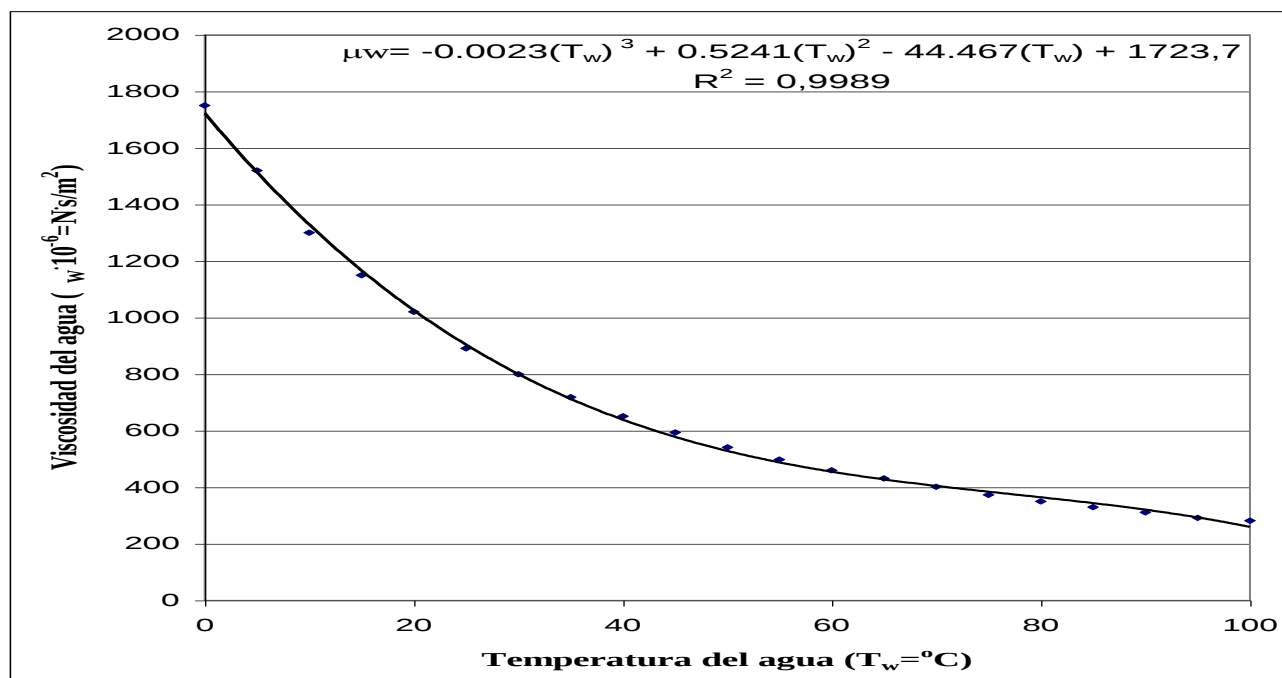


Figura N° C3: Variación de la conductividad del agua con respecto a la temperatura.

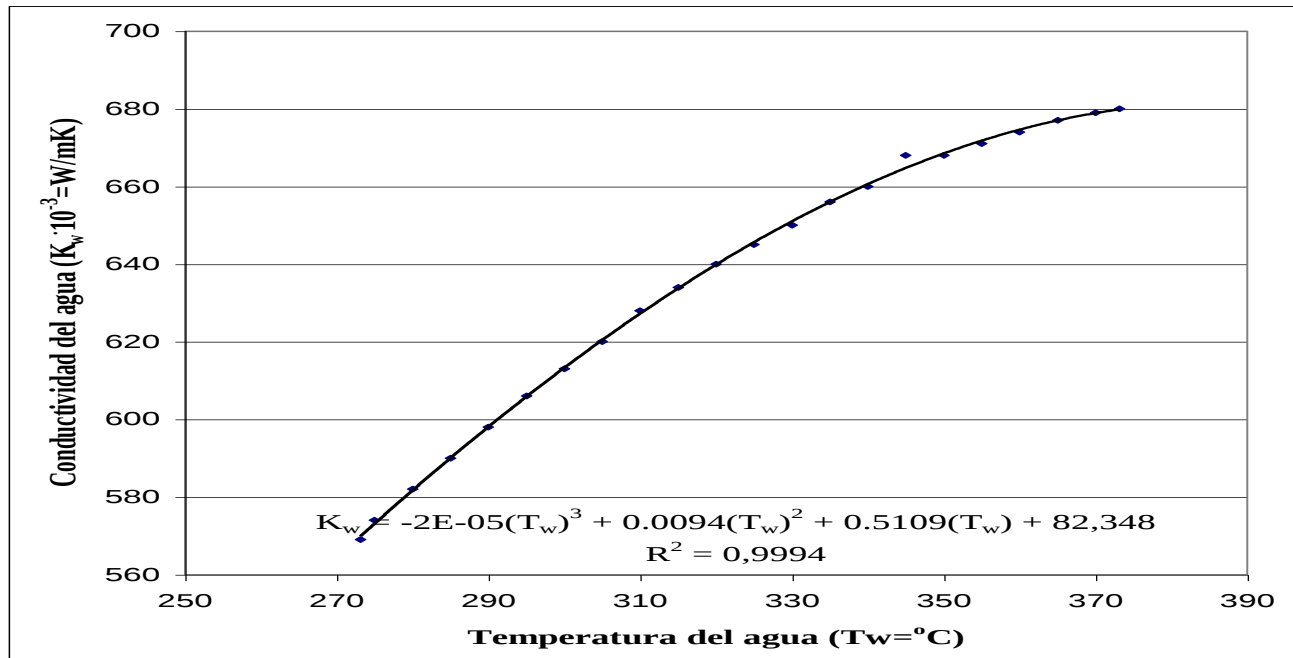
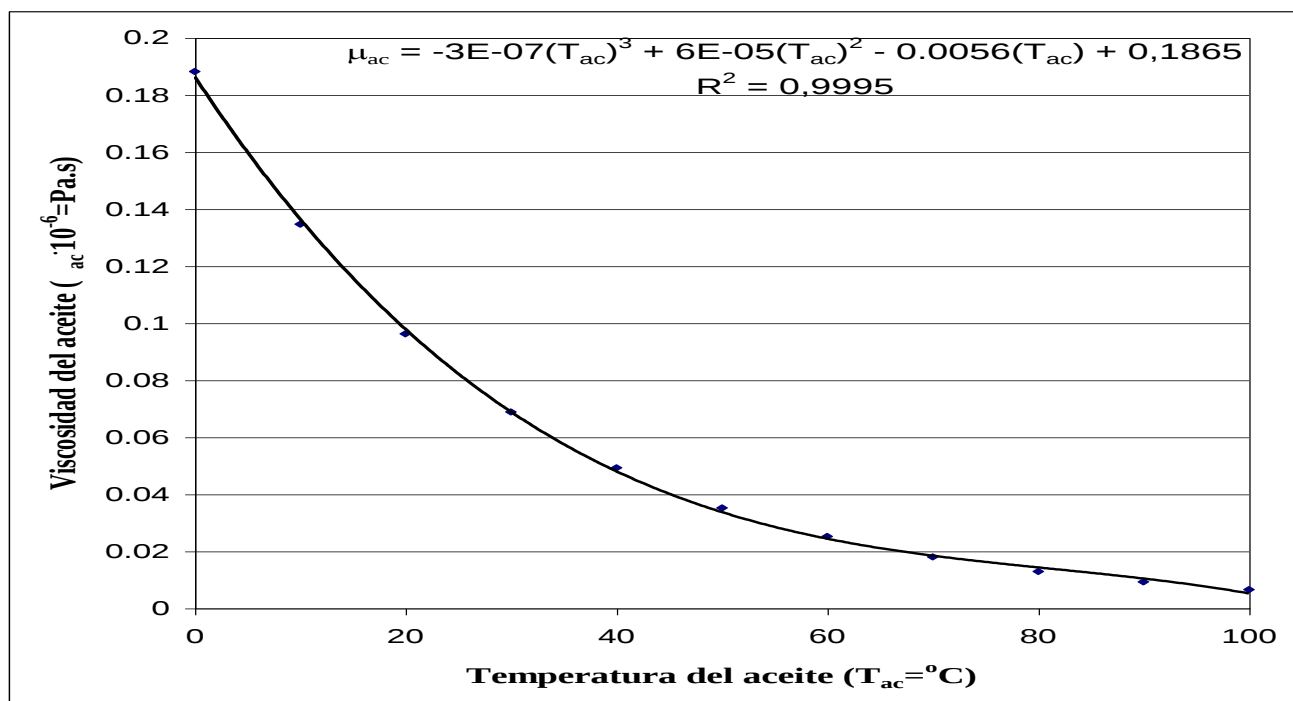


Figura N° C4 : Variación de la viscosidad del aceite con respecto a la temperatura



ANEXO D

(Procedimiento para el cálculo del calor disipado para diferentes condiciones de carga de la turbina)

A continuación se presenta el procedimiento de cálculo del calor disipado para cada condición de potencia.

d.1.- Cálculo del calor disipado para diferentes condiciones de carga.

A partir de la ecuación (II) de la conservación de la energía, usando las correlaciones de las propiedades físicas del anexo C y los resultados experimentales de caudal y temperatura del agua de la tabla N° 5, fue posible la obtención de los valores del calor transferido para diferentes condiciones de carga. Los cálculos que se presentan a continuación se realizaron para la potencia mínima de la turbina la cual es 440MW.

$$q_{disip} = (0,044m^3 / seg \cdot 995,44Kg / m^3) \cdot 4180J / KgK \cdot (32,36 - 27,73)^{\circ}C$$

$$q_{disip} = 904589,16W$$

En la tabla N° D1 que sigue a continuación se presentan los valores del calor disipado para cada potencia del eje:

Tabla N° D1:Valores experimentales del calor disipado para diferentes condiciones de carga.

Potencia del eje (Pot=MW)	Caudal de agua ($\dot{Q}_w = m^3/s$)	Temperatura de entrada del agua (T_{1-w}=°C)	Temperatura de salida del agua (T_{2-w}=°C)	Flujo másico del agua ($\dot{m}_w = Kg/s$)	Calor disipado (q_{disip}=W)
440	0,0439	27,73	32,67	43,87	904589
472	0,0439	27,90	32,90	43,87	916813
550	0,0438	28,03	33,10	43,80	927626
630	0,0439	27,73	33,03	43,90	972561
644	0,0439	27,87	33,13	43,85	965343

ANEXO E
(Procedimiento para el cálculo del caudal de aceite)

A continuación se presenta el cálculo del flujo másico del aceite para cada condición de potencia.

E.1.- Cálculo experimental del caudal de aceite.

Debido al mal estado del medidor del caudal de aceite de la línea principal, fue necesario realizar el cálculo de dicho parámetro para cada valor de potencia del eje. Los cálculos que se presentan a continuación, se hicieron para la mínima potencia de 440MW.

De igual forma al punto anterior, a partir de la ecuación (II) de la conservación de la energía, tomando los datos experimentales de las temperaturas de entrada y salida del aceite de la tabla N°5, los valores de los calores disipados mostrados en la tabla N° D1 y las propiedades físicas del anexo A se calculó el flujo másico experimental del aceite:

$$\dot{m}_{Ac} = \frac{904589,16W}{2006,4J / KgK \cdot (48,5 - 41,853)^{\circ}C} = 67,63Kg / seg$$

Una vez que se obtiene el flujo másico de aceite al dividirlo por la densidad se obtiene el caudal experimental de aceite:

$$\dot{Q}_{Ac} = \frac{67,63Kg / seg}{880Kg / m^3} = 0,0768m^3 / seg$$

En la tabla N° E1 que sigue a continuación se presentan los valores del flujo másico y caudal del aceite para cada potencia del eje:

Tabla N° E1: Valores experimentales del caudal y flujo másico experimental para diferentes condiciones de carga.

Potencia del eje (Pot=MW)	Temperatura de entrada del aceite ($T_{1-Ac}=^{\circ}C$)	Temperatura de salida del aceite ($T_{2-Ac}=^{\circ}C$)	Flujo másico del aceite ($\dot{m}_{Ac} = Kg/s$)	Caudal del aceite ($\dot{Q}_{Ac} = m^3/s$)
440	48,50	41,83	67,63	0,077
472	48,87	42,17	68,20	0,078
550	49,33	42,53	67,99	0,077
630	49,50	42,67	70,94	0,081
644	49,63	42,83	70,75	0,080

ANEXO F

(Procedimiento para el cálculo del coeficiente externo experimental)

En el siguiente anexo, se presenta el cálculo del coeficiente externo a partir de los datos experimentales.

f.1.- Cálculo del coeficiente externo experimental para cada valor de potencia.

Para el cálculo del coeficiente externo experimental es necesario tomar los datos experimentales de temperatura de entrada al intercambiador de calor del agua y del aceite de la tabla N°5, también son necesarios los valores de los calores disipados mostrados en la tabla N° D1 y los flujos máxicos del agua y del aceite de las tablas N° D1 y E1. Los cálculos se hicieron para la mínima potencia de 440MW.

- Cálculo de la eficiencia experimental del intercambiador de calor.

Por medio de la ecuación (XXXXII) del método de la eficiencia-NTU, se procede al cálculo de la eficiencia experimental del intercambiador de calor:

$$\varepsilon_{ic} = \frac{904589,19W}{67,63Kg / seg \cdot 2006,4J / KgK (48,5 - 27,73)^{\circ}C} = 0,321$$

- Cálculo de la relación de las capacidades caloríficas (Cr):

Tomando los flujos máxicos reportados en las tablas N°D1 y E1, se obtuvo la relación de las capacidades caloríficas:

$$Cr = \frac{135688,37W / K}{183362,67W / K} = 0,74$$

- Cálculo de la unidad de transferencia de calor (NTU):

Para el cálculo de la unidad de transferencia de calor (NTU) es necesario calcular los parámetros F1, ε_1 y E1 representados en las fórmulas (XXXXIX), (XXXXX) y (XXXXXI) respectivamente.

$$F1 = \left(\frac{0,321 \cdot 0,74 - 1}{0,321 - 1} \right) = 1,123$$

$$\varepsilon_1 = \frac{1,123 - 1}{1,123 - 0,74} = 0,321$$

$$E1 = \frac{2/0,321 - (1 + 0,74)}{(1 + 0,74^2)^{0,5}} = 3,609$$

Una vez calculados los parámetros se puede calcular el número de unidades de transferencia de calor NTU por medio de la fórmula (XXXXVIII):

$$NTU = -(1 + 0,74^2)^{-0,5} \ln \left(\frac{3,609 - 1}{3,609 + 1} \right) = 0,457$$

- Cálculo de coeficiente global experimental del intercambiador de calor (U_{IC}).

Sabiendo de antemano el área externa del tubo, así como el flujo másico del aceite, es posible calcular el coeficiente global experimental por medio de la fórmula (XXXXIV):

$$U_{IC} = \frac{135688,37W / K \cdot 0,457}{36,93m^2} = 560,634W / m^2 K$$

- Cálculo del coeficiente de convección interno del intercambiador de calor (h_{iC}).

Primero es necesario hacer los cálculos del número de Reynolds, el número de Prandtl, el área externa e interna del tubo. Dichos cálculos se realizaron en el anexo B en donde sus valores son:

$$At = 36,93m^2 ; Ai = 27,449m^2 ; Re_w = 14075 ; Pr_w = 6,14$$

Debido a que el número de Reynolds es mayor a 10^3 , se aplica la correlación atribuida a Petukhov, teniendo que calcular primero el factor de fricción por medio de la ecuación (XXIV):

$$f = (1,82 \cdot \log_{10}(14075) - 1,64)^{-2} = 0,0283$$

Posteriormente con la ecuación (XXIII) se calcula el número de Nusselt:

$$Nu = \frac{\left(0,0283 \sqrt[8]{14075 \cdot 6,14}\right)}{1,07 + 12,7 \cdot \left(0,0283 \sqrt[8]{14075 \cdot 6,14}\right)^{0,5} (6,14^{2/3} - 1)} = 112,05$$

Por último, se calcula el coeficiente de convección interno:

$$hi = \frac{112,05 \cdot 0,544 W / m \cdot K}{0,0094 m} = 6481,155 W / m^2 K$$

- Cálculo del coeficiente externo experimental del intercambiador de calor (ho_{IC}).

Una vez calculado el coeficiente global, el coeficiente de convección interno y las áreas interna y externa del tubo, se calcula el coeficiente externo experimental del intercambiador de calor despejando de la formula (III):

$$ho_{IC} = \frac{560,634 W / m^2 K}{1 - 560,634 W / m^2 K \cdot 2,07 \cdot 10^{-4}} = 634,24 W / m^2 K$$

En la tabla N° F1 que sigue a continuación se presentan los valores de eficiencia del intercambiador de calor, número de unidades de transferencia de calor NTU, el coeficiente global U y el coeficiente externo experimental para cada potencia del eje:

Tabla N° F1: Valores de la eficiencia del intercambiador de calor ,número de unidades de transferencia de calor NTU , el coeficiente global U y el coeficiente externo experimental para diferentes condiciones de carga.

Potencia del eje (Pot=MW)	Eficiencia del sistema del metal del cojinete (ϵ_{IC})	Unidad de transferencia NTU	Coeficiente global experimental ($U_{IC}=W/K \cdot m^2$)	Coeficiente externo experimental ($h_{o,IC}=W/K \cdot m^2$)
440	0,321	0,457	560,634	634,24
472	0,312	0,455	562,511	636,64
550	0,320	0,454	559,820	633,20
630	0,314	0,447	574,418	651,94
644	0,312	0,443	568,717	644,60

ANEXO G
(Procedimiento para el cálculo del producto UA y de la eficiencia
del sistema del metal del cojinete)

A continuación se presenta el procedimiento para el cálculo del producto UA y de la eficiencia del sistema del metal del cojinete.

g.1.- Cálculo del producto UA del sistema del metal del cojinete para cada valor de potencia.

Debido a que el producto UA varía con respecto a la temperatura, es necesario determinar este factor para las diferentes condiciones de carga. En el sistema del metal del cojinete se tiene un solo fluido, dicho fluido es el aceite que funciona como refrigerante ya que le retira calor al metal del cojinete, es por ello que no existe C_{MIN} , indicando que la relación de las capacidades caloríficas es igual a cero ($Cr=0$).

Por otro lado es necesario tomar los datos experimentales de temperatura de entrada del aceite y la temperatura del metal del cojinete de la tabla N° 5, también son necesarios los valores de los calores disipados mostrados en la tabla N° D1, las propiedades físicas del anexo A y los flujos máscicos del aceite de la tabla N° E1. Los cálculos que se presentan a continuación, se hicieron para la mínima potencia de 440MW.

- Cálculo de la eficiencia del sistema del metal del cojinete (ε_{mc}).

Para determinar la eficiencia del sistema del metal del cojinete se aplica de igual forma el método de eficiencia-NTU la cual está representada por la formula (XXXXII):

$$\varepsilon_{mc} = \frac{904589,19W}{67,63Kg / seg \cdot 2006,4J / KgK \cdot (69,5 - 41,833)^{\circ}C} = 0,241$$

- Cálculo del número de unidades de transferencia de calor (NTU):

Para el cálculo del número de unidades de transferencia de calor (NTU) será necesario usar la correlación (XXXXVII), en donde la relación de las capacidades caloríficas es igual a cero ($Cr=0$).

$$NTU = -\ln(1 - 0,241) = 0,276$$

- Cálculo del producto UA del sistema del metal del cojinete.

Finalmente una vez calculado el número de unidades de transferencia de calor (NTU) se determina el producto UA por medio de la ecuación (XXXXIV):

$$UA = 0,276 \cdot 0,077 m^3 / seg \cdot 2006,4 J / KgK = 37410,1 W / K$$

En la tabla N° G1 que sigue a continuación se presentan los valores eficiencia del sistema del metal del cojinete, el número de unidades de transferencia NTU y el producto UA para cada potencia del eje:

Tabla N° G1: Valores de la eficiencia del sistema del metal del cojinete, la unidad de transferencia NTU y el producto UA para diferentes condiciones de carga.

Potencia del eje (Pot=MW)	Eficiencia del sistema del metal del cojinete (εmc)	Unidad de transferencia NTU	Producto UA (W/K)
440	0,241	0,276	37410.1
472	0,2407	0,275	37682,78
550	0,2308	0,262	35796,5
630	0,2216	0,2505	35658,7
644	0,2182	0,246	34941,598

ANEXO H

(Comparación de datos Experimentales y Teóricos de las temperaturas)

Tabla N°H1: Comparación de datos Experimentales y Teóricos de las temperaturas del agua, aceite y metal del cojinete.

Potencia del eje (Pot=MW)	Datos	Temperatura final del agua (T _{2-w} =°C)	Porcentaje de error %	Temperatura inicial del aceite (T _{1-Ac} =°C)	Porcentaje de error %	Temperatura final del aceite (T _{2-Ac} =°C)	Porcentaje de error %	Temperatura del metal cojinete (T _{mc} =°C)	Porcentaje de error %
440,0	Teórico	32,60	0,21	48,15	0,73	41,50	0,80	68,99	0,74
	Experimental	32,67		48,50		41,83		69,50	
472,5	Teórico	32,89	0,03	48,45	0,86	41,77	0,95	69,80	0,29
	Experimental	32,90		48,87		42,17		70,00	
550,0	Teórico	33,16	0,18	49,11	0,45	42,23	0,71	71,69	0,43
	Experimental	33,10		49,33		42,53		72,00	
630,0	Teórico	32,92	0,34	48,91	1,21	42,15	1,23	73,00	0,68
	Experimental	33,03		49,50		42,67		73,50	
644,0	Teórico	33,15	0,05	49,17	0,94	42,34	1,14	73,47	0,72
	Experimental	33,13		49,63		42,83		74,00	

ANEXO I

(Valores de temperaturas a diferentes condiciones de operación)

Las tablas que se exhiben a continuación muestran las temperaturas del sistema para dos condiciones de potencia.

Tabla N° I1: Temperaturas para 3 IC, calor caudal nominal y tubos limpios.

Potencia del eje (Pot=MW)	Temperatura final del agua ($T_{1-W}=^{\circ}\text{C}$)	Temperatura inicial del aceite ($T_{1-Ac}=^{\circ}\text{C}$)	Temperatura final del aceite ($T_{2-Ac}=^{\circ}\text{C}$)	Temperatura del metal cojinete ($T_{mc}=^{\circ}\text{C}$)
700	33,33	49,85	42,79	75,58
770	33,58	50,8	43,41	78,54

*Tabla I2 :Temperaturas para 3 IC, caudal nominal
y ensuciamiento interno de los tubos.*

Potencia del eje (Pot=MW)	Temperatura final del agua ($T_{1-W}=^{\circ}\text{C}$)	Temperatura inicial del aceite ($T_{1-Ac}=^{\circ}\text{C}$)	Temperatura final del aceite ($T_{2-Ac}=^{\circ}\text{C}$)	Temperatura del metal cojinete ($T_{mc}=^{\circ}\text{C}$)
700	33,33	51,73	44,68	77,47
770	33,58	52,77	45,38	80,51

*Tabla N°I3: Temperaturas para 4 IC, caudal nominal
y ensuciamiento interno de los tubos.*

Potencia del eje (Pot=MW)	Temperatura final del agua ($T_{1-W}=^{\circ}\text{C}$)	Temperatura inicial del aceite ($T_{1-Ac}=^{\circ}\text{C}$)	Temperatura final del aceite ($T_{2-Ac}=^{\circ}\text{C}$)	Temperatura del metal cojinete ($T_{mc}=^{\circ}\text{C}$)
700	33,33	49,71	42,68	75,45
770	33,58	50,67	43,28	78,41

*Tabla I4: Temperaturas para 4 ICs, incremento de 33% en el caudal de agua
y ensuciamiento interno de los tubos.*

Potencia del eje (Pot=MW)	Temperatura final del agua ($T_{1-W}=^{\circ}\text{C}$)	Temperatura inicial del aceite ($T_{1-Ac}=^{\circ}\text{C}$)	Temperatura final del aceite ($T_{2-Ac}=^{\circ}\text{C}$)	Temperatura del metal cojinete ($T_{mc}=^{\circ}\text{C}$)
700	31,96	48,70	41,64	74,44
770	32,15	49,61	42,22	77,35



Supera el valor de la alarma del



Supera el valor de disparo temperatura del metal del cojinete