

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**REDISEÑO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DEL ACEITE
LUBRICANTE PARA LAS TURBINAS A GAS MS-5000**

**Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por los bachilleres:
Céspedes S., Carlos J.
Pin H., Delfín J.
Para optar al Título
De Ingeniero Mecánico**

Caracas, Mayo 2005

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

REDISEÑO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DEL ACEITE LUBRICANTE PARA LAS TURBINAS A GAS MS-5000

Tutor Académico: Prof. Alberto Fuentes
Tutor Industrial: Ing. William Rodríguez

**Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por los bachilleres:
Céspedes S., Carlos J.
Pin H., Delfín J.
Para optar al Título
De Ingeniero Mecánico**

Caracas, 2005

Caracas, Mayo 2005

ACTA.

Los abajo firmantes, miembros del jurado por el Consejo de escuela de Ingeniería Mecánica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por los Bachilleres Céspedes S., Carlos J. y Pin H., Delfín J.

**REDISEÑO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DEL ACEITE
LUBRICANTE DE LAS TURBINAS A GAS MS-5001P**

Considera que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el Plan de Estudios conducente al Título de Ingeniero Mecánico.



Prof. Antonio Barragán

Jurado



Prof. Julio Segura

Jurado



Prof. Alberto Fuentes

Tutor

RECONOCIMIENTOS

A Dios, por todas las oportunidades que me ha otorgado a lo largo de mi vida y por protegerme de todo lo malo que nos pueda ocurrir a mi familia y allegados.

A mi Padre, Madre y Hermana, por el apoyo incondicional durante mis estudios y fuera de él, para ser una mejor persona y tener éxito como ellos lo han tenido en sus vidas tanto en el ámbito profesional como personal.

A mi Tío Orlando Salas por todos los consejos que me ha dado, por estar tan pendiente de mi desarrollo durante la realización de este trabajo y por la buena visión que tiene para mí hacia un futuro muy cercano.

A mis amigos y compañeros que siempre me han apoyado y han respetado mi dedicación a este trabajo.

Al Ing. Trino Rodríguez, por darme la oportunidad de demostrar todo lo aprendido en mis años de estudio y por las ganas que tengo de salir adelante en la vida.

Al Ing. William Rodríguez por ser mi tutor y guiarme de manera excelente para la realización del trabajo.

Al Técnico José Cañizales por la enseñanza en Planta y por estar pendiente del cuidado y protección de mi persona

Al personal del departamento de calidad y gestión por la atención prestada durante nuestra estadía en la empresa.

A todo el personal de Planta por recibirme de buena manera y estar pendiente de todas las cosas para mi bienestar.

RECONOCIMIENTOS

A todas las personas que colaboraron desinteresadamente durante la elaboración de este trabajo entre las que se encuentran:

- Ing. William Rodríguez
- Técnico José Cañizales
- Ing. Francisco García
- Prof. Pedro Cadena
- Al personal del Departamento de Calidad y Gestión por la atención prestada durante nuestra estadía en la empresa, en especial a la Ing. Nora Carrasco.

DEDICATORIA

A mi Padre, Madre, Hermana Claudia Carolina, mi mamá Venicia, mi papá José, tío Orlando, Trino Rodríguez y amigos por creer en mí incondicionalmente y por todo lo que me han dado durante mi vida. Gracias

Carlos J. Céspedes S.

DEDICATORIA

Dedico este trabajo muy especialmente a Dios por todos los favores recibidos, a mi familia por apoyarme a lo largo de mi formación personal y Zaireth por ser la persona que más paciencia me ha tenido durante la realización de este trabajo.
Gracias...

Delfín J. Pin H.

Índice General

Capítulo I.....	1
Introducción	1
1.1 Generalidades.....	2
1.2 Objetivos	2
1.2.1 Objetivo general	2
1.2.2 Objetivos específicos	3
1.3 Descripción de la planta.....	3
1.3.1 Ubicación geográfica	5
1.3.2 Estructura organizativa.....	6
1.4 Aspectos generales de cada capítulo.....	6
1.4.1 Capítulo II. Fundamentos Teóricos.....	6
1.4.2 Capítulo III. Unidad Turbo-Gas.....	7
1.4.3 Capítulo IV. Evaluación de los Sistemas de Agua de Enfriamiento y Aceite Lubricante	7
1.4.4 Capítulo V. Diseño y Selección de un Intercambiador tipo Carcasa y Haz de Tubos.....	7
1.4.5 Capítulo VI. Análisis Económico	8
Capítulo II	9
Fundamentos Teóricos	9
2.1 Generalidades.....	10

2.2 Intercambiador de calor.....	10
2.3 Clasificación de los intercambiadores de calor	10
2.3.1 Arreglo de flujo	11
2.3.1.1 Intercambiador de flujo paralelo	11
2.3.1.2 Intercambiador de contra flujo o contracorriente.....	12
2.3.1.3 Flujo cruzado (mezclado y no mezclado)	13
2.3.2 Tipo de construcción o lecho	15
2.3.2.1 Intercambiadores de placas	15
2.3.2.2 Intercambiadores de haz tubular y carcasa.....	16
2.3.2.3. Intercambiadores de calor de tipo compacto.....	17
2.4 Métodos de diseño y cálculo de intercambiadores de calor	18
2.4.1 Método de la temperatura media logarítmica (MTLD).....	18
2.4.2 Método de eficiencia – NUT.....	21
2.5 Diseño y cálculo de flujo en una tubería.....	23
2.5.1 Factor de Fricción (f)	23
2.5.2 Pérdida de Carga en Tuberías	25
2.5.3 Pérdidas en los accesorios de tubos y en las válvulas.....	27
2.6 Cojinetes.....	30
2.6.1 Cojinetes lineales	30
2.6.2 Cojinetes de Empuje.	33
2.6.2.1 Procedimiento de cálculo para evaluar los parámetros operativos del cojinete de empuje.....	34
Capítulo III.....	37
Unidad Turbo-Gas.....	37

3.1 Generalidades	38
3.2 Descripción de la turbina a gas	38
3.2.1 Principio de funcionamiento	38
3.2.1.1 Descripción del ciclo ideal Brayton	39
3.2.2 Componentes de la unidad turbo-generadora.....	40
3.3 Sistemas asociados a una turbina a gas	43
3.3.1 Sistema de aceite lubricante	44
3.3.1.1 Aceite lubricante	44
3.3.1.2 Equipos del sistema de aceite de lubricación.....	46
3.3.2 Sistema de enfriamiento de agua.....	51
Capítulo IV	57
Evaluación de los sistemas de agua de enfriamiento y aceite lubricante.....	57
4.1 Generalidades	58
4.2 Metodología empleada.....	58
4.2.1 Inspección visual de la planta	58
4.2.2 Toma de datos	59
4.2.3 Resultados de la evaluación técnica.....	60
4.2.4 Registro fotográfico del estado del sistema de agua de enfriamiento	63
4.3 Cálculos tipo	65
4.3.1 Evaluación del cojinete de empuje activo.....	65
4.3.2 Evaluación del intercambiador agua aceite (GENERAL ELECTRIC)	72
4.3.3 Evaluación del intercambiador del aire de atomización	74

4.3.4 Evaluación del intercambiador agua - aire.....	75
4.4 Tabla de resultados.....	78
4.4.1 Intercambiador agua aceite	78
4.4.2 Preenfriador de aire de atomización.....	78
4.4.3 Intercambiador enfriado por aire.....	79
4.4.4 Disipación de calor.....	79
4.5 Análisis de los resultados	80
4.6 Planteamiento del problema.....	81
4.7 Selección de la solución adecuada	82
4.7.1 Modificación de parámetros operativos	82
4.7.1.1 Aumento de caudal de agua en el intercambiador agua aceite.....	83
4.7.2. Modificaciones al sistema de agua de enfriamiento	84
4.7.2.1 Instalación de intercambiador de calor enfriado por aire (ICEA)...	84
4.7.2.2 Arreglo en serie de un Intercambiador Carcasa y Haz tubos	85
4.7.3 Análisis de resultados.....	89
Capitulo V	91
Diseño y Selección de un Intercambiador tipo Carcasa y Haz de Tubos.....	91
5.1 Generalidades	92
5.2 Intercambiadores de calor de carcasa y tubo.....	92
5.2.1 Clasificación de los intercambiadores de calor de carcasa y haz tubular ..	94
5.2.1.1 Clase R	95
5.2.1.2 Clase C	95
5.2.1.3 Clase B	95

5.2.2 Tipos de intercambiadores de calor de carcasa y haz tubular	96
5.2.2.1 Intercambiadores de calor de tubos en U	96
5.2.2.2 Intercambiadores de calor de cabezal fijo	97
5.2.2.3 Intercambiadores de calor de cabezal flotante	97
5.3 Consideraciones de diseño de un intercambiador de calor	98
5.3.1 Coeficiente global de transferencia de calor (U).....	98
5.3.2 Factor de impureza o ensuciamiento (f).....	99
5.3.3 Caída de presión (ΔP)	101
5.3.4 Carcasa	102
5.3.5 Cabezales.....	104
5.3.6 Haz de tubos	107
5.3.6.1 Tubos.....	107
5.3.6.2 Disposición de los tubos	107
5.3.7 Deflectores	109
5.3.8 Presión y temperatura de diseño	111
5.3.9 Descripción del servicio y condiciones de operación de los fluidos.....	112
5.4 Procedimiento de cálculo	114
5.4.1 Valores iniciales suministrados al programa.....	115
5.4.2 Resultados suministrados por el programa	116
5.4.3 Eficiencia.....	117
5.5 Ubicación del nuevo intercambiador de calor.....	118
5.6 Modificaciones del sistema actual	118
5.7 Cálculo hidráulico	118
5.7.1 Cálculo hidráulico del sistema original.....	119
5.7.2 Cálculo hidráulico del sistema modificado	125

5.8 Ilustraciones de los sistemas modificados	128
5.9 Análisis de resultados.....	132
Capítulo VI.....	133
Análisis Económico	133
6.1 Generalidades.....	134
6.2 Determinación de la tasa de retorno mínima atractiva.....	134
6.3 Métodos de evaluación económica de un proyecto	135
6.3.1 Valor presente	135
6.3.2 Valor futuro.....	136
6.3.3 Valor anual.....	137
6.3.4 Tasa interna de rendimiento	138
6.4 Análisis de rentabilidad del proyecto.....	140
6.4.1 Variables económicas.....	141
6.4.1.1 Energía adicional producida por unidad anualmente (Ea)	141
6.4.1.2 Entrada de capital anual por concepto de potencia adicional producida (Fc)	141
6.4.1.3 Inversión del proyecto (I).....	142
6.4.1.4 Costo de operación de los equipos (CO).....	142
6.4.2 Aplicación de los métodos de evaluación de rentabilidad económica.....	144
6.4.2.1 Método de valor presente (VP)	144
6.4.2.2 Método de valor futuro (VF).....	144
6.4.2.3 Método de valor anual (VA)	145
6.4.2.4 Método de la TIR	145

Conclusiones	148
Recomendaciones.....	150
Bibliografía	151
Anexos	153

Índice de Tablas

Tabla 2. 1 Coeficientes de pérdida en accesorios (Manual práctico para el ingeniero mecánico)	28
Tabla 4. 1 Parámetros operativos del sistema de enfriamiento para el diseño original	79
Tabla 4. 2 Parámetros operativos del sistema de enfriamiento aumentando el caudal de agua	83
Tabla 4. 3 Parámetros operativos del sistema de enfriamiento con ICEA.....	85
Tabla 4. 4 Parámetros operativos del sistema de enfriamiento con una disposición en serie de dos intercambiadores agua aceite iguales	87
Tabla 5. 1 Factores de Impureza representativos	100
Tabla 5. 2 Caída de presión típica en intercambiadores de carcasa y haz de tubos, doble tubo y enfriados por aire.....	101
Tabla 5. 3 Distancias más comunes en arreglos tubulares	109
Tabla 5. 4 Datos suministrados al programa.....	115
Tabla 5. 5 Datos adicionales	116
Tabla 5. 6 Resultados obtenidos del programa	117
Tabla 6. 1 Datos económicos	141
Tabla 6. 2 Lista de precios de los nuevos equipos	142

Tabla 6. 3 Costos de operación	143
Tabla 6. 4 Resultados de la determinación de la tasa interna de rendimiento	146
Tabla 6. 5 Resultados de la rentabilidad del proyecto	147

Índice de Figuras

Figura 1. 1 Distribución geográfica de la planta Punto Fijo (Rodríguez, W)	5
Figura 1. 2 Estructura Organizativa en la planta Punto Fijo (Manual de operaciones CADAFE)	6
Figura 2. 1 Intercambiador de calor de tubos concéntricos de flujo paralelo (Incropera y DeWitt, 1999).....	11
Figura 2. 2 Distribución de temperatura para un intercambiador de calor de flujo paralelo (Incropera y DeWitt, 1999)	12
Figura 2. 3 Intercambiador de calor de flujo concéntrico en contra flujo. (Incropera y DeWitt, 1999).....	12
Figura 2. 4 Distribución de Temperatura para un intercambiador de calor en contra flujo (Incropera y DeWitt, 1999)	13
Figura 2. 5 Intercambiador de calor de flujo cruzado sin aletas con un fluido mezclado y el otro sin mezclar (Hollman, J. 1998).....	14
Figura 2. 6 Intercambiador de calor de flujo cruzado con aletas y ambos fluidos sin mezclar (Hollman, P. 1998)	14
Figura 2. 7 Intercambiador de calor de placas.	15
Figura 2. 8 Intercambiador de calor de carcasa y tubos (Incropera y DeWitt, 1999) .	16

Figura 2. 9 Intercambiadores de calor de tubo y carcasa (a) un paso por la carcasa y dos pasos por los tubos (b) Dos pasos por la carcasa y cuatro por los tubos (Incropera y DeWitt, 1999).....	17
Figura 2. 10 Disposición de los cojinetes en la unidad turbo-generadora (Casanova, M. 1985).....	31
Figura 2. 11 Componentes del cojinete de empuje (Casanova, M. 1985)	33
Figura 3. 1 Ciclo termodinámico brayton (Manual de la turbina MS-5001P)	39
Figura 3. 2 Componentes de la unidad turbo-generadora (Manual de la turbina MS-5001P)	40
Figura 3. 3 Unidad turbo-generadora modelo MS-5001P (Manual de la turbina MS-5001P)	43
Figura 3. 4 Intercambiador de calor agua-aceite (Manual de la turbina MS-5001P)..	48
Figura 3. 5 Sistema de aceite lubricante GENERAL ELECTRIC(Manual de la turbina MS-5001P)	49
Figura 3. 6 Sistema de aceite lubricante HITACHI (Manual de la turbina MS-5001P)	50
Figura 3. 7 Sistema de agua de enfriamiento GENERAL ELECTRIC (Manual de la turbina MS-5001P).....	55
Figura 3. 8 Sistema de agua de enfriamiento HITACHI (Manual de la turbina MS-5001P)	56
Figura 4. 1 Lodo presente en tubería del sistema de enfriamiento.....	63
Figura 4. 2 Válvula mariposa.....	63

Figura 4. 3 Intercambiador de Calor	64
Figura 4. 4 Codo de ¼ de pulgada completamente obstruido	64
Figura 4. 5 Comportamiento del aceite lubricante a la temperatura actual.....	70
Figura 4. 6 Temperatura de aceite lubricante a la salida del intercambiador agua aceite	79
Figura 4. 7 Temperatura de cabezal del cojinete para las distintas propuestas de solución al problema HITACHI.....	87
Figura 4. 8 Flujo de calor para las distintas propuestas de solución al problema HITACHI	88
Figura 4. 9 Temperatura de cabezal del cojinete para las distintas propuestas de solución al problema GENERAL ELECTRIC	88
Figura 4. 10 Flujo de calor para las distintas propuestas de solución al problema GENERAL ELECTRIC	89
Figura. 5.1.- Elementos principales de un Intercambiador de carcasa y tubos. (Normas TEMA)	93
Figura. 5.2 (A) Carcasa de paso sencillo; (B) paso doble; (C) flujo dividido. (Normas TEMA)	103
Figura. 5.3 Tipos de cabezales de la TEMA para intercambiadores de calor. (Soluciones prácticas del ingeniero mecánico)	104
Figura. 5.4 Disposición de los tubos	108
Figura. 5.5 Tipos de desviadores en casco del intercambiador de calor	110

Figura 5.6 Diagrama de recorrido del sistema original nodo 0-2	119
Figura 5.6 Diagrama de recorrido del sistema modificado nodo 0-2.....	126
Figura 5. 7 Sistema de agua de enfriamiento modificado.....	129
Figura 5. 8 Sistema de aceite lubricante modificado	130
Figura 5. 9 Vista lateral derecha de la unidad turbo-generadora	131
Figura 5. 10 Vista lateral derecha de la unidad turbo-generadora	131
Figura 6. 1 VP de 1.000.000 de Bs. Que se reciben al final del año k con una tasa de interés de $i\%$ al año.....	136
Figura 6. 2 Diagrama de saldo de inversión que muestra la TIR.....	140
Figura 6. 3 Cálculo del la TIR para el proyecto.....	146

Céspedes S. Carlos J.

Pin H. Delfín J.

**REDISEÑO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DEL ACEITE
LUBRICANTE PARA LAS TURBINAS MODELO MS-5001P**

Tutor Académico: Prof. Ing. Alberto Fuentes.

Tutor Industrial: William Rodríguez.

Tesis. Caracas, U.C.V. Facultad de Ingeniería.

Escuela de Ingeniería Mecánica. 2005, 154 Páginas.

Palabras Claves:

Sistema, Agua, Calor, Lubricante, Intercambiadores, Turbina.

Resumen

El presente trabajo tiene como objetivo principal el rediseño del sistema de enfriamiento del aceite lubricante de las turbinas MS-5001P, pertenecientes a la “Compañía Anónima De Administración y Fomento Eléctrico” (CADAFE), ubicadas en La Planta Punto Fijo, en la ciudad de Punto Fijo; todo ello en vista a solucionar el problema de las altas temperaturas presente en el aceite lubricante que limitan la generación eléctrica de estas máquinas en esta zona del país. En función de lo antes expuesto, se procedió a establecer un marco teórico que incluyen métodos de cálculos, considerados esenciales para el desarrollo del trabajo, la descripción de los principales componentes de la turbina a gas, su funcionamiento y una evaluación detallada de los sistemas de enfriamiento de las mismas, que luego de un análisis bien fundamentado permitió establecer como solución al problema antes mencionado la incorporación de un intercambiador de carcasa y haz tubular al sistema de enfriamiento del aceite lubricante de las turbinas. Este trabajo finaliza con la respectiva evaluación económica de la propuesta a través de los métodos de valor presente, valor anual, valor futuro y tasa interna de retorno comprobando la rentabilidad del proyecto.



Capítulo I

Introducción



1.1 Generalidades

La Compañía Anónima de Administración y Fomento Eléctrico (CADAFE) es la responsable del suministro del 60% de la energía eléctrica del país, en tal sentido sus mayores esfuerzos se encuentran concentrados en la mejora constante de sus plantas y recursos humanos que le permitan ser la empresa número uno del sector eléctrico en Venezuela.

En la actualidad, la empresa ha dispuesto el estudio de las unidades de generación a gas instaladas en la planta ubicada en Punto Fijo, Estado Falcón modelo MS-5001P marca HITACHI y GENERAL ELECTRIC, las cuales en estos momentos se encuentran bajo una limitada capacidad efectiva, específicamente se ha implementado el estudio del sistema de enfriamiento del aceite lubricante de dichas unidades; siendo este el objetivo base que impulsa la realización de este trabajo.

Este capítulo presenta el objetivo general y los objetivos específicos trazados para lograr la mejora del sistema de enfriamiento del aceite lubricante de las turbinas a gas modelo MS-5001P instaladas en la planta Punto Fijo. Posteriormente, se muestra la ubicación geográfica de la planta, conformación física y un organigrama de la misma, finalizando con una breve descripción del contenido de cada capítulo que conforma este trabajo.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo general

Rediseño del sistema de enfriamiento del aceite lubricante para las unidades turbo-gas modelo MS-5001P marcas HITACHI y GENERAL ELECTRIC instaladas



en la planta de generación turbo-gas “Punto Fijo” ubicadas en la ciudad de Punto Fijo, Estado Falcón.

1.2.2 Objetivos específicos

- Estudiar el funcionamiento de las unidades HITACHI y GENERAL ELECTRIC.
- Determinar los elementos que afectan la alta temperatura de aceite lubricante de las unidades.
- Establecer la capacidad de enfriamiento de los intercambiadores de calor actuales de las unidades.
- Rediseñar el sistema de manera que permita disminuir la temperatura de aceite lubricante.
- Llevar la temperatura de operación del aceite lubricante a un rango de 60-65 °C
- Analizar económicamente la propuesta para el mejoramiento del sistema de enfriamiento del aceite lubricante, los beneficios y la recuperación de la inversión a realizar.

1.3 Descripción de la planta

La planta Turbo-gas Punto Fijo perteneciente a la Compañía Anónima de Administración y Fomento Eléctrico (CADAPE) está adscrita a su división de generación central y fue fundada en el año de 1.953, con el objetivo de suministrar energía eléctrica a dicha ciudad, mediante el uso de dos motores Diesel marca COOPER BESSEMER de 1.250 kW cada uno. Con el paso del tiempo se incrementó la demanda, siendo necesaria la ampliación de la Planta y en el año de 1.958 se



adicionó un nuevo motor Diesel marca MIRRLES de 1.890 kW para una capacidad instalada total de 4.390 kW.

En Abril del año 1.961, entran en servicio dos turbinas a gas marca CLARK con una capacidad nominal de 6 MW desplazando a su vez los motores Diesel anteriormente instalados. Posteriormente en el año de 1.963 se instala la unidad N°3, esta vez marca BROWN BOVERÍ con una capacidad nominal de 6,85 MW. Finalmente la capacidad instalada de la Planta aumentó a 33,05 MW para mediados del año 1.967 con la incorporación de dos unidades marca FIAT con una capacidad nominal de 7,1 MW. Con este parque de generación, la planta estuvo funcionando hasta la incorporación de la unidad N°6 en Noviembre de 1.971, marca WESTINGHOUSE con capacidad nominal de 15 MW.

Para el año de 1.975 se inicia una etapa de renovación de este parque de generación, con la incorporación de las unidades modelo MS-5000 marca HITACHI con una capacidad nominal de 20 MW. En el año de 1.978 entra en funcionamiento la unidad N° 7, en 1.979 las unidades N° 8 y N° 9 del mismo modelo, diez años después se incorporan tres nuevas unidades (N° 10, N° 11, N° 12) provenientes de las Plantas San Lorenzo y Las Morochas ubicadas en el Estado Zulia.

En el año de 1.989 son desincorporadas las unidades desde la N° 1 hasta la N° 6, y se pone en funcionamiento otra unidad modelo MS-5000 marca GENERAL ELECTRIC (N° 13) proveniente de la Planta Yaritagua ubicada en el Estado Yaracuy y para 1.998 entra en funcionamiento una unidad MS-7000 marca GENERAL ELECTRIC con una capacidad nominal de 50 MW (Unidad N° 14), quedando el parque de generación para esa fecha con una capacidad instalada de 190 MW.



Hoy en día, la planta Punto Fijo abarca un 65 % de la demanda de la Península de Paraguaná, aunque debe estar disponible a un 100 % cuando el sistema de interconexión se encuentre fuera de servicio.

1.3.1 Ubicación geográfica

La planta Punto Fijo perteneciente a CADAFE, se encuentra ubicada en la Avenida Ollarves con Avenida Coro, Sector los Caciques, ciudad de Punto Fijo, Distrito Carirubana, Estado Falcón, Venezuela.



Figura 1. 1 Distribución geográfica de la planta Punto Fijo (Rodríguez, W)



1.3.2 Estructura organizativa

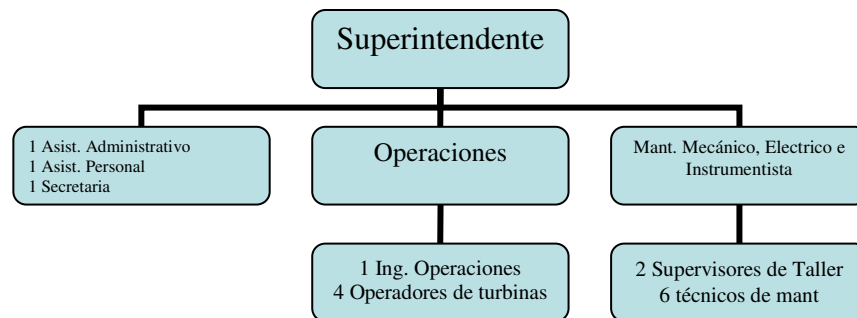


Figura 1. 2 Estructura Organizativa en la planta Punto Fijo (Manual de operaciones CADAPE)

1.4 Aspectos generales de cada capítulo

A continuación se presenta una síntesis que describe el contenido de cada uno de los capítulos desarrollados.

1.4.1 Capítulo II. Fundamentos Teóricos

Se describe cada una de las herramientas a utilizar en el presente estudio. Éstas se engloban principalmente en la transferencia de calor, descripción y diseño de intercambiadores de calor, procedimiento de cálculo de pérdidas hidráulicas en tuberías y evaluación de parámetros operativos en cojinetes.



1.4.2 Capítulo III. Unidad Turbo-Gas

En este capítulo se presenta la información acerca de las unidades turbo-generadoras modelo MS 5001P describiendo su funcionamiento y haciendo énfasis en: los sistemas de agua de enfriamiento y aceite lubricante, componentes y rangos de funcionamiento.

1.4.3 Capítulo IV. Evaluación de los Sistemas de Agua de Enfriamiento y Aceite Lubricante

En el presente capítulo se muestra la inspección técnica en la planta Punto Fijo, donde se verificó las condiciones de la planta, sistemas y dispositivos de interés. Posteriormente se procedió a la toma de datos involucrados en el estudio del enfriamiento del aceite, para luego realizar los cálculos termodinámicos correspondientes para el sistema de enfriamiento actual, evaluando el sistema instalado y planteando la problemática existente. Finalmente se procedió al análisis de las diversas propuestas seleccionando la más adecuada para el mejoramiento del sistema de enfriamiento del aceite lubricante.

1.4.4 Capítulo V. Diseño y Selección de un Intercambiador tipo Carcasa y Haz de Tubos

En este capítulo se proporciona información acerca del diseño, construcción y disposición de los flujos de los intercambiadores de carcasa y haz tubular. Posteriormente, se muestra los cálculos correspondientes a el diseño de un intercambiador de calor que permita cubrir las expectativas planteadas, empleando la herramienta de cálculo “Procedimiento de Calculo para Diseño Térmico y/o



Evaluación Térmica de Intercambiadores de Calor del tipo Carcasa - Haz de Tubos” elaborado por el Ing. Francisco García G., basado en procedimientos de cálculos desarrollado por empresas como SHELL, PDVSA, EXXON y BRITISH PETROLEUM.

1.4.5 Capítulo VI. Análisis Económico

En esta sección se muestra un análisis económico de la propuesta desarrollada en el capítulo V aplicando los métodos de rentabilidad: Valor presente, Valor futuro, Valor anual y Tasa interna de retorno.



Capítulo II

Fundamentos Teóricos



2.1 Generalidades

En el presente capítulo se establecerán los conceptos teóricos más importantes sobre los cuales se basa este trabajo, se exponen las fórmulas y modelos matemáticos empleados en capítulos posteriores, referente a los procesos de transferencia de calor, a las consideraciones y métodos de diseño de intercambiadores de calor, tipos de intercambiadores de calor, además se explicarán los aspectos relacionado a las pérdidas en tuberías y evaluación de parámetros operativos en cojinetes.

2.2 Intercambiador de calor

Es un dispositivo que se utiliza para llevar a cabo el intercambio de calor entre dos fluidos que están a diferentes temperaturas separados por una pared sólida (Incropera y DeWitt, 1999). En la práctica de la ingeniería se usa gran variedad de intercambiadores de calor dependiendo de la aplicación, algunas de ellas se pueden encontrar en calefacción de locales, acondicionamiento de aire, producción de potencia, recuperación de calor de desecho y algunos procesamientos químicos.

2.3 Clasificación de los intercambiadores de calor

De acuerdo con las exigencias del diseño, hay variaciones en la geometría de la configuración de flujo, en el tipo de superficie de transferencia de calor y en los materiales de construcción. Los intercambiadores de calor generalmente se clasifican de acuerdo con el arreglo del flujo y el tipo de construcción.



2.3.1 Arreglo de flujo

De acuerdo a esta clasificación el calor se puede transferir más o menos rápido, dependiendo de la dirección del movimiento y sentido de los fluidos, en función a esto tenemos:

2.3.1.1 Intercambiador de flujo paralelo

Aquí los dos fluidos fluyen en direcciones paralelas y en el mismo sentido, en su forma más simple este intercambiador consta de dos tubos concéntricos, ambos fluidos caliente y frío entran y salen por los mismos extremos respectivamente.

Se observa en la figura (2.2) como la diferencia de temperatura va disminuyendo hasta alcanzar su valor mínimo de forma asintótica a lo que físicamente sería la salida del intercambiador. Como se puede evidenciar, la temperatura del fluido frío a la salida del intercambiador nunca ha de sobrepasar la temperatura del fluido caliente a la salida del mismo.

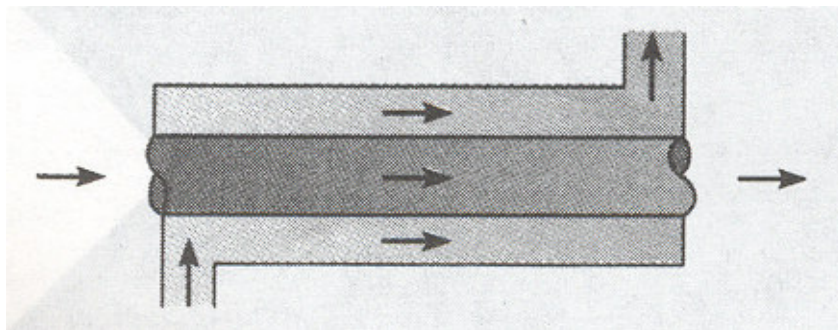


Figura 2. 1 Intercambiador de calor de tubos concéntricos de flujo paralelo (Incropera y DeWitt, 1999)

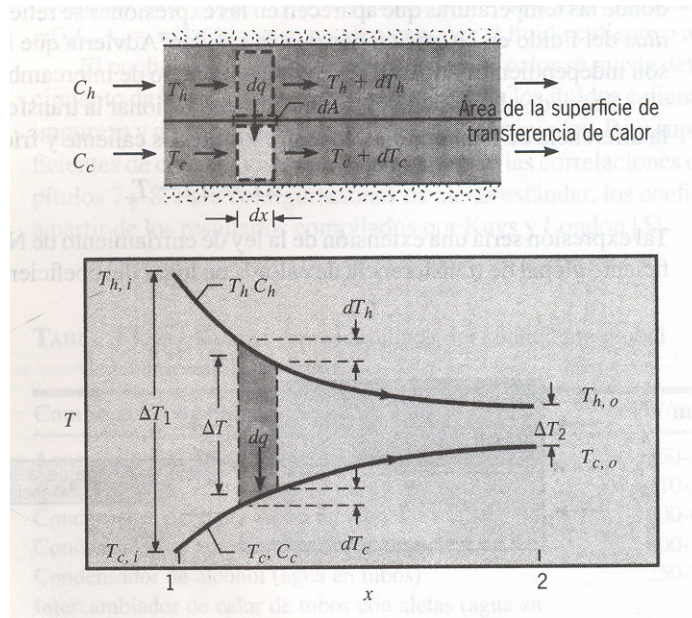


Figura 2. 2 Distribución de temperatura para un intercambiador de calor de flujo paralelo
(Incropera y DeWitt, 1999)

2.3.1.2 Intercambiador de contra flujo o contracorriente

En este tipo de intercambiadores los fluidos se desplazan en direcciones paralelas pero en sentidos opuestos, saliendo por extremos opuestos, de acuerdo a como se muestra en la figura (2.3).

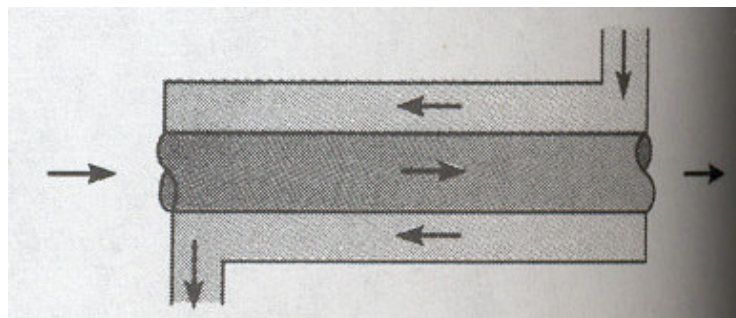


Figura 2. 3 Intercambiador de calor de flujo concéntrico en contra flujo. (Incropera y DeWitt, 1999)

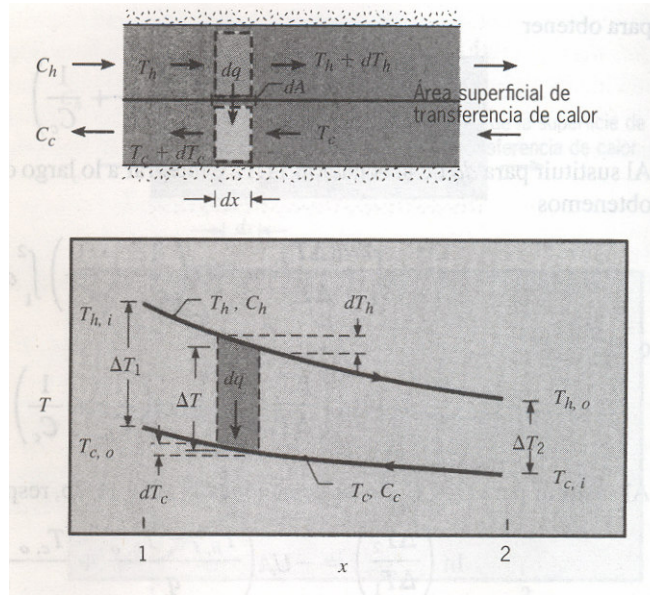


Figura 2. 4 Distribución de Temperatura para un intercambiador de calor en contra flujo (Incropera y DeWitt, 1999)

Se puede observar en la figura (2.4) como se mantiene la tasa de flujo de calor en las partes más calientes de los fluidos a los extremos, así como entre la partes más frías en el otro, además se debe tener presente que la temperatura del fluido frío a la salida ahora sí puede exceder la temperatura de salida del fluido caliente.

2.3.1.3 Flujo cruzado (mezclado y no mezclado)

Estos intercambiadores de calor se usan generalmente para calentar aire o gas y en aplicaciones de refrigeración (Hollman, J, 1998). En estos tipos de intercambiadores las corrientes fluyen en direcciones perpendiculares, como se muestra en la figura (2.5), aquí un gas se puede hacer circular a través de un haz de tubos, mientras que en el interior de los tubos se utiliza otro fluido, con fines de calentamiento o refrigeración. En este intercambiador se dice que el gas que circula transversalmente a los tubos es una corriente mezclada, mientras que la corriente del



fluido que circula por interior de los tubos se dice que es sin mezclar, el gas es mezclado por que se puede moverse libremente por el intercambiador mientras intercambia calor.

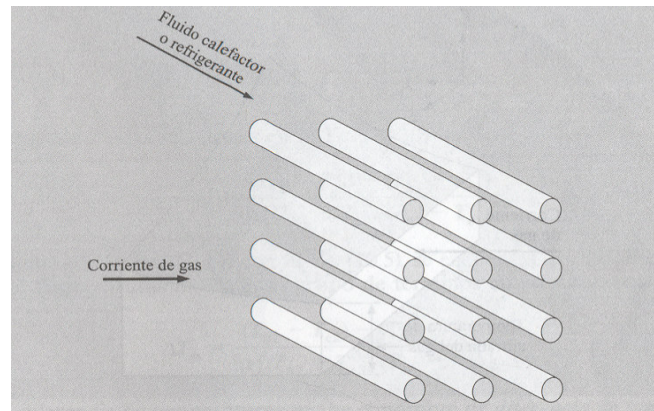


Figura 2. 5 Intercambiador de calor de flujo cruzado sin aletas con un fluido mezclado y el otro sin mezclar (Hollman, J. 1998)

En la figura (2.6) se muestra un tipo de intercambiador de corriente cruzada en el que el gas circula a través de los de tubos con aletas, por lo que es no mezclado, puesto a que está confinado en canales separados por las aletas, según pasa a través del intercambiador, este arreglo es típico utilizarlo en aplicaciones de acondicionamiento de aire.

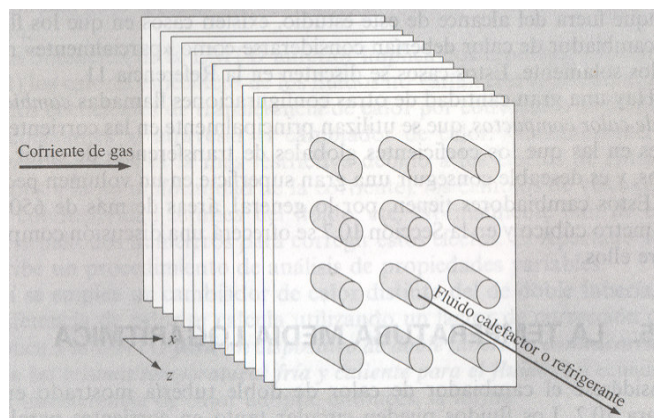


Figura 2. 6 Intercambiador de calor de flujo cruzado con aletas y ambos fluidos sin mezclar (Hollman, P. 1998)



Los intercambiadores de flujos paralelos, son generalmente utilizados en el intercambio térmico líquido-líquido, mientras que los de flujos cruzados se utilizan generalmente en el intercambio líquido-gas.

2.3.2 Tipo de construcción o lecho

Otra forma de clasificar estos dispositivos es por la configuración de la matriz que conforma la superficie de transferencia del intercambiador de calor (**Incropera y DeWitt, 1999**). Básicamente las distintas configuraciones vienen dadas por el diseño constructivo, que depende a su vez de los tipos de fluidos que circulan, si son líquidos, gases, o una combinación de ambos, y de su proceso de fabricación.

2.3.2.1 Intercambiadores de placas

Están integrados por una serie de placas metálicas, de tamaños normalizados, por cada constructor, que se acoplan unas a otras en mayor o menor número, según las necesidades térmicas, en un bastidor que las sostiene unidas. En este tipo de intercambiadores se denomina “paso” al conjunto de placas, montadas en paralelo, que son recorridas con el mismo sentido de flujo en cada fluido, como muestra la figura (2.7).

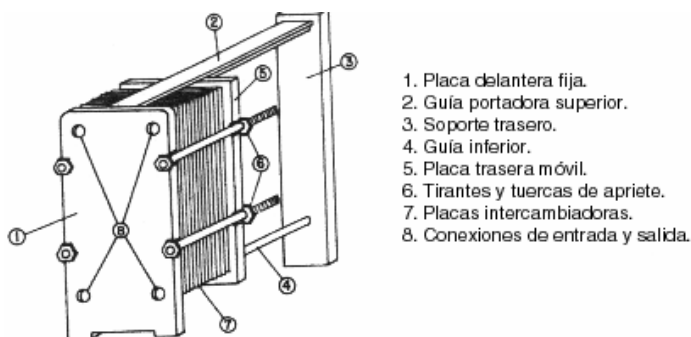


Figura 2. 7 Intercambiador de calor de placas.



2.3.2.2 Intercambiadores de haz tubular y carcasa

En los intercambiadores de haz de tubos y carcasa, es normal combinar la clasificación anterior, basada en el número de veces que cada partícula de los fluidos recorre el intercambiador, recibiendo el nombre de “paso” cada recorrido, así, un intercambiador de flujo paralelo o contracorriente, sería un intercambiador de un paso por carcasa y un paso por tubos.

El aparato está constituido por un haz de tubos montados sobre dos placas tubulares que llevan un número determinado de placas deflectoras. Por cada extremo se fijan las cajas de distribución que aseguran la circulación del fluido por el interior del haz, en varias fases. El haz está alojado en una carcasa provista de una tobera de entrada y otra de salida para el segundo fluido que circula por el exterior de los tubos, siguiendo el camino impuesto por las placas deflectoras. Este tipo de diseño tiene la ventaja de ser muy económico y fácil de limpiar, además puede diseñarse para presiones medias a altas a un costo no excesivo. Normalmente se instalan deflectores para aumentar el coeficiente de convección del fluido del lado de la carcasa al inducir turbulencia y una componente de velocidad de flujo cruzado. En la figura (2.9) se muestran intercambiadores de calor con deflectores con un paso por la carcasa y dos pasos por los tubos y de dos pasos por los tubos y con dos pasos en la carcasa.

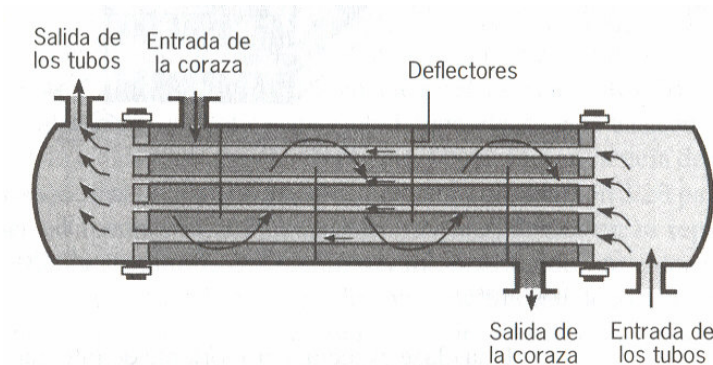


Figura 2. 8 Intercambiador de calor de carcasa y tubos (Incropera y DeWitt, 1999)

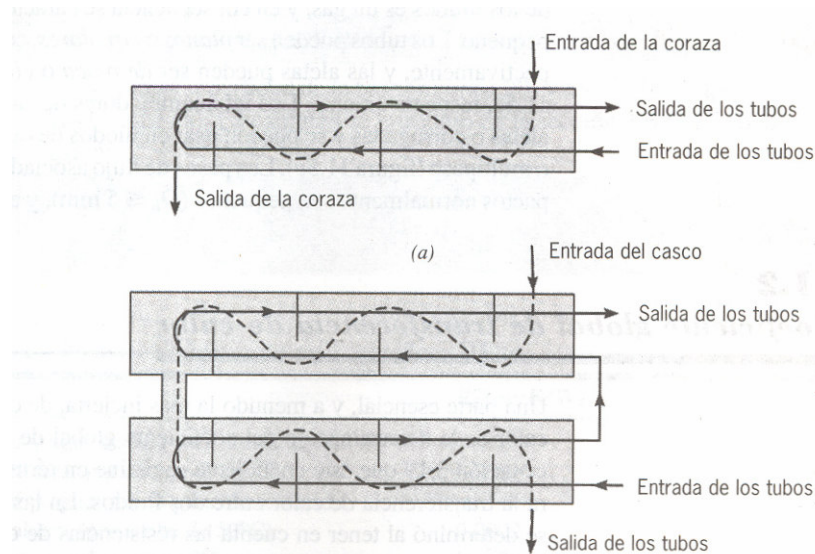


Figura 2. 9 Intercambiadores de calor de tubo y carcasa (a) un paso por la carcasa y dos pasos por los tubos (b) Dos pasos por la carcasa y cuatro pasos por los tubos (Incropera y DeWitt, 1999)

2.3.2.3. Intercambiadores de calor de tipo compacto

Estos dispositivos tienen complejos arreglos de tubos con aletas o placas y se utilizan cuando al menos uno de los fluidos es gas, y en consecuencia se caracteriza por un coeficiente de convección pequeño. Los tubos pueden ser planos o circulares, respectivamente, los intercambiadores de placas paralelas pueden ser con aletas o corrugadas y se pueden usar en modo de operación de un solo paso o múltiples pasos, esta clase de intercambiadores permiten conseguir un área superficial de transferencia de calor por unidad de volumen muy grande ($\geq 700\text{m}^2/\text{m}^3$).

Debido a la gran superficie de transferencia de calor que posee, uno de los dispositivos de gran importancia que conforman este tipo de intercambiadores de calor es el Intercambiador Enfriado por Aire (ICEA), el cual es utilizado para rechazar el calor directamente de un fluido al aire ambiental aprovechando el gradiente de temperaturas entre el aire y el fluido a refrigerar, la principal ventaja de



un ICEA sobre otro sistema de enfriamiento es que no requiere de agua como medio de enfriamiento y por tanto no es necesario ubicar la planta cercana a grandes suministros de agua, la mayor restricción de este sistema es la potencia de los sopladores que maneja el flujo de aire.

2.4 Métodos de diseño y cálculo de intercambiadores de calor

Para diseñar o predecir el rendimiento de un intercambiador de calor, es esencial relacionar la tasa total de flujo de calor con cantidades como las temperaturas de entrada y salida del fluido, el coeficiente global de transferencia de calor, y el área superficial total para la transferencia de calor.

2.4.1 Método de la temperatura media logarítmica (MTLD)

En este método se pueden relacionar la tasa de flujo de calor con las temperaturas de entrada y salida fácilmente al aplicar balances globales de energía a los fluidos caliente y frío, según se muestra en las figuras (2.2) y (2.4)

En particular, si “ q ” es la tasa de flujo de calor entre los fluidos caliente y frío, no hay transferencia de calor con los alrededores, se desprecian los cambios de energía potencial y cinética, además se considera que los fluidos no experimentan cambio de fase durante el proceso de transferencia de calor y que los calores específicos de ambos permanecen constantes, la aplicación del balance de energía resulta:

$$q = \dot{m}_c C p_c (T_{c,i} - T_{c,o}) \quad (\text{Ec. 2. 1})$$



$$q = \dot{m}_h C p_h (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (\text{Ec. 2. 2})$$

Donde,

q tasa de flujo de calor [W]

$\dot{m}$ flujo másico [m/s]

Cp calor específico [kJ/kgK]

T temperaturas medias del fluido en las posiciones en que se señalan [°C]

Los subíndices "h" y "c" se refieren a los fluidos caliente y frío.

Los subíndices "i" y "o" designan las condiciones de entrada y salida del fluido correspondiente.

Las ecuaciones (2.1) y (2.2) son independientes del arreglo de los flujos y del tipo de intercambiador de calor. Otra expresión útil que puede obtener al relacionar la tasa total de flujo de calor " q " con la diferencia de temperaturas " ΔT " es:

$$\Delta T = T_h - T_c \quad (\text{ec. 2. 3})$$

Luego se tiene que relacionando la tasa de flujo de calor " q " con la diferencia de temperaturas " ΔT " entre los fluidos caliente y frío y haciendo uso del coeficiente global de transferencia de calor " U " en lugar del coeficiente de convección " h ", se puede obtener el siguiente resultado:

$$q = UA\Delta T_m \quad (\text{ec. 2. 4})$$



Donde,

q tasa de flujo de calor [W]

A área de transferencia de calor [m^2]

U coeficiente global de transferencia de calor [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]

ΔT_m diferencia de temperatura media [$^{\circ}\text{C}$]

Para poder establecer un buen uso de la ecuación (2.4) es necesario establecer una forma específica de la diferencia media de temperatura “ ΔT_m ”, y para ello es necesario considerar el tipo de flujo del intercambiador de calor. Haciendo uso de la figura (2.2) se puede obtener la forma específica de “ ΔT_m ” para flujo paralelo:

$$\Delta T_m = \frac{(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln \left[\frac{(T_{h2} - T_{c2})}{(T_{h1} - T_{c1})} \right]} \quad (\text{ec. 2. 5})$$

Igualmente haciendo uso de la figura (2.4) se puede obtener la forma específica de “ ΔT_m ” para flujo a contra corriente:

$$\Delta T_m = \frac{(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln \left[\frac{(T_{h2} - T_{c2})}{(T_{h1} - T_{c1})} \right]} \quad (\text{ec. 2. 6})$$

En general la diferencia de temperatura media logarítmica es la diferencia de temperaturas en un extremo del intercambiador, menos la diferencia de temperaturas en el otro extremo, dividido entre el logaritmo neperiano del cociente de estas dos diferencias de temperaturas.



Si se emplea un intercambiador de calor distinto al de doble tubería, la tasa de flujo de calor se calcula utilizando un factor de corrección que se aplica a la LMTD para un dispositivo de doble tubería a contracorriente con las mismas temperaturas fría y caliente para el fluido. La ecuación de tasa de flujo de calor adopta la siguiente forma:

$$q = UAF\Delta T_m \quad (\text{ec. 2. 7})$$

Los valores del factor “ F ” se presentan en las gráficas B.7 y B.8 de los anexos B.

2.4.2 Método de eficiencia – NUT

El método de la eficiencia ofrece muchas ventajas para el análisis de problemas relacionados a intercambiadores donde se desconocen alguna de las temperaturas de entrada o salida de alguno de los fluidos que participan en el proceso de transferencia de calor, y además en aquellos casos donde se necesiten comparar varios tipos de intercambiadores de calor, con el fin de seleccionar el más adecuado para cubrir un objetivo en particular. Este método como su nombre lo indica se basa en la eficiencia del intercambiador de calor durante la transferencia de una cierta cantidad de calor, la eficiencia de un intercambiador de calor se define como la razón entre la tasa de flujo de calor real y la tasa de flujo de calor máxima posible.

$$\varepsilon = \frac{q_{real}}{q_{max}} \quad (\text{ec. 2. 8})$$

Para determinar la máxima tasa de flujo de calor, consideremos primero que ésta se puede alcanzar en un intercambiador de calor en contracorriente de longitud infinita “ L ”, y que el fluido que alcanzará este valor máximo experimentará una



variación de temperatura igual a la diferencia máxima de temperaturas que se da en el intercambiador, que es la diferencia de temperaturas de entrada de los fluidos caliente y frío, ahora bien dicho fluido sería aquél que tuviese el valor de " mc " mínimo, puesto que el balance de energía exige que la energía recibida por uno de los fluidos sea igual a la cedida por el otro. Así la tasa de flujo de calor máxima posible se expresa como:

$$q_{\max} = (\dot{m}c)_{\min} (T_{\text{entrada}} - T_{\text{salida}}) \quad (\text{ec. 2. 9})$$

Ahora, se puede expresar la eficiencia de un intercambiador de la siguiente forma:

$$\varepsilon \equiv \frac{(\dot{m}C_p)_{\text{fluidocaliente}} (T_{hi} - T_{ho})}{(\dot{m}C_p)_{\min} (T_{hi} - T_{ci})} \quad (\text{ec. 2. 10})$$

$$\varepsilon \equiv \frac{(\dot{m}C_p)_{\text{fluidofrio}} (T_{ci} - T_{co})}{(\dot{m}C_p)_{\min} (T_{hi} - T_{ci})} \quad (\text{ec. 2. 11})$$

Los subíndices "i", "o" corresponden a la entrada y salida de los fluidos.

Por definición la eficiencia, que es adimensional, debe estar en el rango $0 \leq \varepsilon \leq 1$.

El número de unidades de transferencia (NUT) es un parámetro adimensional que se usa ampliamente en el análisis del intercambiador de calor y se define como:

$$NUT \equiv \frac{UA}{(\dot{m}Cp)_{\min}} \quad (\text{ec. 2. 12})$$



Finalmente conociendo ε , T_{hi} , T_{ci} , podemos calcular la transferencia de calor a través de la expresión:

$$q = \varepsilon C_{\min} (T_{hi} - T_{ci}) \quad (\text{ec. 2. 13})$$

2.5 Diseño y cálculo de flujo en una tubería

En el flujo interno de fluidos en una tubería, debe tomarse en cuenta la presencia de las fuerzas de fricción que actúan sobre el fluido, así como los efectos producidos por el paso del fluido a través de los accesorios presente en una red de tubería.

2.5.1 Factor de Fricción (f)

Existen varias maneras de calcular el factor de fricción según el patrón de flujo (**Potter, M 1998**). Para flujo laminar (número de Reynolds **Re** < 2000) la pérdida de carga en tuberías es independiente de la rugosidad de la pared, por lo cual el factor de fricción puede calcularse a través de:

$$f = \frac{64}{R_e} \quad (\text{ec. 2. 14})$$

Para flujo turbulento (numero de Reynold **Re** > 2000) no se puede evaluar la caída de presión analíticamente por ello debe recurrirse a datos experimentales.

Moody en 1944 publicó su diagrama el cual permite en función del número de Reynolds y la rugosidad relativa de la tubería, determinar el coeficiente de fricción de forma gráfica. Anexo B.12



Actualmente para el cálculo del factor de fricción es usada ampliamente la ecuación implícita de Colebrook y la explícita de Swamee para números de Reynolds mayores que 4000:

Colebrook:
$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon}{3.7D} + \frac{2.51}{\text{Re} \sqrt{f}} \right) \quad (\text{ec. 2. 15})$$

Swamee:
$$f = \frac{0.25}{\left(\log \left(\frac{\varepsilon}{3.7D} + \frac{5.74}{\text{Re}^{0.9}} \right) \right)^2} \quad (\text{ec. 2. 16})$$

Donde,

ε rugosidad absoluta de la superficie del material de la tubería.

D diámetro interno de la tubería en (ft)

En el Anexo B.13 se presenta la totalidad de los valores de ε/D correspondiente a tuberías nuevas y en condiciones relativamente buenas, sin embargo después de largos períodos de servicio, se da paso a la corrosión, también se depositan herrumbre sobre las paredes de la tubería en áreas de agua cruda. Todos estos fenómenos debilitan la tubería y a la larga puede conducir a fallas. La formación de depósitos aumenta de manera apreciable la rugosidad de la pared, reduciendo también su diámetro efectivo. Estos factores se combinan y provocan que el valor de ε/D aumente en factor de 2 a 5 veces en tuberías viejas.



2.5.2 Pérdida de Carga en Tuberías

La pérdida de carga en una tubería representa la disminución de energía mecánica por unidad de masa de fluido que pasa a través de la tubería, esta puede expresarse en unidades de longitud, que es equivalente a la presión que produce una columna de altura “h” de un líquido (generalmente agua), la cual se opone al paso del fluido. Aplicando balance de energía entre dos puntos de la tubería se obtiene:

$$H_2 - H_1 = \left(\frac{P_2}{\gamma} + \frac{\bar{V}_2^2}{2g} + Z_2 \right) - \left(\frac{P_1}{\gamma} + \frac{\bar{V}_1^2}{2g} + Z_1 \right) = \sum h_m + h_1 - h_p = h_t \quad (\text{ec. 2. 17})$$

Donde,

H_1 y H_2 alturas 1 y 2 respectivamente de la tubería para el análisis [m]

P_1 y P_2 presiones 1 y 2 respectivamente de la tubería para el análisis [Pa]

Z_1 y Z_2 cotas respecto a un sistema de referencia escogido [m]

$\bar{V}_1$ y $\bar{V}_2$ velocidad de flujo en sus respectivos puntos [m/s]

g aceleración de gravedad [m/s^2]

γ peso específico del fluido [N/m^3]

Del balance de energía, expresado en la ecuación (2.18), puede evaluarse la pérdida de carga mayor obteniendo para flujo completamente desarrollado a través de una tubería de área constante, $h_m=0$ y $(V_1^2/2g) = (V_2^2/2g)$ la expresión:

$$\frac{P_1 - P_2}{\rho g} = (Z_2 - Z_1) + h_1 \quad (\text{ec. 2. 18})$$

Si el tramo de tubería es horizontal, entonces $Z_2 = Z_1$, la ecuación quedaría



$$\frac{P_1 - P_2}{\rho g} = \frac{\Delta P}{\rho g} = h_1 \quad (\text{ec. 2. 19})$$

De tal manera, la pérdida de carga mayor puede expresarse como la pérdida de presión para flujo completamente desarrollado a través de una tubería horizontal de área constante.

La ecuación (2.19) puede emplearse para calcular la diferencia de presión entre dos puntos de un sistema de tuberías, siempre que la pérdida de carga pueda determinarse.

Otra ecuación de flujo en tuberías que se utiliza con mayor frecuencia para calcular las pérdidas de carga es la ecuación de Darcy-Weisbach que establece que la pérdida de carga es:

$$hf = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (\text{ec. 2. 20})$$

Donde,

hf pérdida de carga por fricción [m de agua]

L longitud de la tubería [m]

D diámetro interno de la tubería [m]

V velocidad promedio del fluido [m/s]

f factor de fricción

Procedimiento general para el cálculo de pérdida de carga en tuberías de acuerdo a la ecuación de Darcy-Weisbach:



1. Determinación de “V”, aplicando continuidad:

$$V = \frac{0.4085Q}{D^2} \quad (\text{ec. 2. 21})$$

Donde,

Q caudal de fluido que circula por la tubería [galones por minuto]

D diámetro interno de la tubería [pulg.]

2. Determinación del “Re”:

$$\text{Re} = \frac{VD}{\nu} \quad (\text{ec. 2. 22})$$

Donde,

ν representa la viscosidad cinemática del fluido [pies^2 / s]

D es el diámetro interno de la tubería [pies]

3. Determinación de “ ε ” según figura (2.12)
4. Determinación del coeficiente de fricción “ f ” según los métodos antes mencionados.
5. Cálculo de la caída de la pérdida de carga por fricción “ h_f ” mediante la ecuación de Darcy-Weisbach (ec. 2.21)

2.5.3 Pérdidas en los accesorios de tubos y en las válvulas

En un sistema de tubería, además de las pérdidas debidas por la fricción existen también pérdidas asociadas con el flujo a través de las válvulas y accesorios las cuales se conoce como pérdidas menores. Estas pérdidas deben tomarse en cuenta en el caso que el sistema tenga una cantidad importante de accesorios. Para la pérdida



en los accesorios se utilizan tradicionalmente dos métodos: Longitud Equivalente y Coeficiente de Resistencia.

Longitud Equivalente
$$hf = f \frac{L_{eq}}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (\text{ec. 2. 23})$$

Coeficiente de Resistencia
$$h_m = K \frac{V^2}{2g} \quad (\text{ec. 2. 24})$$

Para flujo a través de codos y conectores de tubería, se encuentra que el coeficiente de pérdida "K", varía con el diámetro de la tubería casi de la misma manera que el factor de fricción "f", para flujo a través de una tubería recta. En consecuencia, la longitud equivalente " L_{eq}/D ", tiende a una constante para tamaños diferentes de un tipo de conector determinado. Los valores de "K" y " L_{eq}/D " se pueden encontrar en la tabla (2.1)

Tipo de Accesorio	K	Leq/D
Codo de 45 grados	0.35	17
Codo de 90 grados	0.75	35
Válvula de diafragma, abierta	2.30	115
Válvula de diafragma, semiabierta	4.30	215
Válvula de diafragma, abierta un cuarto	21.00	1050
Válvula de compuerta, abierta	0.17	9
Válvula de compuerta, semiabierta	4.50	225
Válvula de globo, abierta	6.40	320
Válvula de globo, semiabierta	9.50	475
Unión en T	1.00	50

Tabla 2. 1 Coeficientes de pérdida en accesorios (Manual práctico para el ingeniero mecánico)



Otra pérdida menor de carga en tuberías son las asociadas a entradas y salida, una entrada a una tubería inadecuadamente puede provocar una pérdida de carga considerable. Si la entrada tiene esquinas pronunciadas, en las mismas ocurre separación de flujo y se forma una vena contracta. En el Anexo B.14.1 se muestran tres geometrías de entradas básicas.

De acuerdo con la tabla (2.2) es claro que el coeficiente de pérdida se reduce significativamente cuando la entrada se redondea. Para una entrada bien redondeada ($r/D \geq 0.15$), el coeficiente de pérdida de entrada es casi despreciable.

Finalmente tenemos los aumentos y contracciones, estos coeficientes se reflejan en los Anexos B.14.2 Observe que ambos coeficientes de pérdidas se basan en el $V^2/2$ más grande. De manera que las pérdidas para una expansión repentina se basa en $V_1^2/2$ y aquellas para una contracción lo hacen en $V_2^2/2$.

Las pérdidas debidas al cambio de área pueden reducirse un poco instalando una tobera o difusor entre las dos secciones de una tubería recta. En el Anexo B.14.3 se presentan los datos para las toberas. Las pérdidas en difusores dependen de diversas variables geométricas y de flujo.

A la hora de hacer el estudio correspondiente a las pérdidas de carga en una tubería no se puede dejar de tomar en cuentas las pérdidas menores porque aún cuando éstas sean menores pueden llegar a ser una fracción importante de las pérdidas totales del sistema. En fin debe verificarse que todos los accesorios sean tomados en cuenta y que sus magnitudes sean cuantificadas cuidadosamente lo que arrojará resultados satisfactorios y reales pudiendo predecir las pérdidas hasta con un margen mínimo de error del ± 10 por ciento.



Desde el punto de vista estructural las tuberías deben ser capaces de resistir los esfuerzos derivados, especialmente de las solicitaciones citadas a continuación: presión interna, peso de la tubería, peso del fluido y presión externa. Además como las tuberías pertenecen a los elementos principales de plantas industriales y su objetivo es el transporte de medios líquidos o gaseosos entre dos o más estaciones del proceso, estas deben ser diseñadas desde el punto de vista hidráulico determinando las características de presión y flujo del fluido que las mismas transportan.

2.6 Cojinetes

2.6.1 Cojinetes lineales

Los cojinetes lineales efectúan dos funciones principales:

1. Sirven de apoyo para soportar la carga estable y dinámica.
2. Proveen rigidez, amortiguación y estabilidad que deben estar de acuerdo con el rotor para proveer las frecuencias naturales apropiadas y la estabilidad de todo el sistema.

Para el caso de las turbinas generadoras los tipos de cojinetes lineales más comunes son los cojinetes elípticos, los cojinetes de segmentos basculantes y los de tres lóbulos. La capacidad de carga y seguridad de operación dependen de la relación entre el diámetro, el ancho, geometría del hueco, carga, velocidad y tipo de lubricante y su viscosidad.

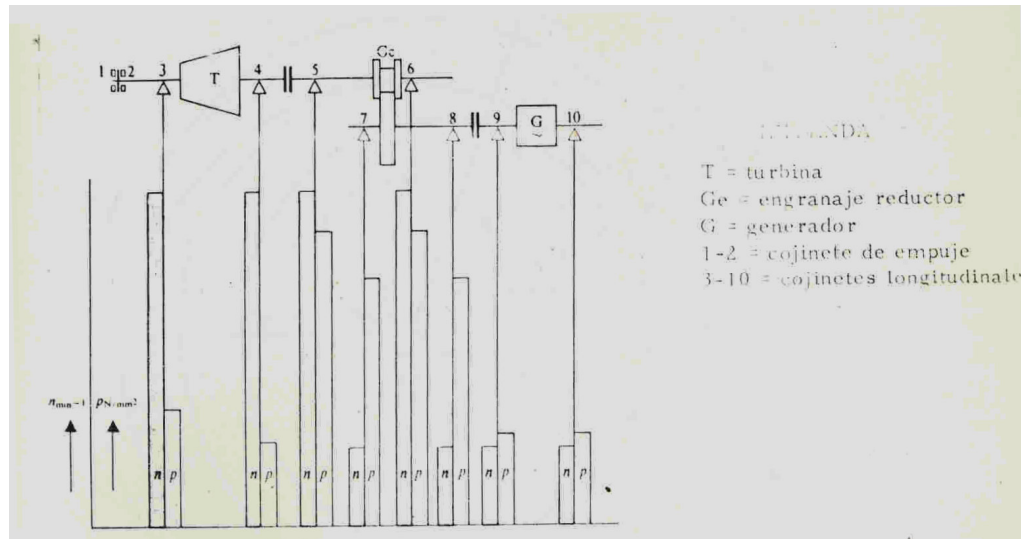


Figura 2. 10 Disposición de los cojinetes en la unidad turbo-generadora (Casanova, M. 1985)

De acuerdo con la figura (2.13) para una turbina a gas los cojinetes uno (1) y dos (2) son de empuje y generalmente están diseñados para soportar el empuje en ambas direcciones. Los cojinetes tres (3) y cuatro (4) pueden ser del tipo de superficie simple o múltiple, de lóbulos o de segmentos. El tamaño y el tipo lo determina el fabricante de acuerdo a la velocidad y la carga específica.

Los cojinetes del engrane reductor deben soportar la carga adicional debida a la fuerza de los dientes. En operación el aceite de alta presión produce la sustentación hidrodinámica que soporta al eje y también de acuerdo a la geometría del cojinete contribuye a la rotación amortiguada o de baja vibración del rotor de la turbina. Los cojinetes cinco (5) y seis (6) diseñados como cojinetes piñones, son los más altamente esforzados, debido a la fuerza resultante de la transmisión del par torsional a alta velocidad. Los cojinetes del lado de baja velocidad del engranaje, siete (7) y ocho (8), son similares a los cojinetes del generador, nueve (9) y diez (10), sólo moderadamente cargados a baja velocidad.



El parámetro característico más ampliamente usado como del comportamiento de los cojinetes lineales es el número de Sommerfeld, enunciado en el año de 1904 por su autor y que incluye todos los aspectos físicos del cojinete, como sigue:

$$S = \left(\frac{D}{C}\right)^2 \mu \frac{n}{P} \quad \text{ó} \quad S = \frac{\mu n D L}{W} \left(\frac{R}{C}\right)^2 \quad (\text{ec. 2. 25})$$

Donde,

D	diámetro del eje (m)
R	radio del eje (m)
C	holgura radial (m)
μ	viscosidad absoluta (Pa . s)
n	revoluciones por segundo (rev/s)
P	carga específica por unidad de área proyectada (N/m ²)
W	peso sobre el cojinete
L	longitud

Existen una serie de cantidades limitativas que no se toman en cuenta en el número de Sommerfeld a veces llamado “parámetro de servicio”. Por eso el fabricante de cojinetes debe tener mucho cuidado al diseñar y fabricar los cojinetes.

Otro parámetro a tomar en cuenta en la teoría de cojinetes es el espesor mínimo de película (h_o) que se define como la menor película de lubricante entre el muñón y el cojinete, por lo general ubicada no en la parte inferior del muñón sino desplazada hacia la dirección de rotación. La viscosidad del lubricante juega un papel importante dentro de éste parámetro y determinará la capacidad de carga que pueda



soportar la mínima película de lubricante. Este espesor de película se encuentra reflejado según Jacob Seib en la ecuación (2.28)

2.6.2 Cojinetes de Empuje.

La función principal del cojinete de empuje es resistir empuje axial desequilibrado desarrollado por los elementos de trabajo de la turbomáquina.

Las cargas que componen el empuje son:

1. Fuerza de empuje dentro del compresor
2. Fuerza de reacción de las paletas
3. Fuerza de presión contra la superficie del disco y del eje

Otra función del cojinete de empuje es la de mantener la posición del rotor dentro de límites tolerables. Un cojinete de empuje está formado por un elemento del eje llamado el collarín y un miembro estacionario propiamente dicho. Esto se muestra en la figura (2.14).

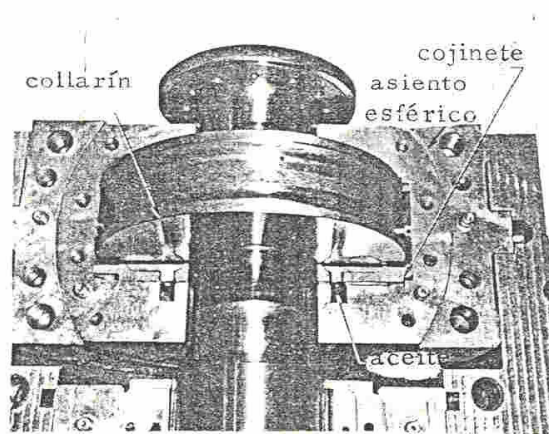


Figura 2. 11 Componentes del cojinete de empuje (Casanova, M. 1985)



Puesto que la mayoría de las turbinas a gas tienen una fuerza de empuje positiva en una dirección, el collarín de empuje, que toma esta carga se llama Activo. Muchas turbinas a gas tienen algo de carga de empuje inverso para ciertas condiciones de operación, usualmente asociadas a cargas ligeras, durante el arranque y las paradas, lo que da por resultado que el rotor opere contra la cara de empuje inactiva.

Entre los varios tipos de cojinetes de empuje disponibles los más usados en turbinas a gas son los siguientes:

1. De sectores con pendientes, en el cual la superficie está dividida en un número de sectores separados por igual número de ranuras de alimentación de aceite, cada sector está recortado con pendiente en la misma dirección circunferencial de modo que el movimiento del collarín arrastre el aceite hacia el área de la cuña para producir la presión que permita soportar la carga.
2. Cojinetes de zapatas basculantes, estos difieren del anterior en que cada zapata es una placa individual libre de pivotar. Cuando el collarín esta estacionario, las zapatas con sus superficies paralelas a la superficie de éste, luego que comienza a girar el eje y se crea una película de aceite entre la zapata y el collarín, cada zapata se inclina un ángulo que genera la distribución apropiada de las presiones de la película.

2.6.2.1 Procedimiento de cálculo para evaluar los parámetros operativos del cojinete de empuje.

1.- Determinación de la temperatura promedio a la cual debe seleccionarse la viscosidad empleada en el estudio:



$$T_{prom} = T_e + \frac{\Delta T}{2} \quad (\text{ec. 2. 26})$$

$$\Delta T = T_s - T_e \quad (\text{ec. 2. 27})$$

Donde,

T_e Temperatura de aceite de entrada al cojinete

T_s Temperatura de aceite de salida al cojinete

2.-Determinación del Espesor mínimo de película (h_o):

$$h_o = \sqrt{\frac{6\mu bv}{P}} \quad (\text{ec. 2. 28})$$

Donde,

μ Viscosidad dinámica [cP]

v Velocidad del eje [m/s]

b Ancho de cara de la zapata del cojinete [cm]

P Carga Total axial sobre el cojinete [Kg/cm²]

3.- Determinación del Coeficiente de fricción (f):

$$f = K_a \sqrt{\frac{\mu v}{Pb}} \quad (\text{ec. 2. 29})$$

$$v = \frac{\pi d n}{60} \quad (\text{ec. 2. 30})$$



Donde,

n revoluciones por minuto
 K_a Factor de corrección en función de la geometría de la cuña

4.- Determinación de la variación de Temperatura (ΔT) :

$$\Delta T = \frac{pfv}{Q_a C_p \rho} \quad (\text{ec. 2. 31})$$

Donde

p Carga axial específica [kgf]
 f Factor de fricción
 Q_a Caudal de aceite [l/s]
 ρ Densidad del fluido [kg/m³]
 C_p Calor específico del fluido [mkgf/kg°C)

5.- Determinación de la Temperatura de salida:

$$T_s = T_e + \Delta T \quad (\text{ec. 2. 32})$$

La información suministrada a lo largo de este capítulo servirá de herramienta teórica y práctica para el desarrollo del trabajo, permitiendo llegar a una solución satisfactoria.



Capítulo III

Unidad Turbo-Gas



3.1 Generalidades

En este capítulo se establecerá un estudio detallado de la turbina a gas modelo MS-5001P, se realizará una descripción general de la misma, haciendo énfasis en su principio de funcionamiento, ciclo termodinámico y partes que conforman la unidad.

Cabe destacar que se explicarán solo los sistemas asociados a la turbina que son objeto de este trabajo, los cuales se conforman principalmente por el Sistema de Aceite Lubricante y el Sistema de Agua de Enfriamiento.

3.2 Descripción de la turbina a gas

Una turbina de gas es una unidad integrada que convierte en energía mecánica la energía proveniente de un combustible, posteriormente mediante la acción de un rotor la energía mecánica es transmitida a un generador sincrónico obteniendo como resultado la transformación en energía eléctrica.

3.2.1 Principio de funcionamiento

Básicamente la turbina a gas está formada por un compresor, un rotor, las cámaras de combustión y la turbina, el aire atmosférico es succionado por el compresor elevando su presión entre 12 y 20 veces la presión atmosférica, el aire comprimido es conducido hacia la cámara de combustión en donde se inyecta combustible y mediante una chispa, se produce la combustión de la mezcla (Manual de la turbina MS-5001P). Los gases productos de la combustión son dirigidos a la turbina en donde pasan a través de álabes fijos y móviles produciendo trabajo. Desde



el punto de vista de su funcionamiento la turbina a gas está basada en el ciclo termodinámico Brayton.

3.2.1.1 Descripción del ciclo ideal Brayton

Proceso 1-2: Se produce cuando el aire entra al compresor y se aumenta la presión y temperatura del fluido.

Proceso 2-3: El aire comprimido se mezcla con el combustible y mediante una ignición(a través de una bujía) se produce un aumento de temperatura a presión constante.

Proceso 3-4: Los gases producto de la combustión entran a la turbina en donde se expanden y se obtiene como resultado una disminución de presión y temperatura.

Proceso 4-1: Consiste en la expulsión de calor a presión constante hasta alcanzar la temperatura ambiente.

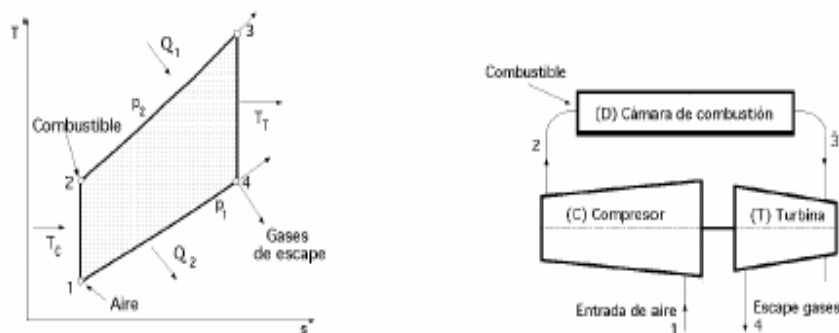


Figura 3. 1 Ciclo termodinámico brayton (Manual de la turbina MS-5001P)



3.2.2 Componentes de la unidad turbo-generadora

Los componentes principales que conforman una unidad Turbo-Generadora son los siguientes:

- Sección de Aire de Entrada
- Compartimiento de Control.
- Compartimiento de Potencia
- Sección de Gases de Escape
- Compartimiento del Generador
- Compartimiento Auxiliar del Generador

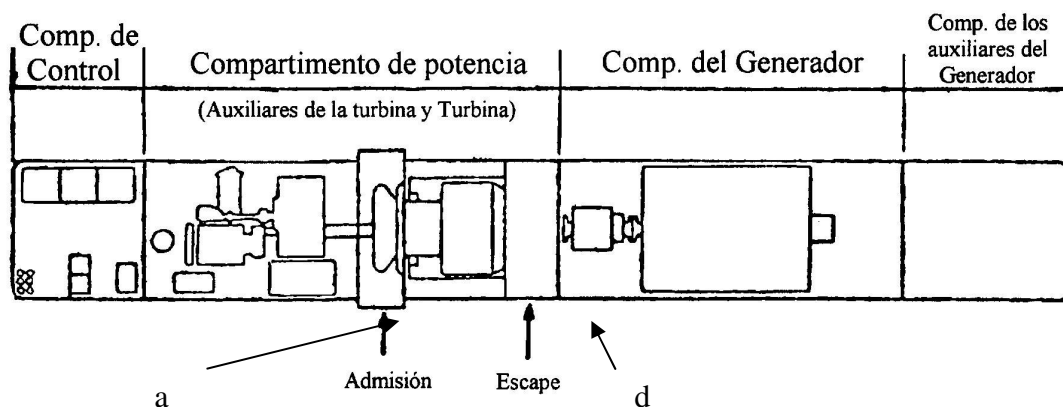


Figura 3. 2 Componentes de la unidad turbo-generadora (Manual de la turbina MS-5001P)

a. Sección de aire de entrada

Está compuesto principalmente por un ducto de admisión de aire, una casa de filtros formada por separadores inerciales con la finalidad de eliminar partículas pesadas y filtros de alta eficiencia y una sección de silenciadores que reduce la



magnitud ruido producido por el paso del aire, este proceso se produce antes que el aire llegue al compresor.

b. Compartimiento de control

Está ubicado en el extremo delantero de la unidad, y como su nombre lo indica, es el encargado de controlar cada una de las variables para que la unidad tenga un buen funcionamiento. Está compuesto principalmente por un panel de control (encargado de: el generador, la turbina y los motores), también por panel auxiliar y un Cargador de Baterías.

c. Compartimiento de potencia

Esta sección está compuesta por todos los elementos que influyen en la generación de energía mecánica. Está dividido a su vez en dos compartimientos:

- **Compartimiento de los auxiliares de la turbina**

Está compuesto principalmente por componentes del sistema de arranque, componentes del sistema de lubricación y combustible, panel de manómetros, válvulas de control, componentes del sistema hidráulico, dispositivos de los sistemas de aire de atomización, caja de accesorios. En la parte superior del compartimiento, se encuentran dispositivos para el enfriamiento (ventiladores).

- **Compartimiento de la turbina**

Tiene como componentes principales la sección del Compresor Axial de 16 Etapas de Flujo Axial a 5100 r.p.m. y la sección de Combustión compuesta



principalmente por 10 cámaras de combustión (distribuidas en forma concéntrica al flujo), bujías, detectores de llama, tubos cruza llamas y piezas de transición.

- **Sección de la turbina**

Esta compuesta por dos (2) etapas, cada etapa consta de álabes fijos y móviles. Los álabes fijos son toberas soportadas por la carcasa de la turbina, dirigen y expanden los gases provenientes de la sección de combustión hacia los álabes móviles.

- **Cojinetes**

La unidad posee dos grupos de cojinetes localizados en la entrada del compresor y en la salida de la turbina. El primer grupo de cojinetes está formado por un cojinete de apoyo, un cojinete lineal, un cojinete de empuje activo y un cojinete de empuje inactivo; y el segundo grupo consta de un cojinete de apoyo solamente.

d. Sección de escape de gases

Es la parte de la unidad donde los gases de escape proveniente de la turbina son dirigidos hacia un difusor y evacuados a través de una chimenea de descarga, consta de un ducto de transición, juntas de expansión y chimenea.

e. Compartimiento del generador

Se encuentra ubicado entre el compartimiento de potencia y el compartimiento de los auxiliares del generador, consta principalmente de una caja reductora que reduce la velocidad del rotor de 5100 r.p.m. a 3600 r.p.m., un generador sincrónico y el sistema de enfriamiento del generador.



f. Compartimiento auxiliar del generador

Está compuesto por el sistema de excitación, interruptor del generador, transformador de servicios auxiliares, transformador potencial (TP) y transformador de corriente (TC) e interruptor de servicios auxiliares externos.



Figura 3. 3 Unidad turbo-generadora modelo MS-5001P (Manual de la turbina MS-5001P)

3.3 Sistemas asociados a una turbina a gas

Son los distintos sistemas formados por dispositivos mecánicos, eléctricos y electrónicos que operan en conjunto para cumplir una función específica. Éstos se clasifican principalmente en:

1. Sistema de combustible
2. Sistema de aceite de lubricación
3. Sistema hidráulico
4. Sistema de control y protección
5. Sistema de agua de enfriamiento



6. Sistema de aire de enfriamiento y sello
7. Sistema de calefacción
8. Sistema de arranque
9. Sistema contra incendios
10. Sistema de aire de atomización

3.3.1 Sistema de aceite lubricante

Es un sistema de circuito cerrado con alimentación forzada, dispuesto a través de la turbina de forma tal que suministra aceite lubricante a todos los sistemas y equipos que necesitan de éste, entre los cuales están: cojinetes de la unidad generadora, el generador, los engranajes de las cajas de accesorios, caja reductora y acoples de carga y de accesorios, también suministra aceite al sistema hidráulico, sistema de control y arranque y al convertidor de torque. El principio básico es la succión del aceite del depósito por medio de unas bombas (auxiliar, emergencia y principal) hacia el intercambiador de calor con la finalidad de enfriarlo, luego es pasado a través de los filtros para llegar al cabezal y ser distribuido a cada uno de los equipos y sistemas antes mencionados, finalmente el aceite regresa al tanque mediante las tuberías de drenaje.

3.3.1.1 Aceite lubricante

El funcionamiento satisfactorio de una turbina a gas y el equipo impulsado por ésta depende, en forma vital, del sistema de lubricación. Es necesario que se cumplan todos los requerimientos que contribuyan a una buena lubricación de los dispositivos en operación, y que el sistema entero sea mantenido en perfecto orden de funcionamiento.



- **Propiedades físicas del aceite lubricante**

Tres grados de viscosidad para aceites derivados del petróleo e inhibidos contra herrumbres y oxidación han cubierto, en líneas generales, los requisitos para las turbinas a gas y sus aparatos de carga.

El aceite preferido para las turbinas a gas MS 5001P según los manuales es de grado liviano con viscosidad entre 140 170 SUS a una temperatura de 100°F. El número ácido total típico de los aceite nuevos varia entre 0,05 y 0,15 mgKOH/g. Sin embargo, después que un aceite ha estado en funcionamiento por cierto período de tiempo, el número de ácido (TAN), probablemente disminuirá a medida que los aditivos del aceite, de características más bien ácidas, se depositan sobre las superficies internas de metal del sistema de aceite. Después que los aditivos sean consumidos en su totalidad, el valor de neutralización aumentará con la edad y con el uso. En Venezuela la empresa Petróleos de Venezuela S.A (PDVSA) le asignó un tipo de aceite lubricante similar a los requerimientos de los fabricantes, denominado Turbolub 32. (ver las figuras (B.4), (B.5) y (B.6) de los anexos)

- **Temperaturas de funcionamiento del aceite lubricante**

El aceite lubricante, mientras circula a través de la turbina a gas, es expuesto a amplias variaciones de temperaturas. Para poder contar con una circulación fiable del aceite de arranque, la viscosidad debe ser de 800 SUS (175,8 centistokes) o menos. Convirtiendo esa cifra a temperatura, tenemos que la temperatura mínima del aceite, antes de arrancar deberá ser de 50°F (10°C), 70°F (21,11°C) y 90°F (32,22°C) respectivamente para los grados livianos, medianos y pesados respectivamente. El comportamiento de los cojinetes, engranajes, comandos hidráulicos, etc., será similar con cualquiera de los tres tipos de aceites, siempre y



cuando la temperatura de dicho aceite sea ajustada para que se mantenga la viscosidad de funcionamiento deseada.

La temperatura normal de entrada del aceite a los cojinetes se encuentra en un rango de 60-65 °C, pero debido a condiciones ambientales y/o a la temperatura del agua, las condiciones reales de funcionamiento pueden ser diferentes.

3.3.1.2 Equipos del sistema de aceite de lubricación

El sistema de circuito cerrado con alimentación forzada que esta conformado por los siguientes elementos:

- **Tanque y tuberías para el aceite lubricante**

Está ubicado en la base del compartimiento de accesorios de la turbina y tiene indicadores de nivel y temperatura del aceite. La succión de las bombas principal y auxiliar se encuentra dentro del tanque.

La mayor parte de las tuberías para el aceite lubricante está compuesta por construcciones soldadas de tubos de acero sin costura. Empaques adecuados impiden las pérdidas en las bridas apernadas de esta tubería. La capacidad de ambos sistemas GENERAL ELECTRIC Y HITACHI se encuentran en las figuras (3.5) y (3.6)

- **Bomba principal**

Se encuentra en el compartimiento de accesorios de la turbina acoplada a la caja de accesorios, es de tipo de desplazamiento positivo y tiene como función suministrar aceite a la turbina proveniente del tanque de aceite a una presión y caudal



adecuado, 460GPM y 65 psig (448,15 kPa), para su funcionamiento cuando el sistema está operando al 100% de su velocidad. La presión de salida al sistema de lubricación es limitada por una válvula de contrapresión para mantener la presión del sistema 25 psig(172,36 kPa).

- **Bomba auxiliar y de emergencia**

Al igual que la bomba principal, estas bombas se encuentran ubicadas en el compartimiento de accesorios.

La bomba auxiliar accionada por un motor eléctrico de corriente alterna (88QA), suministra el aceite al sistema cuando la unidad está en proceso de arranque (trabaja hasta un 95 % de la velocidad de operación y luego se desconecta) y parada, o bien sea cuando existe una baja de presión del sistema a los límites preestablecidos, todas estas acciones son controladas por el interruptor de baja presión (63QA-1). El interruptor 43QA del centro de control de motores proporciona el funcionamiento manual o automático de la bomba.

La bomba de emergencia es accionada por un motor eléctrico de corriente continua (88 QE) y es utilizada para suministrar el aceite cuando la bomba auxiliar falla en el proceso de parada, y en paradas de emergencia. Dicha bomba arranca automáticamente mediante el interruptor de presión 63QL cada vez que la presión del aceite este por debajo del rango de ajuste del mismo.

- **Intercambiador de calor**

Se encuentra dentro del tanque de aceite y refrigera aceite a través de agua, se encuentra ubicado en la parte inferior del compartimiento donde se ubica el motor de



arranque y la caja de accesorios es del tipo carcasa y haz de tubos. El paso de agua refrigerante es por dentro de los tubos, mientras que el paso de aceite es por fuera. Las especificaciones del intercambiador para estas unidades MS-5001P son las siguientes:

- Un paso de Carcasa
- Dos pasos de tubos
- Número de tubos: 230
- Diámetro nominal de los tubos: 5/8 de pulgadas

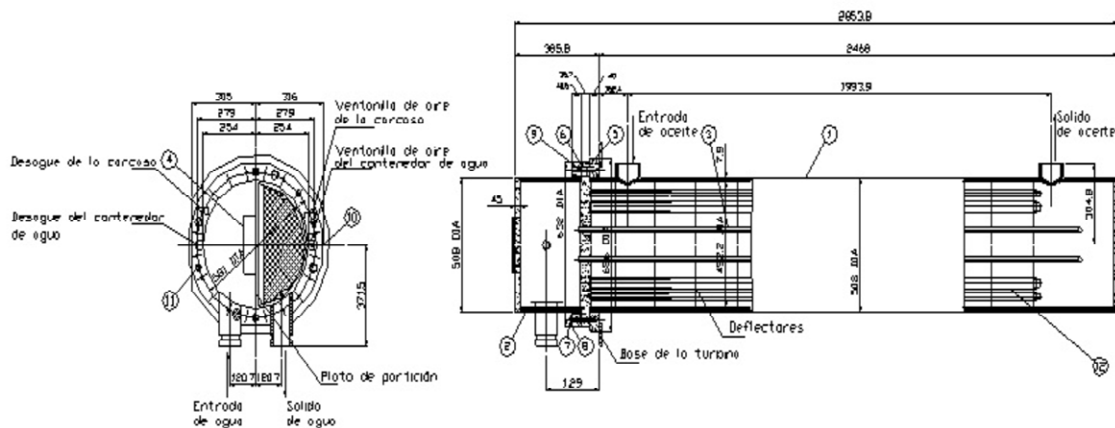
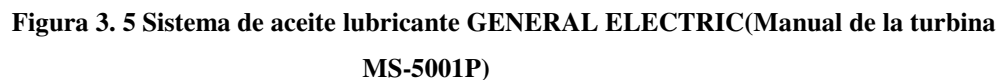
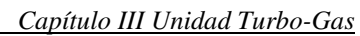


Figura 3. 4 Intercambiador de calor agua-aceite (Manual de la turbina MS-5001P)

• Filtros

La función es eliminar la presencia de partículas sólidas en el aceite. Mediante una válvula selectora se realizan los cambios de filtros según la indicación de presiones (mediante lectura de manómetros) de la entrada y la salida del sistema de filtrado. Todo el aceite lubricante pasa a través de filtros de 5×10^{-3} (mm) antes de ser enviado al sistema, y el lubricante que es utilizado por el sistema de control pasa por filtros de $0,5 \times 10^{-3}$ (mm).



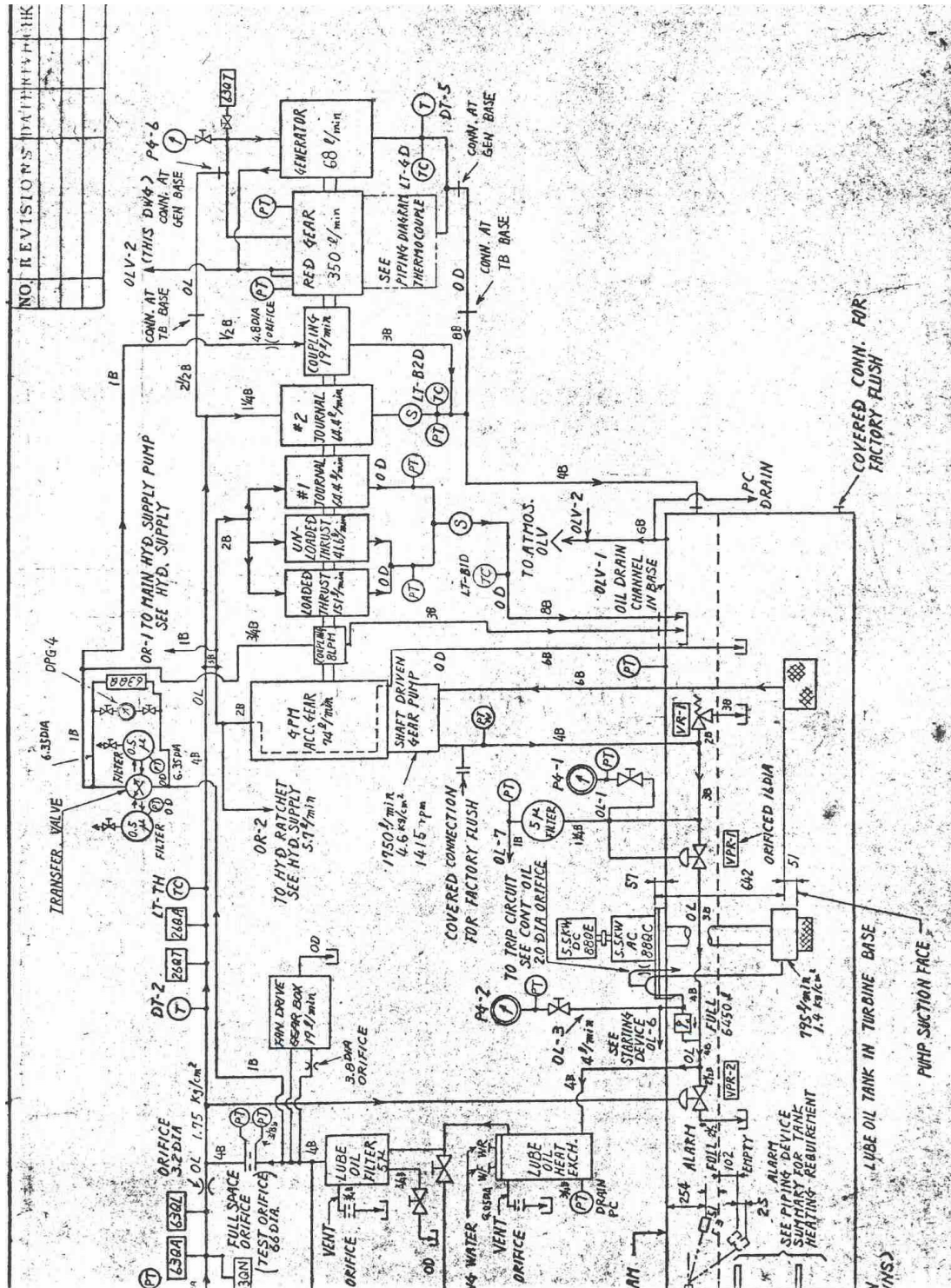


Figura 3. 6 Sistema de aceite lubricante HITACHI (Manual de la turbina MS-5001P)



3.3.2 Sistema de enfriamiento de agua

El agua circula a través de un sistema cerrado, impulsada por una bomba centrífuga accionada por un eje que refrigera sus sellos mecánicos mediante el mismo fluido de trabajo. El agua pasa a través de los intercambiadores de calor aceite-agua, continua por el sistema de aire de atomización (solo en el caso de las unidades GENERAL ELECTRIC #13), luego circula a través del intercambiador Agua-Aire y finalmente es devuelta al tanque de agua.

El sistema de circuito cerrado con alimentación forzada que esta conformado por los siguientes elementos:

- **Tanques de agua**

Almacena el agua de enfriamiento, contiene indicadores de nivel. Se encuentran ubicados en la parte superior del compartimiento de accesorios. En las unidades GENERAL ELECTRIC existen dos tanques con capacidad total de 430 galones, mientras que en las unidades HITACHI tienen un solo tanque con capacidad de 160 galones

- **Radiadores de enfriamiento**

Consisten en tubos de aletas redondos, fijados en cabezales de acero fabricados tipo caja. Cada cabezal está equipado con un aditamento de respiradero y de drenaje. En las unidades MS-5001P existen dos radiadores. Cada radiador está equipado con válvulas de aislamiento para uso en el caso que el radiador presente una fuga.



Las especificaciones del intercambiador para estas unidades MS-5001P son las siguientes:

- Número de tubos de refrigeración: 240 tubos de cobre por cada radiador.
- Diámetro nominal de tubos: 5/8 pulgadas
- Distribución de las aletas: 8.7 aletas por pulgada tipo helicoidal

- **Ventiladores de enfriamiento**

Inducen el flujo de aire a través de los radiadores y los expulsa hacia el ambiente. Son instaladas unas bocas acampanadas entre los ventiladores y radiadores para aumentar la eficiencia del ventilador. Se encuentran en la parte superior del compartimiento de accesorios entre ambos radiadores, en el caso de la GENERAL ELECTRIC, el conjunto se encuentra compuesto por seis ventiladores de flujo axial accionado por de tres motores eléctricos. En las unidad HITACHI esta provista de un único ventilador cuyo accionamiento es a través de un cardan acoplado a la caja de accesorios, con lo cual el flujo se induce de la misma manera que en las unidades GENERAL ELECTRIC.

- **Válvulas reguladoras de flujo**

Son válvulas reguladas por presión y temperatura con la finalidad de mantener una operación adecuada de la unidad, entre los dispositivos más importantes se encuentran: VTR-1, VTR-2, VPR-7, VPR-8 y válvulas de cierre.

En el circuito del refrigerante en cada uno de los intercambiadores de calor para el aceite de lubricación y para el aire de atomización (en el caso de la GENERAL ELECTRIC) se encuentra instalada una válvula de tres vías accionada



por temperatura (VTR-1), en el caso de las unidades GENERAL ELECTRIC dichas válvula se encuentran ubicadas en la tubería de descarga de los respectivos intercambiadores, sin embargo en las unidades HITACHI se encuentra ubicada en la tubería de admisión del refrigerante.

Esta válvula, la cual controla el flujo de refrigerante hacia el intercambiador de calor, tiene un dispositivo de operación manual que puede anular el elemento térmico. El dispositivo de anulación manual solo debe ser utilizado únicamente cuando el elemento térmico de la válvula no funciona pero se requiere de la operación de la máquina.

La temperatura de cabezal de alimentación de aceite lubricante a la entrada de los cojinetes es explorado por la válvula (VTR-1) que controla el flujo de agua a través del intercambiador para mantener la temperatura del aceite a un valor predeterminado. El bulbo contiene un líquido termo-sensitivo que se evapora al ser calentado. La presión producida en el bulbo es transmitida así a través de un tubo capilar al fuelle que posiciona el cono de la válvula para controlar el flujo de agua a través del intercambiador de aceite lubricante y de la válvula. La válvula (VTR-1) es cerrada durante el arranque de la turbina donde el aceite a baja temperatura y la descarga de la bomba de agua (refrigerante) pasa parte del flujo de agua por un circuito que no pasa hacia el intercambiador. El flujo de agua se efectúa entonces tanto por el intercambiador como por el circuito by-pass en caudales variables, hasta que, a alta temperatura de ambiente (VTR-1) este completamente abierta. Con la VTR-1 completamente abierta, el flujo, a través del intercambiador y el circuito by-pass, llegara a ser constante y al seguir aumentando la temperatura del ambiente, incrementara la temperatura del cabezal de aceite por encima del ajuste de control de la VTR-1.

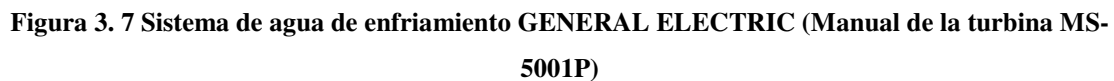
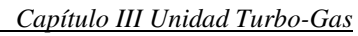


La VTR-2, es una válvula de dos (2) vías reguladora de caudal por temperatura controlada por la temperatura del aire que va al compresor de atomización, tiene un comportamiento similar a la VTR-1, y se encuentran solo en las unidades GENERAL ELECTRIC. La válvula VTR-2 en la línea de refrigerante al intercambiador de calor del aire de atomización tiene un pequeño orificio de derivación taladrado en el cuerpo para asegurar que el pre-enfriador siempre este inundado.

La VPR-7, es una válvula de dos (2) vías que regula el caudal de agua a la entrada del motor de arranque (diesel) de la turbina. Su función principal es compensar el caudal de agua que se pierde por consecuencia de la succión de la bomba principal de agua, a medida de que ésta va alcanzando su punto de operación durante el arranque.

La VPR-8, es una válvula de tres (3) vías que regulada por presión de agua y es utilizada en el arranque de la unidad. Inicialmente la válvula permite el paso de agua proveniente del motor diesel (agua a alta temperatura) hacia el intercambiador Agua-Aire con el fin de bajar su temperatura. Una vez que la unidad arranca, la VPR-8 cambia la dirección del flujo hacia el tanque, esto debido a que el motor diesel ya no se encuentra trabajando y teóricamente el agua no se encuentra a elevada temperatura.

Se suministran válvulas de cierre en las tuberías de tal manera que el lado de agua del intercambiador de calor, el lado del aceite lubricante, el motor diesel y cada fila de radiadores puedan ser aislados del sistema de agua para propósitos de mantenimiento. No hay válvulas instaladas en la tubería que va hacia el intercambiador de calor de aire de atomización debido a las severas consecuencias de cerrar de forma inadvertida el flujo de refrigerante a este componente.



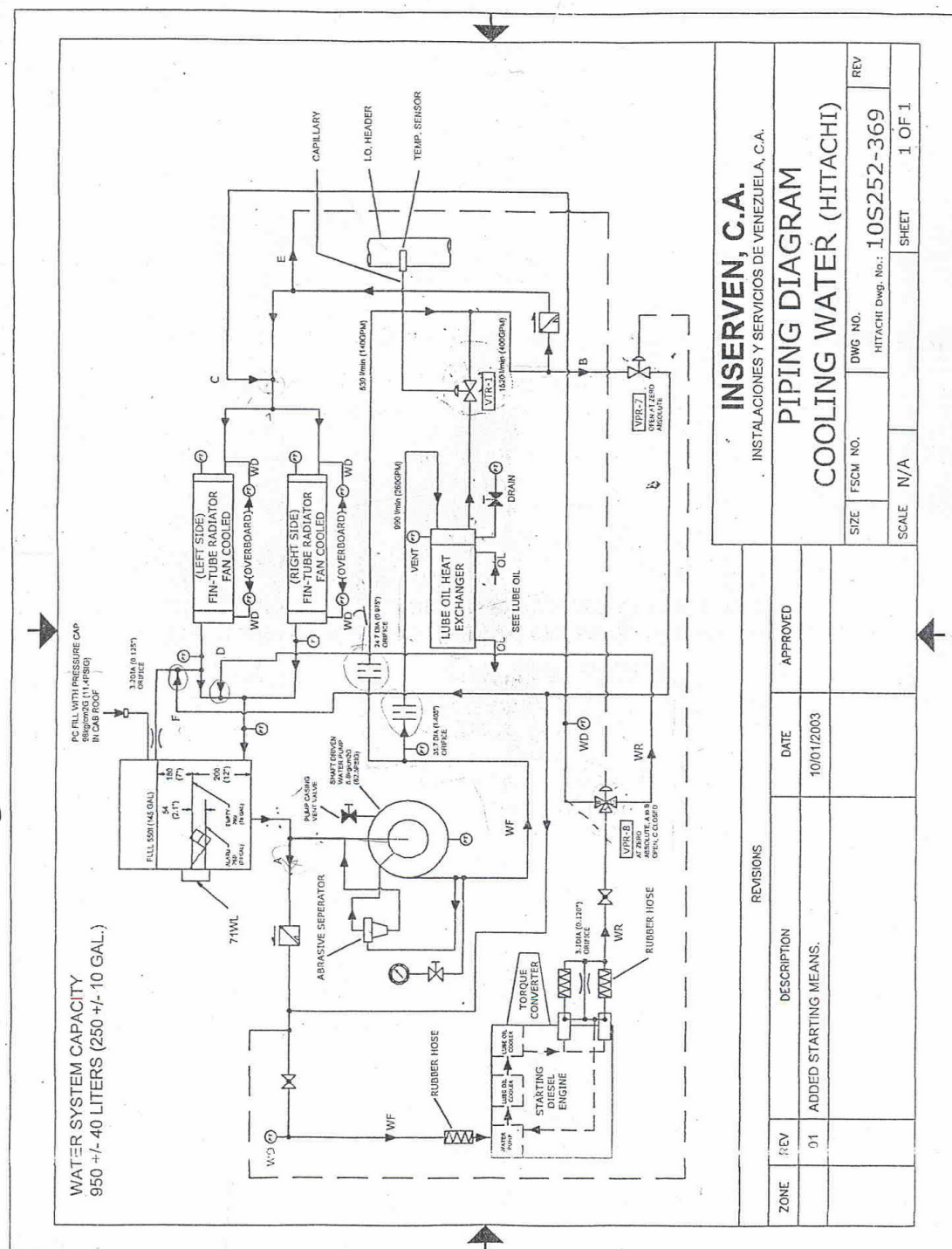


Figura 3. 8 Sistema de agua de enfriamiento HITACHI (Manual de la turbina MS-5001P)



Capítulo IV

Evaluación de los sistemas de agua de enfriamiento y aceite lubricante



4.1 Generalidades

En este capítulo se presenta un informe técnico de la visita realizada a la planta Punto Fijo con la finalidad de estar al tanto de las condiciones actuales de las unidades. Se establece la metodología seguida en la inspección de la planta, posteriormente la evaluación de los equipos involucrados, finalizando con un análisis y selección de la alternativa más adecuada al problema de alta temperatura de aceite lubricante.

4.2 Metodología empleada

La evaluación técnica de las unidades consta de los siguientes pasos fundamentales:

- 4.2.1 Inspección visual de la Planta
- 4.2.2 Toma de Datos
- 4.2.3 Resultados de la Inspección Técnica
- 4.2.4 Registro Fotográfico de la Inspección Técnica

4.2.1 Inspección visual de la planta

En esta inspección se verificó visualmente las condiciones externas de las unidades, los distintos compartimientos y accesorios que la conforman, la existencia o no de fugas en las tuberías de combustible y de aceite, las condiciones de los distintos instrumentos de medición y en general las condiciones de operación de las turbinas.



Enfatizando la inspección hacia el tema de interés, a continuación se presenta los aspectos a ser considerados para los sistemas asociados a la turbina:

1. Registros de paradas no programadas de las unidades sometidas a estudio.
2. Condiciones de las tuberías de agua (obstrucción, placas orificios, corrosión).
3. Propiedades del agua de enfriamiento.
4. Condición del intercambiador Agua-Aceite (tubos obstruidos, corrosión, cantidad de tubos, diámetro de tubos).
5. Accionamiento y funcionamiento de los ventiladores.
6. Funcionamiento de la válvula VTR-1 y su sensor de accionamiento.
7. Punto de operación de la bomba principal de aceite (verificar válvula VPR-2 de alivio a la salida de la bomba ubicada dentro del tanque de aceite).
8. Condición del Intercambiador Agua-Aire (condición de serpentines, mallas de protección).
9. Condición general de los tanques de almacenamiento de agua de enfriamiento.
10. Funcionamiento de las válvulas VPR-7 y VPR-8.
11. Funcionamiento de la válvula VTR-2 y su sensor de accionamiento (Unidad GENERAL ELECTRIC).

4.2.2 Toma de datos

Para la realización de este trabajo fue necesario obtener una data que reflejara el comportamiento de las unidades por lo menos de los últimos seis meses, lo cual fue posible ya que toda la información necesaria se encontraba en los archivos de la Planta. De igual manera al momento de efectuar la visita se procedió a tomar la data de todos los parámetros establecidos como objetivo de la inspección haciendo uso de los instrumentos disponibles. Además se contó con el apoyo de las autoridades aeroportuarias de la Península de Paraguaná, esto referente a los reportes de las



condiciones atmosféricas del sitio, que permitieron hacer un estudio más real de las condiciones de las unidades. Los parámetros considerados son:

1. Punto de operación de la bomba principal de agua (verificar condición de salida de la bomba: presión de descarga).
2. Punto de operación de la bomba principal de aceite (verificar condición de salida de la bomba: presión de descarga)
3. Caudal de agua en tuberías.
4. Temperaturas de entrada y salida de los 2 fluidos de trabajo (últimos seis meses)
 - a. Temperatura de entrada y salida del agua en el intercambiador agua-aceite.
 - b. Temperatura de entrada y salida de agua en los radiadores.
5. Temperatura de entrada y salida de aire en el enfriador de aire de atomización (Unidad GENERAL ELECTRIC).
6. Temperatura de entrada y salida de agua en el enfriador de aire de atomización (Unidad GENERAL ELECTRIC).

4.2.3 Resultados de la evaluación técnica

Luego de la visita a planta se pudo constatar que se encuentran en funcionamiento operativo tres de las ocho unidades instaladas. Estas son:

- Unidad #7 (HITACHI MS-5001P)
- Unidad #13 (GENERAL ELECTRIC MS-5001P)
- Unidad #14 (GENERAL ELECTRIC MS-7001B)



Las unidades restantes se encuentran en un plan de rehabilitación implantado por la empresa.

Los resultados de la inspección fueron los siguientes:

- El reporte de paradas no programadas de las unidades debida a la a alta temperaturas del aceite lubricante en el cabezal del grupo de cojinetes de la turbina, tal como se muestra en la tabla (A.4) de los anexos
- Debido a que las unidades sometidas a estudio (#7 y #13) se encontraban operando todo el tiempo, no se pudo constatar las condiciones internas de las tuberías, sin embargo, en conversaciones con el personal de mantenimiento, se constató que no presentaban niveles de incrustaciones altos u obstrucciones.
- El agua de enfriamiento cumple con las propiedades especificadas en el manual del fabricante con la excepción del aditivo anticorrosivo $MgCrO_4$.
- El punto de operación de las bombas de agua y aceite lubricante se encontraba dentro de los rangos de operación normal especificados en el manual del fabricante (88 psi), por lo que se consideró que los caudales del fluido son los indicados (de acuerdo con los planos del sistema) para cada uno de los dispositivos del sistema.
- La válvula de alivio VPR-2 se encontraba en buen funcionamiento.
- Se registraron temperaturas de aceite lubricante a la salida del intercambiador Agua-Aceite por encima de lo especificado en el manual como la temperatura normal de operación del aceite.



- No se encontró inconvenientes en el funcionamiento del ventilador accionado por la caja de accesorios de la turbina utilizado para disipar el calor absorbido por el agua, en el caso de la unidad HITACHI.
- En conversaciones con el departamento de operación y mantenimiento de la planta, se encontró que los motores eléctricos que accionan los ventiladores, en la unidad #13, presentan recalentamiento constante que provocaba parada de los mismos, esto se atribuye a la alta temperatura concentrada cerca de los motores.
- Respecto al preenfriador de aire de atomización, este se encontró funcionando en buenas condiciones, manteniendo la temperatura de salida de aire dentro de los parámetros permitidos a la entrada del compresor de aire de atomización.
- En ambas unidades se constató que las válvulas reguladoras de caudal por temperatura (VTR-1 y VTR-2) se encontraban desconectadas debido a que la temperatura encontrada en la salida del intercambiador Agua-Aceite de aceite lubricante se encontraba fuera de su rango de accionamiento.
- En relación a las válvulas reguladas por presión (VPR-7 y VPR-8) se encontró que la realización del mantenimiento correspondiente presentaba dificultad debido a la ubicación de estos dispositivos.

Pese a que las condiciones de los dispositivos estudiados son aceptables, la política de mantenimiento no ha sido la mejor para estas unidades utilizando mantenimiento de tipo correctivo y no preventivo lo que disminuye la vida de las partes y afecta la generación eléctrica de la unidad.



4.2.4 Registro fotográfico del estado del sistema de agua de enfriamiento

A continuación se presentan algunas imágenes de un sistema de enfriamiento de una turbina en mantenimiento.



Figura 4. 1 Lodo presente en tubería del sistema de enfriamiento.



Figura 4. 2 Válvula mariposa



Figura 4. 3 Intercambiador de Calor



Figura 4. 4 Codo de ¼ de pulgada completamente obstruido

Claramente se puede evidenciar en las figuras (4.1), (4.3) y (4.4) la falta de mantenimiento a la cual se encuentran sometido alguno de los componentes que



conforman el sistema de refrigeración de las distintas turbinas, estas fotos no pertenecen a las turbinas objeto de estudio, pero ayudan a dar una simple idea de las condiciones en las que se puede encontrar dichos componentes producto de la falta de mantenimiento.

4.3 Cálculos tipo

En conversaciones con el personal de planta y corroborando con los datos obtenidos en operación de las unidades, la presencia de alta temperatura de aceite lubricante en el cabezal de la turbina ha sido una constante durante los últimos años. En primera instancia se estudiará el cojinete de empuje activo, que de acuerdo a los reportes suministrado en planta de los tres grupos de cojinetes presente a lo largo del eje de la turbina es el que más problema ha presentado. Posteriormente se procederá a evaluar de manera teórica el intercambio de calor presente entre el fluido de operación y el refrigerante en condiciones críticas de enfriamientos. Posteriormente se va a comparar los resultados obtenidos con los valores de operación normales suministrados por lo fabricantes.

4.3.1 Evaluación del cojinete de empuje activo

Para cojinetes de empuje se considera normal un incremento de temperatura del aceite lubricante de 14 °C a 16,5 °C (25 a 30 °F), además se ha observado que los espesores normales de película de aceite en cojinetes de empuje son menores a una milésima de pulgada. Las distorsiones o inexactitudes geométricas del orden de ¼ de milésima de pulgada (0,006mm) o menos son importantes en sus efectos sobre la capacidad de carga de las zapatas del cojinete.



Partiendo de lo antes mencionado se evaluará el cojinete actual bajo los requerimientos del sistema de aceite lubricante de la turbina:

Datos:

Temperatura de entrada recomendada, $T_e = 65\text{ }^{\circ}\text{C}$

Temperatura de entrada actual, $T_e = 71\text{ }^{\circ}\text{C}$

Variación de temperatura recomendada, $\Delta T = 14\text{ }^{\circ}\text{C}$

Diámetro medio del cojinete, $d = 0,2667\text{ m} = 7,62\text{ cm}$

Área de la superficie de contacto, $A = 2,8575\text{ m}^2$

Carga total axial del cojinete, $P = 8,1243\text{ kgf/cm}^2$

Carga axial específica $p = 13607,771\text{ kgf}$

1.- Determinación de la temperatura promedio a la cual debe seleccionarse la viscosidad, ecuación (2.26):

$$T_{prom} = 65^{\circ}\text{C} + \frac{14^{\circ}\text{C}}{2} = 72^{\circ}\text{C}$$

Propiedades a la temperatura promedio:

Densidad, $\rho = 856,55\text{ kg/m}^3$

Calor específico, $C_p = 2,0992\text{ kJ/kgK} = 214,0651\text{ mkgf/kg}^{\circ}\text{C}$

De la figura (B.6) de los anexos, se obtiene:

Viscosidad, $\mu = 59\text{ SUS} = 8,5048\text{ cp}$



2.-Determinación del espesor mínimo de película (h_o):

Debido a que el cálculo del espesor de película requiere de la velocidad del eje de la turbina primero se realizará el cálculo de ésta a través de la ecuación (2.30):

$$v = \frac{\pi 0,2667m(3600rpm)}{60} = 50,27m/s$$

Luego con la velocidad y la carga en la ecuación (2.29), tenemos:

$$h_o = \sqrt{\frac{(6)50,27m/s 7,62cm 8,5048cp}{8,1243kgf/cm^2}} = 49,0508\mu m = 4,9050 \times 10^{-5} m$$

3.- Determinación del Coeficiente de fricción (f), ecuación (2.29):

$$f = 4 \times 10 \exp^{-3} \sqrt{\frac{8,5048cp 50,27m/s}{8,1243kgf/cm^2 7,62cm}} = 0,0105$$

4.- Determinación del delta de Temperatura (ΔT), ecuación (2.31):

$$\Delta T = \frac{11793,401kgf 50,27m/s 0,0112}{2,5236l/s 211,6535mkgf/kg^\circ C 0,8599kg/l} = 15,46^\circ C$$

5.- Determinación de la temperatura de salida, ecuación (2.32):

$$T_s = 65^\circ C + 15,46^\circ C = 80,46^\circ C$$



Recalculando la temperatura promedio con la temperatura de salida calculada y de regreso en la gráfica del aceite tenemos

$$T_{prom} = 72,73\text{ }^{\circ}\text{C y } \mu = 59\text{ SUS} = 8,5048\text{ cp}$$

Del cálculo realizado es de notar que el caudal actual es el más adecuado ya que logra una variación de temperatura adecuada para el cojinete, además se verifica que con una temperatura de entrada de 65 °C se garantiza el buen funcionamiento del mismo.

Otra forma de evaluar el cojinete es partiendo de la variación de temperatura actual procediendo a determinar el flujo de aceite que permita retirar la cantidad de calor producido en el cojinete, éste no es posible determinarlo ya que no se cuenta con el valor exacto de la temperatura del aceite lubricante a la salida del cojinete, sin embargo se tiene que un flujo muy bajo o muy alto de aceite produce fallas en el cojinete, en el primer caso da por resultado un aumento de la temperatura y una correspondiente caída de la viscosidad del lubricante, en el segundo caso se debe a una influencia en el espesor de película del aceite lubricante tal que produce una disminución de la capacidad del cojinete para soportar la carga.

Por último se evaluará el cojinete bajo las condiciones actuales de operaciones de la turbina:

1.- Determinación de la temperatura promedio a la cual debe seleccionarse la viscosidad, ecuación (2.26):

$$T_{prom} = 71^{\circ}\text{C} + \frac{15^{\circ}\text{C}}{2} = 78,5^{\circ}\text{C}$$



Propiedades del aceite a la temperatura promedio (figuras (B.4) y (B.5) de los anexos):

Densidad, $\rho = 852,8935 \text{ kg/m}^3$

Calor específico, $C_p = 2,1250 \text{ kJ/kgK} = 216,6959 \text{ mkgf/kg}^\circ\text{C}$

2.- Determinación del coeficiente de fricción (f), partiendo de la ecuación (2.31):

Considerando que la velocidad del eje es constante, se tiene

$$f = \frac{15^\circ\text{C} 2,5236 \text{ l/s} 216,6959 \text{ mkgf/kg}^\circ\text{C} 0,8599 \text{ kg/l}}{13607,771 \text{ kgf} 50,27 \text{ m/s}} = 0,0103$$

3.- Determinación de la viscosidad a través de la ecuación (2.29):

$$\mu = \frac{(0,0103)^2 8,1243 \text{ kgf/cm}^2 7,62 \text{ cm}}{(4.10 \exp^{-3})^2 50,27 \text{ m/s}} = 8,1655 \text{ cp}$$

4.- Cálculo del espesor de película:

$$h_o = \sqrt{\frac{650,27 \text{ m/s} 7,62 \text{ cm} 7,9858 \text{ cp}}{8,1243 \text{ kgf/cm}^2}} = 48,0624 \mu\text{m} = 4,8024 \exp^{-5} \text{ m}$$

A continuación se presenta la curva de viscosidad - temperatura suministrada por el fabricante del aceite que circula actualmente por las unidades turbo - gas, en la misma se resalta el resultado obtenido del calculo de la viscosidad del aceite bajo las condiciones actuales de operación.

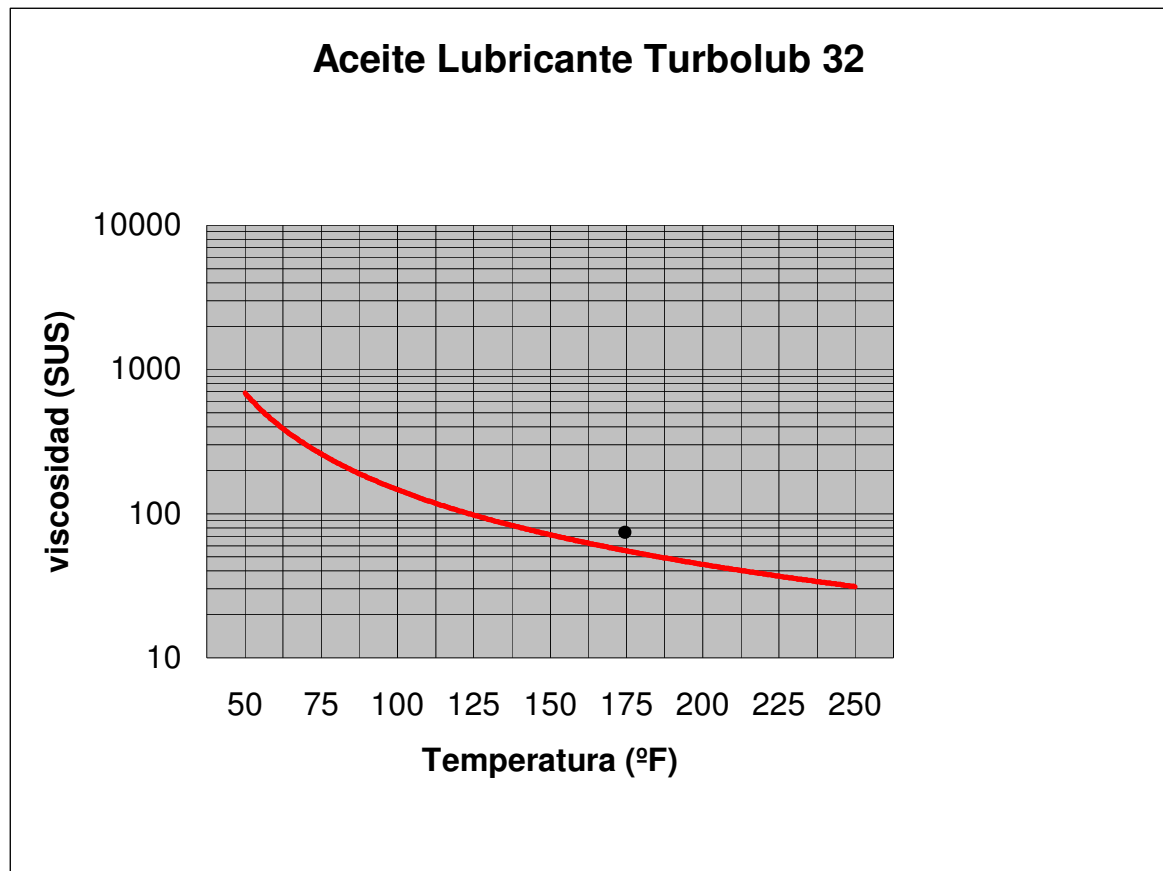


Figura 4. 5 Comportamiento del aceite lubricante a la temperatura actual

Culminado el estudio relativo al cojinete de empuje, se procederá al estudio de la transferencia de calor en los sistemas Agua – Aceite y Agua – Aire.

Utilizando las ecuaciones Termodinámicas y de Transferencia de Calor se realizará el siguiente procedimiento para la evaluación del intercambio de calor:

- Intercambiador agua aceite
 1. Se supone temperatura de salida de aceite lubricante
 2. Hallar propiedades del aceite a temperatura promedio



3. Hallar el flujo de calor entre el agua y el aceite
4. Suponer temperatura de entrada de agua hacia el intercambiador Agua-Aceite
5. Hallar temperatura de salida del agua
6. Por ecuación de transferencia de calor se despeja temperatura de salida del aceite y se comprueba la supuesta
7. Aplicando Ecuación de Continuidad se obtiene la temperatura de la mezcla luego de pasar por el intercambiador Agua Aceite.

En el preenfriador de Aire de Atomización (solo aplicable para la unidad marca GENERAL ELECTRIC)

8. Se supone Temperatura de salida de agua del preenfriador de aire para la atomización
 9. Hallar propiedades del agua a temperatura promedio
 10. Hallar el flujo de calor generado entre el agua y el aire
 11. Hallar temperatura de salida de aire del preenfriador
 12. A través de la ecuación de transferencia de calor se obtiene la temperatura de salida del agua y se comprueba la supuesta
 13. Aplicando Continuidad se halla la temperatura de la mezcla luego de pasar por el preenfriador de aire
- Intercambiador de calor enfriado por aire
14. Se supone Temperatura de salida de agua
 15. Hallar propiedades del agua a temperatura promedio
 16. Hallar flujo de calor generado en el intercambiador Agua Aire
 17. Hallar temperatura de salida del aire del intercambiador Agua Aire



18. Por ecuación de transferencia de calor se despeja temperatura de salida de agua y se comprueba la supuesta.

19. Comprobar la temperatura de salida de agua con la supuesta en el paso #4

4.3.2 Evaluación del intercambiador agua aceite (GENERAL ELECTRIC)

Datos del Sistema de Aceite Lubricante:

Temperatura de entrada, $T_e = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$

Temperatura de salida, $T_s = 71\text{ }^{\circ}\text{C}$

Caudal, $Q = 300(\text{gpm}) = 0,0182\text{ m}^3/\text{s}$

Densidad, $\rho = 851,7560\text{ Kg/m}^3$

Calor específico $C_p = 2,13305\text{ Kj/KgK}$

Datos del Agua Refrigerante:

Temperatura de entrada, $T_e = 56\text{ }^{\circ}\text{C}$

Caudal, $Q = 260(\text{gpm}) = 0,0164\text{ m}^3/\text{s}$

Densidad, $\rho = 1014,4\text{ Kg/m}^3$

Calor específico $C_p = 4,1814\text{ Kj/KgK}$

Datos de diseño del Intercambiador:

Un paso de Carcasa

Dos pasos de tubos

Número de tubos, en U, $n = 230$

Longitud de los tubos, $L = 2,1863\text{ m}$

Área de transferencia de calor, por fuera de los tubos, $A = 125,3886\text{ m}^2$

- Transferencia de calor del aceite lubricante, ecuación (2.1):



$$q = 0,0182 m^3 / s * 851,7560 Kg / m^3 * 2,1330 Kj / KgK * (90^\circ C - 71^\circ C) = 653,3675 Kw$$

Considerando que la cantidad de calor cedida por el aceite debe ser la misma absorbida por el agua, teóricamente, se procederá al cálculo de temperatura de salida del agua, ecuación (2.2):

$$q_{agua} = q_{aceite}$$

$$T_s = \frac{653,3675 Kw}{0,0164 m^3 / s * 1014,4 Kg / m^3 * 4,1814 Kj / KgK} + 329,15 K = 338,3905 K$$

$$T_s = 65,3905^\circ C$$

- Comprobación de la capacidad del intercambiador bajo estos parámetros:

factores R y P, para el cálculo del factor de corrección por temperatura, F

$$R = \frac{90^\circ C - 71^\circ C}{65,3905^\circ C - 56^\circ C} = 2,0233$$

$$P = \frac{65,3905^\circ C - 56^\circ C}{90^\circ C - 56^\circ C} = 0,2761$$

Luego con los valores calculados de R y P, en la figura B.7 de los anexos, hallamos F = 0,94

Aplicando la ecuación de transferencia de calor (2.4):

$$6533676,58 W = 350 (W / m^2 \cdot ^\circ C) 125,3886 (m^2) 0,94 \frac{(T_{saceite} - 65,3905^\circ C) - (90^\circ C - 56^\circ C)}{\ln \left(\frac{T_{saceite} - 65,3905^\circ C}{90^\circ C - 56^\circ C} \right)}$$



Se tiene que la temperatura de salida del aceite lubricante es, $T_s = 71^\circ\text{C}$, correspondiéndose con la temperatura calculada al aplicar las ecuaciones termodinámicas, al comienzo de la evaluación.

4.3.3 Evaluación del intercambiador del aire de atomización

Datos del Sistema de Agua:

Temperatura de entrada, $T_e = 62,1^\circ\text{C}$

Temperatura de salida, $T_s = 63,08^\circ\text{C}$

Caudal, $Q = 200 \text{ gpm} = 0,0126 \text{ m}^3/\text{s}$

Densidad, $\rho = 981,9767 \text{ Kg/m}^3$

Calor específico $C_p = 4,1853 \text{ Kj/KgK}$

Datos del Aire:

Temperatura de entrada, $T_e = 82^\circ\text{C}$

Caudal, $Q = 0,1769 \text{ m}^3/\text{s}$

Densidad, $\rho = 0,9183 \text{ Kg/m}^3$

Calor específico $C_p = 1,0092 \text{ Kj/KgK}$

Nota: el intercambiador de calor posee las mismas características del intercambiador agua aceite, la única diferencia es que el área de transferencia es menor ya que en éste los tubos no son aleteados.

- Calculando la transferencia de calor del agua, ecuación (2.1):

$$q = 0,0126 \text{ m}^3 / \text{s} \cdot 981,9767 \text{ Kg} / \text{m}^3 \cdot 4,1853 \text{ Kj} / \text{KgK} (63,08^\circ\text{C} - 62,1^\circ\text{C}) = 50,8219 \text{ Kw}$$



Considerando que la cantidad de calor cedida por el agua debe ser la misma absorbida por el aire, teóricamente, se procederá al cálculo de temperatura de salida del aire, ecuación (2.2):

$$q_{agua} = q_{aire}$$

$$T_s = 355K - \frac{50,8219Kw}{0,1769m^3 / s \cdot 0,9183Kg / m^3 \cdot 1,0092Kj / KgK} = 337,162K$$

$$T_s = 64,1624^\circ C$$

- Comprobación de la capacidad del intercambiador bajo estos parámetros

Los valores de R y P da como resultado una tendencia de F=1, aplicando la ecuación de transferencia de calor (2.4):

$$50821,9W = 25W / m^2 \cdot ^\circ C \cdot 981,9767m^2 \frac{(T_{sagua} - 64,1624^\circ C) - (62,1^\circ C - 82^\circ C)}{\ln\left(\frac{T_{saire} - 64,124^\circ C}{62,1^\circ C - 82^\circ C}\right)}$$

Donde la temperatura de salida del aire es, $T_s = 64,624^\circ C$

4.3.4 Evaluación del intercambiador agua - aire

Aplicando la ecuación de continuidad para determinar la temperatura del agua luego de mezclarse con el agua que viene por el by-pass, tenemos de la ecuación (4.1):



$$(\rho Q T)_{\text{int. intercambiador}} + (\rho Q T)_{\text{by-pass}} = (\rho Q T)_{\text{luego de la mezcla}}$$

al desconocer la temperatura y densidad de la mezcla, la solución de la ecuación puede lograrse a través de un proceso iterativo, del mismo se obtuvo el siguiente resultado:

$$T_{\text{mezcla}} = 62,5^{\circ}\text{C}$$

Datos del Sistema de Agua:

Temperatura de entrada, $T_e = 62,1^{\circ}\text{C}$

Temperatura de salida, $T_s = 56^{\circ}\text{C}$

Caudal, $Q = 400 \text{ gpm} = 0,02523 \text{ m}^3/\text{s}$

Densidad, $\rho = 983,9130 \text{ Kg/m}^3$

Calor específico $C_p = 4,1833 \text{ Kj/KgK}$

Datos del Aire:

Temperatura de entrada, $T_e = 38^{\circ}\text{C}$

Caudal, $Q = 51,0023 \text{ m}^3/\text{s}$

Densidad, $\rho = 1,1248 \text{ Kg/m}^3$

Calor específico $C_p = 1,0074 \text{ Kj/KgK}$

Datos del intercambiador Agua Aire:

Número de tubos, $n = 480$

Longitud de los tubos, $L = 3,5\text{m}$

Diámetro nominal de los tubos: 5/8 de pulgadas

Diámetro interno de los tubos, $d = 0,01587\text{m}$

Área de transferencia externa, tubo más aleta, $A_t = 921,72\text{m}^2$



- Calculando la transferencia de calor del agua, ecuación (2.1):

$$q = 0,02523 m^3/s \cdot 983,9130 Kg/m^3 \cdot 4,1833 Kj/KgK (62,5^\circ C - 56^\circ C) = 675,1747029 Kw$$

Considerando que la cantidad de calor cedida por el agua debe ser la misma absorbida por el aire, teóricamente, se procederá al cálculo de temperatura de salida del aire, ecuación (2.2):

$$q_{agua} = q_{aceite}$$

$$T_s = \frac{675,1747 Kw}{51,0023 m^3/s \cdot 1,1248 Kg/m^3 \cdot 1,0074 Kj/KgK} + 38^\circ C = 321,9650 K$$

$$T_s = 48,9650^\circ C$$

- Comprobación de la capacidad del intercambiador bajo estos parámetros

Factores R y P, para el cálculo del factor de corrección por temperatura, F

$$R = \frac{62,1^\circ C - 48,965^\circ C}{56^\circ C - 62,1^\circ C} = 1,7973$$

$$P = \frac{56^\circ C - 62,1^\circ C}{38^\circ C - 62,1^\circ C} = 0,2653$$

Luego con los valores calculados de R y P, en la figura B.8 de los anexos, hallamos $F = 0,97$

Aplicando la ecuación de transferencia de calor (2.4),



$$675174,703W = 50W / m^2 \cdot C 921,72m^2 (0,97) \frac{(T_{sagua} - 48,9650^\circ C) - (62,5^\circ C - 38^\circ C)}{\ln\left(\frac{T_{sagua} - 48,9650^\circ C}{62,5^\circ C - 38^\circ C}\right)}$$

se tiene que la temperatura de salida del agua es, $T_s = 56^\circ C$

4.4 Tabla de resultados

4.4.1 Intercambiador agua aceite

PARÁMETROS	GENERAL ELECTRIC	HITACHI
Temperatura Salida de Aceite [°C]	71.00	71.00
Temperatura de Entrada de Agua [°C]	56.00	56.00
Temperatura de Salida de Agua [°C]	65.39	65.39
Flujo de Calor [KW]	653.36	653.36

4.4.2 Preenfriador de aire de atomización

PARÁMETROS	GENERAL ELECTRIC
Temperatura de Entrada de Agua [°C]	62.10
Temperatura de Salida de Agua [°C]	63.08
Temperatura Salida de Aire [°C]	64.16
Flujo de Calor [KW]	50.82



4.4.3 Intercambiador enfriado por aire

PARÁMETROS	GENERAL ELECTRIC	HITACHI
Temperatura Salida de Aire [°C]	49.68	48.96
Temperatura de Entrada de Agua [°C]	62.50	62.10
Temperatura de Salida de Agua [°C]	56.00	56.00
Flujo de Calor a Disipar [KW]	675.17	633.68

4.4.4 Disipación de calor

PARÁMETROS	GENERAL ELECTRIC	HITACHI
% de Disipación de Calor	95.88	96.98

Tabla 4. 1 Parámetros operativos del sistema de enfriamiento para el diseño original

A continuación se establece una comparación de los valores obtenidos de temperatura de salida de aceite con los valores recomendados en el manual del fabricante ya que este es el parámetro referencia para determinar si la unidad se encuentra en buen funcionamiento:

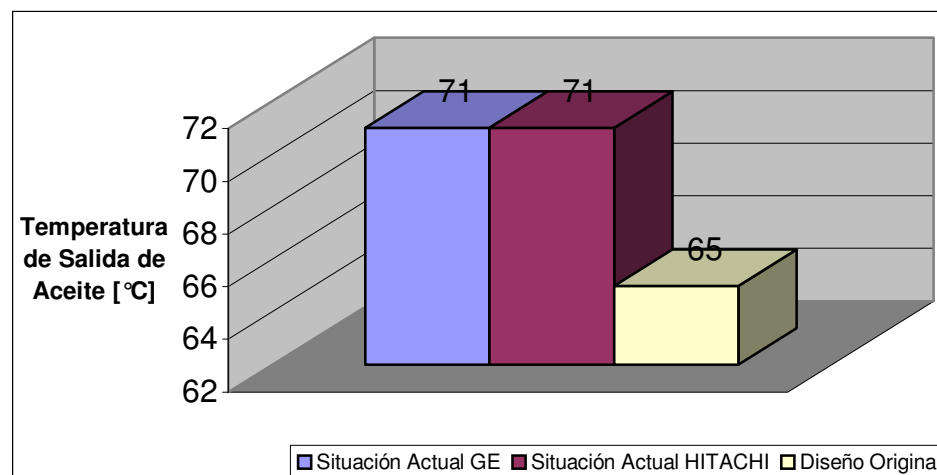


Figura 4. 6 Temperatura de aceite lubricante a la salida del intercambiador agua aceite



4.5 Análisis de los resultados

La dirección de flujo de los ventiladores en las unidades GENERAL ELECTRIC no son los más adecuados para el sistema de agua de enfriamiento debido a que por ser ventiladores de tiro inducido, produce una concentración de flujo de aire caliente cerca de los motores eléctricos de accionamiento. La temperatura de flujo de aire a la salida del intercambiador enfriado por aire es de 56 °C y si se toma en cuenta que la ubicación de estos motores se encuentra cerca de las partes calientes de la unidad generadora, existe una transferencia de calor que trae como consecuencia una temperatura de aire de aproximadamente 68 °C (medidos experimentalmente) cerca de los motores, provocando la salida de funcionamiento de los mismos, ya que la máxima temperatura permitida en estas unidades motrices es 65 °C.

En los cojinetes de empuje, considerados como los más propensos a fallas por aguantar la carga axial de la turbomáquina, se constató que el flujo de aceite actual de 300 GPM cumple las condiciones de buen funcionamiento del mismo, obteniéndose un cambio de temperatura de 15,46 °C comprobando que se encuentra dentro del rango 14-16 °C de funcionamiento normal para este tipo de cojinetes en una turbina a gas modelo MS 5001P.

Luego de evaluar el aceite lubricante en su paso por los cojinetes se observa que la viscosidad calculada para la temperatura actual promedio es de 8,1655 cP, lo cual se encuentra fuera de la curva de viscosidad del aceite como se observa en la figura (4.5), sugiriendo un aceite de propiedades distintas al que actualmente circula por la turbina.

Ambos modelos presentan alta temperatura de aceite lubricante en la salida de intercambiador agua aceite (71°C) comparado con su valor normal de operación (60-



65 °C), lo que afecta las propiedades del fluido disminuyendo su viscosidad, densidad y aumentando el calor específico del mismo. Esto trae como consecuencia que exista poca refrigeración de las partes calientes de la turbina, afecte su vida útil y disminuya la carga de la turbina a 13 MW cuando su capacidad nominal es de 20 MW.

A pesar de tener un intercambiador agua aceite con diferencias de temperaturas considerados aceptables en el aceite lubricante (aproximadamente 20 °C), la temperatura de entrada del agua de enfriamiento es de 56 °C y por consecuencia la temperatura de salida de cabezal de aceite es de 71 °C lo que limita la generación de las unidades. Esto se debe principalmente a las condiciones climáticas de la región donde se encuentra.

4.6 Planteamiento del problema

La lubricación en cualquier máquina en movimiento es uno de los factores más importantes tanto para la conservación de las piezas involucradas como del conjunto en sí. Ésta siempre va acompañada de un buen sistema de enfriamiento que permite recircular el fluido lubricante y conservar sus propiedades.

Actualmente en las unidades de generación modelo MS-5001P marcas HITACHI y GENERAL ELECTRIC de la Planta Punto Fijo perteneciente a CADAFE se registra una alta temperatura de aceite lubricante que afecta la generación de las mismas. Una temperatura ambiente considerada elevada en la zona de ubicación de la planta constituye uno de los principales obstáculos para el buen funcionamiento del sistema de enfriamiento del aceite lubricante limitando así la carga generado por las unidades.



Cabe destacar que la mayoría de las Plantas de generación pertenecientes a CADAFE las cuales poseen este tipo de unidades se encuentran en ambientes similares a la Planta Punto Fijo lo que constituye una problemática para la generación de energía eléctrica.

4.7 Selección de la solución adecuada

El problema de la alta temperatura de aceite lubricante en estas unidades radica principalmente en la capacidad de los intercambiadores Agua Aceite y Agua Aire para transmitir el flujo de calor. Con el propósito de resolver esta situación, se procederá a un análisis de las posibles soluciones que a criterio de los autores se puede presentar:

4.7.1 Modificación de parámetros operativos

4.7.2 Modificaciones al sistema de agua de enfriamiento

4.7.1 Modificación de parámetros operativos

Esta sección comprende la evaluación de los intercambiadores que se encuentran actualmente instalados en la unidad, de manera que permita la existencia de una mayor transferencia de calor entre los fluidos sometidos a estudio. Según la ecuación 2.1 y 2.2, el flujo de calor es afectado de manera proporcional por el flujo másico y por la diferencia de temperatura del agua de enfriamiento. Se utilizó el mismo procedimiento iterativo (obviando el paso #7) para evaluar cada una de las modificaciones con el propósito de obtener una aproximación hacia un futuro desarrollo de la solución más adecuada.



4.7.1.1 Aumento de caudal de agua en el intercambiador agua aceite

Aumenta el caudal hasta el caudal de operación de la bomba principal (400 GPM), se tiene:

- **Intercambiador agua aceite**

Parámetros	GENERAL ELECTRIC	HITACHI
Temperatura de salida de aceite [°C]	70	69.5
Temperatura de entrada de agua [°C]	56.8	56
Temperatura de salida de agua [°C]	63.21	62.57
Flujo de Calor [KW]	687.3	704.26

- **Preenfriador de aire de atomización**

Parámetros	GENERAL ELECTRIC
Temperatura de salida de aire [°C]	66.43
Temperatura de entrada de agua [°C]	63.21
Temperatura de salida de agua [°C]	64.19
Flujo de Calor [KW]	50.42

- **Intercambiador enfriado por aire**

Parámetros	GENERAL ELECTRIC	HITACHI
Temperatura de entrada de agua [°C]	63.70	62.57
Temperatura de salida de agua [°C]	56.8	56
Temperatura de salida de aire [°C]	50.41	49.82
Flujo de Calor [KW]	716.92	683.41

Tabla 4. 2 Parámetros operativos del sistema de enfriamiento aumentando el caudal de agua



4.7.2. Modificaciones al sistema de agua de enfriamiento

Esta sección comprende los distintos dispositivos que se pueden adicionar con el fin de obtener mejoras en el sistema de enfriamiento y disminuir así la temperatura de aceite lubricante. Se utilizó el mismo procedimiento iterativo (obviando los pasos que no satisfacen la configuración adoptada) para evaluar cada una de las modificaciones con el propósito de obtener una aproximación hacia un futuro desarrollo de la solución más adecuada.

4.7.2.1 Instalación de intercambiador de calor enfriado por aire (ICEA)

Con conocimiento previo de que en las unidades marca GENERAL ELECTRIC se presentaba un problema por recalentamiento en los motores de enfriamiento así como también una elevada temperatura de agua en la entrada del intercambiador agua aceite se resolvió la evaluación de la unidad con un ICEA capaz de disipar la totalidad del flujo de calor mediante un aumento en el área de intercambio de calor.

- **Intercambiador agua aceite**

Parámetros	GENERAL ELECTRIC	HITACHI
Temperatura de salida de aceite [°C]	67.2	66.8
Temperatura de entrada de agua [°C]	52.2	51.5
Temperatura de salida de agua [°C]	59.52	58.95
Flujo de Calor [KW]	785.47	795.61



- **Preenfriador de aire de atomización**

Parámetros	GENERAL ELECTRIC
Temperatura de salida de aire [°C]	62.92
Temperatura de entrada de agua [°C]	59.52
Temperatura de salida de agua [°C]	60.51
Flujo de Calor [KW]	50.89

- **Intercambiador enfriado por aire**

Parámetros	GENERAL ELECTRIC	HITACHI
Temperatura de entrada de agua [°C]	60	58.95
Temperatura de salida de agua [°C]	52.2	51.5
Temperatura de salida de aire [°C]	52.04	51.42
Flujo de Calor [KW]	811.38	776.01

Tabla 4. 3 Parámetros operativos del sistema de enfriamiento con ICEA

4.7.2.2 Arreglo en serie de un Intercambiador Carcasa y Haz tubos

Esta disposición permite disminuir la temperatura del aceite lubricante. Debido a que no se tiene las dimensiones del mismo, se procedió a realizar una aproximación con un intercambiador de la misma capacidad del intercambiador original.



- **Intercambiador Agua Aceite**

Parámetros	GENERAL ELECTRIC	HITACHI
Temperatura de salida de aceite [°C]	73.00	72.8
Temperatura de entrada de agua [°C]	59.50	59.1
Temperatura de salida de agua [°C]	67.89	67.59
Flujo de Calor [KW]	585.35	592.16

- **Intercambiador agua aceite #2**

Parámetros	GENERAL ELECTRIC	HITACHI
Temperatura de salida de aceite [°C]	66.60	66.31
Temperatura de entrada de agua [°C]	59.50	59.10
Temperatura de salida de agua [°C]	65.27	64.95
Flujo de Calor [KW]	216.98	219.96

- **Preenfriador de aire de atomización**

Parámetros	GENERAL ELECTRIC
Temperatura de salida de aire [°C]	70.70
Temperatura de entrada de agua [°C]	66.90
Temperatura de salida de agua [°C]	67.86
Flujo de Calor [KW]	49.67



- Intercambiador enfriado por aire

Parámetros	GENERAL ELECTRIC	HITACHI
Temperatura de entrada de agua [°C]	67.6	66.60
Temperatura de salida de agua [°C]	59.5	59.10
Temperatura de salida de aire [°C]	51.99	51.45
Flujo de Calor [KW]	808.71	777.79

Tabla 4. 4 Parámetros operativos del sistema de enfriamiento con una disposición en serie de dos intercambiadores agua aceite iguales

Gráfica comparativa para la unidad HITACHI

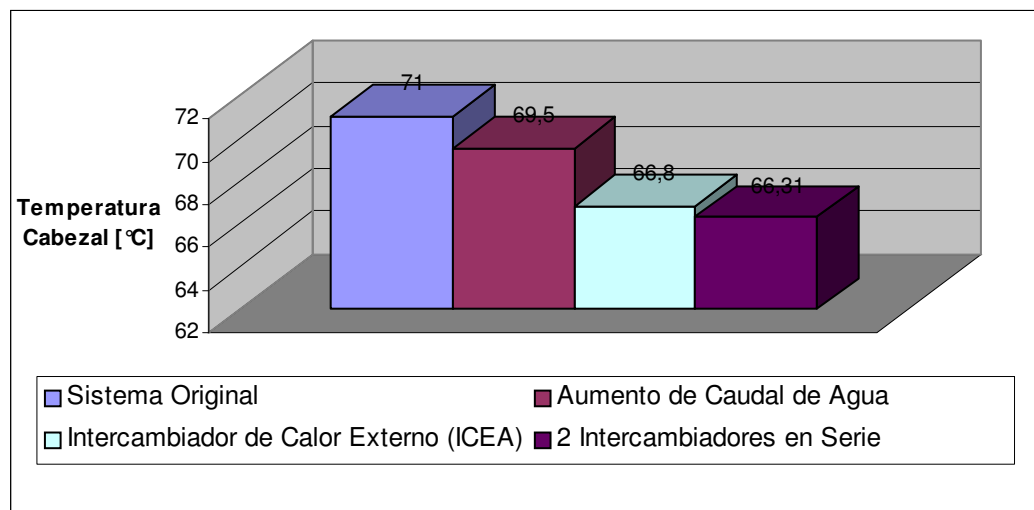


Figura 4. 7 Temperatura de cabezal del cojinete para las distintas propuestas de solución al problema HITACHI

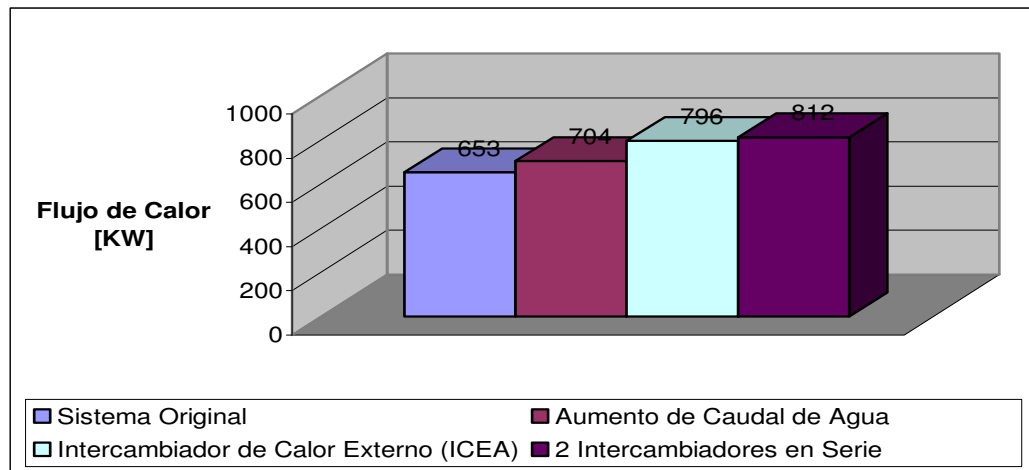


Figura 4. 8 Flujo de calor para las distintas propuestas de solución al problema HITACHI

Gráfica comparativa para la unidad GENERAL ELECTRIC

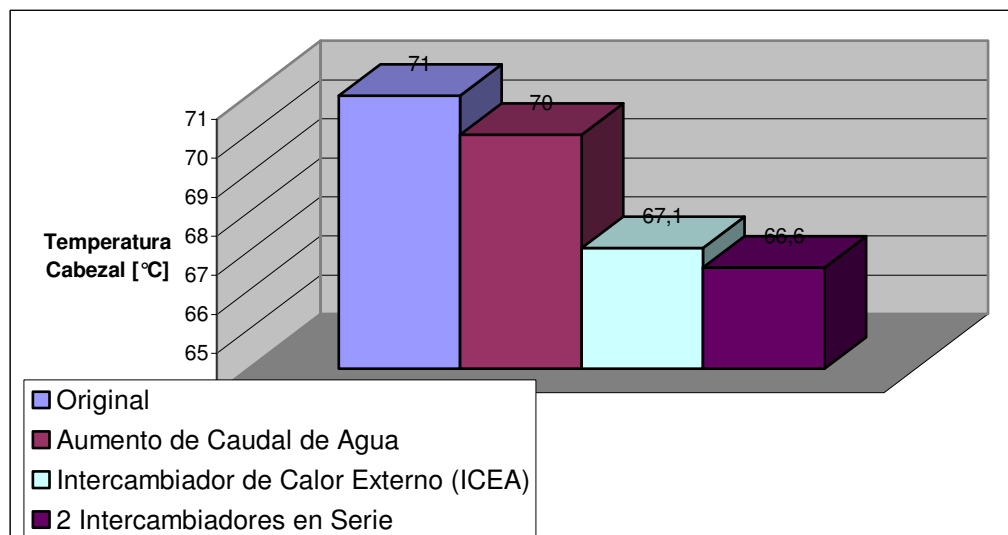


Figura 4. 9 Temperatura de cabezal del cojinete para las distintas propuestas de solución al problema GENERAL ELECTRIC

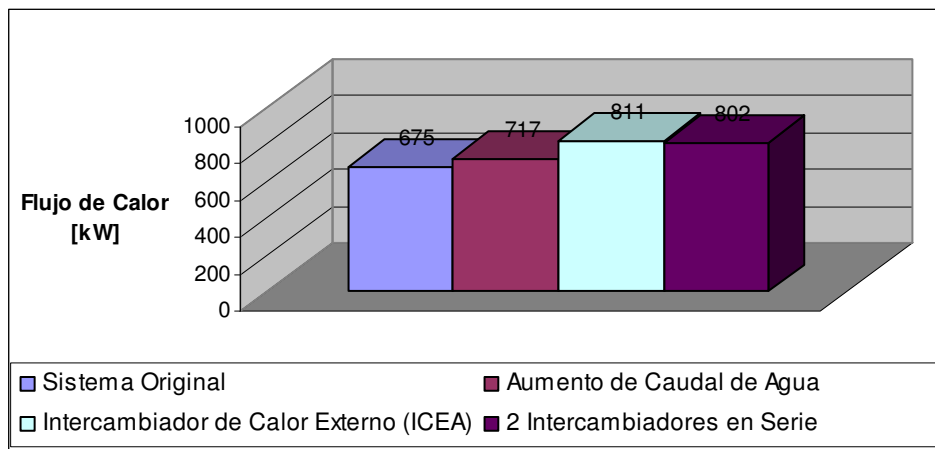


Figura 4. 10 Flujo de calor para las distintas propuestas de solución al problema GENERAL ELECTRIC

4.7.3 Análisis de resultados

Un aumento en el flujo de agua de enfriamiento de la unidad sin modificación en el sistema, resulta inútil en la disminución de la temperatura de aceite lubricante, debido a que la modificación de los mismos, aumentaría la tasa de flujo de calor en 51 kW y 42 kW para HITACHI y GENERAL ELECTRIC respectivamente provocando una disminución de temperatura de salida de aceite lubricante de 1 y 1.5 °C, por lo tanto resulta inminente la modificación del sistema de agua de enfriamiento.

La instalación de un Intercambiador de Calor Enfriado por Aire generaría una inversión que a juicio del grupo de ingenieros de la empresa es considerable y no cumpliría con los requisitos de solución de la problemática planteada, ésta alternativa aumenta la transferencia de calor en 143 kW y 136 kW para HITACHI y GENERAL ELECTRIC respectivamente provocando una disminución de temperatura de salida



de aceite lubricante de 4.2 y 3.9 °C, lo cual no es suficiente para llegar al rango de temperatura recomendado

El arreglo en serie de intercambiadores de carcasa y haz de tubos aumenta la transferencia de calor en 159 kW y 127 kW para HITACHI y GENERAL ELECTRIC respectivamente, constituyendo la solución más viable, obteniéndose las temperaturas en los cabezales de aceite de 66,31°C y 66,6°C respectivamente en ambas unidades; además los costos de construcción son menores que los costos de los demás dispositivo mencionados y se cuenta con disponibilidad del intercambiador en el mercado nacional.

Ante todo esto, **se propone desarrollar un proyecto que incluye el diseño y selección de un intercambiador tipo carcasa y haz de tubos con el objetivo principal de solucionar la problemática existente en relación a la alta temperatura del aceite lubricante de las unidades de generación turbo-gas modelo MS-5001P. El presente estudio se desarrollará bajo los parámetros de la unidad marca GENERAL ELECTRIC ya que se considera el más crítico del tipo de unidades sometidas a estudio.**



Capítulo V
Diseño y Selección de un Intercambiador tipo
Carcasa y Haz de Tubos



5.1 Generalidades

En este capítulo se proporciona información acerca del diseño, construcción y disposición de los flujos de los intercambiadores de carcasa y haz tubular, dicha información estará principalmente enfocada hacia el número de cascos necesarios para satisfacer un requerimiento específico, el tipo y la longitud de los tubos, la disposición de los cabezales, así como la del haz de tubos, sin dejar por fuera otros parámetros de especial interés como lo son la caída de presión y flujo másico entre otros.

Posteriormente, se procede a diseñar un intercambiador que permita cubrir las expectativas planteadas, para tal fin, empleando la herramienta de cálculo “Procedimiento de Calculo para Diseño Térmico y/o Evaluación Térmica de Intercambiadores de Calor del tipo Carcasa - Haz de Tubos” desarrollado por García, F.(1992).

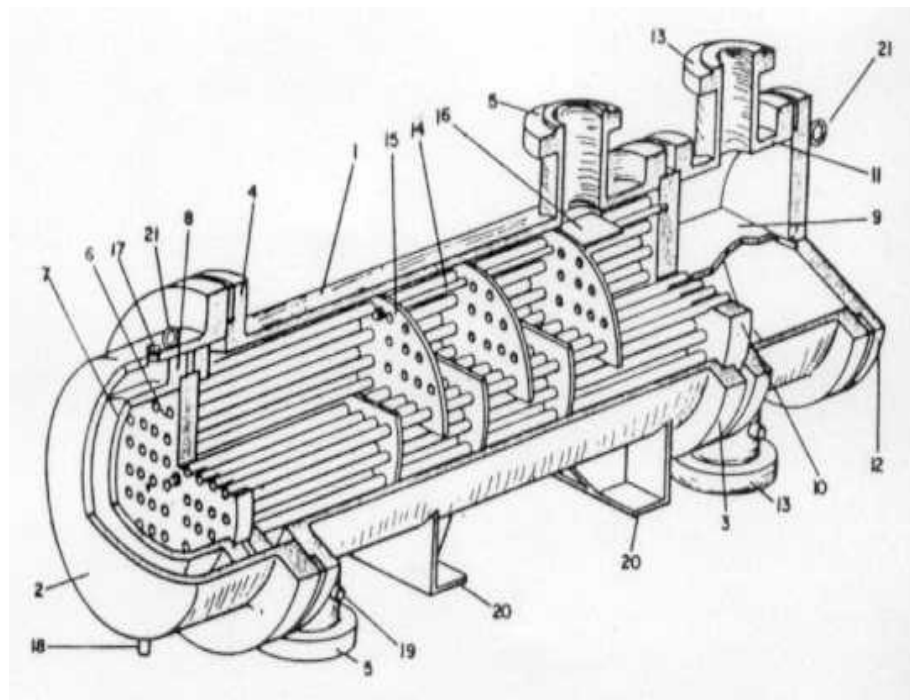
5.2 Intercambiadores de calor de carcasa y tubo

Dentro de la gama existente de intercambiadores de calor, este diseño en general tiene la ventaja de ser el más económico y el más sencillo de limpiar; además, está disponible en muchos tamaños y puede diseñarse para presiones medias a altas a un costo no excesivo. Para la construcción de los intercambiadores de calor de carcasa y haz de tubo pueden ser útil una gran cantidad de materiales y pueden ser diferentes para la carcasa y los tubos, además de poseer un gran rango de capacidades térmicas. En general, los intercambiadores de calor de carcasa y haz de tubos son diseñados y construidos de acuerdo con las normas de la Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA, Asociación de fabricantes de Intercambiadores



Tubulares), las cuales listan una serie de parámetros que se adecuan a los requerimientos específicos de la industria dependiendo del servicio solicitado.

Para el diseño de un intercambiador de calor es esencial conocer sus componentes, para un mejor entendimiento se muestra la figura (5.1) donde se listan las partes principales que conforman un intercambiador calor de carcasa y has tubular.



- | | |
|--|---|
| 1. Carcasa (shell) | 12. Cubierta del canal |
| 2. Cubierta del Casco | 13. Tobera del canal (nozzles) |
| 3. Canal del Casco | 14. Barras de amarres y espaciadores |
| 4. Brida del Extremo de la cubierta del casco | 15. Desviadores transversales (baffles) |
| 5. Tobera del casco (nozzles) | 16. Desviador de choque |
| 6. Placa de tubos flotante | 17. Conexión de ventilación |
| 7. Carga flotante | 18. Conexión de desagüe |
| 8. Brida de la carga flotante | 19. Conexión de prueba |
| 9. Partición del canal | 20. Bases de soportes |
| 10. Placa de Tubos | 21. Anillo de elevación |
| 11. Estacionarios (tube sheets) Canal (chanel) | |

Figura. 5.1.- Elementos principales de un Intercambiador de carcasa y tubos. (Normas TEMA)



La designación de los intercambiadores calor recomendada por la TEMA son en la actualidad utilizada por toda la industria y consiste en una combinación de números y letras que permiten a simple vista reconocer el tamaño y construcción de un equipo determinado, donde:

- Primer grupo de números: indica el diámetro interno de la carcasa, o el diámetro de la tapa y el diámetro interno de la carcasa para rehervidores tipo marmita, redondeado al entero delantero más cercano, en pulgadas.
- Segundo grupo de números: indican la longitud total de los tubos, incluyendo el haz tubular, para tubos rectos, o el largo de los tubos desde el extremo hasta la tangente de la U para tubos doblados, redondeada al entero más cercano, en pulgadas.
- Primera letra: representa el tipo de cabezal.
- Segunda letra: representa el tipo de carcasa.
- Tercera letra: describe el tipo de construcción del cabezal posterior.

Ejemplo: Tamaño 23-192 tipo DES

La nomenclatura describe un intercambiador de carcasa y haz de tubos de paso sencillo, con haz tubular removible, con cabezal flotante asegurado por un anillo deslizante. La carcasa es de 23 pulg de diámetro y los tubos son de 192 pulg de largo.

5.2.1 Clasificación de los intercambiadores de calor de carcasa y haz tubular

Las normas de la TEMA listan tres clases de normas mecánicas para la construcción dentro de las cuales se pueden clasificar los intercambiadores de calor, estas son R, B y C, cada una de ellas basada en las distintas aplicaciones para los cuales son concebidos estos aparatos.



5.2.1.1 Clase R

La clase R está orientada a los requerimientos muy severos de la industria y aplicaciones de procesos, esta clase debe ser seleccionada donde la durabilidad y la seguridad son los factores más importante.

5.2.1.2 Clase C

La clase C se encuentra orientada a cubrir los requerimientos de aplicaciones generales de procesos por lo que suele ser más comercial, los equipos fabricados bajo esta clase están diseñados para máxima economía, son compactos y consistentes con los requerimientos de operación y seguridad de tales aplicaciones.

5.2.1.3 Clase B

Es una clase intermedia entre la clase R y la clase B, ideada para aplicaciones de la industria química. Es más exigente que la clase C pero menos que la clase R.

A continuación se plantean a modo de diferencia algunas de las especificaciones que se listan dentro estas tres clases:

- La clase R y B permiten el uso de hierro fundido solo para servicio de agua y presiones que no excedan los 1035 Kpa (150 psi).
- La clase R permite el uso de hierro fundido para cualquier servicio a presiones de trabajo que no excedan los 1035 Kpa (150 psi), excepto cuando se manejan fluidos muy peligrosos o inflamables.
- Las tolerancias a la corrosión para todas las partes de acero al carbono sometidas a presión, excepto los tubos y las partes de hierro fundido



sometidas a presión, son de 3,2 cm (1/8 pulg) y 1,6 cm (1/16 pulg) en las clases C y B.

- El espesor mínimo de la carcasa, tapa de la carcasa, canal y tapa de canal son mayores en la R que en la B y la C.
- La distancia entre deflectores en la clase C y B es de 152 mm (6 pulg) o menos.
- El espesor mínimo de los deflectores longitudinales es de 6,4 mm (1/4 pulg) excepto en las clases C y B que permiten 3,2 mm (1/8 pulg) para deflectores de aleación.
- El espesor de la placa tubular, excluyendo las tolerancias de corrosión debe ser menor que el diámetro externo de los tubos, en la clase R se puede llegar a un límite inferior de 19 mm (3/4 pulg).

5.2.2 Tipos de intercambiadores de calor de carcasa y haz tubular

Este tipo de intercambiadores es el mas usado en la industria, por lo que durante muchos años se ha venido estudiando nuevas tecnologías y desarrollando diferentes modelos. Existe gran variedad de modelos en el mercado, sin embargo, se tratarán sólo los más usados, los cuales son:

5.2.2.1 Intercambiadores de calor de tubos en U

Los intercambiadores de calor de tubo U representan la mayor simplicidad en el diseño; solo requieren de una placa sin juntas de expansión o sello, mientras permiten la expansión térmica de cada tubo. Los intercambiadores de calor de tubo U son las unidades menos costosas para altas presiones de diseño en la parte del tubo. El haz de tubos puede quitarse del casco, aunque es imposible sustituir tubos individuales siendo también difícil la limpieza del interior de los tubos lo que implica



que este tipo de intercambiador de calor no es recomendado para proceso con fluidos sucios por dentro de los tubos.

5.2.2.2 Intercambiadores de calor de cabezal fijo

Este tipo de intercambiador de calor consiste principalmente en un arreglo de tubos asegurados en ambos extremos a placas tubulares soldadas a la carcasa, dentro de sus ventajas cuentan el ser de bajo costo para bajos valores de presión de diseño, fácil de limpiar al remover la tapa del cabezal y que la pérdida de fluido es mínima debido a que no hay juntas de flanges, la desventaja de este tipo de arreglo es que al estar fijo a la carcasa no se puede remover el haz de tubos para ser limpiado mecánicamente en su exterior, por lo tanto queda limitado a servicios limpio en el lado de la carcasa.

Para este tipo de intercambiador la expansión diferencial debida a las diferentes temperaturas de operación del metal o de los diferentes materiales de construcción puede requerir el uso de una junta de expansión o de una junta empacada.

5.2.2.3 Intercambiadores de calor de cabezal flotante

En este caso el intercambiador de calor tiene una placa fija a un extremo del canal y una placa flotante con una cubierta separada en el extremo del canal posterior. El haz tubular puede quitarse sin problema del casco con solo desensamblar la cubierta delantera. Aquí es posible la limpieza mecánica tanto del lado de la carcasa como del lado de los tubos, por lo que es recomendado para servicios sucios. El problema de la expansión de los materiales de fabricación debido a la acción térmica se resuelve por medio del cabezal flotante.



La principal desventaja de este tipo de intercambiador es el diseño de la brida y los pernos del cabezal flotante que necesita un claro relativamente grande entre el casco y el haz de tubos, en particular cuando se incrementa la presión de diseño, dicho claro debe taparse mediante de tiras de de sello o tubos inactivos para reducir la desviación del fluido del lado de la carcasa lo que disminuye la capacidad de transferencia de calor.

5.3 Consideraciones de diseño de un intercambiador de calor

En general el diseñador de intercambiadores de calor debe tener en cuenta tanto los parámetros de diseño físicos como los de operación referidos al servicio para el cual se está diseñando, aunque ya algunos de dichos parámetros se encuentran claramente establecidos por las normas TEMA el diseño como tal requiere de mucho sentido común y de la conjugación de una serie de variables que intervienen en el proceso de intercambio de calor. Dentro de los parámetros más importantes, a la hora de diseñar un intercambiador de calor, se pueden destacar:

5.3.1 Coeficiente global de transferencia de calor (U)

El coeficiente global de energía se define como la resistencia térmica total que el calor que de un fluido a otro debe vencer en el proceso de transferencia de calor, esta resistencia total la conforman: la resistencia de película del fluido en el interior del tubo (R_{io}), la resistencia de película de pared en el exterior del tubo (R_{o}) y la resistencia de la pared del tubo (R_w), englobadas todas ellas como la resistencia a la conducción y una resistencia adicional denominada factor de impureza o de suciedad (F_1) que resulta de la operación normal de un intercambiador de calor y tiene que ver con la formación de una película o incrustación en la superficie de transferencia de calor. Luego de considerar dichas resistencias la ecuación general del coeficiente



Global de Transferencia de Calor referido al área externa (U_o) se expresa de la siguiente forma:

$$\frac{1}{U_o} = R_{io} + R_o + R_w + F_1 \quad (\text{ec. 5. 1})$$

Los valores de (R_{io}) y (R_o) son funciones de las propiedades físicas del fluido y se evalúan a partir de las correlaciones dadas en términos de (h_{io}) y (h_o), donde ($1/R_o = h_o$) y ($1/R_{io} = h_{io}$). El factor (R_w) se calcula a partir de la conductividad térmica de los materiales involucrados, como se muestra en la siguiente:

$$R_w \equiv \frac{\ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)}{2\pi kL} \quad (\text{ec. 5. 2})$$

Cuando un intercambiador se pone en servicio por primera se puede hablar de un coeficiente limpio de transferencia de calor global que se refiere a la suma de todas las resistencias antes mencionadas. Se supone que esta resistencia se distribuye a lo largo de la superficie del lado de la carcasa y del lado de los tubos.

5.3.2 Factor de impureza o ensuciamiento (f)

La resistencia a la transferencia de calor debida al ensuciamiento es causada por sedimentos, polímeros y otros depósitos que se forman en las paredes internas de los tubos de un intercambiador de calor, cuando este se encuentra en servicio. Los valores que se utilizan en el diseño toman en cuenta la resistencia que se espera durante la operación normal del equipo y un tiempo de servicio razonable entre los períodos de limpieza.



Fluido	Factor de impureza (f) [m ² K/W]
Agua de mar y agua tratada para alimentación de una caldera (por debajo de 50 °C)	0,0001
Agua de mar y agua tratada para alimentación de una caldera (por encima de 50 °C)	0,0002
Agua de río (por debajo de 50 °C)	0,0002-0,001
Aceite de motor	0,0009
Líquidos refrigerantes	0,0002
Vapor (no aceitoso)	0,0001

Tabla 5. 1 Factores de Impureza representativos

La impureza de los factores de ensuciamiento depende del valor del coeficiente global de transferencia de calor limpio, (U_c) mientras mayor sea dicho valor más importante es el factor de ensuciamiento. Después de un cálculo preliminar del U_c , es fácil calcular el efecto que tiene el doblar (o disminuir a la mitad) los factores de ensuciamiento que se han supuesto sobre el tamaño del intercambiador, si el efecto es pequeño (5% o menos) no se justifica un factor de ensuciamiento tan preciso, sin embargo, muchas veces el coeficiente de transferencia de calor limpio es tan grande que el tamaño del intercambiador depende exclusivamente del valor del factor de ensuciamiento.

Respecto al ensuciamiento, a la hora de diseñar, deben tomarse en cuenta los siguientes aspectos:

- El ensuciamiento no es severo cuando se opera a temperaturas menores a 120°C.



- El ensuciamiento es mas severo cuando los hidrocarburos o sus derivados se calientan que cuando se enfrían.
- La ebullición en intercambiador de calor puede causar ensuciamiento severo debido a la concentración, en el líquido remanente hasta el punto de sobresaturación.
- Altas velocidades del fluido que circula por el intercambiador de calor reduce el ensuciamiento.

5.3.3 Caída de presión (ΔP)

La caída de presión dentro de un intercambiador de calor se debe a la fricción ocasionada por el flujo de los fluidos, los cambios de dirección del flujo y a las expansiones y contracciones en las boquillas de salida y entrada de los tubos. Los valores de caída de presión dependen también de los fluidos que intervienen en el proceso de transferencia de calor, tal cual como se muestra en la tabla (5.2), dichos valores son los recomendados por la TEMA.

Gases y vapores (alta presión)	35 - 70 kPa	5-10 psi
Gases y vapores (baja presión)	15 - 35 kPa	2 – 5 psi
Gases y vapores (presión atmosférica)	3,5 – 14 kPa	0,5 – 2 psi
Vapores (vacío)	< 3,5 kPa	< 0,5 psi
Vapores (condensadores de torre de vacío)	0,4 – 1,6 kPa	3 – 12 mmHg
Líquidos	70 – 170 kPa	10 – 25 psi

Tabla 5. 2 Caída de presión típica en intercambiadores de carcasa y haz de tubos, doble tubo y enfriados por aire.



A la hora de diseñar un intercambiador de calor en cuanto a caída de presión se refiere deben tomarse en cuenta las siguientes consideraciones:

- A velocidades altas dentro del intercambiador de calor aumenta el coeficiente de calor requiriendo de un área de transferencia de calor menor, pero una mayor caída de presión lo que implica un aumento considerable de los costos en relación al bombeo de los fluidos.
- A mayor caída de presión aumenta la tasa de corrosión, requiriendo el uso de espesores de pared excesivos, de válvulas y accesorios de mayor calidad lo que implica un aumento de los costos del circuito del intercambiador de calor.
- Para corrientes bombeadas a menos que estén limitadas de otra manera, la caída de presión preliminar de diseño es la requerida para copar completamente la fuerza motriz de la bomba del sistema.

5.3.4 Carcasa

El casco de paso sencillo es el que se utiliza con mayor frecuencia. Las toberas de entrada y salida del casco se encuentran en los extremos opuestos de este último. Las toberas pueden colocarse en lados opuestos o adyacentes del casco, dependiendo del tipo y número de desviadores que se utilicen. En la figura (5.2-A, TEMA E) se ilustra un intercambiador con casco de paso sencillo con desviadores segmentados horizontales.

Un casco de dos pasos utilizan desviadores longitudinales para dirigir el flujo del lado del casco. En la figura (5.2-B) se muestra un intercambiador con casco de dos pasos, observe que tanto las toberas de entrada y salida se encuentran adyacentes a las placas de tubos estacionarios. Debe evitarse un rango de temperatura superior a



195°C, ya que por encima de esta temperatura puede haber fuga excesiva de calor a través del desviador, así como esfuerzos en éste, el casco y la placa de tubos.

Un casco de flujo dividido tiene una tobera de entrada central y dos toberas de salida, o viceversa. En la figura (5.2-C) se muestra un intercambiador con casco de flujo dividido. Este tipo se emplea, en general, para reducir la caída de presión en un servicio de condensación.

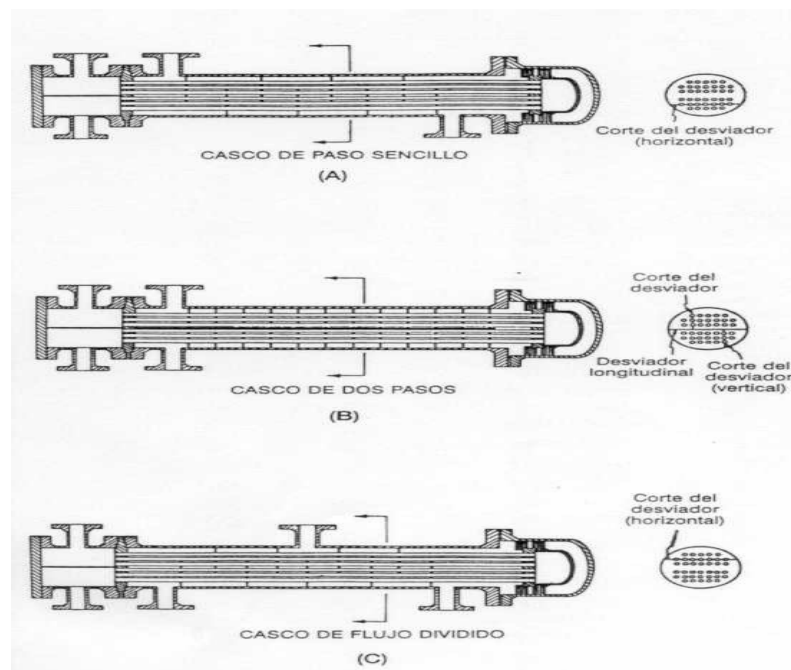


Figura. 5.2 (A) Carcasa de paso sencillo; (B) paso doble; (C) flujo dividido. (Normas TEMA)

En general, la utilización de más de un casco para un proceso de transferencia de calor depende de las consideraciones de mantenimiento, así como del área de terreno disponible. El apilamiento de los cascos requiere de menos espacio y con frecuencia menos cantidad de tuberías, por lo general no se utilizan más de dos cascos. Debido a su acceso más complicado, en los intercambiadores de calor de carcasas múltiple los costos por mantenimiento son mayores a los de carcasa simple. Si se dispone de suficiente área de terreno, se aplican las siguientes directrices:



- Si se sabe que los fluidos son limpios y no corrosivos, por lo general se deben apilar los cascos.
- Si los fluidos son limpios de manera moderada o ligeramente corrosivos, pueden apilarse los cascos.
- Si los fluidos son muy sucios o corrosivos, los cascos no deben apilarse con objeto de facilitar su mantenimiento.

5.3.5 Cabezales

Algunos tipos frecuentes de cabezales estacionarios delanteros sus aplicaciones, de acuerdo a las normas TEMA, se muestran en la figura (5.3), y se explican a continuación:

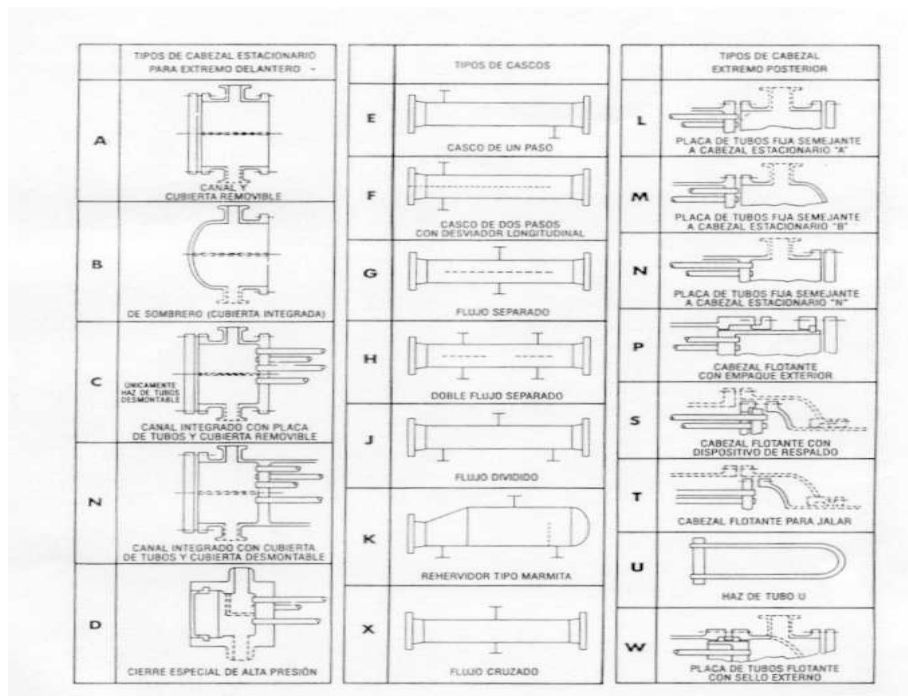


Figura. 5.3 Tipos de cabezales de la TEMA para intercambiadores de calor. (Soluciones prácticas del ingeniero mecánico)



Tipo A - Tiene una canal y una placa desmontable de cubierta. Se utilizan en placas de tubos fijos, tubos U y diseños de intercambiadores de haz de tubos removibles. Este tipo de cabezal estacionario es el más común.

Tipo B - Tiene un canal removible con una cubierta integrada. Se utiliza en placas de tubos fijos, tubo U y diseños de intercambiadores de haz de tubos removibles.

Tipo C y N - El canal con cubierta esta integrado con la placa de tubos. El tipo C está unido al casco mediante una junta con bridas y se emplea para tubos U y conjuntos removibles. El tipo N está integrado con el casco y se emplea en diseños de placa de tubos fijos. No se recomienda el uso de cabezales tipo N con tubos U y conjuntos removibles porque el canal está integrado con el haz de tubos, lo que complica el mantenimiento de éstos.

Tipo D - Este cabezal es especial para altas presiones, generalmente cuando la presión de diseño del lado de los tubos excede aproximadamente los 6900 Kpa manométricos. El canal y la placa de tubos están integrados en la misma construcción. La cubierta del canal esta unida mediante tornillos especiales para alta presión.

La nomenclatura de la TEMA para cabezales posteriores define el tipo de haz de tubos del intercambiador y las disposiciones comunes de la siguiente manera:

Tipo L – Similar en construcción al de cabezal estacionario tipo A, se emplea con intercambiadores de calor de placa de tubos fijos cuando se requiere limpieza mecánica en estos últimos.

Tipo M – Similar en construcción al cabezal estacionario tipo B, se utiliza con intercambiadores de placa de tubos fijos.



Tipo N – Similar en construcción al cabezal estacionario tipo N, se utiliza con intercambiadores de placa de tubos fijos.

Tipo P – Llamado cabezal flotante con empaque exterior. Se caracteriza por un canal integrado posterior y una placa de tubos con un sello de junta empacada contra la placa. En general no se utilizan por su tendencia al goteo por lo que no es recomendable para servicios donde intervienen fluidos tóxicos.

Tipo S – Construidos con una placa de tubos flotantes que está entre un anillo dividido y una cubierta para la placa de tubos. El ensamble de la placa tiene la libertad de movimiento dentro de la cubierta del casco, el casco debe tener también un diseño para desmontarse a fin de permitir el acceso al ensamble del cabezal flotante.

Tipo T – Construido mediante una placa de tubos flotante atornillado directamente a la cubierta de la placa, puede emplearse con una cubierta de casco integrada o removible.

Tipo U – Este tipo de cabezal indica que el haz de tubo está construido con tubos U.

Tipo W – Este diseño de cabezal flotante utiliza una junta empacada para separar los fluidos del lado del tubo y el del casco, el empaque está comprimido contra la placa de tubos mediante la junta atornillada del casco posterior. No se recomienda para servicios donde intervienen fluidos tóxicos o hidrocarburos.



5.3.6 Haz de tubos

5.3.6.1 Tubos

Generalmente los tubos de los intercambiadores de calor de carcasa y haz tubular son de superficie plana y se encuentran disponibles en cualquier material empleado en la manufactura de intercambiadores de calor y en un amplio espesor de pared. La economía y disponibilidad influyen en la longitud del tubo, es posible obtener sin problema longitudes de tubo de hasta 6.1 metros.

El costo de la superficie del intercambiador depende básicamente de la longitud del tubo, ya que a mayor longitud, menor será el diámetro del haz de tubo para la misma área, el ahorro se obtiene de la disminución del costo de las bridas del casco, aunque existe un incremento nominal debido a un casco más largo.

Una de las desventajas de los tubos de mayor longitud en las unidades que se localizan en una estructura es el aumento del costo de plataformas más largas y de estructura adicional. Los conjuntos de tubos más largos también requieren de mayor superficie para jalarlos, aumentando por lo tanto las necesidades de área de terreno. Otro tipo de tuberías usadas en la fabricación de intercambiadores de calor de casco y haz tubular son los tubos con aletas, que aumentan el área exterior aproximadamente dos veces y medias más que el equivalente de un haz de tubos de superficie plana.

5.3.6.2 Disposición de los tubos

Existen cuatro tipos de distribuciones de tubos con respecto a la dirección transversal del flujo del lado del casco entre las puntas de los desviadores (baffles),



éstas son: cuadrada (90°), cuadrada girado (45°), triangular (30°), triangular girada (60°), según se puede observar en la figura (5.4).

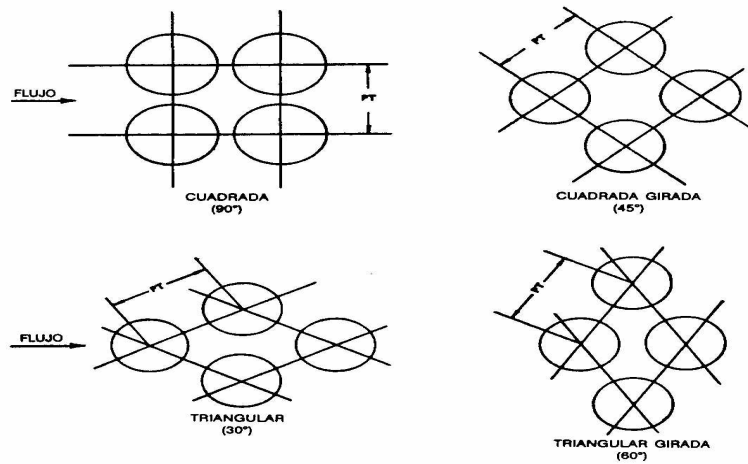


Figura. 5.4 Disposición de los tubos

La distribución triangular (30°) es la preferida, excepto en algunos rehervidores, esta distribución hace más económico el intercambio de calor y transmite más flujo de calor por metro cuadrado que una disposición cuadrada o cuadrada girada, sin embargo, debe tomarse en cuenta que esta disposición aumenta la caída de presión del intercambiador.

La distribución cuadrada girada (45°) es preferible en caso de que se este trabajando con flujo laminar, ya que existe un coeficiente de transferencia de calor mayor debido a la turbulencia inducida. Para flujo turbulento, sobre todo cuando la caída de presión es limitada, se prefiere la distribución cuadrada porque el coeficiente de transferencia de calor es equivalente al de la distribución girada mientras que la caída de presión es menor.

La distribución de los tubos para los haces removibles pueden ser cuadrada (90°), cuadrada girada (45°) o triangular (30°). Los conjuntos no removibles



(intercambiadores de calor de tubos fijo) siempre tienen una distribución triangular (30°).

Otro parámetro de diseño importante es el intervalo de tubos (PT), que se conoce como la distancia entre centros de tubos adyacentes, ver figura (5.4). Los intervalos más comunes se presentan en la tabla (5.3). Es importante tomar en cuenta que una disminución de la distancia entre centro de los tubos aumente la caída de presión, el coeficiente global de transferencia de calor y el número de tubos en el haz tubular para un determinado diámetro.

Tamaño del tubo	Triangular (mm)	Cuadrada (mm)	Pared más gruesa recomendada (mm)
19,05 mm D.E.	23,81	---	2,41
19,05 mm D.E.	25,40	25,40	2,77
25,40 mm D.E.	31,75	31,75	3,40
38,10 mm D.E.	47,63	47,63	4,19
> 38,10 mm D.E.	1,25 veces D.E.	1,25 veces D.E.	1,25 veces D.E.

Tabla 5. 3 Distancias más comunes en arreglos tubulares

5.3.7 Deflectores

Conocidos también como desviadores son planchas que se colocan del lado de la carcasa para promover altas velocidades y una mayor eficiencia de flujo cruzado en la parte de los tubos, al evitar que este tienda a movilizarse por canales que le permitan una vía más directa hacia la salida, en general se emplean dos tipos de



desviadores: segmentados y con doble segmentación. En la figura (5.5) se ilustran ambos tipos.

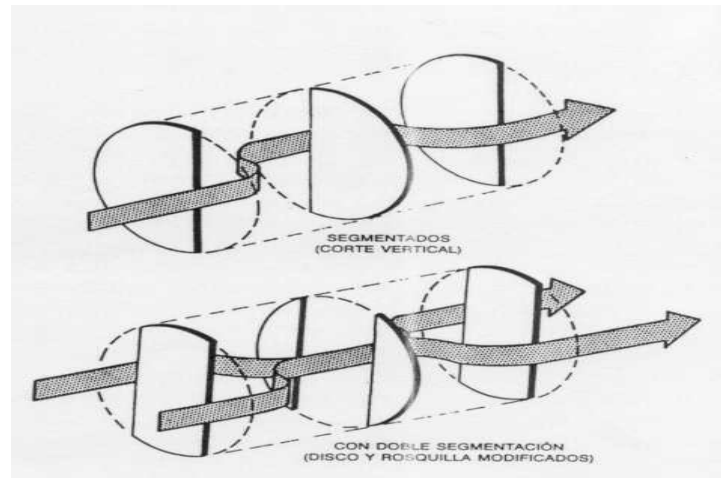


Figura. 5.5 Tipos de desviadores en casco del intercambiador de calor

El corte del desviador es la parte de éste que se “corta” para proporcionar paso al flujo del fluido a través de la cuerda del desviador. En los desviadores segmentados, el corte es la razón entre la cuerda y el diámetro del casco, expresada en porcentaje. Los cortes del desviador segmentado son, por lo general, de 25%, aproximadamente, aunque el corte práctico máximo para el soporte de los tubos es de 48%.

El corte de un desviador de segmentación doble se expresa como la razón entre la superficie de la ventana y el área de la sección transversal del intercambiador, indicada en porcentaje. Por lo general, las áreas de la ventana para el desviador central sencillo y el área del agujero central en el desviador doble son iguales a 40% del área de la sección transversal del intercambiador.

El intervalo entre desviadores se define como el espaciamiento longitudinal entre éstos. El intervalo entre desviadores máximo es función del tamaño del tubo y,



si no existe flujo con cambio de fase, del diámetro del casco. Si no existe cambio de fase en el fluido del lado del casco, el intervalo entre los desviadores no debe exceder el diámetro interno del casco.

Los desviadores de choque son necesarios en las toberas de entrada del lado del casco para proteger el haz de tubos del acceso del fluido que entra cuando este está condensándose, cuando contiene una mezcla de líquido y vapor o de material abrasivo y por último cuando el fluido entra a alta velocidad.

Además, TEMA exige protección contra el choque del haz de tubos cuando los valores de la tobera (boquilla) de ρu^2 (densidad del fluido Kg/m^3), multiplicado por el cuadrado de la velocidad, m/s^2) excede:

- 2230 Kg/m-s^2 para fluidos no corrosivos, no abrasivos de una fase.
- 744 Kg/m-s^2 para todos los demás líquidos.

De igual manera la superficie mínima del haz de tubos debe ser igual o mayor al área de la tobera de entrada y no debe producir un valor de ρu^2 , mayor de 5950 Kg/m-s^2 , según las normas TEMA.

5.3.8 Presión y temperatura de diseño

La presión de diseño se puede determinar a través de las normas PDVSA, referencia EA-201-Pr, la cual será la mayor de las siguientes alternativas:



$$P_{dis} = P_{op} + 29,4 \text{ psi} (202,7 \text{ Kpa}) \quad (\text{ec. 5. 3})$$

La presión de operación (P_{op}) es a la cual el equipo funciona normalmente, la cual está limitada por las características propias del material de diseño y los requerimientos del sistema.

Igualmente se tiene que la temperatura de diseño, que puede calcularse de la siguiente forma:

Si la $T_{op(max)}$, es mayor de 32°F (0°C) y menor de 752°F (400 °C)

$$T_{op(max)} = T_{op(max)} + 59^\circ F (15^\circ C) \quad (\text{ec. 5. 4})$$

Si la temperatura de operación (T_{op}), es mayor de 752°F (400 °C)

$$T_{dis} = T_{op(max)}$$

Si la $T_{op(min)}$, es menor a 32°F (0°C), se tiene

$$T_{dis} = T_{op(min)}$$

Por ultimo en cuánto a los espesores de corrosión, tenemos que los valores recomendados por la TEMA son: 1/8” para los intercambiadores de calor clase R y 1/16” para los intercambiadores de calor clase C y B

5.3.9 Descripción del servicio y condiciones de operación de los fluidos

El servicio requerido es enfriamiento de aceite lubricante Turbo-Lub 32, para las turbinas MS 5001P de la empresa CADAPE, cuyas propiedades se presentan en



las figura (B.4) y (B.5) de los anexos, por medio de agua tratada. La disposición del los fluidos dentro del intercambiador de calor es la siguiente:

El aceite lubricante, de ahora en adelante llamado fluido de operación, debe fluir a través de la carcasa y salir a una temperatura entre 60 – 65 °C del intercambiador, de acuerdo a la temperatura recomendada por los manuales. El agua de enfriamiento es procedente de la planta de tratamiento, entra a un circuito cerrado en la turbina y es enfriada a través de un intercambiador Agua-Aire ubicado en la parte superior de la turbina, lo que aunado a la alta temperatura ambiente en la zona implica una temperatura crítica de entrada al intercambiador de 59°C. Las propiedades del agua se presentan igualmente en las figura (B.2) y (B.3).

Ambos fluidos se consideran limpios y de acuerdo a los rangos de temperaturas a los que van a ser sometidos se considera que no experimentan cambio de fase. La caída de presión dentro del intercambiador no debe sobrepasar los 25 psig (172,369 Kpa), esto debe cumplirse tanto para el lado de los tubos como para el lado de la carcasa. Referidos al tamaño del intercambiador no hay limitación en cuanto a espacio ya que se tiene planteado su ubicación afuera de la unidad generadora, además se cuenta con suficiente espacio para el mantenimiento del mismo.

Por las condiciones de operación antes mencionadas se considera trabajar con intercambiador clase C, esto en función de una máxima economía y al proceso planteado, en cuanto al material de fabricación del intercambiador se trabajará con los más comerciales, acero y cobre, sin embargo, este último planteamiento se encuentra sujeto a modificaciones de acuerdo al diseño.



Finalmente se procederá a diseñar el intercambiador apegado a los parámetros de diseño mecánico estipulados por las Normas de las Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA).

5.4 Procedimiento de cálculo

El procedimiento general utilizado en el diseño y evaluación de intercambiadores de calor (**Segura, García y Finol, 1994**), es el siguiente:

- Calcular la tasa de flujo de calor Q , a partir de las condiciones conocidas para una de las corrientes del fluido, bien sea el caliente o la fría (h/c).
- Calcular el área de transferencia de calor A_o en base a las especificaciones del intercambiador de calor.
- Suponer la temperatura de salida de la otra corriente de fluido $T_{c/h,2}$ supuesta, y definir cual de las dos corrientes ha de fluir por el interior de los tubos.
- Determinar la diferencia media logarítmica $LMTD$ supuesta, en base a las condiciones de las corrientes de fluido, tanto la conocida como las supuestas.
- Determinar el factor de corrección F , con las condiciones de corrientes de los fluidos y el arreglo del intercambiador especificado.
- Calcular las caídas de presión Δp de las corrientes de los fluidos a través del intercambiador de calor.
- Calcular U_o a partir de las propiedades termo físicas de los fluidos, de los factores de ensuciamiento y de la disposición o arreglo especificado del intercambiador de calor.
- Determinar $LMTD$ calculada en base a los valores de U_o , A_o , F y Q .
- Determinar $T_{c/h,2}$ calculada a partir de $LMTD$ calculada.



- Comparar $T_{c/h,2}$ calculada y $T_{c/h,2}$ supuesta, y repetir los cálculos desde el tercer punto, hasta que la diferencia entre los valores sea muy pequeña, imponiendo como nuevo valor de $T_{c/h,2}$ supuesta el obtenido de $T_{c/h,2}$ calculada en la iteración anterior.

5.4.1 Valores preliminares suministrados al programa de diseño y evaluación de intercambiadores de calor (García, 1992):

Fluido	Aceite	Agua
Temp entrada [°C]	72,8	59,10
Temp salida [°C]	66,31	64,95
Tasa de Flujo [Kg/s]	16,2688	8,6707
Viscosidad Temp Entrada [Pa s]	0,0081355	0,000477
Viscosidad Temp Salida [Pa s]	0,0107541	0,000434
Calor especifico Temp media [Kj/Kg C]	2,0866315	4,180459
Densidad Temp media [Kg/m3]	858,34995	982,205
Conductividad Termica [W/mC]	0,139045	0,65582
Caída max de presión [Kpa]	60	100
Incrustación [m2 °C/W]	0,0009	0,0003
Coeficiente Uo	319	
Velocidad del fluido en los tubos [m/s]		1,29
Presión de diseño [Kpa]	400	630
Temp de diseño [°C]	250	250
D int Boquilla de entrada [mm]	100	100,00
D int Boquilla de salida [mm]	100	100,00

Tabla 5. 4 Datos suministrados al programa

Numero de carcasas en serie	1
Material de la Carcasa	ACERO
Material de los Tubos	COBRE
D.E. [mm]	15,875
Espesor [mm]	1,651



Distancia entre centros (pt) [mm]	19,84
Cabezal delantero	A
Carcasa	E
Cabezal posterior	L
Tipo de Deflectores	SS
Tipo de construcción	TEMA B

Tabla 5. 5 Datos adicionales

5.4.2 Resultados suministrados por el programa

Luego de iterar, teniendo como parámetro de parada $\pm 5\%$ de diferencia entre el área supuesta y el área calculada se obtuvo el siguiente resultado:

Calor intercambiado [W]	212048,00
Coeficiente U_c	491,39
Coeficiente U_o	319,00
Velocidad del fluido en los tubos [m/s]	1,29
Caída de Presión del lado de la carcasa [Kpa]	59,48
Caída de Presión del lado de la carcasa [Kpa]	80,01
Numero de carcasas en serie	1
Material de la Carcasa	ACERO
Material de los Tubos	COBRE
Longitud [m]	6,10
D.E. [mm]	15,875
Espesor [mm]	1,651
Distancia entre centros (Pt) [mm]	19,84
Disposición de tubos	30
Numero de pasos por tubos	6
N° tubos	329
Cabezal delantero	A
Carcasa	E
Cabezal posterior	L



Tipo de Deflectores	SS
Tipo de construcción	TEMA B
Diámetro Interno carcasa [mm]	428,00
Área Superficial Total [m2]	97,70
N° Deflectores	17
Espaciamento Deflector de entrada [mm]	218,00
Espaciamento Deflector de salida [mm]	218,00
Separación neta entre deflectores [mm]	339,74
Espesor deflector [mm]	4,76
Espacio diametral libre "Deflector Carcasa" [mm]	3,17
Espacio diametral libre "Carcasa y haz de tubos" [mm]	9,00
T _{emp} de diseño placa tubular [°C]	250

Tabla 5. 6 Resultados obtenidos del programa

5.4.3 Eficiencia

Según la ecuación (2.12)

$$(\dot{m} \cdot cp)_{\min} = 16,2628 \text{ Kg} / \text{s} \cdot 2,086 \text{ Kj} / \text{Kg}^\circ \text{C} = 33.9365 \text{ Kj} / \text{s}^\circ \text{C}$$

$$(\dot{m} \cdot cp)_{\max} = 8,6707 \text{ Kg} / \text{s} \cdot 4,180 \text{ Kj} / \text{Kg}^\circ \text{C} = 36.2435 \text{ Kj} / \text{s}^\circ \text{C}$$

$$C_{\min} / C_{\max} = \frac{33,9365}{36,2435} = 0,9363$$

$$NUT = \frac{491 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot ^\circ \text{C} \cdot 97,70 \text{ m}^2}{33936,5 \text{ J} / \text{s}^\circ \text{C}} = 0,9183$$

Según la figura (B.10) de los anexos tenemos que

$$\varepsilon = 52\%$$



5.5 Ubicación del nuevo intercambiador de calor

La ubicación del nuevo intercambiador de calor se tiene prevista en la parte derecha de la unidad turbo-gas paralela a ella, justamente a la altura del compartimiento de accesorios.

Tal ubicación responde básicamente a que el espacio no interfiere ni es utilizado en los procesos de operación y mantenimiento de la unidad, además de contar con los requerimientos ideales de espacio para el mantenimiento del intercambiador. Ver Figura (5.9) y (5.10)

5.6 Modificaciones del sistema actual

Entre las modificaciones necesarias para adaptar el nuevo intercambiador se tiene:

- La colocación de una bomba centrífuga que permita cubrir la caída de presión del lado de los tubos del nuevo intercambiador, y de los nuevos accesorios. Los cálculos de dicha bomba serán realizados posteriormente.
- Reubicar la Válvula Reguladora de Temperatura VTR-1

5.7 Calculo hidráulico

A continuación se procede al estudio desde el punto de vista hidráulico del nuevo sistema de agua de enfriamiento. Primero, se procederá a estudiar y determinar las condiciones del sistema original en cada uno de los nodos sometidos a consideración, posteriormente con la instalación de los nuevos dispositivos se realiza



el cálculo correspondiente de una bomba que permita vencer las pérdidas causadas por éstos.

5.7.1 Cálculo hidráulico del sistema original

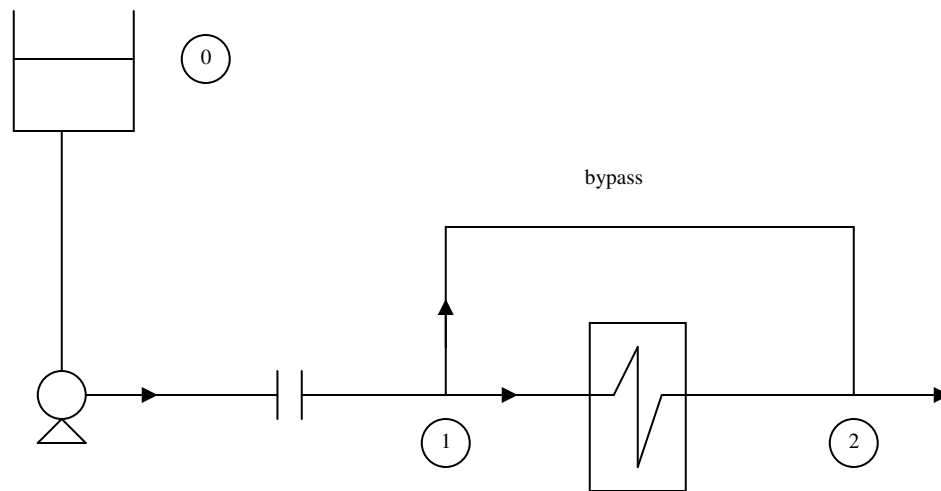


Figura 5.6 Diagrama de recorrido del sistema original nodo 0-2

Aplicando la Ecuación (2.17) para el tramo 0-1 se tiene

$$H_0 - H_1 = \left(\frac{P_0}{\gamma} + \frac{\vec{V}_0^2}{2 \cdot g} + Z_0 \right) - \left(\frac{P_1}{\gamma} + \frac{\vec{V}_1^2}{2 \cdot g} + Z_1 \right) = h_m + h_l - h_b \quad (\text{ec. 5. 5})$$

De las especificaciones del fabricante se tiene:

$$Q_1 = 0.02523608 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Z_1 = 0$$

$$V_0 = 0$$



$$P_o = 0$$

$$Z_o = 3.71 \text{ m}$$

- Velocidad en nodo 1

Según ecuación (2.21):

$$V_1 = \frac{0.02523608}{\pi \frac{0.1016^2}{4}} = 3.11275 \text{ m/s}$$

- Número de Reynolds

De la ecuación (2.22) se tiene:

$$R_e = \frac{3.11275(0.1016)}{0.661 \cdot 10^{-6}} = 478451$$

Para tuberías de hierro fundido según figura (2.12)

$$e = 2.591 \times 10^{-4} \text{ m}$$

Se halla coeficiente de fricción según Swamee (ecuación (2.16))

$$f = \frac{0.25}{\log \left(\frac{2.591 \times 10^{-4} / 0.1016}{3.7} + \frac{5.74}{478451^{0.9}} \right)^2} = 6.10756 \times 10^{-2}$$

- Pérdidas por Fricción (h_f)



De la ecuación (2.20) se tiene:

$$L = 8.2679 \text{ m}$$

$$h_l = 6.10756 \times 10^{-2} \left(\frac{8.2679}{0.1016} \right) \frac{3.11275^2}{2(9.81)}$$

$$h_l = 2.4544 \text{ m}$$

- Pérdidas menores por accesorios (h_m)

Accesorios: 6 codos, Placa Orificio

De la ecuación (2.24)

$$h_m = \sum K \frac{V_1^2}{2 \cdot g} = (6(0.51) + 0.78) \frac{3.11275^2}{2 \cdot 9.81}$$

$$h_m = 1.896359 \text{ m}$$

- Carga de la Bomba Principal

Presión de Operación: 575712.23398 Pa

$$h_b = \frac{P}{\gamma} = \frac{575712.23398}{9733}$$

$$h_b = 59.15054 \text{ m}$$



Sustituyendo estos valores en la ecuación (5.5) se obtiene $\frac{P_1}{\gamma}$

$$\frac{P_1}{\gamma} = 3.71 - \frac{3.11275^2}{2 \cdot 9.8} - 1.896359 - 2.4544 + 59.15054 = 58.0154 \text{ m}$$

Aplicando la Ecuación (2.17) para el tramo 1-2 se tiene

$$H_1 - H_2 = \left(\frac{P_1}{\gamma} + \frac{\vec{V}_1^2}{2 \cdot g} + Z_1 \right) - \left(\frac{P_2}{\gamma} + \frac{\vec{V}_2^2}{2 \cdot g} + Z_2 \right) = h_m + h_l + h_{int} \quad (\text{ec. 5. 6})$$

$$\frac{\vec{V}_1^2}{2 \cdot g} - \frac{\vec{V}_2^2}{2 \cdot g} \cong 0$$

$$Z_1 = Z_2 = 0$$

$$Q_{2int} = 0.16403452 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{2bypass} = 0.08832628 \text{ m}^3/\text{s}$$

- Velocidad en nodo 2

Según ecuación (2.21):

$$V_{2int} = \frac{0.16403452}{\pi \frac{0.1016^2}{4}} = 2.0233 \text{ m/s}$$



$$V_{2bypass} = \frac{0.08832628}{\pi \frac{0.1016^2}{4}} = 1.09 \text{ m/s}$$

- Número de Reynolds

De la ecuación (2.22) se tiene:

$$R_{eint} = \frac{2.0233(0.1016)}{0.661 \times 10^{-6}} = 310995$$

$$R_{ebypass} = \frac{1.09(0.1016)}{0.661 \times 10^{-6}} = 310995$$

Para tuberías de hierro fundido según figura (2.12)

$$e = 2.591 \times 10^{-4} \text{ m}$$

Se halla coeficiente de fricción según Swamee (ecuación (2.16))

$$f_{int} = \frac{0.25}{\text{Log} \left(\frac{2.591 \times 10^{-4} / 0.1016}{3.7} + \frac{5.74}{310995^{0.9}} \right)^2} = 6.11337 \times 10^{-2}$$

$$f_{byp} = \frac{0.25}{\text{Log} \left(\frac{2.591 \times 10^{-4} / 0.1016}{3.7} + \frac{5.74}{167541^{0.9}} \right)^2} = 6.1268 \times 10^{-2}$$

- Pérdidas por Fricción (h_f)



De la ecuación (2.20) se tiene:

$$L_{\text{int}} = 2.0701 \text{ m}$$

$$h_{l_{\text{int}}} = 6.11337 \times 10^{-2} \left(\frac{2.0701}{0.1016} \right) \frac{2.0233^2}{2(9.81)}$$

$$h_{l_{\text{int}}} = 0.26 \text{ m}$$

$$L_{\text{bypass}} = 0.347218 \text{ m}$$

$$h_{l_{\text{byp}}} = 6.1268 \times 10^{-2} \left(\frac{0.347218}{0.1016} \right) \frac{1.09^2}{2(9.81)}$$

$$h_{l_{\text{byp}}} = 0.0126793 \text{ m}$$

$$h_l = h_{l_{\text{int}}} + h_{l_{\text{byp}}} \quad (\text{ec. 5. 7})$$

$$h_l = 0.26 + 0.0126793 = 0.2727 \text{ m}$$

- Pérdidas menores por accesorios (h_m)

$$h_m = h_{m_{\text{int}}} + h_{m_{\text{byp}}} \quad (\text{ec. 5. 8})$$

Accesorios por el tramo del intercambiador: 2 Válvulas mariposa



Accesorios por el tramo del bypass: ninguno

De la ecuación (2.24) se tiene:

$$h_m = (2(0.77)) \frac{2.0233^2}{2(9.81)}$$

$$h_m = 0.32132 \text{ m}$$

- Carga del Intercambiador

Caída de Presión: 172369 Pa

$$h_{\text{int}} = \frac{P}{\gamma} = \frac{172369}{9733}$$

$$h_{\text{int}} = 17.71 \text{ m}$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación (5.6) se obtiene $\frac{P_2}{\gamma}$

$$\frac{P_2}{\gamma} = 58.0154 - 0.32132 - 0.2727 - 17.71 = 39.71 \text{ m}$$

5.7.2 Cálculo hidráulico del sistema modificado



El rediseño de este sistema produce un cambio en el tramo del bypass afectando las condiciones originales por lo que se procedió a calcular las pérdidas involucradas en el sistema y se evaluó la instalación de otra bomba de agua.

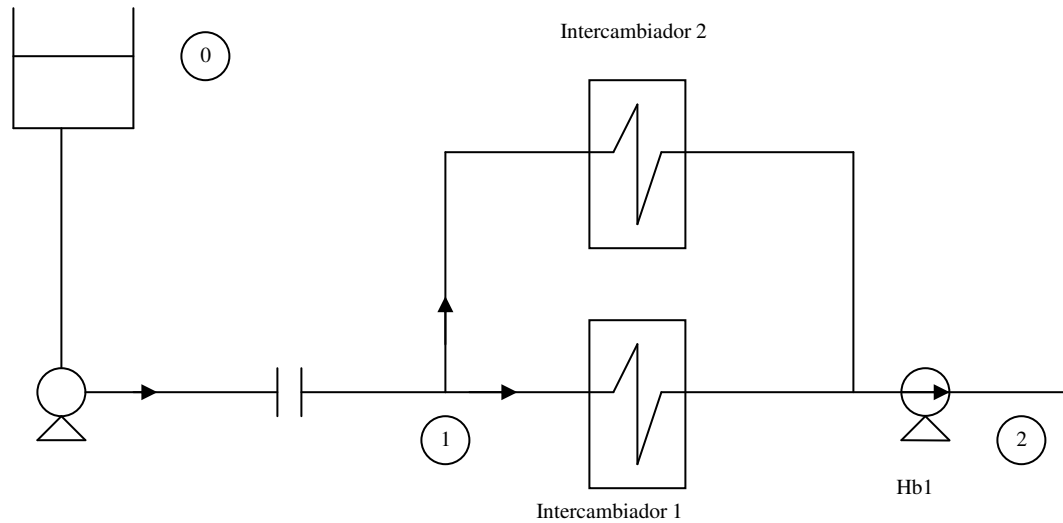


Figura 5.6 Diagrama de recorrido del sistema modificado nodo 0-2

Accesorios adicionales en el tramo Intercambiador 2: 2 Válvulas Mariposa, Intercambiador de Calor Agua Aceite, Tramo de Tubería, 6 Codos

- Pérdidas por Fricción (h_l)

$$L_{\text{int}2} = 10 \text{ m}$$

De la ecuación (2.20) se tiene:

$$h_{l_{\text{int}2}} = 6.1268 \times 10^{-2} \left(\frac{10}{0.1016} \right) \frac{1.09^2}{2(9.81)}$$



$$h_{l_{int\ 2}} = 0.365169 \text{ m}$$

De la ecuación (5.7):

$$h_l = 0.26 + 0.365169 = 0.6251 \text{ m}$$

- Pérdidas menores por accesorios (h_m)

Accesorios por el tramo del intercambiador²: 2 Válvulas Mariposa 6 Codos

De la ecuación (2.24)

$$h_{min\ r2} = (2(0.77) + 6(0.51)) \frac{1.09^2}{2(9.81)}$$

$$h_{min\ r2} = 0.2785 \text{ m}$$

De la ecuación (5.8)

$$h_m = 0.32132 + 0.2785 = 0.6$$

Ahora se calcula la carga de la bomba adicional mediante la ecuación de la energía entre dos puntos



$$\frac{P_1}{\gamma} - \frac{P_2}{\gamma} = (h_m + h_l + h_{\text{int}} + h_{\text{int } 2}) - h_{b1} \quad (\text{ec. 5. 9})$$

$$h_{\text{int } 2} = \frac{\Delta P}{\gamma} = \frac{103421.36}{9733} = 10.6258 \text{ m}$$

$$h_{b1} = 0.6 + 0.6251 + 17.71 + 10.6258 + 39.71 - 58.01$$

$$h_{b1} = 11.2609 \text{ m}$$

Con la altura (hb) y el caudal de agua (Q) se procede a seleccionar la bomba mediante los servicios de la empresa Hidráulico Ebro de Venezuela. Se procedió a establecer un arreglo en paralelo de bombas debido a que la operación de la unidad es en forma continua evitando así paradas no programadas de la unidad debido a mantenimientos u otra índole.

5.8 Ilustraciones de los sistemas modificados

A continuación se presenta los sistemas de agua de enfriamiento y aceite lubricante para la unidad marca GENERAL ELECTRIC modelo MS 5001P así como la distribución geográfica de los componentes adicionales que se deben instalar para ejecutar la propuesta del proyecto.

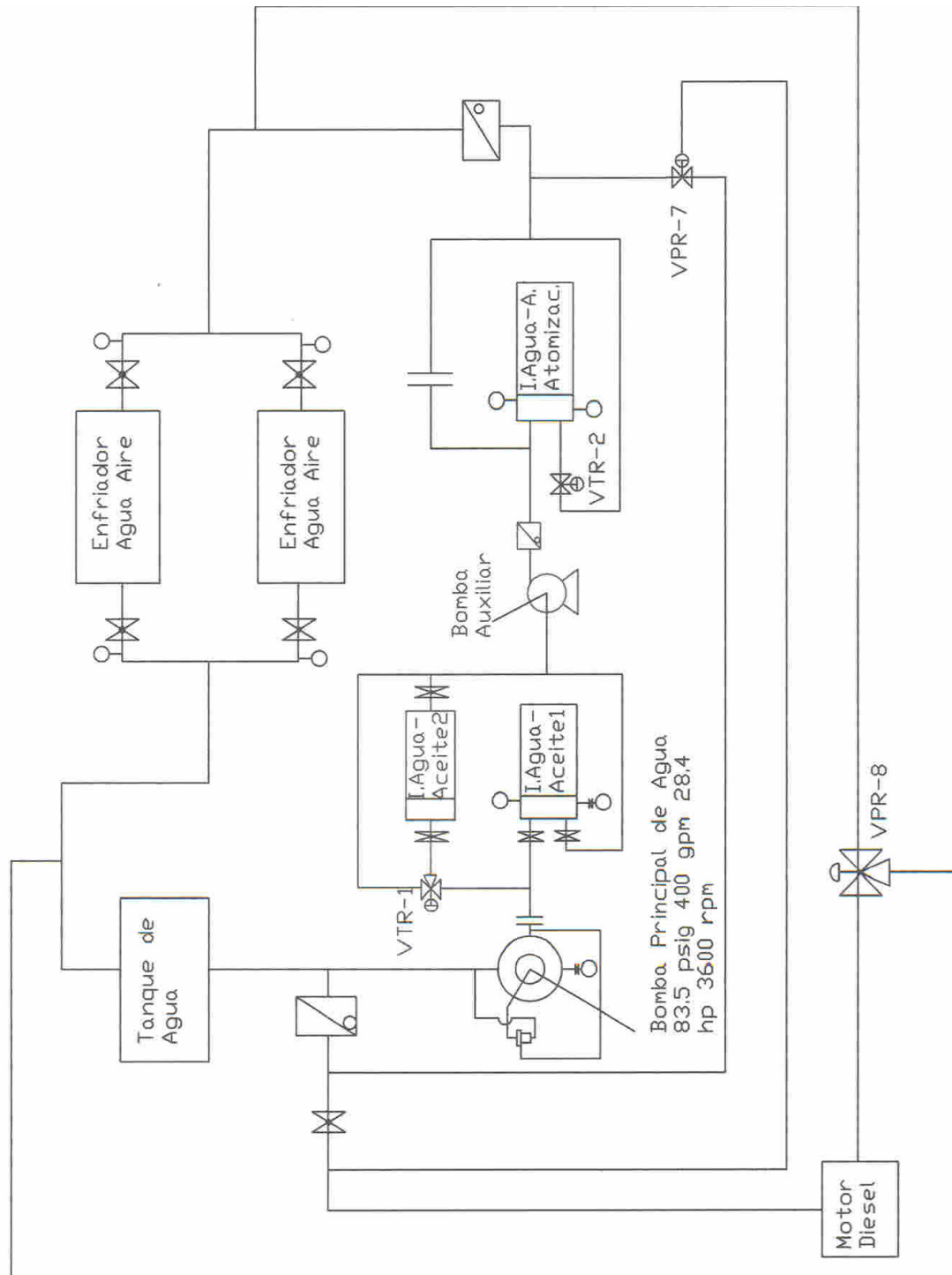


Figura 5. 7 Sistema de agua de enfriamiento modificado

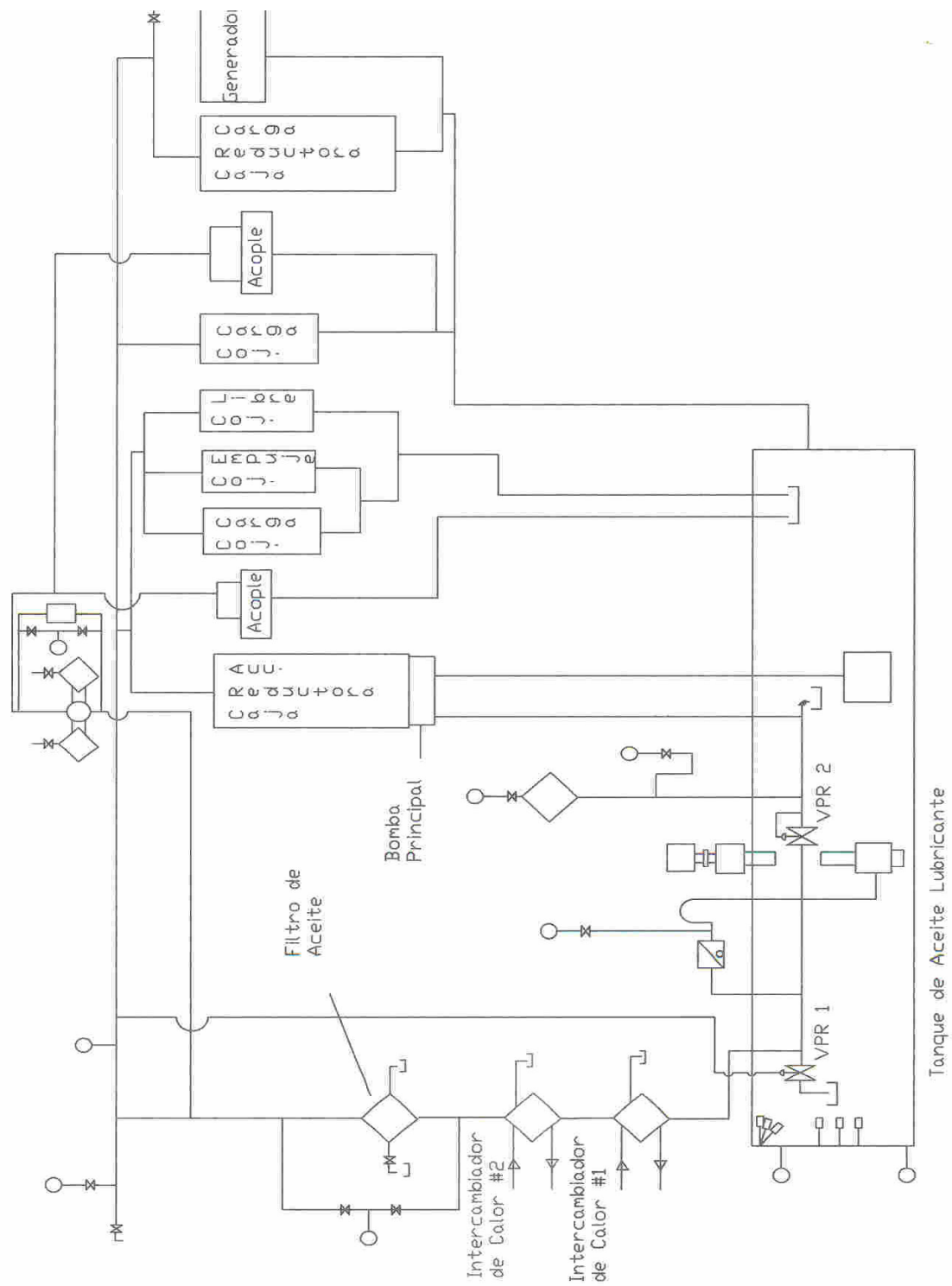


Figura 5. 8 Sistema de aceite lubricante modificado

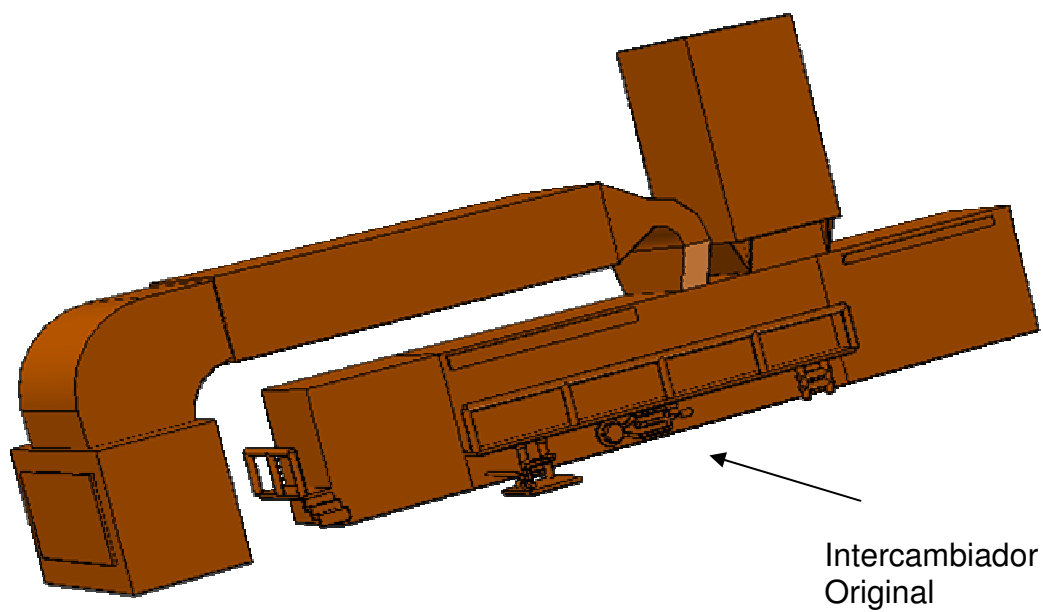


Figura 5. 9 Vista lateral derecha de la unidad turbo-generadora

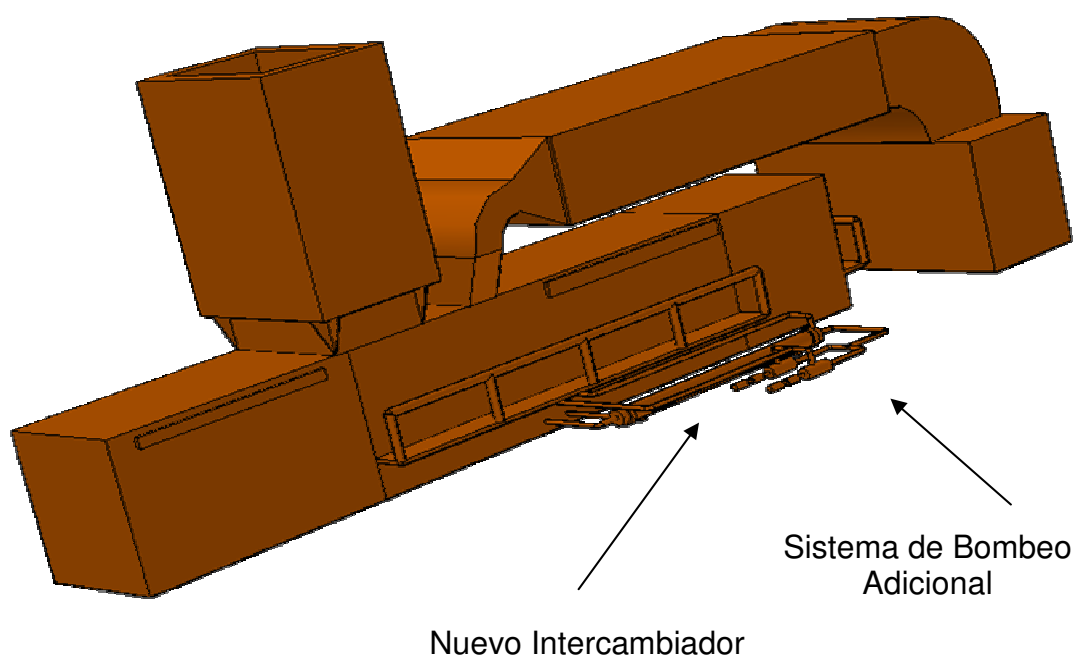


Figura 5. 10 Vista lateral derecha de la unidad turbo-generadora



5.9 Análisis de resultados

- Con el Intercambiador de calor diseñado, el flujo de calor del conjunto de intercambiadores de calor agua aceite es de 865,048 KW, lo que representa un incremento del 25 % en comparación con el sistema original, permitiendo que la temperatura de aceite en el cabezal del grupo de cojinetes disminuya a 66,6 °C en condiciones críticas.
- Con el Aumento de la capacidad de transferencia de calor de la nueva instalación, en condiciones normales de operación la temperatura de cabezal puede llegar a valores por debajo del rango recomendado por el fabricante. Por esto, se tiene estipulado la reactivación y reubicación de la válvula VTR-1 a la entrada del nuevo intercambiador de calor agua aceite.
- En el sistema de agua de enfriamiento, el aumento de la caída de presión es de 85,84 Kpa debida al intercambiador de calor diseñado, carga hidráulica debida a la resistencia por fricción y accesorios. Esto trae como consecuencia la instalación de una bomba de agua al sistema, ya que la actual no cumple con los requerimientos del sistema modificado, obteniéndose con el nuevo punto de operación una eficiencia de 60 % considerada baja, sin mencionar que el caudal no satisface las condiciones de diseño de los equipos del sistema.



Capítulo VI

Análisis Económico



6.1 Generalidades

En el presente capítulo se exponen los métodos para evaluar la rentabilidad económica de un proyecto: Valor Presente, Valor Futuro, Valor Anual, Tasa Interna de Retorno. Una vez conocidos, se procede a la aplicación de los mismos a la propuesta expresada en el capítulo anterior y se determina si el proyecto es factible para la empresa.

6.2 Determinación de la tasa de retorno mínima atractiva

La tasa de retorno mínima atractiva (TREMA) suele ser una cuestión política que decide el administrador principal de una organización de acuerdo con numerosas consideraciones. Entre estas se encuentran las siguientes:

- 1.- La cantidad de dinero disponible para la inversión, y la fuente y costos de estos fondos (es decir, fondos propios o tomados en préstamo).
- 2.- Número de buenos proyectos disponibles para la inversión y su propósito (es decir, si sostienen las operaciones presentes y son esenciales, o amplían las operaciones presentes y son electivos).
- 3.- La cantidad de riesgos percibidos, asociados con oportunidades de inversión disponible para la empresa, y el costo estimado de administrar proyectos en horizontales cortos de planeación en comparación con horizontales largos de planeación.
- 4.- Tipo de organización de que se trata, es decir, gubernamental, de servicio público, o industria de competencia.



En teoría la TREMA, que algunas veces se denomina tasa obstáculo, se debe elegir para maximizar el bienestar económico de una organización, sujeta a las consideraciones antes expuestas, sin embargo un método común de establecer una TREMA implica tomar en cuenta el costo oportunidad, y en consecuencia del fenómeno del racionamiento de capital (limitar el capital para la inversión) situación que surge cuando el capital es insuficiente para financiar todas las oportunidades de inversiones atractivas.

6.3 Métodos de evaluación económica de un proyecto

6.3.1 Valor presente

El método de valor presente (VP) para la evaluación de alternativas es muy común porque futuros gastos o ingresos son transformados en dinero equivalente hoy. Es decir, todos los flujos de caja futuros asociados con una alternativa son convertidos a valores de dinero presente. En esta forma, es muy fácil, aún para una persona no familiarizada con el análisis económico, ver la ventaja económica sobre otras u otras.

Para encontrar el Valor Presente como función de $i\%$ (por período de interés) de una serie de flujos de entrada de efectivo, es necesario anticipar montos futuros al presente utilizando la tasa de interés en el período de estudio apropiado (años), esto es:

$$VP(i\%) = F_0(1+i)^0 + F_1(i+1)^{-1} + F_2(i+1)^{-2} + \dots + F_N(1+i)^{-N} = \sum_{K=0}^N F_K(1+i)^{-K} \quad (\text{ec 6. 1})$$

Donde:

i tasa de interés efectiva TREMA, por período de capitalización



- K índice para cada período de capitalización ($0 \leq K \leq N$)
N número de períodos de capitalización en el período de estudio

La relación dada en la ecuación (6.1) está basada bajo una tasa de interés constante a lo largo de la vida de un proyecto particular. Entre más alta sea la tasa de interés y más tarde en ocurrir un flujo de efectivo, más bajo es su VP. Esto se refleja en la figura 6.1. El proyecto se justifica económicamente mientras que el VP sea mayor que o igual que cero.

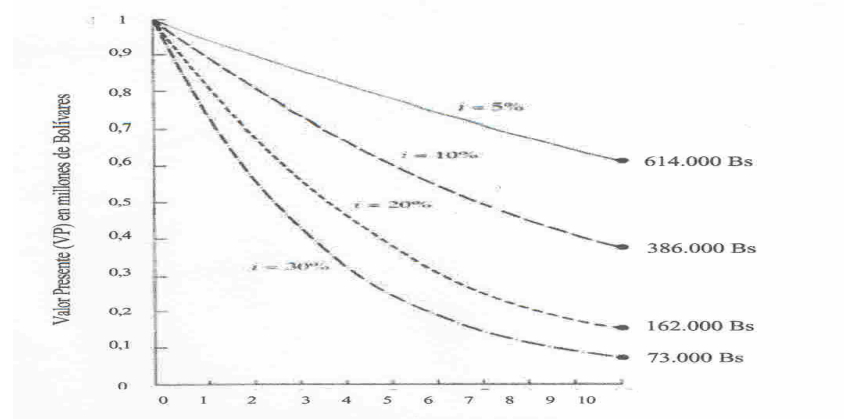


Figura 6. 1 VP de 1.000.000 de Bs. Que se reciben al final del año k con una tasa de interés de $i\%$ al año

6.3.2 Valor futuro

Este método está basado en el valor equivalente de todos los flujos de entrada y de salida de efectivo al final del horizonte de planeación (período de estudio) a una tasa de interés que por lo general es la TREMA. También, el Valor Futuro de un proyecto es equivalente a su Valor Presente; es decir $VF=VP(F/P,i\%,N)$. Si el $VF \geq 0$ para un proyecto, se justifica económicamente.

El Valor Futuro para un proyecto se determina de la siguiente manera:



$$VF(i\%) = F_0(1+i)^N + F_1(1+i)^{N-1} + \dots + F_N(1+i)^0 = \sum_{K=0}^N F_K(1+i)^{N-K} \quad (\text{ec 6. 2})$$

6.3.3 Valor anual

El VA de un proyecto consiste en la diferencia de los ingresos o ahorros anuales equivalentes ($\underline{R}$), los gastos equivalentes anuales ($\underline{E}$) y el monto de su recuperación de capital equivalente anual (RC).

El monto de recuperación de capital para un proyecto es el costo anual uniforme equivalente del capital invertido. Es un monto anual que cubre los puntos siguientes: Pérdida de valor del activo e Interés sobre el capital invertido (TREMA). Existen varias fórmulas prácticas mediante el cual se puede calcular el RC (costo), no obstante la fórmula más fácil de entender implica encontrar el equivalente anual de la inversión inicial de capital y después restar el equivalente anual del valor de recuperación. Es decir:

$$RC(i\%) = I(A/P, i\%, N) - S(A/F, i\%, N) \quad (\text{ec 6. 3})$$

Donde,

I Inversión inicial para un proyecto (si la inversión se extiende a varios períodos, I es el VP de todos los montos de inversión).

S Valor de recuperación (mercado) al final del período de estudio.

N Período de estudio del proyecto

Para calcular el VA en un proyecto se obtiene mediante la siguiente expresión:



$$VA(i\%) = \underline{R} - \underline{E} - RC(i\%) \quad (\text{ec 6. 4})$$

También, se tiene que el VA de un proyecto es equivalente a su VP y a su VF. Es decir, $VA = VP(A/P, i\%, N)$, y $VA = (A/F, i\%, N)$. Por lo cual se puede calcular fácilmente para un proyecto a partir de estos otros valores equivalentes.

Mientras el VA sea mayor que o igual a cero, el proyecto será atractivo económicamente; de otra forma, no lo será. Un VA de cero significa que se devenga un rendimiento anual exactamente igual a la TREMA.

6.3.4 Tasa interna de rendimiento

Este método es el más usado para realizar análisis económicos en ingeniería. La TIR resuelve la tasa de interés que iguala el valor equivalente de una alternativa de flujos de entrada de efectivo (ingresos o ahorros) al valor equivalente de flujos salientes de efectivo (erogaciones, incluidos los costos de inversión).

Para una alternativa única, la TIR no es positiva a menos que:

- Tanto los ingresos y las erogaciones estén presentes en el patrón de flujo de efectivo.
- La suma de ingresos exceda la suma de todos los flujos salientes de efectivo. Asegúrese de verificar ambas condiciones a fin de evitar el trabajo innecesario que implica determinar que la TIR es negativa.

Una alternativa para el cálculo de la TIR es determinar la tasa de interés “ i' ” a la que su VP neto sea igual a cero. En forma de ecuación, se tiene que:



$$VP = \sum_{K=0}^N R_K(P/F, i'\%, K) - \sum_{K=0}^N E_K(P/F, i'\%, K) = 0 \quad (\text{ec 6. 5})$$

Para una alternativa con un costo de inversión único en el tiempo presente ($K=0$) seguida de una serie de flujos entrantes de efectivo positivos sobre N , una gráfica de VP al ser detallada junto con la tasa de interés típicamente presenta la forma convexa general. El punto $VP = 0$ define la $i'\%$, que es la TIR del proyecto.

El valor de $i'\%$ también se puede determinar como la tasa de interés a la que $VF = 0$ o $VA = 0$. Por ejemplo, al igualar el VF neto a cero obtendríamos:

$$VF = \sum_{K=0}^N R_K(F/P, i'\%, N - K) - \sum_{K=0}^N E_K(F/P, i'\%, N - K) = 0 \quad (\text{ec 6. 6})$$

Otra forma de interpretar la TIR es mediante un diagrama de saldo de inversión. La figura (6.2) muestra cuánto se recuperará de la inversión original en una alternativa aún como función del tiempo. Las flechas hacia abajo representan movimientos anuales, $(R_K - E_K)$ para $1 \leq K \leq N$, contra la inversión no recuperada y las líneas punteadas indican el costo de oportunidad del interés, o utilidad, sobre el saldo de inversión a principios de año. La TIR es el valor i' en la figura (6.2) que hace que el saldo de inversión no recuperada sea exactamente igual a cero al final del período de estudio (año N) y de esta manera representa la tasa de ganancia interna de un proyecto. Es importancia advertir que $i'\%$ se calcula sobre la inversión no recuperada de inicio de año a lo largo de la vida de un proyecto más que sobre la inversión inicial total.

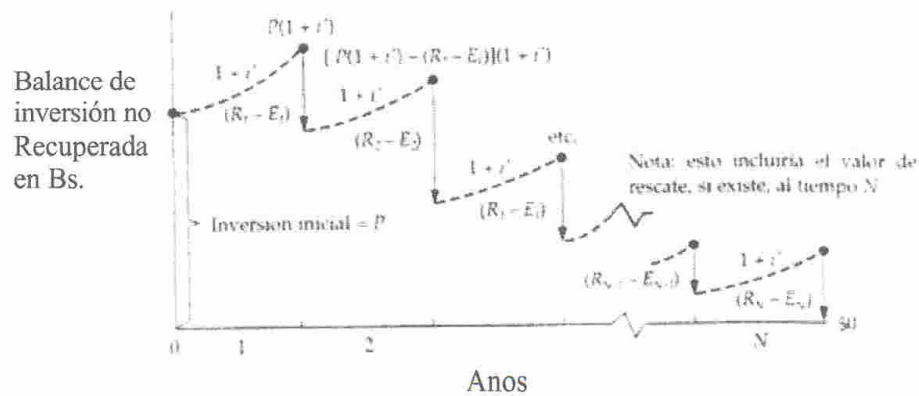


Figura 6. 2 Diagrama de saldo de inversión que muestra la TIR

El método para resolver la ecuación (6.5) y (6.6) normalmente implica cálculos por prueba y error hasta que i' % es convergente o se puede interpolar.

6.4 Análisis de rentabilidad del proyecto

En esta sección se presentan los cálculos correspondientes al análisis económico del proyecto sometido a estudio. Como primer paso, se procede a determinar los flujos de capital de entrada y salida. Para ello se toma como referencia la estadística de las horas de operación, total de costos y ventas del Kwh generado para la unidad sometida a estudio (figura (D.3) de los anexos)



6.4.1 Variables económicas

Tiempo de Vida del Proyecto (N)	15
TREMA (i)	0,12 (estimado por CADAFE)
Precio de Costo del Kwh generado (PC) [Bs/Kwh]	28,59
Precio de Venta del Kwh generado (PV) [Bs/Kwh]	29,41
Ganancia (G) [Bs/Kwh]	0,82
Horas de Trabajo por año (HT) [horas]	8480
Potencia Mínima Adicional por Unidad (Pma) [Kw]	2000

Tabla 6. 1 Datos económicos

La potencia mínima adicional está basada en los registros de la potencia generada por la unidad según la temperatura de aceite en el cabezal del cojinete

6.4.1.1 Energía adicional producida por unidad anualmente (Ea)

$$E_a = P_{ma} HT \quad (\text{ec 6. 7})$$

$$E_a = 2000Kw8480h = 16960000Kwh$$

6.4.1.2 Entrada de capital anual por concepto de potencia adicional producida (Fc)

$$F_c = E_a G \quad (\text{ec 6. 8})$$

$$F_c = 1,696 \times 10^7 Kwh 0,82Bs / Kwh = 13.907.200,00Bs$$



6.4.1.3 Inversión del proyecto (I)

A continuación se presentan los costos asociados a los equipos adicionales necesarios para la elaboración del proyecto:

Descripción	Costo Total en Bs.
Intercambiador de Calor (1)	50.025.000,00 (Según FITEMCA)
Conjunto Motor-Bomba (2)	4.300.000,00 (Según Hidráulica Ebro de Vzla)
Tuberías y Válvulas	2.367.382,00 (Según Tubos y Conexiones C.A)
Bases de Concreto	180.000,00 (Según Dpto Obras y Proy. CADAPE)
Total [I]	56.872.382,00

Tabla 6. 2 Lista de precios de los nuevos equipos

6.4.1.4 Costo de operación de los equipos (CO)

Estos costos se dividen básicamente en dos renglones: el Consumo de Energía Eléctrica (CEE) y el Costo de Mantenimiento Anual de los Equipos (C MA)

- **Consumo de energía eléctrica (CEE)**

Este consumo está asociado a la potencia consumida por las bombas de agua (Pot_b), el precio de costo del Kwh generado (PC) y las Horas trabajo por año de la unidad (HT)



$$CEE = Pot_b(PC)HT \quad (\text{ec 6. 9})$$

$$CEE = 5,593Kw28,59Bs / Kwh8480h / \text{año}2$$

$$CEE = 2.711.969,63Bs / \text{año}$$

- **Costo de mantenimiento anual (CMA)**

Tomando en cuenta el costo por mantenimiento propuesto por CADAFE (limpieza de intercambiador de calor, lubricación en bombas, sellos, rodamientos, etc.) se estimará:

$$CMA = 2.000.000,00 Bs$$

El total de costos de operación se presentan resumidos en la siguiente tabla

Descripción	Costo total en Bs/año
Costo por Consumo de Energía Eléctrica (CEE)	2.711.969,63
Costo por Mantenimiento (CMA)	2.000.000,00
Costo Total de Operación (CO)	4.711.969,63

Tabla 6. 3 Costos de operación

La entrada neta de capital en un año (F_k) está dada por:

$$F_k = F_c - CO \quad (\text{ec 6. 10})$$

$$F_k = 13.907.200,00Bs - 4.711.969,63Bs = 9.195.230,37Bs$$



6.4.2 Aplicación de los métodos de evaluación de rentabilidad económica

Se deben establecer las siguientes consideraciones previas antes de aplicar dichos métodos:

- 1.- Se asume que los equipos no tendrán valor de recuperación ($s = 0$)
- 2.- Para el año cero, se tiene que: $F_0 = -I$
- 3.- Para los años subsiguientes (1 al 15), se tiene que: $F_k = F_c - CO$
- 4.- N se estimó en 15 años por consideraciones de la empresa.
- 5.- El TREMA se estimó en 12 % por consideraciones de la empresa

6.4.2.1 Método de valor presente (VP)

De la ecuación (6.1) se obtiene como resultado:

$$VP = 5.755.086,00Bs$$

Debido a que VP es mayor que cero, la inversión se justifica.

6.4.2.2 Método de valor futuro (VF)

De la ecuación (6.2) se obtiene como resultado:

$$VF = 31.500.841,66Bs$$

Debido a que VF es mayor que cero, la inversión se justifica.



6.4.2.3 Método de valor anual (VA)

Las variables para el cálculo de rentabilidad por este método se definen de la siguiente manera:

$$R = Fc = 13.907.200,00 \text{ Bs}$$

$$E = CO = 4.711.969,63 \text{ Bs}$$

De la ecuación (6.3), con $s = 0$ se tiene:

$$RC = 0,14682424 \cdot 56.872.382,00Bs$$

$$RC = 6.522.262,62Bs$$

De la ecuación (6.4) se tiene:

$$VA = 13.907.200,00Bs - 4.711.969,63Bs - 6.522.262,62Bs$$

$$VA = 2.672.967,74Bs$$

Debido a que VA es mayor que cero, la inversión se justifica.

6.4.2.4 Método de la TIR

A continuación se procede a dar valores a la tasa interna de rendimiento (i') con el fin de obtener de manera iterativa un $VP = 0$, ya que no es posible despejar la variable (i') de la ecuación (6.5) de manera sencilla.



Tasa Interna de Rendimiento (i') [%]	Valor Presente (VP) [Bs]
12	5.755.086,00
16	-5.604.788,17
14	-393.732,40
13	2.550.680,00
13,5	1.047.696,00
13,8	175.660,52
TIR=13,861348	0,00

Tabla 6. 4 Resultados de la determinación de la tasa interna de rendimiento

A continuación se grafica los resultados obtenidos:

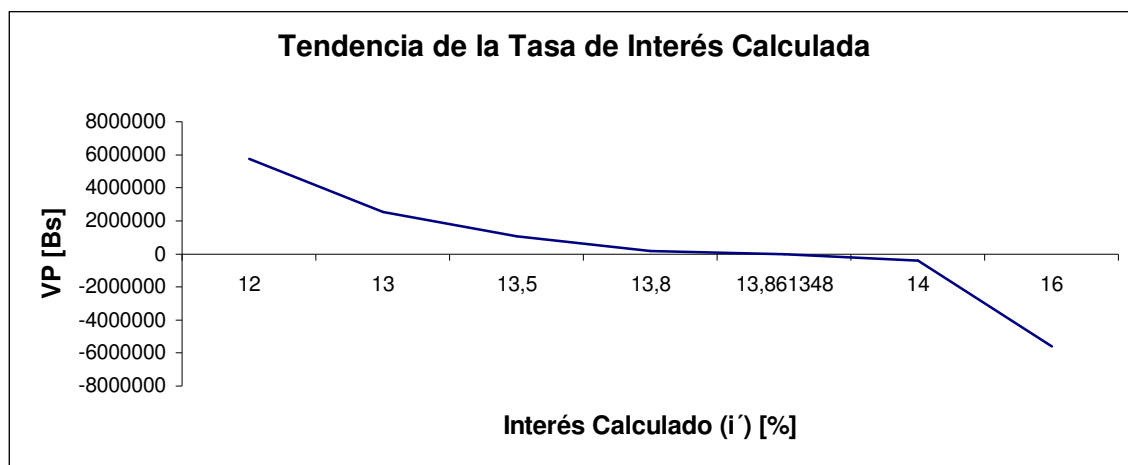


Figura 6. 3 Cálculo del la TIR para el proyecto

La rentabilidad económica se justifica en un mediano plazo de 15 años de vida. Esto se comprueba con la aplicación de los métodos VP, VA, VF y TIR mediante los siguientes resultados:



Método	Valor
Valor Presente (VP) [Bs]	5.755.086,00
Valor Futuro (VF) [Bs]	31.500.841,66
Valor Anual (VA)[Bs]	2.672.967,74
Tasa Interna de Rendimiento (TIR)[%]	13,861348

Tabla 6. 5 Resultados de la rentabilidad del proyecto

Es de notar que los valores de VP, VA y VF son positivos; esto afirma que la inversión es rentable para el tiempo de vida estipulado, calculados bajo la factibilidad de incrementar la generación de potencia 2 MW como mínimo por cada hora de trabajo. También se observa que la TIR se encuentra por encima de la TREMA y afianza la certeza de rentabilidad de la inversión inicial de los equipos.

Conclusiones

- Actualmente la temperatura de aceite en el cabezal del grupo de cojinetes en las unidades MS-5001P se registra en 71 °C, mientras que la temperatura de operación recomendada se encuentra en un rango de 60-65 °C.
- La unidad se encuentra limitada por la elevada temperatura de aceite lubricante en el cabezal del grupo de cojinetes, generando 12 MW de potencia cuando su capacidad nominal es de 20 MW.
- Se propone como solución el diseño de un intercambiador de calor agua aceite tipo carcasa y haz de tubos para una disposición en serie con el intercambiador agua aceite original en el sistema de aceite lubricante.
- Con el intercambiador de calor diseñado se aumenta la tasa de calor disipado de 653 KW a 865,048 KW como mínimo.
- Los resultados del programa utilizado para el diseño y evaluación del nuevo intercambiador de calor agua-aceite, se validaron al ser comparado con los resultados obtenidos por parte de una empresa dedicada a la fabricación de estos dispositivos a nivel nacional (FITEMCA).
- Con la incorporación de este nuevo dispositivo se logra disminuir la temperatura de aceite en el cabezal del grupo de cojinetes a 66°C en condiciones críticas.

- Las especificaciones del intercambiador son las siguientes :

Tamaño 18 – 192 tipo AEL

- El intercambiador de calor diseñado se ajusta a las especificaciones de las normas TEMA.
- La bomba seleccionada para cubrir las pérdidas hidráulicas como consecuencia de la instalación de los nuevos dispositivos es: 400 GPM, 40 pies de altura, 7,5 HP.
- La ubicación de los nuevos dispositivos no afecta el espacio utilizado para el mantenimiento de la unidad.
- La inversión de capital de 56.872.382,00 Bs. se considera rentable para el proyecto bajo la evaluación de los métodos económicos valor presente, valor futuro, valor anual y tasa interna de retorno.

Recomendaciones

- La implementación de mantenimiento de tipo preventivo, con el fin de evitar paradas no programadas de las unidades turbo-generadoras.
- Reubicar el intercambiador de calor agua aire de las unidades GENERAL ELECTRIC, de forma tal que se elimine el problema de concentración de alta temperatura en los motores de accionamiento de los ventiladores.
- Separar las tuberías de alimentación de las bombas del motor Diesel y principal de agua, para garantizar que ambas trabajen en sus puntos de operación respectivos y que el funcionamiento de cualquiera de ella no interfiera en el la operación de la otra.
- Eliminar la válvula VPR-8, ya que el intercambiador Agua-Aire posee la capacidad de soportar el caudal de agua suministrado por el sistema de agua de enfriamiento y el proveniente del motor diesel.
- Realizar análisis periódicos de las propiedades físicas del aceite lubricante y adicionar el aditivo anticorrosivo $MgCrO_4$ al agua de enfriamiento.
- Verificar el buen funcionamiento de la instrumentación de las unidades.
- Con el fin de automatizar e incorporar al sistema de control central de las unidades se recomienda hacer un estudio para el accionamiento y control de las bombas de agua instaladas.

Referencias Bibliográficas

- **AGUILERA, E., ALVARES J. (2002).** “Evaluación del sistema de refrigeración del lubricante para turbinas a gas MS 5001P”. Trabajo Especial de Grado. Universidad Central de Venezuela.
- **CASANOVA, Mauricio. (1989).** “Operación de turbinas a gas”. Caracas. Venezuela.
- **CRANE CO (1980).** “Fluidos de flujo en válvulas, accesorios y tuberías”. España. Editorial Mc Graw-Hill.
- **FOX, R., MacDONALD, A. (1995).** “Introducción a la mecánica de fluidos” (3^{ra} Edición). DF. México. Editorial Mc Graw-Hill.
- **GARCÍA G., F. (1992).** “Desarrollo de un procedimiento de cálculo para diseño térmico y/o evaluación térmica de intercambiadores de calor del tipo carcasa-haz de tubos”. Tesis Ing. Mecánico. Universidad Central de Venezuela. Tutor: Julio Segura.
- **GENERAL ELECTRIC. (1997).** MS-5000 Heavy Duty Gas Turbine Service Manual. New York.
- **HITACHI (1978).** Gas turbine power plant. Tokio.
- **HOLLMAN, J. P. (1998).** “Transferencia de Calor”. (8^{va} Edición) DF. México. Editorial Mc Graw-Hill.
- **INCROPERA, F., DeWitt, D. (1999).** “Fundamentos de transferencia de calor” (4^{ta} Edición). DF. México. Editorial Prentice Hall.

- **POPE, Edward. (2000).** “Soluciones Prácticas para el Ingeniero Mecánico” (1° Edición). DF. México. Editorial Mc Graw-Hill.
- **SALDARRIAGA, Juan. (1990).** “Hidráulica de tuberías” (4^{ta} Edición). DF. México. Editorial Mc Graw-Hill.
- **SEGURA, J., GARCÍA F. y FINOL, E. (1994).** “Desarrollo de un Procedimiento de Cálculo para el Diseño Térmico y/o la Evaluación Térmica de Intercambiadores de Calor de Carcasa y Tubos”, *V Congreso Latinoamericano de Transferencia de Calor y Materia*. Universidad Simón Bolívar. Oct 24-27. IID-4.6.
- **SEIB ENGEL, Jacob. (1973).** “Lecciones de elementos de maquinas”. Venezuela. UCV.
- **SHIGLEY, Joseph. (2002).** “Diseño en ingeniería mecánica” (5^{ta} Edición). DF. México. Editorial Mc Graw-Hill.
- **WESTAWAY, C.R. (1981).** “Cameron hydraulic data” (6^{ta} Edición). España. Ingersoll Rand Company.

Anexos



Anexos A







FECHA	CARGA [MW]	VC1	VC2	VC3	BOMBA ACEITE [Kg/cm2]	BOMBA AGUA [Kg/cm2]	TEMP. TANQUE ACEITE [°C]	TEMP. CABEZAL COJINETE [°C]	TEMP. TANQUE AGUA [°C]
28/01/2004	10	0,03	0,09	0,18	3,7	6,7	92	76	67
02/02/2004	10	0,04	0,11	0,16	3,8	6,8	94	76	68
07/02/2004	10	0,02	0,13	0,18	3,8	6,7	92	74	66
12/02/2004	10	0,03	0,1	0,17	3,8	6,8	92	75	65
28/02/2004	10	0,04	0,11	0,18	3,8	6,8	93	76	69
23/02/2004	10	0,05	0,12	0,17	3,8	6,8	93	75	66
03/03/2004	10	0,03	0,11	0,17	3,8	6,8	92	76	68
08/03/2004	10	0,03	0,13	0,17	3,8	6,8	91	74	64
12/03/2004	13	0,03	0,08	0,19	3,8	6,8	94	78	63
18/03/2004	10	0,03	0,08	0,17	3,8	6,8	92	76	67
23/03/2004	10	0,03	0,08	0,17	3,6	6,9	90	76	68
28/03/2004	10	0,03	0,08	0,18	3,8	6,5	92	76	68
03/04/2004	10	0,03	0,07	0,17	3,8	6,9	91	76	68
08/04/2004	10	0,02	0,08	0,17	3,7	6,9	92	76	65
13/04/2004	10	0,03	0,07	0,13	3,9	6,9	88	72	59
18/04/2004	11	0,03	0,1	0,18	3,8	6,9	90	73	65
23/04/2004	10	0,03	0,11	0,18	3,8	6,8	95	78	65
28/04/2004	10	0,03	0,1	0,17	3,8	6,8	96	79	65



FECHA	CARGA [MW]	VC1	VC2	VC3	BOMBA ACEITE [Kg/cm2]	BOMBA AGUA [Kg/cm2]	TEMP. TANQUE ACEITE [°C]	TEMP. CABEZAL COJINETE [°C]	TEMP. TANQUE AGUA [°C]
08/05/2004	10	0,03	0,08	0,18	3,8	6,8	86	68	52
13/05/2004	10	0,03	0,07	0,17	3,8	6,9	86	68	59
18/05/2004	10	0,03	0,07	0,17	3,8	6,8	86	69	60
23/05/2004	14	0,03	0,06	0,18	3,8	6,8	90	71	62
28/05/2004	10	0,03	0,07	0,17	3,8	6,9	85	70	58
02/06/2004	10	0,03	0,07	0,17	3,8	6,9	86	67	58
07/06/2004	10	0,03	0,06	0,16	3,8	7	85	68	55
12/06/2004	10	0,03	0,07	0,17	3,8	6,9	87	70	60
17/06/2004	14	0,03	0,07	0,17	3,8	6,9	88	68	60
22/06/2004	10	0,03	0,04	0,17	3,8	7	87	68	59
27/06/2004	12	0,03	0,07	0,17	3,8	7	89	70	62
02/07/2004	10	0,02	0,07	0,17	3,8	6,8	88	68	59
07/07/2004	10	0,02	0,1	0,18	3,8	6,9	91	72	63
13/07/2004	10	0,03	0,09	0,19	3,8	6,9	90	72	62
18/07/2004	10	0,02	0,06	0,18	3,8	6,9	90	72	62
23/07/2004	10	0,03	0,07	0,17	3,8	6,9	89	72	62
28/07/2004	10	0,02	0,07	0,17	1,8	6,9	90	73	64
Promedio	10,37	0,03	0,08	0,17	3,72	6,84	90,03	72,70	62,97

Tabla A. 1 Datos operativos de la unidad GENERAL ELECTRIC

10/01/2004	10	0,08	0,07	0,09	4,1	6	86	76	50
15/01/2004	10	0,08	0,07	0,1	4,1	6	89	75	50
21/01/2004	10	0,08	0,06	0,1	4,1	6	92	78	50
26/01/2004	10	0,08	0,06	0,11	4,1	6	91	78	50
01/02/2004	10	0,09	0,06	0,1	4,1	6	93	78	52
06/02/2004	10	0,08	0,07	0,1	4,1	6	92	76	50
12/02/2004	10	0,1	0,07	0,09	4,1	6	90	78	48
23/02/2004	10	0,08	0,07	0,13	4,1	6	91	73	50
29/02/2004	10	0,05	0,07	0,09	4,1	6	90	76	47
05/03/2004	10	0,07	0,06	0,11	4,1	6	92	76	48
10/03/2004	12	0,06	0,07	0,1	4,1	6	86	70	53
14/03/2004	13	0,06	0,07	0,09	4,1	6	90	75	52
19/03/2004	13	0,06	0,07	0,1	4,1	6	92	77	55
25/03/2004	13	0,07	0,07	0,09	4,1	6	89	76	52
31/03/2004	13	0,06	0,06	0,09	4,1	5,9	91	77	53
05/04/2004	14	0,05	0,07	0,1	4,1	5,9	92	78	52
10/04/2004	10	0,07	0,07	0,01	4,1	6	90	77	54
15/04/2004	12	0,05	0,06	0,09	4,1	5,9	90	76	54
20/04/2004	13	0,1	0,06	0,09	4,1	5,9	90	76	54
18/07/2004	10	0,07	0,08	0,06	4,1	5,9	91	75	54



23/07/2004	10	0,1	0,08	0,07	4,1	6	92	77	55
28/07/2004	10	0,09	0,08	0,06	4,1	5,9	92	78	55
01/08/2004	10	0,09	0,08	0,06	4,1	6	92	77	55
02/08/2004	10	0,09	0,09	0,06	4,1	6	90	76	54
Promedio	10,16	0,07	0,06	0,08	3,78	5,51	83,57	70,34	47,96

Tabla A. 2 Datos operativos de la unidad HITACHI



Comité estadístico de fallas
Gerencia de Generación – División Generación Central

PLANTA	UNIDAD	EVENTO				CAUSA
		INICIO		SINCRONIZACIÓN		
		FECHA	HORA	FECHA	HORA	
PUNTO FIJO	07	26/02/2004	15:24	26/02/2004	16:30	ALTA TEMPERATURA DE ACEITE LUBRICANTE
PUNTO FIJO	07	05/04/2004	16:08	07/04/2004	17:38	ALTA TEMPERATURA DE ACEITE LUBRICANTE Y BAJA PRESION DE SUMINISTRO HIDRAULICO
PUNTO FIJO	13	07/04/2004	01:05	07/04/2004	10:05	ALTA TEMPERATURA DE ACEITE LUBRICANTE, ALTA TEMPERATURA DE ESCAPE
PUNTO FIJO	13	09/04/2004	11:57	09/04/2004	18:12	ALTA TEMPERATURA DE ACEITE LUBRICANTE,

Tabla A. 3 Incidencias de fallas por alta temperatura de aceite lubricante



Anexos B



Temperatura, T (K)	Presión P (bars) ^b	Volumen específico (m ³ /kg)		Entalpía de vaporización h_{fg} (kJ/kg)	Calor específico (kJ/kg · K)		Viscosidad (N · s/m ²)		Conductividad térmica (W/m · K)		Número de Prandtl		Tensión superficial σ_f · 10 ³ (N/m)	Coeficiente de expansión β_f · 10 ⁶ (K ⁻¹)	Temperatura T (K)
		v_f · 10 ³	v_g		$c_{p,f}$	$c_{p,g}$	μ_f · 10 ⁶	μ_g · 10 ⁶	k_f · 10 ³	k_g · 10 ³	Pr_f	Pr_g			
273.15	0.00611	1.000	206.3	2502	4.217	1.854	1750	8.02	569	18.2	12.99	0.815	75.5	-68.05	273.15
275	0.00697	1.000	181.7	2497	4.211	1.855	1652	8.09	574	18.3	12.22	0.817	75.3	-32.74	275
280	0.00990	1.000	130.4	2485	4.198	1.858	1422	8.29	582	18.6	10.26	0.825	74.8	46.04	280
285	0.01387	1.000	99.4	2473	4.189	1.861	1225	8.49	590	18.9	8.81	0.833	74.3	114.1	285
290	0.01917	1.001	69.7	2461	4.184	1.864	1080	8.69	598	19.3	7.56	0.841	73.7	174.0	290
295	0.02617	1.002	51.94	2449	4.181	1.868	959	8.89	606	19.5	6.62	0.849	72.7	227.5	295
300	0.03531	1.003	39.13	2438	4.179	1.872	855	9.09	613	19.6	5.83	0.857	71.7	276.1	300
305	0.04712	1.005	29.74	2426	4.178	1.877	769	9.29	620	20.1	5.20	0.865	70.9	320.6	305
310	0.06221	1.007	22.93	2414	4.178	1.882	695	9.49	628	20.4	4.62	0.873	70.0	361.9	310
315	0.08132	1.009	17.82	2402	4.179	1.888	631	9.69	634	20.7	4.16	0.883	69.2	400.4	315
320	0.1053	1.011	13.98	2390	4.180	1.895	577	9.89	640	21.0	3.77	0.894	68.3	436.7	320
325	0.1351	1.013	11.06	2378	4.182	1.903	528	10.09	645	21.3	3.42	0.901	67.5	471.2	325
330	0.1719	1.016	8.82	2366	4.184	1.911	489	10.29	650	21.7	3.15	0.908	66.6	504.0	330
335	0.2167	1.018	7.09	2354	4.186	1.920	453	10.49	656	22.0	2.88	0.916	65.8	535.5	335
340	0.2713	1.021	5.74	2342	4.188	1.930	420	10.69	660	22.3	2.66	0.925	64.9	566.0	340
345	0.3372	1.024	4.683	2329	4.191	1.941	389	10.89	668	22.6	2.45	0.933	64.1	595.4	345
350	0.4163	1.027	3.846	2317	4.195	1.954	365	11.09	668	23.0	2.29	0.942	63.2	624.2	350
355	0.5100	1.030	3.180	2304	4.199	1.968	343	11.29	671	23.3	2.14	0.951	62.3	652.3	355
360	0.6209	1.034	2.645	2291	4.203	1.983	324	11.49	674	23.7	2.02	0.960	61.4	697.9	360
365	0.7514	1.038	2.212	2278	4.209	1.999	306	11.69	677	24.1	1.91	0.969	60.5	707.1	365
370	0.9040	1.041	1.861	2265	4.214	2.017	289	11.89	679	24.5	1.80	0.978	59.5	728.7	370
373.15	1.0133	1.044	1.679	2257	4.217	2.029	279	12.02	680	24.8	1.76	0.984	58.9	750.1	373.15
375	1.0815	1.045	1.574	2252	4.220	2.036	274	12.09	681	24.9	1.70	0.987	58.6	761	375
380	1.2869	1.049	1.337	2239	4.226	2.057	260	12.29	683	25.4	1.61	0.999	57.6	788	380
385	1.5233	1.053	1.142	2225	4.232	2.080	248	12.49	685	25.8	1.53	1.004	56.6	814	385

Figura B. 1 Propiedades termodinámica del agua



Temperatura, T (K)	Presión P (bars) ^a	Volumen específico (m ³ /kg)		Entalpia de vaporización h_{fg} (kJ/kg)	Calor específico (kJ/kg · K)		Viscosidad (N · s/m ²)		Conductividad térmica (W/m · K)		Número de Prandtl		Tensión superficial σ_f · 10 ³ (N/m)	Coeficiente de expansión β_f · 10 ⁶ (K ⁻¹)	Temperatura T (K)
		v_f · 10 ³	v_g		$c_{p,f}$	$c_{p,g}$	μ_f · 10 ⁶	μ_g · 10 ⁶	k_f · 10 ³	k_g · 10 ³	Pr_f	Pr_g			
390	1.794	1.058	0.980	2212	4.239	2.104	237	12.69	686	26.3	1.47	1.013	55.6	841	390
400	2.455	1.067	0.731	2183	4.256	2.158	217	13.05	688	27.2	1.34	1.033	53.6	896	400
410	3.302	1.077	0.553	2153	4.278	2.221	200	13.42	688	28.2	1.24	1.054	51.5	952	410
420	4.370	1.088	0.425	2123	4.302	2.291	185	13.79	688	29.8	1.16	1.075	49.4	1010	420
430	5.699	1.099	0.331	2091	4.331	2.369	173	14.14	685	30.4	1.09	1.10	47.2	—	430
440	7.333	1.110	0.261	2059	4.36	2.46	162	14.50	682	31.7	1.04	1.12	45.1	—	440
450	9.319	1.123	0.208	2024	4.40	2.56	152	14.85	678	33.1	0.99	1.14	42.9	—	450
460	11.71	1.137	0.167	1989	4.44	2.68	143	15.19	673	34.6	0.95	1.17	40.7	—	460
470	14.55	1.152	0.136	1951	4.48	2.79	136	15.54	667	36.3	0.92	1.20	38.5	—	470
480	17.90	1.167	0.111	1912	4.53	2.94	129	15.88	660	38.1	0.89	1.23	36.2	—	480
490	21.83	1.184	0.0922	1870	4.59	3.10	124	16.23	651	40.1	0.87	1.25	33.9	—	490
500	26.40	1.203	0.0766	1825	4.66	3.27	118	16.59	642	42.3	0.86	1.28	31.6	—	500
510	31.66	1.222	0.0631	1779	4.74	3.47	113	16.95	631	44.7	0.85	1.31	29.3	—	510
520	37.70	1.244	0.0525	1730	4.84	3.70	108	17.33	621	47.5	0.84	1.35	26.9	—	520
530	44.58	1.268	0.0445	1679	4.95	3.96	104	17.72	608	50.6	0.85	1.39	24.5	—	530
540	52.38	1.294	0.0375	1622	5.08	4.27	101	18.1	594	54.0	0.86	1.43	22.1	—	540
550	61.19	1.323	0.0317	1564	5.24	4.64	97	18.6	580	58.3	0.87	1.47	19.7	—	550
560	71.08	1.355	0.0269	1499	5.43	5.09	94	19.1	563	63.7	0.90	1.52	17.3	—	560
570	82.16	1.392	0.0228	1429	5.68	5.67	91	19.7	548	76.7	0.94	1.59	15.0	—	570
580	94.51	1.433	0.0193	1353	6.00	6.40	88	20.4	528	76.7	0.99	1.68	12.8	—	580
590	108.3	1.482	0.0163	1274	6.41	7.35	84	21.5	513	84.1	1.05	1.84	10.5	—	590
600	123.5	1.541	0.0137	1176	7.00	8.75	81	22.7	497	92.9	1.14	2.15	8.4	—	600
610	137.3	1.612	0.0115	1068	7.85	11.1	77	24.1	467	103	1.30	2.60	6.3	—	610
620	159.1	1.705	0.0094	941	9.35	15.4	72	25.9	444	114	1.52	3.46	4.5	—	620
625	169.1	1.778	0.0085	858	10.6	18.3	70	27.0	430	121	1.65	4.20	3.5	—	625
630	179.7	1.856	0.0075	781	12.6	22.1	67	28.0	412	130	2.0	4.8	2.6	—	630
635	190.9	1.935	0.0066	683	16.4	27.6	64	30.0	392	141	2.7	6.0	1.5	—	635
640	202.7	2.075	0.0057	560	26	42	59	32.0	367	155	4.2	9.6	0.8	—	640
645	215.2	2.351	0.0045	361	90	—	54	37.0	331	178	12	26	0.1	—	645
647.3 ^c	221.2	3.170	0.0032	0	—	—	45	45.0	238	238	—	—	0.0	—	647.3 ^c

Figura B. 2 Propiedades termodinámica del agua

**PDVSA**

HIGIENE INDUSTRIAL INFORMACIÓN DE PRODUCTOS QUÍMICOS

Indice de Productos

IDENTIFICACIÓN DEL PRODUCTO

NOMBRE COMERCIAL: TURBOLUB 32	
FABRICANTE O PROVEEDOR: DELTAVEN, S.A.	TELF.:
SINONIMOS: Aceite lubricante, lubricante formulado.	
FORMULA QUIMICA: NA. Mezcla de compuestos.	
USOS: Aceite formulado para la lubricación de cojinetes de turbinas a gas, vapor e hidráulicas.	

PROPIEDADES FÍSICAS Y QUÍMICAS

PUNTO DE EBULLICION, 760 mmHg: > 210°C		PUNTO DE FUSION: -6°C
GRAVEDAD ESPECIFICA (H2O = 1): 0,891		PRESION DE VAPOR: Despreciable
DENSIDAD DE VAPOR (aire = 1) > 1		SOLUBILIDAD EN AGUA (% peso): No as miscible
DESCRIPCION: Líquido ámbar con olor ligero		
Temperatura T [K]	Densidad ρ [Kg/m ³]	Calor específico C_p [KJ/(Kg.K)]
350	853,9	2,118
360	847,8	2,161
370	841,8	2,206
380	836,0	2,250
390	830,6	2,294
400	825,1	2,337
410	818,9	2,381
420	812,1	2,427

Figura B. 3 Propiedades físicas y químicas del aceite lubricante



TURBOLUB

Características

Aceite elaborado con básicos de alto índice de viscosidad, especialmente refinados y tratados para obtener una gran estabilidad química. Contienen aditivos que les confieren características sobresalientes de resistencia a la oxidación y protección contra la herrumbre, lo cual permite un excelente comportamiento en condiciones variables de operación.

Este producto cumple con los requerimientos de la norma venezolana COVENIN 1122, los grados ISO 32 y 46 cumplen los requerimientos de la BS-489, GEK 32586-A de la General Electric, ISO 8068, MIL-L-17331H del Ejército de los Estados Unidos y DIN 51524. También posee el sello de calidad NORVEN.

Usos

Se recomienda principalmente para la lubricación de cojinetes de turbinas a gas, vapor e hidráulicas, sistemas de lubricación por baño y cajas reductoras que no estén sometidas a cargas variables o vibraciones. El grado ISO 32 se recomienda para la lubricación de turbinas a gas marca General Electric modelo S-5001, las cuales presentan cojinetes sometidos a altas temperaturas de operación.

El grado G-56 ha sido especialmente formulado para cumplir con los requerimientos de lubricación de los cojinetes de turbinas Hitachi.

Cifras Típicas

Grado	Viscosidad		IN.	Punto de Fluidez	Punto de Inflamación	Densidad Relativa @ 15.6 °C
ISO	cSt @ 40°C	cSt @ 100°C	-	°C	°C	-
32	32	5,5	95	-6	210	0,870
46	46	6,5	95	-6	220	0,870
G-56	56	7,5	95	-6	220	0,880
68	68	8,5	95	-6	220	0,880
78	78	9,5	95	-6	230	0,880
100	100	11,0	95	-6	230	0,890
150	150	14,5	95	-6	235	0,890

Figura B. 4 Propiedades físicas y químicas del aceite lubricante

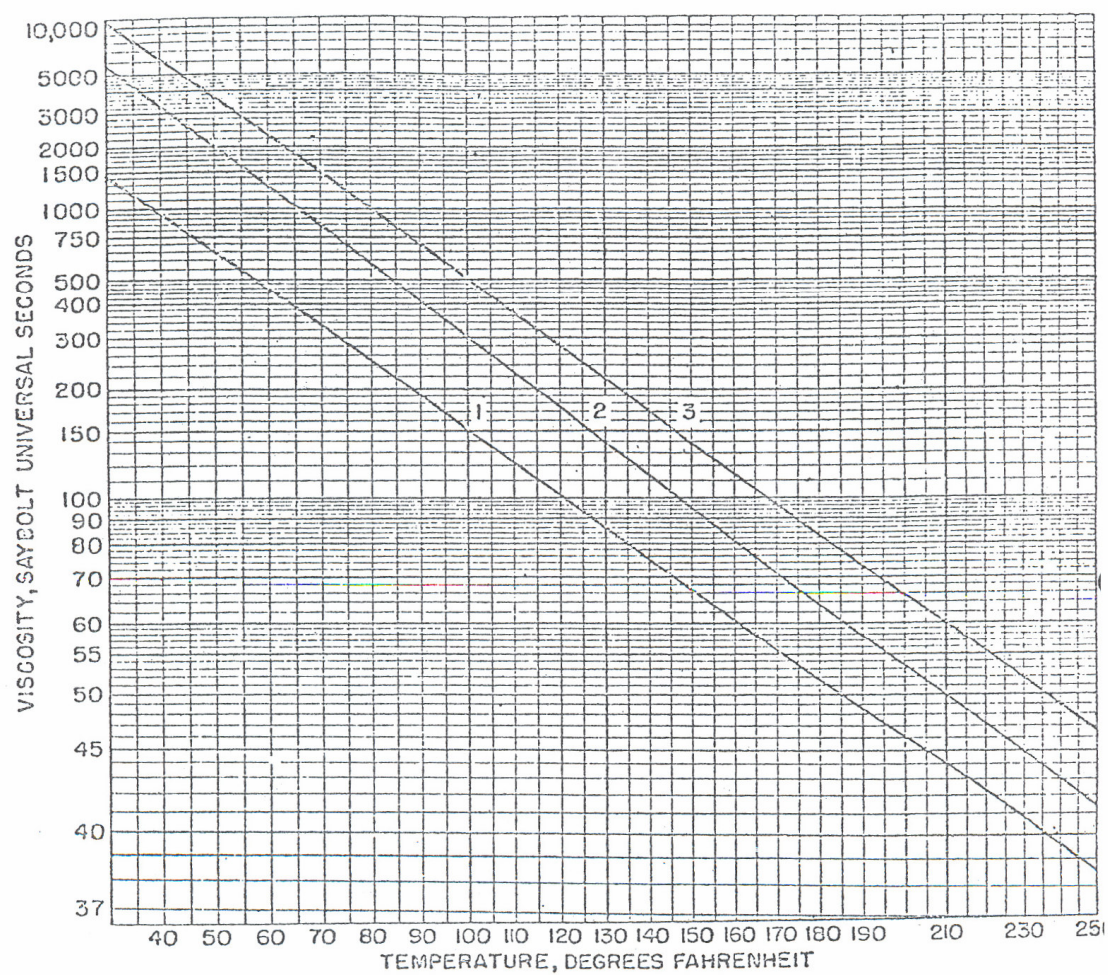


Figura B. 5 Curva de Viscosidad del aceite lubricante (grado 1)

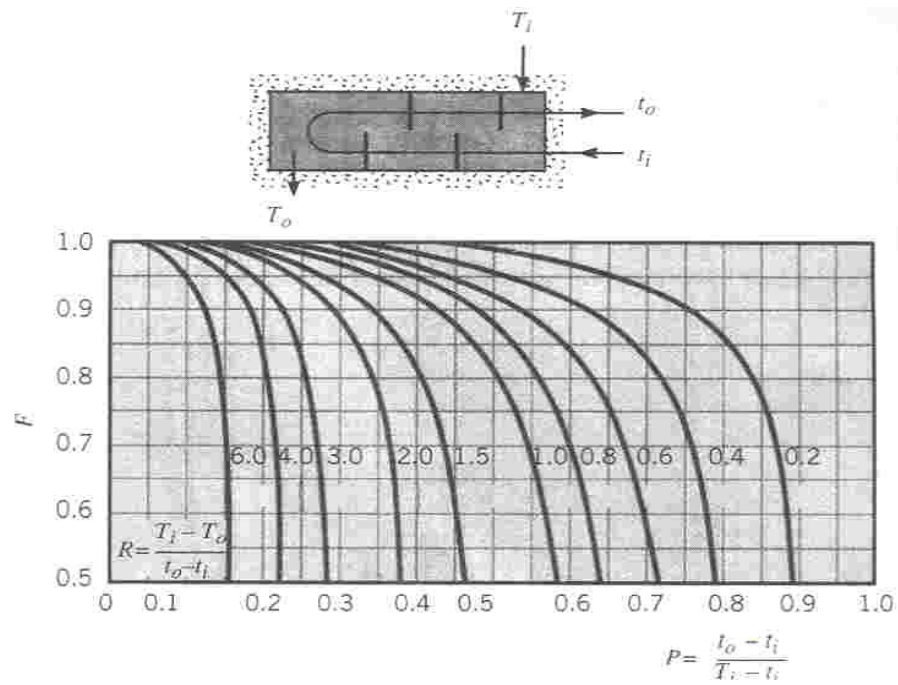


Figura B. 6 Factor de corrección por temperatura en intercambiadores de calor tipo carcasa y haz de tubos

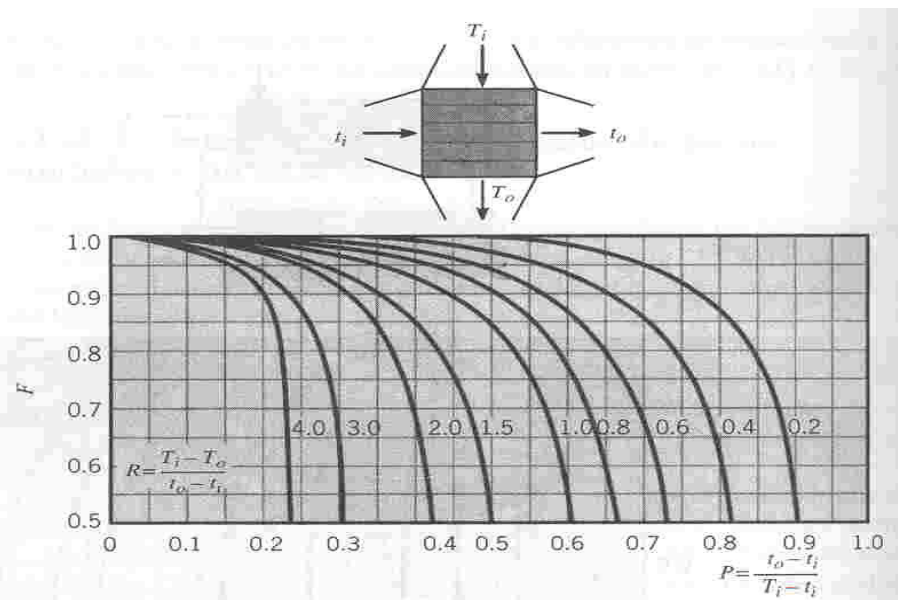


Figura B. 7 Factor de corrección por temperatura en intercambiadores de calor tipo compacto

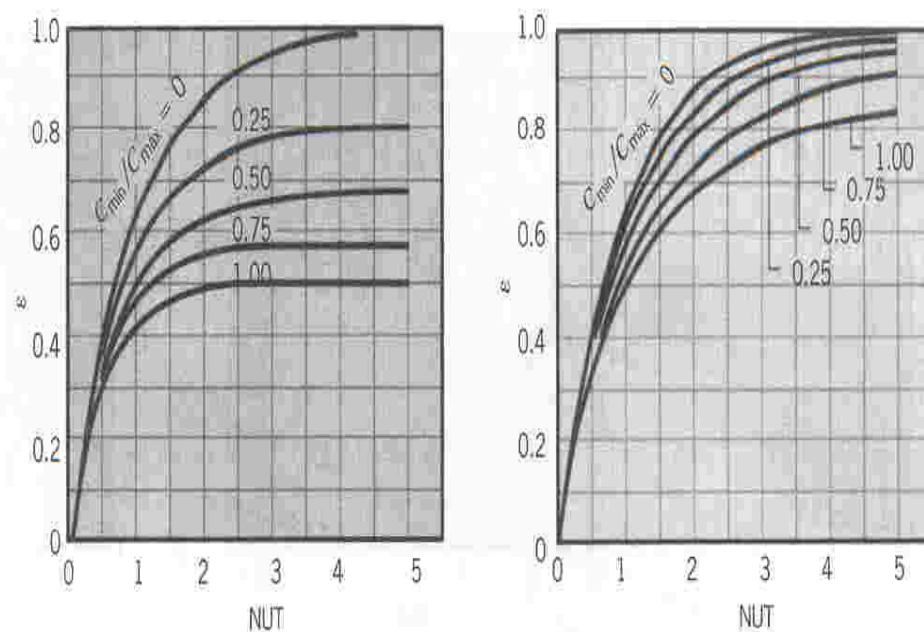


Figura B. 8 Eficiencia para intercambiadores de calor

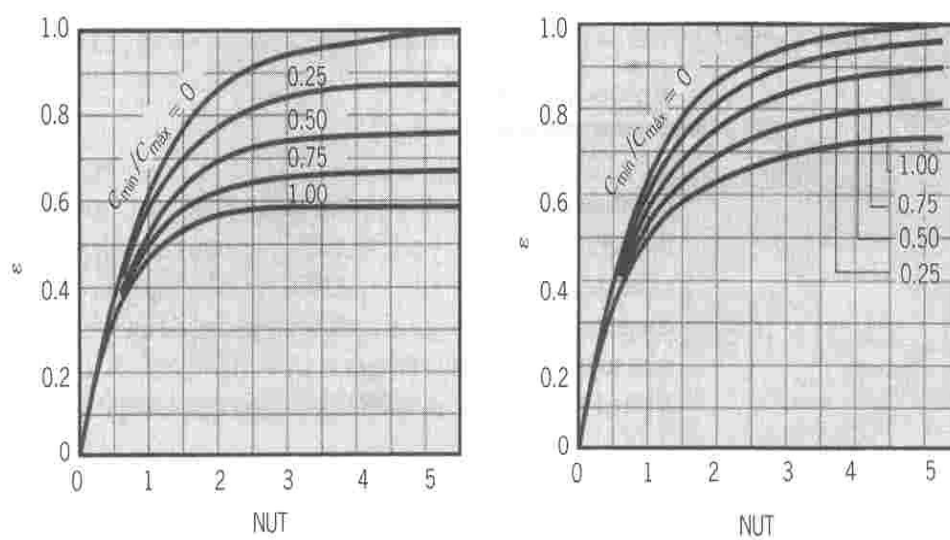


Figura B. 9 Eficiencia para intercambiadores de calor tipo carcasa y haz de tubos

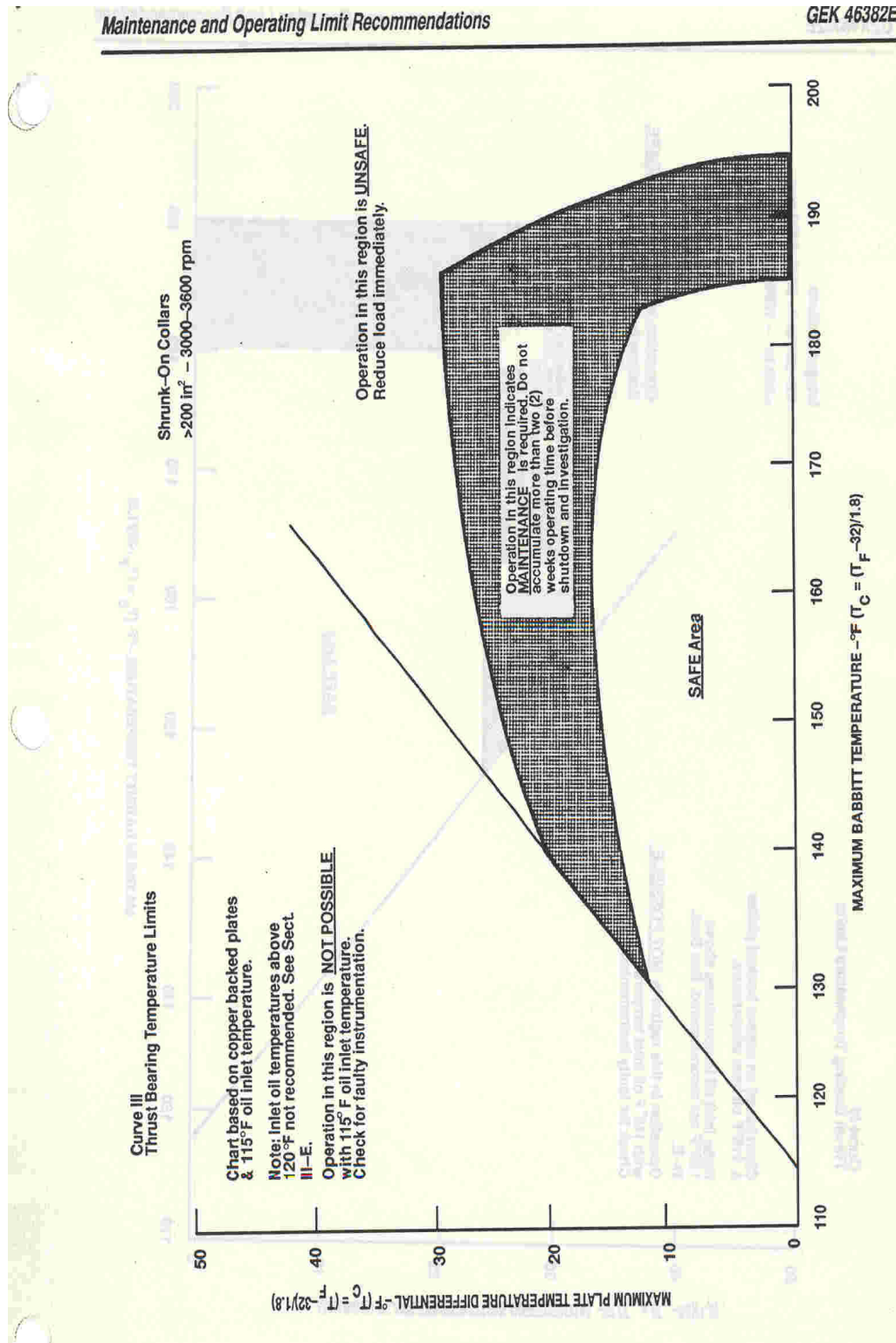


Figura B. 10 Límites de temperatura de aceite lubricante en cojinetes de empuje



GEK46382E

Maintenance and Operating Limit Recommendations

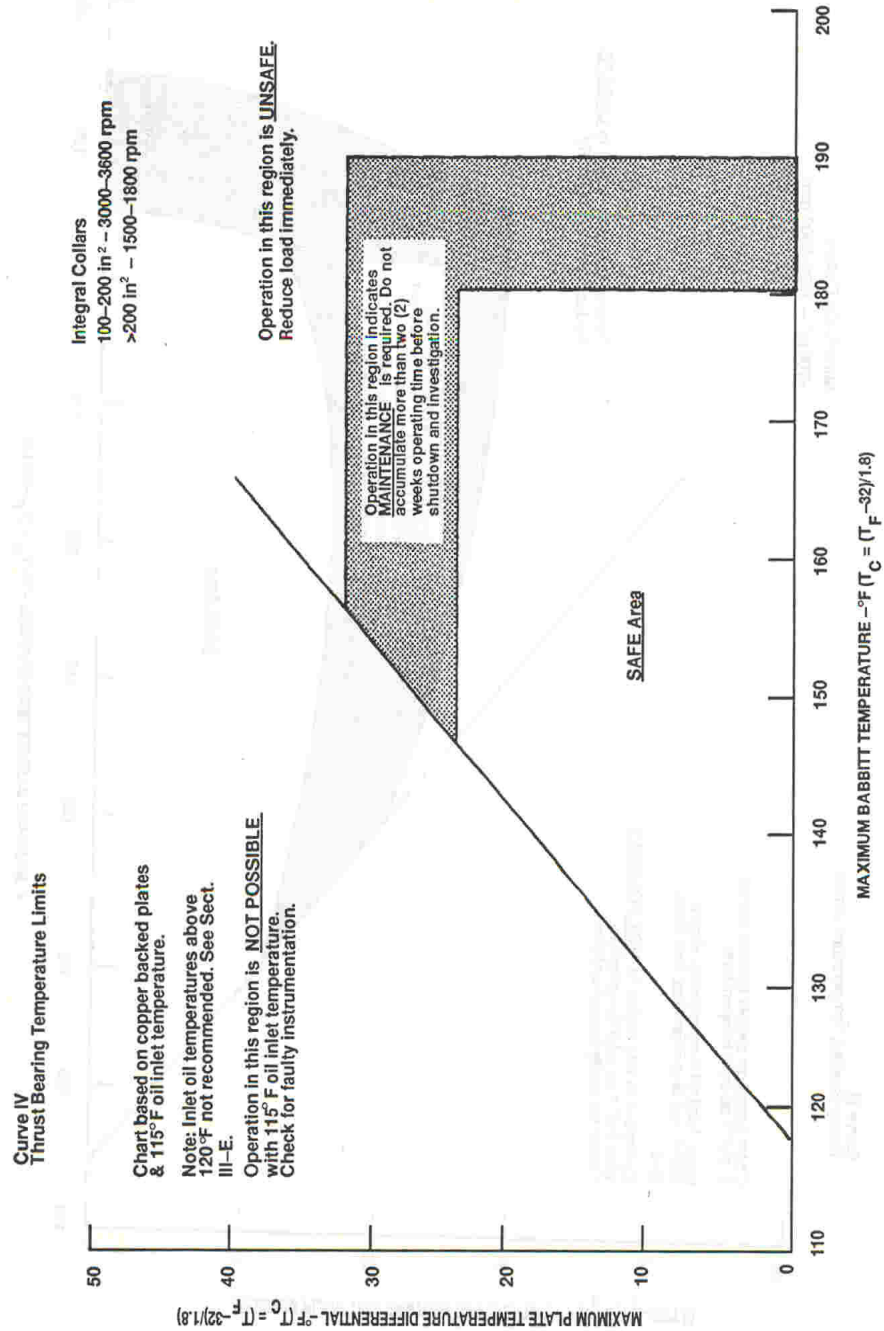
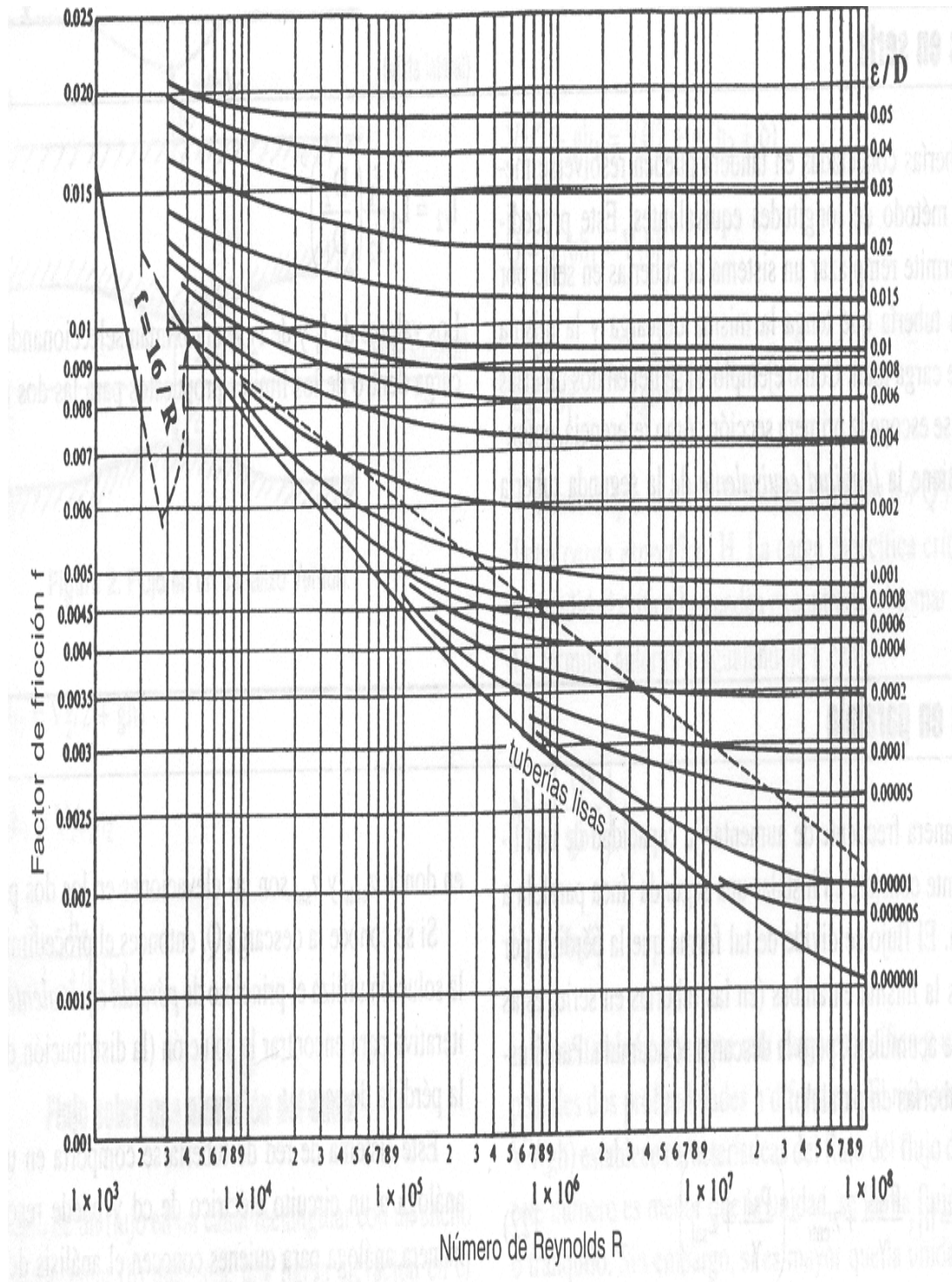
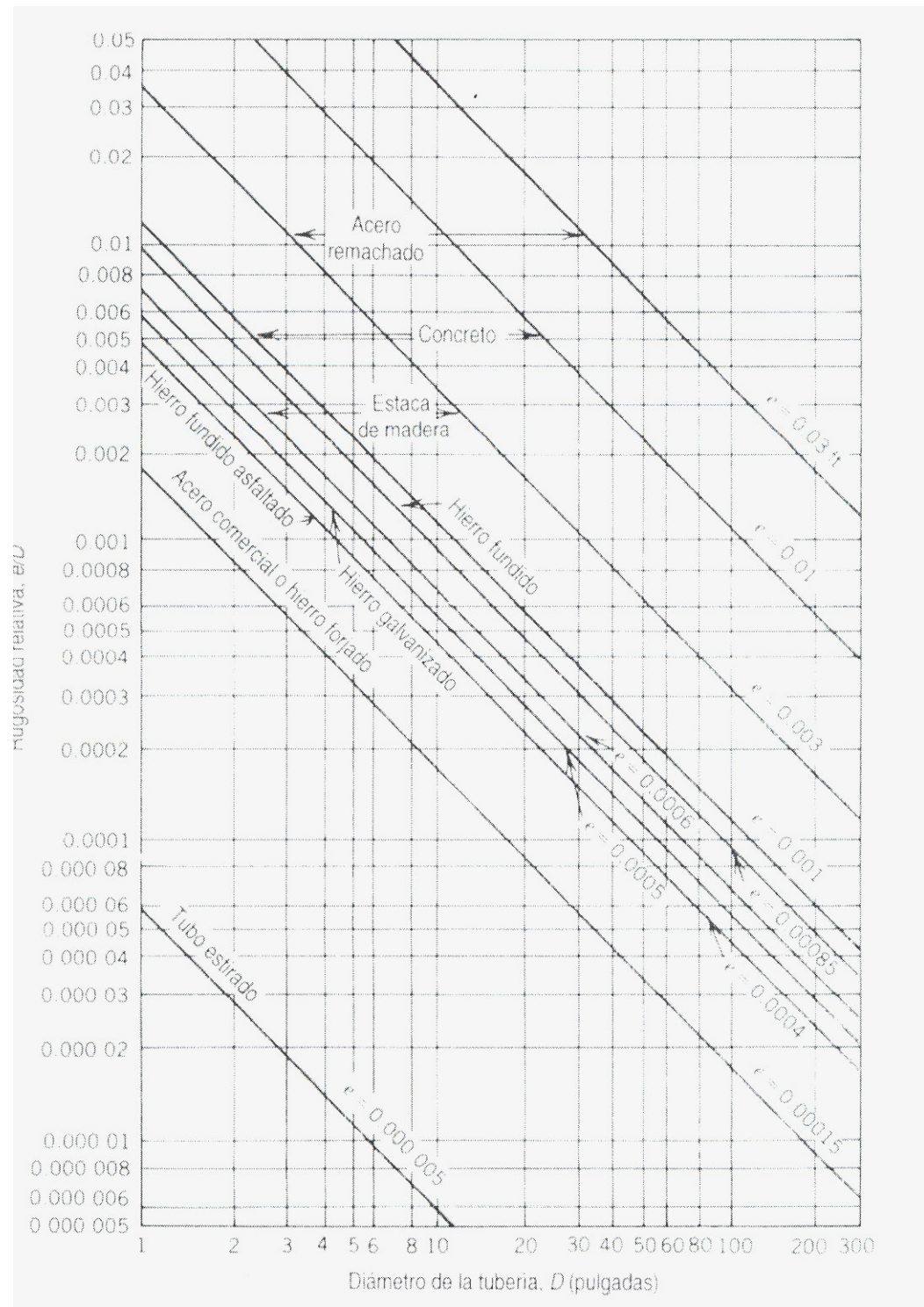


Figura B. 11 Límites de temperatura de aceite lubricante en cojinetes de empuje



Anexo B.12 Diagrama de Moody (Potter, M.)

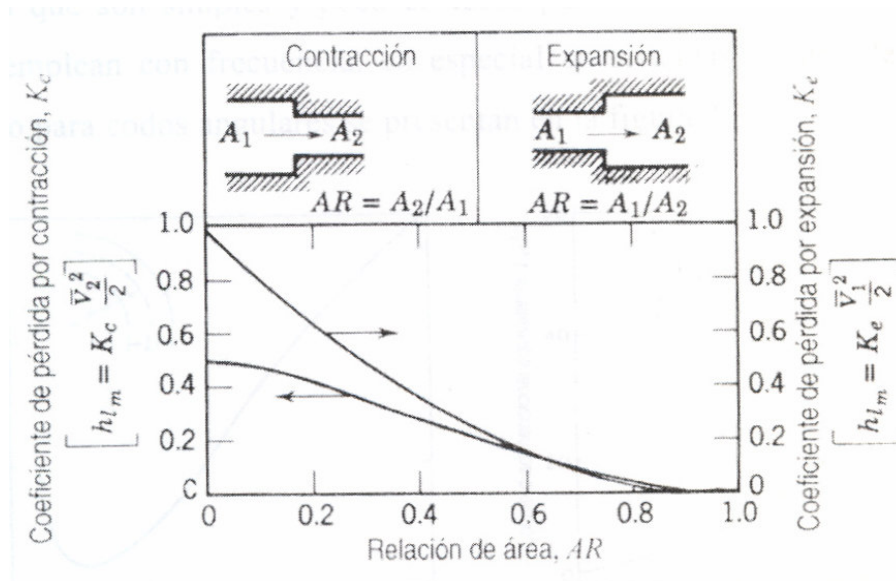


Anexo B.13Rugosidad relativa (CRANE)



Tipo de entrada		Coefficiente de pérdidas menores, K^a								
Reentrada		0.78								
Borde cuadrado		0.5								
Redondeada		<table><tr><td>r/D</td><td>0.02</td><td>0.06</td><td>≥ 0.15</td></tr><tr><td>K</td><td>0.28</td><td>0.15</td><td>0.04</td></tr></table>	r/D	0.02	0.06	≥ 0.15	K	0.28	0.15	0.04
r/D	0.02	0.06	≥ 0.15							
K	0.28	0.15	0.04							

Anexo B. 14.1 Coeficientes de pérdida en entrada y salida de tubería (CRANE)



Anexo B 14.2 Coeficientes de pérdidas por contracción y expansión en tuberías (CRANE)

	Ángulo de contracción, θ , grados							
	A_2/A_1	10	15-40	50-60	90	120	150	180
	0.50	0.05	0.05	0.06	0.12	0.18	0.24	0.26
	0.25	0.05	0.04	0.07	0.17	0.27	0.35	0.41
	0.10	0.05	0.05	0.08	0.19	0.29	0.37	0.43

Anexo B 14.3 Pérdidas en toberas (CRANE)