

**INSTITUTO TECNOLÓGICO DE COSTA RICA  
ESCUELA DE INGENIERÍA ELECTROMECÁNICA  
INGENIERÍA EN MANTENIMIENTO INDUSTRIAL**



**INSTITUTO COSTARRICENSE DE ELECTRICIDAD (ICE)**

***“DISEÑO DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO PARA EL FLUIDO DE  
PERFORACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PERFORACIÓN PROFUNDA DEL  
INSTITUTO COSTARRICENSE DE ELECTRICIDAD”***

**Informe de Práctica de Especialidad para optar por el  
Título de Ingeniero en Mantenimiento Industrial, Grado  
Licenciatura**

**ESTUDIANTE:**

**OSVALDO ROJAS ACOSTA**

**Cartago, Noviembre del 2014**



**engineerscanada**

**Escuela Acreditada por el  
Canadian Engineering Accreditation Board (CEAB)**

**Profesor Asesor:**

Ing. Gilbert Bonilla Castillo

---

**Asesor Industrial:**

Ing. Oscar Vanegas Guzmán

---

**Tribunal Examinador:**

---

---

---

## INFORMACIÓN DEL ESTUDIANTE Y DE LA EMPRESA

---

### Información del Estudiante

<b>Nombre</b>	Osvaldo Rojas Acosta
<b>Cédula</b>	1-1522-0928
<b>Carné</b>	201037745
<b>Dirección</b>	700m Sur de la Iglesia Católica de Guayabo, Bagaces, Guanacaste
<b>Teléfonos</b>	Habitación: 2673-0853 / Celular: 8861-7716
<b>E-mail</b>	osrojas92@gmail.com

### Información del Proyecto

<b>Nombre del Proyecto</b>	Diseño de un sistema de enfriamiento para el fluido de perforación de los equipos de Perforación Profunda del Instituto Costarricense de Electricidad
<b>Profesor Asesor</b>	Ing. Gilbert Bonilla Castillo
<b>Horario de Trabajo del Estudiante</b>	Lunes a Jueves 7:00am a 5:00pm Viernes 7:00am a 11:00 am

## Información de la Empresa

<b>Nombre</b>	Instituto Costarricense de Electricidad (ICE)
<b>Zona</b>	Bagaces, Guanacaste
<b>Dirección</b>	200m Sur de la Iglesia Católica de Guayabo, Bagaces, Guanacaste
<b>Teléfono</b>	2673-3479
<b>Actividad Principal</b>	Generación Eléctrica

## DEDICATORIA

---

*Dedicada a mis padres por el apoyo, esfuerzo y consejo que me han brindado todos estos años y por darme la oportunidad de estudiar y llegar a este primer paso en mi vida académica.*

*A mi novia y compañeros de estudio que estuvieron de manera incondicional para brindarme su apoyo.*

## AGRADECIMIENTOS

---

*Agradezco a esta casa de estudios que ha cumplido una función preponderante para mi formación académica y a todos aquellos compañeros y futuros colegas, con quienes compartí los conocimientos y experiencias que nos convirtieron en los profesionales que somos hoy.*

*Al Departamento de Perforación Profunda del Centro de Servicios de Recursos Geotérmicos del Instituto Costarricense de Electricidad por darme la oportunidad de realizar mi proyecto de graduación en sus instalaciones y brindarme toda la ayuda necesaria para el desarrollo del mismo.*

## RESUMEN

---

El presente proyecto fue desarrollado en el Centro de Servicios de Recursos geotérmicos del Instituto Costarricense de Electricidad, localizado en las faldas del Volcán Rincón de La Vieja. Consistió en desarrollar una propuesta de diseño de un sistema de enfriamiento para los fluidos de perforación profunda, con el objetivo de desarrollar uno de menor tamaño que permita la disminución de la temperatura inicial del lodo de 85 °C hasta un rango aceptable de 55 a 58 °C.

En primera instancia se elaboró un diagnóstico de la situación actual y se pudo determinar que, para los requerimientos actuales de temperatura, la torre de enfriamiento no cumple su función; pero con modificaciones se puede aumentar la temperatura de entrada del lodo a la torre de enfriamiento en 4°C.

La propuesta de solución consiste en un diseño térmico e hidráulico de intercambiadores de calor de coraza y tubos que permitan cumplir con los requerimientos de disminución de temperatura, es decir, mejorar en el doble el funcionamiento del equipo de enfriamiento actual. También erradica otras deficiencias que presenta el sistema actual y que reflejan un potencial ahorro en los aditivos para la elaboración de los fluidos de perforación.

Debido a que la exigencia de enfriamiento del fluido de perforación es muy alta y las dimensiones para colocar el equipo son muy reducidas, se diseñaron dos intercambiadores de calor colocados en serie para suplir esa necesidad con un costo de los materiales para su elaboración económico dentro del ámbito de la perforación profunda.

**Palabras Claves:** sistema de enfriamiento, fluidos de perforación, intercambiador de calor, perforación profunda, diseño térmico, diseño hidráulico

## ABSTRACT

---

This project was developed at the Center for Geothermal Resources Services of the Costa Rican Electricity Institute, located in the foothills of the Rincon de La Vieja. It was to develop a proposed design of a cooling system for fluids deep drilling, with the aim of developing a smaller one which allows the reduction of the initial temperature of the slurry from 85 ° C to an acceptable range of 55 to 58 ° C.

In the first instance a diagnosis of the current situation was developed and it was determined that the current requirements for temperature, cooling tower not doing its job; but with modifications can increase the mud inlet temperature to the cooling tower in 4 ° C.

The proposed solution is a thermal and hydraulic design of heat exchangers, shell and tube that would meet the requirements of temperature decrease, ie twice improve the functioning of existing cooling equipment. It also eradicates other shortcomings of the current system and that reflect potential savings in additives for the preparation of drilling fluids.

Because the requirement for cooling the drilling fluid is very high and the dimensions for your new computer are very low, two heat exchangers in series were designed to meet that need with a cost of materials for economic development within the field of deep drilling.

**Keywords:** cooling system, drilling fluids, heat exchanger, deep drilling, thermal design, hydraulic design



## TABLA DE CONTENIDO

---

INFORMACIÓN DEL ESTUDIANTE Y DE LA EMPRESA .....	i
DEDICATORIA .....	iii
AGRADECIMIENTOS.....	iv
RESUMEN.....	v
ABSTRACT .....	vi
TABLA DE CONTENIDO .....	vii
INDICE DE FIGURA.....	xii
INDICE DE TABLAS.....	xiv
CAPÍTULO 1 INTRODUCCIÓN.....	1
1.1. Descripción de la Empresa <sup>1</sup> .....	2
1.1.1. Antecedentes de la Empresa .....	2
1.1.2. Misión .....	3
1.1.3. Visión.....	3
1.1.4. Valores .....	3
1.1.5. Organización .....	5
1.2. Centro de Servicios de Recursos Geotérmicos.....	6
1.2.1. Misión .....	6
1.2.2. Visión.....	6
1.2.3. Objetivos .....	7
1.2.4. Organigrama .....	8
1.3. Objetivos .....	9
1.3.1. Objetivos Generales.....	9

1.3.2. Objetivos Específicos .....	9
1.4. Justificación del Proyecto.....	10
1.5. Alcances y limitaciones .....	12
CAPÍTULO 2 MARCO TEÓRICO .....	13
2.1. Energía geotérmica.....	14
2.1.1. Fuente de calor .....	14
2.1.2. Suministro de Agua .....	15
2.1.3. Yacimiento o reservorio.....	15
2.1.4. Capa de sello .....	15
2.1.1. Pozos .....	17
2.1.2. Separador ciclónico o Estaciones de separación .....	17
2.1.3. Tubería o Vaporductos.....	18
2.1.4. Casa de Máquinas .....	18
2.2. Perforación de Pozos.....	18
2.3. Proyecto Geotérmico Las Pailas II .....	19
CAPÍTULO 3 METODOLOGÍA.....	21
3.1. Diagnóstico de la situación actual .....	23
3.2. Elaboración de recomendaciones de mejora .....	24
3.3. Evaluación y diseño de un posible equipo distinto. ....	24
3.4. Elaboración de planos y determinación del presupuesto. ....	25
CAPÍTULO 4 DIAGNOSTICO DE LA SITUACIÓN ACTUAL.....	26
4.1. Introducción.....	27
4.2. Fluidos de perforación.....	27
4.2.1. Funciones.....	28

4.2.2.	Propiedades del lodo.....	30
4.2.3.	Ciclo del Lodo.....	31
4.3.	Valoración del sistema .....	37
4.3.1.	Evaluar un modelo del mismo fabricante.....	41
4.3.2.	Aumentar la altura de la torre de enfriamiento .....	41
4.3.3.	Variación de los coeficientes de transferencia de masa.....	42
4.3.4.	Analizar equipos distintos.....	49
4.4.	Recomendaciones de mejora.....	50
4.5.	Recomendaciones .....	54
4.6.	Conclusiones.....	55
	CAPÍTULO 5 ANÁLISIS TÉRMICO .....	56
5.1.	Introducción.....	57
5.2.	Selección del tipo de intercambiador .....	57
5.3.	Metodología de Diseño del intercambiador de calor .....	59
5.3.1.	Propiedades físicas del fluido a refrigerar .....	60
5.3.2.	Selección de aspectos constructivos del intercambiador de calor.....	62
5.3.3.	Método Utilizado para el diseño. ....	66
5.4.	Diseño Térmico .....	68
5.4.1.	Estimación del flujo de calor por disipar .....	68
5.4.2.	Determinación del flujo másico del fluido refrigerante. ....	69
5.4.3.	Diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD).....	70
5.4.4.	Diferencia de temperatura media logarítmica corregida (CMTD) ..	70
5.4.5.	Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor ( $U_o$ ) .....	71
5.4.6.	Área total de transferencia de calor requerida ( $A_o$ ) .....	75

5.4.7.	Determinación del área efectiva de transferencia de calor ( $A_o'$ ) ...	75
5.4.8.	Aproximación del diámetro de la coraza y la longitud de los tubos	77
	CAPÍTULO 6 DISEÑO HIDRAULICO.....	79
6.1.	Introducción.....	80
6.2.	Datos geométricos de la coraza .....	80
6.2.1.	Tubo y distribución de tubos.....	80
6.2.2.	Longitud de tubo.....	83
6.2.3.	Geometría del deflector .....	84
6.2.4.	Geometría del haz de tubos .....	85
6.3.	Temperaturas.....	89
6.4.	Información del proceso en la coraza .....	89
6.5.	Información del proceso en los tubos.....	90
6.6.	Información adicional .....	90
6.7.	Parámetros auxiliares.....	91
6.8.	Diseño Hidráulico .....	107
6.8.1.	Caída de presión en la coraza ( $\Delta p_s$ ).....	111
6.8.2.	Caída de presión en los tubos ( $\Delta p_t$ ) .....	111
6.9.	Comprobación del Diseño Térmico .....	113
6.10.	Selección de los componentes del intercambiador de calor. ....	116
6.10.1.	Coraza.....	116
6.10.2.	Disposición de los tubos.....	117
6.10.3.	Mamparas .....	118
6.10.4.	Barras de soporte y barras espaciadoras.....	120
6.10.5.	Espejos.....	121

6.10.6. Cabezales .....	122
6.10.7. Boquillas.....	124
6.10.8. Pernos y empaques.....	124
6.11. Selección de equipo secundario .....	125
CAPÍTULO 7 ESPECIFICACIONES Y PRESUPUESTOS.....	126
7.1. Especificaciones .....	127
7.2. Presupuesto .....	128
7.3. Planos constructivos .....	129
7.4. Manual de Mantenimiento Preventivo .....	131
7.4.1 Procedimiento de las inspecciones .....	131
7.4.2 Frecuencia de las inspecciones .....	133
7.4.3 Personal para efectuar el Mantenimiento .....	133
7.4.4 Manuales de mantenimiento preventivo efectuados .....	134
7.5. Recomendaciones .....	135
7.6. Conclusiones.....	136
BIBLIOGRAFIA.....	137
APENDICES.....	139
ANEXOS.....	150

## INDICE DE FIGURA

---

Figura 1.1 Estructura Organizacional del ICE.....	5
Figura 1.2 Organigrama del Centro de Servicios de Recursos Geotérmicos.....	8
Figura 2.1 Funcionamiento de un campo geotérmico.....	16
Figura 2.2 Ciclo del Fluido Geotérmico.....	17
Figura 2.3 Ubicación del Campo Geotérmico Las Pailas <sup>2</sup> .....	20
Figura 3.1 Diagrama de la Metodología empleada en el proyecto.....	23
Figura 4.1 Sistema de bombeo de los fluidos de perforación.....	31
Figura 4.2 Esquema del Sistema de Control de sólidos.....	32
Figura 4.3 Máquinas tamizadoras.....	33
Figura 4.4 Desarenadora.....	34
Figura 4.5 Desarcilladora.....	35
Figura 4.6 Torre de enfriamiento instalada.....	36
Figura 4.7 Sistema de adición de aditivos.....	37
Figura 4.8 Diagrama Ishikawa de posibles causantes de pérdida de función.....	39
Figura 4.9 Diagrama Ishikawa de potenciales soluciones.....	41
Figura 4.10 Dato de placa de bomba centrífuga Magnum I.....	44
Figura 4.11 Dato de placa de bomba centrífuga XASY.....	44
Figura 4.12 Relación entre altura de torre de enfriamiento versus caudal de lodos.....	46
Figura 4.13 Relación de la altura de la torre versus el flujo de aire.....	48

Figura 4.14 Comportamiento de la temperatura en razón de aumento del flujo .....	49
Figura 4.15 Relleno de la actual torre de enfriamiento. ....	50
Figura 4.16 Relleno de la torre de enfriamiento de la perforadora National .....	51
Figura 5.1 Metodología para el diseño de intercambiador de calor. ....	60
Figura 5.2 Nomenclatura TEMA para diferentes tipos de coraza y cabezales .....	63
Figura 5.3 Comportamiento de las temperaturas dentro del intercambiador.....	66
Figura 5.4 Estimación del diámetro interno de la coraza y longitud efectiva de los tubos. ....	78
Figura 6.1 Dimensiones de un deflector .....	84
Figura 6.2 Factor de corrección para pasos de tubos múltiples. ....	86
Figura 6.3 Fórmulas para el cálculo del espacio diametral. ....	87
Figura 6.4 Espacio diametral interior de la coraza al haz de tubos .....	88
Figura 6.5 Geometría del deflector.....	96
Figura 6.6 Región de flujo cruzado entre los deflectores.....	108
Figura 6.7 Regiones de ventana a lo largo de la coraza.....	109
Figura 6.8 Regiones de entrada y salida del intercambiador de calor .....	110
Figura 6.9 Diferentes configuraciones de deflectores.....	119

## INDICE DE TABLAS

---

<b>Tabla 4.1</b>	Datos de entrada de la torre de enfriamiento .....	45
<b>Tabla 4.2</b>	Temperatura Máxima permisible en función del porcentaje de reducción. ....	47
<b>Tabla 4.3</b>	Determinación de la relación L/G y Diferencial de Temperatura obtenido .....	52
<b>Tabla 5.1</b>	Características de distintos intercambiadores de calor .....	58
<b>Tabla 5.2</b>	Datos principales del diseño. ....	61
<b>Tabla 5.3</b>	Datos generales del fluido de perforación. ....	61
<b>Tabla 5.4</b>	Calores específicos y conductividad térmica del agua .....	62
<b>Tabla 5.5</b>	Tipos de cabezal anterior.....	64
<b>Tabla 5.6</b>	Tipos de corazas.....	64
<b>Tabla 5.7</b>	Tipos de cabezal removible .....	65
<b>Tabla 5.8</b>	Temperaturas del fluido refrigerante.....	69
<b>Tabla 5.9</b>	Dimensiones estandarizadas de tubos según BWG .....	73
<b>Tabla 5.10</b>	Coefficientes de transferencia de calor y Resistencia por ensuciamiento. ....	73
<b>Tabla 5.11</b>	Variables del diseño seleccionadas.....	74
<b>Tabla 5.12</b>	Factor de corrección ( $F_1$ ) según diámetro y arreglo de tubos .....	76
<b>Tabla 5.13</b>	Factor de corrección ( $F_2$ ) según el número de pasos de los tubos. ....	76
<b>Tabla 5.14</b>	Factor de corrección ( $F_3$ ) según el tipo de cabezal posterior seleccionado .....	77
<b>Tabla 6.1</b>	Dimensiones de diámetro interno de corazas .....	81
<b>Tabla 6.2</b>	Ángulos característicos de disposición de tubos y parámetros adicionales.....	82
<b>Tabla 6.3</b>	Rangos de número de pasos de tubos según diámetro de la coraza .....	87



<b>Tabla 6.4</b>	Temperaturas de los fluidos dentro del intercambiador de calor.....	89
<b>Tabla 6.5</b>	Datos del fluido en la coraza .....	89
<b>Tabla 6.6</b>	Datos del fluido dentro de los tubos .....	90
<b>Tabla 6.7</b>	Datos de los coeficientes de transferencia de calor .....	90
<b>Tabla 6.8</b>	Coefficiente de correlación $j_i$ y $f_i$ .....	104
<b>Tabla 6.9</b>	Selección de la relación del flujo de calor.....	115
<b>Tabla 6.10</b>	Propiedades del material de construcción de la coraza .....	117
<b>Tabla 6.11</b>	Propiedades de diferentes materiales para la selección de los tubos. ....	117
<b>Tabla 6.12</b>	Propiedades de diferentes materiales para la selección de las mamparas. ....	120
<b>Tabla 6.13</b>	Propiedades del material de construcción de las tapas. ....	123
<b>Tabla 7.1</b>	Especificaciones generales del intercambiador de calor.....	128
<b>Tabla 7.2</b>	Presupuesto de los materiales para el intercambiador, haz de tubos de cobre....	129
<b>Tabla 7.3</b>	Presupuesto de los materiales para el intercambiador, haz de tubos de acero....	129
<b>Tabla 7.4</b>	Descripción de planos constructivos .....	130
<b>Tabla 7.5</b>	Frecuencia de Inspecciones .....	133
<b>Tabla 7.6</b>	Personal Requerido .....	134

## **1. CAPÍTULO 1 INTRODUCCIÓN**

---

## **1.1. Descripción de la Empresa<sup>1</sup>**

En el presente capítulo se muestra una reseña del Instituto Costarricense de Electricidad (ICE), abarcando los antecedentes de su fundación, la misión, visión y valores que lo describen. Además se presentará la subdivisión dentro del ICE en donde se realizó este proyecto, la cual es el Centro de Servicios de Recursos Geotérmicos (CSRG).

Dado que el Centro de Servicios de Recursos Geotérmicos (CSRG) es un ente amplio por sí mismo, se destaca que el departamento en el cual se enfoca este proyecto es el Departamento de Perforación Profunda.

### **1.1.1. Antecedentes de la Empresa**

El Instituto Costarricense de Electricidad (ICE) fue creado por el Decreto Ley No.449 del 8 de Abril de 1949.

Su creación fue el resultado de una larga lucha de varias generaciones de costarricenses que procuraron solucionar, definitivamente, los problemas de la escasez de energía eléctrica presentada en los años 40 y en apego de la soberanía nacional, en el campo de la explotación de los recursos hidroeléctricos del país. Como objetivos primarios, el ICE debe desarrollar, de manera sostenible, las fuentes productoras de energía existentes en el país y prestar el servicio de electricidad.

Posteriormente, en 1963 se le confirió al ICE un nuevo objetivo: el establecimiento, mejoramiento, extensión y operación de los servicios de comunicaciones telefónicas, radiotelegráficas y radiotelefónicas en el territorio nacional. Tres años más tarde, instaló las primeras centrales telefónicas automáticas y, a partir de entonces, las telecomunicaciones iniciaron su desarrollo.

---

<sup>1</sup>Página oficial del Instituto Costarricense de Electricidad.  
<http://www.grupoice.com/wps/portal/>

Con el devenir del tiempo, ha evolucionado como un grupo de empresas estatales, integrado por el ICE (Sectores Electricidad y Telecomunicaciones) y sus empresas: Radiográfica Costarricense S.A. (RACSA) y la Compañía Nacional de Fuerza y Luz S.A. (CNFL), las cuales han trazado su trayectoria, mediante diversos proyectos de modernización desarrollados en las últimas décadas.

La globalización de los mercados y la revolución tecnológica llevan a las empresas del Grupo ICE a redoblar esfuerzos con una clara orientación hacia el cliente, con los mejores y más innovadores productos y servicios, con menos recursos y en el menor tiempo posible.

#### **1.1.2. Misión**

“Consolidar la preferencia de nuestros clientes renovando nuestra organización y cultura hacia el nuevo entorno competitivo.”

#### **1.1.3. Visión**

“Ser el grupo empresarial líder e innovador de soluciones de telecomunicaciones y electricidad en el mercado regional.”

#### **1.1.4. Valores**

El Consejo Directivo en la Sesión 5873 del 14 de mayo del 2009 acordó los siguientes valores que identifican a la institución en el desempeño de sus labores:

##### *Integridad*

- a. Para desarrollar nuestro trabajo de acuerdo con los principios de transparencia, justicia, confiabilidad, honestidad y respeto.
- b. Para ser leales a la institución y a nuestros clientes.
- c. Para rechazar las influencias indebidas y los conflictos de interés.

- d. Para ser consecuentes entre lo que se dice y lo que se hace.
- e. Para administrar responsablemente los bienes institucionales.
- f. Para actuar de conformidad con la normativa nacional e institucional.

### *Compromiso*

Con la satisfacción de las necesidades y expectativas de nuestros clientes internos y externos.

- a. Con el desarrollo económico y social de país.
- b. Con la calidad de vida de los habitantes del país.
- c. Con el medio ambiente.
- d. Con el trabajo bien realizado y los objetivos de ICE.

### *Excelencia*

- a. En el suministro de un servicio oportuno, confiable y de calidad.
- b. En la búsqueda y aplicación de nuevas tecnologías para beneficio de nuestros clientes.
- c. En la aplicación de las mejores prácticas técnicas y administrativas.
- d. En la atención al cliente.
- e. En el desarrollo integral del factor humano.
- f. En la gestión de los recursos institucionales.

### 1.1.5. Organización

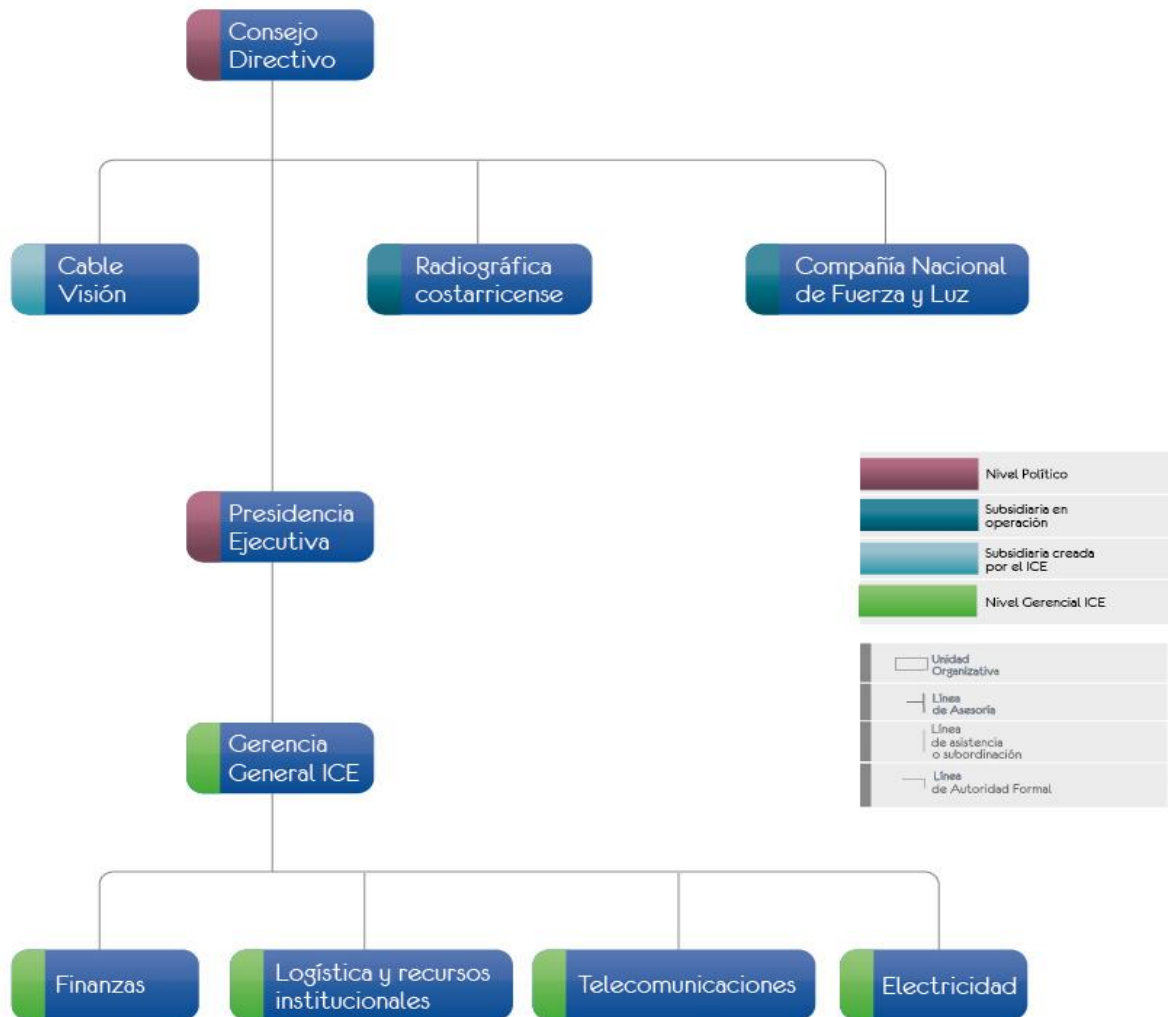


Figura 1.1 Estructura Organizacional del ICE.

## **1.2. Centro de Servicios de Recursos Geotérmicos**

Según Chaves (2014) el nacimiento de esta subdivisión dentro del ICE es a causa de la crisis petrolera y problemas de energía mundial en los años de 1973 y 1974; sumándose a lo anterior diversos atrasos en la ampliación de la Planta Hidroeléctrica Río Macho. Dadas esas circunstancias es que se decide formar un grupo de trabajo interdisciplinario para investigar sobre un posible desarrollo geotérmico en Costa Rica, posteriormente se realizaron perforaciones en la falda suroeste del volcán Miravalles, se comprueba la existencia de un gran potencial para la generación, y se inicia con la explotación geotérmica a partir de 1980.

Como cualquier subdivisión del ICE, la misma debe de presentar una misión y visión claras para conocer el rumbo del Centro de Servicios de Recursos Geotérmicos (CSRG), además de los objetivos que se deben de cumplir como empresa.

### **1.2.1. Misión**

“Explorar, desarrollar y explotar campos geotérmicos, para suministrar vapor y servicios asociados a nuestros clientes con tecnologías, planeamiento, organización y controles adecuados en armonía con el medio ambiente.”

### **1.2.2. Visión**

“Constituirse en la mejor empresa eléctrica de América con respecto a la calidad, continuidad, solidaridad, universalidad y precio competitivo del servicio, a la satisfacción de los clientes, al desarrollo sostenible de los recursos energéticos renovables y al manejo del medio ambiente; y ser reconocida como un factor fundamental para el desarrollo económico y social del país, como un símbolo de la capacidad y la democracia costarricense y como un líder de la integración eléctrica de América Central.”

### **1.2.3. Objetivos**

- a. Localizar áreas idóneas para desarrollar y explotar comercialmente los campos geotérmicos de alta temperatura.
- b. Suministrar los fluidos geotérmicos en la calidad y cantidad requeridos para la operación a plena carga de las unidades generadoras instaladas en los diferentes campos.
- c. Cultivar los yacimientos geotérmicos para optimizar su uso, mediante la extracción y reinyección controlada de los fluidos.
- d. Conservar y contribuir a la recuperación del medio ambiente mediante el Sistema de Gestión Ambiental.
- e. Mantener y mejorar el sistema de gestión empresarial (calidad--recursos humanos-salud ocupacional y responsabilidad social).
- f. Establecer los mecanismos adecuados de monitoreo, evaluación y control geocientífico de los campos geotérmicos en desarrollo y en explotación comercial.
- g. Implementar y dar seguimiento a los mecanismos de evaluación y control de los procesos y de los recursos asignados mediante el uso de indicadores de gestión, sistemas de información contable y de costos, sistemas de administración de materiales, herramientas, equipos y otros sistemas menores.



### 1.2.4. Organigrama

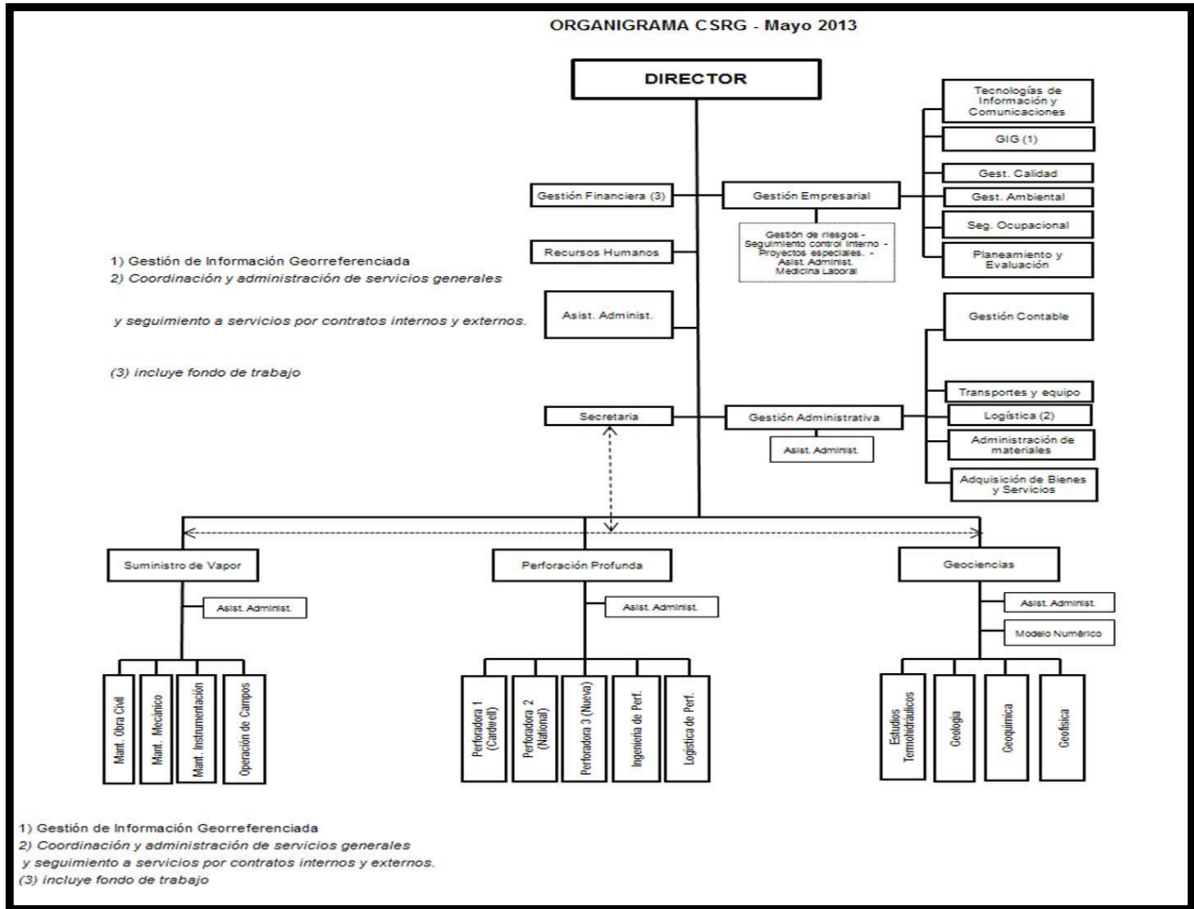


Figura 1.2 Organigrama del Centro de Servicios de Recursos Geotérmicos.

### **1.3. Objetivos**

#### **1.3.1. Objetivos Generales**

- a. Evaluar el sistema actual de enfriamiento de fluidos de perforación de la perforadora KPEM.
- b. Diseñar un sistema de enfriamiento, para disminuir la temperatura del fluido de perforación de la perforadora KPEM hasta un rango de 55 a 58 °C.

#### **1.3.2. Objetivos Específicos**

- a. Analizar la situación actual del sistema de enfriamiento a fin de detectar oportunidades de mejora.
- b. Contrastar diferentes recomendaciones de mejora con el estado actual del sistema.
- c. Determinar la recomendación de mejora más apta para aumentar el desempeño del sistema de enfriamiento.
- d. Elaborar un análisis térmico que determine la cantidad de calor que debe ser extraído de los fluidos de perforación para alcanzar el rango de temperatura deseado.
- e. Proponer el nuevo sistema de intercambio de calor que se adecue mejor a las necesidades del sistema.
- f. Definir los parámetros de diseño del nuevo sistema de enfriamiento propuesto.
- g. Determinar el presupuesto necesario para construir el sistema de enfriamiento.

#### **1.4. Justificación del Proyecto**

El presente proyecto se realizará a la maquinaria de perforación profunda KPEM del Instituto Costarricense de Electricidad, que actualmente se encuentra ubicada en el sector de Las Pailas en las faldas del Volcán Rincón de La Vieja. Su función en este sitio es dar inicio a las primeras obras del Proyecto Geotérmico Las Pailas II mediante la perforación de los pozos de extracción de vapor o reinyección de agua.

Estos equipos de perforación están compuestos de varios sistemas para su funcionamiento; sin embargo, este documento se enfoca solamente en el Sistema de Enfriamiento de los fluidos de perforación, específicamente en el mecanismo de intercambio de calor que presenta problemas para cumplir su función.

El problema actual es que los costos de perforación se han elevado considerablemente en relación con anteriores pozos de perforación y con los parámetros internacionales de perforación en sistemas geotérmicos; lo anterior a razón de que el sistema de enfriamiento se ha convertido en el cuello de botella del sistema de producción. Esto se debe a que el sistema de enfriamiento actual (torre de enfriamiento de tiro mecánico) ocasiona que el proceso se debe detener por tiempos considerables debido a que no puede extraer la cantidad de calor idónea para que el lodo de perforación sea reinyectado al pozo.

Otros defectos presentes en el sistema actual que revelan que no es el mejor opción para la presente aplicación, son: la apariencia visual de los equipos de perforación, el efecto corrosivo que tienen los equipos aledaños a la torre de enfriamiento producto de la pérdida del fluido de perforación por su ventilador, la pérdida de ese fluido a través de los ventiladores, la parada de producción y el hecho que por las dimensiones de la torre de enfriamiento se deba de subcontratar una grúa para realizar el desensamble de la misma.

Por la naturaleza e importancia de disminuir la temperatura del fluido de perforación, es que se propone realizar un nuevo diseño del sistema de enfriamiento que disminuya la temperatura del fluido hasta un rango aceptable para incorporarlo nuevamente al sistema. Como la perforadora en estudio debe ser movilizadada cada 120 días (aproximadamente), el diseño que se proponga deberá de considerar la facilidad de desensamble, que sea fácilmente transportable. Además, dado que el equipo de perforación es un conjunto de sistemas con sus espacios bien delimitados se deben de respetar dichos límites para el futuro diseño y el aspecto del peso del nuevo sistema se debe de considerar por la capacidad del montacargas con los que cuenta la institución.

Finalmente, posterior a diseñar el sistema de enfriamiento con su respectivo intercambiador de calor y la selección de equipos necesarios para su funcionamiento, se debe de elaborar un manual de mantenimiento para el equipo diseñado con la finalidad de que se realice un mantenimiento acertado a los equipos con una periodicidad establecida.

### **1.5. Alcances y limitaciones**

El proyecto se desarrollará para satisfacer la principal necesidad que requiere la perforadora KPEM, que es disminuir la temperatura de los lodos hasta un rango aceptable para su reinyección al sistema, para lo cual se recurre al diseño de un sistema de enfriamiento con mejores prestaciones y sea compacto que el sistema instalado actualmente.

Otros aspectos que se pretenden lograr con este nuevo diseño es disminuir las dimensiones del equipo de intercambio de calor y que su desensamble sea lo más rápido posible efectuar el transporte a la siguiente plazoleta de perforación.

La realización de este nuevo mecanismo de intercambio de calor presenta ciertas limitantes que se deben considerar, por ejemplo, el caso del uso de refrigerantes como amoníaco o alguna clase de freón. Por regulaciones ambientales y potenciales peligros de derrame durante un traslado es que se decide no utilizar ese tipo de tecnologías para el sistema. Otra limitación es que el sistema de enfriamiento tiene un espacio designado dentro de la perforadora, por consiguiente el nuevo sistema debe respetar ese espacio de trabajo y el peso máximo permisible de todos los equipos de enfriamiento no debe superar las diez toneladas por la capacidad del montacargas de la empresa.

Una limitante operativa es la carencia de equipo y experiencia para construir en los talleres del ICE todo tipo de intercambiadores de calor, por lo que el diseño seleccionado debe estar en la capacidad que presente el personal. Otra limitante de suma importancia del proceso de modificación de este sistema de enfriamiento, es el aspecto administrativo- financiero. Esto porque el paso de diseño y selección de equipos es la etapa inicial de una cadena de gestiones administrativas dentro del Instituto Costarricense de Electricidad destinadas a asignar, tramitar y aprobar el presupuesto requerido para concluir este proyecto.

## **2. CAPÍTULO 2**

### **MARCO TEÓRICO**

---

## **2.1. Energía geotérmica**

La energía geotérmica es la energía almacenada en forma de calor por debajo de la superficie sólida de la tierra, tal y como lo presenta Llopis, G. & Rodrigo V. (s.f.) en su publicación “Guía de la energía Geotérmica”.

Este tipo de energía se proyecta, a nivel mundial, como una de las fuentes de energía más prometedoras, lo anterior fundamentado en la creciente explotación de este tipo de recurso, su versatilidad y porque es una fuente renovable.

Las ventajas que presenta este tipo de energía sumado a que Costa Rica tiene una considerable actividad volcánica, generó que en 1991 se realizaran estudios de reconocimiento y pre-factibilidad en el país, con la finalidad de explotar este tipo de recursos y generar energía eléctrica. Dicha explotación ha quedado en manos del Instituto Costarricense de Electricidad (ICE) que a la fecha ha creado distintos proyectos y actualmente está en un proceso de desarrollo con el proyecto Pailas y estudios de factibilidad en otras regiones.

Para determinar cuáles son las zonas óptimas para la explotación de la energía geotérmica es necesario realizar estudios rigurosos en diversas disciplinas como lo son la geología, geoquímica, geohidrología y perforación e ingeniería de yacimientos. Por tal motivo, a continuación, se presentarán los factores que deben existir conjuntamente para crear un campo geotérmico.

### **2.1.1. Fuente de calor**

La fuente de calor la proporciona el magma a altas temperaturas en el interior de la corteza terrestre, y esta energía se puede evidenciar en niveles superiores de la corteza como volcanes, fumarolas y hornillas (volcanes de fango); los cuales son los más habituales en Costa Rica.

Para la producción de energía geotérmica se buscan regiones dentro de la corteza donde se alcancen temperaturas entre 600°C a 900°C a profundidades de 2 a 5 kilómetros. Esto origina que, por la posición geográfica de Costa Rica, se convierta en una zona propicia para el desarrollo de energía geotérmica.

### **2.1.2. Suministro de Agua**

Aparte de que existan zonas calientes a determinados kilómetros de profundidad, Gravin Mayorga (2010) cita nos externa de determinadas condiciones especiales para que se pueda realizar la extracción de energía geotérmica. Dichas condiciones radican en que exista un tipo de roca que permita la filtración de agua de lluvia hasta esas zonas calientes, a través de sistemas de fallas o de rocas permeables que permitan ese objetivo.

### **2.1.3. Yacimiento o reservorio**

Este factor se genera cuando el líquido geotérmico (agua de lluvia) al circular a través de la roca permeable adquiere el calor de la misma, produciendo de esta manera líquidos geotérmicos calientes y la generación de vapor. Al elevarse la temperatura estos líquidos calientes se desplazan a través de los sistemas de fracturas, los cuales son los que se deben de interceptar por los pozos de perforación.

### **2.1.4. Capa de sello**

La capa de sello consiste en una capa de roca con baja permeabilidad que impide que los fluidos calientes suban hasta la superficie y disipen su energía a la atmosfera.

En la Figura 2.1 se muestra una ilustración de un campo geotérmico donde se pueden distinguir los distintos factores señalados anteriormente.



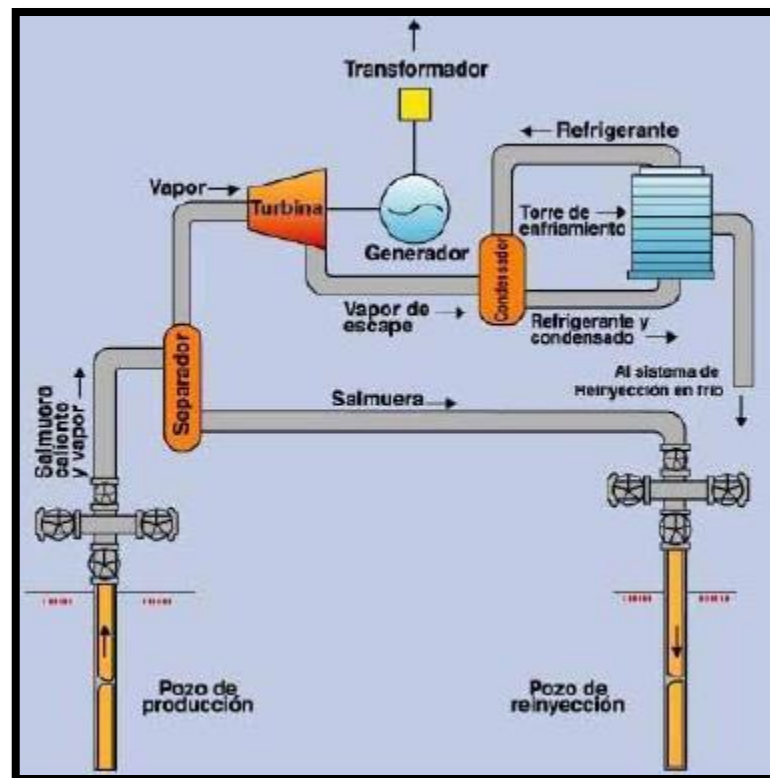


Fuente: Mayorga (2010)

Figura 2.1 Funcionamiento de un campo geotérmico.

Cuando se ha comprobado la existencia de un reservorio con una temperatura y volumen aceptable para considerarse comercialmente explotable, se realizan un conjunto de pozos productores para obtener el valor de flujo para mover la turbina, lo anterior en función de la producción estimada para ese campo geotérmico. El ICE estima que la potencia de cada pozo puede variar de 4 a 10 megawatts (MW); aunque existen casos en donde se han perforado pozos de 15MW, como ha ocurrido en el campo geotérmico Miravalles.

En la Figura 2.2 se muestran los distintos mecanismos que se utilizan para extraer el fluido geotérmico. Seguidamente se presentan las principales obras que deben existir en un campo geotérmico:



Fuente: Mayorga (2010)

Figura 2.2 Ciclo del Fluido Geotérmico.

### 2.1.1. Pozos

Existen pozos productores y pozos reinyectores, los primeros son los encargados de extraer el fluido geotérmico de las profundidades de la tierra y los segundos son los encargados de cerrar el ciclo del fluido geotérmico y así evitar que la temperatura del yacimiento disminuya.

### 2.1.2. Separador ciclónico o Estaciones de separación

El fluido geotérmico contiene humedad y una cierta cantidad de partículas sólidas. A causa de que la turbina solo utiliza vapor de agua es que este fluido se hace pasar por el separador ciclónico. Dividiendo de esa manera el componente líquido de la parte de vapor.

### **2.1.3. Tubería o Vaporductos**

Son tuberías que transportan el fluido en dos fases hacia las estaciones separadoras. Posterior de la separación de fases el vapor es llevado a casa de máquinas para la generación de electricidad y el agua se transporta a los pozos de reinyección.

### **2.1.4. Casa de Máquinas**

Es el recinto al cual llega el vapor con alta presión. Este gira una turbina que a su vez pone en movimiento un generador que produce electricidad. Posteriormente esta energía eléctrica es conectada al Sistema Nacional Interconectado (SIN) para su distribución.

## **2.2. Perforación de Pozos**

Cuando concluye la etapa de investigación para determinar la zona óptima para la explotación del recurso geotérmico, se procede a excavar los pozos productores e inyectores con el equipo de perforación. Tales equipos de perforación tienen una gran similitud con los equipos de perforación de los pozos de petróleo.

Este equipo tiene que ser móvil debido a que por su maniobra debe ser trasladado continuamente a distintos puntos de operación. El equipo de perforación consiste en componentes de circulación, elevación, rotación, elementos de soporte y fuente de potencia. Dichos elementos se citan a continuación:

- a. El mástil
- b. El malacate
- c. Bloques y cable de perforación
- d. Equipo rotatorio, mesa rotatoria
- e. La sarta de perforación y barrenas
- f. Tanque y bombas de lodo

- g. Preventores de reventones
- h. El acumulador
- i. El separador de lodo y gas

### **2.3. Proyecto Geotérmico Las Pailas II**

El proyecto las Pailas I se encuentra ubicado en las faldas del volcán Rincón de la Vieja como se muestra en la figura 2.3. Actualmente se encuentra en una fase de explotación de alrededor de 35 MW. Por el potencial geotérmico que presenta la zona fue que se decidió buscar financiamiento para los Proyecto Pailas II, Borinquen I y Borinquen II.

El proyecto Las Pailas II está en proceso de desarrollo y construcción. Ha iniciando con la perforación de pozos profundos para extraer el vapor de los reservorios ubicados dentro de la corteza terrestre y procurando minimizar el impacto ambiental con el uso de nuevas tecnologías y sistemas de gestión ambiental.

Se debe rescatar el esfuerzo que realiza el ICE para atender el incremento de la demanda eléctrica nacional y, de forma paralela, evitar la generación de electricidad por medio de derivados del petróleo; todo lo anterior, para reducir los costos de producción eléctrica al no comprar crudo y para contribuir, en cierto margen, con el Proyecto que tiene el gobierno de Costa Rica de convertir al país en carbono neutral para el 2021.

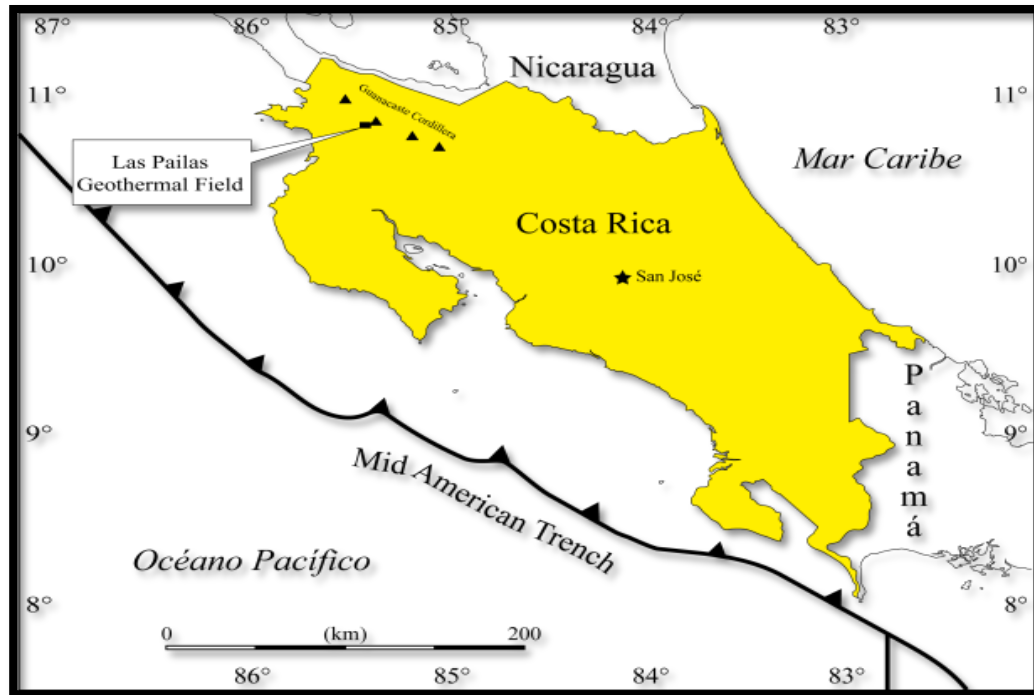


Figura 2.3 Ubicación del Campo Geotérmico Las Pailas<sup>2</sup>

---

<sup>2</sup> Boletín informativo : *Extracto de Expansion of the Geologic Model at the Las Pailas Geothermal Field to the East of Unit 1* del Instituto Costarricense de Electricidad.

### **3. CAPÍTULO 3 METODOLOGÍA**

---

Los pasos seguidos para la elaboración de este proyecto consistieron en comprender el fenómeno termodinámico que ocurre dentro de una torre de enfriamiento cuando ocurre el intercambio de calor para comprender como se realiza la transferencia de calor entre líquido y aire.

Posteriormente se determinan las principales variables que participan dentro del fenómeno termodinámico que ocurre en la torre de enfriamiento y se analiza el efecto que tienen las mismas sobre la temperatura de salida del fluido enfriado y cómo estas ayudan a aumentar el diferencial de temperatura.

Al tener la capacidad de variar un determinado parámetro, y que este aumente el diferencial de temperatura del fluido de perforación, se genera diferentes propuestas de mejora del sistema que deben ser valoradas para su implementación. La valoración de la recomendación de mejora más apta se basó en la que requería un menor cambio de elementos y modificaciones del sistema actual, comparado con la ganancia en el diferencial de temperatura.

En la parte del análisis térmico elaborado, se hace uso de la primera ley de la termodinámica para determinar cuánto es la energía que adquiere el fluido de perforación durante su ciclo y por consiguiente la energía que debe absorber el fluido refrigerante. Dadas las limitantes sobre los conocimientos del calor específico del lodo, la conductividad del mismo y que este se encuentra constituido en un 93 por ciento de agua, es que se toma la decisión de realizar los cálculos como si el fluido a enfriar fuera agua, luego se considera un factor de seguridad para compensar esa variación.

Para definir cuál tipo de intercambiador de calor es el de mejor desempeño según las cualidades de los lodos, se investigó en la industria de enfriamiento de fluidos de perforación, industrias que manejen fluidos viscosos y entre otras tecnologías que se puedan adaptar para cumplir la función que se requiere.

El dimensionamiento del intercambiador principal de calor y por consiguiente sus planos, se adecuaron a las necesidades de área que se determinó durante el análisis térmico. La distribución de los demás componentes se colocaron para ocupar la menor cantidad de espacio posible y con el fin de que este fuera fácil de transportar.

Finalmente, para determinar el presupuesto se cotizó (en la medida de lo posible) a proveedores dentro del país y los materiales muy especializados por proveedores extranjeros.

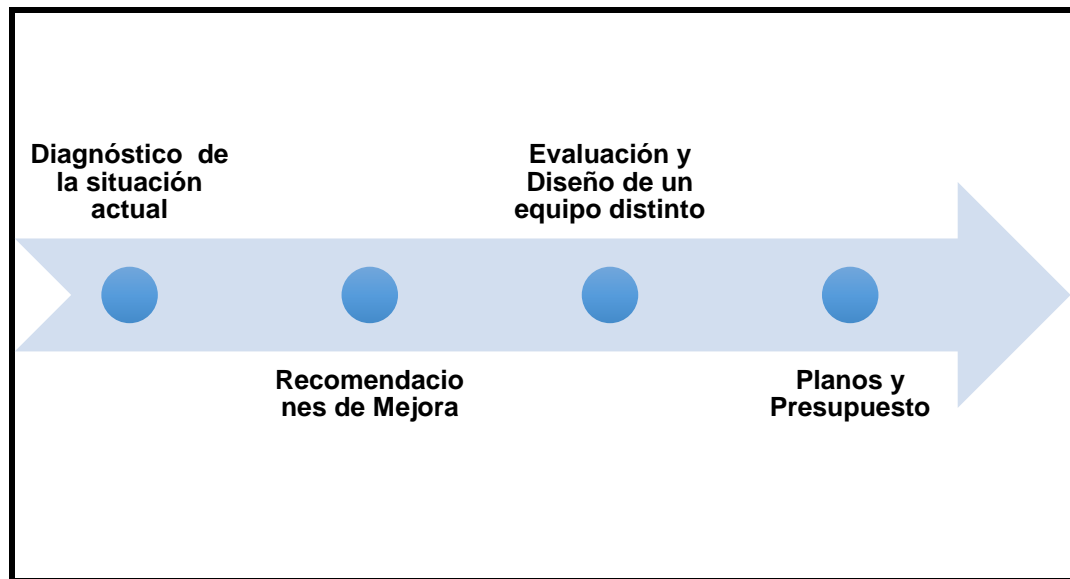


Figura 3.1 Diagrama de la Metodología empleada en el proyecto.

### 3.1. Diagnóstico de la situación actual

Para el diagnóstico de la situación en la que se encontraba la torre de enfriamiento se abordó desde dos aristas; la primera fueron aspectos que generaba su funcionamiento, determinados por inspección visual y por entrevistas realizadas al Ingeniero Oscar Vanegas, y la segunda se realizó empleando un diagrama Ishikawa



para determinar qué acciones, apoyándose en comparaciones con otras torres de enfriamiento, podrían generar que la torre no cumpliera su función principal.

Mediante el uso del método de “diseño de torres de enfriamiento utilizando coeficientes globales de transferencia de masa” presentado por Geankoplis (1998) y la teoría del Dr. Frederick Merkel se logró diagnosticar el estado actual de la torre de enfriamiento y cómo, mediante la modificación de sus flujos de entrada, se puede mejorar el desempeño de la misma.

### **3.2. Elaboración de recomendaciones de mejora**

La teoría de Merkel simplifica considerablemente el método de los coeficientes globales de transferencia de masa, lo que permitió analizar el cambio de temperatura que se podría lograr al variar los datos de flujo, y se interpretó con ciertas modificaciones se pudo aumentar levemente el diferencial de temperatura de los lodos.

### **3.3. Evaluación y diseño de un posible equipo distinto.**

Para la evaluación de equipos distintos a la torre de enfriamiento se tienen que considerar las propiedades del fluido que se quiere enfriar, y con base en sus propiedades y la adaptación de técnicas de enfriamiento en otras industrias se realizó una matriz de evaluación que determina cuál es el tipo de intercambiador de calor más apto para los lodos de perforación.

Para el diseño se consideraron los principios y fundamentos de transferencia de calor; adecuándolos a la configuración del intercambiador seleccionado para obtener los datos más certeros posibles.

### **3.4. Elaboración de planos y determinación del presupuesto.**

Las dimensiones del intercambiador de calor fueron sujetas a los cálculos que se determinaron en el análisis de carga térmica y adecuando las limitaciones de espacio que se tienen en la torre de perforación KPEM.

La determinación del presupuesto se elaboró considerando prioritariamente proveedores dentro del país y obviando aquellos equipos que tuviera actualmente la institución.

## **4. CAPÍTULO 4**

### **DIAGNOSTICO DE LA SITUACIÓN ACTUAL**

---

#### **4.1. Introducción**

La tecnología en la perforación de pozos a grandes profundidades fue, tiempo atrás, un tema de dominio solamente de la industria del petróleo. Con el auge de la producción energética a partir de recursos renovables es que se hace uso de estas tecnologías para la explotación de recursos geotérmicos.

En el desarrollo de las funciones de todos los equipos de perforación profunda se destacan los fluidos de perforación. A lo largo de este capítulo se expondrán las diferentes razones que fundamentan por qué los fluidos de perforación son unos de los elementos de mayor relevancia al momento de realizar la perforación.

Además, debido a que el funcionamiento de los equipos de enfriamiento gira en torno de este fluido de perforación, es necesario conocer el ciclo del mismo para tomar decisiones cuando se realice la valoración del sistema y las recomendaciones respectivas. En dicha evaluación se analizan variables técnicas de la torre de enfriamiento y aspectos constructivos que pueden ser mejorados fundamentados en la teoría.

#### **4.2. Fluidos de perforación**

Los fluidos de perforación son considerados por la Ingeniería de Perforación como uno de los aspectos más importantes de controlar al momento de realizar una perforación. Lo anterior, es fundamentado por las funciones que tiene éste durante el proceso de perforación. Por ejemplo, es el mecanismo que permite llevar los cortes perforados desde la barrena hasta la superficie, como medio de refrigeración de la barrena.

Según Hawker et al (2001), existen diferentes tecnologías de fluidos de perforación que se clasifican por los elementos que la componen, según:

- a. Aire-gas

- b. Espuma/fluidos aireados
- c. Lodos en base agua
- d. Lodos en emulsión de aceite
- e. Lodos en base aceite

El fluido de interés en este caso es el fluido de perforación llamado lodos con base agua; ya que esta es la tecnología utilizada por las perforadoras del Instituto Costarricense de Electricidad. Este tipo de lodos están compuestos en su mayoría por agua con una suspensión de arcilla y otros sólidos; la cantidad y tipo de los sólidos en suspensión son las que definen las propiedades de ese lodo.

Hawker et al. (2001) nos presentan las ventajas y desventajas para este tipo de fluido.

Ventajas:

- a. Mayor facilidad de perforación cuando se usa agua dulce
- b. Menos costoso que los lodos basa aceite.

Desventajas:

- a. Daño potencial a la formación
- b. Sujeto a la contaminación
- c. Afectado de forma adversa por las altas temperaturas

#### **4.2.1. Funciones**

Anteriormente se mencionaron ciertas funciones que presentan los fluidos de perforación, sin embargo, existen otras funciones que estos deben cumplir eficientemente, tal como lo afirma Hawker et al. (2001)

#### **4.2.1.1. Refrigerar y lubricar la broca y sarta de perforación**

Durante la perforación el movimiento de rotación de la sarta de perforación genera una considerable cantidad de calor en la barrena producto de la fricción existente entre la herramienta de perforación y el fondo del pozo que se está desbastando. El efecto refrigerante se logra al liberar el fluido caliente en la superficie, mientras que la lubricación se ve diezmada por el uso de un lodo con base agua y no uno con base aceite.

#### **4.2.1.2. Limpieza del fondo del pozo**

Como se mencionó en una sección anterior, la limpieza del pozo también recae sobre el fluido de perforación. Este arrastra los cortes de la perforación hacia la superficie para tener el fondo del pozo limpio, lo que previene el empacamiento de la barrena.

#### **4.2.1.3. Estabilidad del pozo**

Lo que se busca es crear una presión hidrostática dentro del pozo para mantener cierto balance entre los lodos y la presión de formación, lo anterior para salvaguardar la estructura del pozo.

#### **4.2.1.4. Revestimiento de la pared del pozo**

Cuando existen formaciones permeables parte del lodo se filtra por ellas (fracción líquida del lodo), las partículas sólidas quedan en la pared del pozo como un revestimiento que evita la filtración.

#### **4.2.1.5. Ayuda a soportar el peso de la sarta**

Con el incremento de las profundidades de perforación, la sarta va aumentando su longitud y por consiguiente su peso. Ese peso debe ser soportado por el taladro. Cuando existe lodo en el pozo se presenta el principio de flotación, lo

cual implica en una reducción en el peso que deben soportar los equipos de perforación.

#### **4.2.2. Propiedades del lodo**

Dadas las funciones que cumplir el lodo, las propiedades que se tienen que modificar o controlar son las que Hawker et al. (2001) presentan.

##### **4.2.2.1. Densidad del lodo**

Este es un factor de suma importancia para controlar las presiones de formación en toda la estructura del pozo. Lo recomendable es que la presión de formación no exceda la presión ejercida por la columna de lodo.

El valor de densidad es una propiedad que se puede variar a lo largo de la construcción del pozo, en dependencia del tipo de formación que se esté perforando.

##### **4.2.2.2. Viscosidad del lodo**

La viscosidad se define como la resistencia interna que presenta el fluido producto de la atracción de las moléculas de líquido. Dicho de otra manera, es la resistencia del fluido al movimiento. Lo mencionado anteriormente, es con el fin de que el lodo mantenga limpio el fondo del pozo y presente la capacidad de arrastrar los cortes hasta la superficie, con valores de viscosidad más altos se mejora la función desempeñada.

##### **4.2.2.3. Geles**

Los geles representan la medida de las fuerzas de atracción de las partículas suspendidas en un fluido estático. Su propósito en la perforación es soportar todos los cortes y sólidos en suspensión cuando ha cesado la circulación de lodo, es decir, que estos (sólidos) no precipiten nuevamente en el fondo del pozo y se depositen alrededor de la barrena.

#### **4.2.2.4. Nivel de pH del lodo**

El nivel de pH es un parámetro constantemente censado para mantener unos niveles de alcalinidad adecuados y reducir la corrosión en la tubería. Para mantener los valores pH en un rango aceptable se utiliza la soda cáustica.

#### **4.2.3. Ciclo del Lodo**

Dado que el fin de este proyecto, es reducir la temperatura del fluido de perforación, se considera acertado explicar cuál es el ciclo del lodo. Este ciclo de lodos se puede dividir en cuatro grandes sistemas que se explicaran a continuación.

##### **4.2.3.1. Sistema de Bombeo**

El sistema de bombeo consta con tres bombas tipo triplex de desplazamiento positivo que tienen la capacidad de bombear 500GPM a 1673 psi cada una. Estas inyectan los lodos de perforación a una alta presión en la sarta de perforación que los dirige hasta el fondo del pozo y posteriormente vuelven a la superficie con los lodos cortados.

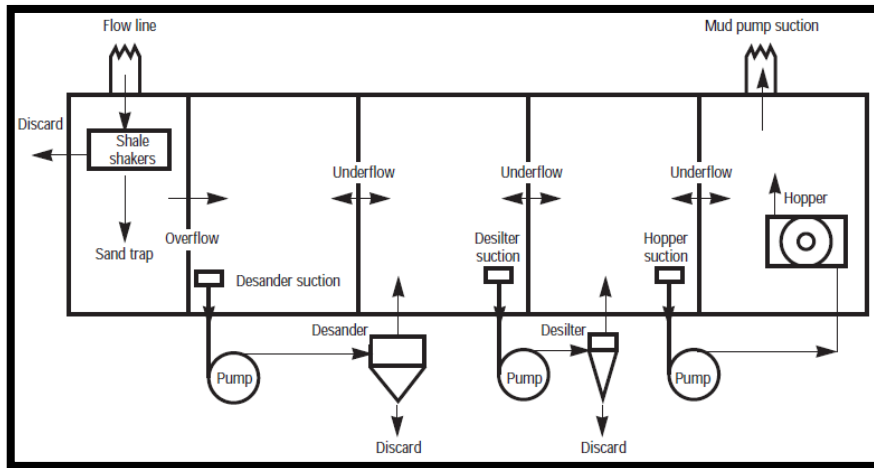


Figura 4.1 Sistema de bombeo de los fluidos de perforación



#### 4.2.3.2. Sistema de Control de Sólidos

La función de este sistema es la de remover del fluido de perforación todos los cortes de formación extraídos del pozo. Lo anterior, se logra mediante tres distintos sistemas de separación de esos sólidos, tal y como se muestra en la figura 3.2 que es una representación básica de un sistema de control de sólidos.



Fuente: Instituto Costarricense de Electricidad

Figura 4.2 Esquema del Sistema de Control de sólidos.

##### a. Tamizadora

Esta es la primera línea de ataque para la remoción de sólidos, su función es la de remover grava, arena gruesa y fina (partículas de mayor tamaño). Consiste en una serie de zarandas que mediante movimientos axiales, radiales y elípticos remueven los sólidos de los lodos de perforación.



Figura 4.3 Máquinas tamizadoras

### **b. Desarenador**

Este es un sistema que mediante el uso de la fuerza centrífuga somete mecánicamente al fluido a crecientes fuerzas gravitacionales que permiten el asentamiento de las partículas de mayor tamaño.



Figura 4.4 Desarenadora

### c. Desarcillador

El desarcillador es un dispositivo similar al desarenador, solamente que este presenta la capacidad de remover partículas más finas que el anterior.



Figura 4.5 Desarcilladora

#### **4.2.3.3. Sistema de Enfriamiento**

Considerando que el propósito de la perforación geotérmica es alcanzar zonas calientes dentro de la corteza terrestre, para extraer vapor, es de esperar que los lodos de perforación alcancen temperaturas considerables durante su ciclo; por tal razón, es que existe este sistema que, para nuestro caso, es una torre de enfriamiento que logra una disminución de 10°C. Posterior de ser enfriado pasa a unos tanques de almacenamiento que están provistos de agitadores mecánicos para obtener homogeneidad en el lodo y luego se bombea mediante bombas centrífugas a las bombas tipo triplex para cerrar el ciclo.



Figura 4.6 Torre de enfriamiento instalada

#### **4.2.3.4. Sistema de preparación de Lodos**

Durante la elaboración de un pozo geotérmico, las condiciones de perforación pueden cambiar y las propiedades físico-químicas pueden no cumplir los estándares recomendados. Este sistema se encarga de preparar más lodo (en caso de tener alguna pérdida) o reacondicionarlo al agregar diferentes compuestos.



Figura 4.7 Sistema de adición de aditivos

### **4.3. Valoración del sistema**

Cuando se desea emitir una valoración del sistema, se debe realizar un diagnóstico para determinar cuáles son los puntos en que se podría mejorar. En este caso el sistema que se debe valorar es el de enfriamiento de los lodos de perforación, específicamente, la torre de enfriamiento que ha presentado un incumplimiento de su función.

En primera instancia se realizó una inspección visual y posteriormente un análisis de posibles causantes para que la torre de enfriamiento no cumpliera su función:

**Inspección Visual:**

Se realiza una inspección visual general de la torre de enfriamiento y de los alrededores de la misma, la cual evidenció lo siguiente:

- a. Impacto sobre el aspecto visual de la maquinaria aledaña a la torre de enfriamiento, producto del rocío de lodo a los alrededores, lo que genera una constante limpieza de las máquinas.
- b. El rocío de lodo sobre los alrededores afecta a la tubería de construcción del pozo, debido a que los lodos crean una capa de barro sobre la misma.
- c. Las pérdidas de lodo producto de rocío generado, no ha sido cuantificadas aún; sin embargo, estiman *a grosso modo* una pérdida de 1 m<sup>3</sup> por hora (promedio en funcionamiento) que generarían una pérdida de 72 kg de sólido activos presentes en los lodos.
- d. Se evidencia que la entrada de aire de la torre de enfriamiento es muy pequeña (tres veces menor) comparada con otras torres de enfriamiento instaladas en el ICE que cumplen la misma función. Esto genera que los ventiladores se encuentren más restringidos cuando se intenta trasegar aire por aberturas tan pequeñas.
- e. Visualizando el sistema de extracción de aire de la torre de enfriamiento, se determina que usa ventiladores axiales con acople directo al motor; es decir, al extraer aire este pasa a través del motor. Dicha situación ocasiona daños frecuentes en los motores por el baño de lodos y el paso de aire caliente.
- f. El relleno de la torre de enfriamiento actual es menos eficiente comparado con el de otras torres de enfriamiento existentes dentro del

ICE; ya que, para una misma operación y por la distribución del mismo es poco probable que ese tipo de relleno aumente la duración de la caída del fluido a enfriar (salpique de lodos).

- g. La torre de enfriamiento no cuenta con un separador de gotas que merme el rocío de los fluidos de perforación.

**Análisis de causa-efecto:**

En el análisis de causa-efecto se realiza un Diagrama Ishikawa para determinar posibles causantes de la pérdida de función de la torre de enfriamiento.

Los aspectos que se analizarán son ligados a las variables que intervienen en el método de coeficientes globales de transferencia de masa, otros factores que pueden ser analizados son obviados en este caso. Además un aspecto que se considera que es prudente analizar es el estudio de las propiedades del lodo y cómo estas pueden intervenir en lo que respecta al intercambio de calor; sin embargo, al consultar al Técnico encargado de lodos Héctor Mairena Carrillo, dejó en evidencia que las diferencias o implicaciones que los lodos puedan tener en la torre de enfriamiento no son tan relevantes para ese aspecto, en lo que refiere a la variación de las propiedades.

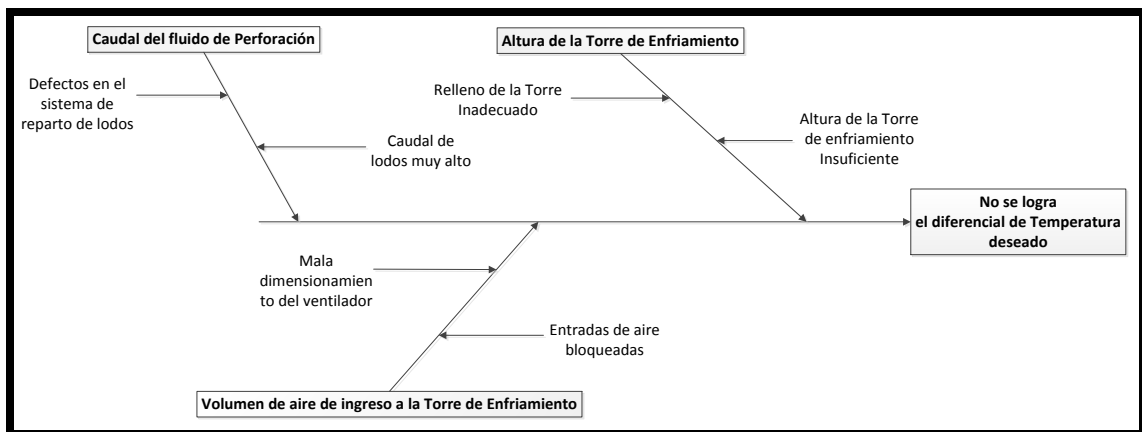


Figura 4.8 Diagrama Ishikawa de posibles causantes de pérdida de función.



A continuación se analizarán cada uno de los posibles causantes:

- a. Caudal de lodos: Al revisar este sistema para detectar algún defecto en el sistema de reparto, no se detectó problema alguno y su operación era la correcta. Por otra parte, la cantidad de caudal de diseño no se puede variar ya que la bomba funciona a plena carga, por consiguiente no se puede aumentar o disminuir el caudal de lodos.
- b. Volumen de aire: Como se mencionó en la inspección visual las entradas de aire son de menor tamaño que las presentes en otras torres de enfriamiento, lo que podría mermar el flujo de aire por la torre. Lo anterior, corresponde a mal dimensionamiento del sistema de ventilación; ya que, el diseño original no permite un adecuado trasiego del aire.
- c. Altura de la torre: Al revisar el estado del relleno se determina que está en un buen estado. Sin embargo, el tipo de relleno que se utilizó no es el óptimo, ya que no promueve de la mejor forma la distribución de las gotas de lodo dentro de la torre de enfriamiento. El otro aspecto es la altura insuficiente. Este junto al tipo de relleno utilizado en el diseño son los potenciales causantes de que la torre no logre disminuir la temperatura del lodo hasta niveles deseados.

Si bien la idea del departamento de perforación es remover la torre de enfriamiento e instalar un dispositivo más compacto que cumpla con la disminución de la temperatura del fluido de perforación y elimine todos los aspectos mencionados en la parte de investigación visual, es correcto analizar las diferentes evidencias presentadas y establecer un precedente que justifique en un futuro el cambio de tecnología de enfriamiento.

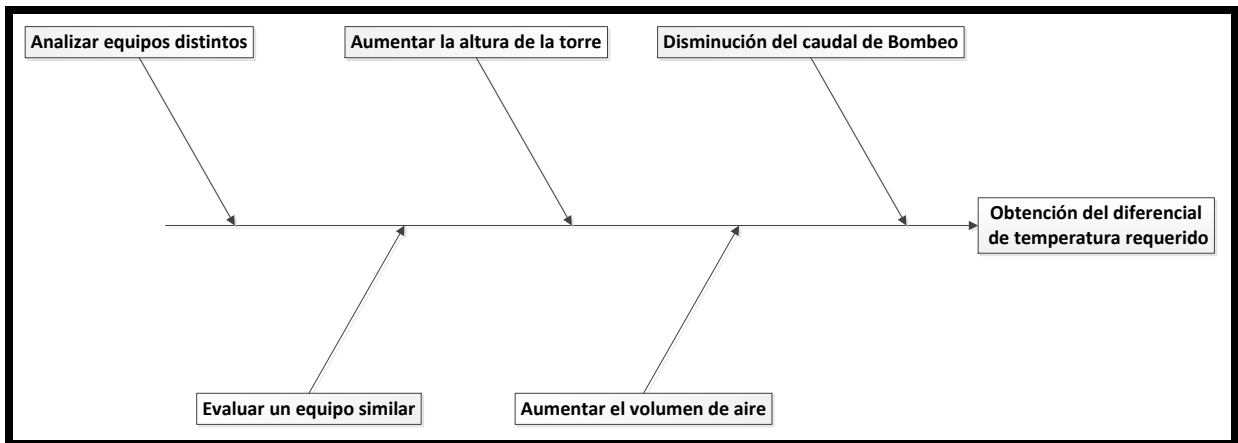


Figura 4.9 Diagrama Ishikawa de potenciales soluciones

Durante la presentación de las posibles soluciones se debe plantear una solución para la disminución del rocío de lodos. Seguidamente se presentará un análisis de las distintas opciones para obtener el diferencial de temperatura requerido.

#### **4.3.1. Evaluar un modelo del mismo fabricante**

Evaluar esta opción se sale de toda posibilidad por tres motivos: la marca del equipo no posee representante en el país, el mercado de las perforaciones limita mucho el posible préstamo de un equipo de esta índole para pruebas por su elevado costo de oportunidad, y tercero se carecen de planos constructivos o catálogos de la torre de enfriamiento (ya que este fue construido para satisfacer las necesidades del ICE). Por las anteriores razones y sumada que el departamento de perforación desea un equipo más compacto es que se desiste de esta opción.

#### **4.3.2. Aumentar la altura de la torre de enfriamiento**

Esta opción indica que se debe modificar el tipo de relleno o aumentar la altura física de la torre de enfriamiento. Las limitantes de esta opción es que los fabricantes de rellenos para torres de enfriamiento no determinan en sus catálogos el factor de transferencia total (este dato es determinado experimentalmente) además los

rellenos son diseñados para manejar agua. La opción que surge es proponer algún tipo de configuración para el relleno por salpique de la torre de enfriamiento, ya que cualquier configuración que aumente el salpique del lodo aumentará su transferencia de calor. Es apremiante realizar una modificación en el relleno actual de la torre de enfriamiento, ya que esta incide de forma directa en el diferencial que se puede alcanzar y realizar un aumento en la altura de la torre de enfriamiento no es deseable.

#### **4.3.3. Variación de los coeficientes de transferencia de masa**

Una de las ventajas que presenta el método de coeficientes globales de transferencia de masa es que permite ver el comportamiento de una torre de enfriamiento con solo modificar los datos de flujo de aire o caudal de lodos.

Antes de poder comprobar el comportamiento de la torre ante tal variación, es necesario realizar el cálculo previo del coeficiente global de transferencia de masa ( $k_y a$ ); ya que, este es característico de cada torre de enfriamiento (relleno) y en este caso no se tiene a disposición.

La ecuación que propuso Merkel, es una herramienta que simplifica en cierto grado el método de coeficientes globales de transferencia de masa al relacionar el valor  $k_y a$  con las entalpías del agua y el aire más los coeficientes másico.

$$\frac{K_Y a V}{L} = \frac{G}{L} * \int_{h_{a1}}^{h_{a2}} \frac{dh}{h_w - h_a} \quad (1)$$

Donde

V= Volumen de la torre de enfriamiento en  $m^3$

L=Flujo de lodos en kg/h

G=Flujo de aire en kg/h

$h_w$ = Entalpía del lodo en kJ/kg K

$h_a$  = Entalpía del aire en kJ/kg K

Al analizarse el balance de calor de una torre de enfriamiento, se puede determinar una ecuación que estima el valor de entalpía de salida del aire, dicha ecuación es la siguiente:

$$h_{a_2} = h_{a_1} + \frac{L}{G} * Rango \quad (2)$$

Donde

$h_{a_2}$  = Entalpía de salida

$h_{a_1}$  = Entalpía de entrada

Rango = Diferencial de temperatura de los lodos

Finalmente, se encuentra el Número de Unidades de Transferencia (NTU) que lo describe la siguiente ecuación:

$$NTU = \frac{K_Y a V}{L} = C_w \int_{T_2}^{T_1} \frac{dT}{h_w - h_a} \quad (3)$$

Conociendo las anteriores ecuaciones se presentaran los datos de entrada (Tabla 4.1) para realizar la determinación del valor  $k_y a$  de la torre de enfriamiento.

Se debe rescatar que para determinar estos parámetros existieron ciertas limitantes para estimar su valor, tal es el caso del flujo de lodos que al revisar los datos de placa de la bomba centrífuga no se especificaban los valores del flujo (véase Figura 4.10), por lo que se procedió a averiguarlo en los catálogos de la misma, del cual no se obtuvo una respuesta clara debido a que para el tamaño de impeler que tiene instalado la bomba centrífuga (11 pulgadas) y el motor trifásico de 60 HP, nunca se intersecaban para obtener un valor determinado (véase Apéndice 1). Por tal razón, se decidió en aproximar ese valor tomando en cuenta el valor de flujo de salida del sistema de control de lodos, para lo que se tomaron los datos de

las bombas centrífugas (véase Figura 4.11) que inyectan el lodo a las bombas tipo triplex. En este caso como el funcionamiento habitual es de dos bombas tipo triplex se asume dos veces ese dato de flujo de lodos.



Figura 4.10 Dato de placa de bomba centrífuga Magnum I

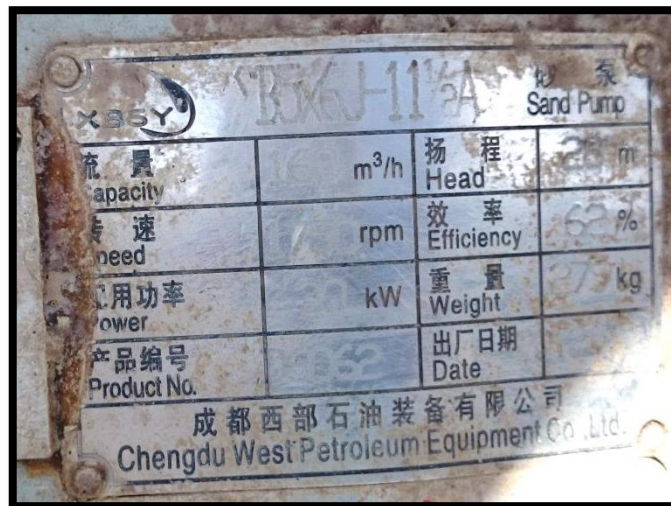


Figura 4.11 Dato de placa de bomba centrífuga XASY

En lo que respecta al dato de aire que trasiegan los ventiladores de la torre de enfriamiento, los valores de flujo fueron proporcionados por el departamento de Mantenimiento.

En el caso de los demás datos responden a datos históricos consultados a la empresa para proceder con la valoración.

**Tabla 4.1** Datos de entrada de la torre de enfriamiento

Parámetro	Valor	
Flujo de lodos	5602,41	l/min
Flujo de aire seco	429,67	Kg aire seco/min
Temperatura Ambiente de bulbo húmedo*	27	°C
Humedad Relativa*	70	%
Altitud del sitio*	800	m.s.n.m
Temperatura del fluido caliente	65	°C
Temperatura del fluido frio	58	°C
Densidad del fluido	1100	Kg/m <sup>3</sup>
Área transversal de la torre de enfriamiento	6,48	m <sup>2</sup>
Altura de la torre	6,65	m

\*Nota= Datos necesarios para calcular la densidad del aire seco según ASHRAE y poder determinar el flujo de aire seco, y la entalpía inicial del aire.

Con los datos anteriores, se procede a determinar el NTU haciendo uso de la ecuación 3 donde se determina que el valor de NTU es 0,5556, al despejar el  $k_y a$  de la ecuación 3 se obtiene que es 476,79 kg m<sup>3</sup>/h. Determinado este dato se procede a realizar el análisis para las dos opciones de variación de caudal de lodos y flujo de aire.

### **Disminución del caudal de lodos**

El análisis de esta opción consiste en reducir el caudal de lodos en un 40, 50, 60 y 80 % mientras se mantiene constante el valor de flujo de aire.

En primera instancia, se calculará cual debe ser la altura de la torre de enfriamiento para disminuir la temperatura de los lodos de perforación desde 95°C hasta 58°C para cada uno de los nuevos valores de caudal; lo anterior haciendo uso

de las igualdades de la ecuación 3, solamente que en este caso se despeja Z (Volumen=Area\*Z).

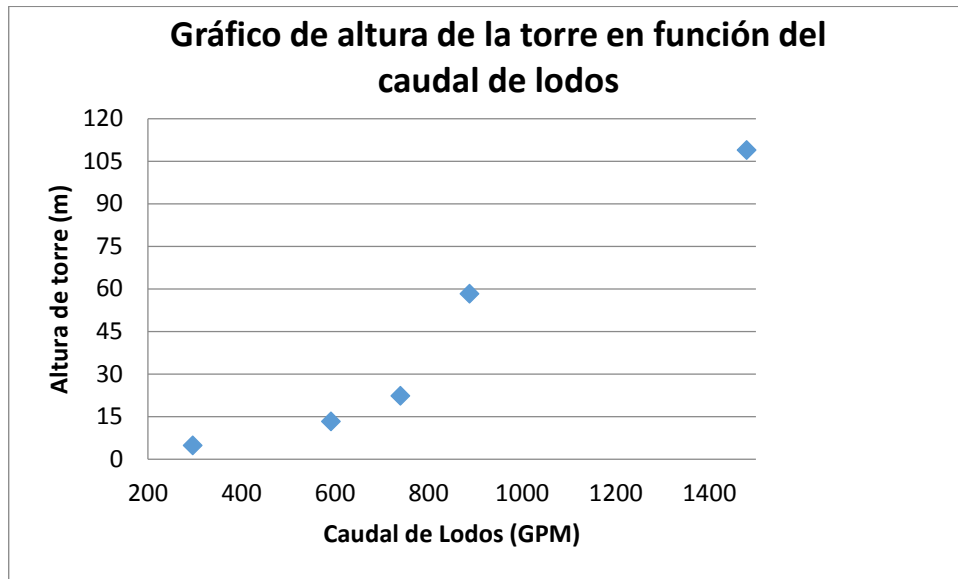


Figura 4.12 Relación entre altura de torre de enfriamiento versus caudal de lodos

De la Figura 4.12, se infiere que, al reducir el caudal de lodos la altura de diseño de la torre de enfriamiento tiende a disminuir, obteniéndose un descenso del 80% del caudal de lodos una altura de diseño de 4,7 m, si bien esa altura es menor que la altura actual de la torre, el tamaño del depósito y el ritmo de trabajo impide que se utilice un caudal tan bajo.

Ahora bien, es pertinente analizar cuál es la temperatura máxima que podría soportar la torre de enfriamiento para cada variación de caudal con la altura actual de la torre (6,65 m). Es decir, se debe iterar el valor de temperatura T2 en la ecuación 3 hasta que dé un valor de Z de 6,65 m. Los resultados de temperatura máxima permisible se muestran en la Tabla 4.2

**Tabla 4.2** Temperatura Máxima permisible en función del porcentaje de reducción.

Porcentaje de Reducción (%)	Temperatura Máxima Permisible (°C)
40	68,5
50	71,6
60	76,6
80	110

Nótese que en la Tabla 4.2 el valor de reducción al 80% es la más favorable; sin embargo, queda descartada por el tamaño del depósito. Las opciones de reducción al 50 y 60 % serían las siguientes más favorables hasta el momento permitiendo temperaturas de entrada de lodo de 71,6 y 76,6 °C respectivamente, aunque no puedan manejar una temperatura máxima de 95 °C.

### **Aumentar el volumen de aire**

Esta opción funciona similar al concepto de reducción del caudal, con la diferencia que en este caso el que varía es el flujo de aire, mientras que el caudal de lodos se mantiene constante. En este caso, se aumentó el flujo de aire del 2 hasta 10 veces para apreciar su comportamiento, el cual se ve ejemplificado en la Figura 4.13 donde se muestra que al aumentar el flujo de aire, la altura necesaria de la torre de enfriamiento para llevar los lodos desde 95°C hasta 58°C se reduce.



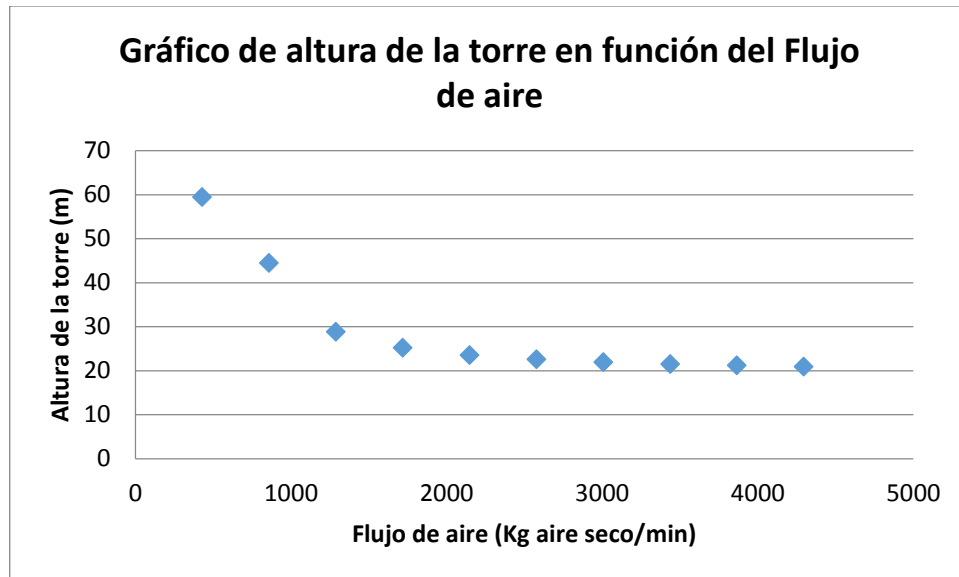


Figura 4.13 Relación de la altura de la torre versus el flujo de aire

La Figura 4.13 muestra como aumenta el rango de temperatura de la torre para cada razón de aumento de flujo a la altura actual de la torre; es decir, con una altura de torre de 6,65 metros y con las diferentes razones de aumento del flujo del aire como aumenta el valor de diferencial de temperatura de los lodos. En el grafico también se puede observar que, a partir de la razón de aumento 3, la pendiente de la curva disminuye, generando que en las siguientes razones de aumento su ganancia en el valor del diferencial no sean tan provechosas.

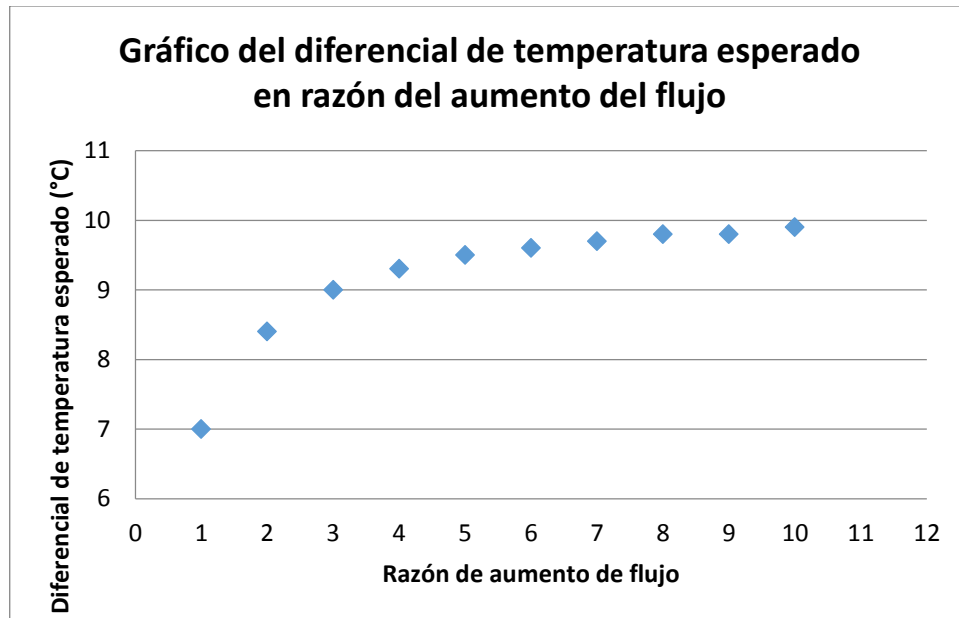


Figura 4.14 Comportamiento de la temperatura en razón de aumento del flujo

Por lo tanto, de ambos gráficos se puede inferir que los valores de aumento de razón de flujo, la razón 2 y 3 son de los más provechosos porque son las que presentan un mayor aumento del diferencial de temperatura y porque presentan la mayor pendiente de decrecimiento de altura en función de su razón de aumento.

#### **4.3.4. Analizar equipos distintos**

Los requerimientos que desea el Departamento de perforación dictan que esta es la opción óptima dadas las necesidades actuales de disminución de temperatura y dimensiones del dispositivo.

Por las propiedades que presenta el lodo, de ser un fluido no newtoniano y viscoso, sumado a que los volúmenes de flujo que se desea enfriar son muy altos, las opciones de intercambiadores de calor se ven reducidas a los intercambiadores de calor dinámicos de superficie raspada, algún mecanismo que por medio de agitación y un serpentín logre la transferencia de calor al refrigerante o que algún mecanismo de intercambio de calor se le establezca un procedimiento para prevenir

el enjarre en caso de una parada de sistema de circulación de lodos. Estas dos opciones se analizarán en capítulos posteriores, ya que se debe realizar un análisis térmico, hacer el diseño hidráulico y la estimación del presupuesto para elaborarlo.

#### 4.4.Recomendaciones de mejora

Es prioritario realizar una modificación al tipo de relleno de la torre de enfriamiento (*relleno tipo salpique*) porque el actual (*véase Figura 4.15*) no presenta una disposición adecuada para generar una cantidad de salpique que favorezca el intercambio de calor. En el caso de la otra torre de enfriamiento utilizada para la comparación (*Perforadora National*) con la torre en análisis se evidencia en la Figura 4.16 la disposición del relleno; por tal motivo, se debe realizar una nueva configuración para el arreglo del material de salpique. Este material de salpique es preferible que sea tubos u otro material que evite el estancamiento del fluido de perforación. No es posible determinar el grado en que se mejorará la eficiencia de la torre de enfriamiento, ya que, lo que compete a los estudios de rellenos se deben determinar experimentalmente, pero es seguro que al aumentarse el salpique se aumentará el tiempo del fluido dentro del sistema.



Figura 4.15 Relleno de la actual torre de enfriamiento.

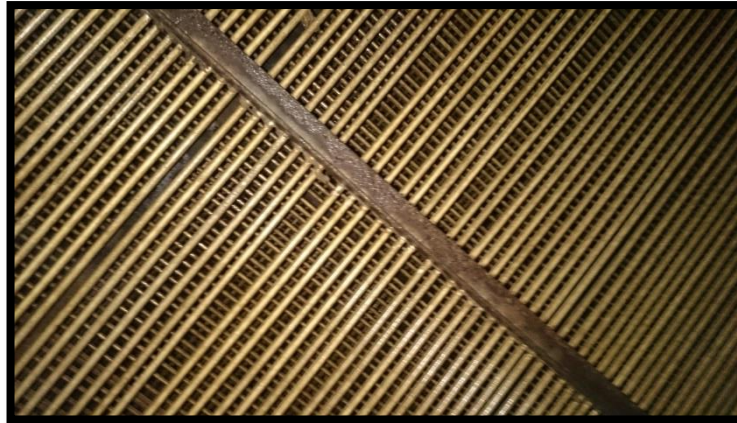


Figura 4.16 Relleno de la torre de enfriamiento de la perforadora National

La segunda modificación es lo que refiere a la apertura de las entradas de aire en los tres restantes lados de la torre de enfriamiento que disminuya el esfuerzo para la entrada de aire. Además se debe de colocar un separador de rocío que disminuya la cantidad de lodo que se pierde.

Como una tercera modificación se debe analizar una configuración entre disminuir el caudal de lodos y aumentar el flujo de aire, aunque como se analizó en apartados anteriores, no se logra enfriar los lodos desde los 95°C hasta los 58°C; sin embargo, sí mejoran el desempeño de la misma (véase *Tabla 4.2*). Ahora bien, se debe determinar si una mezcla entre disminuir el caudal de lodos y aumentar el flujo de aire podrá generar que la torre de enfriamiento aumente su capacidad de enfriamiento.

El cálculo para obtener el valor de diferencial de temperatura, se realizará para los valores de 888 GPM (201,6 m<sup>3</sup>/h) y 740 GPM (168 m<sup>3</sup>/h). Estos seleccionados porque son valores que puede soportar el depósito y se encuentran dentro del caudal que manejan las bombas tipo triplex. Por otro lado, los valores de flujo de aire que se utilizarán son del doble y el triple; es decir, 859,33 y 1289 kg aire seco/min considerándose estos como los valores máximos de modificación aceptables.

Como se mencionó anteriormente, el método utilizado para el cálculo del fenómeno termodinámico de la torre de enfriamiento, depende de los coeficientes globales de transferencia de masa. En la Tabla 4.3 se muestran los valores de la razón L/G obtenidos para los datos en análisis, además del diferencial de temperatura esperado para cada caso.

Nótese que entre más se aproxime la relación L/G al valor de 1,5 el valor del diferencial de temperatura es mayor para un mismo valor de L.

**Tabla 4.3** Determinación de la relación L/G y Diferencial de Temperatura obtenido

Flujo de lodos "L" (m <sup>3</sup> /h)	Flujo de aire "G" (Kg aire seco/min)	Relación L/G	Diferencial de Temperatura (°C)
201,6*	859	4,3	12,2
	1289	2,9	13,2
168*	859	3,6	15,9
	1289	2,3	17,3

\*Nota: El valor de flujo de lodos debe ser convertido a kilogramos de lodos por minuto, para obtener la relación L/G.

La teoría dicta que entre más se aproxime la relación L/G a 1,5; mayor será el valor de diferencial de temperatura esperado para un mismo valor de L. Además se puede inferir que la opción que resulta más adecuada para una propuesta de mejora es reducir el caudal de lodos actual a la mitad y aumentar el flujo de aire el doble. Para realizar la modificación en las bombas de trasiego de lodos, se debe adquirir un impeler de 12 pulgadas para la bomba Magnum I de la National Oilwell Varco y realizar la sustitución del impeler; en la parte de la modificación que se debe realizar para aumentar en flujo de aire se pueden utilizar los mismos ventiladores (dos unidades) presentes en la Torre de Enfriamiento de la Perforadora National que tienen dimensiones de 1.22 m y utilizan motores de 10 hp.

Si bien, con las modificaciones de disminución del caudal de lodos y aumento del flujo de aire éstas podrían manejar una temperatura máxima de los fluidos de perforación de 70°C esa sería una propuesta de solución temporal debido a que aún no pueden manejar temperaturas mayores a 80°C y se continuaría con el problema de las dimensiones del sistema.

#### **4.5. Recomendaciones**

- a. El tipo de perfil para el material de relleno debe ser preferiblemente circular para que los lodos de perforación no se atasquen o bien perfiles cuadrados girados en 45°.
- b. Modificar el valor de caudal de lodos y flujo de aire, a la mitad y al doble respectivamente, para aumentar el valor máximo de temperatura de admisión en un 15%; sin embargo, esta debe de ser una solución temporal.
- c. En caso de realizar modificaciones para mejorar el desempeño, que estos sean principalmente en la disminución del caudal de lodos.
- d. Realizar un cambio del tipo de intercambiador de calor; ya que el sistema actual no está en la capacidad puede reducir a 58°C temperaturas de entrada superiores a los 80°C

#### **4.6. Conclusiones**

- a. La situación actual de la torre de enfriamiento presenta grandes carencias para cumplir su función y repercute con su operación a equipos aledaños a la misma.
- b. Existe una incapacidad de la torre de enfriamiento para reducir la temperatura de los fluidos de perforación hasta valores aceptables para reinyectarlos al sistema, lo que genera la recirculación del fluido y colateralmente la parada de perforación.
- c. En caso de que la propuesta presentada sea realizada, ésta debe ser una solución netamente temporal, ya que no funciona para una situación crítica (temperaturas mayores a 85°C).
- d. Se debe realizar un cambio, lo más pronto posible, del mecanismo principal de intercambio de calor debido a que el actual no logra cumplir su función al presentarse temperaturas mayores de 65°C.



## **5. CAPÍTULO 5 ANÁLISIS TÉRMICO**

---

## **5.1. Introducción**

En el presente capítulo se realizará un análisis de diferentes equipos de intercambio de calor, comparándolos entre los mismos para poder determinar cuál es la opción que más se adapta a los requerimientos actuales de la perforadora KPEM.

La comparación entre los distintos tipos de intercambiadores de calor considerados para la propuesta son aquellos mecanismos que se consideren viables para su uso, fundamentado en el empleo de estos en otras industrias similares y que se adapten a las necesidades del sistema en estudio. Las principales variables analizadas a cada intercambiador son presión máxima, rango de temperatura, limitaciones del fluido, áreas estimadas de transferencia y otras variables que se consideran pertinentes.

Los cálculos para el diseño del intercambiador de calor, dependen del tipo seleccionado. A lo largo de este capítulo se presentara la metodología utilizada para la elaboración del tipo de intercambiador seleccionado. La estimación de la carga térmica es un preámbulo del diseño completo del mecanismo de intercambio de calor, dado que se deben de considerar otros aspectos.

## **5.2. Selección del tipo de intercambiador**

Previo a la selección del tipo de intercambiador se trata de indagar en cuáles son las tecnologías que utilizan industrias similares y si los mecanismos utilizados son aplicables a los requerimientos del Instituto Costarricense de Electricidad.

De la amplia gama existente de tipo de intercambiadores de calor, se decide analizar los intercambiadores de coraza y tubos por la versatilidad de los mismos, luego los intercambiadores de placas planas por la gran área de contacto en un espacio más reducido y finalmente los intercambiadores de calor dinámicos de superficie raspada. Para realizar esta preselección del mecanismo de intercambio de calor, se tomaron en cuenta la imposibilidad de utilizar refrigerantes, mecanismos

con altas áreas de transferencia de calor y que pudieran manejar fluidos no newtonianos.

En la Tabla 5.1 se muestra una comparación de distintos aspectos de esos tres tipos de intercambiadores de calor.

**Tabla 5.1** Características de distintos intercambiadores de calor

Tipo de Intercambiador	Temperatura máxima de operación (°C)	Presión máxima de operación (kPa)	Superficie de intercambio de calor (m <sup>2</sup> )	Observaciones
<b>Coraza y tubos</b>	-200 a 700	35000	5 a 1000	Utilizados para múltiples aplicaciones, las limitaciones dependen de los materiales utilizados.
<b>Placas planas</b>	-200 a 980	35000	hasta 10000	Operación con fluidos muy corrosivos, de cualquier viscosidad y ensuciamiento medio. Su temperatura máxima depende del tipo de empaquetadura utilizada.
<b>Dinámicas de superficies raspadas</b>	hasta 185	1600	hasta 120	Operación con fluidos muy viscosos

Fuente: González, 2002.

De la anterior comparación de los tipos de intercambiadores de calor, se puede inferir que el tipo de coraza y tubos y el de placas planas se proyectan como los tipos para una futura selección. Para tomar la decisión final de cuál es el dispositivo que se debe seleccionar, se parte del hecho que la empresa desea realizar la construcción completa del intercambiador de calor; en el caso de las placas planas no se cuentan con las herramientas necesarias para realizar su construcción. A lo anterior se le suma que lo presentado por González (2002) en

donde establece que para una operación del intercambiador de líquido-líquido el intercambiador de coraza y tubos presenta coeficientes globales de transferencia altos, la resistencia del dispositivo es alta y la caída de presión es baja si se compara con intercambiadores de placas planas.

Por las razones presentadas anteriormente sumadas a la experiencia que tiene el Centro de Servicios Recursos Geotérmicos en lo que es el tema de tuberías y dispositivos a presión es que se toma la decisión de realizar un diseño de un intercambiador de calor de coraza y tubos.

### **5.3. Metodología de Diseño del intercambiador de calor**

El diseño de intercambiadores de calor de coraza y tubos es una de los más utilizados en las industrias debido a su gran versatilidad. Este hecho ha generado que sea uno de los tipos más estudiados. Estos dispositivos se encuentran regidos por el código ASME (*American Society of Mechanical Engineers*) y las normas TEMA (*Standard of Tubular Exchangers Manufacturers Association*), para lo cual se toman recomendaciones estipuladas por los mismos para elaborar el diseño.

La Figura 5.1 muestra la metodología empleada para determinar el dimensionamiento del intercambiador de calor.

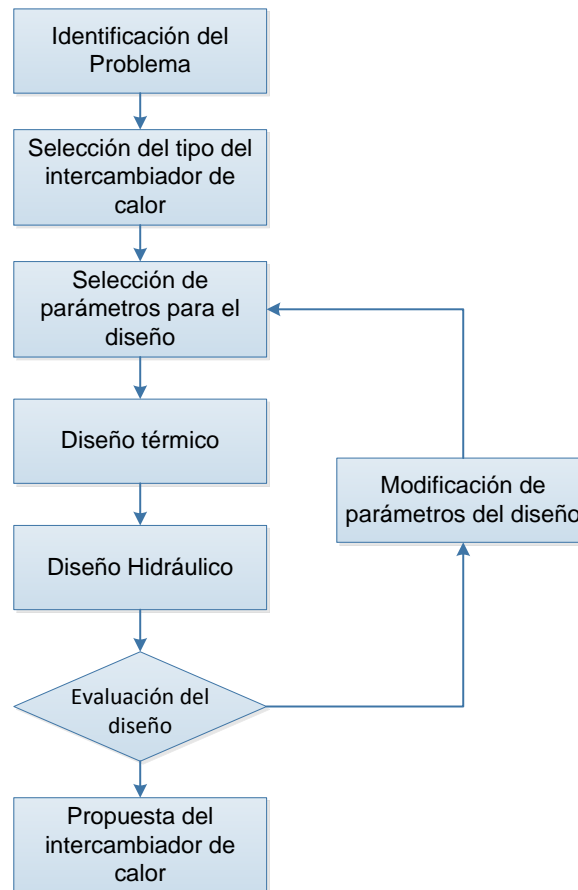


Figura 5.1 Metodología para el diseño de intercambiador de calor.

Seguidamente se presentaran una serie de pasos descritos por Kuppan (2010) en su “Manual de diseño de intercambiadores de calor” que irán definiendo gradualmente las distintas variables que comprenden el diseño del intercambiador.

### **5.3.1. Propiedades físicas del fluido a refrigerar**

Este es un parámetro fundamental para el futuro diseño del intercambiador de calor. La selección del tipo de intercambiador depende de los requerimientos de la empresa e indirectamente de las propiedades del fluido.

Los datos principales del fluido a refrigerar se muestran en la Tabla 5.1, mientras que los datos de ciertas propiedades de los lodos, se muestran en la Tabla 5.2.

**Tabla 5.2** Datos principales del diseño.

Datos	Valor	Unidad
Caudal máximo de lodos a refrigerar	193	m <sup>3</sup> /h
Temperatura máxima de entrada de lodos	85	°C
Temperatura máxima permitida del lodo para reincorporarlo al sistema	60*	°C

\*Nota: Para los cálculos de diseño se utilizara un valor de 55 °C

**Tabla 5.3** Datos generales del fluido de perforación.

Datos	Valor	Unidad
Media de acidez (pH)	8 - 9	adimensional
Densidad	1060 – 1100*	kg/m <sup>3</sup>
Viscosidad dinámica	38,5	Pa s
Sólidos Activos	71,25	kg/m <sup>3</sup>

\*Nota: Para cálculos de diseño se utilizara el valor de densidad más alto.

Los datos presentes en la Tabla 5.2 son los parámetros más críticos que puede adquirir el lodo; ya que, las propiedades del mismo pueden variar dependiendo del estrato que se esté perforando en una determinada etapa.

Existe la limitante de que no existe algún registro del calor específico del lodo ( $C_{p_s}$ ), ni de la conductividad térmica ( $\lambda_s$ ) del mismo; por lo que, se decide asumir estas variables como muy aproximadas a las del agua. La decisión de aproximar esas variables a los valores que presenta el agua se fundamenta en que por cada metro cúbico de lodos un 93,5% es agua, además por criterio de experto de los

técnicos en todos asumen que esa relación es un parámetro válido para el diseño. Para eliminar posibles errores se adicionara un factor de seguridad.

En la Tabla 5.4 se muestran los valores de calor específico y conductividad térmica del agua para distintas temperaturas.

**Tabla 5.4** Calores específicos y conductividad térmica del agua

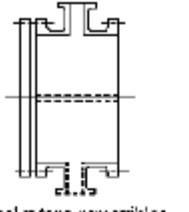
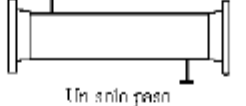

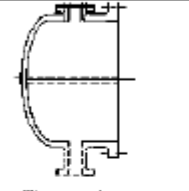
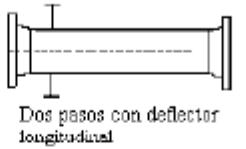
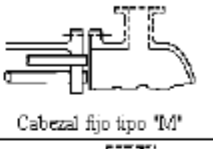
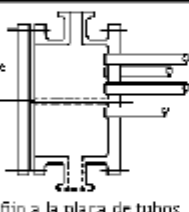

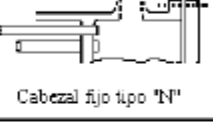
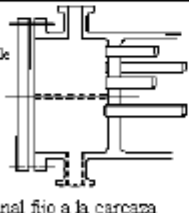
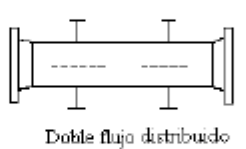

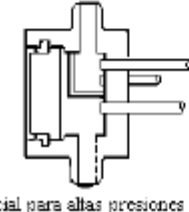


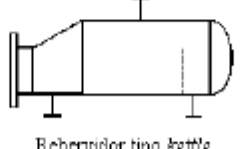

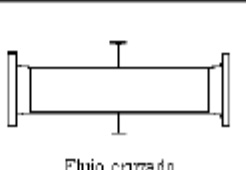
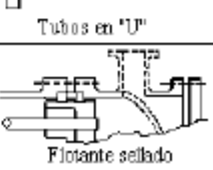
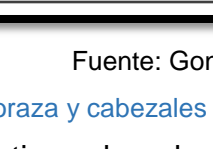
Temperatura (°C)	Calor específico del agua (J/kg K)	Conductividad Térmica del agua (W/m K)
0	4217	0,561
10	4194	0,580
20	4182	0,598
30	4178	0,615
40	4179	0,631
50	4181	0,644
60	4185	0,654
70	4190	0,663
80	4197	0,670
90	4206	0,675
100	4217	0,679

Fuente: Cengel, 2011.

### **5.3.2. Selección de aspectos constructivos del intercambiador de calor**

Los cálculos térmicos dependen en cierta medida de cuál va a ser las dimensiones y distribución del intercambiador de coraza y tubos; por tal razón se deben determinar aspectos generales de la parte constructiva para tener una mejor percepción del diseño.

Las normas TEMA clasifican los diversos aspectos constructivos del intercambiador como cabezales fijos, coraza y cabezal removible con letras para su identificación. En la figura 5.2 se muestran los aspectos mencionados anteriormente.

CABEZALES ANTERIORES: ESTACIONARIOS O FLUJO		TIPOS DE CARCAZAS		CABEZALES POSTERIORES	
<b>A</b>	 Canal y tapa removibles	<b>E</b>	 Un anillo pasn	<b>L</b>	 Cabecal fijo tipo 'L'
<b>B</b>	 Tipo sombrero	<b>F</b>	 Dos pasos con deflector longitudinal	<b>M</b>	 Cabecal fijo tipo 'M'
<b>C</b>	 Tapa removible Canal fijo a la placa de tubos	<b>G</b>	 Flujo distribuido	<b>N</b>	 Cabecal fijo tipo 'N'
<b>N</b>	 Tapa removible Canal fijo a la carcasa	<b>H</b>	 Doble flujo distribuido	<b>P</b>	 Flotante externo
<b>D</b>	 Especial para altas presiones	<b>J</b>	 Flujo dividido	<b>S</b>	 Anillos divididos
		<b>K</b>	 Rehornador tipo kettle	<b>T</b>	 Traccion continua
		<b>X</b>	 Flujo cruzado	<b>U</b>	 Tubos en 'U'
				<b>W</b>	 Flotante sellado externamente

Fuente: González, 2002.

Figura 5.2 Nomenclatura TEMA para diferentes tipos de coraza y cabezales

La aplicabilidad que tiene cada uno de los distintos tipos de cabezales y de corazas son citados por González (2002) en su Guía para intercambiadores de calor. En la Tabla 5.5 se presenta un resumen de las aplicaciones para los cabezales



anteriores, la Tabla 5.6 es un resumen para el tipo de corazas y la Tabla 5.7 es un resumen de las aplicaciones para los cabezales posteriores.

**Tabla 5.5** Tipos de cabezal anterior

<b>Cabezal anterior</b>	<b>Aplicaciones</b>
<b>A</b>	Es el más común entre los cabezales fijos y es empleado para placa de tubos fija, tubos en U y banco de tubos removible.
<b>B</b>	Se emplea en placas de tubos fija, tubos en U, banco de tubos removibles y carcasa de tubos removibles.
<b>C</b>	Empleado en banco de tubos removibles y en diseños de placa de tubos fijas.
<b>D</b>	Se emplea para altas presiones al lado de los tubos (mayores a 1000psi)

Fuente: González, 2002

**Tabla 5.6** Tipos de corazas

<b>Coraza</b>	<b>Aplicaciones</b>
<b>E</b>	Es el tipo más común, económico y térmicamente el más eficiente.
<b>F</b>	Es de dos pasos en la coraza, evita la utilización de equipos en serie.
<b>G</b>	Es de flujo dividido, su uso principal está en la condensación de vapor.
<b>H</b>	Presenta doble flujo dividido, reduce la caída de presión y se emplea en condensadores.
<b>J</b>	Tiene una boquilla central de entrada y dos salidas. Se emplea cuando el diseño se encuentra limitado por la caída de presión en la coraza.
<b>K</b>	Conocido como rehervidor, se utiliza cuando se requiera generar vapor.
<b>X</b>	No presenta deflectores segmentados, es de un solo paso y con flujo cruzado.

Fuente: González, 2002

**Tabla 5.7** Tipos de cabezal removible

<b>Cabezal removible</b>	<b>Aplicaciones</b>
<b>L</b>	Se emplea en intercambiadores de placas de tubos fija, cuando se requiere de limpieza mecánica en el lado de los tubos.
<b>M</b>	Se emplea en intercambiadores de placas de tubos fija, para servicios de altas presiones.
<b>N</b>	Se emplea en intercambiadores de placas de tubos fija.
<b>P</b>	Conocido también como cabezal flotante empacado externamente. Permite la expansión y se puede diseñar para cualquier número de pasos. Es un diseño muy costoso.
<b>S</b>	Denominado como cabezal flotante de anillo dividido. Es recomendable para bancos de tubos removibles.
<b>T</b>	Conocido como cabezal flotante de arrastre. Puede ser removido de la coraza.
<b>U</b>	No tiene la capacidad de remover los tubos individuales, se requiere un número par de pasos para los tubos, la limpieza de la U es muy difícil. Es el diseño más económico.
<b>W</b>	Comúnmente llamado como cabezal flotante empacado con anillo de faro. El sistema de tubos más deflectores es fácil de remover. Es bastante económico.

Fuente: González, 2002

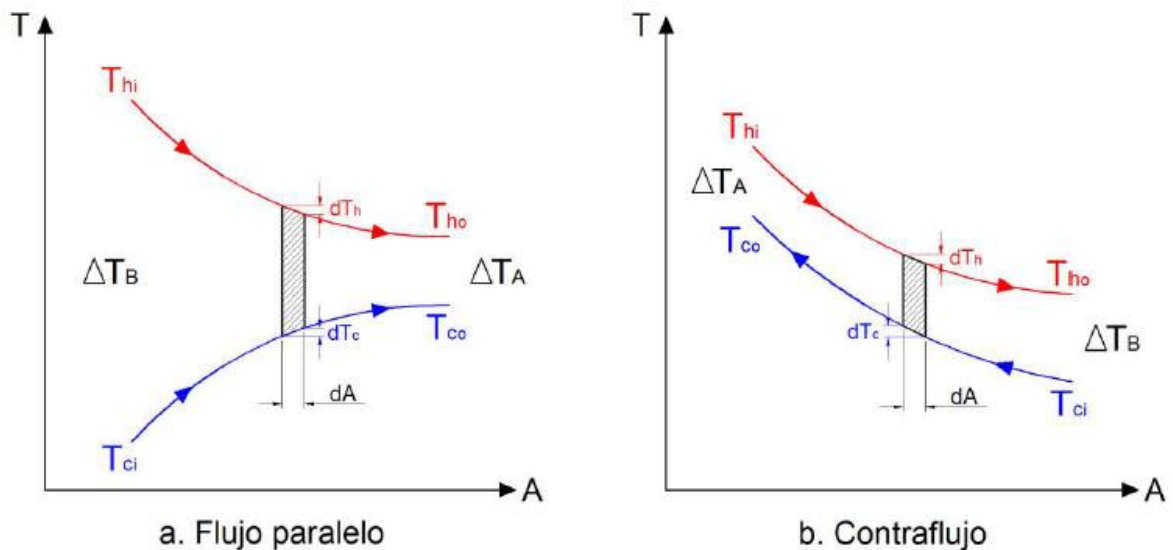
La selección de estos aspectos constructivos del intercambiador de calor se ven fundamentados considerando los aspectos de aplicabilidad, facilidad para realizar mantenimiento y facilidades de construcción por parte del ICE.

En el caso del cabezal anterior se selecciona el del tipo A, por ser el tipo más común y por cuestiones de realizar futuros mantenimientos e inspecciones solo se debe remover una tapa y no todo el cabezal. En lo que respecta al tipo de coraza se decide utilizar la de tipo E que es el más común y de construcción más simple. Finalmente el cabezal posterior se selecciona el del tipo M, por ser el que más se adecua a intercambiadores de placas fijas.

### 5.3.3. Método Utilizado para el diseño.

El diseño térmico se realiza utilizando el método de la diferencia de temperatura media logarítmica (L.M.T.D por sus siglas en ingles). Con esto método es posible determinar el área de transferencia de calor con tan solo conocer las temperaturas de entrada y salida y el flujo másico.

Tanto la temperatura del fluido refrigerante como del fluido refrigerado intervienen para determinar el LMTD. La configuración del flujo es determinante para el cálculo del factor de corrección. Ese diferencial de temperatura existente entre los dos fluidos varía a lo largo del intercambiador de calor. La Figura 5.3 describe esa variación para los dos tipos de arreglo de flujo.



Fuente: Llangarí & Solís, 2012.

Figura 5.3 Comportamiento de las temperaturas dentro del intercambiador

Para el cálculo del LMTD se deben determinar los diferenciales de temperatura en los dos extremos del intercambiador de calor. En este caso se diseñará para que sea a contraflujo debido a que la teoría demuestra que con esta

configuración se logra un equipo con mejores prestaciones. Los diferenciales de temperatura para el punto A y punto B son:

$$\Delta T_A = T_{hi} - T_{co} \quad (4)$$

$$\Delta T_B = T_{ho} - T_{ci} \quad (5)$$

Donde

$T_{hi}$  = Temperatura de entrada del fluido a refrigerar (lodos de perforación)

$T_{ho}$  = Temperatura de salida del fluido a refrigerar (lodos de perforación)

$T_{ci}$  = Temperatura de entrada del fluido a refrigerante (agua)

$T_{co}$  = Temperatura de salida del fluido a refrigerante (agua)

El valor de LMTD se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$LMTD = \frac{T_B - T_A}{\ln \frac{T_B}{T_A}} \quad (6)$$

Obteniéndose ese valor de LMTD se puede relacionar la cantidad de calor que debe ser disipado con el coeficiente global de transferencia de calor para determinar un aproximado de la superficie necesaria de intercambio.

## 5.4. Diseño Térmico

Para determinar una dimensión aproximada del intercambiador de coraza y tubos por diseñar, se deben determinar una serie de pasos previos presentados por Llangarí & Solís (2012) y Kuppan (2000) con ciertas modificaciones que se consideraron permitentes para lograr una mejor comprensión del diseño efectuado.

### 5.4.1. Estimación del flujo de calor por disipar

Para determinar la cantidad de calor que se debe extraer de los lodos de perforación se hace uso de los valores presentes en la Tabla 5.2 y la Tabla 5.4 se determina la cantidad de calor que es necesaria disipar mediante la siguiente equivalencia:

$$q_{req} = M_h C_{p_h} (T_{hi} - T_{ho}) \quad (7)$$

Donde

$M_h$  = Flujo másico del fluido caliente (lodos de perforación)

$C_{p_h}$  = Calor específico del fluido caliente (supuesto Agua a 70°C)

$T_{hi}$  = Temperatura de entrada del fluido a refrigerar (lodos de perforación)

$T_{ho}$  = Temperatura de salida del fluido a refrigerar (lodos de perforación)

Nótese que en la Tabla 5.2 tiene un dato de caudal, se deben de realizar las conversiones respectivas para obtener el dato de flujo másico. El valor de flujo de calor obtenido es de:

$$q_{req} = 6894,2 \frac{kJ}{s}$$

#### 5.4.2. Determinación del flujo másico del fluido refrigerante.

Como se mencionó en apartados anteriores el uso de refrigerantes era una limitante del proyecto, por lo que se evaluaron propuestas para utilizar algún tipo de *coolant*; sin embargo, dado que dentro del sitio de trabajo existen grandes depósitos de agua (fosa de aproximadamente 5000 m<sup>3</sup>) se decide utilizar ésta como el fluido refrigerante. El valor del flujo másico es calculado mediante la siguiente ecuación:

$$M_c = \frac{q_{req}}{Cp_c(T_{co} - T_{ci})} \quad (8)$$

Donde

$M_c$  = Flujo másico del fluido frío (agua)

$Cp_c$  = Calor específico del fluido frío (supuesto Agua a 40°C)

$T_{ci}$  = Temperatura de entrada del fluido refrigerante

$T_{co}$  = Temperatura de salida del fluido refrigerante

**Tabla 5.8** Temperaturas del fluido refrigerante

Ubicación del fluido	Temperatura (°C)
Entrada de agua al sistema ( $T_{ci}$ )	30*
Salida de agua del sistema ( $T_{co}$ )	49

\*Esta es una suposición crítica dado que en la Tabla 4.1 se muestra el valor de temperatura ambiente promedio para la zona.

Utilizando los datos de la Tabla 5.8 y un valor de calor específico para el agua a 40 °C (véase Tabla 5.4) se obtiene que:

$$M_c = 88,20 \frac{kg}{s}$$

Lo que se podría traducir a un caudal de agua de 318 m<sup>3</sup>/h.

### 5.4.3. Diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD)

Haciendo uso de los datos de temperatura de los lodos (Tabla 5.2) y los datos de temperatura del agua (Tabla 5.8) se realiza el cálculo del LMTD al evaluarlo en las ecuaciones 4, 5 y 6; obteniéndose como resultado:

$$LMTD = 31,42^{\circ}C$$

### 5.4.4. Diferencia de temperatura media logarítmica corregida (CMTD)

El concepto de determinación de este factor de eficiencia de un intercambiador de calor es un tanto complejo; mas Llagarí & Solís (2012) lo definen como la razón de las diferencias de temperatura entre la entrada y salida de los fluidos en el lado de los tubos con respecto a la diferencial de temperaturas de la coraza. De manera adicional este valor es corregido por el número de pasos por la coraza (para el diseño solo existirá un paso por tal razón  $N_{cp}=1$ ). Las ecuaciones para determinar el factor de eficiencia (F) se describen a continuación:

$$S = \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{ci}} \quad (9)$$

$$R = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{co} - T_{ci}} \quad (10)$$

$$S' = \frac{1 - \left(\frac{1 - RS}{1 - S}\right)^{\frac{1}{N_{cp}}}}{R - \left(\frac{1 - RS}{1 - S}\right)^{\frac{1}{N_{cp}}}} \quad (11)$$

$$F = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln\left(\frac{1 - S'}{1 - RS'}\right)}{(R - 1) \ln\left[\frac{2 - S'(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - S'(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})}\right]} \quad (12)$$

$$CMTD = LMTD F \quad (13)$$

Para determinar los cálculos previos de S, R y S' se hace uso de las temperaturas de los fluidos que intervienen en el intercambiador. En este caso las variables que interesan conocerse son el valor de F y CMTD, cuyos resultados son 0,90 y 28,40 °C.

#### **5.4.5. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor ( $U_o$ )**

Para realizar este cálculo se deben de realizar ciertas suposiciones que posteriormente se variaran en caso de ser necesario; dichas suposiciones corresponden al diámetro, espesor y material del tubo, coeficientes de transferencia de calor y resistencias térmicas por ensuciamiento de los fluidos.

La siguiente ecuación determina el coeficiente global de transferencia de calor:

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_s} + Rf_s + \left(\frac{L_{tw}}{\lambda_{tw}}\right) \left(\frac{A_o}{A_m}\right) + \left(Rf_t + \frac{1}{\alpha_t}\right) \left(\frac{A_o}{A_t}\right)} \quad (14)$$

$$A_m = \pi L(r_o + r_i) \quad (15)$$

$$A_o = 2\pi r_o L \quad (16)$$

$$A_t = 2\pi r_i L \quad (17)$$



Donde

$\alpha_t$  = Coeficiente de transferencia de calor del fluido en el lado de los tubos

$\alpha_s$  = Coeficiente de transferencia de calor del fluido en el lado de la coraza

$\lambda_{tw}$  = Conductividad térmica de la pared del tubo

$A_m$  = Área media efectiva

$A_o$  = Área externa del tubo

$A_t$  = Área interna del tubo

$L_{to}$  = Longitud del tubo

$L_{tw}$  = Espesor de la pared del tubo

$Rf_t$  = Resistencia térmica por ensuciamiento del fluido en el lado de los tubos

$Rf_s$  = Resistencia térmica por ensuciamiento del fluido en el lado de la coraza

$r_o$  = Radio externo del tubo

$r_i$  = Radio interno del tubo

La primera suposición implica a una variable del diseño muy importante que corresponde a la selección de los tubos que van dentro de la coraza. Para la selección de este aspecto deben considerarse que el uso de diámetros más pequeños favorece la transferencia de calor, sin embargo, aspectos de limpieza de los tubos, presión, temperatura y corrosión son elementos que deben de ser considerados al momento de su selección. Los tubos utilizados en lo que respecta a intercambiadores de calor, son especificados bajo los estándares de la Birmingham Wire Gauge (BWG).

**Tabla 5.9** Dimensiones estandarizadas de tubos según BWG

Diámetro del tubo ( $D_t$ )	Espesor de pared del tubo ( $L_{tw}$ )		Diámetro interno del tubo ( $D_{ti}$ )	
	mm	mm		
25,40	BWG			
		12	2,769	19,863
		14	2,108	21,184
		16	1,651	22,098
31,75		18	1,245	22,911
		10	3,404	24,943
		12	2,769	26,213
		14	2,108	27,534
50,80		16	1,651	28,448
		12	2,769	45,263
		14	2,108	46,584

Posteriormente en lo que compete a los coeficientes de transferencia de calor y la resistencia por ensuciamiento de los fluidos, se toma una recomendación presentada por Llagarí & Solís (2012) para la transferencia de calor sensible para agua y flujos orgánicos pesados (véase anexos). Los valores de esas recomendaciones pueden variar según el diseño que se realice, pero brinda una aproximación apropiada. En la Tabla 5.10 se indican los valores de coeficientes de transferencia de calor y a la resistencia por ensuciamiento de los fluidos para el fluido en los tubos y coraza.

**Tabla 5.10** Coeficientes de transferencia de calor y Resistencia por ensuciamiento.

Ubicación del Fluido	Coficiente de transferencia de calor recomendado ( $W/m^2 K$ )	Coficiente de transferencia de calor seleccionado* ( $W/m^2 K$ )	Resistencia por ensuciamiento recomendado ( $m^2 K/W$ )	Resistencia por ensuciamiento seleccionado ( $m^2 K/W$ )
En los tubos	250 - 750	420	0,0002 – 0,003	0,0002
En la coraza	5000 - 7500	2568	0,0001 – 0,00025	0,0001

\*Nota: Valores obtenidos mediante la iteración cuando todos los pasos del diseño están elaborados, valores iniciales tomados 500 y 5000  $W/m^2 K$ , para los tubos y coraza.

Las otras suposiciones que se deben seleccionar para el diseño se encuentran en la Tabla 5.11. Los valores expuestos en esta tabla dependen concretamente de la selección del diseñador, siempre tomando aspectos mencionados anteriormente como la temperatura, presión, corrosión y recomendaciones brindadas por la norma TEMA en lo que respecta al valor mínimo del diámetro del tubo.

**Tabla 5.11** Variables del diseño seleccionadas

Variable	Valor	Unidades
Diámetro Externo ( $D_o$ )	31,75	mm
Espesor ( $L_{tw}$ )	2,108	mm
Diámetro Interno ( $D_i$ )	27,534	mm
Cond. Térmica Material ( $\lambda_{tw}$ )	61	W/m*K
Longitud ( $L_{to}$ )	5000	mm

En este caso se propone utilizar tubos con diámetro externo de 31,75 mm BWG 14 de Acero ASTM A 179. Los datos obtenidos al evaluar las distintas variables son:

$$A_m = 465\,615,45\text{mm}^2$$

$$A_o = 498\,727,83\text{mm}^2$$

$$A_i = 432\,503,06\text{mm}^2$$

$$U_o = 284,91 \frac{W}{m^2 K}$$

#### **5.4.6. Área total de transferencia de calor requerida ( $A_o$ )**

Para la determinación del área total de transferencia se utiliza la siguiente ecuación:

$$A_o = \frac{q_{req}}{U_o CMTD} \quad (18)$$

Donde

$q_{req}$  = Flujo de calor por disipar (Ec. 7)

CMTD = Diferencia de temperatura media logarítmica corregida (Ec. 13)

$U_o$  = Coeficiente Global de transferencia de calor (Ec. 14)

El valor aproximado del área de transferencia de calor es:

$$A_o = 858,3 \text{ m}^2$$

#### **5.4.7. Determinación del área efectiva de transferencia de calor ( $A_o'$ )**

Para tener un valor más significativo del área de transferencia de calor Llangarí & Solís (2012) consideran una serie de factores que dependen del diámetro externo del tubo, el paso en la disposición de tubos, el tipo de arreglo de los tubos, la cantidad de pasos de los tubos y el diámetro interno de la coraza. Son tres factores que corrigen el área de transferencia.

$$A_o' = F_1 F_2 F_3 A_o \quad (19)$$

Donde

$A_o$  = Área total de transferencia de calor requerida (Ec. 18)

$F_1$  = Factor de corrección por diámetro de tubo y arreglo de tubos (Tabla 5.12)

$F_2$  = Factor de corrección por el número de pasos de tubos (Tabla 5.13)

$F_3$  = Factor de corrección por tipo de coraza y tipo de arreglo del haz de tubos  
(Tabla 5.14)

De las siguientes tablas se determinan los valores de Factores de corrección.

**Tabla 5.12** Factor de corrección ( $F_1$ ) según diámetro y arreglo de tubos

Diámetro externo del tubo ( $D_t$ ) mm	Paso en la disposición de tubos ( $L_{tp}$ ) mm	Arreglo	$F_1$
19,0	25,4	Triangular	1,14
19,0	25,4	Cuadrado	1,31
25,4	31,8	Triangular	1,34
25,4	31,8	Cuadrado	1,54

Fuente: Llagarí & Solís (2012)

\*Nota: Para diámetros mayores extrapolar para determinar un estimado del valor o tomar el del diámetro más próximo.

**Tabla 5.13** Factor de corrección ( $F_2$ ) según el número de pasos de los tubos.

Diámetro interno de la coraza ( $D_s$ )	Número de pasos en los tubos ( $N_{tp}$ )				
	m	2	4	6	8
$\leq 0,305$		1,20	1,40	1,80	-
0,337 – 0,438		1,06	1,18	1,25	1,50
0,489 – 0,591		1,04	1,14	1,19	1,35
0,635 – 0,838		1,03	1,12	1,16	1,20
0,889 – 1,140		1,02	1,08	1,12	1,16
1,220 – 1,520		1,02	1,05	1,08	1,12
$> 1,520$		1,01	1,03	1,04	1,06

Fuente: Llagarí & Solís (2012)

**Tabla 5.14** Factor de corrección ( $F_3$ ) según el tipo de cabezal posterior seleccionado

Tipo de cabezal posterior	Diámetro interno de la coraza ( $D_s$ ) m				
	$\leq 0,305$	0,337 – 0,540	0,591 – 0,889	0,940 – 1,220	$> 1,220$
TEMA L,M,N	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
TEMA P	1,30	1,15	1,09	1,06	1,04
TEMA S	1,30	1,15	1,09	1,06	1,04
TEMA T	-	1,40	1,25	1,18	1,15
TEMA U	1,12	1,08	1,03	1,01	1,01

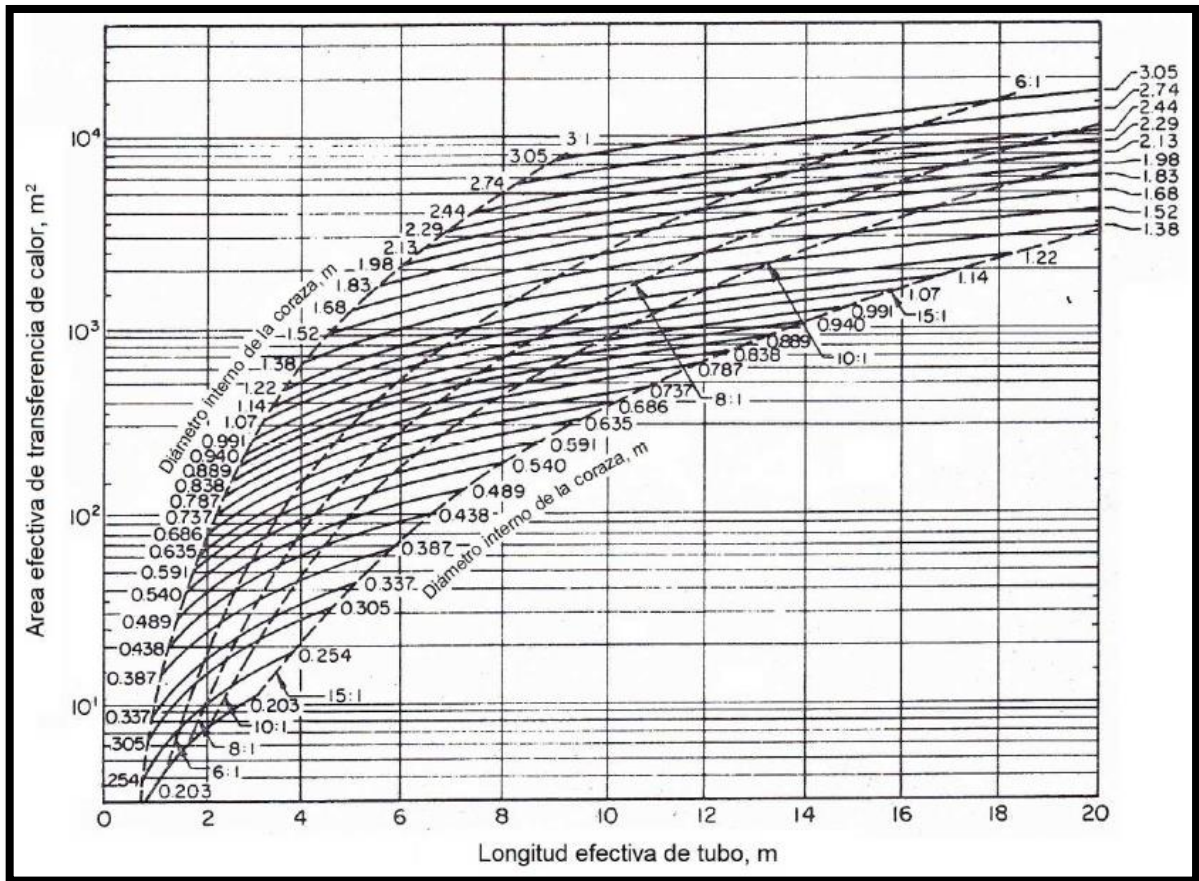
Fuente: Llagarí & Solís (2012)

Los factores de corrección son  $F_1 = 1,34$ ,  $F_2 = 1,08$  y  $F_3 = 1$ ; para obtener un área efectiva de:

$$A'_o = 1242,1 \text{ m}^2$$

#### **5.4.8. Aproximación del diámetro de la coraza y la longitud de los tubos**

Para este tipo de aproximación Hewitt G.F. presenta un gráfico en función del área estimada en la ecuación 19; Llagarí & Solís (2012) hacen referencia a este en su escrito. Se pueden designar distintas relaciones; sin embargo queda a criterio del diseñador la selección de esa determinada relación.



Fuente: Llangarí & Solís (2012)

Figura 5.4 Estimación del diámetro interno de la coraza y longitud efectiva de los tubos.

La selección del diámetro interno de la coraza seleccionado es de 1,22 metros y la longitud efectiva de tubo estimada es de 5 metros, con estos parámetros se procede al diseño de la estructura del intercambiador.

## **6. CAPÍTULO 6 DISEÑO HIDRAULICO**

---



## 6.1. Introducción

Este capítulo es una continuación del análisis térmico que arrojó un valor de diámetro interno de la coraza y longitud de los tubos que son el prelude del diseño de la estructura del intercambiador de calor.

El dimensionamiento del intercambiador de calor se hace siguiendo una serie de pasos presentados por Kuppan (2000) donde se aplica el Método de Bell-Delaware. Este método requiere que se conozca los valores de densidad, viscosidad, conductividad térmica y calor específico, tanto para el fluido dentro de los tubos como el fluido presente en la coraza.

El orden de pasos presentado por Kuppan (2000) en su Manual de diseño de intercambiadores de calor no tiene una secuencia amigable con el lector, por tal razón es que se utiliza la secuencia presentada por Llangarí & Solís (2012) que abarca desde la selección de diámetros de la coraza hasta el valor de caída de presión. Los cálculos que se presentaran a continuación van a ir definiendo poco a poco cuáles son los datos de entrada para la construcción del intercambiador de calor.

## 6.2. Datos geométricos de la coraza

La determinación de estos datos son básicos para el diseño del intercambiador. En estos se determinan variables de la coraza y variables que competen al haz de tubos.

### 6.2.1. Tubo y distribución de tubos

**Paso 1:** *Diámetro interno de la coraza ( $D_s$ ).* Este es un aspecto de gran relevancia para la posterior designación de otras variables. El dimensionamiento de esta se seguirá haciendo uso de la Tabla 6.1 que muestra diferentes medidas de coraza que pueden ser utilizadas.

**Tabla 6.1** Dimensiones de diámetro interno de corazas

Diámetro externo de la coraza ( $D_{ext}$ ) mm	Espesor de la pared de la coraza mm	Diámetro interno de la coraza ( $D_s$ ) mm
600	6	588
700	8	684
800	8	784
900	10	880
1000	10	980
1100	12	1076
1200	12	1176

Fuente: Llangarí & Solís (2012)

\*Nota: Material propuesto es acero al carbono y coraza rolada.

En nuestro caso seleccionamos un diámetro nominal de coraza de 1066,8 mm lo que nos determinaría un  $D_s = 1041,8$  mm. Si bien estas dimensiones no se ajustan a los datos de la Tabla 6.1 es porque el diseño se debe de adecuar a lo que se encuentra en el mercado.

**Paso 2:** *Diámetro externo del tubo ( $D_t$ ).* Este valor ya fue seleccionado para cálculos previos del análisis térmico, pueden verse en la Tabla 5.11; por lo tanto  $D_t = 31,75$ mm.

**Paso 3:** *Espesor de la pared del tubo ( $L_{tw}$ ).* En la Tabla 5.11 se puede apreciar este valor. Este dato es determinado según el BWG seleccionado. El valor de  $L_{tw} = 2,108$ mm.

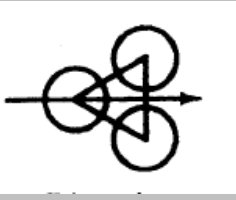
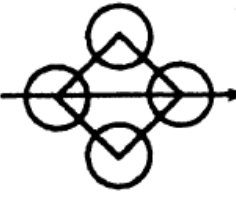
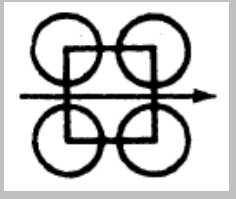
**Paso 4:** *Diámetro interno del tubo ( $D_{ti}$ ).* De igual forma este valor está presente en la Tabla 5.11, determinando que  $D_{ti} = 27,534$ mm.

**Paso 5:** *Conductividad térmica de la pared del tubo ( $\lambda_{tw}$ ).* Este es un valor que va determinado de acuerdo con la selección del material. En este caso se supone que los tubos serán de acero (ASTM A179); por consiguiente  $\lambda_{tw} = 61$  W/m K.

**Paso 6:** Paso en la disposición de tubos ( $L_{tp}$ ). Dicho valor está directamente relacionado con las caídas de presión del flujo dentro de la coraza, por consiguiente al ajustarse este valor se modificará el valor de caída de presión. Los valores de  $L_{tp}$  se encuentran entre 1,25 a 1,5 veces mayores que el valor del diámetro exterior del tubo. En este caso este valor se toma del Anexo 1, donde  $L_{tp} = 39,688\text{mm}$ .

**Paso 7:** Ángulo característico en la disposición de tubos ( $\theta_{tp}$ ). La selección del ángulo característico depende de los requerimientos y criterios de diseño que se deseen.

**Tabla 6.2** Ángulos característicos de disposición de tubos y parámetros adicionales

Flujo Cruzado	Ángulo característico ( $\theta_{tp}$ )	Paso en la disposición de tubos efectivo ( $L_{tp,ef}$ )	Distancia efectiva entre filas de tubos en la dirección de flujo ( $L_{pp}$ )	Observaciones
	30°	0,5 $L_{tp}$	0,866 $L_{tp}$	Disposición utilizada cuando se desea alta transferencia de calor para un mismo diámetro. Alta caída de presión comparado con otras disposiciones.
	45°	0,707 $L_{tp}$	0,707 $L_{tp}$	Permite una alta transferencia de calor, solamente que en comparación con la disposición 30° solo permite un 85% de tubos. La caída de presión es menor a la disposición de 30°
	90°	$L_{tp}$	$L_{tp}$	Tiene una alta eficiencia para la transferencia de calor; sin embargo, la densidad de tubos presentes es menor al igual que la caída de presión.

Fuente: Llangarí & Solís (2012) y TEMA (1999)

Para nuestro caso se selecciona el ángulo característico de 30°, los parámetros de  $L_{tp,ef}$  y  $L_{pp}$  son 19,84 mm y 34,36 mm respectivamente.

### **6.2.2. Longitud de tubo**

Básicamente son pasos que describen las dimensiones del tubo dentro de la coraza e implícitamente el grosor de los espejos.

**Paso 8:** *Longitud total de tubo ( $L_{to}$ ).* Describe la longitud real; es decir, la longitud de intercambio de la coraza. El valor de longitud total de tubo se encuentra determinado en la Tabla 5.11 donde  $L_{to} = 5$  m.

**Paso 9:** *Longitud del tubo en el deflector ( $L_{ti}$ ).* Para determinar este valor, se debe calcular el valor de Longitud de tubo en el espejo ( $L_{ts}$ ). Este valor se encuentra determinado mediante la siguiente ecuación (*Valor previo*):

$$L_{ts} = 0,1 D_s \quad (20)$$

La ecuación de la longitud del tubo en el deflector es:

$$L_{ti} = L_{to} - 2L_{ts} \quad (21)$$

Donde

$D_s$  = Diámetro interno de la coraza (Paso 1)

$L_{to}$  = Longitud total del tubo (Paso 8)

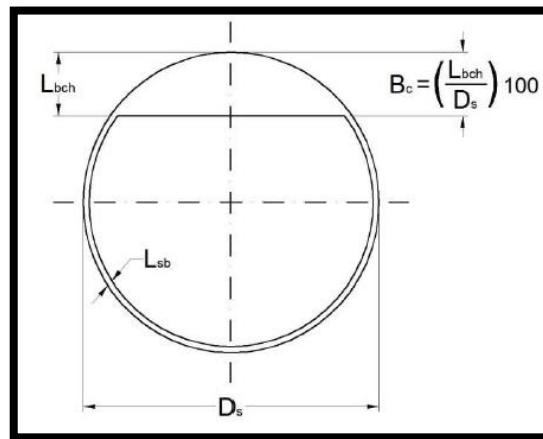
Los resultados son:  $L_{ts} = 51,38$ mm y  $L_{ti} = 4897,24$ mm

**Paso 10:** *Longitud efectiva de tubo para el área de transferencia de calor ( $L_{ta}$ ).* Por el tipo de diseño planteado la longitud  $L_{ti}$  es igual a  $L_{ta}$ , por lo tanto  $L_{ta} = 4897,24$  mm.

### 6.2.3. Geometría del deflector

Estos valores definirán el mecanismo dentro de la coraza que promueve la distribución del fluido refrigerante dentro de la coraza promoviendo el número de Reynolds y creando una distribución uniforme dentro de la coraza.

**Paso 11:** Corte del deflector como porcentaje de  $D_s$  ( $B_c$ ). Este dato es un porcentaje de la cantidad que debe ser cortada del deflector para dar uniformidad al trasiego del fluido refrigerante dentro de la coraza; existe un valor asociado de la altura de corte del deflector  $L_{bch}$ .



Fuente: Llangari & Solís (2012)

Figura 6.1 Dimensiones de un deflector

Los valores asignados para el valor de  $B_c$  recomendados se encuentran entre el 20 al 25%; la fórmula es:

$$B_c = 20 \frac{L_{bch}}{D_s} + 15 \quad (22)$$

Donde se utiliza un valor de  $L_{bch} = 250\text{mm}$ , lo que genera un  $B_c = 19,8\%$

**Paso 12:** Espaciado central de deflectores ( $L_{bc}$ ). Los deflectores cumplen la función de distribuir el flujo lo más uniforme posible a lo largo de los tubos y como un mecanismo de soporte de los tubos. Este valor de espaciado va desde un 20% del

diámetro interno de la coraza hasta un valor igual al diámetro de la coraza. Sin embargo, se suele utilizar un espacio entre deflectores del 25% de  $D_s$ , no obstante, este valor se especifica según el diseñador y la repercusión que existirá en la caída de presión.

$$L_{bc} = 0.25 D_s \quad (23)$$

$$L_{bc} = 500mm$$

**Paso 13:** *Espaciado del deflector de entrada ( $L_{bi}$ ) y espacio del deflector de salida ( $L_{bo}$ ).* Este es un parámetro que depende de si el espaciado es uniforme a lo largo de toda la coraza o si es necesaria la colocación de bocas de grandes diámetros tanto a la entrada como a la salida. Para estimar un dato se recomienda que estos valores sean un 25% más grande que el espaciado central de deflectores; es decir,  $L_{bi}$  y  $L_{bo}$  son de 720 mm. Ese parámetro puede variar según el ajuste de los deflectores.

#### **6.2.4. Geometría del haz de tubos**

Este apartado abarca aspectos relacionados con la cantidad de tubos dentro de la coraza, los pasos dentro de la coraza y demás aspectos de carácter geométrico que definen el intercambiador.

**Paso 14:** *Número total de tubos en la coraza ( $N_{tt}$ ).* Este parámetro está definido por variables ya determinadas y por otras que faltan por definir; sin embargo, se hará referencia al número de paso en la que la variable es definida. Para su determinación se debe considerar un factor de corrección ( $\psi_c$ ) que depende del número de pasos de los tubos en la coraza.

$$N_{tt} = (N_{tt})_1(1 - \psi_c) \quad (24)$$

$$(N_{tt})_1 = \frac{0.78 D_{ctl}^2}{C_1 (L_{tp})^2} \quad (25)$$

Donde

$\Psi_c$  = Factor de corrección

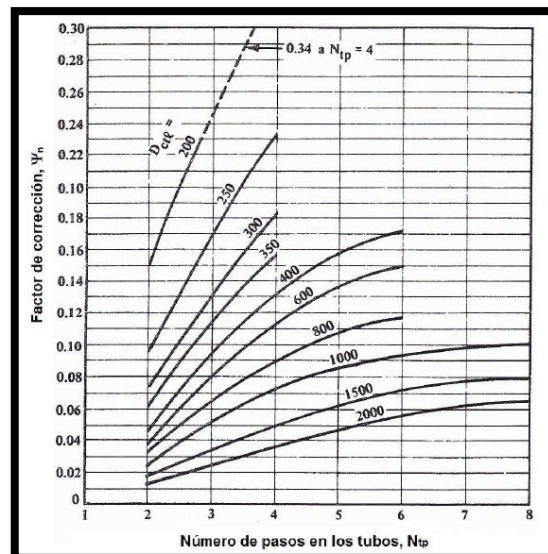
$D_{ctl}$  = Diámetro exterior de la última fila de tubos (Ec. 28)

$L_{tp}$  = Paso en la disposición de los tubos (Paso 6)

$C_1$  = Valor constante en dependencia del ángulo de disposición de tubos.

El valor de  $C_1$  es un valor constante que depende del ángulo característico de la disposición de los tubos ( $\Theta_{tp}$ ), que para disposiciones de  $30^\circ$  es 0,866, y para  $45^\circ$  y  $90^\circ$  es de 1.

Determinándose todas las variables faltantes se obtiene que el  $N_{tt} = 508$  unidades; sin embargo con el arreglo de pasos y la disposición de los tubos este valor disminuirá hasta  $N_{tt} = 472$  unidades.



Fuente: Llangarí & Solís (2012)

Figura 6.2 Factor de corrección para pasos de tubos múltiples.

**Paso 15:** *Número de pasos en los tubos ( $N_{tp}$ ).* Existe una relación del máximo número de pasos de tubos según el diámetro interno de la coraza ( $D_s$ ), véase Tabla 6.3. La selección realizada es de  $N_{tp} = 8$  pasos.

**Tabla 6.3** Rangos de número de pasos de tubos según diámetro de la coraza

Diámetro interno de la coraza ( $D_s$ ) mm	Número de pasos en los tubos ( $N_{tp,max}$ )
200	2
400 – 800	4 – 6
800 – 1300	6 – 8
> 1300	8 - 10

**Paso 16:** *Número de pares de tiras de sellado ( $N_{ss}$ ).* Este parámetro se debe considerar cuando el espacio entre el deflector y el haz de tubos ( $L_{bb}$ ) sobrepasa los 30mm. Para el diseño que se está efectuando este valor es igual a cero.

**Paso 17:** *Tipo de haz de tubos (CB).* Esta selección se hace con base al tipo de cabezal posterior seleccionado, en nuestro caso la selección fue del tipo L; es decir, es de placa tubular fija (código FX) este tipo se encuentra enfocado a que el reemplazo de tubos sea fácil, con la limitante que la limpieza de la coraza solo puede ser mediante métodos químicos.

**Paso 18:** *Espacio diametral entre OD del tubo y agujero del deflector ( $L_{tb}$ ).* Se determina mediante la siguiente forma.

$$L_{tb} \text{ (mm)} = \left\{ \begin{array}{l} D_{t,m\acute{a}x} \begin{array}{l} +0.7 \\ -0 \end{array} \quad -D_t \\ D_{t,m\acute{a}x} \begin{array}{l} +0.4 \\ -0 \end{array} \quad -D_t \end{array} \right\} \text{ for } L_{b,m\acute{a}x} \left\{ \begin{array}{l} < 1000 \text{ mm} \\ > 1000 \text{ mm} \end{array} \right.$$

Fuente: Llangarí & Solís (2012)

Figura 6.3 Fórmulas para el cálculo del espacio diametral.



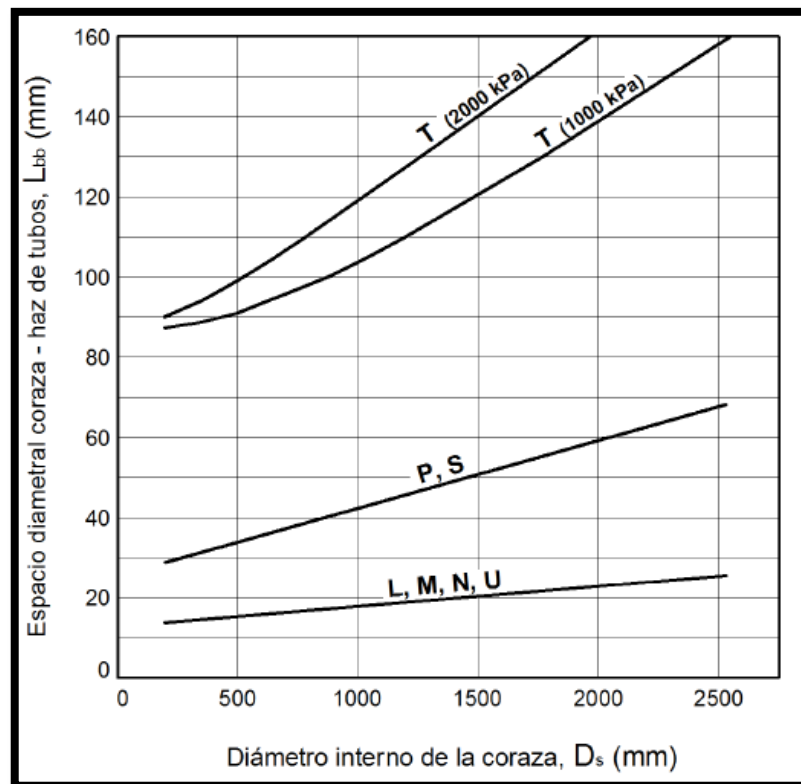
Donde el  $D_{t,m\acute{a}x}$  es el diámetro máximo del tubo incluyéndose la tolerancia del mismo y  $D_t$  es el diámetro externo nominal del tubo.

**Paso 19:** *Espacio diametral interior de la coraza-deflector ( $L_{sb}$ ).* Este valor es determinado mediante la siguiente forma:

$$L_{sb} = 3,1 + 0,004D_s \quad (26)$$

Haciendo uso del valor  $D_s$  (Paso 1), se determina que  $L_{sb} = 7,8\text{mm}$

**Paso 20:** *Espacio diametral interior de la coraza-haz de tubos ( $L_{bb}$ ).* Depende del tipo de cabezal flotante selecciona, la Figura 6.4 relaciona el diámetro interno de la coraza con el espacio diametral.



Fuente: Llangarí & Solís (2012)

Figura 6.4 Espacio diametral interior de la coraza al haz de tubos

### 6.3. Temperaturas

Las temperaturas del fluido a refrigerar son estipuladas por el cliente, de acuerdo con los requerimientos que se desean. Por otra parte el fluido refrigerante las temperaturas de entrada y de salida son determinadas como variables del diseño. Estos datos fueron presentados en el capítulo 5, para la determinación de la cantidad de calor que se debe disipar; sin embargo, se colocaran en este apartado.

**Tabla 6.4** Temperaturas de los fluidos dentro del intercambiador de calor.

Paso	Descripción	Símbolo	Temperatura (°C)
21	Temperatura de entrada del fluido en la coraza	$T_{si}$	30
22	Temperatura de salida del fluido en la coraza	$T_{so}$	50
23	Temperatura de entrada del fluido en los tubos	$T_{ti}$	85
24	Temperatura de salida del fluido en los tubos	$T_{to}$	55

### 6.4. Información del proceso en la coraza

En este aparte se colocan datos del fluido refrigerante, que para nuestro caso por la ubicación del lugar de trabajo y las limitaciones existentes es preferible el uso de agua. Ciertos datos se determinados a la temperatura media del fluido.

**Tabla 6.5** Datos del fluido en la coraza

Paso	Descripción	Símbolo	Valor	Unidad
25	Flujo másico del fluido en la coraza	$M_s$	88,20	kg/s
26	Densidad	$\rho_s$	1000	kg/m <sup>3</sup>
27	Conductividad térmica	$\lambda_s$	0,6	W/m K
28	Calor específico	$C_{ps}$	4,18	kJ/kg K
29	Viscosidad dinámica del fluido en la coraza	$\mu_s$	0,000653	Pa s
30	Resistencia por ensuciamiento en el lado de la coraza	$Rf_s$	0,0001	m <sup>2</sup> K/W

## 6.5. Información del proceso en los tubos

Básicamente se miden los mismos parámetros que fueron determinados para el fluido de la coraza pero para el fluido dentro de los tubos. En este caso serían los datos del fluido de perforación.

**Tabla 6.6** Datos del fluido dentro de los tubos

Paso	Descripción	Símbolo	Valor	Unidad
31	Flujo másico del fluido en los tubos	$M_t$	58,91	kg/s
32	Densidad	$\rho_t$	1100	kg/m <sup>3</sup>
33	Conductividad térmica	$\lambda_t$	0,6	W/m K
34	Calor específico	$C_{pt}$	4,18	kJ/kg K
35	Viscosidad dinámica del fluido en la coraza	$\mu_t$	0,0385	Pa s
36	Resistencia por ensuciamiento en el lado de la coraza	$R_{ft}$	0,0002	m <sup>2</sup> K/W

## 6.6. Información adicional

Esta información adicional refiere a los coeficientes de transferencia de calor tanto de la coraza como del lado de los tubos, como fue mencionado en apartados anteriores estos valores son como una guía inicial, posteriormente mediante la iteración se determinan los valores finales.

**Tabla 6.7** Datos de los coeficientes de transferencia de calor

Paso	Descripción	Símbolo	Valor (W/m <sup>2</sup> K)
37	Coeficiente de transferencia de calor en la coraza supuesto	$\alpha_s$	5000
	Coeficiente de transferencia de calor en la coraza final	$\alpha_{sc}$	2568
38	Coeficiente de transferencia de calor en los tubos supuesto	$\alpha_t$	500
	Coeficiente de transferencia de calor en los tubos final	$\alpha_{tc}$	420

## 6.7. Parámetros auxiliares

Son parámetros que funcionan como factores de corrección para determinar las áreas de transferencia de calor, los coeficientes de transferencia de calor y la caída de presión en los distintos sectores del intercambiador de calor.

**Área de flujo en la línea central entre el espacio de un deflector ( $S_m$ ):** Se describe como el área del deflector existente perpendicular a la dirección del fluido que circula por la coraza. Para su determinación se deben calcular parámetros geométricos que interviene en su cálculo.

$$D_{otl} = D_s - L_{bb} \quad (27)$$

$$D_{ctl} = D_{otl} - D_t \quad (28)$$

$$S_m = L_{bc} \left[ L_{bb} + \frac{D_{ctl}}{L_{tp,ef}} (L_{tp} - D_t) \right] \quad (29)$$

Donde

$D_{otl}$  = Diámetro primitivo de la última fila de tubos

$D_{ctl}$  = Diámetro exterior de la última fila de tubos

$D_s$  = Diámetro interior de la coraza (Paso 1)

$D_t$  = Diámetro externo del tubo (Paso 2)

$L_{tp}$  = Paso en la disposición de tubos (Paso 6)

$L_{tp,ef}$  = Paso efectivo en la disposición de tubos (Paso 7)

$L_{bc}$  = Espaciado central de deflectores (Paso 12)

$L_{bb}$  = Espacio interior de la coraza – haz de tubos (Paso 20)

Se determinan que los resultados para cada ecuación son:

$$D_{otl} = 1023,8 \text{ mm}$$

$$D_{ctl} = 992,05 \text{ mm}$$

$$S_m = 207\,260 \text{ mm}^2$$

**Temperaturas promedio ( $T_{s,pr}$  y  $T_{t,pr}$ ):** Son esencialmente las temperaturas medias a las que se deben determinar las propiedades físicas de los fluidos en la coraza y los tubos.

$$T_{s,pr} = \frac{|T_{si} + T_{so}|}{2} \quad (30)$$

$$T_{t,pr} = \frac{|T_{ti} + T_{to}|}{2} \quad (31)$$

Donde

$T_{s,pr}$  = Temperatura promedio del fluido en la coraza

$T_{t,pr}$  = Temperatura promedio del fluido en los tubos

$T_{si}$  = Temperatura de entrada del fluido en la coraza (Paso 21)

$T_{so}$  = Temperatura de salida del fluido en la coraza (Paso 22)

$T_{ti}$  = Temperatura de entrada del fluido en los tubos (Paso 23)

$T_{to}$  = Temperatura de salida del fluido en los tubos (Paso 24)

Se determinan los valores de temperaturas promedio obteniéndose:

$$T_{s,pr} = 39,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{t,pr} = 71 \text{ } ^\circ\text{C}$$

**Número de Reynolds para el fluido en la coraza y fluido en los tubos ( $Re_s$  y  $Re_t$ ):** Esto datos son un prelude para la determinación de los coeficientes de transferencia de calor para cada fluido dentro del intercambiador. Se deben realizar cálculos previos para determinar el valor de Reynolds.

Para el caso del fluido en la coraza:

$$V_s = \frac{M_s}{0,25 \pi \rho_s D_s^2} \quad (32)$$

$$m_s = \frac{M_s}{S_m} \quad (33)$$

$$Re_s = \frac{D_t m_s}{\mu_s} \quad (34)$$

Donde

$V_s$  = Velocidad del fluido que circula por la coraza

$M_s$  = Velocidad másica del fluido en la coraza

$m_s$  = Velocidad másica del fluido en la coraza por unidad de área

$D_s$  = Diámetro interno de la coraza (Paso 1)

$D_t$  = Diámetro externo del tubo (Paso 2)

$\rho_s$  = Densidad del fluido en la coraza (Paso 26)

$\mu_s$  = Viscosidad dinámica del fluido en la coraza (Paso 29)

$S_m$  = Área de flujo en la línea central entre el espacio de un deflector (Ec. 29)

Para el caso del fluido en los tubos:

$$m_t = \frac{M_t}{N_{tt} / N_{tp}} \quad (35)$$

$$V_t = \frac{m_t}{0,25 \pi \rho_t D_t^2} \quad (36)$$

$$Re_t = \frac{\rho_t V_t D_{ti}}{\mu_t} \quad (37)$$

Donde

$m_t$  = Velocidad másica del fluido por los tubos por unidad de área

$M_t$  = Velocidad másica del fluido por los tubos

$V_t$  = Velocidad del fluido que circula por los tubos

$D_t$  = Diámetro externo del tubo (Paso 2)

$D_{ti}$  = Diámetro interno del tubo (Paso 4)

$N_{tt}$  = Número total de tubos (Paso 14)

$N_{tp}$  = Número de pasos en los tubos (Paso 15)

$\rho_t$  = Densidad del fluido en los tubos (Paso 32)

$\mu_t$  = Viscosidad dinámica del fluido en los tubos (Paso 35)

Se obtienen los siguientes resultados.

<u>Coraza</u>	<u>Tubos</u>
$V_s = 0,102 \text{ m/s}$	$m_t = 0,998 \text{ kg/s}$
$m_s = 418,83 \text{ kg/m}^2\text{s}$	$V_t = 1,52 \text{ m/s}$
$Re_s = 20\,364,4$	$Re_t = 1199,2$

**Números de Prandtl en el lado de la coraza y de los tubos ( $Pr_s$  y  $Pr_t$ ):** Los números de Prandtl para el lado de la coraza y de los tubos se expresan:

$$Pr_s = \frac{Cp_s \mu_s}{\lambda_s} 10^3 \quad (38)$$

$$Pr_t = \frac{Cp_t \mu_t}{\lambda_t} 10^3 \quad (39)$$

Donde

$\lambda_s$  = Conductividad térmica del fluido en la coraza (Paso 27)

$Cp_s$  = Calor específico del fluido en la coraza (Paso 28)

$\mu_s$  = Viscosidad dinámica del fluido en la coraza (Paso 29)

$\lambda_t$  = Conductividad térmica del fluido en los tubos (Paso 33)

$Cp_t$  = Calor específico del fluido en los tubos (Paso 34)

$\mu_t$  = Viscosidad dinámica del fluido en los tubos (Paso 35)

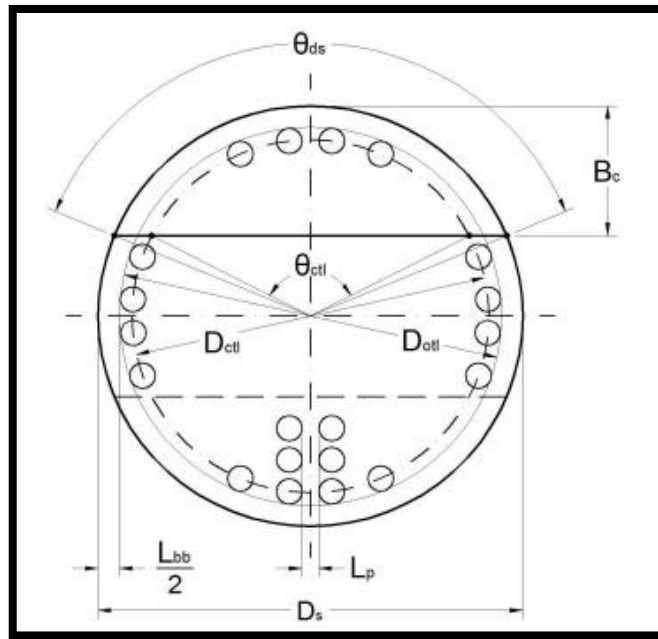
Los valores calculados son:

$$Pr_s = 4,5$$

$$Pr_t = 268,2$$

**Cálculos de la ventana de deflector parcial:** Se establecen parámetros de la geometría básica de un deflector. Se determinan el ángulo central de la intersección entre el corte del deflector con la pared de coraza interna ( $\theta_{ds}$ ) y el ángulo central de la intersección entre el corte del deflector con el diámetro exterior de la última fila de tubos ( $\theta_{ct}$ ).





Fuente: Llangarí & Solís (2012)

Figura 6.5 Geometría del deflector.

$$\theta_{ds} = 2 \cos^{-1} \left[ 1 - 2 \left( \frac{B_c}{100} \right) \right] \quad (40)$$

$$\theta_{ctl} = 2 \cos^{-1} \left\{ \frac{D_s}{D_{ctl}} \left[ 1 - 2 \left( \frac{B_c}{100} \right) \right] \right\} \quad (41)$$

Donde

$D_s$  = Diámetro interno de la coraza (Paso 1)

$B_c$  = Corte del deflector como porcentaje de  $D_s$  (Paso 11)

$D_{ctl}$  = Diámetro exterior de la última fila de tubos (Ec. 28)

Los valores calculados son:

$$\theta_{ds} = 105,7^\circ$$

$$\theta_{ctl} = 101,3^\circ$$

**Área neta de flujo a través de una ventana del deflector ( $S_w$ ):** Este valor se calcula de la siguiente manera, donde se deben seguir una serie de cálculos previos.

$$F_w = \frac{\theta_{ctl}}{360} - \frac{\sin \theta_{ctl}}{2\pi} \quad (42)$$

$$F_c = 1 - 2(F_w) \quad (43)$$

$$S_{wg} = \frac{\pi}{4} (D_s)^2 \left( \frac{\theta_{ds}}{360} - \frac{\sin \theta_{ds}}{2\pi} \right) \quad (44)$$

$$S_{wt} = N_{tt} F_w \left( \frac{\pi}{4} D_t^2 \right) \quad (45)$$

$$S_w = S_{wg} - S_{wt} \quad (46)$$

Donde

$F_w$  = Fracción de tubos en la ventana

$F_c$  = Fracción de tubos en flujo cruzado entre los extremos de un deflector

$S_{wg}$  = Área bruta de ventana de flujo

$S_{wt}$  = Área de la ventana del deflector parcial ocupada por los tubos

$\theta_{ds}$  = Ángulo central de la intersección entre el corte del deflector con la pared de coraza interna (Ec 40)

$\theta_{ctl}$  = Ángulo central de la intersección entre el corte del deflector con el diámetro exterior de la última fila de tubos (Ec. 41)

$D_s$  = Diámetro interno de la coraza (Paso 1)

$D_t$  = Diámetro externo del tubo (Paso 2)

$N_{tt}$  = Número total de tubos (Paso 14)

Al evaluar los datos en las distintas ecuaciones se obtiene que:

$$F_w = 0,1252$$

$$F_c = 0,7496$$

$$S_{wg} = 0,1196 \text{ m}^2$$

$$S_{wt} = 0,0468 \text{ m}^2$$

$$S_w = 0,0728 \text{ m}^2$$

**Número efectivo de filas de tubos en flujo cruzado en una sección de flujo y en una ventana del deflector ( $N_{tcc}$  y  $N_{tcw}$ ):** Este es un parámetro que sirve para determinar otros valores de mayor relevancia para el diseño, como lo es el coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión. Las fórmulas que describen a estos parámetros son los:

$$N_{tcc} = \frac{D_s}{L_{pp}} \left[ 1 - 2 \left( \frac{B_c}{100} \right) \right] \quad (47)$$

$$N_{tcw} = \frac{0,8}{L_{pp}} \left[ D_s \left( \frac{B_c}{100} \right) - \frac{D_s - D_{ctl}}{2} \right] \quad (48)$$

Donde

$D_s$  = Diámetro interno de la coraza (Paso 1)

$L_{pp}$  = Distancia efectiva entre filas de tubos en la dirección de flujo (Paso 7)

$B_c$  = Corte del deflector como porcentaje de  $D_s$  (Paso 11)

$D_{ctl}$  = Diámetro exterior de la última fila de tubos (Ec. 28)

De donde se determina que:

$$N_{tcc} = 18,3$$

$$N_{tcw} = 4,2$$

**Número de deflectores ( $N_b$ ):** Determina la cantidad de deflectores que deben de colocarse a lo largo de la coraza del tubo.

$$N_b = \frac{L_{ti}}{L_{bc}} - 1 \quad (49)$$

Donde

$L_{ti}$  = Longitud de tubo en el deflector (Paso 9)

$L_{bc}$  = Espaciado central de deflectores (Paso 12)

Por lo tanto al evaluar dichos valores se obtiene que:

$$N_b = 8 \text{ deflectores}$$

**Área de bypass dentro de un deflector y Fracción del área de bypass para el área total de flujo cruzado ( $S_b$  y  $F_{sbp}$ ):** Dichas variables se determinan de la siguiente manera.

$$S_b = L_{bc}[(D_s - D_{otl}) + L_{pl}] \quad (50)$$

$$F_{sbp} = \frac{S_b}{S_m} \quad (51)$$

Donde

$D_s$  = Diámetro interno de la coraza (Paso 1)

$L_{bc}$  = Espaciado central de deflectores (Paso 12)

$D_{otl}$  = Diámetro primitivo de la última fila de tubos (Ec.27)

$S_m$  = Área de flujo en la línea central entre el espacio de un deflector (Ec. 29)

$L_{pl}$  = Constante del efecto bypass de partición entre las paredes del tubo (0 para cálculos estándar y  $0.5 D_t$  para propósitos de cálculos estimados)

De las anteriores ecuaciones se obtienen los siguientes datos:

$$S_b = 9000 \text{ mm}^2$$

$$F_{sbp} = 0,0434$$

**Área de fuga coraza-deflector y tubo-deflector ( $S_{sb}$  y  $S_{tb}$ ):** Son calculadas mediante las siguientes fórmulas:

$$S_{sb} = \pi D_s \left( \frac{L_{sb}}{2} \right) \left( \frac{360 - \theta_{ds}}{360} \right) \quad (52)$$

$$S_{tb} = \left\{ \frac{\pi}{4} [(D_t + L_{tb})^2 - D_t^2] \right\} (N_{tt})(1 - F_w) \quad (53)$$

Donde

$D_s$  = Diámetro interno de la coraza (Paso 1)

$D_t$  = Diámetro externo del tubo (Paso 2)

$N_{tt}$  = Número total de tubos (Paso 14)

$L_{tb}$  = Espacio diametral tubo OD - agujero del deflector (Paso 18)

$L_{sb}$  = Espacio diametral interior de la coraza – deflector (Paso 19)

$\theta_{ds}$  = Ángulo central de la intersección entre el corte del deflector con la pared de coraza interna (Ec 40)

$F_w$  = Fracción de tubos en la ventana (Ec. 42)

Al estimarse las áreas se obtiene como resultado:

$$S_{sb} = 8401,2 \text{ mm}^2 \quad \Bigg| \quad S_{tb} = 14\,573,87 \text{ mm}^2$$

**Factores de corrección para el coeficiente de transferencia de calor:** Son una serie de factores que corrigen el valor de transferencia de calor estimado, esta serie de factores se determinan mediante las siguientes fórmulas.

$$r_s = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}} \quad (54)$$

$$r_{lm} = \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m} \quad (55)$$

$$r_{ss} = \frac{N_{ss}}{N_{tcc}} \quad (56)$$

$$J_c = 0,55 + 0,72F_c \quad (57)$$

$$J_l = 0,44(1 - r_s) + [1 - 0,44(1 - r_s)]e^{(-2,2r_{lm})} \quad (58)$$

$$J_b = e^{[-c_{bh}F_{sbp}(1 - \sqrt[3]{2r_{ss}})]} \quad (59)$$

$$J_r = 1 \leftrightarrow Re_s > 100 \quad (60)$$

$$J_s = 1 \leftrightarrow L_{bi} \approx L_{bo} \approx L_{bc} \quad (61)$$

Donde

$J_c$  = Factor de corrección de la ventana del deflector parcial

$J_l$  = Factor de corrección por efectos de fuga en el deflector

$J_b$  = Factor de corrección de transferencia de calor por efecto del bypass

$J_r$  = Factor de corrección para gradiente de temperatura adverso en flujo laminar

$J_s$  = Factor de corrección por espacios desiguales de los deflectores en la entrada y/o salida.

$r_s$  = Parámetro de correlación entre las áreas de fuga

$r_{lm}$  = Parámetro de correlación entre las áreas de fuga y el área de flujo

$r_{ss}$  = Parámetro de correlación entre el número de tiras de sellado y el número efectivo de filas de tubos cruzados en una sección de flujo

$N_{ss}$  = Número de tiras de sellado (Paso 16)

$S_m$  = Área de flujo en la línea central entre el espacio de un deflector (Ec. 29)

$F_c$  = Fracción de tubos en flujo cruzado entre los extremos de un deflector (Ec. 43)

$N_{tcc}$  = Número de filas de tubos cruzados en una sección de flujo (Ec. 47)

$F_{sbp}$  = Fracción de área de bypass para el área total de flujo cruzado (Ec. 51)

$S_{sb}$  = Área de fuga coraza – deflector (Ec. 52)

$S_{tb}$  = Área de fuga tubo – deflector (Ec. 53)

$C_{bh}$  = Constante del tipo de flujo: 1.35 para flujo laminar,  $Re_s \leq 100$  y 1.25 para flujo de transición y turbulento  $Re_s > 100$ .

Los valores para los factores de corrección obtenidos son:

$$J_c = 1,0897 \quad \left| \quad J_l = 0,8440 \quad \left| \quad J_b = 0,9472 \quad \left| \quad J_r = 1 \quad \left| \quad J_s = 1$$

**Factores de corrección para la caída de presión:** Determinación de factores de corrección para la caída de presión existente en la coraza. Estos se aproximan mediante la siguiente manera.

$$R_l = e^{[-1,33(1+r_s)(r_{tm})^{-0,15(1+r_s)+0,8}]} \quad (62)$$

$$R_b = e^{[-C_{bp}F_{sbp}(1-\sqrt[3]{2r_{ss}})]} \quad (63)$$

$$R_s = \left(\frac{L_{bc}}{L_{bo}}\right)^{(2-n)} + \left(\frac{L_{bc}}{L_{bi}}\right)^{(2-n)} \quad (64)$$

Donde

$R_l$  = Factor de corrección por efectos de fuga en el deflector.

$R_b$  = Factor de corrección de transferencia de calor por efecto del bypass

$R_s$  = Factor de corrección por espacios desiguales de los deflectores en la entrada y/o salida.

$F_{sbp}$  = Fracción de área de bypass para el área total de flujo cruzado (Ec. 51)

$r_s$  = Parámetro de correlación entre las áreas de fuga (Ec. 54)

$r_{lm}$  = Parámetro de correlación entre las áreas de fuga y el área de flujo  
(Ec. 55)

$r_{ss}$  = Parámetro de correlación entre el número de tiras de sellado y el número  
(Ec. 56)

$L_{bc}$  = Espaciado central de deflectores (Paso 12)

$L_{bi}$  = Espaciado de deflector de entrada (Paso 13)

$L_{bo}$  = Espaciado de deflector de salida (Paso 13)

$C_{bp}$  = Constante del tipo de flujo, 4,5 para flujo laminar  $Re_s \leq 100$  y 3,7 para flujo de transición y turbulento  $Re_s > 100$ .

$n$  = Pendiente de la curva del factor de fricción, 1,0 para flujo laminar  $Re_s \leq 100$  y 0,2 para flujo de transición y turbulento  $Re_s > 100$ .

Los factores de corrección determinados son:

$$R_l = 0,6123 \quad \left| \quad R_b = 0,8516 \quad \left| \quad R_s = 1,67$$

**Coeficiente de transferencia de calor para un banco de tubos ideal ( $\alpha_i$ ):**

La determinación de este valor se encuentra relacionada con variables dependientes del ángulo característico, número de Reynolds, número de Prandtl, viscosidades dinámicas, coeficientes de transferencia de calor y demás variables que se expondrán en las siguientes ecuaciones.

$$a = \frac{a_3}{1 + 0,14(Re_s)^{a_4}} \quad (65)$$

$$b = \frac{b_3}{1 + 0,14(Re_s)^{b_4}} \quad (66)$$



$$T_w = T_{t,pr} + \left( \frac{T_{s,pr} - T_{t,pr}}{1 + (\alpha_t/\alpha_s)} \right) \quad (67)$$

$$\mu_{s,w} = a(T_w)^b \quad (68)$$

$$(\phi_s)^r = \left( \frac{\mu_s}{\mu_{s,w}} \right)^{0,14} \quad (69)$$

$$j_i = (a_1) \left( \frac{1,33}{L_{tp}/D_t} \right)^a (Re_s)^{a_2} \quad (70)$$

$$\alpha_i = j_i C p_s m_s (Pr_s)^{-2/3} (\phi_s)^r \quad (71)$$

Los coeficientes de a y b con subíndices son tomados de la Tabla 6.8.

**Tabla 6.8** Coeficiente de correlación  $j_i$  y  $f_i$

Ángulo característico ( $\theta_{tp}$ )	Número de Reynolds (Re)	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$	$b_1$	$b_2$	$b_3$	$b_4$
30°	$10^5 - 10^4$	0,321	-0,388			0,372	-0,123	7,000	0,500
	$10^4 - 10^3$	0,321	-0,388			0,486	-0,152		
	$10^3 - 10^2$	0,593	-0,477	1,450	0,519	4,570	-0,476		
	$10^2 - 10$	1,360	-0,657			45,100	-0,973		
	< 10	1,400	-0,667			48,000	-1,000		
45°	$10^5 - 10^4$	0,370	-0,396			0,303	-0,126	6,590	0,520
	$10^4 - 10^3$	0,370	-0,396			0,333	-0,136		
	$10^3 - 10^2$	0,730	-0,500	1,930	0,500	3,500	-0,476		
	$10^2 - 10$	0,498	-0,656			26,200	-0,913		
	< 10	1,550	-0,667			32,000	-1,000		
90°	$10^5 - 10^4$	0,370	-0,395			0,391	-0,148	6,300	0,378
	$10^4 - 10^3$	0,107	-0,266			0,082	-0,022		
	$10^3 - 10^2$	0,408	-0,460	1,187	0,370	6,090	-0,602		
	$10^2 - 10$	0,900	-0,631			32,100	-0,963		
	< 10	0,970	-0,667			35,000	-1,000		

Fuente: Llangari & Solis (2012)

Para la selección de estos coeficientes se utilizan los valores obtenidos en el paso 7 y la ecuación 34. Los valores obtenidos son:

$a = 0,05772$	$b = 0,3337$
$T_w = 43,92 \text{ }^\circ\text{C}$	$\mu_{s,w} = 0,2039 \text{ Pa s}$
$(\phi_s)^r = 0,4486$	$j_i = 0,006856$

$$\alpha_i = 1957 \text{ W/m}^2\text{K}$$

**Coefficiente de transferencia de calor del fluido en la coraza corregido**

**( $\alpha_{sc}$ ):** Al valor del coeficiente de transferencia de calor ideal se le multiplica por los factores de corrección determinados en cálculos anteriores.

$$\alpha_{sc} = \alpha_i(J_c J_l J_b J_r J_s) \quad (72)$$

Donde

$J_c$  = Factor de corrección de la ventana del deflector parcial (Ec. 57)

$J_l$  = Factor de corrección por efectos de fuga en el deflector (Ec. 58)

$J_b$  = Factor de corrección de transferencia de calor por efecto del bypass  
(Ec. 59)

$J_r$  = Factor de corrección para gradiente de temperatura adverso en flujo laminar (Ec. 60)

$J_s$  = Factor de corrección por espacios desiguales de los deflectores en la entrada y/o salida. (Ec. 61)

$\alpha_i$  = Coeficiente de transferencia de calor para un banco de tubos ideal  
(Ec. 71)

Se determina que el coeficiente de transferencia de calor de la coraza es:

$$\alpha_{sc} = 1704,76 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

**Coeficiente de transferencia de calor del fluido en los tubos corregido**

**( $\alpha_{tc}$ ):** Se determina de la siguiente manera.

$$f_t = \frac{0,316}{Re_t^{0,25}} \quad (73)$$

$$Nu_t = \frac{\left(\frac{f_t}{8}\right)(Re_t)(Pr_t)}{1,07 + 12,7 \sqrt{\frac{f_t}{8}} \left(\sqrt[3]{Pr_t^2 - 1}\right)} \quad (74)$$

$$\alpha_{tc} = \frac{Nu_t \lambda_t}{D_{ti}} \quad (75)$$

Donde

$Nu_t$  = Número de Nusselt del fluido en los tubos

$f_t$  = Factor de rozamiento entre el fluido y la pared del tubo

$D_{ti}$  = Diámetro interno del tubo (Paso 4)

$\lambda_t$  = Conductividad térmica del fluido en los tubos (Paso 33)

$Re_t$  = Número de Reynolds del fluido en los tubos (Ec. 37)

$Pr_t$  = Número de Prandtl del fluido en los tubos (Ec. 39)

Se determina que el coeficiente de transferencia de calor de los tubos es:

$$\alpha_{tc} = 1086,42 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

## 6.8. Diseño Hidráulico

Es este apartado se establecen los valores de caída de presión que experimentan los fluidos dentro del intercambiador de calor.

**Caída de presión para un banco de tubos ideal ( $\Delta p_{bi}$ ):** Valor estimado de la caída de presión para un banco de tubos ideal.

$$f_i = b_1 \left( \frac{1,33}{L_{tp}/D_t} \right)^b (Re_s)^{b_2} \quad (76)$$

$$\Delta p_{bi} = 2(10^{-3}) f_i N_{tcc} \frac{m_s^2}{\rho_s} (\phi_s)^{-r} \quad (77)$$

Donde

$f_i$  = Factor de corrección para un banco de tubos ideal

$D_t$  = Diámetro externo del tubo (Paso 2)

$L_{tp}$  = Paso en la disposición de tubos (Paso 6)

$\rho_s$  = Densidad del fluido en la coraza (Paso 26)

$Re_s$  = Número de Reynolds del fluido en la coraza (Ec. 34)

$m_s$  = Velocidad másica del fluido en la coraza por unidad de área (Ec. 33)

$N_{tcc}$  = Número de filas de tubos cruzados en una sección de flujo (Ec. 47)

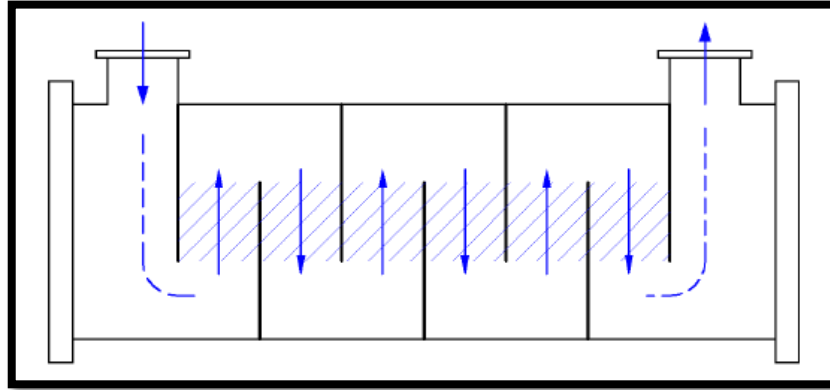
$b$  = Coeficiente de correlación para  $j_i$  y  $f_i$  (Ec. 66)

$(\phi_s)^{-r}$  = Inverso del parámetro de correlación entre las viscosidades dinámicas  
(Ec.69)

Al calcularse se determina que:

$$\Delta p_{bi} = 1,576 \text{ kPa}$$

**Caída de presión del flujo cruzado entre los deflectores ( $\Delta p_c$ ):** Esta caída de presión sucede en los espacios entre los deflectores y las ventanas de cada uno de ellos, como se presenta en la Figura 6.6. La fórmula de cálculo es la siguiente:



Fuente: Llangarí & Solís (2012)

Figura 6.6 Región de flujo cruzado entre los deflectores

$$\Delta p_c = \Delta p_{bi}(N_b - 1)(R_b)(R_l) \quad (78)$$

Donde

$N_b$  = Número de deflectores (Ec. 49)

$R_l$  = Factor de corrección por efectos de fuga en el deflector (Ec. 62)

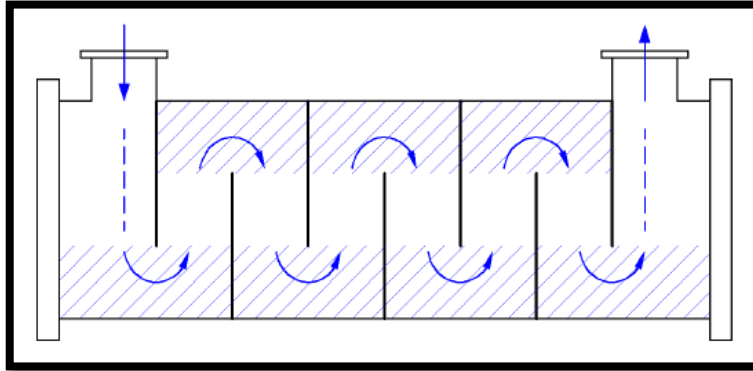
$R_b$  = Factor de corrección de transferencia de calor por efecto del bypass  
(Ec. 63)

$\Delta p_{bi}$  = Caída de presión para un banco de tubos ideal (Ec. 77)

Se determina que la caída de presión en esos tramos es de:

$$\Delta p_c = 6,4 \text{ kPa}$$

**Caída de presión en todas las ventanas de los deflectores ( $\Delta p_w$ ):** El lugar donde ocurre esta caída de presión se puede percibir de mejor manera en la Figura 6.7.



Fuente: Llangarí & Solís (2012)

Figura 6.7 Regiones de ventana a lo largo de la coraza

La fórmula para su cálculo es la siguiente:

$$m_w = \frac{M_s}{\sqrt{S_m S_w}} (10^6) \quad (79)$$

$$\Delta p_w = N_b \left[ (2 + 0,6N_{tcw}) \frac{m_w^2}{2\rho_s} (10^{-3}) \right] R_l \quad (80)$$

Donde

$m_w$  = Velocidad másica del fluido en la coraza

$M_s$  = Velocidad másica del fluido en la coraza (Paso 25)

$\rho_s$  = Densidad del fluido en la coraza (Paso 26)

$S_m$  = Área de flujo en la línea central entre el espacio de un deflector (Ec. 29)

$S_w$  = Área neta de flujo a través de una ventana del deflector (Ec. 46)

$N_{tcw}$  = Número de filas de tubos cruzados en una ventana del deflector (Ec. 48)

$N_b$  = Número de deflectores (Ec. 49)

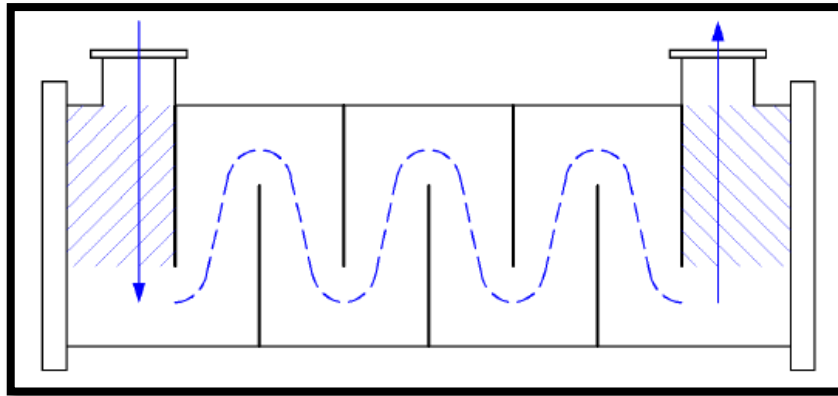
$R_l$  = Factor de corrección por efectos de fuga en el deflector (Ec. 62)

Se determina que la caída de presión a través de las ventanas es de:

$$\Delta p_w = 6,1 \text{ kPa}$$

**Caída de presión del fluido en los compartimientos de entrada y de salida**

**( $\Delta p_e$ ):** Son caídas que se ubican en la entrada y salida del intercambiador, dependen del número de tubos que impacta perpendicularmente en cada tramo. En la Figura 6.8 se aprecia e mejor manera las secciones mencionadas.



Fuente: Llangarí & Solís (2012)

Figura 6.8 Regiones de entrada y salida del intercambiador de calor

La fórmula que describe este fenómeno es:

$$\Delta p_e = \Delta p_{bi} \left( 1 + \frac{N_{tcw}}{N_{tcc}} \right) R_b R_s \quad (81)$$

Donde

$N_{tcc}$  = Número de filas de tubos cruzados en una sección de flujo (Ec. 47)

$N_{tcw}$  = Número de filas de tubos cruzados en una ventana del deflector (Ec. 48)

$R_b$  = Factor de corrección de transferencia de calor por efecto del bypass  
(Ec. 63)

$R_s$  = Factor de corrección por espacios desiguales de los deflectores en la entrada y salida (Ec. 64)

$\Delta p_{bi}$  = Caída de presión para un banco de tubos ideal (Ec. 77)

Se determina que la caída de presión en los compartimientos de entrada y de salida es:

$$\Delta p_e = 2,8 \text{ kPa}$$

### **6.8.1. Caída de presión en la coraza ( $\Delta p_s$ )**

La caída de presión en la coraza se define mediante la siguiente fórmula:

$$\Delta p_s = \Delta p_c + \Delta p_w + \Delta p_e \quad (82)$$

Donde

$\Delta p_c$  = Caída de presión del flujo cruzado entre los deflectores (Ec. 78)

$\Delta p_w$  = Caída de presión en todas las ventanas de los deflectores (Ec. 80)

$\Delta p_e$  = Caída de presión del fluido en los compartimientos de entrada y de salida (Ec. 81)

La caída de presión en la coraza es:

$$\Delta p_s = 15,3 \text{ kPa}$$

### **6.8.2. Caída de presión en los tubos ( $\Delta p_t$ )**

La caída de presión en los tubos se determina mediante el cálculo en uno de los tubos por el número de pasos del mismo, ya que los demás se encuentran en paralelo.



Las fórmulas utilizadas para su cálculo son las siguientes:

$$H_{rp} = f_i \left( \frac{L_{to}}{D_t} \right) \left( \frac{V_t^2}{2g} \right) \quad (83)$$

$$\Delta p_t = H_{rp} \rho_t N_{tp} g \quad (84)$$

Donde

$H_{rp}$  = Pérdidas primarias por longitud de tubo

$D_t$  = Diámetro externo del tubo (Paso 2)

$L_{to}$  = Longitud total del tubo (Paso 8)

$N_{tp}$  = Número de pasos en los tubos (Paso 15)

$\rho_t$  = Densidad del fluido en los tubos (Paso 32)

$V_t$  = Velocidad del fluido que circula por los tubos (Ec. 36)

$f_i$  = Factor de corrección para un banco de tubos ideal (Ec. 76)

$g$  = Constante de gravedad (9,81 m/s<sup>2</sup>)

La caída de presión en los tubos es:

$$\Delta p_t = 176\,824,2 \text{ kPa}$$

## 6.9. Comprobación del Diseño Térmico

La comprobación que se efectuará consiste en determinar que con las dimensiones del intercambiador de calor que se está proponiendo es posible que éste cumpla con los parámetros de salida de temperatura de los fluidos de perforación en un rango de 55 a 58 °C.

En primera instancia se determinará el área de transferencia de calor de diseño ( $A_{dis}$ ) que tiene el intercambiador de calor propuesto.

$$A_{dis} = \pi D_t L_{ta} N_{tt} \quad (85)$$

Donde

$D_t$  = Diámetro externo de los tubos (Paso 2)

$L_{ta}$  = Longitud efectiva de tubo para el área de transferencia de calor (Paso 10)

$N_{tt}$  = Número total de tubos (Paso 14)

Evaluando dicha área con los valores estimados en los respectivos pasos obtenemos un resultado de:

$$A_{dis} = 230,6 \text{ m}^2$$

Obtenido ese resultado se procede a la estimación del coeficiente global de transferencia de calor de diseño ( $U_{dis}$ ). Se debe hacer la salvedad que en este cálculo el área interna de los tubos debe ser multiplicada por la cantidad de los mismos.

$$A_i = \pi D_{ti} L_{ta} N_{tt} \quad (86)$$

$$A_m = \pi L_{ta} (r_o + r_i) N_{tt} \quad (87)$$

$$U_{dis} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{sc}} + Rf_s + \left(\frac{L_{tw}}{\lambda_{tw}}\right) \left(\frac{A_{dis}}{A_m}\right) + \left(Rf_t + \frac{1}{\alpha_{tc}}\right) \left(\frac{A_{dis}}{A_i}\right)} \quad (88)$$

Donde

$A_i$  = Área interna del banco de tubos

$A_m$  = Área media efectiva para el banco de tubos

$r_o$  = Radio externo del tubo (Paso 2)

$L_{tw}$  = Espesor de la pared del tubo (Paso 3)

$r_i$  = Radio interno del tubo (Paso 4)

$D_{ti}$  = Diámetro interno del tubo (Paso 4)

$\lambda_{tw}$  = Conductividad térmica de la pared del tubo (Paso 5)

$L_{ta}$  = Longitud real del tubo para la transferencia de calor del tubo (Paso 10)

$Rf_s$  = Resistencia térmica por ensuciamiento del fluido en el lado de la coraza  
(Paso 30)

$Rf_t$  = Resistencia térmica por ensuciamiento del fluido en el lado de los tubos  
(Paso 36)

$\alpha_{sc}$  = Coeficiente de transferencia de calor corregido del fluido en el lado de la coraza (Ec. 72)

$\alpha_{tc}$  = Coeficiente de transferencia de calor corregido del fluido en el lado de los tubos (Ec. 75)

El resultado del coeficiente global de transferencia de calor de diseño es:

$$U_{dis} = 496,1 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Seguidamente debe determinarse la cantidad de calor que puede extraerse sin el intercambiador de calor para posteriormente compararse con el valor necesario para disipar determinado en la Ecuación 7. La determinación del flujo de calor de diseño ( $q_{dis}$ ) se efectúa mediante la siguiente ecuación.

$$q_{dis} = A_{dis} U_{dis} CMTD \quad (89)$$

Donde

CMTD = Diferencia de temperatura media logarítmica corregida (Ec. 13)

$A_{dis}$  = Área de transferencia de calor de diseño (Ec. 85)

$U_{dis}$  = Coeficiente global de transferencia de calor de diseño (Ec. 88)

La cantidad de flujo de calor que puede disipar nuestro intercambiador de calor es:

$$q_{dis} = 3\,578\,539,8\,W$$

Ahora bien, se debe comparar el flujo de calor que se necesita disipar, contra el flujo de calor que es capaz de extraer el intercambiador de calor. Esta comparación se hará mediante una relación de ambos flujos. Dichos resultados se deben analizar de la siguiente forma:

**Tabla 6.9** Selección de la relación del flujo de calor.

Relación	Observaciones
Relación < 1	Selección en este rango, tener precaución con el porcentaje de sobredimensionamiento.
Relación = 1	Selección ideal para el diseño del intercambiador de calor
Relación > 1	Selección indeseable dado que el intercambiador no cumple con los calores requeridos.

$$Relación = \frac{q_{req}}{q_{dis}} \quad (90)$$

El valor de relación obtenido es:

$$Relación = 1,927$$

Por consiguiente, se determina que el intercambiador de calor actual con las dimensiones seleccionadas ( $D_s = 1041,8\,mm$  y  $L_{to} = 5000\,mm$ ) no cumple con la

función que se desea; porque el valor de relación es mayor a uno. La solución que se plantea es, la construcción de dos unidades de intercambio de calor (valor de relación es muy próximo a 2) para suplir los requerimientos establecidos y obtener un cumplimiento de los requerimientos con un factor de sobredimensionamiento del 5% para el intercambiador de calor. Se decide que la mejor configuración es colocar esos dos intercambiadores en serie y no dimensionar uno de mayor tamaño, a causa de las limitaciones de espacio para su instalación y el aspecto del peso como una cuestión de facilidad de transporte.

#### **6.10. Selección de los componentes del intercambiador de calor.**

La selección de los diferentes componentes tiene una razón, ya determinada durante el proceso de diseño térmico e hidráulico o se puede cambiar según los diferentes criterios que se especifiquen en este apartado.

La selección de estos componentes iniciará desde aspectos generales de la coraza y todos los elementos dentro de ella hasta la selección del tipo de cabezal que será utilizado.

##### **6.10.1. Coraza.**

Se debe rescatar de rescatar que la coraza puede tener distintas configuraciones (*Véase Figura 5.1*). La selección del tipo de coraza para el diseño propuesto es la tipo E porque su fabricación es sencilla y económica, por ser de un solo paso (del fluido en la coraza), y porque térmicamente es la más eficiente. Además este tipo se adapta a las necesidades, ya que no existe un cambio de fase y el fluido dentro de la coraza presenta una baja suciedad y no es tan corrosivo.

Flores (2007) recomienda el uso de un acero ASTM A-53 para el material de la coraza, porque éste presenta buena resistencia a la corrosión, y su resistencia a la tensión supera con creces a la presión dentro de la coraza, además que el

coeficiente de expansión térmica es muy bajo lo que disminuye la expansión cuando esté en operación.

**Tabla 6.10** Propiedades del material de construcción de la coraza

Propiedades	Material
	ASTM A-53-B
Conductividad térmica (W/m°C)	48
Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	7883
Coeficiente de expansión térmica (x10 <sup>6</sup> °C <sup>-1</sup> )	10
Temperatura de operación (°C)	Media
Resistencia a la tensión (MPa)	103
Resistencia a la corrosión	Baja Resistencia

### 6.10.2. Disposición de los tubos

Muchos aspectos relevantes al banco de tubos fueron expuestos en apartados anteriores, tal como el ángulo característico del banco de tubos que en este caso es de 30° y otros aspectos constructivos del banco de tubos.

La selección del tipo de material del tubo se realiza comparando tres materiales distintos: Aluminio (ASME SB-234), Cobre (ASTM B-75) y Acero (ASTM A-179).

**Tabla 6.11** Propiedades de diferentes materiales para la selección de los tubos.

Propiedades	Material		
	ASME SB-234	ASTM B-75	ASTM A-179
Conductividad térmica (W/m °C)	200	338	61
Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	2740	7168	7883
Coeficiente de expansión térmica (x10 <sup>6</sup> °C <sup>-1</sup> )	23	9,4	10
Temperatura de operación (°C)	Baja y Media	Baja y Media	Media
Resistencia a la tensión (MPa)	20	62	81
Resistencia a la corrosión	Alta Resistencia	Alta Resistencia	Baja resistencia

\*Nota: Datos de propiedades tomados de Matweb.com y keytometals.com

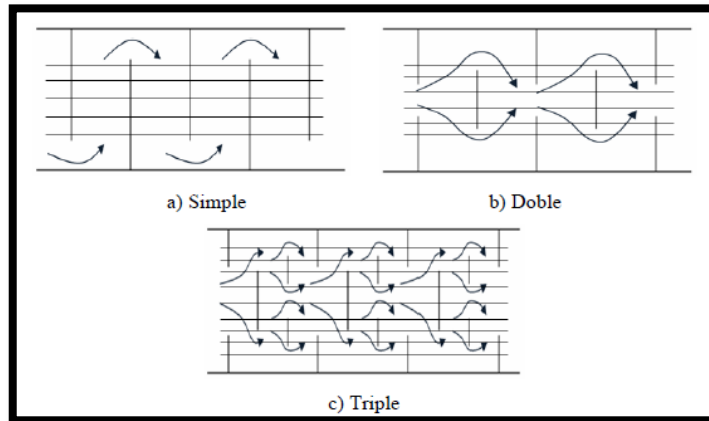
Las propiedades a comparar entre los distintos materiales son las siguientes, su conductividad térmica, coeficiente de expansión térmica y costo del material. Al compararse dichos datos obtenemos que el valor de conductividad térmica más alto lo presentan la tubería de cobre, el menor coeficiente de expansión térmica (deseable) lo presenta el acero, en cuanto a costos del material el Aluminio presenta un menor costo por metro de tubería y finalmente la resistencia a la corrosión es alta para el aluminio y para el cobre. Todo pareciera indicar que la mejor opción son los tubos de ASME SB-234 exceptuando el coeficiente de expansión térmica. Sin embargo, dadas las propiedades del fluido de perforación (que contiene ciertas proporciones de soda cáustica y esta reacciona de manera exotérmica con el aluminio) es que ésta se decide descartar.

Desestimado el uso del aluminio, se quedan dos opciones el cobre y el acero; desde un punto de vista técnico la selección sería el cobre por la conductividad térmica del mismo y el porcentaje de sobrediseño que se obtiene para una misma longitud de tubería. Sin embargo, los costos en comparación con los del acero son casi del doble y el porcentaje de sobrediseño no supera el 5%. Se estima que el costo de utilizar cobre para obtener un porcentaje de sobrediseño relativamente bajo no amerita la selección del cobre por el costo del mismo, en el capítulo 7 se demuestra la comparación de costos de la tubería de cobre y acero. La selección del material es el acero A 179, para la elaboración del haz de tubos.

### **6.10.3. Mamparas**

Para las mamparas existen diferentes configuraciones muy simples como segmentos circulares con una porción (20 a 25%) cortada, hasta mamparas con forma de anillos y segmentos circulares completos. Si se agruparan por grupos se tendría deflectores simple, dobles (anillo y porción circular) y triples que corresponden a segmentos de círculo que fueron segmentados paralelamente.

La Figura 6.9 muestra la distribución del flujo dentro de la coraza según el acomodo de deflectores utilizado.



Fuente: Flores, 2007.

Figura 6.9 Diferentes configuraciones de deflectores.

La selección de la mampara a utilizar es la de tipo simple por su facilidad de fabricación e instalación. Obtenido la de tipo simple, se debe seleccionar la posición del corte de la mampara, vertical (líquido se moverá de izquierda a derecha a lo largo de la coraza) u horizontal (líquido se moverá de arriba hacia abajo a lo largo de la coraza). Para nuestro caso se utiliza la de corte horizontal dado que es la disposición utilizada por excelencia para fluidos en una sola fase y que reduce la acumulación de depósitos en el fondo de la coraza.

En lo que respecta al espesor de los deflectores se utiliza la recomendación establecida por la TEMA (1998) en donde establece que, en diámetros externos de coraza de 610 a 1524 mm se recomienda un espesor de 12,7 mm.

Para la selección del material se utilizan materiales de una preselección determinada por Flores (2007) de tres diferentes aceros, el ASTM A-36, el ASTM A-105 y el ASTM A-515. En la tabla 6.12 se presentan los distintos parámetros para cada una de sus propiedades.



**Tabla 6.12** Propiedades de diferentes materiales para la selección de las mamparas.

Propiedades	Material		
	ASTM A-36	ASTM A-105	ASTM A-515
Conductividad térmica (W/m °C)	200	338	61
Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	2740	7168	7883
Coefficiente de expansión térmica (x10 <sup>6</sup> °C <sup>-1</sup> )	23	17	10
Temperatura de operación (°C)	Baja y Media	Baja y Media	Media
Resistencia a la tensión (MPa)	20	62	81
Resistencia a la corrosión	Alta Resistencia	Alta Resistencia	Baja resistencia

\*Nota: Datos de propiedades tomados de Matweb.com y keytometals.com

El material que se presenta como el más adecuado es el ASTM A-36 fundamentado en las diversas propiedades con la que cuenta el mismo.

#### **6.10.4. Barras de soporte y barras espaciadoras**

Estos son dispositivos de los cuales no se ha realizado mención en capítulos anteriores pero son relevantes dentro de diseño, ya que evitan que, al introducirse el banco de tubos dentro de la coraza y esta inicie su funcionamiento, exista un desplazamiento de los deflectores afectando el desempeño del intercambiador o haya mucha vibración que dañe los tubos. En lo que respecta al material para su elaboración se decide utilizar el mismo tipo de acero que utilicen las mamparas, es decir, ASTM A-36.

Las dimensiones y cantidad de estas barras se dimensionan con base en recomendaciones presentadas en Flores (2007). Estos dimensionamientos se realizan de acuerdo con el diámetro externo de la coraza, donde se determina que el diámetro de la barra es 12,7mm y el número mínimo de barras de soporte es de 8. Las barras espaciadoras son segmentos de tubería que se colocan entre mampara y

mampara y deben ser colocados dentro de la barra soporte. En nuestro caso requiere ser tubería de 19,05 mm con el diámetro interno suficiente para contener en su interior a la barra soporte. Otra alternativa sería soldar la barra de soporte a la mampara.

### **6.10.5. Espejos**

Este son los componentes de frontera entre el fluido a refrigerar y el fluido refrigerante. Tienen la función de dar soporte al banco de tubos, las barras de soporte y como mecanismo de sujeción entre coraza y los cabezales.

El tipo de espejo seleccionado es el de tipo fijo, dado que los esfuerzos térmicos son bajos y su fabricación es sencilla y de bajo costo. Usualmente este tipo de espejos se utilizan como bridas permitiendo la unión de la coraza con los respectivos cabezales. El material propuesto para la elaboración de los espejos es el ASTM A-105 que es un acero destinado para recipientes de mediana y alta temperatura y recomendado por Flores (2007).

Para la determinación del espesor de los espejos ( $t_{ts}$ ) se realiza el cálculo mediante la siguiente ecuación.

$$t_{ts} = \frac{F D_s}{2} \sqrt{\frac{P_{t,s}}{S_{t,s}}} + 2Cp_{ts} \quad (91)$$

Donde

F = Factor de los espejos, se asume 1.

$D_s$  = Diámetro interno de la coraza (Paso 1)

$P_{t,s}$  = Presión de diseño de coraza y tubos ( Apéndice 1)

$S_{t,s}$  = Esfuerzo último del material (Tabla 6.12)

$Cp_{t,s}$  = Corrosión estimada para el espejo, estimado un 1,58 mm

Sustituyen los valores en la ecuación se determina que:

$$t_{ts} = 48,91 \text{ mm}$$

Para facilidades constructivas se decide utilizar bridas ciegas de  $t_{ts} = 51,38$  mm, a las cuales se le van a realizar las modificaciones respectivas.

### **6.10.6. Cabezales**

Los cabezales son elementos del intercambiador de calor que se encuentran constituidos por tres sub-partes: canal, tapas y bridas. Los distintos tipos de cabezales se encuentran descritos en las Tablas 5.5 y Tabla 5.7; la selección del tipo de cabezal determinado es tipo A y M para cada uno de los extremos; fundamentados en que por un aspecto de mantenibilidad de los tubos resulta más fácil remover una tapa que todo el cabezal.

#### **Canal:**

El espesor, diámetro y material del canal deben ser iguales a los determinados para la coraza. La longitud del canal se determinó como la mitad del diámetro exterior de la coraza. Por lo tanto, la longitud del canal es de 0,6 m.

#### **Tapas:**

Como se dispuso que el tipo de cabezal es A y M, se procede a determinar cuál debe de ser el espesor de dicha placa ( $t_{cs}$ ), mediante la siguiente ecuación.

$$t_{cs} = \frac{P_{cs} D_s}{2 S_{cs} E_{cs} - 0.2 P_{cs}} + C p_{cs} \quad (92)$$

Donde

$P_{cs}$  = Presión de diseño de los tubos.

$D_s$  = Diámetro interno de la coraza (Paso 1)

$S_{cs}$  = Esfuerzo último del material (Tabla 6.12)

$C_{pcs}$  = Corrosión estimada para el espejo, estimado un 1,58 mm

$E_{cs}$  = Eficiencia de la junta, valor supuesto 1.

Al evaluar los distintos valores se determina que:

$$t_{cs} = 25,4 \text{ mm}$$

En el caso de la tapa del cabezal posterior se selecciona una tapa elipsoidal de la marca Weldbend de 1219 mm cédula XS con espesor 12,5 mm.

En lo que respecta al material de la tapa plana y elipsoidal se decide utilizar un Acero ASTM A- 234, ya que el mismo presenta propiedades muy similares al material seleccionado para elaborar el canal (ASTM A-53).

**Tabla 6.13** Propiedades del material de construcción de las tapas.

Propiedades	Material
	ASTM A-234
Conductividad térmica (W/m°C)	52
Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	7861
Coefficiente de expansión térmica (x10 <sup>6</sup> °C <sup>-1</sup> )	10
Temperatura de operación (°C)	Media
Resistencia a la tensión (MPa)	103
Resistencia a la corrosión	Baja Resistencia

\*Nota: Datos de propiedades tomados de Matweb.com y keytometals.com

### **Bridas:**

Para el caso del material de las bridas, este va a depender del fabricante; sin embargo, es deseable que éstas sean de acero ASTM A-105 o ASTM A-181. Las bridas seleccionadas para colocarse en los canales son las tipo AWWA C 207 clase

B tipo anillo y tipo ciega según sea los requerimientos establecidos. Para cada unidad intercambiadora se necesitan tres del tipo anillo y tres del tipo ciego.

#### **6.10.7. Boquillas**

En el caso de las boquillas se deben dimensionar 4 de estas, dos corresponden para el fluido dentro de la coraza y las restantes dos para el fluido dentro de los cabezales. El material para estas boquillas es ASTM A-53 que se utiliza para propósitos generales.

**Cabezales:** El diámetro de selección de estas boquillas es de 152 mm de diámetro, por recomendaciones dadas por la empresa. El espesor que se determinó para estos segmentos es la cédula 80 que para nuestro caso sería de 8,56 mm.

**Coraza:** En este caso el diámetro seleccionado es de 102 mm de igual manera se recomienda la cédula 80 que tendría un espesor de 10,97 mm.

#### **6.10.8. Pernos y empaques**

**Pernos:** Los pernos requieren ser seleccionados en razón del dimensionamiento de las bridas, de igual forma, los espejos. Las dimensiones generales de los pernos se muestran a continuación. La cantidad de pernos debe ser para tres uniones.

Número de pernos por unión ( $N_p$ )	Diámetro del perno ( $d_p$ )	Longitud del perno ( $L_p$ )
36	1 ½ in	5 in

**Empaques:** Los empaques seleccionados son dimensionados para las uniones de bridas entre la coraza y los cabezales, además del cabezal y la tapa plana. El material que se recomienda utilizar es la fibra sin asbestos del tipo *full face*.

### 6.11. Selección de equipo secundario

Al momento de realizarse el diseño siempre se pensó en utilizar activos que estuviesen presentes en la perforadora KPEM, para reducir el costo de la inversión en el nuevo sistema; por lo que el equipo secundario seleccionado ya existe en la empresa y se presenta a continuación:

**Bomba del fluido de perforación:** El caudal de lodos que debe manejar esta bomba es de 850 GPM (según diseño propuesto). La caída de presión estimada en el diseño es de 64 ft. La selección de la bomba fue una Magnum I de *National Oilwell Varco* de 6X5X12 con un motor de 50 HP.

**Bomba de agua sumergible:** El caudal necesario es de 1400 GPM. La caída de presión es de 7.8 ft dentro de la coraza. La selección del equipo fue una bomba de Achique Sumergible Gama ABS J 405 de la marca Sulzer.

## **7. CAPÍTULO 7 ESPECIFICACIONES Y PRESUPUESTOS**

---

La culminación del trabajo realizado durante el diseño térmico y el diseño hidráulico se presentaran en este capítulo, mostrando una tabla resumen con las principales variables que son esenciales para el dimensionamiento del intercambiador de calor y consiguientemente para seleccionar los equipos secundarios necesarios para el funcionamiento del equipo. De igual manera se mostrará una hoja de datos para el equipo que se efectuó tomando como referencia la presentada por Llangarí y Solís (2012).

El apartado del presupuesto se decide realizar tomando como suposición que el Instituto Costarricense de Electricidad no tiene ninguna de las materias primas necesarias para su elaboración del intercambiador de calor; lo anterior, para obtener un presupuesto real del costo total de los materiales para su construcción; lo referente al capital humano necesario y equipos de bombeo para la elaboración no es calculado debido a que dentro de la institución existe personal con vasta experiencia y el diseño fue pensado para utilizar los equipos existentes en la perforadora.

### **7.1. Especificaciones**

En las especificaciones se abarcan aspectos generales que determinan el dimensionamiento del intercambiador de calor. Las variables presentadas en la Tabla 7.1 son los datos mencionados anteriormente. En caso de que se desee saber la procedencia de las mismas se debe hacer referencia a los capítulos 5 y 6 donde se encuentra un análisis paso a paso para la obtención de cada una de ellas.

La Tabla 7.1 es una guía de referencia del intercambiador de calor, para obtener más información se elaboró una Hoja de Datos del intercambiador de calor que se encuentra en la sección de Apéndices. Su diseño fue tomando como guía la presentada por Llangarí y Solís (2012).



**Tabla 7.1** Especificaciones generales del intercambiador de calor

Símbolo	Descripción	Valor	Unidad
$M_t$	Flujo másico circulante por el banco de tubos	212 058	kg/h
$q_{req}$	Flujo de calor requerido	6894,2	kJ/s
$T_{ti}$	Temperatura de entrada de los lodos	85	°C
$T_{to}$	Temperatura de salida de los lodos	57	°C
CMTD	Diferencia de la temperatura media logarítmica corregida	28,40	°C
$D_s$	Diámetro Interno de la coraza	1041,8	mm
$D_t$	Diámetro externo de los tubos	31,75	mm
$L_{ta}$	Longitud efectiva del tubo	4897,24	mm
$\Theta_{tp}$	Ángulo característico	30	°
$N_{tt}$	Número total de tubos	472	ud
$N_{sp}$	Número de pasos por la coraza	1	
$N_{tp}$	Número de pasos por los tubos	8	
$N_b$	Número de mamparas	8	ud
$B_c$	Corte de la mampara como porcentaje del $D_s$	19,8	%
$L_{bc}$	Espaciamiento central entre deflectores	500	mm
$A_{dis}$	Área de transferencia de calor de diseño	230,5	m <sup>2</sup>
$U_{dis}$	Coficiente global de transferencia de calor diseño	513,2	W/m <sup>2</sup> K

## 7.2. Presupuesto

En la elaboración del presupuesto se consideran, en la medida de lo posible, proveedores dentro del ámbito nacional. Para el caso de los materiales un poco más especializados se recurrió a entes internacionales.

Las características de los productos cotizados son los presentados en el capítulo anterior. En el presente capítulo se agruparan los materiales según su función para facilitar su entendimiento.

**Tabla 7.2** Presupuesto de los materiales para el intercambiador, haz de tubos de cobre.

Descripción	Costo (US\$)
Bridas y Empaques	11 840
Tubería Flux	96 111
Tubo para la coraza	4000
Deflectores y placas divisoras	2665
Total	114 616

\*Nota: Los precios son estimados para el mes de Octubre del 2014.

**Tabla 7.3** Presupuesto de los materiales para el intercambiador, haz de tubos de acero.

Descripción	Costo (US\$)
Bridas y Empaques	11 840
Tubería Flux	47 010
Tubo para la coraza	4000
Deflectores y placas divisoras	2665
Total	65 515

\*Nota: Los precios son estimados para el mes de Octubre del 2014.

En la sección de Anexos se encuentran las cotizaciones realizadas para efectuar la Tabla 7.2. y 7.3; desde el punto de vista de costos la mejor opción es la construcción de los intercambiadores de calor con tubería de acero, a lo anterior se le suma que es un elemento con menor densidad y la soldabilidad es relativamente más fácil con el acero.

En los casos en que los productos son del extranjero, el precio incluye un aproximado del valor del flete y considera el trece por ciento adicional del impuesto de la renta.

### 7.3. Planos constructivos

Los planos constructivos fueron elaborados en AutoCAD Mechanical 2014. Las dimensiones del intercambiador de calor son muy amplias, para observar detalles del mismo se decide utilizar hojas A1. Si bien en este informe no se

encuentran físicamente los planos, estos pueden ser accedados en la versión digital en el archivo Planos\_Proyecto ICE\_KPEM\_IC.

En la elaboración de los planos se decidió dividir las unidades de intercambio de calor en tres grandes despieces que son: el cabezal, la coraza y el cabezal posterior. Los cuales se dividen en diferentes ítems que lo conforman. En la Tabla 7.4 se da una descripción de la información que se puede encontrar en cada lámina.

**Tabla 7.4** Descripción de planos constructivos

Número de Lámina	Código	Descripción
1	ICE KPEM IC 1.00.00	Se muestra un plano conjunto de una unidad de intercambio de calor, en la misma se especifica el número de parte de cada elemento y su cantidad. Además brinda información de las medidas generales del intercambiador de calor.
2	ICE KPEM IC 1.01.01	Se muestra el subconjunto del intercambiador de calor específicamente el cabezal posterior, así como cada uno de las partes que lo componen.
3	ICE KPEM IC 1.02.01	Muestra el subconjunto de la coraza, en esta lámina se pueden encontrar todas las partes que conforman la coraza en detalle.
4	ICE KPEM IC 1.02.02	Muestra el detalle de las partes que van dentro de la coraza, la distancia entre ellas y detalles adicionales; también se incluyen notas de interés al momento de realizar el intercambiador.
5	ICE KPEM IC 1.03.01	Se muestra el subconjunto del cabezal del intercambiador de calor, de igual forma se muestran las dimensiones de las distintas partes que lo componen.

## **7.4. Manual de Mantenimiento Preventivo**

El mantenimiento preventivo es una programación de actividades de inspección de los equipos, abarcando su funcionamiento, limpieza y calibración en una manera periódica. Aplicando esa idea se proponen una serie de inspecciones que permitan verificar el estado físico del equipo y soportería, así como su funcionamiento (intercambiador de calor e instrumentación). Las diversas actividades de los manuales buscan prevenir principalmente el ensuciamiento que se pueda formar en el lado de la coraza y en el lado de los tubos, a razón de que de la existencia del ensuciamiento disminuirá la eficiencia de intercambio.

Las inspecciones también contemplan llevar un registro periódico de las temperaturas de los fluidos de perforación para comprobar la eficiencia de intercambio de calor y registros de presión para poder llevar un control del mismo.

En las siguientes secciones se explican detalladamente los diferentes parámetros considerados para la elaboración de los manuales de mantenimiento preventivo propuestos.

### ***7.4.1 Procedimiento de las inspecciones***

Dichos procedimientos son agrupados según la función a realizar:

1. Revisión del estado de la estructura: Se revisa visualmente el estado de la coraza, canales, boquillas y cabezal; en busca de posibles golpes que puedan comprometer el funcionamiento correcto del equipo.
2. Revisión de la soportería: Se revisa visualmente si los soportes de las tuberías del intercambiador de calor y del mismo; están sujetas correctamente y no existe vibración alguna.
3. Visualización de fugas en el dispositivo: Se efectúa una inspección visual del equipo en busca de fugas; en el caso del haz de tubos se debe de revisar si existen problemas de presión.

4. Funcionamiento de termómetros: Se revisa que los mismos trabajen correctamente.
5. Funcionamiento de los manómetros: Se revisa que los mismos trabajen correctamente.
6. Limpieza general de equipos: Se limpia la estructura y base del equipo.
7. Comprobación del diferencial de temperatura: Se debe de realizar una medición de la temperatura del fluido de perforación a la entrada y salida del intercambiador de calor para ser comparados con los valores de diseño.
8. Limpieza química del haz de tubos: Se limpia mediante químicos que permitan remover el enjarre que se produzca en el intercambiador de calor.
9. Revisión del ánodo de sacrificio: Se revisa el desgaste actual del ánodo de sacrificio; en caso de desgaste se debe de reponer.
10. Limpieza química de la coraza: Se limpia mediante químicos que permitan remover las durezas creadas en el interior de la coraza.
11. Limpieza mecánica del haz de tubos: Se deben de remover las tapas de los cabezales, para acceder a cada uno de los tubos y realizar una limpieza mecánica al tubo.
12. Limpieza interna de los cabezales: Utilizando agua y limpieza mecánica (si fuera necesario) se remueven todos los rastros de lodo presentes en los cabezales.
13. Verificar estado de las soldaduras: Se debe de realizar inspecciones a las soldaduras de la coraza, los cabezales, boquillas y a los espejos para verificar que no presentan fisuras, etc.
14. Prueba neumática: Se debe de efectuar para cerciorarse de que no existen fugas en los espejos, los parámetros de esta prueba los establecerá el técnico en Mantenimiento Predictivo.

15. Reposición de empaques de bridas: Luego de remover tapas y cabezales se deben de sustituir los empaques anteriores.
16. Pintura general del intercambiador de calor: Pintar completamente el intercambiador de calor, pero siempre revisando el estado estructural.

#### **7.4.2 Frecuencia de las inspecciones**

La programación de las actividades de mantenimiento preventivo se estiman para ser realizadas a intervalos regulares; sin embargo, el régimen de trabajo de los equipos de Perforación Profunda no siempre va a permitir que suceda de esa manera. Por tal motivo, se propone que los mantenimientos Preventivos se efectúen de la siguiente manera; los Mantenimientos Bisemanales en periodos regulares, los Mantenimientos Trimestrales al culminar la construcción de un pozo y los Mantenimientos Anuales se deben de realizar anualmente coincidiendo con la finalización de un pozo.

**Tabla 7.5 Frecuencia de Inspecciones**

<b>Periodo</b>	<b>Código</b>	<b>Frecuencia(veces/año)</b>
Bisemanal	B	26
Trimestral	T	4
Anual	A	1

#### **7.4.3 Personal para efectuar el Mantenimiento**

Como las actividades de mantenimiento preventivo más específico son programadas en los periodos de traslado de la maquinaria, y en estos periodos todas las cuadrillas laboran en el mismo turno, existe más personal disponible para realizar las diferentes tareas de mantenimiento.

La mayor parte de las inspecciones debe de ser realizadas por los técnicos mecánicos, se estiman que sean uno o dos técnicos dependiendo de la actividad;

adicionalmente existen otras actividades que requieren conocimientos de los técnicos de lodos para ser efectuadas (solamente se necesita un técnico).

La asignación del personal de mantenimiento predictivo se asignan dos técnicos y un auxiliar para efectuar las actividades predictivas programadas, las actividades recomendadas deben de ser estudiadas por el departamento predictivo para establecer los parámetros para efectuar las pruebas y determinar otras pruebas que consideren necesarias.

**Tabla 7.6 Personal Requerido**

<b>Personal</b>	<b>Abreviación</b>
Auxiliar	AUX
Mecánico	MEC
Montacargista	MTC
Técnico Predictivo	TPD
Técnico en Lodos	TLD

#### **7.4.4 Manuales de mantenimiento preventivo efectuados**

Los manuales fueron efectuados en razón del periodo que se deben de efectuar las respectivas actividades, por tal motivo, se generan manuales de mantenimiento preventivos bisemanales, trimestrales y anuales. Dado que no se conoce el tipo de formato utilizado por la institución para este tipo de documento, se efectúa una propuesta del mismo. Los documentos propuestos se encuentran en los Apéndices. 5, 6 y 7.

### **7.5. Recomendaciones**

- a. Se recomienda la elaboración de una sola unidad de intercambio para observar el comportamiento de la misma y su eficiencia, ya que se estima que una sola unidad puede reducir la temperatura desde 70 °C hasta 58 °C, para un flujo de fluido de perforación de 58,91 kg/s.
- b. Cuando se decide poner fuera de funcionamiento el intercambiador de calor, se debe hacer trasegar agua por los tubos hasta que en su salida sea completamente limpia, libre de lodos.
- c. Colocar instrumentos de medición de temperatura en entradas y salidas respectivas del intercambiador de calor, para llevar un registro de la eficiencia del intercambiador de calor.
- d. Utilizar manómetros para tener un registro de las presiones dentro del sistema para llevar un control del mismo.
- e. Utilizar técnicas predictivas para observar el estado de los cordones de soldadura.



## 7.6. Conclusiones

- a. Se determina que la cantidad de calor que se debe de extraer del fluido de perforación para lograr disminuir la temperatura del mismo desde 85 °C hasta 58 °C, a un flujo de lodos de 58,91 kg/s es de 6894,2 kJ/s.
- b. Se establece que el intercambiador de calor que más se adecua a las necesidades de área de transferencia de calor, dimensiones del mismo y facilidades constructivas es el del tipo coraza y tubos.
- c. Se efectúa un diseño en serie de dos intercambiadores de calor de tipo coraza, para suplir las necesidades presentes en el diseño en el espacio determinado para el sistema.
- d. Los planos del diseño del intercambiador de calor muestran el dimensionamiento de una unidad de intercambio, las cuales siguen recomendaciones de la Norma TEMA y el Código ASME VIII División 1.
- e. El planteamiento del presupuesto se determina para el material de elaboración del intercambiador de calor, no escatima en el costo de las horas-hombre ni del equipo de bombeo necesario.
- f. El costo de los materiales para la elaboración del intercambiador se estiman en unos 65 515 dólares para la construcción de las dos unidades intercambiadoras de calor.

## **BIBLIOGRAFIA**

---

Cengel, Y & Ghajar, A. (2011) *Transferencia de calor y masa*. (Cuarta Edición). México: Mc Graw Hill.

Chaves, A. (2014) *Inducción Organización y Orientación Estratégica*. Centro de Servicios de Recursos Geotérmicos.

Escoe, K. (1986). *Mechanical Design of Process Systems*. (Volumen 2). Houston: Gulf Publishing Company.

Flores, R. (2007) *Fabricación y validación experimental de un intercambiador de tubo y coraza*. México: Instituto Politécnico Nacional.

Geankoplis, C. (1998) *Procesos de Transporte y Operaciones Unitarias*. (Tercera Edición). México: Compañía Editorial Continental S.A.

Hawker, D & Vogt, K (2001) *Manual de Perforación: Procedimientos y operaciones en el pozo*. (Primera Edición). Canada: Datalog

Kuppan, T. (2000). *Heat Exchanger Design Handbook*. New York: Marcel Dekker.

Llangarí, V & Solís G. (2012) *Diseño térmico e hidráulico de un intercambiador de coraza y tubos*. Ecuador: Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Llopis, G & Rodrigo V. (s.f) *Guía de la Energía Geotérmica*. Universidad Politécnica de Madrid. Recuperado del 29 de Julio del 2014 desde: <http://www.fenercom.com/pdf/publicaciones/guia-de-la-energia-geotermica.pdf>

Mayorga, G. (2010) *Desarrollo de la energía geotérmica: caso de Costa Rica*. Instituto Costarricense de Electricidad. Recuperado el 29 de Julio del 2014 desde:

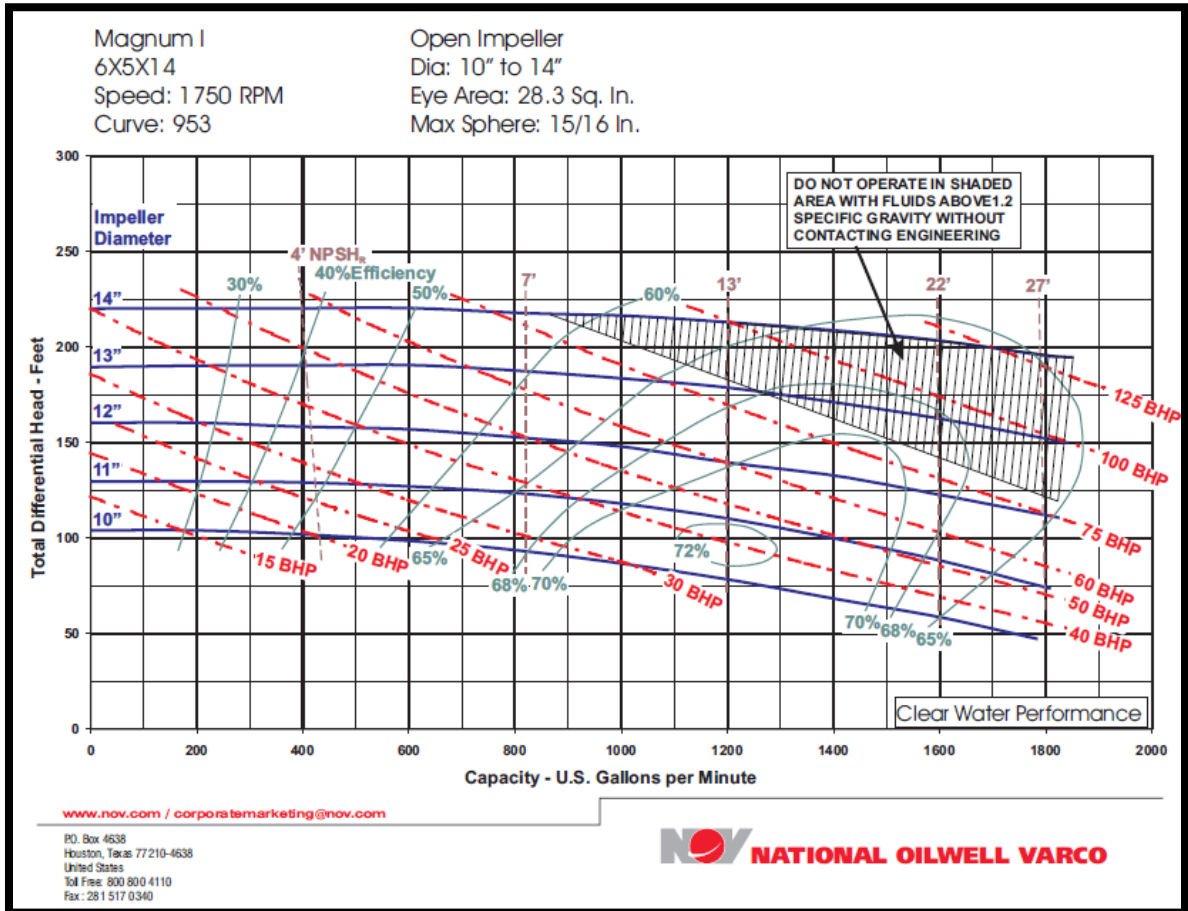
[http://www.olade.org/electricidad/Documents/ponencias/Dia%2027%20de%20mayo/Sesion%206/Geotermia\\_%20Caso%20de%20Costa%20Rica.pdf](http://www.olade.org/electricidad/Documents/ponencias/Dia%2027%20de%20mayo/Sesion%206/Geotermia_%20Caso%20de%20Costa%20Rica.pdf)

Relaciones Públicas (s.f.) *Campo Geotérmico Miravalles*. Instituto Costarricense de Electricidad. Recuperado el 29 de Julio del 2014 desde: <https://www.grupoice.com/wps/wcm/connect/f1c8fe0047cded7491b3f9f079241ace/MIRAVALLES.pdf?MOD=AJPERES>

*Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA)* Octava Edición. Nueva York.

## APENDICES

### Apéndice 1. Determinación del cálculo del flujo de lodos.





### Apéndice 3. Entrevista Realizada al Ing. Oscar Vanegas

#### **1. ¿Qué problemas presenta la torre de enfriamiento?**

Primero es que la temperatura de salida del pozo es muy alta y la torre (enfriamiento) no la puede disminuir hasta valores menores a 60°C que es lo que soportan las bombas triplex. Luego que todo el tiempo que está en funcionamiento el rocío de lodos cae sobre otros equipos y afecta la parte visual de la torre de perforación.

#### **2. ¿Ese lodo es corrosivo o afecta de alguna forma a la maquinaria en los alrededores?**

Si el lodo tiene ciertos aditivos que son corrosivos y caen sobre los Ademes (tubería de construcción del pozo)

#### **3. ¿Cuánta es la cantidad de lodo que se pierde a causa del rocío?**

Eso aspecto nunca se ha cuantificado, porque se lavan todas las maquinas constantemente; sin embargo, un estimado es de 1 m<sup>3</sup> por hora.

#### **4. ¿Cómo es el acople de los motores al ventilador?**

Es de acople directo, entonces toda la extracción de ese calor pasa por el motor y se queman constantemente.

#### **5. ¿Cómo es el relleno de la torre de enfriamiento?**

Es una serie de platinas interpuestas a lo largo del área transversal de la torre de enfriamiento.

#### **6. ¿Con el aspecto del rocío, la torre cuenta con un separador de lodos?**

No, se le había removido.

#### Apéndice 4. Entrevista Realizada al Técnico Héctor Mairena

**1. ¿El lodo puede presentar variaciones muy amplias de sus propiedades?**

No, variaciones tan amplias no se presentan porque antes de pasar por la torre se enfriamiento para por equipos de limpieza del lodo, los valores que le paso el Ing. Oscar son como los valores más altos utilizados.

**2. ¿Ustedes tienen información o el dato de la capacidad calorífica?**

Ese dato no lo manejamos, solo aspectos de la reología del lodo.

**3. ¿Y un estimado de ese valor o se podría aproximar al del agua?**

Valor estimado no sabría decirle, porque como le digo nunca lo hemos determinado. Y si se podría aproximar como el de agua, por la proporción de agua que existe en la composición del lodo.


**4. La parte de enjarre es muy crítica o que espesor tiene ese enjarre**

El enjarre en el pozo es como de un milímetro, como valor promedio; es crítico si se deja estático porque se comporta como un sólido y atasca las tuberías.


**5. Los aditivos que se utilizan reaccionan con el cobre, aluminio o acero**

Utilizamos Soda Caustica que si reacciona con el aluminio, pero las concentraciones no son tan altas, como para que las reacciones sean muy agresivas.


Apéndice 5. Manuales de Mantenimiento Bisemanal


<b>Manual de Mantenimiento Preventivo del Intercambiador de Calor</b>			
<b>Instituto Costarricense de Electricidad</b> <b>Centro de Servicios de Recursos Geotérmicos</b> 		Manual	Bisemanal
		Código	B
		Página	1 / 2
		Tiempo	50 min
Insp	Actividad	Duración	Cant - Téc
<b>Inspección del estado estructural</b>			
B- 1	Revisar que no existan ruidos extraños o vibración en el equipo en forma general y sus accesorios. Informar	5 min	1 - MEC
B- 2	Inspeccionar el cabezal posterior en busca de algún daño en su estructura. Informar	5 min	1 - MEC
B- 3	Inspeccionar el cabezal anterior en busca de algún daño en su estructura. Informar	5 min	1 - MEC
B- 4	Inspeccionar el estado de la coraza y las boquillas en busca de algún daño en su estructura. Informar	5 min	1 - MEC
B- 5	Verificar el adecuado apriete de los pernos de las tapas y fijación del equipo general.	5 min	1 - MEC
B- 6	Revisar el estado del soporte y fijación de la tubería del intercambiador de calor. Corregir si es necesario.	5 min	1 - MEC
B- 7	Limpiar toda la suciedad que tenga el equipo, solamente con agua.	5 min	1 - MEC
<b>Verificación de fugas</b>			
B- 8	Verificar que no existan fugas en las uniones bridadas. Informar	5 min	1 - MEC
B- 9	Verificar que no existan fugas en los segmentos soldados del intercambiador de calor. Informar	5 min	1 - MEC
B- 10	Verificar que la presión en el lado de los tubos sea la adecuada. Comparar con valores de placa. Informar	5 min	1 - MEC
<b>Observaciones</b>			




<b>Manual de Mantenimiento Preventivo del Intercambiador de Calor</b>			
<b>Instituto Costarricense de Electricidad</b> <b>Centro de Servicios de Recursos Geotérmicos</b> 		Manual	Bisemanal
		Código	B
		Página	2 / 2
		Tiempo	15 min
<b>Insp</b>	<b>Actividad</b>	<b>Duración</b>	<b>Cant - Téc</b>
<b>Inspección de instrumentos de medición</b>			
B- 11	Anotar y verificar que el funcionamiento de los manómetros sea el adecuado. Informar	5 min	1 - MEC
B- 12	Anotar y verificar que el funcionamiento de los termómetros manómetros sea el correcto. Informar	5 min	1 - MEC
B- 13	Verificar que el diferencia lde temperatura sea el esperado comparado con los datos de placa del intercambiador de calor.	5 min	1 - MEC
<b>Observaciones</b>			


Apéndice 6. Manuales de Mantenimiento Trimestral


<b>Manual de Mantenimiento Preventivo del Intercambiador de Calor</b>			
<b>Instituto Costarricense de Electricidad</b> <b>Centro de Servicios de Recursos Geotérmicos</b> 		Manual	Trimestral
		Código	T
		Página	1 / 2
		Tiempo	100 min
Insp	Actividad	Duración	Cant - Téc
<b>Limpieza química del haz de tubos</b>			
T- 1	Poner los equipos de bombeo fuera de funcionamiento (Bomba sumergible y bomba centrífuga del fluido de perforación).	5 min	1 - MEC 1 - TLD
T- 2	Cerrar completamente las válvulas 2, 5 y 8.	5 min	1 - MEC 1 - TLD
T- 3	Abrir completamente las válvulas 1, 3, 4, 7 y 9*.	5 min	1 - MEC 1 - TLD
T- 4	Remover el lodo existente en los haces de tubos mediante el bombeo de agua desde la fosa (Bomba sumergible)	10 min	1 - MEC 1 - TLD
T- 5	Preparar una mezcla de lavador de enjarre en el tanque de inyección de lodos al intercambiador. Mezclar según D. Lodos	20 min	1 - MEC 1 - TLD
T- 6	Abrir completamente las válvulas 4, 5 y 8.	5 min	1 - MEC 1 - TLD
T- 7	Cerrar completamente las válvulas 3 y 7.	5 min	1 - MEC 1 - TLD
T- 8	Remover el lodo restante en los haces de tubos bombeando el lavador de enjarre con la bomba centrífuga de lodos	15 min	1 - MEC 1 - TLD
T- 9	Efectuar nuevamente las actividades T-2 hasta T-4.	20 min	1 - MEC 1 - TLD
<b>Sustitución del ánodo de sacrificio</b>			
T- 10	Revisar el desgaste actual del ánodo de sacrificio. Reponer de ser necesario.	10 min	1 - MEC
<b>Observaciones</b>			

<b>Manual de Mantenimiento Preventivo del Intercambiador de Calor</b>			
<b>Instituto Costarricense de Electricidad</b> <b>Centro de Servicios de Recursos Geotérmicos</b> 		Manual	Trimestral
		Código	T
		Página	2 / 2
		Tiempo	65 min
Insp	Actividad	Duración	Cant - Téc
<b>Limpieza química de la coraza</b>			
T- 11	Poner los equipos de bombeo fuera de funcionamiento (Bomba sumergible y bomba centrífuga del fluido de perforación).	5 min	1 - MEC 1 - TLD
T- 12	Cerrar completamente las válvulas 1, 4, 6 y 9.	5 min	1 - MEC 1 - TLD
T- 13	Abrir completamente las válvulas 2, 3, 5, 7 y 8.	5 min	1 - MEC 1 - TLD
T- 14	Preparar una mezcla de agua y el químico removedor de incrustaciones de durea del agua.	20 min	1 - MEC 1 - TLD
T- 15	Remover las incrustaciones en el interior de la coraza mediante el bombeo de la mezcla con la bomba centrífuga de lodos.	30 min	1 - MEC 1 - TLD
<b>Observaciones</b>			

Apéndice 7. Manuales de Mantenimiento Anual

<b>Manual de Mantenimiento Preventivo del Intercambiador de Calor</b>			
<b>Instituto Costarricense de Electricidad</b> <b>Centro de Servicios de Recursos Geotérmicos</b> 		Manual	Anual
		Código	A
		Página	1 / 3
		Tiempo	645 min
Insp	Actividad	Duración	Cant - Téc
<b>Limpieza interna de los cabezales</b>			
A- 1	Remover la tubería de conexión al intercambiador de calor	30 min	2 - MEC
A- 2	Remover la tapa del cabezal anterior.	80 min	2 - MEC 1 - MTC
A- 3	Remover los cabezales del intercambiador de calor.	160 min	2 - MEC 1 - MTC
A- 4	Limpieza con agua de la parte externa de los espejos. Solamente con agua.	20 min	1 - AUX
A- 5	Limpieza con agua de las placas divisorias y de las paredes internas de los cabezales.	30 min	1 - AUX
<b>Limpieza mecánica del haz de tubos</b>			
A- 6	Introducir un cepillo en cada uno de los tubos del cabezal, utilizar agua.	300 min	2 - MEC 1 - AUX
A- 7	Efectuar limpieza mecánica a las perforaciones para introducir las placas divisorias	15 min	1 - AUX
A- 8	Limpieza general con agua.	10 min	1 - AUX
<b>Observaciones</b>			

<b>Manual de Mantenimiento Preventivo del Intercambiador de Calor</b>			
Instituto Costarricense de Electricidad Centro de Servicios de Recursos Geotérmicos 		Manual	Anual
		Código	A
		Página	2 / 3
		Tiempo	600 min
Insp	Actividad	Duración	Cant - Téc
Actividades de mantenimiento predictivo			
A- 9	Efectuar una inspección a las soldaduras externas de la coraza y cabezales, según tecnología del Dep. Predictivo	240 min	2 - TPD 1-AUX
A- 10	Efectuar una inspección a las soldaduras entre los espejos y el haz de tubos, según tecnología del Dep. Predictivo	240 min	2 - TPD 1-AUX
A- 11	Realizar una prueba neumática para cerciorarse de que no existen fugas. Parámetros establecidos por el Técnico Predictivo	120 min	2 - TPD 1-AUX
Observaciones			

<b>Manual de Mantenimiento Preventivo del Intercambiador de Calor</b>			
<b>Instituto Costarricense de Electricidad</b> <b>Centro de Servicios de Recursos Geotérmicos</b> 		Manual	Anual
		Código	A
		Página	3 / 3
		Tiempo	330 min
Insp	Actividad	Duración	Cant - Téc
<b>Montaje del intercambiador de calor</b>			
A- 12	Efectuar el montaje del cabezal anterior, con un empaque nuevo y colocando pegamento en las perforaciones de las placas divisorias.	60 min	2 - MEC 1 - MTC
A- 13	Colocar la tapa en el cabezal anterior, con un empaque nuevo y colocando pegamento en las perforaciones de las placas divisorias.	60 min	2 - MEC 1 - MTC
A- 14	Efectuar el montaje del cabezal posterior, con un empaque nuevo y colocando pegamento en las perforaciones de las placas divisorias.	60 min	2 - MEC 1 - MTC
A- 15	Realizar el montaje de la tubería de conexión al intercambiador de calor	30 min	2 - MEC
A- 16	Pintar completamente el intercambiador de calor, efectuando inspección visual.	120 min	1 - MEC 1 - AUX
<b>Observaciones</b>			

## ANEXOS

**Anexo 1.** Coeficientes de transferencia de calor y valores de resistencia por ensuciamiento.

Tabla 14a. Coeficientes de transferencia de calor típicos para intercambiadores de calor de coraza y tubos (Transferencia de calor sensible)

Condiciones del Fluido		Coeficiente de transferencia de calor ( $\alpha$ ) W/m <sup>2</sup> K <sup>a,b</sup>	Resistencia por ensuciamiento (Rf) m <sup>2</sup> K/W <sup>a</sup>
Transferencia de calor sensible			
Agua <sup>c</sup>	Líquido	5000 – 7500	1x10 <sup>-4</sup> - 2.5x10 <sup>-4</sup>
Amoniaco	Líquido	6000 – 8000	0 - 1x10 <sup>-4</sup>
Orgánicos ligeros <sup>d</sup>	Líquido	1500 – 2000	1x10 <sup>-4</sup> - 2x10 <sup>-4</sup>
Orgánicos medios <sup>e</sup>	Líquido	750 – 1500	1.5x10 <sup>-4</sup> - 4x10 <sup>-4</sup>
Orgánicos pesados <sup>f</sup>	Líquido		
	Calentamiento	250 – 750	2x10 <sup>-4</sup> - 1x10 <sup>-3</sup>
	Enfriamiento	150 – 400	2x10 <sup>-4</sup> - 1x10 <sup>-3</sup>
Orgánicos muy pesados <sup>g</sup>	Líquido		
	Calentamiento	100 – 300	4x10 <sup>-4</sup> - 3x10 <sup>-3</sup>
	Enfriamiento	60 – 150	4x10 <sup>-4</sup> - 3x10 <sup>-3</sup>
Gas <sup>h</sup>	Presión 100-200 kN/m <sup>2</sup> abs	80 – 125	0 - 1x10 <sup>-4</sup>
Gas <sup>h</sup>	Presión 1 MN/m <sup>2</sup> abs	250 – 400	0 - 1x10 <sup>-4</sup>
Gas <sup>h</sup>	Presión 10 MN/m <sup>2</sup> abs	500 – 800	0 - 1x10 <sup>-4</sup>



**Anexo 2.** Dimensiones recomendadas para el valor del paso en la disposición de tubos

Diámetro externo del tubo ( $D_t$ )		Paso en la disposición de tubos ( $L_{tp}$ )		$L_{tp}/D_t$
in	mm	In	mm	
0.250	6.350	0.313	7.938	1.250
		0.375	9.525	1.500
0.375	9.525	0.500	12.700	1.333
		0.531	13.494	1.417
0.500	12.700	0.625	15.875	1.250
		0.656	16.669	1.313
		0.688	17.463	1.375
0.625	15.875	0.781	19.844	1.250
		0.813	20.638	1.300
		0.875	22.225	1.400
0.750	19.050	0.938	23.813	1.250
		1.000	25.400	1.333
		1.063	26.988	1.417
		1.125	28.575	1.500
1.000	25.400	1.250	31.750	1.250
		1.313	33.338	1.313
		1.375	34.925	1.375
1.250	31.750	1.563	39.688	1.250
1.500	38.100	1.875	47.625	1.250
2.000	50.800	2.500	63.500	1.250







**Anexo 4.** Cotización de bridas y empaques para las entradas al intercambiador de calor, A.T.C. TECNOVAL, S.A.

		<b>A.T.C. TECNOVAL, S.A.</b> Céd. Jurídica: 3-101-150271-21 Tel: (508)2586-8585 - Fax: (508)2286-2286 Email: atc@tecnoval.com Oficina Ventas: 200 metros sur de rotonda Garantías Sociales, Zapote, San José.		<b>FACTURA</b> Proforma <b>191421</b> Fecha <b>13/10/2014</b>	
Señores <b>INSTITUTO COSTARRICENSE DE ELECTRICIDAD</b>			Código <b>1476</b>		
Dirección					
Telefono	<b>2220-7964</b>	Fax	<b>2220-6986</b>	Orden	
		Age.	<b>21</b>	Vend.	<b>33</b>
Atención					
<b>Código</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Descripción</b>		<b>Precio</b>	<b>Total</b>
1 2608150132	2.00	EMPAQUE DE NEOPRENO PARA FLANGER CLASE 150 6"		2,213.00	4,426.00
2 2608150128	4.00	EMPAQUE DE NEOPRENO PARA FLANGER CLASE 150 4"		1,929.00	7,716.00
3 0805010128	4.00	FLANGER S/CUELLO ACERO A105 CLASE-150 SOLDABLE 4"		10,385.00	41,540.00
4 0805010132	4.00	FLANGER S/CUELLO ACERO A105 CLASE-150 SOLDABLE 6"		11,100.00	44,400.00
Observaciones				Subtotal	ϣ98,082.00
Tiempo Entrega				Descuento	ϣ0.00
Vigencia				Subtotal	ϣ98,082.00
Forma Pago				Imp. Ventas	ϣ12,750.65
				<b>Total</b>	<b>ϣ110,833.00</b>
Vendedor <b>MIGUEL BENAVIDES</b>			Firma 		
LOS PRECIOS PUEDEN CAMBIAR SIN PREVIO AVISO, Y LAS CANTIDADES ESTAN SUJETAS A PREVIA VENTA. Favor anotar el No Proforma en la Orden de Compra Toda Compra menor de 5,000.00 colones, será estrictamente de contado.					

**Anexo 5.** Cotización de tuberías flux de cobre, Cooper Group C.A.

		<b>Copper and Tools C.A.T., SA</b> Cedula Juridica 3-101-504460 Escazú, San José, Costa Rica. Ultimapark, Ofibodega Nro. 11		<b>Oferta /Cotización \$</b> N° 10277	
		Telefono: (506) 2215-3592 Fax: (506) 2215-2503 Web Site www.copperandtools.com		Fecha de Oferta 03/10/2014	
Facturado a: INSTITUTO COSTARRICENSE DE ELECTRICIDAD SABANA, SAN JOSE		Embarcado a:			
Código del Cliente		Orden de Compra No.		Terminos de Pago	
		OSVALDO ROJAS		NET 30 Days	
Nombre del Vendedor		Dirigido a:		Fecha de vencimiento	
DDS				02/11/2014	
Cantidad	Código Artículo	Descripción	Precio Unitario	Total Factura	
4,600	DAÑ00	TUBO COBRE FLUX 1.125" X 0.083" (METROS)	18.02	82,892.00T	
NOTA: PRECIO SUJETO A CAMBIO					
		Subtotal		USD 82,892.00	
		Descuento			
		Impuesto de Ventas (13.0%)		USD 10,775.96	
		Flete Envío			
		<b>Total Factura</b>		USD 93,667.96	
		<input type="checkbox"/> Colones Costa Rica		<input checked="" type="checkbox"/> Dolares Americanos	
*Esta cotización tiene una validez de 5 días calendario o hasta agotarse la existencia *Se incluye el transporte dentro del GAM. *No se garantiza Stock con la cotización.					

**Anexo 6. Cotización de tuberías flux de acero, Tumusa S.A.**

	<b>Tuberías y Metales Universales, S.A. de C.V.</b> Antonie Lavoisier 43, Parque Industrial Cuamatla, 54730 Cuautitlán Izcalli, México Tel: 52 (55) 2451 9478 al 81 Fax: 5370 5714. <a href="http://www.tumusa.com.mx">www.tumusa.com.mx</a>					
<b>COTIZACIÓN N° 3523</b>						
miércoles, 15 de octubre de 2014						
PARA: INSTITUTO COSTARRICENSE DE ELECTRICIDAD	DE: EDUARDO MARTIN DEL CAMPO					
AT'N: OSVALDO ROJAS	REF: 22466					
Por este medio nos permitimos presentarles la siguiente cotización.						
<b>PART</b>	<b>CANT</b>	<b>UNID</b>	<b>LONG</b>	<b>DESCRIPCION</b>	<b>PRECIO</b>	<b>IMPORTE</b>
			<b>MTS</b>		<b>S/mt</b>	
1	944	PZAS	5.00	Tubo Flux de acero al carbon sin costura Diam. Ext. 1 1/4" Calibre 12 ASTM A 179	49.11	46,359.84
2				Flete Marítimo Tiempo de Transito 9 dias aprox Veracruz México - San Jose Costa Rica 650 USD		
<b>Términos y Condiciones</b>						
Precio: en USD dolares americanos						
Tiempo de entrega: 4 - 6 semanas Ex Works						
FOB Veracruz, Mexico						
Condiciones de Pago: 50% anticipo, resto aviso de embarque.					<b>TOTAL</b>	<b>\$ 46,359.84</b>
Validez: 7 días						
Contamos con Certificación ISO 9001 : 2008						
<a href="http://www.tumusa.com.mx">VISITE NUESTRA PAGINA EN INTERNET. www.tumusa.com.mx</a>						
Atentamente						
<i>Eduardo Martín del Campo</i>						

**Anexo 7.** Cotización de láminas de acero, Aceros Roag.

<b>Aceros RoaG</b>			<b>Factura: 31845</b>		
Cédula Jurídica 3-101-010243-28, SAN JOSE					
Teléfono 2257-2222 Fax 2233-7779. URUCA Teléfono 2231-3555 Fax 2231-3128					
Fecha : 03/10/2014	CONTADO	0	Vendedor : Mauricio Sanchez		
Código : 500001	Cliente : OSVALDO ROJAS				
Teléfono: 2232-98-45	Direccion : SAN JOSE				
Cantidad	Código	Descripción	Medidas	Precio Uni.	Total
8	002-012-1248	LAMINA DE H.N. 1/2 4X8	UND	162,130.00	1,297,040.00
				<b>SUBTOTAL</b> ¢	1,297,040.00
				<b>DESCUENTO</b>	0.00
				<b>SUBTOTAL</b>	1,297,040.00
				<b>I. VENTAS</b>	168,615.00
				<b>TOTAL</b> ¢	<b>**1,465,655.00</b>
03/10/2014 07:44					