

## **TRABAJO ESPECIAL DE GRADO**

# **EVALUACIÓN TECNO-ECONÓMICA DE LOS PRECALENTADORES DE AGUA DE ALIMENTACIÓN DE LA PLANTA AMPLIACIÓN TACOA**

Presentado ante la ilustre  
Universidad Central de Venezuela,  
por los Brs:  
Hernández R, José  
Monagas M, María  
para optar al  
Título de Ingeniero Mecánico.

Caracas 2005

## **TRABAJO ESPECIAL DE GRADO**

# **EVALUACIÓN TECNO-ECONÓMICA DE LOS PRECALENTADORES DE AGUA DE ALIMENTACIÓN DE LA PLANTA AMPLIACIÓN TACOA**

TUTOR ACADÉMICO: Prof. Alberto Fuentes.  
TUTOR INDUSTRIAL: Ing. Ángel A. Marichal

Presentado ante la ilustre  
Universidad Central de Venezuela,  
por los Brs:  
Hernández R, José  
Monagas M, María  
para optar al  
Título de Ingeniero Mecánico.

Caracas 2005

Caracas, 15 de noviembre de 2.005

## ACTA

Los abajo firmantes, miembros del jurado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mécanica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por los bachilleres: JOSE GREGORIO HERNANDEZ y MARIA CECILIA MONAGAS.

**" EVALUACION TECNO-ECONOMICA DE LOS PRECALENTADORES DE AGUA DE ALIMENTACION DE LA PLANTA AMPLIACION TACOA".**

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el plan de estudio conducente al Título de Ingeniero Mecánico.



**Prof. Francisco Garcia**  
**Jurado**



**Prof. Rafael D'Andrea**  
**Jurado**



**Prof. Alberto Fuentes**  
**Tutor**



## *D*edicatoria

*Este trabajo especial que representa la culminación de mis estudios de pre-grado, se lo dedico:*

*A Dios Todopoderoso por siempre acompañarme y nunca dejarme sola.*

*A mis padres, **Carmen Zulay y Luís**; quienes me dieron todo su amor y comprensión a lo largo de mi vida, brindándome la mejor educación y haciendo de mi la persona que soy hoy.*

*A mi hermano, **Luís Gerardo**; compañero de siempre, trayendo a mi vida lo mas bello, mis sobrinos **John y Gerardo**.*

*A mis abuelitas **Mama Carmen y Evangelina**, quienes son lo más fuerte y la sonrisa más tierna, que he encontrado a lo largo de mi vida.*

*A mi difunta **abuela María**, mujer llena de bondad y alegría, quién nos acompaña sentimentalmente y quién está contenta por los éxitos de todos sus nietos. ¡Dios te tenga en su gloria “abolita”!*

*A toda mi **familia y amigos de siempre**.*

**Cecilia.**

*A **Dios Todopoderoso**, pues sin ti nada de esto hubiera sido posible*

*A **mis padres**, que han significado ayuda, fuerza, guía y ejemplo de empuje en mi vida, que me han ayudado a dar cada paso que he dado para llegar hasta donde estoy hoy en día.*

*A mis difuntos Abuelos **Juan de Dios, Encarnación y Teodocia**, siempre los tengo presentes, este trabajo es para ustedes.*

*A mi Abuelita **Brígida** quien aun sigue con nosotros y seguirá por un buen tiempo, para ti tambien. Abuelita, TQM.*

*A toda mi familia **tíos, tías, padrinos, madrinas, primos, primas**. Gracias y disculpen por hacerlos esperar tanto. ;-)*

*A la **Dra Alexis Godoy de Peraza (la Bejuca)** por ser ejemplo de dedicación, constancia, Fuerza de voluntad y ganas de vivir, por ser el vivo ejemplo de que con Fe en Dios y con buena disposición todo se logra en la vida.*

*A Mi compañera de Tesis **Cecilia** por su incurable y contagioso delirio supra realista que ayudó grandemente a la realización de este trabajo en tiempo record.*

*A todos mis **amigos, amigas y compañeros**. Esto es solo el principio!!!*

**Goyo**

## *Agradecimientos*

*A dios todo poderoso, protector de mi vida y artífice de mis triunfos.*

*A mis padres Carmen Zulay y Luís, y a mi hermano Luís Gerardo; quienes me han ayudado en cada paso de mi carrera.*

*A Antonio Navas, mi gran apoyo y mejor amigo, compañero y cómplice en esta ultima etapa tan importante de mi carrera de pregrado.*

*A José Gregorio (Goyo) mi compañero de tesis, quien me apoyo y acompaño en cada esfuerzo de este trabajo.*

*A la Electricidad de Caracas, junto con nuestros tutores y colaboradores, en especial Alberto Fuentes, Angel Marichal, Neil Carrero y José Urdaneta; quienes no apoyaron e instruyeron.*

*A la profesora Denisse Santaromita, por su apoyo incondicional, tiempo y dedicación.*

*A Adriana Gómez (Tina) por el apoyo incondicional brindado en cada momento durante mi carrera, mas que una amiga, una hermana.*

*A mis amigas de toda la vida con quienes he crecido: Natali, Ariadni, Suhayla, Mónica Mariant y Mariem.*

*A los amigos con los que compartí estos años inolvidables: Lili, Raquel, Nacho, Aris, Gerónimo, Bracho, Mariceli, Ronnie, Boris, Daniel Merchan, Francisco (Pachequito), Daniel (El Gallego), Carlos Raúl, Rafa, Maria (La Gorda), Luisito, Dario, Miguel, María, Rubén, William y Todos aquellos que me apoyaron y acompañaron durante esta etapa universitaria.*

*A Nohely, Aide, Ana y Alicia quienes fueron más que amigas parte de mi familia y siempre tendré presentes en mi corazón*

*A toda mi familia: abuelas, tías, primos y padrinos.*

*Gracias por Todo*

***Cecilia.***

*A Dios Todopoderoso por ser dador de vida, fuente de inspiración, guía, mentor y luz en este camino del cual solo el principio atisbo.*

*A mis Padres: **Petra María**, por esa tenacidad que siempre has tenido y por forjar mi carácter desde el principio, por ser al mismo tiempo el general más estricto y la caricia más dulce. Y **José Valdemar**, por ser siempre apoyo, siempre ejemplo de paciencia y darme ese carácter negociador que tanto me ha servido en la vida. En conjunto a ambos por aportarme toda una gama de enseñanzas, buenos ejemplos, guía y por siempre escuchar y dar su opinión, no con la intención de imponerse sino de crear raciocinio en mí. Por dejarme tomar mis propias decisiones (aun cuando a veces no hallan sido las mejores). Son los mejores, los amo!!!*

*A nuestros Tutores Ing. Alberto Fuentes e Ing. Ángel Marichal.*

*A La Electricidad de Caracas, a todo su personal por brindarnos apoyo e instrucción, en especial a: **José Urdaneta, Ana Karina, Carlos Duarte, Carolina de Nóbrega, Dakar Parada, José Manuel González, José Romero, Lic. Paniagua, Luís Cedeño, María, Neil Carrero, Víctor Hernández.***

*A todos mis amigos y amigas por haber servido de compañía y apoyo durante todos estos años. **Alejandro y Alejandrito, Aliana, Ana Who, Andreina Carrillo, Angie, Barbara Casal, Bernardo Porte, Boris, Chino Chang, Chino David, Daniel (Madrino), Eidri, El Cote (Soto), Familia Aguilar, Familia Arzola, Familia Díaz, Familia Gutierrez (Cachay la Gueva'a culea'o), Familia Romero, Fisher, Franck, Jerónimo, Gustavo (Colombia), Gustavo (Hecatombe), Gustavo (Manzanita), Hazle, Jose Emilio, Juan Roberto, Julio (Chulius), Julita, Laura Castellano, Lorena, Lorenzo y CC, Luz, Maricely (Portu), Melitza, Natalia y Joao, Nefitali, Nephtalí, y Carolina, neptalí, Oscar (Pataan Wilson), Rafael (no te debería incluir por oriental y bruto), Roberto, Said, Sheyla, Sulay, Taquito y Carol, Tata, Webel, Williston, Zucette***

*A Todos Mil Gracias...*

**Goyo**

*Hernández R, José Gregorio.*

**Monagas M, María Cecilia.**

## **EVALUACIÓN TECNO-ECONÓMICA DE LOS PRECALENTADORES DE AGUA DE ALIMENTACIÓN DE LA PLANTA AMPLIACIÓN TACOA**

**Tutor Académico: Prof. Alberto Fuentes. Tutor Industrial: Ing. Ángel Marichal.**

**Tesis. Caracas, U.C.V. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Mecánica.**

**2004. Pág. 120**

**Palabras Claves:** Calentadores de alta presión, Intercambiador con cambio de fase, Diseño de intercambiador, Diagnóstico de intercambiadores, Análisis económico.

### **RESUMEN**

En la Planta Ampliación Tocoa, actualmente existe una problemática que requirió del estudio de los calentadores de alta presión, con el fin de establecer un diseño térmico adecuado para este tipo de intercambiadores y un análisis de rentabilidad del proyecto basado en una estimación de costos requerido por la compañía.

El estudio de los intercambiadores se enfocó en una prueba para el diagnóstico de videoscopía hecho por la compañía y un estudio de las condiciones desfavorables al taponar tubos, por tanto, se cimentó principalmente en la velocidad máxima permisible que puede pasar por los tubos.

Finalmente, la realización del diseño se basó en una metodología educativa propuesta por Felibertt F., (1998), en las que se tomaron algunas consideraciones del comportamiento ideal, lo que nos permitió establecer un diseño que cumple con las exigencias de operación de la empresa y presenta una disponibilidad genérica apropiada.



## Tabla de nomenclatura

Los subtítulos D, C, S se refieren a las zonas de sobrecalentado, condensado y subenfriamiento respectivamente; Y los i, e se refieren a interno u externo.

$A$  : Área total de transferencia de calor.

$A_t$  : Área transversal del tubo

$A_{ct}$  : Área de paso transversal.

$B$  : Distancia entre deflectores

$Cp_w$  : Calor específico a presión constante para el agua.

$D_c$  : Diámetro de carcasa

$Deq$  : Diámetro equivalente

$Di$  : Diámetro interno

$Disp$  : Disponibilidad.

$E_j$  : Egreso en el período j

$G_{ct}$  : Velocidad másica transversal

$G_v$  : Velocidad másica vertical

$h$  : Coeficiente de película del fluido

$h_s$  : Entalpía del vapor sobrecalentado.

$h_c$  : Altura del segmento libre bajo un deflector

$h_{vs}$  : Entalpía del vapor saturado.

$i$  : Tasa de descuento

$j$  : Período

$J_h$  : Coeficiente de transmisión  $L$  : Longitud del calentador

$I_j$  : Suma en el período

$I_j$  : Ingreso en el período  $j$

$L_r$  : Distancia recorrida por el agua

$\dot{m}_v$  : Masa de vapor.

$\dot{m}_w$  : Masa de agua.

$n_T$  : Número de pasos

$N_{ch}$  : Número de deflectores

$N_{tp}$  : Número de tubos por paso

$N_T$  : Número de tubos totales

$q_w$  : Flujo volumétrico del fluido interno

$P_r$  : Número de Prandlt

$Q_C$  : Flujo de calor de la zona de condensado

$Q_D$  : Flujo de calor de la zona de sobrecalentamiento

$Q_S$  : Calor de la zona de subenfriamiento

$Q_t$  : Flujo de calor total cedido por el vapor

$Q_w$  : Flujo de calor total absorbido por el agua

$R_e$  : Número de reynolds

$u$  : Velocidad de flujo del fluido interior  $U_{TS}$  : Coeficiente global de transferencia sucio

$U_{tl}$ : Coeficiente global de transferencia de calor limpio

$R_s$ : Resistencia de ensuciamiento

$TMEF$ : Tiempo Mínimo Entre Fallas

$TMFS$ : Tiempo Medio Fuera de Servicio.

$T_1$ : Temperatura de entrada del agua.

$T_2$ : Temperatura intermedia del agua entre la zona de condensado y zona de subenfriamiento

$T_3$ : Temperatura intermedia del agua entre la zona de condensado y zona de desobrecalentamiento  $T_4$ : Temperatura de salida del agua.

$T_L$ : Temperatura de salida de drenaje.

$T_S$ : Temperatura de entrada del vapor.

$T_{VS}$ : Temperatura de vapor saturado.

$VP$ : Valor presente

$VPN$ : Valor presente neto

$\Delta P$ : Caída de presión

$\Delta h_{fg}$ : Diferencia de entalpía del vapor saturado y el líquido comprimido

$\Delta \bar{T}_{\log}$ : Diferencia de temperatura media logarítmica

$\lambda_w$ : Conductividad térmica del agua

$\mu$ : Viscosidad del fluido

$\rho_w$ : Densidad del agua

$\rho_v$ : Densidad del vapor

## Tabla de contenido

<i>D</i> edicatoria	iv
Tabla de nomenclatura	ix
Tabla de contenido	i
Índice de Ilustraciones	iv
Índice de Gráficos	v
Introducción	1
<b>Capítulo I</b>	<b>3</b>
<b>Planteamiento del Problema</b>	<b>3</b>
1.1 Motivación	4
1.2 Antecedentes	5
1.2.1 Reseña Histórica:	5
1.2.2 La Planta Ampliación Tocoa	8
1.2.3 Trabajos existentes	8
1.3 Planteamiento del problema	10
1.4 Objetivos y alcances	11
1.4.1 Objetivo General	11
1.4.2 Objetivos Específicos	11
1.4.3 Alcances	12
1.5 Recursos	13
<b>Capítulo II</b>	<b>14</b>
<b>Conceptos básicos de transferencia de calor</b>	<b>14</b>
2.1 Transferencia de Calor	15
2.1.1 Conducción	16
2.1.2 Convección	17
2.1.3 Radiación	18
2.2 Condensación	19
2.2.1 Condensación en gotas	19
2.2.2 Condensación en película	21
2.3 Intercambiadores de calor	22
2.4 Tipos de intercambiadores de calor	23
2.4.1 Intercambiadores de calor de múltiple tubos	23
2.4.2 Intercambiadores de Calor de tubo único	25
2.4.3 Intercambiadores de placas paralelas	26
2.4.4 Calentamiento externo	28
2.4.5 Intercambiadores que emplean superficies extendidas	29
2.4.6 Equipos especiales	31

2.5	Flujo de un fluido real	32
2.5.1	Los experimentos de Reynolds .....	32
<b>Capítulo III .....</b>		<b>35</b>
<b>Intercambiadores de Calor.....</b>		<b>35</b>
3.1	Intercambiador de calor carcasa y tubos	36
3.2	Diseño térmico de un intercambiador carcasa y tubos	36
3.2.1	Normas y especificaciones para el diseño del intercambiador de carcasa y tubos. ....	36
3.2.2	Método de cálculo para el diseño térmico de un intercambiador de carcasa y tubos vertical de tres zonas.....	38
3.3	Confiabilidad	56
3.4	Disponibilidad.	56
<b>Capítulo IV .....</b>		<b>60</b>
<b>Plantas Termoeléctricas.....</b>		<b>60</b>
4.1	Centrales Termoeléctricas	61
4.2	Ciclo Rankine	61
4.2.1	Ciclo Rankine con Recalentamiento .....	62
4.2.2	Ciclo Rankine con Regeneración.....	63
4.3	Ciclo de la Planta Ampliación Tocoa	65
4.3.1	Calentadores de alta presión.....	66
<b>Capítulo V .....</b>		<b>68</b>
<b>Análisis de costos.....</b>		<b>68</b>
5.1	Análisis de costos	69
5.2	Rentabilidad	69
5.2.1	Valor presente .....	69
5.2.2	Valor presente neto .....	70
5.2.3	Valor futuro.....	71
5.2.4	Valor anual .....	71
5.2.5	Tasa interna de retorno.....	71
5.3	Costos	72
5.3.1	Costos fijos.....	72
5.3.2	Costos variables .....	72
<b>Capítulo VI .....</b>		<b>73</b>
<b>Resultados y análisis del diagnóstico de los equipos .....</b>		<b>73</b>
6.1	Videoscopía	74
6.1.1	Videoscopía realizada al Calentador de Alta Presión No. 5 del tren de calentamiento .....	75
6.2	Ensayo no destructivo por corrientes inducidas	78
6.2.1	Ensayo no destructivo por corrientes inducidas realizado a los tubos del calentador de alta presión No. 5 de la unidad No. 7 de ampliación Tocoa ...	79
6.3	Evaluación de la velocidad de flujo dentro de los tubos del calentador	83
6.3.1	Datos para los cálculos.....	85

6.3.2	Velocidades actuales en los calentadores según el número de tubos taponados .....	86
6.3.3	Máximo número de tubos taponables .....	86
6.3.4	Tubos taponados respecto al tiempo .....	90
<b>Capítulo VII.....</b>		<b>93</b>
<b>Diseño del calentador de alta presión para la Planta de Ampliación Tocoa .....</b>		<b>93</b>
7.1	Criterios para el diseño	94
7.2	Calculo de la disponibilidad general	99
<b>Capítulo VIII .....</b>		<b>100</b>
<b>Análisis de rentabilidad para la adquisición de los nuevos intercambiadores..</b>		<b>100</b>
8.1	Generalidades	101
8.2	Costos	101
8.2.1	Costo extra generado por la cantidad de tubos taponados .....	101
8.2.2	Costo extra generado con los calentadores fuera de servicio.....	102
8.3	Cálculo del valor presente neto	102
8.3.1	Representación gráfica del análisis .....	103
8.3.2	Calculo de valor presente neto. ....	104
<b>Capítulo IX .....</b>		<b>105</b>
<b>Análisis de resultados.....</b>		<b>105</b>
<b>Capítulo X.....</b>		<b>108</b>
<b>Conclusiones .....</b>		<b>108</b>
<b>Capítulo XI .....</b>		<b>110</b>
<b>Recomendaciones .....</b>		<b>110</b>
Bibliografía		112
<b>Capítulo XII.....</b>		<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
<b>Anexos .....</b>		<b>¡Error! Marcador no definido.</b>

## Índice de Ilustraciones

Ilustración 1 Planta Arrecifes .....	6
Ilustración 2 Planta Arrecifes - Tocoa .....	6
Ilustración 3 Planta Ampliación Tocoa .....	6
Ilustración 4 Conjunto generador Ricardo Zuloaga .....	7
Ilustración 5 Condensación en gotas. Nótese los espacios secos a la izquierda y encima de la gota del medio.....	20
Ilustración 6 Calentador de carcasa y tubo.....	24
Ilustración 7 Intercambiador de tubos múltiples en espiral .....	25
Ilustración 8 Intercambiador de calor de doble tubo (anular).....	26
Ilustración 9 Calentador de Placas paralelas .....	27
Ilustración 10 Intercambiador de Placas Espirales .....	28
Ilustración 11 Intercambiador con aletas.....	30
Ilustración 12 Aeroenfriador .....	30
Ilustración 13 Experimento de Reynolds .....	33
Ilustración 14 Comportamiento de la temperatura del agua de alimentación y del vapor de enfriamiento en un calentador de tres fases.....	38
Ilustración 15 Arreglo triangular (Montezuma, U., 1998) .....	46
Ilustración 16 Ciclo Rankine con recalentamiento.....	62
Ilustración 17 Ciclo Rankine con regeneración (Calentador cerrado).....	64
Ilustración 18 Ciclo Rankine con regeneración (Calentadores cerrados).....	64
Ilustración 19 Diagrama de la Planta Ampliación Tocoa .....	66
Ilustración 20 Equipo de Videoscopía remota.....	74
Ilustración 21 Control de la sonda de un videoscopio.....	75
Ilustración 22 Inspección hecha a un calentador por videoscopía a un calentador .....	75
Ilustración 23 Videoscopía realizada donde se muestran obstrucciones dentro del calentador (a) y (c) en la placa Tubular. (b) dentro de uno de los tubos. (Testek, 2002) .....	76
Ilustración 24 Videoscopía realizada donde se muestran deformaciones en los tubos rotos dentro del calentador. (Testek, 2002).....	77
Ilustración 25 Videoscopía realizada en donde se observa rasgadura de uno de los tubos del calentador. (Testek, 2002) .....	78
Ilustración 26 Esquema del ensayo de corrientes inducidas.....	79
Ilustración 27 Plano del calentador. (Testek, 2002) .....	81

## Índice de Gráficos

Gráfico 1 Influencia del número de tubos taponados en la velocidad de flujo del agua de alimentación (CAP5). Operación a 400 MW.....	87
Gráfico 2 Influencia del número de tubos taponados en la velocidad de flujo del agua de alimentación (CAP5). Operación a 460 MW.....	88
Gráfico 3 Influencia del número de tubos taponados en la velocidad de flujo del agua de alimentación (CAP 6) . Operación a 400 MW.....	89
Gráfico 4 Tubos taponados Vs Tiempo (CAP 5 CGRZ 7).....	90
Gráfico 5 Tubos Taponados vs. Tiempo (CAP 6 CGRZ 9) .....	91
Gráfico 6 Factor de fricción para fluido interno.....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
Gráfico 7 Factor de fricción para flujo externo .....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
Gráfico 8 Viscosidad en los líquidos.....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
Gráfico 9 Viscosidad en los gases.....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>





---

## Introducción

La corporación AES es una de las compañías líderes en la generación de energía eléctrica a nivel mundial, su rango de operación engloba la generación y distribución de energía en más de 26 países alrededor del mundo.

La Electricidad de Caracas, como miembro de la corporación AES, se ha trazado ambiciosos proyectos enmarcados bajo el precepto de un mejoramiento continuo que promueven el desarrollo de sus actividades medulares. No obstante, por ser una empresa cuyas actividades están acordes con las mejores prácticas a nivel mundial, ha buscado desarrollar aquellas áreas, que le permitan tener un desempeño competitivo en cuanto a producción, ambiente y seguridad.

Es esta búsqueda de óptimo desempeño y competitividad lo que ha llevado a numerosos estudios sobre la operación y desempeño de los componentes de sus distintas plantas.

La planta ampliación Tocoa, perteneciente al Complejo Generador Ricardo Zuloaga consta de tres unidades generadoras de 460 MW cada una que operan bajo el ciclo Rankine regenerativo con recalentamiento. La parte de la regeneración es llevada a cabo mediante 7 precalentadores: 3 de baja presión, 1 desaireador y 3 de alta presión.

Es en estos tres calentadores de alta presión en los que se basa el estudio que a continuación se presenta. Dichos calentadores son de carcaza y tubo, los tubos han ido presentando rupturas que se presentan cada vez con mayor frecuencia, lo anterior implica un inconveniente en cuanto a que cada vez que se presenta una ruptura, el tren de calentamiento de agua de alimentación de alta presión debe ser puesto fuera de operación para realizar los trabajos de reparación, que consiste en taponar el/los tubos taponados.



Adicionalmente, cada tubo que se tapona se traduce en un decremento en el área de transferencia y consecuente disminución en el desempeño del calentador. Todo lo anterior implica mayor gasto de combustible en el generador para seguir operando bajo las condiciones de diseño de la planta.

En el desarrollo de este trabajo se encuentran evaluaciones y análisis del desempeño actual de dichos calentadores, así como también el diseño de una opción de calentador que se adapta al proceso así como también opciones de solución para el problema económico que genera la situación actual y sus proyecciones a futuro.

## **Capítulo I**

# **Planteamiento del Problema**



## **1.1 Motivación**

En cualquier proceso productivo el objetivo es disminuir los costos, para el caso particular de una central termoeléctrica, basada en el ciclo ranking, es muy común emplear ciclos con recalentamientos entre etapas de turbina, con el fin de aumentar el nivel energético del vapor, y precalentamientos de agua utilizando extracciones de la turbina, aumentando la temperatura del agua antes de entrar al generador de vapor.

En la actualidad en la planta Ampliación Tocoa, correspondiente al Complejo Generador Ricardo Zuloaga, se presentan distintos problemas con el sistema de precalentadores, una de las razones ha sido la clausura de una gran cantidad de tubos dentro de los mismos, debido a fisuras, grietas, fracturas, desgaste y otros. Al reducir el número de tubos operativos en el tren de precalentamiento, se reduce la eficiencia del equipo, aumentando de manera notable los costos de operación de la planta. En caso de que la eficiencia de los precalentadores se vea muy reducida, puede ser necesario reemplazar el equipo completo, la factibilidad de este cambio puede estimarse haciendo una relación entre el dinero de más que se está consumiendo en la planta, comparado con el costo de reemplazo del equipo.



## **1.2 Antecedentes**

### **1.2.1 Reseña Histórica:**

En 1891, Ricardo Zuloaga, asiste a la Exposición Internacional de Electricidad, en Frankfurt, para traer a Venezuela las nuevas ideas que estaban surgiendo acerca de la producción y el empleo del fluido eléctrico.

El 27 de noviembre de 1985, se funda la Compañía Anónima La Electricidad de Caracas con el objeto de vender y utilizar la fuerza eléctrica en esta ciudad. Tan sólo dos años más tarde se inaugura la planta El Encantado de 420Kw, alimentada por el Río Guaire. Año tras año se instalan plantas con el fin cumplir con las demandas debido al crecimiento de caracas, plantas como: La Planta Los Naranjos, El Encantado, Planta Lira, Caoma, Mamo, Marapa, Curupao e Izcaragua.

Debido a las plantas afectadas en el Río Guaire y las prolongadas sequías que perjudicaban la continuidad del servicio, muy pronto obligaron a La Electricidad de Caracas a buscar alternativas para evitar la dependencia de la generación hidráulica. Por esta razón en 1931 se instala la Planta La Guaira, la primera central termoeléctrica de su capacidad generadora, operada con petróleo

En 1947 se iniciarán los trabajos preliminares para dar vida al complejo termoeléctrico de Arrecifes, operado con gas o petróleo.



### Ilustración 1 Planta Arrecifes



Ilustración tomada de :EDC, 2005

En 1949 se construye la Planta El Cortijo y en 1963 se inician las conversaciones para realizar la interconexión de las empresas eléctricas del país.

En 1967 La Electricidad de Caracas comienza los trabajos para la instalación de la planta Oscar Augusto Machado, esta central termoeléctrica estaría conformada por cuatro turbinas que se utilizaban como generadores a gas.

En 1953 se inicia la construcción de la Planta Tacoa, y para la década de los años 70 el crecimiento de Caracas comienza a ser desmesurado, por lo que se inicia la construcción de la ampliación de la planta termoeléctrica de Tacoa.



**Ilustración 2 Planta Arrecifes - Tacoa**

Ilustración tomada de :EDC, 2005



**Ilustración 3 Planta Ampliación Tacoa**

Ilustración tomada de :EDC, 2005



Las unidades V y VI de Tocoa y VII, VIII y IX de Ampliación Tocoa fueron repotenciadas y este trabajo se culmina en el año 1992.

En 1995 Entra en servicio el nuevo sistema de almacenamiento, manejo y suministro de gas licuado de petróleo para ser usado como combustible alterno en el encendido de los pilotos de las calderas, en caso de ausencia total de energía en Ampliación Tocoa. Este mismo año entra en servicio una nueva planta desaladora que permite incrementar el procesamiento de agua de mar.

El 1ro de julio del año 2000. La empresa norteamericana “The AES Corporation”, en una Oferta Pública de Acciones, adquiere el 87,1% de las acciones de La Electricidad de Caracas.

Actualmente éste constituye el Conjunto Generador Ricardo Zuloaga, conformado por las unidades de las Plantas Arrecifes, Tocoa y Ampliación Tocoa.

#### **Ilustración 4 Conjunto generador Ricardo Zuloaga**





### **1.2.2 La Planta Ampliación Tocoa**

La Planta Ampliación Tocoa cuenta con 3 unidades generadoras con una capacidad instalada de 460 MW, dichas unidades están constituidas por una turbina de tres etapas en serie sobre un solo eje, con un recalentamiento entre las dos primeras, dos trenes de precalentamiento (uno de alta presión y uno de baja presión), un condensador de dos pasos de tubo y un paso de concha dividido en dos partes y un generador de vapor de alta presión.

### **1.2.3 Trabajos existentes.**

Existen diversos trabajos desarrollados en esta área dentro de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Central de Venezuela, por distintos miembros de la comunidad de pregrado y postgrado en diversas áreas de la ingeniería. En la actualidad entre los trabajos referentes a estudios de factibilidad técnico-económicos y precalentadores de agua, se puede destacar:

Trabajo Especial de grado realizado por Otaiza, Miguel y Windmüller, Alberto, en el año 1995, titulado “Determinación del ciclo óptimo de precalentadores de la planta destiladores N° 9 de MARAVEN S.A.”.

Una de las fuentes más importantes de energía térmica esta presente en la industria de refinación dentro de sus corrientes de proceso, especialmente en aquellas donde la corriente residual todavía tiene altas temperaturas y un flujo másico considerable. Este calor se aprovecha para calentar los afluentes de proceso, lo que genera grandes ahorros en combustible para los hornos. Un factor que influye en la





eficiencia del proceso de calentamiento es el ensuciamiento de los equipos para el intercambio. Para lograr optimizar el uso de esta energía se hace necesaria una estrategia de limpieza que garantice su mejor uso. En el contexto de este Trabajo Especial de Grado, se presenta una metodología para Determinar el Ciclo Óptimo de Limpieza en los Intercambiadores de Calor T-8A/H de la Planta Destiladora No. 4 en la Refinería Cardón, Maraven S.A.

Trabajo Especial de grado realizado por Rodríguez, Argénis y Rodríguez, Cristhian, en el año 1989, titulado “Optimización y ampliación del programa de diseño térmico de intercambiadores de calor de concha y tubos y su selección económica”.

El presente trabajo contiene información referente al Diseño de Intercambiadores de Calor del tipo Concha y Tubo TEMA CLASE R. El mismo está dividido en dos secciones correspondientes a la modificación y optimización del programa de diseño térmico y la elaboración del programa de estimación de costo basado en el método de Richardson Engineering Service Inc (Estimación de Costo de planta de proceso). En la primera parte se encuentra el manual del programa modificado y optimizado para la obtención del diseño térmico y mecánico; el mismo sigue estrictamente lo señalado por el código ASME (American Society of Mechanical Engineering) Sección VIII división I y las normas TEMA (Standard of Tubular Exchanges Association). La segunda parte contiene el manual del programa realizado para la estimación del costo de los equipos antes mencionados (TEMA CLASE R) y obtenido de las informaciones suministradas por CORPOVEN S. A.



### **1.3 Planteamiento del problema**

Cada unidad generadora de la planta Ampliación Tocoa consta de tres calentadores de agua de alta presión de carcasa y tubo, los cuales utilizan vapor extraído de las turbinas para calentar el agua de alimentación de las calderas.

En la actualidad, debido al tiempo de operación de la planta, gran cantidad de las tuberías de los precalentadores han sido taponadas, debido a diversos factores, reduciendo la eficiencia general de la planta y aumentando considerablemente el consumo específico de combustible. Debido a que el haz de tubos del precalentador es solidario con la carcasa del mismo, no es posible, como se haría en otras circunstancias, cambiar el haz de tubos.

Por estas razones, es necesario establecer en que punto resulta realmente conveniente reemplazar el precalentador, dependiendo de la cantidad de tubos taponados y realizar un estudio tecno-económico de los precalentadores de reemplazo.



## **1.4 Objetivos y alcances**

### **1.4.1 Objetivo General**

Realizar un estudio de factibilidad técnico-económico para la rehabilitación de los precalentadores de agua de alimentación a los generadores de vapor, de las unidades de la planta Ampliación Tocoa perteneciente al Conjunto Generador Ricardo Zuloaga de la Electricidad de Caracas-AES.

### **1.4.2 Objetivos Específicos**

Evaluar las variables termodinámicas involucradas en los equipos bajo estudio.

Ejecutar pruebas pertinentes para el diagnóstico de los equipos que conforman el tren de calentamiento.

Realizar un estudio acerca de la cantidad de tubos clausurados en los precalentadores.

Analizar cuál es la máxima cantidad de tuberías que se puede clausurar sin perjudicar de una manera notable el proceso productivo de la planta.

Realizar un estudio técnico económico para evaluar la factibilidad de reparación del equipo en estudio.

Determinar el tiempo en el cual resultará más conveniente realizar el cambio del precalentador.

Diseñar y evaluar térmicamente el intercambiador más conveniente para los nuevos precalentadores.

Calcular la confiabilidad de los precalentadores.



Realizar un análisis de costos para el nuevo precalentador.

Determinar gastos actuales y comparar con los gastos que implican las opciones de reparación y/o reemplazo de equipos.

### **1.4.3 Alcances**

De igual manera, en el planteamiento original del proyecto se establecieron alcances, que se lograron y entre los que destacan:

Estudio de la situación actual de los equipos que conforman el tren de calentamiento de la unidad generadora.

Determinar, basado en las instrucciones de mantenimiento y los análisis de operación del equipo, la máxima cantidad de tuberías que resulta aceptable clausurar antes de considerar un cambio de equipo.

Análisis tecno-económico para la implementación de la opción de reparación o de adquisición de nuevas unidades de precalentamiento.

Realizar, considerando los costos de reposición, el tiempo de instalación y la funcionalidad, la selección del nuevo precalentador.

Propuesta de una solución para la rehabilitación, en la cual se obtenga la consecuente disminución del consumo específico de calor.



## **1.5 Recursos**

A lo largo del desarrollo del trabajo de grado, fue necesario emplear algunos recursos para el logro de ciertos objetivos, los cuales estuvieron a nuestra disposición y entre los que destacan:

Acceso a las instalaciones y laboratorios del Complejo Generador “Ricardo Zuloaga” para la toma de los datos reales del sistema.

Acceso a la Biblioteca de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Central de Venezuela

Acceso a la Biblioteca de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Central de Venezuela.

Acceso a la Biblioteca Central de la Universidad Central de Venezuela.

Acceso a la Biblioteca de la Electricidad de Caracas, San Bernardino.

Acceso a la Biblioteca Conjunto Generador Ricardo Zuloaga.

Una computadora personal por cada tesista.

## **Capítulo II**

# **Conceptos básicos de transferencia de calor**



## **2.1 Transferencia de Calor**

A lo largo de los años la termodinámica ha estudiado estados en equilibrio de la materia, lo que ha permitido predecir la cantidad de energía necesaria para llevar un sistema de un estado de equilibrio a otro, pero no puede predecir la rapidez con la que ocurrirá dicho cambio, ni como se comportará el sistema en un instante determinado, es en éste último aspecto en el que se incorpora la transferencia de calor como complemento de la termodinámica.

La Transferencia de calor es la ciencia que estudia la transición cuantitativa de energía entre cuerpos en contacto o no, debido a diferenciales de temperatura. Esta transferencia de energía se define como calor. La transferencia de calor pretende estudiar la manera en que se transfiere la energía térmica, así como la rapidez a la cual ocurre dicha transferencia bajo ciertas condiciones específicas de temperatura y conductividad, este hecho marca la diferencia entre la termodinámica y la transferencia de calor.

La Comprensión de los fenómenos de transferencia de calor se facilita a partir de los estudios referentes a la naturaleza del calor. Se han descubierto muchas manifestaciones del calor, lo que impide que una sola teoría englobe el comportamiento de todas ellas; las leyes aplicables a bajas temperaturas pueden no ser aplicables a la caracterización del mismo fenómeno a altas temperaturas, de igual manera puede influir en el modo de transferencia los medios a través de los cuales este se transmite y si existe o no movimiento macroscópico entre las moléculas de los mismos, es por ello que se deben definir los siguientes términos.



### **2.1.1 Conducción**

La Conducción de calor se refiere a transferencia de calor a través de un material fijo, es decir, un material en el cual existe contacto directo entre las moléculas no existe movimiento macroscópico entre estas, dicho material puede encontrarse en cualquiera de los tres estados de la materia. Esta transferencia de calor fluye desde la parte más caliente de un cuerpo hacia la parte más fría del mismo. Este modo de transferencia de calor no implica transferencia de masa. En estado estacionario, el caudal de transmisión de calor depende de la naturaleza del material y de la diferencia de temperaturas, y es expresado a través de la ley de Fourier a continuación:

$$Q = -\lambda \cdot A \frac{\partial T}{\partial x} \quad (2.1)$$

Donde:

Q = Flujo de calor.

$\lambda$  = Conductividad térmica del material.

A = Área de transferencia de calor.

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





El signo negativo se ha introducido para satisfacer el segundo principio de la termodinámica, que consiste en que el calor debe fluir hacia las temperaturas decrecientes.

### **2.1.1.1 Conductividad térmica**

Se refiere a una constante de proporcionalidad que indica cuanto se opone un material a dejar pasar a través de él un flujo de calor, es decir, un material con alta conductividad térmica será aquel a través del cual el calor fluirá con relativa facilidad, en cambio, un material con baja conductividad térmica, se opondrá al flujo de calor, este tipo de materiales son llamados aislantes.

### **2.1.2 Convección**

Es la transmisión de calor entre partes relativamente calientes y frías de un fluido, existiendo movimiento de sus moléculas a nivel macroscópico. Lo anterior puede ser ilustrado mediante un simple ejemplo: al exponer una placa caliente al aire a temperatura ambiente, esta transferirá calor al ambiente debido a la diferencia de temperatura, el aire adyacente se calentará y su densidad disminuirá, haciendo que el aire más frío que se encuentra sobre este baje y lo desplace, este aire frío se calentará y se repetirá todo de nuevo. Este comportamiento se denomina convección natural; Si en cambio se agitara o se hiciera circular el fluido a través de algún medio externo, este fenómeno toma el nombre de convección forzada, y la transferencia de calor será de mayor magnitud. Para tener en cuenta esta forma de transmisión de calor, Prandtl 1904 formuló el concepto de capa límite en la que esta situada toda la resistencia a la transmisión de calor.



Para englobar el comportamiento general de la convección se utiliza la Ley del enfriamiento de Newton:

$$Q = h \cdot A \cdot (T_s - T_\infty) \quad (2.2)$$

Donde:

$q$  = Flujo de calor.

$h$  = Coeficiente convectivo de calor.

$A$  = Área de la superficie.

$T_s$  = Temperatura de la superficie.

$T_\infty$  = Temperatura promedio del fluido.

El coeficiente convectivo depende del fluido, y si del flujo de este es natural o forzado, este ultimo caso dependiendo de si es laminar o turbulento.

### **2.1.3 Radiación**

Es la radiación electromagnética emitida por un cuerpo debido a su temperatura. La energía radiante es de la misma naturaleza que la luz visible ordinaria. A diferencia de los otros métodos de transferencia de calor, la radiación no precisa un medio para efectuarse, es decir, el calor puede transferirse a través del vacío mediante el mecanismo de radiación.



La radiación consta de la transferencia de energía desde una fuente a un receptor. Cuando este fenómeno ocurre parte de la energía se absorbe por el receptor y parte es reflejada por él.

## **2.2 Condensación**

Los fluidos pueden existir en diversos estados, tales como: gas, vapor o líquido. En los procesos de transferencia de calor pueden ocurrir cambios de estado; el cambio de líquido a vapor se denomina vaporización y el cambio de vapor a líquido se denomina condensación. Los cambios de estado ocurren a una determinada temperatura, llamada temperatura de saturación, dicha temperatura se mantiene constante si se considera un vapor condensable que trabaja a presión constante o casi constante, modo en el cual ocurren dichos fenómenos industrialmente.

La condensación se conoce en dos distintos mecanismos físicos los cuales se comportan a velocidades muy diferentes de transferencia de calor; condensación en forma de película y de gota.

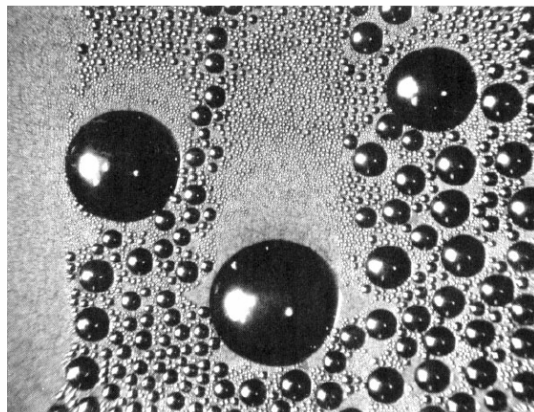
### **2.2.1 Condensación en gotas**

Considérese una placa vertical en presencia de un vapor condensable, si la temperatura de la placa está por debajo de la temperatura de saturación del vapor, se formará condensado sobre la placa y bajo la acción de la gravedad, éste se desplazará hacia abajo por la placa. Si el líquido no moja la superficie, se forman pequeñas gotas que descienden por la superficie de forma aleatoria. Este proceso se llama condensación en gotas.



En la condensación en gotas, una gran parte del área de la placa está expuesta directamente al vapor; no existe la barrera de la película al flujo de calor, y habrá flujos de calor mayores. De hecho, los flujos de calor en la condensación en gotas pueden ser hasta diez veces mayores que en la condensación en película, por estas razones, para flujos de calor más altos sería preferible la condensación en gotas a la condensación en película, pero es extremadamente difícil mantener este tipo de condensación, ya que la mayoría de las superficies se convierten en mojadas después de ponerse en contacto durante un período prolongado de tiempo a un vapor que se condensa.

Se han utilizado diversos recubrimientos superficiales y aditivos para el vapor, con la intención de mantener la condensación en gotas, pero esos métodos no han tenido éxito completo hasta la fecha.



**Ilustración 5** Condensación en gotas. Nótese los espacios secos a la izquierda y encima de la gota del medio.

*(Lienhard, J V y Lienhard J IV. 2003)*



### **2.2.2 Condensación en película**

Cuando el líquido moja la superficie, se forma una película delgada y el proceso se llama condensación en película. En el proceso de condensación en película, la superficie es cubierta por aquélla, que aumenta su espesor según se desplaza por la placa hacia abajo, creando un gradiente de temperatura en la película, que representa una resistencia térmica a la transferencia de calor. El coeficiente de película en la condensación, está influido por la textura de la superficie en la cual tiene lugar la condensación y por la superficie condensante, la cual está montada verticalmente u horizontalmente.

La película se origina en la parte superior de la placa y fluye hacia abajo por la influencia de la gravedad. El espesor de película y del flujo másico del condensado aumenta al descender por la placa, debido a la condensación continua en la interfaz líquido-vapor, que se encuentra a la temperatura de saturación. Es cuando se origina transferencia de calor desde esta interfaz, a través de la película, hasta la superficie, que se mantiene a una temperatura inferior a la de saturación.

En el caso más general, el vapor puede estar sobrecalentado y puede ser parte de una mezcla que contenga uno o más gases incondensables. Además existe un esfuerzo cortante finito en la interfaz líquido-vapor, que contribuye a un gradiente de velocidad en el vapor, así como en la película.

Para poder realizar estudios asociados con la condensación en película, se pueden obtener resultados útiles al hacer las siguientes consideraciones:

Se considera flujo laminar y propiedades constantes para la película líquida.



Se considera que el vapor es puro y se encuentra a una temperatura uniforme igual a la temperatura de saturación. Sin un gradiente de temperatura en el vapor, la transferencia de calor a la interfaz líquido-vapor solo puede ocurrir por condensación en la interfaz y no por conducción de vapor.

Se considera despreciable el esfuerzo cortante en la interfaz líquido-vapor. No hay necesidad de tomar en cuenta las capas límites de velocidad o térmica debido a las últimas consideraciones (2 y 3).

Se considera que los efectos de aceleración del fluido y de la convección no afectan al proceso. Esta suposición es razonable en virtud de las bajas velocidades asociadas con la película. Se sigue que la transferencia de calor a través de la película ocurre solo por conducción, en cuyo caso la distribución de temperatura del líquido es lineal.

### **2.3 Intercambiadores de calor**

El equipo de transferencia de calor se define por las funciones que desempeña en un proceso. El intercambiador de calor es un equipo diseñado con la finalidad de intercambiar calor entre dos o más masas estáticas o en movimiento de un proceso.

Los calentadores se usan primariamente para calentar fluidos de proceso, y generalmente se usa vapor con este fin, aun cuando en las refinerías de petróleo el aceite caliente recirculado tiene el mismo propósito.

Los enfriadores se emplean para enfriar fluidos en un proceso, el agua es el medio enfriador principal. Los condensadores son enfriadores cuyo propósito principal es eliminar calor latente en lugar de calor sensible, los hervidores tienen el



propósito de suplir los requerimientos de calor en los procesos de destilación como calor latente. Los evaporadores se emplean para la concentración de soluciones por evaporación de agua.

## **2.4 Tipos de intercambiadores de calor**

Dentro de la gran variedad existente, se pueden establecer los siguientes tipos generales de acuerdo a su estructura:

Intercambiadores de calor de múltiples tubos.

Intercambiadores de calor de tubo único.

Intercambiadores de calor de placas paralelas.

Calentadores externos.

Equipos de transferencia de calor por contacto directo.

Intercambiadores que emplean superficies extendidas.

Equipos especiales.

### **2.4.1 Intercambiadores de calor de múltiple tubos.**

Su principal ventaja es la versatilidad que pueden adoptar, ya que se acomodan a las necesidades del proceso muy fácilmente mediante la elección de sus componentes: longitud, número y diámetro de tubos y modificación del flujo externo utilizando deflectores. Es el de más fácil adaptación a las necesidades del proceso.



### 2.4.1.1 Intercambiador de calor de tubo y carcasa

Es uno de los más utilizados para resolver problemas de intercambio de calor por su alta eficiencia y versatilidad. Un intercambiador de tubo y carcasa está compuesto por un banco de tubos dispuestos ordenadamente y una carcasa que recubre a dicho banco.

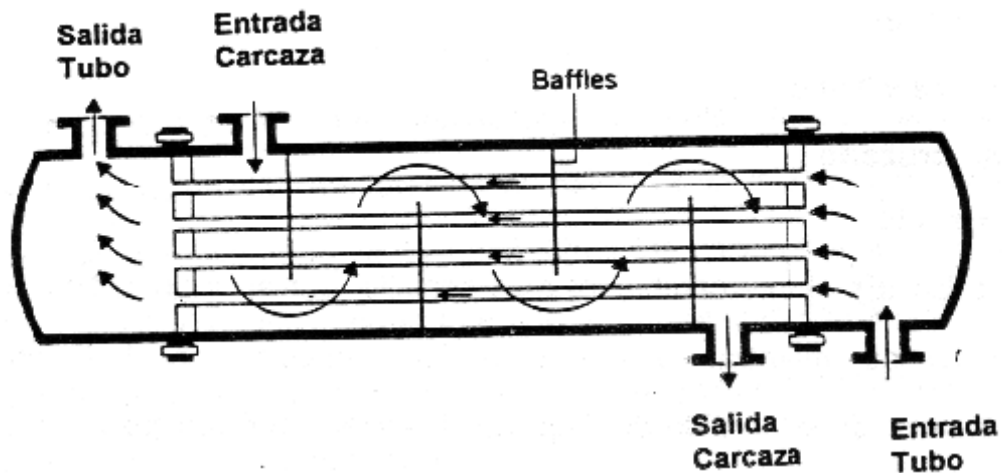


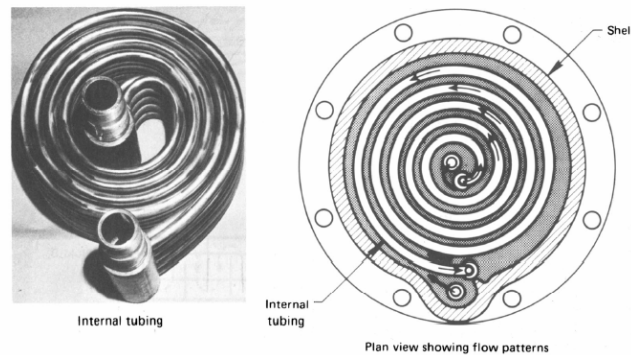
Ilustración 6 Calentador de carcasa y tubo

(Herrera, L. 2000).

### 2.4.1.2 Intercambiadores con tubos en espiral

Están compuestos por uno o varios serpentines en arreglos espirales concéntricos que pueden estar dentro de una envolvente o en el interior de una columna.





**Ilustración 7 Intercambiador de tubos múltiples en espiral**

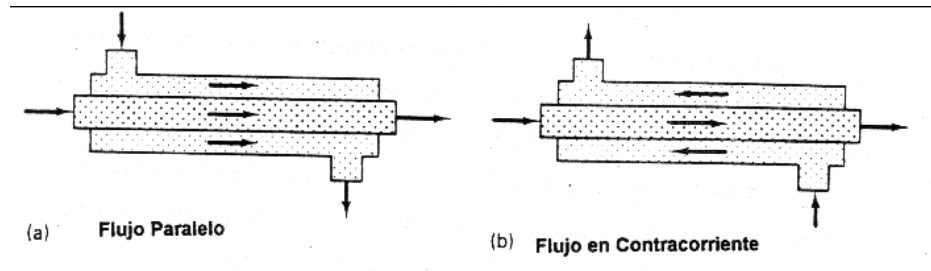
*(Herrera, L. 2000).*

## 2.4.2 Intercambiadores de Calor de tubo único

Su uso no es muy frecuente, y son utilizados solo cuando se requiere una pequeña área de transferencia de calor. Se dividen en tres tipos:

### 2.4.2.1 Intercambiadores de doble tubo

Consiste en un tubo recto o en “U” con otro tubo concéntrico dentro de el (ánulo) por cada uno de los tubos circula un fluido, haciéndose la transferencia de calor a través de la pared del ánulo. Para un mismo proceso pueden tenerse varios de estos equipos trabajando en serie o en paralelo. La principal ventaja de este tipo de intercambiadores es su facilidad de limpieza, sin embargo, para superficies de transferencia mayores a  $100 \text{ pie}^2$  deben considerarse otro tipo de calentadores.



**Ilustración 8 Intercambiador de calor de doble tubo (anular)**

*(Herrera, L. 2000).*

#### **2.4.2.2 Intercambiadores de Trombón**

Consiste en varios tubos en “U” conectados uno encima de otro a los cuales se les deja caer el líquido de enfriamiento a través de unos colectores. Su coeficiente de transferencia no es muy alto, pero son de económica construcción.

#### **2.4.2.3 Serpientes en recipientes**

Generalmente son utilizados para calentar líquidos almacenados, y consiste en un tubo dispuesto en “U” o en espiral que se introduce en el recipiente que contiene el líquido a ser calentado hasta quedar inmerso en el, y a través del cual se hace pasar el líquido de calentamiento.

#### **2.4.3 Intercambiadores de placas paralelas**

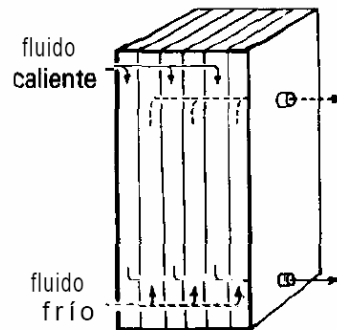
Se utilizan en ocasiones como sustituto de los intercambiadores de conche y tubo por ser su coeficiente de transferencia más elevado y ser de fácil limpieza, sin



embargo, la presión y temperatura máxima de operación son limitantes en este tipo de calentadores.

### **2.4.3.1 Intercambiadores de placas rectas**

Consiste en un arreglo de placas planas rectas paralelas acopladas entre si, estas placas generalmente tienen canales estampados para dar mayor turbulencia al fluido. La presión de operación recomendada se encuentra entre 4 y 16 atmósferas, pudiendo llegar en algunos casos hasta 21 atmósferas. La temperatura de operación se ve limitada por el material de las juntas, que son generalmente elastómeros, estos soportan fácilmente temperaturas de hasta 130°C, mas arriba de esta temperatura, el costo de las juntas se hace tan elevado que justifica el uso de otro tipo de calentador.



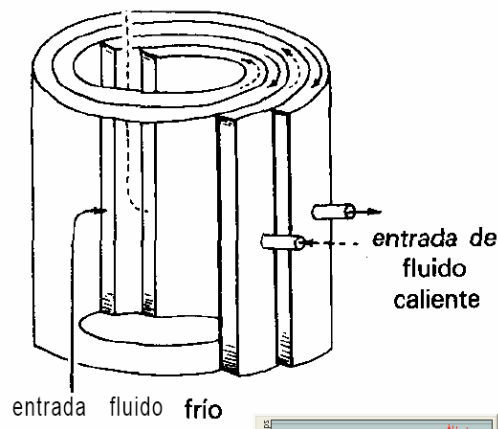
**Ilustración 9** Calentador de Placas paralelas

*(Tomado de: Levenspiel, O. 1993).*



### 2.4.3.2 Intercambiadores de placas en espiral

Consiste en un arreglo de placas paralelas dobladas en espiral y manteniendo el espaciado entre ellas, el medio de calentamiento fluye del centro a la periferia, y el fluido de calentamiento fluye en sentido contrario. Aun cuando los coeficientes de transferencia para estos calentadores son más bajos que los de un calentador de placas paralelas, su temperatura máxima de operación, que se encuentra alrededor de las 400°C lo hacen una buena opción en algunos casos, siendo la principal limitante la presión de operación, que es de 10 atmósferas aproximadamente. Este tipo de equipos se diseña para superficies de transferencia de hasta 1500 pie<sup>2</sup>.



**Ilustración 10 Intercambiador de Placas Espirales**

*(Tomado de: Levenspiel, O. 1993).*

### 2.4.4 Calentamiento externo

En este tipo de calentador, el aporte se hace a través de las paredes de un recipiente o de una tubería, siendo el diseño de estas superficies el principal problema, existen dos tipos:



#### **2.4.4.1 Superficies integrales**

La superficie de transferencia de calor forma parte del proceso, siendo el tipo más común el de un recipiente o tubería enchaquetada. A través de este enchaquetamiento se hace fluir generalmente vapor para calentar el fluido que va por dentro del recipiente o tubería.

#### **2.4.4.2 Superficies no integrales**

La superficie de transferencia de calor no forma parte integral del proceso, lo cual hace que los costos de este tipo de calentador sean más elevados, y las cantidades de calor que se pueden transmitir a través de este tipo de proceso no pueden ser muy altas. El ejemplo más significativo de este tipo de calentador es el traceado de tuberías bien sea mediante vapor o resistencias eléctricas.

#### **2.4.5 Intercambiadores que emplean superficies extendidas**

En este tipo de intercambiadores se utilizan superficies extendidas o aletas para incrementar el área de transferencia de calor. Existen cuatro tipos principales.

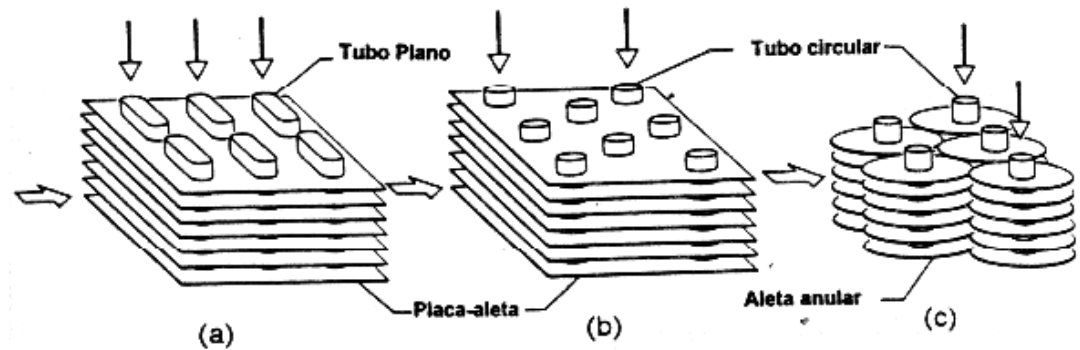


Ilustración 11 Intercambiador con aletas

(Tomado de: Herrera, L. 2000).

#### 2.4.5.1 Aeroenfriadores

Sus tuberías disponen de aletas en su exterior y están dispuestas en arreglos paralelepípedos, (haz tubular) el fluido de enfriamiento que se utiliza en ellos es aire, y se hace fluir por la parte exterior de los tubos en flujo cruzado.



Ilustración 12 Aeroenfriador

(Tomado de Levenspiel, O. 1993).



#### **2.4.5.2 Tubos con aletas “Low Fins”**

Se utiliza este tipo de tubos en intercambiadores de tubo y carcasa cuando el coeficiente externo de transferencia de calor es considerablemente inferior al interior.

#### **2.4.5.3 Calentadores de tanques**

Se utilizan para líquidos almacenados y consisten en una serie de tubos dispuestos en “U” provistos de aletas longitudinales.

#### **2.4.5.4 Intercambiadores de placas aletadas**

Generalmente son construidos en aluminio, y están formados por un conjunto de canales formados por placas paralelas a través de los cuales fluyen ambos fluidos por canales contiguos. Con el objeto de incrementar la turbulencia de cada fluido, los canales poseen unas corrugaciones onduladas y perforadas que unen dos placas contiguas entre si.

#### **2.4.6 Equipos especiales**

Existen procesos y condiciones de transferencia de calor que requieren de la utilización de materiales especiales. Un ejemplo de estos intercambiadores son aquellos construidos en grafito para ácido sulfúrico.



## **2.5 Flujo de un fluido real**

La viscosidad introduce resistencias al movimiento, al causar, entre las partículas del fluido y entre éstas y las paredes limítrofes, fuerzas de corte o de fricción que se oponen al movimiento; para que el flujo tenga lugar, debe realizarse trabajo contra estas fuerzas resistentes, y durante el proceso parte de la energía se convierte en calor.

La inclusión de la viscosidad permite también la posibilidad de dos regímenes de flujo permanente diferente y con frecuencia situaciones de flujo completamente diferentes a los que se producen en un fluido ideal. También los efectos de viscosidad sobre el perfil de velocidades, invalidan la suposición de la distribución uniforme de velocidades. Estas distribuciones de velocidad influyen en la manera en que el calor es transferido.

### **2.5.1 Los experimentos de Reynolds**

Reynolds demostró por primera vez las características de los dos regímenes de flujo de un fluido real, laminar - turbulento, por medio de un sencillo aparato.

Por la tubería fluye agua, cuyo flujo se controla desde A. Por el tubo B fluye tinta desde C. El caudal se determina volumétricamente, conocido el diámetro se determina la velocidad media en la conducción.

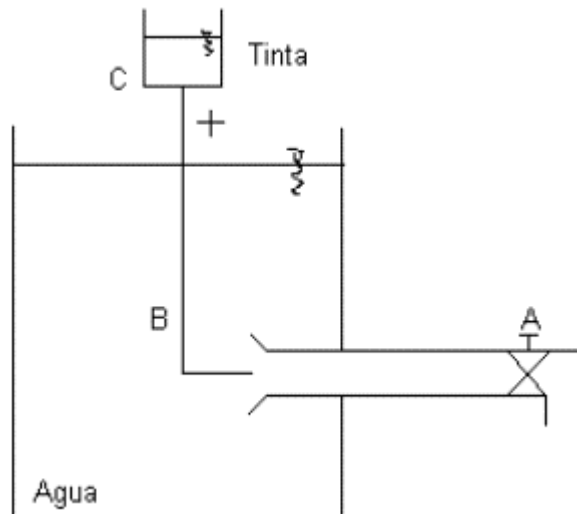
$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot u \cdot D}{\mu} \quad R = \frac{V \cdot D}{\nu} \quad R = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D \cdot \nu} \quad (2.3)$$





Reynolds descubrió que para velocidades bajas en el tubo de vidrio, un filamento de tinta proveniente de C, no se difunde, sino que se mantiene sin variar a lo largo del tubo, formando una línea recta paralela a las paredes. Al aumentar la velocidad el filamento ondula y se rompe hasta que se confunde o mezcla con el agua del tubo.

Reynolds dedujo que para velocidades bajas las partículas de fluidos se movían en capas paralelas, deslizándose a lo largo de láminas adyacentes sin mezclarse. Este régimen lo denominó flujo laminar. Y el régimen cuando hay mezcla lo nombró flujo turbulento.



**Ilustración 13 Experimento de Reynolds**

*(Laboratorio de Máquinas Térmicas e Hidráulica I.N.S.P.T - U.T.N. 2002 )*

Reynolds mostró que ciertos valores críticos definían las velocidades críticas superior e inferior para todos los fluidos que fluyen en todos los tamaños de tubos y



dedujo así el hecho de que los límites de flujo laminar y flujo turbulento se definían por números simples.

Reynolds encontró que el límite superior del flujo laminar correspondía a  $12.000 < R < 14.000$  pero este número es indefinido, ya que es dependiente de varias condiciones incidentes como:

1. La quietud inicial del fluido en el tanque.

La forma de entrada del tubo, y

La rugosidad del tubo.

Muchos experimentos han demostrado que el R crítico inferior tiene un valor aproximado de 2.100. Que entre 2.100 y 4.000 existe una zona de incertidumbre y que a partir de 4.000 se desarrolla flujo turbulento.

## **Capítulo III**

# **Intercambiadores de Calor**



### **3.1 Intercambiador de calor carcasa y tubos**

Los intercambiadores de calor carcasa y tubos son utilizados cuando se requieren grandes superficies de intercambio de calor; su función es transferir calor entre dos fluidos con contenidos térmicos diferentes, que no se mezclen. Este tipo de intercambiador se compone principalmente de tres partes, carcasa, haz de tubos y cabezales. El arreglo del intercambiador presenta justificaciones de tipo práctico.

### **3.2 Diseño térmico de un intercambiador carcasa y tubos**

El diseño térmico del intercambiador de calor de carcasa y tubos, se realiza de manera sistemática, que conduce a ciclos de verificación, bajo condiciones de proceso de los fluidos; el diseño no solo depende de las condiciones del fluido sino a su vez de limitaciones consecuentes de su uso, instalación y espacio. En base a esto el diseño térmico descrito a continuación satisface condiciones específicas.

La metodología propuesta para la realización de este diseño se basa en una metodología académica (Felibertt F., 1998) y experiencias de profesionales en el área.

#### **3.2.1 Normas y especificaciones para el diseño del intercambiador de carcasa y tubos.**

##### **3.2.1.1 Especificaciones TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association)**

Las normas de la asociación de fabricantes de intercambiadores tubulares se aplican al diseño consecuente basadas en la clase R, estas son para necesidades por lo general severas del petróleo y las aplicaciones del proceso relacionadas.



### **3.2.1.2 BWG (British Wiring Gauge)**

La especificación de los tubos se rige por lo estándares establecidos por la BWG. Las características de los tubos empleados en este tipo de intercambiadores deben ser especiales, debido a que se requiere una baja resistencia a la transferencia de calor por conducción y necesariamente deben soportar altas temperaturas sin riesgo de presentar deformaciones. Además, deben soportar las presiones de operación requeridas y deben tener superficies que minimicen las caídas de presión por fricción.

### **3.2.1.3 Tipo de intercambiador**

Los intercambiadores de calor de carcasa y tubos pueden ser diseñados para posición vertical u horizontal. Por consideraciones de espacio e instalación, el método de cálculo fue realizado para un intercambiador vertical.

Los métodos empleados para el diseño de intercambiadores de calor de carcasa y tubos con condensación contemplan el estudio de tres zonas en el equipo, en función de los procesos térmicos.

$Z_d$  :Zona de sobrecalentamiento

$Z_c$  :Zona de condensado

$Z_s$  :Zona de subenfriamiento



Es importante señalar que estas tres zonas se establecen con el fin de facilitar los cálculos de diseño y que en la realidad no pueden ser apreciadas de forma diferenciada.

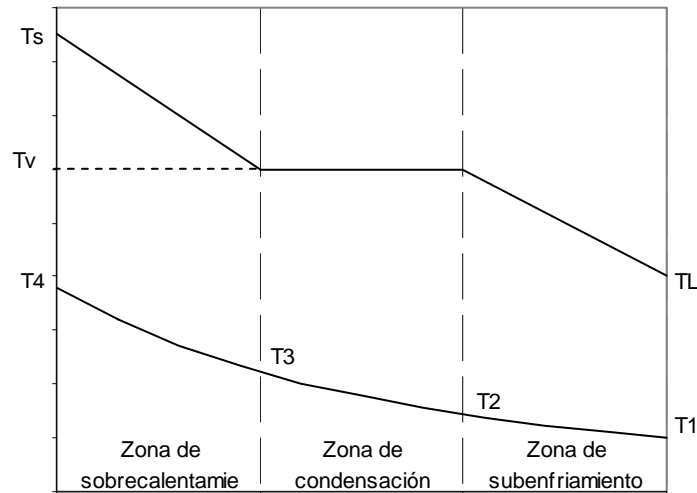


Ilustración 14 Comportamiento de la temperatura del agua de alimentación y del vapor de enfriamiento en un calentador de tres fases.

### 3.2.2 Método de cálculo para el diseño térmico de un intercambiador de carcasa y tubos vertical de tres zonas.

El procedimiento de cálculo que se presenta a continuación se realizó tomando como fluido principal el agua que pasa por los tubos y como fluido secundario el vapor.



### 3.2.2.1 Datos

Los datos que se deben conocer para la realización del diseño son:

$T_1$  : Temperatura de entrada del agua.

$T_4$  : Temperatura de salida del agua.

$T_S$  : Temperatura de entrada del vapor.

$T_L$  : Temperatura de salida de drenaje.

$\dot{m}_w$  : Masa de agua.

$\Delta h_{fg}$  : Diferencia de entalpía del vapor

$Cp_w$  : calor específico a presión constante para el agua

### 3.2.2.2 Determinación del balance de energía

Se determinó el balance de energía bajo una idealización y aproximación utilizando como premisa que todo el calor cedido es igual al calor absorbido.

$$Q_t = -Q_w \quad (3.1)$$

#### 1. Cálculo del flujo de calor para cada zona.

Se determinan los valores de calor para cada zona del calor, teniendo en cuenta que el  $Cp$  del vapor no se puede considerar constante como en el caso del líquido ya que los rangos de variación son elevadas.



$$Q_D = \dot{m}_v \cdot \int_{T_s}^{T_{vs}} C_{p_v} \cdot dt = \dot{m}_v (h_{vs} - h_s) \quad (3.2)$$

$$Q_C = \dot{m}_v \Delta h_{fg} \quad (3.3)$$

$$Q_S = \dot{m}_v C_{p_L} (T_l - T_{vs}) \quad (3.4)$$

$$Q_w = \dot{m}_w C_{p_l} (T_4 - T_1) \quad (3.5)$$

$$Q_t = Q_D + Q_C + Q_S \quad (3.6)$$

## 2. Cálculo de las temperaturas intermedias

Para el cálculo de las temperaturas intermedias del agua se realiza un balance de energía por zona del calentador.

$$Q_D = -Q_w = -\dot{m}_w C_{p_w} (T_4 - T_3) \quad \text{Se calcula } T_3 \quad (3.7)$$

$$Q_C = -Q_w = -\dot{m}_w C_{p_w} (T_3 - T_2) \quad \text{Se calcula } T_2 \quad (3.8)$$

### 3.2.2.3 Elección del equipo

## 3. Cálculo de la diferencia de temperatura media logarítmica





La diferencia de temperaturas en cada punto del calentador constituye la fuerza impulsora para el proceso de transferencia de calor; el promedio logarítmico de la diferencia de temperaturas representa dicha fuerza impulsora.

La obtención de la diferencia de temperatura media logarítmica implica dos hipótesis importantes: los calores específicos no varían con la temperatura y los coeficientes de calor por convección se mantienen constantes al atravesar el intercambiador de calor (Fernández, J., 2003).

$$\Delta \bar{T}_{\log} = \frac{(T_{c_1} - T_{f_2}) - (T_{c_2} - T_{f_1})}{\text{Ln} \left[ \frac{(T_{c_1} - T_{f_2})}{(T_{c_2} - T_{f_1})} \right]} \quad (3.9)$$

La diferencia media logarítmica para un calentador de tres zonas se calcula:

$$\Delta \bar{T}_{\log_D} = \frac{(T_s - T_4) - (T_{vs} - T_3)}{\text{Ln} \left[ \frac{(T_s - T_4)}{(T_{vs} - T_3)} \right]} \quad (3.10)$$

$$\Delta \bar{T}_{\log_C} = \frac{(T_{vs} - T_3) - (T_{vs} - T_2)}{\text{Ln} \left[ \frac{(T_{vs} - T_3)}{(T_{vs} - T_2)} \right]} \quad (3.11)$$

$$\Delta \bar{T}_{\log_S} = \frac{(T_{vs} - T_2) - (T_l - T_1)}{\text{Ln} \left[ \frac{(T_{vs} - T_2)}{(T_l - T_1)} \right]} \quad (3.12)$$



$$\Delta T \log_t = \frac{Q_t}{\frac{Q_D}{\Delta T \log_D} + \frac{Q_C}{\Delta T \log_C} + \frac{Q_S}{\Delta T \log_S}} \quad (3.13)$$

#### 4. Estimación del $U_{TS}$ (coeficiente global de transferencia sucio)

La estimación de este se realiza con un promedio del valor del tipo de fluido en la siguiente tabla:

**Tabla 1 Coeficientes globales de transferencia de calor**

Valores aproximados de los coeficientes globales de transferencia de calor  $U$

Situación real	Btu/h . $ft^2$ . °F	W/ $m^2$ . °C
Pared exterior de ladrillo, yeso en el interior, sin aislar	0.45	2.55
Pared exterior estructural, yeso en el interior sin aislar	0.25	1.42
Con aislamiento de lana de roca	0.07	0.4
Ventana de vidrio plano	1.10	6.2
Ventanas de doble vidrio plano	0.40	2.3
Condensador de vapor de agua	200-1.000	1.100-5.600
Calentador del agua de alimentación	200-1.500	1.100-8.500
Condensador de Freón-12 refrigerado con agua	50-150	280-850
Cambiador de calor agua-agua	150-300	850-1.700
Cambiador de calor de tubo con aletas, agua en los tubos, aire transversalmente a los tubos	5-10	25-55
Cambiador de calor agua-aceite	20-60	110-350
Vapor de agua-fuel oil ligero	30-60	170-340
Vapor de agua-fuel oil pesado	10-30	56-170
Vapor de agua-queroseno o gasolina	50-200	280-1.140
Cambiador de calor de tubo con aletas, vapor de agua en los tubos, aire alrededor de los tubos	5-50	28-280
Condensador de amoníaco, agua en los tubos	150-250	850-1.400
Condensador de alcohol, agua en los tubos	45-120	255-680
Cambiador de calor gas-gas	2-8	10-40

Nota: Tablas obtenidas del Holman, J., 1998

#### 5. Estimación del área de transferencia de calor

El área de transferencia de calor se estima a partir de la ecuación del coeficiente global de transferencia de calor.



$$A = \frac{Q}{U_{ts} \cdot \Delta T \text{Log}} \quad (3.14)$$

## 6. Elección de los tubos

El espesor de la pared del tubo debe ser suficiente para soportar en servicio las presiones interna y externa, tensiones longitudinales y consideraciones mecánicas de corrosión. El espesor de los tubos recomendados se obtiene:

**Tabla 2 Espesor de tubos mas frecuentes utilizados en la industria**

Material	Diámetro Externo (pulgadas)	Espesor recomendado (BWG)
Acero al Carbono	3/4 1	14 12
Aleaciones de cobre	3/4 1	16 14
Aceros inoxidable	3/4 1	16 14
Titanio	3/4 1	18 16

*Nota: Tablas obtenidas de Fernández, J., 2003*

En los anexos se puede encontrar una tabla mas detallada acerca de los espesores y diámetros de tubos.

## 7. Estimación de la velocidad de flujo del fluido interno (u).



La recomendación industrial para las velocidades de flujos en este tipo de intercambiadores varia de 1 - 3 m/s.

### 8. Estimación del $N_{TP}$ (número de tubos por paso)

La estimación del número de tubos por paso de determina mediante la siguiente ecuación:

$$N_{TP} = \frac{N_T}{n_t} = \frac{q_w}{u \cdot A_T} \quad (3.15)$$

$$q_w = \frac{\dot{m}_w}{\rho_w} \quad (3.15.1) \quad \text{y} \quad A_T = \frac{\pi}{4} \cdot D_i^2 \quad (3.15.2)$$

### 9. Calculo de la distancia recorrida por el agua ( $Lr$ )

$$Lr = n_T \cdot L = \frac{A}{n_{TP} \cdot D_e \cdot \pi} \quad \text{Considerando un solo calentador.} \quad (3.16)$$

### 10. Estimación de la longitud del calentador

Para una superficie de transferencia de calor dada, las longitudes de tubos mas usadas en la práctica industrial corresponden a 8, 10, 12, 14, 16, 20 y 24 pies. Sin embargo las más recomendadas son 16 y 20 pies.



### **11. Cálculo para el número de pasos:**

Para el número de pasos se recomienda que este número no sea mayor a cuatro, esto se debe a consideraciones incluidas en las ecuaciones e incluso dificulta el proceso de fabricación. (Felibertt F., 1998)

### **12. Estimación del número de número de tubos totales.**

Al realizar la estimación del número de pasos, con la ecuación (3.15) se obtiene un estimado de de tubos totales. Considerando arreglo triangular:

$$n_T = \frac{L_r}{L} \quad (3.17)$$

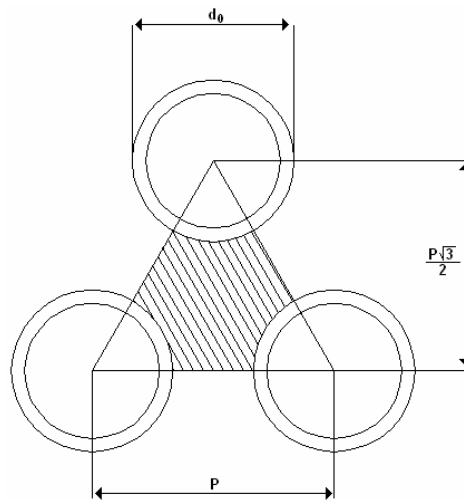
Se determina el número de tubos por paso y el diámetro de la carcasa.



**Tabla 3 Disposición de los tubos en triángulo**

$D_c$ carcasa		Tubos: $\frac{3}{4}$ " P=15/16"				Tubos: $\frac{3}{4}$ " P= 1"				Tubos: 1" P= 1 1/4"			
		Número de pasos: $n_t$				Número de pasos: $n_t$				Número de pasos: $n_t$			
(in)	(cm.)	2	4	6	8	2	4	6	8	2	4	6	8
8	20.3	32	26	24	18	30	24	24		16	16	14	
10	25.4	56	47	42	36	52	40	36		32	26	24	
12	30.5	98	86	82	78	82	76	74	70	52	48	46	44
13 1/4	33.7	114	96	90	86	106	86	82	74	66	58	54	50
15 1/4	38.7	160	140	136	128	138	122	118	110	86	80	74	72
17 1/4	43.9	224	194	188	178	196	178	172	166	118	106	104	94
19 1/4	48.9	282	252	244	234	250	226	216	210	152	140	136	128
21 1/4	54.0	342	314	306	290	302	278	272	260	188	170	164	160
23 1/4	59.1	420	386	378	364	376	352	342	328	232	212	212	202
25	63.5	506	468	446	434	452	422	394	382	282	256	252	242
27	68.6	602	550	536	524	534	488	474	464	334	302	296	286
29	73.7	692	640	620	594	604	556	538	508	376	338	334	316
31	78.8	822	766	722	720	728	678	666	640	454	430	424	400
33	83.8	938	878	852	826	830	774	760	732	522	486	470	454
35	88.9	1068	1004	988	958	938	882	864	848	592	562	546	532
37	94.0	1200	1144	1104	1072	1044	1012	986	670	664	632	614	598
39	99.0	1330	1258	1248	1212	1176	1128	1100	1078	736	700	688	672

Nota: Tablas obtenidas de Montezuma, U., 1998



**Ilustración 15 Arreglo triangular (Montezuma, U., 1998)**



### 13. Cálculo del área de transferencia

Este cálculo es específico para intercambiadores verticales, lo que permite suprimir las suposiciones de porcentaje de área por zona debido a que su cálculo es la sumatoria de las áreas de transferencia de calor.

$$A = N_{T(real)} \cdot \pi \cdot D_e \cdot L \quad (3.18)$$

### 14. Cálculo de $U_{TS}$ (coeficiente global de transferencia sucio) y la velocidad de flujo $u$ .

Estos son los primeros valores de verificación debido a la existencia de valores restringidos para ambos valores.

Se usa las ecuaciones (3.14) y (3.15) para determinar dichos valores.

### 15. Estimación del numero de deflectores ( $N_{ch}$ ) y altura libre ( $h$ )

Estas hojas metálicas tienen el propósito de desviar el flujo de la carcasa, aumentando así la turbulencia en el fluido, y de actuar como soporte para mantener el paso correcto entre los tubos evitando vibraciones.

$$N_{ch} = \frac{L}{B} - 1 \quad (3.19)$$



Condición  $1/5Dc < B < Dc$ ; Valor recomendado para comenzar iterar  $3/5Dc$

Una buena aproximación para la altura libre de los deflectores se toma como:

$$h_l = \frac{1}{4} Dc \quad (3.20)$$

Condición  $1/6 Dc < h_l < 2/5Dc$

## 16. Verificación del equipo desde el punto de vista térmico

### Cálculo del coeficiente de convección interno.

Para la determinación del coeficiente de convección interno, es necesario realizar los cálculos previos a través de las siguientes ecuaciones:

$$Re_i = \frac{\rho_w \cdot u \cdot Di}{\mu_i} \quad (3.21)$$

$$Pr_i = \frac{Cp \cdot \mu}{\lambda_w} \quad (3.22)$$

$$Jhi = 0,027 \cdot Re_i^{0.8} \quad (3.23)$$





Finalmente, el valor del  $hi$  viene dado por:

$$hi = \frac{\lambda_w}{Di} \cdot Jhi \cdot Pr^{1/3} \quad (3.24)$$

### Cálculo de coeficiente de convección externo en cada zona.

De manera análoga al cálculo del coeficiente de convección interno, es necesario realizar cálculos previos para la determinación de los coeficientes de convección externos. Algunas variables necesarias son valederas para las tres zonas, y se calculan a partir de las siguientes ecuaciones:

Diámetro equivalente para arreglo triangular

$$Deq = 3.464 \cdot \frac{P^2}{\pi \cdot De} - De \quad (3.25)$$

$$act = \frac{Dc}{P} \cdot (P - De) \cdot B \quad (3.26)$$

$$Gct = \frac{\dot{m}_v}{act} \quad (3.27)$$

Área de sobrecalentamiento



$$\text{Re}_D = \frac{Deq \cdot Gct}{\mu_v} \quad (3.28)$$

$$\text{Pr}_D = \frac{Cp_v \cdot \mu}{\lambda_v} \quad (3.29)$$

$$Jh_D = 0,36 \cdot \text{Re}_D^{0,55} \quad (3.30)$$

$$he_D = \frac{\lambda_v}{Deq} \cdot Jh_D \cdot \text{Pr}^{1/3} \quad (3.31)$$

Área de condensado

$$Gv = \frac{\dot{m}_v}{\pi \cdot De \cdot N_T} \quad (3.32)$$

$$hcv \cdot \left[ \frac{\mu_l^2}{\lambda_l^3 \cdot \rho_l^2 \cdot g} \right]^{1/3} = 1,5 \cdot \left[ \frac{4 \cdot Gv}{\mu_l} \right]^{-1/3} \quad (3.33)$$

Área de subenfriamiento

$$\text{Re}_S = \frac{Deq \cdot Gct}{\mu_1} \quad (3.34)$$



$$\text{Pr}_s = \frac{Cp_l \cdot \mu}{\lambda_l} \quad (3.35)$$

$$Jh_s = 0,36 \cdot \text{Re}_s^{0.55} \quad (3.35)$$

$$he_s = \frac{\lambda_l}{Deq} \cdot Jh_s \cdot \text{Pr}_s^{1/3} \quad (3.37)$$

### Cálculo de $U_{TL}$ (coeficiente global de transferencia limpio)

Las ecuaciones que se presentan a continuación son validas para los cálculos en las tres zonas consideradas

$$\frac{1}{U_{TL_{D,C,S}}} = \frac{1}{h_i} \cdot \frac{De}{Di} + \frac{De}{2 \cdot \lambda_{material\_tubo}} \cdot \text{Ln}\left(\frac{De}{Di}\right) + \frac{1}{h_{e_{D,C,S}}} \quad (3.38)$$

### Cálculo del $U_{TL}$ ponderado

$$A_{D,C,S} = \frac{Q_{D,C,S}}{U_{TL_{D,C,S}} \cdot \Delta T_{D,C,S}} \quad (3.39)$$

$$\bar{U}_{TL} = \frac{\sum U_{TL_{D,C,S}} A_{D,C,S}}{\sum A_{D,C,S}} \quad (3.40)$$



### Estimación de la resistencia al ensuciamiento.

Este valor se estima en función de los fluidos de trabajo y de su velocidad a partir de la tabla N° 4 Que se muestra a continuación

**Tabla 4 Factores de obstrucción**

	Factores de obstrucción			
	Hasta 240 °F 125°F o menos		240-400°F Más de 125°F	
Agua	Velocidad del agua, pps 3 pies o menos		Velocidad del agua, pps 3 pies o Más de 3 pies	
Agua de mar	0.0005	0.0005	0.001	0.001
Salmuera natural	0.002	0.001	0.003	0.002
Torre de enfriamiento y tanque con rocío artificial:				
Agua de compensación tratada.....	0.001	0.001	0.002	0.002
Sin tratar.....	0.003	0.003	0.005	0.004
Agua de la ciudad o de pozos (como grandes lagos)	0.001	0.001	0.002	0.002
Grandes lagos	0.001	0.001	0.002	0.002
Agua de río:				
Mínimo.....	0.002	0.001	0.003	0.022
Mississippi.....	0.003	0.002	0.004	0.003
Delaware, schylkill.....	0.003	0.002	0.004	0.003
East river y New York bay.....	0.003	0.002	0.004	0.003
Canal sanitario de Chicago.....	0.008	0.006	0.010	0.008
Lodosa o turbia	0.003	0.002	0.004	0.003
Dura (más de 15 granos/gal)	0.003	0.003	0.005	0.005
Enfriamiento de máquinas	0.001	0.001	0.001	0.001
Destilada	0.0005	0.0005	0.0005	0.0005
Alimentación tratada para calderas	0.001	0.001	0.001	0.001
Purga de calderas	0.002	0.002	0.002	0.002

*Nota: Tabla obtenida de Felibertt F., 1998*

### Resistencia al ensuciamiento calculada

$$R_{s,cal} = \frac{1}{U_{TS}} - \frac{1}{U_{TL}} \quad (3.41)$$



$$\text{Condición } 1 \leq \frac{R_{scal}}{R_{S_{est}}} \leq 2$$

En caso de no cumplir este criterio es necesario:

- Relación menor que uno: implicaría que el equipo ha sido subdimensionado por lo que se hace necesario aumentar el área de transferencia colocando mayor número de tubos por pasos. En los casos en que la relación sea cercana a uno, se puede cumplir el criterio aumentando la turbulencia del fluido, a través de un mayor número de deflectores (el aumento de turbulencia favorece la transferencia de calor por convección).
- Relación mayor que dos: implicaría que el equipo está sobredimensionado por lo tanto sería necesario seguir el procedimiento inverso al anterior, también se puede pasar de un arreglo triangular a uno cuadrado.

### 17. Verificación del equipo desde el punto de vista hidráulico

Caída de presión del fluido que circula en el interior del haz de tubos

$$\Delta P_T = n_T \cdot \rho \cdot u^2 \cdot \left( \frac{f_i \cdot L}{D_i \cdot \phi_T} + 2 \right) < 10 \text{ psi} \quad (3.42)$$



$$\phi_T = \left( \frac{\mu}{\mu_T} \right)^n \quad n=0.14 \text{ para régimen turbulento}$$

En caso de sobrepasar el criterio se debe disminuir la velocidad del fluido interno bien sea seleccionando tubos de menor diámetro o aumentando el número de tubos por paso.

Caída de presión para el fluido que circula en el exterior del haz de tubos

Se estima el número de deflectores en cada zona a través de la siguiente ecuación:

$$N_{Ch} = \frac{L_{D,C,S}}{B} - 1 \quad (3.43)$$

Donde:

$$L_{D,C,S} = L \cdot \frac{A_{D,C,S}}{A_D + A_C + A_S} \quad (3.44)$$

Calculo del  $\Delta P$  para las zonas sin cambio de fase (desobrecalentamiento y subenfriamiento).

$$\Delta P_{D,S} = \frac{f_{D,S} \cdot Gct^2 \cdot (Nch_{D,S} + 1) \cdot Dc}{Deq \cdot \rho_{v,l}} \quad (3.45)$$



Calculo del  $\Delta P$  para la zona de condensación.

$$\Delta P_c = \frac{1}{2} \cdot \frac{f_c \cdot Gct^2 \cdot (Nch_c + 1) \cdot Dc}{Deq \cdot \rho_v} \quad (3.46)$$

$$\Delta P_{coraza} = \Delta P_D + \Delta P_C + \Delta P_s < 3 \text{ psi} \quad (3.47)$$

- Si la pérdida de carga sobrepasa 3 psi se hace necesario disminuir la turbulencia del fluido externo; se puede reducir el número de deflectores, se puede pasar de un arreglo triangular a uno cuadrado lo que aumentaría el tamaño de paso entre los tubos y en consecuencia aumentaría el diámetro de la carcasa.



### 3.3 Confiabilidad

Se define confiabilidad como la probabilidad de que un equipo o sistema de equipos en operación, no falle en un intervalo de tiempo dado.

Los parámetros característicos representativos de la confiabilidad son la tasa de fallas y el tiempo medio entre fallas (TMEF), este último se puede expresar analíticamente en la forma siguiente:

$$TMEF = \frac{\textit{TiempoTotalEnOperación}}{\textit{NúmeroTotalDeFallas}} \quad (3.48)$$

La confiabilidad de un equipo depende de la confiabilidad de sus componentes y de la forma en que están integrados entre si. La confiabilidad es por lo tanto un parámetro que depende exclusivamente del diseño, y su modificación implica cambiar el diseño. Si sustituimos un componente de un equipo por otro de calidad inferior, la confiabilidad del equipo disminuirá, y viceversa, si aumentamos la confiabilidad de un componente de un equipo puede aumentar la confiabilidad del equipo.

### 3.4 Disponibilidad.

La disponibilidad de un equipo o sistema de equipos puede definirse en distintas formas de acuerdo al resultado que se desee mostrar, las más comunes son:





Disponibilidad genérica. Se define como el cociente que se obtiene al dividir el tiempo medio entre fallar entre la sumatoria del tiempo medio entre fallas mas el tiempo medio fuera de servicio:

$$Disp = \frac{TMEF}{TMEF + TMFS} \quad (3.49)$$

Proporciona el valor más conservador de disponibilidad, es ideal para evaluación general de un sistema productivo.

Disponibilidad intrínseca. Se define como el cociente que se obtiene al dividir el tiempo medio entre fallas entre la sumatoria del tiempo medio entre fallas mas el tiempo medio para reparar:

$$Disp_{in} = \frac{TMEF}{TMEF + TMPR} \quad (3.50)$$

Evalúa la disponibilidad del equipo únicamente, el único factor ajeno al equipo que se toma en cuenta es la capacidad y organización del personal que repara.

Disponibilidad alcanzada. Se define como el cociente que se obtiene al dividir el tiempo medio entre mantenimientos, entre la sumatoria del tiempo medio entre mantenimientos mas el tiempo medio para mantener (preventivo + correctivo):

$$Disp_{at} = \frac{TMEM}{TMEM + TMPM} \quad (3.51)$$



Evalúa la disponibilidad tomando en cuenta los factores propios de la organización de mantenimiento. Es la definición que más conviene a la organización de mantenimiento (reporta el valor más alto).

Disponibilidad operacional. Se define como el cociente que se obtiene al dividir el tiempo medio entre mantenimientos, entre la sumatoria del tiempo medio entre mantenimientos más el tiempo medio fuera de servicio.

$$Disp_{op} = \frac{TMEM}{TMEM + TMFS} \quad (3.52)$$

Evalúa la disponibilidad sin tener en cuenta los tiempos debidos a espera operacional.

La disponibilidad es una medida de la capacidad de un equipo para realizar la función a la que se le destina y aumentará en la medida que aumente el tiempo medio entre fallas o disminuya el tiempo medio fuera de servicio.

La ocurrencia de fallas en un equipo o sistema de equipos en condiciones de funcionamiento equivalentes a las condiciones de diseño, es una característica inherente al equipo mismo. Depende de la calidad del diseño, la calidad de los materiales y componentes utilizados y la calidad de la construcción. El tiempo medio entre fallas ( $t_s$ ), que es el parámetro característico de la confiabilidad, no es susceptible de modificación operativa, para ello se requiere una estructura de ingeniería, capacidad de fabricación y control de calidad, que están reservados casi exclusivamente al fabricante.



De todo lo expuesto podemos concluir que la disponibilidad de un equipo o sistema de equipos depende de la calidad de su diseño y construcción, que determinan el tiempo entre fallas ( $t_s$ ) y su confiabilidad.

## **Capítulo IV**

# **Plantas Termoeléctricas**



## 4.1 Centrales Termoeléctricas

Se denominan centrales termoeléctricas clásicas o convencionales aquellas centrales que producen energía eléctrica a partir de la combustión de carbón, fuel oil o gas en una caldera diseñada al efecto.

## 4.2 Ciclo Rankine

La planta de generación de vapor ideal se puede analizar mediante el ciclo Rankine, el cual básicamente puede ser explicado de la siguiente manera: primero, el vapor saturado seco descargado por la caldera a una presión  $P_1$  es suministrado a la turbina, en donde se expande isentrópicamente hasta la presión  $P_2$  (menor que  $P_1$ ). En el condensador se transforma el vapor húmedo, isobárica e isotérmicamente, en líquido saturado mediante la remoción de calor. Puesto que la presión en el condensador  $P_2 = P_3$  es mucho menor que la presión del vapor en la caldera  $P_4 = P_1$ , el líquido saturado se bombea isentrópicamente hasta alcanzar la presión  $P_4$ . El líquido comprimido es suministrado a la caldera, en donde se calienta primero hasta la temperatura de saturación correspondiente a la presión  $P_1$ , y luego se evapora hasta transformarse finalmente en vapor saturado seco para terminar el ciclo termodinámico.

La eficiencia térmica del ciclo puede incrementarse aumentando la entalpía del vapor suministrado a la turbina. Dicha entalpía puede incrementarse aumentando la temperatura del vapor en la caldera. Este calentamiento puede lograrse mediante el empleo de un sobrecalentador, el cual permite aumentar isobáricamente la entalpía del vapor, transformándolo en vapor sobrecalentado.



### 4.2.1 Ciclo Rankine con Recalentamiento

La eficiencia del ciclo Rankine puede incrementarse también aumentando la presión de operación en la caldera. Sin embargo, un aumento en la presión de operación de la caldera origina un mayor grado de humedad en los últimos pasos de la turbina. Este problema puede solucionarse haciendo uso de recalentamiento, en donde el vapor a alta presión procedente de la caldera se expande solo parcialmente en una parte de la turbina, para volver a ser recalentado en la caldera. Posteriormente, el vapor retorna a la turbina, en donde se expande hasta la presión del condensador. Un ciclo ideal con recalentamiento, y su correspondiente diagrama temperatura-entropía aparece en la siguiente figura.

El ciclo Rankine con recalentamiento puede ayudar a elevar mínimamente la eficiencia del ciclo, pero se usa para alargar el tiempo de vida de la turbina. Idealmente podríamos usar una cantidad infinita de recalentamientos para continuar elevando la eficiencia pero en la práctica solo se usan dos o tres, ya que la ganancia de trabajo es muy pequeña.

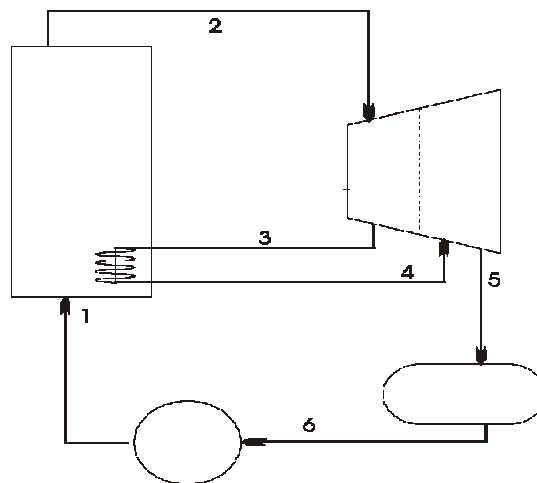


Ilustración 16 Ciclo Rankine con recalentamiento

(Pineda, G. 2005)

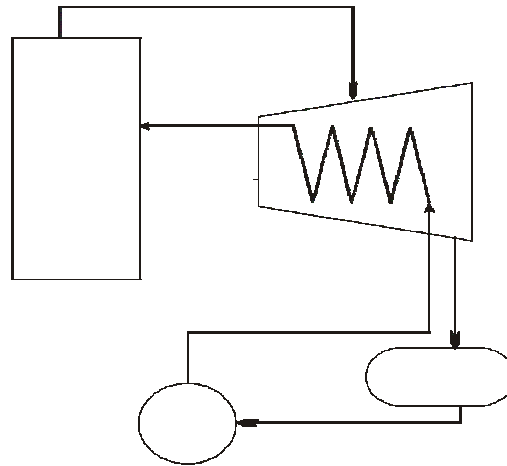


#### 4.2.2 Ciclo Rankine con Regeneración.

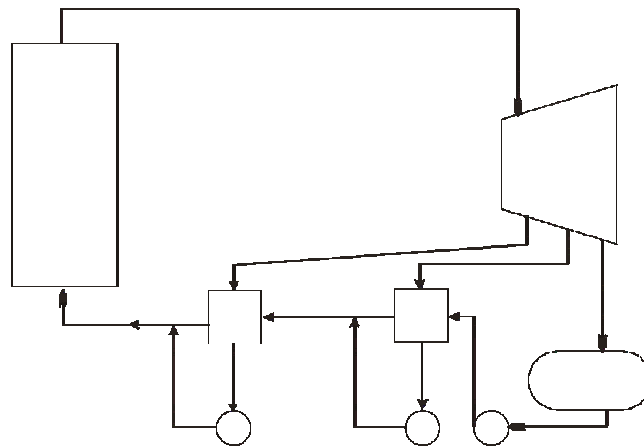
La eficiencia del ciclo Rankine es menor que un ciclo de Carnot, porque se añade calor distinto al de la temperatura más alta. Este defecto se puede compensar usando un ciclo regenerativo. El proceso regenerativo consiste en extraer una pequeña porción del vapor en la turbina, antes de que se expanda completamente. Esta extracción se mezcla con el líquido proveniente de una primer bomba en un calentador "abierto" o "por contacto". De esta forma podemos incrementar la temperatura del fluido sin disminuir la calidad del vapor en la turbina. Si se tiene una cantidad infinita de puntos de extracción a diferentes temperaturas en el proceso de expansión, la diferencia de temperaturas entre el vapor extraído y el líquido proveniente de la bomba sería mínima.

Para este sistema hipotético, el calor se transfiere solamente en los puntos donde la temperatura es máxima y mínima. Si tenemos un número finito de puntos de extracción la irreversibilidad de las mezclas hace que exista una pérdida de energía. Aunque estas pérdidas se den, la eficiencia térmica de un ciclo regenerativo irreversible puede ser mayor que un ciclo Rankine reversible común. Esto es posible gracias a que en un ciclo regenerativo el calor se añade a una temperatura promedio más alta, y por eso un mayor porcentaje de este calor puede ser convertido en trabajo.

En la práctica, este ciclo ideal se obtiene de forma aproximada permitiendo que el condensado de la bomba de alimentación se caliente en un calentador o en calentadores separados por el vapor que se extrae de la turbina después que este se ha expandido en forma parcial y ha realizado un trabajo. El vapor extraído de la turbina puede mezclarse directamente con el condensado (como en un calentador abierto) o bien intercambiar calor en forma directa y condensar (como en un calentador cerrado).



**Ilustración 17** Ciclo Rankine con regeneración (Calentador cerrado)  
(Pineda, G. 2005)



**Ilustración 18** Ciclo Rankine con regeneración (Calentadores cerrados)  
(Pineda, G. 2005)





### **4.3 Ciclo de la Planta Ampliación Tocoa**

El Ciclo de generación de potencia utilizado en la planta de Ampliación Tocoa es un ciclo rankine regenerativo con calentamiento que contiene los siguientes elementos:

Un generador de vapor de alta presión.

Tres turbinas en cascada conectadas a un generador eléctrico con un recalentamiento intermedio entre las dos primeras.

Un condensador dividido.

Dos bombas de condensado

Tres calentadores cerrados de baja presión de agua de alimentación.

Un desaireador o calentador abierto.

Tres calentadores cerrados de alta presión de agua de alimentación.

Dos motobombas de alimentación y una turbobomba accionada por una turbina alimentada con vapor de una de las extracciones de la turbina principal.

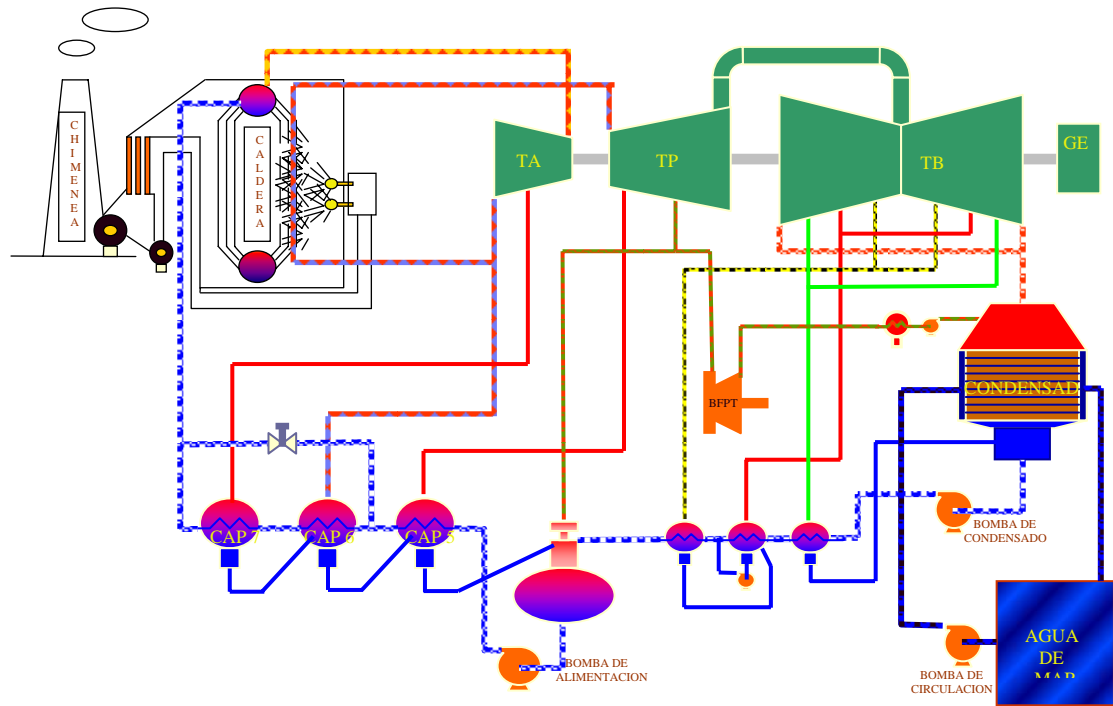


Ilustración 19 Diagrama de la Planta Ampliación Tancoa

De todos estos equipos, son los calentadores de alta presión los que merecen especial atención para la realización de este trabajo.

### 4.3.1 Calentadores de alta presión

Generalmente el agua proveniente de los condensadores está a una temperatura baja. Antes de su introducción en la caldera es calentada bien por extracciones de vapor provenientes de las turbinas o por el empleo de calor superfluo de otras fuentes, este calentamiento se logra con dispositivos conocidos como calentadores principales o intercambiadores de calor.

La utilización de calentadores ofrece una ventaja termal con respecto a un ciclo simple, ya que:



Es necesario menos combustible para formar el vapor sobrecalentado que es necesario en la turbina para un rendimiento óptimo.

Aproximadamente 1 por ciento (%) del combustible es ahorrado por cada 10 °F de aumento de temperatura del agua.

Es posible la producción de más vapor en la caldera.

Se produce la deposición de sales disueltas en el agua fuera de la caldera, y los tambores de caldera.

Se logra la eliminación de gases como aire, oxígeno, anhídrido carbónico entre otros.

En Capítulos subsiguientes se hará mención específica a los calentadores de alta presión

## **Capítulo V**

# **Análisis de costos**



## **5.1 Análisis de costos**

Para la realización del análisis de costos se pueden utilizar una gran variedad de métodos de rentabilidad, como el valor presente, valor presente neto, valor anual, valor futuro, tasa interna de retorno, entre otros. La selección del método depende exclusivamente de la problemática presentada. Una vez seleccionado el método se evaluará por el mismo la factibilidad del proyecto para la empresa.

## **5.2 Rentabilidad**

Rentabilidad es una noción que se aplica a toda acción económica efectuada con el fin de obtener resultados, es uno de los indicadores más relevantes, sino el más relevante para medir el éxito de un proyecto.

La rentabilidad representa el porcentaje de las utilidades anuales respecto al capital empleado para obtenerlas.

Debido al tipo de estudio que se realiza el método más adecuado es el Valor Presente Neto, por cuyo caso se profundizará en este método.

### **5.2.1 Valor presente**

El valor presente de una suma de dinero, es aquella cantidad que se debe pagar hoy, es decir, en el período cero, para asegurar una suma de dinero en el futuro, durante uno o más períodos. Esta suma presente es equivalente al flujo de dinero que se espera recibir en el futuro. (Sigma, 2005)

El uso del método del valor presente es muy común por que el gasto o ingreso futuro es transformado a valor de dinero presente. Una forma de entender este concepto, es preguntarse que suma se espera recibir dentro de un año, es equivalente a un peso poseído hoy.



En forma general el valor presente se define así:

$$VP = \sum_j \frac{I_j}{(1+i)^j} \quad (5.1)$$

Donde:

$I_j$  = suma en el período

$i$  = tasa de descuento

$j$  = período

Suponiendo que existe el interés, se puede invertir o dar en préstamo ese peso y recibir  $(1 + i)$  al cabo de un año, donde  $i$  es la tasa de interés vigente para ese año y se liquida como interés compuesto; en otras palabras, se puede cambiar  $(1 + i)$  recibidos al final de un año, por un peso de hoy.

### 5.2.2 Valor presente neto

Se puede calcular el Valor Presente de los Ingresos y de los Egresos de una alternativa de acuerdo con lo expuesto anteriormente. El **VPN** (valor presente neto) es la diferencia entre el Valor Presente de los Ingresos o Beneficios ( $VP_B$ ) y el valor presente de los Egresos o costos ( $VP_C$ ):

$$VP_B - VP_C. \quad (5.2)$$

En forma matemática compacta, se puede expresar el **VPN** como:

$$VPN(i) = \sum_j \frac{I_j}{(1+i)^j} - \sum_j \frac{E_j}{(1+i)^j} \quad (5.3)$$

Donde:

$I_j$  = Ingreso en el período  $j$



$E_j$  = Egreso en el período  $j$

$I$  = Tasa de descuento

$j$  = Período

El método de evaluación de factibilidad en este caso se realiza verificando que el Valor Presente Neto sea mayor o igual a 0.

### **5.2.3 Valor futuro**

Este método está basado en el valor equivalente de todos los flujos de entrada y salida de efectivo al final de la planeación.

### **5.2.4 Valor anual**

Consiste en la diferencia de los ingresos o ahorros anuales equivalentes, los gastos equivalentes anuales y el monto de recuperación de capital equivalente anual.

### **5.2.5 Tasa interna de retorno**

La TIR resuelve la tasa de interés que iguala el valor equivalente de una alternativa de flujos de entrada de efectivo al valor equivalente de salientes de efectivo.



### **5.3 Costos**

El conocimiento del comportamiento de costos es esencial en la planificación y control de los mismos. Los costos para aplicaciones en plantas de generación y muchos otros casos de la ingeniería son divididos de la siguiente forma:

#### **5.3.1 Costos fijos**

Aquellas partidas de costos que tienden a permanecer constantes en el tiempo, independiente de las fluctuaciones de producción.

#### **5.3.2 Costos variables**

Aquellas partidas de costos que cambian directamente con la producción, es decir, costos de operación y mantenimiento. Un alto porcentaje de estos costos variables son reflejados en el consumo de combustible por ende la importancia de disminuir estos costos.



## **Capítulo VI**

# **Resultados y análisis del diagnóstico de los equipos**



## 6.1 Videoscopía

Es una técnica de inspección visual remota que se lleva a cabo insertando una sonda en el lugar a ser inspeccionado, esta sonda está dotada en su extremo de una cámara y en algunos casos de iluminación. El otro extremo de la sonda se conecta a un aparato de visualización remota, que cuenta con un monitor y puede almacenarse en esta, videos, fotos e incluso audio de lo que la cámara percibe. Este tipo de ensayo es usualmente utilizado en lugares de difícil acceso o en lugares en los que una persona no puede acceder.



**Ilustración 20** Equipo de Videoscopía remota  
(*Instrument Technology INC. 2005*)

Tanto el avance como los movimientos laterales de la sonda son manejados por un mismo operador mediante un simple dispositivo que se muestra a continuación.



**Ilustración 21 Control de la sonda de un videoscopio**  
(Instrument Technology INC. 2005)



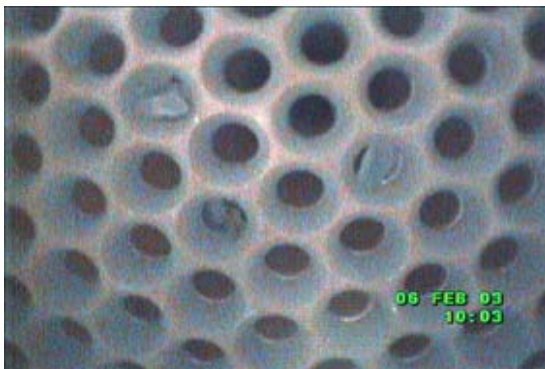
**Ilustración 22 Inspección hecha a un calentador por videoscopia a un calentador**  
(Instrument Technology INC. 2005)

### **6.1.1 Videoscopia realizada al Calentador de Alta Presión No. 5 del tren de calentamiento**

En vista de lo común de la ruptura de los tubos del calentador de alta presión número 5, se realizaron en Noviembre del año 2002 y febrero del año 2003 videoscopías a dichos tubos con la finalidad de dislumbrar la causa del problema, durante dicha videoscopia se obtuvieron entre otras, las siguientes imágenes.



(a)



(b)



(c)

**Ilustración 23** Videoscopia realizada donde se muestran obstrucciones dentro del calentador (a) y (c) en la placa Tubular. (b) dentro de uno de los tubos. (Testek, 2002)

En la ilustración 3 se observan obstrucciones metálicas que se encontraron en la placa tubular y dentro de los tubos. El origen de estos residuos metálicos es aún objeto de conjeturas pero no existe una explicación veraz sobre este particular.



(a)

(b)



(c)

**Ilustración 24** Videoscopia realizada donde se muestran deformaciones en los tubos rotos dentro del calentador. (Testek, 2002)

En las Ilustración 4, se observa La deformación en la sección transversal de los tubos a nivel de la falla, dicha sección presenta una forma que se asemeja mas a la de un ovalo irregular que a la de un cilindro.



**Ilustración 25** Videoscopia realizada en donde se observa rasgadura de uno de los tubos del calentador. (Testek, 2002)

En la Ilustración 5 se observa claramente la rasgadura de un tubo que no se seccionó completamente, nótense las trazas que han quedado en la pared del tubo luego de la rasgadura.

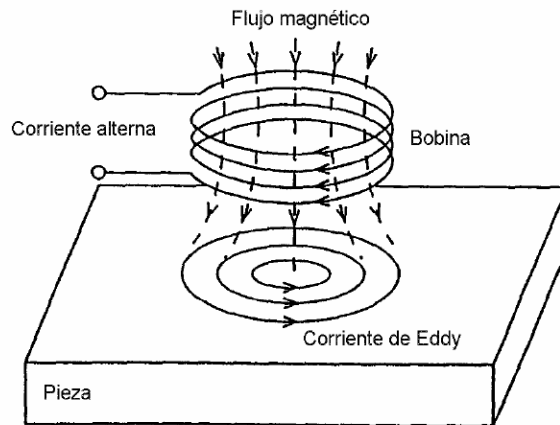
## **6.2 Ensayo no destructivo por corrientes inducidas**

Los ensayos no destructivos son pruebas para evaluación de propiedades, ubicación de discontinuidades y algunos otros, sin producir marcas ni destruir la pieza en estudio, es decir, sin restar aptitud para el servicio al objeto del ensayo. Los Ensayos no destructivos (END) Incluyen: El ensayo visual, el ensayo radiográfico, el ensayo ultrasónico, el ensayo magnético, el ensayo con líquidos penetrantes, el ensayo por corrientes inducidas y la medición de tensiones. En este caso particular se utilizó el ensayo de corrientes inducidas a los tubos del calentador.

Al hacer circular corriente alterna por una bobina, se producirá un campo magnético alterno, si esta bobina es colocada cerca de un metal, se inducirá en este



una corriente que tenderá a contrarrestar al campo magnético de la bobina. La distribución y magnitud de la corriente inducida dependerá de la frecuencia de la corriente alterna, conductividad y permeabilidad de la pieza, geometría y dimensiones del espécimen y existencia de defectos, es así como puede obtenerse información relevante sobre la geometría, deformaciones en esta, existencia de defectos y otros conociendo las condiciones originales de la pieza



**Ilustración 26** Esquema del ensayo de corrientes inducidas.

*(Instituto de ciencia de materiales de Madrid. 2005)*

### **6.2.1 Ensayo no destructivo por corrientes inducidas realizado a los tubos del calentador de alta presión No. 5 de la unidad No. 7 de ampliación Tocoa**

La empresa Testek realizó un ensayo por corrientes remotas en febrero del año 2004.



### 6.2.1.1 Datos de la tubería

**Número de tubos:** 1191

**Material:** ASME 556 gr C2

**Diámetro externo:** 19 mm

**Espesor nominal:** 2 mm

**Longitud:** 9000 mm

**Configuración:** en “U”

### 6.2.1.2 Clasificación de las discontinuidades

A fin de caracterizar las discontinuidades detectadas fue establecido el siguiente criterio de clasificación:

**Discontinuidad tipo “A”:** Discontinuidades que presentan un porcentaje de reducción de espesor de hasta un 29 %.

**Discontinuidad tipo “B”:** Discontinuidades que presentan un porcentaje de reducción de espesor entre un 30 % y un 49%.

**Discontinuidad tipo “C”:** Discontinuidades que presentan un porcentaje de reducción de espesor entre 50 % y 69 %.

**Discontinuidad tipo “D”:** Discontinuidades que presentan un porcentaje de reducción de espesor mayor ó igual al 70 %.





### 6.2.1.3 Criterio de aceptación y rechazo

De acuerdo a la clasificación establecida serán rechazados todos aquellos tubos que presenten discontinuidades tipo “D”. Es decir, con reducciones de espesor mayor o igual a 70 %.

### 6.2.1.4 Procedimiento de inspección

El calentador es un equipo vertical, con tubería en “U”, dichos tubos fueron identificados empleando dos coordenadas. La primera ubica al tubo en una fila, contada desde el centro de la placa tubular, hacia el norte y hacia el sur y la segunda su ubicación en esta, contada de este a oeste. Se contabilizaron un total de veintiséis (26) filas.

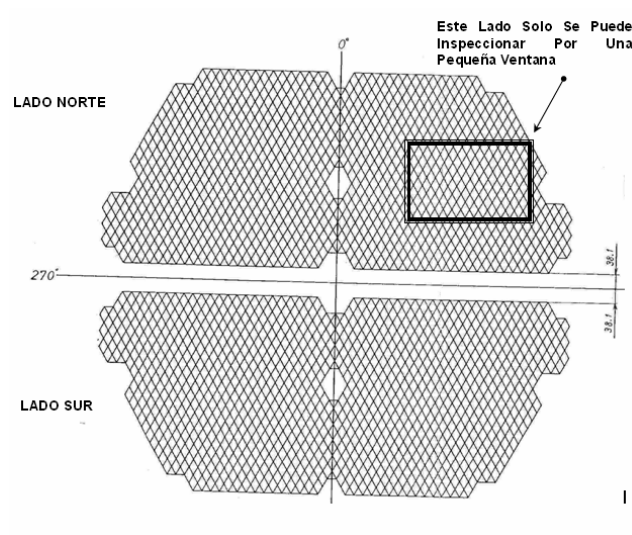


Ilustración 27 Plano del calentador. (Testek, 2002)



### 6.2.1.5 Resultados

Debido al difícil acceso, la sonda no pudo ser introducida en la totalidad de los tubos, por lo que solo pudieron obtenerse los siguientes datos:

**Tabla 5 Resultado de la Inspección por corrientes remotas (Lado Sur). (Testek, 2002)**

<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>PORCENTAJE (%)</b>
Total de tubos en el equipo	1191	100
Tubos inspeccionados	1191	100
Tubos con reducción tipo "A"	1135	95,30
Tubos con reducción tipo "B"	8	0,67
Tubos con reducción tipo "C"	0	0,00
Tubos con reducción tipo "D"	0	0,00
Tubos obstruidos	10	0,84
Tubos taponados	34	3,19

**Tabla 6 Resultado de la Inspección por corrientes remotas (Lado Norte). (Testek, 2002)**

<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>PORCENTAJE (%)</b>
Total de tubos en el equipo	1191	100
Tubos inspeccionados	86	7,22
Tubos con reducción tipo "A"	84	7,05
Tubos con reducción tipo "B"	2	0,17
Tubos con reducción tipo "C"	0	0,00
Tubos con reducción tipo "D"	0	0,00
Tubos obstruidos	0	0,00
Tubos taponados	0	0,00

En general se puede decir que los tubos inspeccionados al momento de la inspección presentaban discontinuidades que caen dentro de los parámetros de aceptación, y el número de tubos taponados era aun aceptable, respecto a este particular se hará hincapié más adelante.



### 6.3 Evaluación de la velocidad de flujo dentro de los tubos del calentador

Debido a que el caudal de agua de alimentación se mantiene constante para cada nivel de generación, y que cada vez que un tubo es taponado, quedan menos tubos por donde pasar este caudal, puede inferirse fácilmente que la velocidad de flujo en los tubos que quedan operativos aumentará con cada tubo taponado.

Este incremento de velocidad puede ser calculado fácilmente una vez conocidos el caudal de agua de alimentación, el número de tubos y las dimensiones de estos mediante la siguiente ecuación:

$$u = \frac{q}{A} \quad (6.1)$$

Donde:

$u$  = Velocidad de Flujo en los tubos.

$q$  = Caudal de agua de alimentación.

$A$  = Área Transversal Interior del tubo.

El Área interna de los tubos puede ser calculada mediante:

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (6.2)$$



Donde D es el diámetro interno de la tubería.

El manual de operación y mantenimiento del calentador No. 5 indica los siguientes datos para las velocidades:

$$V_{\text{de diseño}} = 2.0 \text{ m/s}$$

$$V_{\text{Max permisible}} = 2.4 \text{ m/s}$$

La velocidad de diseño corresponde a la velocidad a la que pasa el agua de alimentación por los tubos al trabajar con el caudal de diseño, esto es, a 1460t/h, caudal que corresponde a la operación a 460 MW.

Para los calentadores 6 y 7 no se dispone de los datos de velocidad de diseño y máxima, pero se puede estimar utilizando el caudal para el cual fueron diseñados (1270t/h) y el mismo factor de seguridad que se utilizó para el Calentador No. 5.

**Tabla 7 Velocidades máxima y permisible para los calentadores 6 y 7.**

	$V_{\text{de diseño}}$	$V_{\text{max permisible}}$
CAP 6	2,048	2,458
CAP 7	1,811	2,173



### 6.3.1 Datos para los cálculos

Los datos de caudal de agua de alimentación utilizados para los cálculos se tomaron en función de dos condiciones de operación de la planta, estas son: La condición de diseño de la planta luego de la repotenciación realizada en 1998 (460 MW) y la condición inicial de diseño con la que fue concebida la planta (400 MW). Cabe destacar que los calentadores 6 y 7 del tren de alimentación fueron diseñados para la condición inicial de 400 MW y el No. 5 fue cambiado y concebido para 460 MW, el flujo extra de agua de alimentación que se genera al trabajar a 460 MW, para el cual los calentadores 6 y 7 no están diseñados, es pasado a través de un Bypass que se reincorpora al final del tren de agua de alimentación, esto asegura que el caudal no sea mayor al permitido en estos calentadores. En base a lo expuesto, se presentan los datos de cada calentador:

**Tabla 8 Caudal de agua de alimentación en los calentadores del tren de alimentación a 400 y a 460 MW [t/h].**

	400 MW	460 MW
CAP 5	1270	1460
CAP 6	1270	1270
CAP 7	1270	1270

**Tabla 9 Diámetros internos de los tubos y número de tubos por calentador.**

Calentador	Diámetro interno de los tubos [m]	Número de Tubos
CAP 5	0,01485	1191
CAP 6	0,0204	527
CAP 7	0,0204	596



**Tabla 10 Cantidad de tubos taponados en cada uno de los calentadores de alta presión de las unidades de Ampliación Tocoa.**

CAP	UNIDAD	CANTIDAD DE TUBOS	TUBOS TAPONADOS	%
5	CRZ 7	1191	90	7,56
6	CRZ 7	527	42	7,97
7	CRZ 7	596	2	0,34
5	CRZ 8	1191	121	10,16
6	CRZ 8	527	21	3,98
7	CRZ 8	596	0	0,00
5	CRZ 9	1191	152	12,76
6	CRZ 9	527	66	12,52
7	CRZ 9	596	1	0,17

### 6.3.2 Velocidades actuales en los calentadores según el número de tubos taponados

**Tabla 11 Velocidades de flujo de agua de alimentación dentro de los tubos de los calentadores 5 6 y 7 de las unidades 7 8 y 9 del Complejo Generador Ricardo Zuloaga (Datos para la operación a los caudales de diseño).**

	CAP 5	CAP 6	CAP 7
<b>Unidad Nro 7</b>	1,962	2,225	1,817
<b>Unidad Nro 8</b>	2,041	2,133	1,811
<b>Unidad Nro 9</b>	2,106	2,341	1,814
<b>Máxima Permisible</b>	2,4	2,458	2,173

### 6.3.3 Máximo número de tubos taponables

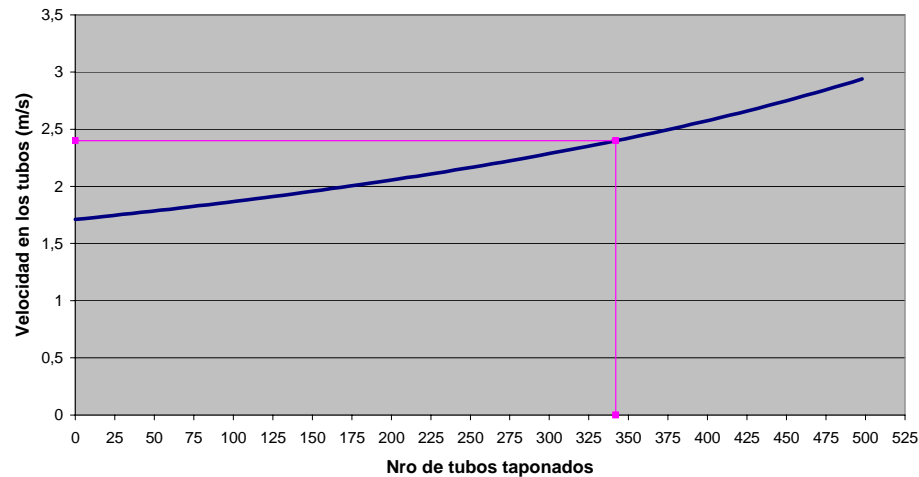
Una vez conocida la velocidad máxima permisible para el flujo de agua de alimentación dentro de los tubos, podemos traducirlo a número de tubos taponables mediante la siguiente expresión:



$$N_{ro\ de\ tubos} = \frac{Q}{A \cdot V}$$

Como la velocidad en los tubos depende de la cantidad de tubos taponados, resulta más conveniente establecer el número máximo de tubos taponables. Al realizar graficas acerca del número de tubos taponados versus la velocidad en los tubos puede verse claramente el efecto causado.

Las líneas en morado de los gráficos siguientes corresponden a la velocidad máxima permisible dentro de los tubos.



**Gráfico 1 Influencia del número de tubos taponados en la velocidad de flujo del agua de alimentación (CAP5). Operación a 400 MW.**

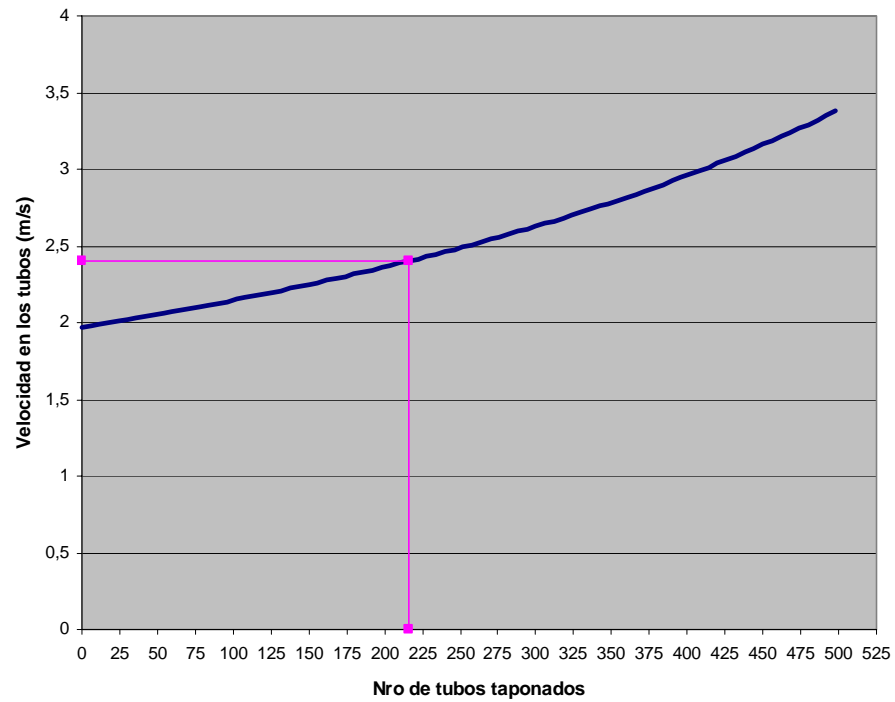
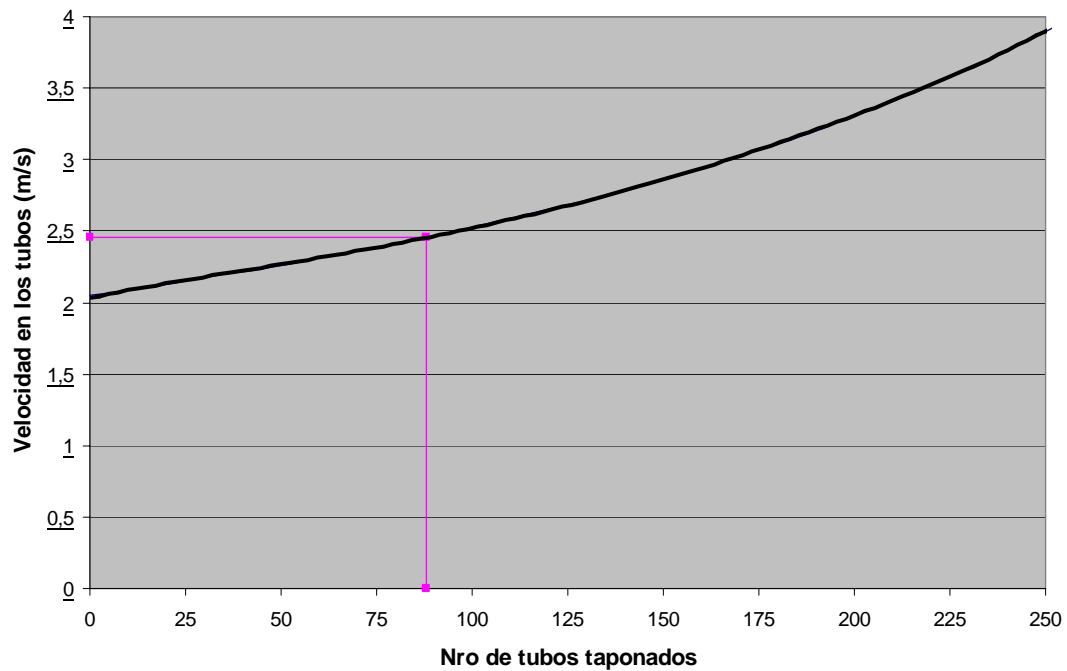


Gráfico 2 Influencia del número de tubos taponados en la velocidad de flujo del agua de alimentación (CAP5). Operación a 460 MW.





**Gráfico 3 Influencia del número de tubos taponados en la velocidad de flujo del agua de alimentación (CAP 6) . Operación a 400 MW.**

Puede observarse que para las condiciones de operación de diseño, de cada calentador el número máximo de tubos taponables es:

**Tabla 12 Número máximo de tubos taponables y número actual de tubos taponados.**

		Número Máximo de tubos taponables (Total)	Numero actual de Tubos taponados	Número Máximo de tubos taponables (a partir de la condición actual)
CGRZ 7	CAP 5	216	90	126
	CAP 6	88	42	46
	CAP 7	100	2	98
CGRZ 8	CAP 5	216	121	95
	CAP 6	88	21	67
	CAP 7	100	0	100
CGRZ 9	CAP 5	216	152	64
	CAP 6	88	66	22
	CAP 7	100	1	99



### 6.3.4 Tubos taponados respecto al tiempo

Con los datos existentes en planta sobre los reportes de trabajo de taponamientos de tubos se logró establecer una curva de tendencia de tercer grado para estimar el tiempo en el cual se llegará al máximo número de tubos taponables para algunos de los calentadores. La curva de tendencia fue tomada como de tercer grado debido a que esta es la que más se adapta a los datos obtenidos.

La línea morada en las gráficas subsiguientes indica el momento estimado en que se llegará al máximo número de tubos taponables.

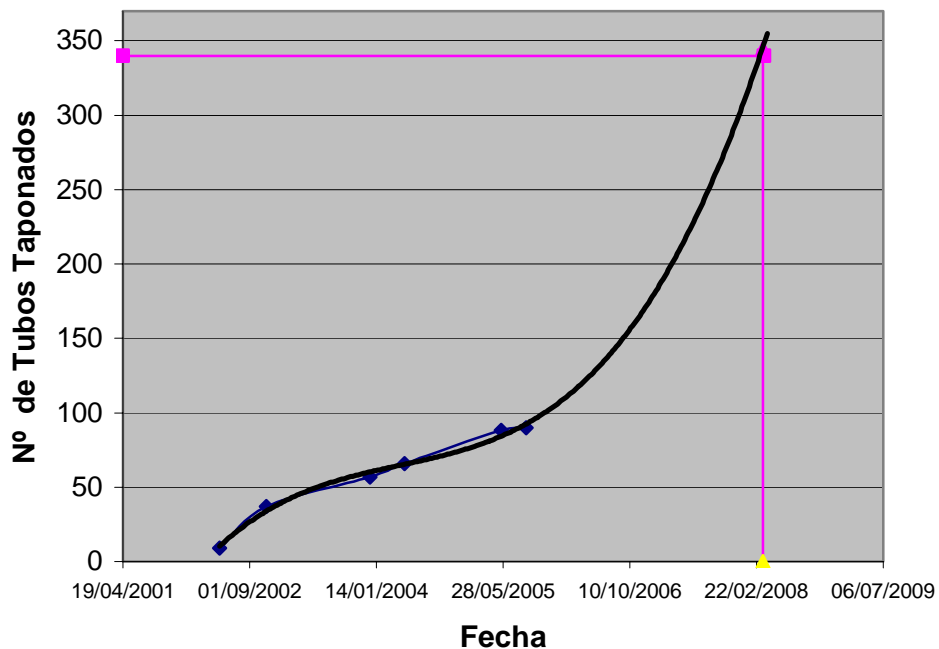


Gráfico 4 Tubos taponados Vs Tiempo (CAP 5 CGRZ 7)

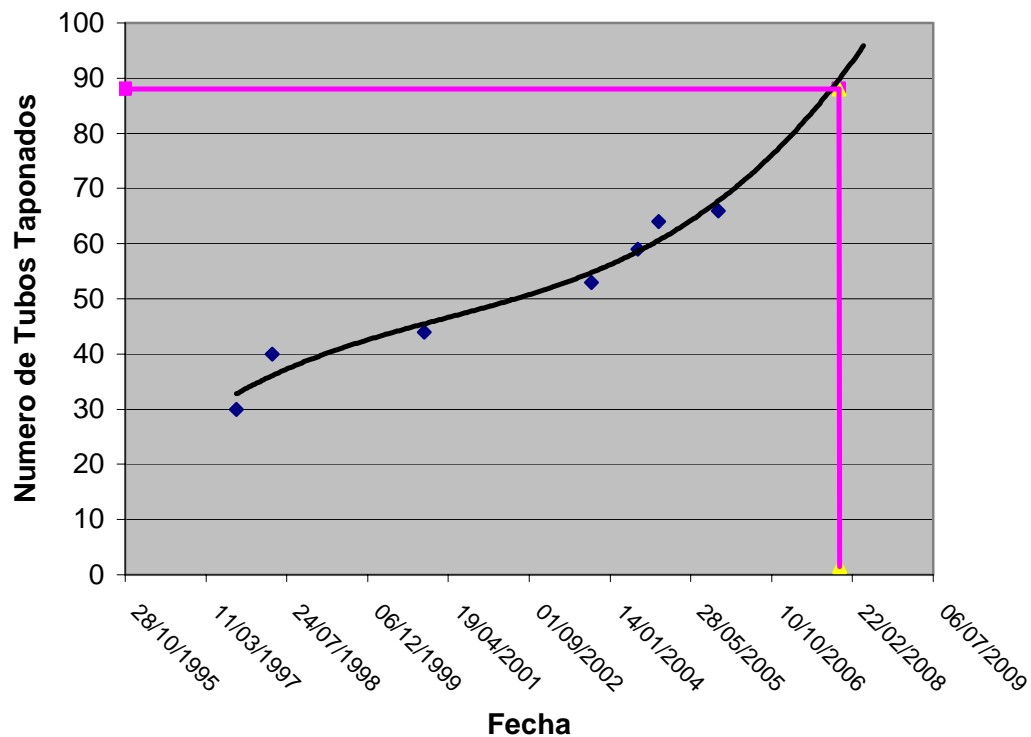


Gráfico 5 Tubos Taponados vs. Tiempo (CAP 6 CGRZ 9)

A partir de los gráficos anteriores puede estimarse que para marzo del año 2008 se alcanzará el número máximo de tubos taponables para el calentador número 5 de la unidad número 7, y que este número se hará presente aproximadamente en Febrero del año 2008.

Las estimaciones fueron hechas solo para estos dos calentadores debido a la falta de data respecto al resto de los calentadores. Cabe resaltar que el calentador número 5 de la unidad 7(Gráfico 4) es el que se encuentra en mejor condición respecto a los calentadores Numero 5 de las unidades 8 y 9, mientras que el calentador 6 de la unidad 9 (Gráfico 5) es el que se encuentra en peor estado respecto a los calentadores número 6 de las otras unidades.



No se hizo necesario estimar este tiempo para el Calentador número 7 de ninguna de las unidades ya que el que se encuentra en peor condición de ellos cuenta con apenas 2 tubos taponados.

## **Capítulo VII**

# **Diseño del calentador de alta presión para la Planta de Ampliación Tocoa**



## **7.1 Criterios para el diseño**

Debido a las explicaciones realizadas en los capítulos previos, donde se establece la necesidad de cambiar los calentadores de alta presión No. 5 y No 6, que corresponde a los dos primeros calentadores de la cascada compuesta por tres equipos, de La Planta Ampliación Tocoa; se realizó un diseño acorde a las necesidades requeridas, el cual se basa en la metodología explicada en el capítulo III, para simplificar el proceso de calculo, se realizó una hoja de cálculo en Excel, la que permitió realizar el número de iteraciones necesarias para determinar el intercambiador mas conveniente.

Para estimar la longitud del intercambiador se presentaron inconvenientes con los estándares existentes, ya que los caudales que maneja son superiores a los establecidos en dichos estándares. Por esta razón, el intercambiador resultante presenta dimensiones mayores.

Para determinar el número de tubos en el calentador se utilizó la ecuación de la curva de tendencia de la tabla No. 3 disposición de los tubos en triángulos. Para esto se obtuvo la ecuación:

$$N_{tt} = 0,5774 \cdot D_c^2 - 3,7529 \cdot D_c + 11,035 \quad (7.1)$$

Sin embargo, por recomendación de especialistas en el área, se emplearon valores enteros para  $D_c$  en pulgadas y que no excedan los 70 pulgadas.



**Tabla 13 Datos calentador 5**

<b>Datos:</b>	<b>Sistema Internacional</b>	<b>Sistema Ingles</b>
Flujo del agua de alimentación	1425.685 t/h	3143098,24 lb/h
Temperatura de entrada de la extracción de vapor	425°C	797 °F
Presión de la extracción	16.85 Kg/cm <sup>2</sup> abs	54992,95 (lb/pies <sup>2</sup> )
Temperatura de drenado	200°C	392 °F
Temperatura de entrada del agua de alimentación	167.77°C	333,986 °F
Temperatura de salida de agua de alimentación	197.33°C	387,194 °F

Para poder emplear la hoja de cálculo desarrollada, es necesario estimar las entalpías involucradas, además es importante destacar que para las iteraciones, se tomaron como punto de partida los valores de los calentadores instalados actualmente. Esto sirvió para determinar, basados en la metodología utilizada, si éstas condiciones cumplían con las comprobaciones térmicas e hidráulica, lo cual generó un resultado satisfactorio.

A continuación se presenta la tabla N° que contiene la ficha técnica de 1 intercambiador N° 5 diseñado, incluyendo las dimensiones y algunos otros valores estimados.



Tabla 14: Ficha técnica del Intercambiador N° 5 diseñado

**Ficha técnica (Valores estimados):**

<b>Diámetro interno</b>	0.834 pulg. (1pulg. BWG14)
<b>Espesor</b>	0.083 pulg. (1pulg. BWG14)
<b>Número de tubos por paso</b>	669
<b>Número de pasos</b>	2
<b>Longitud de</b>	36 pies
<b>Número de deflectores</b>	11
<b>Velocidad en los tubos</b>	1.85 m/s
<b>Comprobación Térmica</b>	0,996083078 (Recomendada entre 1 y 2)
<b>Comprobación hidráulica:</b>	Caída de presión dentro de los tubos 8,080psi recomendada menor a 10psi
	Caída de presión en la carcasa 0,001psi recomendada menor a 3psi

De manera análoga, a partir de los datos del calentador N° 6 se obtuvo una ficha técnica. Ambas tablas se muestran a continuación:





Tabla 15 Datos calentador 6

<b>Datos:</b>	<b>Sistema Internacional</b>	<b>Sistema Ingles</b>
Flujo del agua de alimentación	1425.685 t/h	3143098,24 lb/h
Temperatura de entrada de la extracción de vapor	300°C	572 °F
Presión de la extracción	46.03 Kg/cm <sup>2</sup> abs	94276,56 (lb/pies <sup>2</sup> )
Temperatura de drenado	205°C	401°F
Temperatura de entrada del agua de alimentación	197.33°C	387,194°F
Temperatura de salida de agua de alimentación	243°C	469,4°F



**Tabla 16: Ficha técnica del Intercambiador N° 6 diseñado**

**Ficha técnica (Valores estimados):**

<b>Diámetro interno</b>	0.834 pulg. (1pulg. BWG14)
<b>Espesor</b>	0.083 pulg. (1pulg. BWG14)
<b>Número de tubos por paso</b>	868
<b>Número de pasos</b>	2
<b>Longitud del calentador</b>	36 pies
<b>Número de deflectores</b>	11
<b>Velocidad en los tubos</b>	1.41 m/s
<b>Comprobación Térmica</b>	1,03212641 (Recomendada entre 1 y 2).
<b>Comprobación hidráulica:</b>	Caída de presión dentro de los tubos 4,3589 psi (Recomendada menor a 10psi). Caída de presión en la carcasa 0,001 psi (Recomendada menor a 3psi).

Para verificar detalladamente las estimaciones realizadas para el diseño de los intercambiadores, se puede revisar la sección de apéndices, donde se encuentran la hoja de cálculo desarrollada en Excel que contiene las variables involucradas y algunos otros.



## **7.2 Cálculo de la disponibilidad general**

La confiabilidad es un parámetro que depende exclusivamente de la calidad del diseño, la calidad de los materiales y componentes utilizados y la calidad de la construcción, y su modificación implica cambiar el diseño. Por tanto la confiabilidad es una estimación que ofrece la compañía que fabrica el equipo, por ende se dispone a calcular la disponibilidad

La disponibilidad es una medida de la capacidad de un equipo para realizar la función a la que se le destina y aumentará en la medida que aumente el tiempo medio entre fallas o disminuya el tiempo medio fuera de servicio.

Se estimó la disponibilidad general suponiendo un tiempo medio fuera de servicio de 4 días (tiempo promedio de reparación del equipo) y tiempos medios entre fallas de: 3 meses, 2 meses y 1 mes. Obteniendo resultados para este valor de: 95.7%, 93.75% y 88.22% respectivamente; lo cual pone en evidencia que la sensibilidad del tiempo medio entre fallas en el cálculo de la disponibilidad, es baja. Esto se debe al corto tiempo que lleva la reparación del equipo.

## **Capítulo VIII**

# **Análisis de rentabilidad para la adquisición de los nuevos intercambiadores**



## 8.1 Generalidades

El análisis de rentabilidad de adquisición de los nuevos intercambiadores se realiza basado en el método del valor presente neto considerando que los beneficios son los ahorros que presente la compañía con la esta decisión y los costos considerados son: costo de equipo e instalación. En intercambiadores de calor no es posible considerar costos de operación y los de mantenimiento para este caso son despreciables ante la magnitud de la inversión.

## 8.2 Costos

### 8.2.1 Costo extra generado por la cantidad de tubos taponados

A continuación se presenta el estudio de del costo extra generado por la cantidad de tubos taponados existentes actualmente en los calentadores a una carga estable de 400MW.

**Tabla 17.1 Gasto extra por cantidad de tubos taponados**

T entrada (°C)	Flujo		Costo [Bs/h]	
	Gas [m3/h]	Fuel Oil Nro6 [t/h]	Gas	Fuel Oil Nro6
270,7	84882,77	82	5002142	6229507,446
266	85757,09	83,5	5053665	6343461,851
Gasto Extra	874,32	1,5	51523,68	113954,4045

Costos extra de combustible anual a carga constante

Bs. 451.347.612 Gas

Bs. 984.562.560 Fuel Oil

Bs. 611.312.096 70/30 → \$ 265.787 (70/30)



### 8.2.2 Costo extra generado con los calentadores fuera de servicio

A continuación se presenta el estudio de costo extra generado si se colocan fuera de servicio los calentadores de alta presión a una carga estable de 400MW.

**Tabla 18.2 Gasto extra por fuera de servicio**

T entrada (°C)	Flujo		Costo [Bs/h]	
	Gas [m3/h]	Fuel Oil Nro6 [t/h]	Gas	Fuel Oil Nro6
270,7	84882,77	82	5002142	6229507,446
200	98034,67	88	5777183	6685325,064
Gasto Extra	13151,9	6	775041,5	455817,618

Costos extra de combustible anual a carga constante

Bs. 6.789.359.160 Gas

Bs. 3.937.421.940 Fuel Oil

Bs. 5.933.777.994 70/30 → \$ 2579903 (70/30)

### 8.3 Cálculo del valor presente neto

El cálculo del valor presente neto se efectúa bajo ciertas condiciones:

- Periodo de 15 años (recomendaciones de la empresa)
- Costos extra a carga constante de 400MW (carga base)
- La estimación de tiempo de vida de los calentadores actuales 2 años (capítulo VI).
- Costos extra de combustible generado si los calentadores no son adquiridos, con la estimación de tiempo de vida: de los calentadores y la del proyecto.
  - Dos (2) años con tubos taponados (considerando el gasto extra actual)



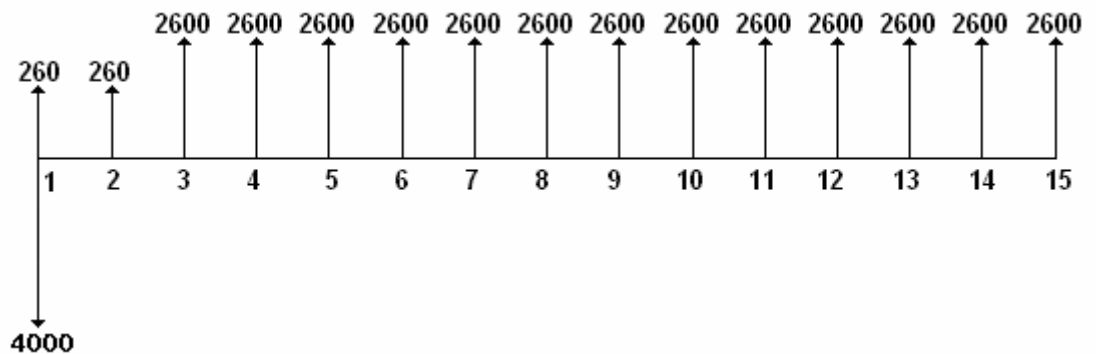
- Trece (13) años sin calentadores
  - Adquisición estimada para el 2007
  - Tasa de descuento 18%, se utiliza la tabla financiera, para determinar el valor de actualización a esta tasa.
  - Costo del equipo y costo de instalación, estimado a 2.000.000\$ por equipo (recomendación de la empresa).
  - Se considera la compra de los 2 (dos) equipos que en encuentran en condiciones desfavorables.

### 8.3.1 Representación gráfica del análisis

Para efectos de facilitar las siguientes representaciones gráficas las cifras han sido expresadas en base a miles de dólares y llevada a valores enteros.

Para este gráfico se tomo como beneficios el ahorro de combustible al ser instalado los calentadores y costos el valor de costo de compra e instalación de los dos equipos (4.000.000 \$)

Representación gráfica de los beneficios y costos involucrados:





### 8.3.2 Cálculo de valor presente neto.

$$\sum_j (\text{Beneficios}_j - \text{Costos}_j) \text{Factor Actualización (para 18\%)}_j$$

**Tabla 19.3 Cálculo VPN**

j	Beneficio	Costos	Fc. Actualización	VPN
1	265787	4000000	1	-3734213
2	265787	0	0,8475	225254,483
3	2579903	0	0,7182	1852886,33
4	2579903	0	0,6086	1570128,97
5	2579903	0	0,5158	1330713,97
6	2579903	0	0,4371	1127675,6
7	2579903	0	0,3704	955596,071
8	2579903	0	0,3139	809831,552
9	2579903	0	0,266	686254,198
10	2579903	0	0,2255	581768,127
11	2579903	0	0,1911	493019,463
12	2579903	0	0,1619	417686,296
13	2579903	0	0,1372	353962,692
14	2579903	0	0,1163	300042,719
15	2579903	0	0,0985	254120,446
				<b>7224727,91</b>

Al obtener un valor presente neto positivo mayor que cero, afirma que la inversión es rentable para el tiempo de vida estipulado



## **Capítulo IX**

# **Análisis de resultados**



En función de los resultados obtenidos a partir de los diagnósticos y estimaciones realizadas, se logró establecer que el desempeño actual de los calentadores de alta presión 5 y 6 de las unidades 7, 8 y 9 del Complejo Generador Ricardo Zuloaga, no cumple con los parámetros en los que pueden ser considerados satisfactorios, esto es evidenciable al tomar en cuenta varios aspectos tales como:

La operación actual de la planta, genera un gasto extra anual de Bs. 611.312.096 con respecto a como operaría la planta si los calentadores estuvieran en óptimas condiciones.

El análisis de las estadísticas de tubos taponados en el tiempo, indica que el flujo de agua de alimentación dentro de los calentadores alcanzará su valor máximo permisible aproximadamente en el primer semestre del año 2008, a partir de este tiempo, los calentadores operarían fuera de los parámetros de diseño y podrían sufrir daños que se traducirían en un considerable incremento en la frecuencia de ocurrencia de fallas. Lo anterior conlleva a repetidas puestas fuera de servicio de los calentadores para su reparación, adicionalmente, cada tubo que se taponas conlleva a la reducción del área de transferencia de calor, lo cual reduce la eficiencia del calentador.

Esta constante ocurrencia de fallas y la reducción de la eficiencia de los calentadores conllevarían a la eventual puesta fuera de servicio del tren de calentamiento de alta presión, lo cual disminuiría la temperatura de entrada de agua de alimentación a la caldera en 100°C respecto a la de diseño. Esta diferencia debe ser compensada en el generador de vapor mediante la inyección de más combustible a los quemadores, condición que genera un



gasto extra de combustible de Bs. 5.933.777.994 al año, cifra que hace justificable el cambio de los calentadores.

Por otra parte, el método del Valor Presente Neto indica que si su valor es mayor o igual a cero, el proyecto en estudio es económicamente viable. Al estimar el Valor presente neto para la adquisición de los nuevos calentadores (CAP 5 y CAP 6), este arrojó un valor de 840,5421 valor que esta por encima de cero y confirma la rentabilidad de la adquisición.

El desarrollo del programa en una hoja de Excel, que cumple con los requerimientos de diseño específicos para este caso, permitió simplificar el tiempo empleado para la realización de los cálculos iterativos, que permitieron realizar una estimación del diseño de calentador propuesto en este trabajo de grado, el cual cumple con las exigencias térmicas del proceso y cuyas dimensiones se establecen en las fichas técnicas.

## **Capítulo X**

# **Conclusiones**



A partir del diagnóstico de los equipos se comprobó que el desempeño actual de los calentadores no es satisfactorio, condición que genera un consumo de combustible mayor al de diseño de la planta e incrementa notablemente los costos de operación de la misma.

Mediante el método del Valor Presente Neto, se comprobó que la reposición de los calentadores No. 5 y 6 de las unidades No. 7, 8 y 9 es rentable y debe llevarse a cabo.

El tipo de calentador más conveniente para la aplicación estudiada, es el de carcasa y tubo, debido a la gran área de transferencia que se necesita para poder lograr el calentamiento necesario.

El intercambiador diseñado cumple con las exigencias térmicas del proceso y cuenta con las dimensiones adecuadas para ser instalado en planta, sin tener que afectar mayormente la infraestructura presente ni la disposición de los equipos que lo circundan.

## **Capítulo XI**

# **Recomendaciones**



Sustituir los calentadores de alta presión No. 5 y 6 de las unidades 7, 8 y 9 del Complejo Generador Ricardo Zuloaga antes del segundo trimestre del año 2008. Se recomienda cambiar primero los calentadores de la unidad No. 9, luego los de la Unidad No. 8 y por último el de la unidad No.7, ya que el primero es el que presenta un mayor daño en los tubos.

Considerar a la hora de la selección de los nuevos calentadores el propuesto en este trabajo especial de grado o uno similar, ya que este diseño contempla la condición de diseño como 460 MW, lo cual permitiría eliminar el Bypass existente entre la salida de agua de alimentación del calentador Número 5 y la salida de agua de alimentación del Calentador número 7 y aumentaría la eficiencia del ciclo.

Considerar la posibilidad de que los nuevos calentadores sean retubables, se sugiere hacer esta acotación al fabricante de estos.

Realizar un estudio mas detallado sobre la razón por la cual ocurren las fallas con tal frecuencia.

La experiencia durante la realización de este trabajo especial de grado y durante la estadía laboral en el Complejo Generador Ricardo Zuloaga fue muy enriquecedora, la oportunidad de aplicar los conocimientos obtenidos durante toda la carrera para la resolución de un problema real de ingeniería llevó a una gran satisfacción personal, académica y profesional, por lo cual recomendamos propiciar el fortalecimiento del intercambio entre la Universidad Central de Venezuela y la Industria.

## Bibliografía

- Avallone, E. y Baumeister III, T., 1998, Marks Manual del Ingeniero Mecánico. 9ª ed. Colombia: Mc Graw Hill
- Cengel, Y.A, 2002, Termodinámica, volumen 1, Mc Graw Hill, México
- Eco, U, 1982, Como se hace una tesis, Gedisa, Buenos Aires.
- Felibertt F., 1998 “*Diseño de intercambiadores de calor de tubo y coraza*” departamento de procesos químicos, Instituto Universitario de Tecnología Región Capital.
- Fernández J., 2003 “*Transferencia de calor*” Departamento de termodinámica y fenómenos de transporte ingeniería química, UCV.
- Herrera, L., 2000. “Apuntes de transferencia de calor” Universidad De Los Andes.
- Holman, J., 1998. “*Transferencia de calor*” Mc Graw Hill/Interamericana, Octava edición, España.
- Incropera, F. y De Witt, D., 1999. Fundamentos de Transferencia de Calor. 4ª ed. México: Prentice Hall

Instituto de ciencia de materiales de Madrid, 2005., Disponible en:  
<http://www.icmm.csic.es/> [Consulta: 2005, Agosto, 22]

- Instrument Technology INC. 2005, Disponible en:  
<http://www.scopes.com/index.shtml> [Consulta: 2005, Agosto, 22]
- Kern, D., 1999. “*Procesos de transferencia de calor*” Compañía Editorial Continental, S.A. De C.V., México.





- Laboratorio de Máquinas Térmicas e Hidráulica I.N.S.P.T - U.T.N. , 2002. Disponible en: <http://www.inspt.utn.edu.ar/mecanica/index.htm>. [Consulta: 2005, Octubre, 14]
- Levenspiel, O., 1993 “Flujo de fluidos e intercambio de calor” Editorial Rever@, S.A., España.
- Lienhard, J. 2003. “A Heat Transfer Textbook”. Phlogiston Pres. USA.
- Melnick, J., 1958 “*Manual de proyectos de desarrollos económicos*” Naciones Unidas, Mexico.
- Montezuma, U., 1998. “*Transferencia de calor, intercambiadores de paso múltiples quinta parte*” Departamento de Procesos Químicos, Instituto Universitario de Tecnología Región Capital.
- Pineda, G.2005. Disponible en: <http://www.monografias.com/trabajos7/rank/rank.shtml> [Consultada: 2005, Agosto, 16]
- Rizhkin, V., 1979. “Centrales termoeléctricas”. Moscú: Mir
- Sigma, 2005. Disponible en: [http://sigma.poligran.edu.co/politecnico/apoyo/renta/analisis\\_rentabilidad.pdf](http://sigma.poligran.edu.co/politecnico/apoyo/renta/analisis_rentabilidad.pdf) [Consulta: 2005, Noviembre, 11]
- Van Wylen, G.J, 1995, Fundamentos de Termodinámica, Limusa, México.
- Walas, S., 1988. “*Chemical process equipment selection and design*” Butterwarth-Heinemann series in chemical engineering, USA.
- Welsch, G., 1987. “*Presupuestos: planificación y control de utilidades*”. Prentice Hall, Mexico. Pag 261.
- EDC, 2005. Disponible en :<http://www.laedc.com.ve/> [Consultada: 2005, Octubre,

## **Capítulo XII**

### **Anexos**

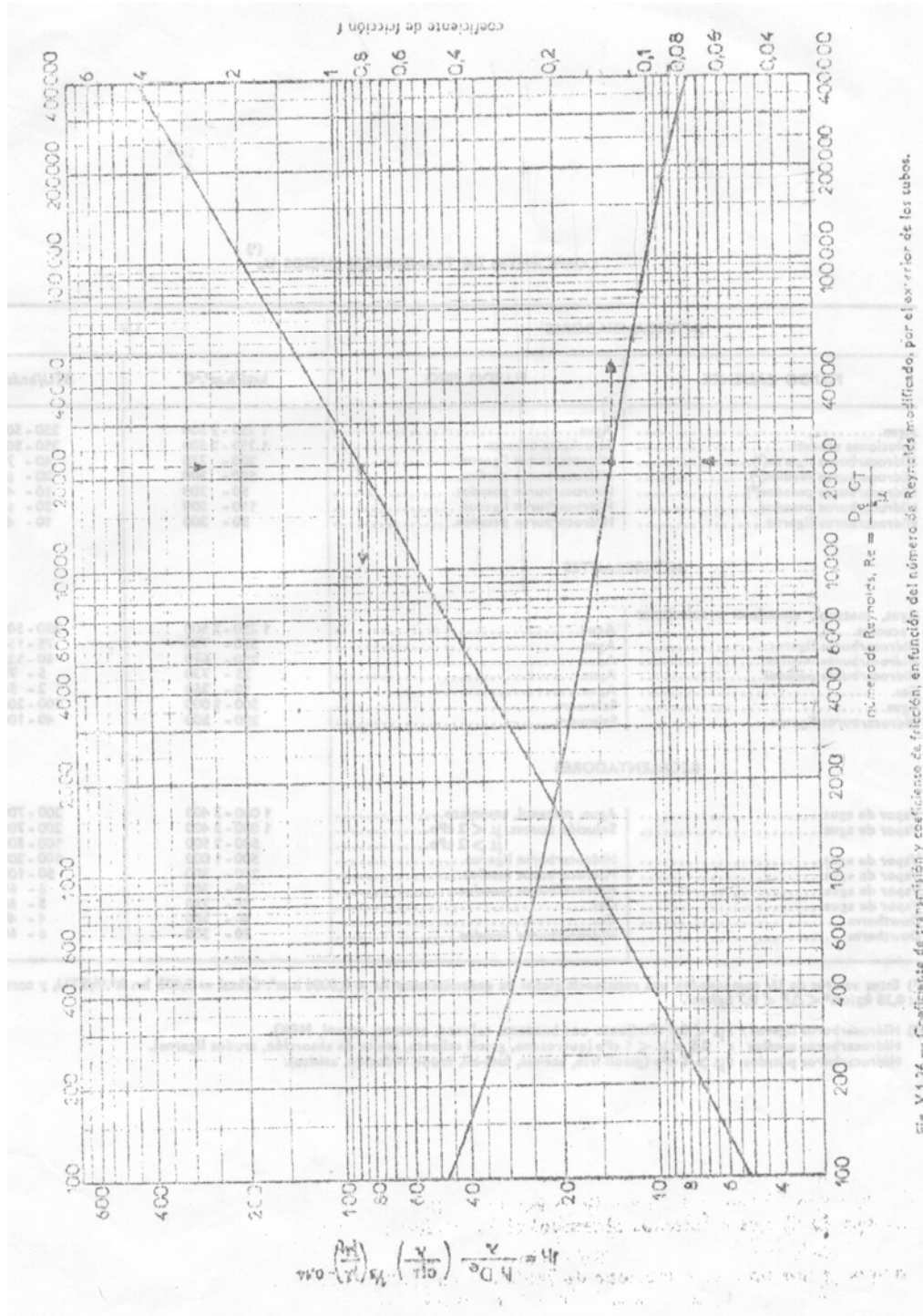


Gráfico 1 Factor de fricción para fluido interno

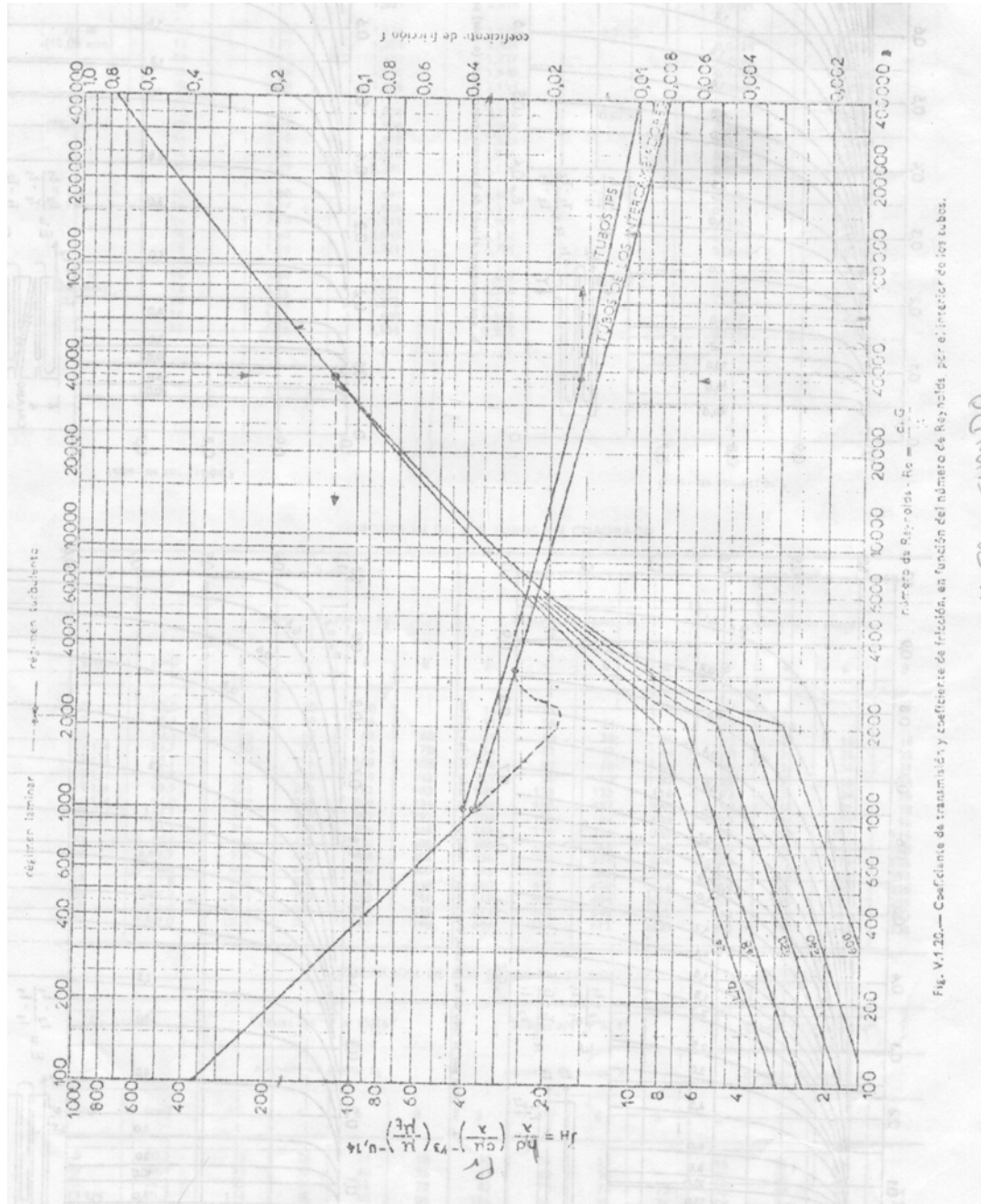


Gráfico 2 Factor de fricción para flujo externo  
(Montezuma, U., 1998)



**Tabla 1 Viscosidad en los líquidos**  
(Felibert F, 1998)

VISCOSIDADES DE LIQUIDOS*					
Para usarse como Coordenadas con la Fig. 14					
Líquido	X	Y	Líquido	X	Y
Acetaldehído	15.2	4.8	Cloruro Estánico	13.5	12.8
Acetato de Amilo	11.8	12.5	Cresol, meta	2.5	20.8
Acetato de Butilo	12.3	11.0	Dibromoetano	12.7	15.8
Acetato de Etilo	13.7	9.1	Dicloroetano	13.2	12.2
Acetato de Metilo	14.2	8.2	Diclorometano	14.6	8.9
Acetona 100%	14.5	7.2	Difenilo	12.0	18.3
Acetona 35%	7.9	15.0	Eter Etilico	14.5	5.3
Agua	10.2	13.0	Etilbenceno	13.2	11.5
Acido Acético 100%	12.1	14.2	Etilenglicol	6.0	23.6
Acido Acético 70%	9.5	17.0	Fenol	6.9	20.8
Acido Butírico	12.1	15.3	Formiato de Etilo	14.2	8.4
Acido Clorosulfónico	11.2	18.1	Freon 11	14.4	9.0
Acido Fórmico	10.7	15.8	Freon 12	16.8	5.6
Acido Isobutírico	12.2	14.4	Freon 21	15.7	7.5
Acido Nítrico 95%	12.8	13.8	Freon 22	17.2	4.7
Acido Nítrico 60%	10.8	17.0	Freon 113	12.5	11.4
Acido Propiónico	12.8	13.8	Freon 114	14.6	8.3
Acido Sulfúrico 110%	7.2	27.4	Glicerina 100%	2.0	30.0
Acido Sulfúrico 98%	7.0	24.8	Glicerina 50%	6.9	19.6
Acido Sulfúrico 60%	10.2	21.3	Heptano	14.1	8.4
Alcohol Alílico	10.2	14.3	Hexano	14.7	7.0
Alcohol Amílico	7.5	18.4	Hidróxido de Sodio 50%	3.2	25.8
Alcohol Butílico	8.6	17.2	Yoduro de Etilo	14.7	10.3
Alcohol Etilico 100%	10.5	13.8	Yoduro de Propilo	14.1	11.6
Alcohol Etilico 95%	9.8	14.3	Isobutano	14.5	3.7
Alcohol Etilico 40%	6.5	16.6	Mercurio	18.4	16.4
Acido Clorhídrico 31.5%	13.0	16.6	Metanol 100%	12.4	10.5
Alcohol Isobutilico	7.1	18.0	Metanol 90%	12.3	11.8
Alcohol Isopropilico	8.2	16.0	Metanol 40%	7.8	15.5
Alcohol Octilico	6.2	21.1	Metililcetona	13.9	8.6
Alcohol Propilico	9.1	16.5	Naftaleno	7.9	18.1
Amoniaco 100%	12.6	2.0	Nitrobenceno	10.6	16.2
Amoniaco 26%	10.1	13.9	Nitrotolueno	11.0	17.0
Anhidrido Acético	12.7	12.8	Octano	13.7	10.0
Anilina	8.1	18.7	Oxalato de Dietilo	11.0	16.4
Anisol	12.3	13.5	Oxalato de Dimetilo	12.3	15.8
Benceno	12.5	10.9	Oxalato de Dipropilo	10.3	17.7
Bióxido de Azufre	15.2	7.1	Pentacloroetano	10.9	17.3
Bióxido de Carbono	11.6	0.3	Pentano	14.9	5.2
Bisulfuro de Carbono	16.1	7.5	Propano	15.3	1.0
Bromo	14.2	13.2	Salmuera CaCl <sub>2</sub> 25%	6.6	15.9
Bromotolueno	20.0	15.9	Salmuera NaCl 25%	10.2	16.6
Bromuro de Etilo	14.5	8.1	Sodio	16.4	13.9
Bromuro de Propilo	14.5	9.6	Tetracloroetano	11.9	15.7
n-Butano	15.3	3.3	Tetracloroetileno	14.2	12.7
Ciclohexanol	2.9	24.3	Tetracloruro de Carbono	12.7	13.1
Clorobenceno	12.3	12.4	Tetracloruro de Titanio	14.4	12.3
Cloroforno	14.4	10.2	Tribromuro de Fósforo	13.8	16.7
Clorotolueno, orto	13.0	13.3	Tricloruro de Arsénico	13.9	14.5
Clorotolueno, meta	13.3	12.5	Tricloruro de Fósforo	16.2	10.9
Clorotolueno, para	13.3	12.5	Tricloroetileno	14.8	10.5
Cloruro de Etilo	14.8	6.0	Tolueno	13.7	10.4
Cloruro de Metilo	15.0	3.8	Turpentina	11.5	14.9
Cloruro de Propilo	14.4	7.5	Xileno, orto	13.5	12.1
Cloruro de Sulfurilo	15.2	12.4	Xileno, meta	13.9	12.1
			Xileno, para	13.9	10.9

\* De Perry, J. H., "Chemical Engineers' Handbook 3d. ed., McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1950.

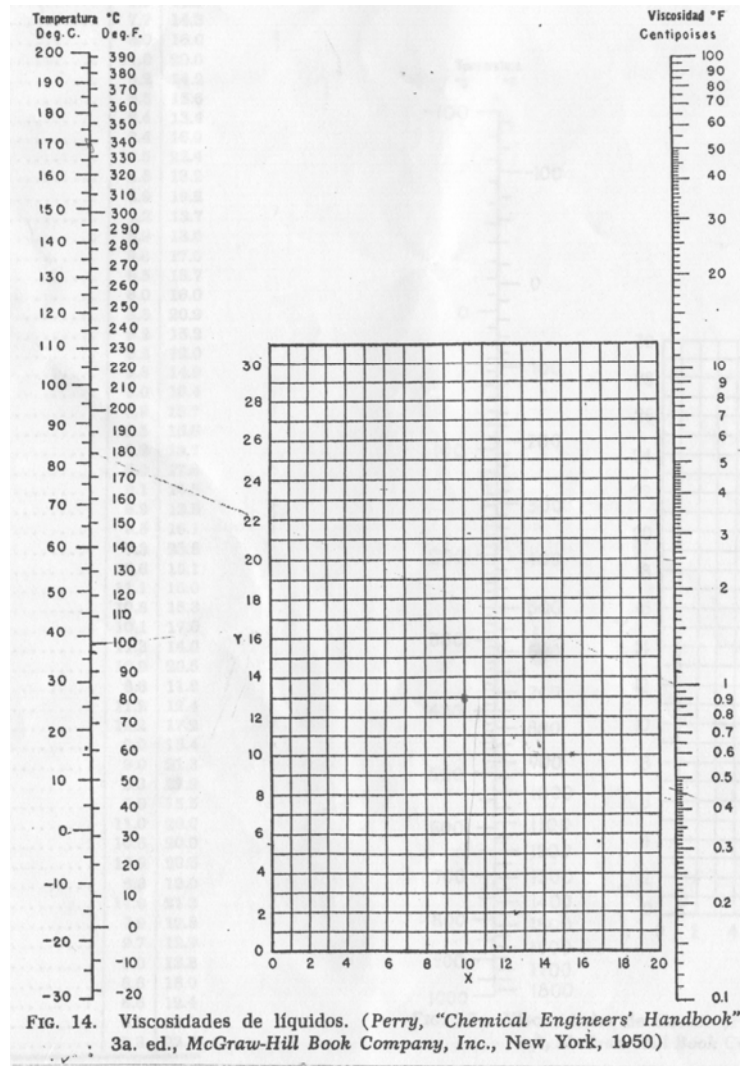


Gráfico 3 Viscosidad en los líquidos  
(Felibert.t F, 1998)



Tabla 2 Viscosidad en los gases  
(Felibert F, 1998)

VISCOSIDADES DE GASES*		
Para usarse como Coordenadas con la Fig. 15		
Gas	X	Y
Acetato de Etilo .....	8.5	13.2
Acetona .....	8.9	13.0
Acetileno .....	9.8	14.9
Acido Acético .....	7.7	14.3
Agua .....	8.0	16.0
Aire .....	11.0	20.0
Alcohol Etilico .....	9.2	14.2
Alcohol Metilico .....	8.5	15.6
Alcohol Propilico .....	8.4	13.4
Amoniaco .....	8.4	16.0
Argón .....	10.5	22.4
Benceno .....	8.5	13.2
Bromo .....	8.9	19.2
Buteno .....	9.2	13.7
Butileno .....	8.9	13.0
Bióxido de Azufre .....	9.6	17.0
Bióxido de Carbono .....	9.5	18.7
Bisulfuro de Carbono .....	8.0	16.0
Bromuro de Hidrógeno .....	8.8	20.9
Cianógeno .....	9.2	15.2
Ciclohexano .....	9.2	12.0
Cianuro de Hidrógeno .....	9.8	14.9
Cloro .....	9.0	18.4
Cloroforno .....	8.9	15.7
Cloruro de Etilo .....	8.5	15.6
Cloruro de Hidrógeno .....	8.8	18.7
Cloruro de Nitrosilo .....	8.0	17.6
Etano .....	9.1	14.5
Eter Etilico .....	8.9	13.0
Etileno .....	9.5	15.1
Flúor .....	7.3	23.8
Freon 11 .....	10.6	15.1
Freon 12 .....	11.1	16.0
Freon 21 .....	10.8	15.3
Freon 22 .....	10.1	17.0
Freon 113 .....	11.3	14.0
Helio .....	10.9	20.5
Hexano .....	8.6	11.8
Hidrógeno .....	11.2	12.4
3H <sub>2</sub> + 1N <sub>2</sub> .....	11.2	17.2
Yodo .....	9.0	18.4
Yoduro de Hidrógeno .....	9.0	21.3
Mercurio .....	5.3	22.9
Metano .....	9.9	15.5
Monóxido de Carbono .....	11.0	20.0
Nitrógeno .....	10.6	20.0
Oxido Nítrico .....	10.9	20.5
Oxido Nitroso .....	8.8	19.0
Oxígeno .....	11.0	21.3
Pentano .....	7.0	12.8
Propano .....	9.7	12.9
Propileno .....	9.0	13.8
Sulfuro de Hidrógeno .....	8.6	18.0
Tolueno .....	8.6	12.4
2, 3, 3-Trimetilbutano .....	9.5	10.5
Xenón .....	9.3	23.0

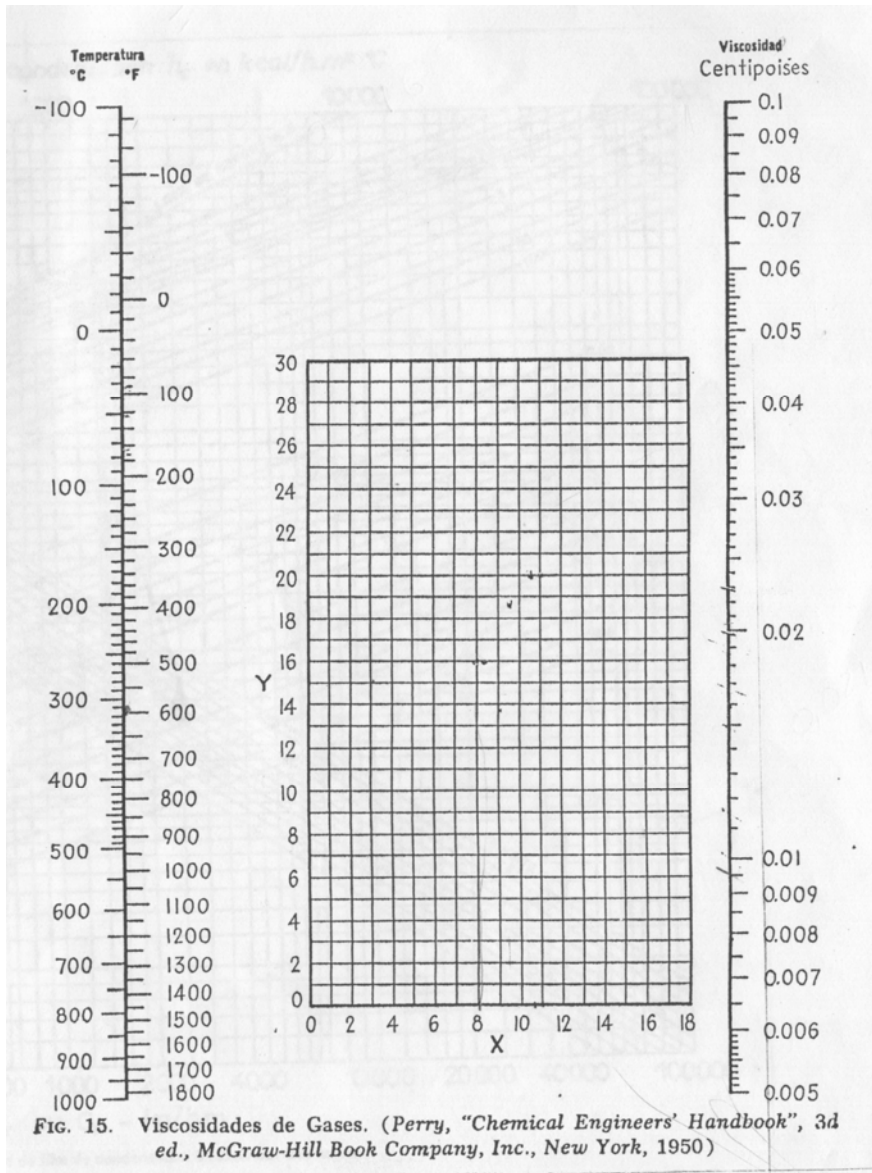


Gráfico 4 Viscosidad en los gases

(Felibert F, 1998)



