

**UNIVERSIDAD NACIONAL MAYOR DE SAN MARCOS**

**FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS**

**E.A.P. DE INGENIERIA MECANICA DE FLUIDOS**

**Estudio Comparativo de los Intercambiadores de Calor  
de Coraza-tubos y los de Placas Planas**

**TESIS**

para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico de Fluidos

**AUTOR**

Eleazar Remigio Gonzales Núñez

**ASESOR**

Andrés Valderrama

**Lima – Perú**

**2007**

## **DEDICATORIA**

El presente trabajo está dedicado a mis padres Remigio Gonzales y Dacia Núñez por todo su apoyo y cariño durante toda mi carrera profesional, así como a toda mi gran familia que está presente en todo momento.

También quiero dedicar este trabajo mis profesores de la Universidad quienes me formaron profesionalmente, en especial a mi asesor Dr. Andrés Valderrama quién me apoyó notablemente en la realización del presente trabajo.

# CONTENIDO

RESUMEN

INTRODUCCIÓN

LISTA DE CUADROS

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE GRÁFICOS

LISTA DE FOTOGRAFÍAS

NOMENCLATURA

CAPITULO I

CONCEPTOS Y DEFINICIONES TEÓRICAS

1.1 Antecedentes	Pág. 1
1.2 Ubicación del Proyecto	Pág. 6
1.3 Proceso de Transferencia de Calor	
1.3.1 Proceso de Conducción	Pág. 9
1.3.2 Proceso de Convección	Pág. 11
1.4 Intercambiadores de Calor	
1.4.1 Clases de Intercambiadores según su contacto entre fluidos	
1.4.1.1 Regeneradores	Pág. 14
1.4.1.2 Intercambiadores de tipo abierto	Pág. 14
1.4.1.3 Intercambiadores de tipo cerrado o recuperadores	Pág. 15
1. 4.2 Clasificación de Intercambiadores según la distribución de flujo	
1.4.2.1 Intercambiadores de Calor de Flujo Paralelo	Pág. 16

1.4.2.2 Intercambiador de Calor en Contraflujo	Pág. 19
1.4.2.3 Intercambiadores de Calor de Pasos Múltiples y de Flujo Cruzado	Pág. 20
1.5 Tipos de Intercambiadores de Calor (Denominación Industrial)	
1.5.1 Calderas	Pág. 22
1.5.2 Condensadores	Pág. 22
1.5.3 Intercambiadores de calor de coraza y tubos	Pág. 22
1.5.4 Intercambiador de Calor de Tubos y Aletas	Pág. 24
1.5.5 Torres de enfriamiento	Pág. 24
1.5.6 Intercambiadores compactos de calor	Pág. 25
1.5.7 Radiadores para plantas de fuerza espaciales	Pág. 26
1.5.8 Regeneradores	Pág. 26
1.6 Efectividad de un Intercambiador de Calor	Pág. 27
1.7 Campo de Aplicación de los Intercambiadores de Calor	Pág. 28
1.7.1 Campo de Aplicación de los Intercambiadores de Calor de Coraza y Tubos	Pág. 28
1.7.2 Campo de Aplicación de los Intercambiadores de Calor de Placas Planas	Pág. 29
1.8 Hidrodinámica y Transferencia de Calor entre un Intercambiador de Calor de Placas Onduladas	Pág. 29
1.8.1 Canales Ondulados	Pág. 31

## CAPITULO II

### INTERCAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS PLANAS (PHE)

2.1 Definición	Pág. 37
2.2 Antecedentes	Pág. 38
2.3 Principios de Operación	Pág. 40
2.4 Ventajas	Pág. 43
2.4.1 Ventajas Técnicas	Pág. 44
2.4.2 Ventajas Adicionales	Pág. 46
2.5 Aplicaciones en la Industria	Pág. 47
2.6 Ejemplo de Aplicación	Pág. 48
2.7 Innovaciones de los Intercambiador de Calor	Pág. 54
2.7.1 El intercambiador de calor de placas tubular (Flow-Flex)	Pág. 54
2.7.2 El intercambiador de placas Wide-gap	Pág. 55
2.7.3 El intercambiador de calor de placas Twin-plate	Pág. 56
2.7.4 El intercambiador de calor de placas Double-wall	Pág. 57
2.7.5 El intercambiador de calor e placas de grafito Diabon	Pág. 57
2.7.6 Las juntas sin pegamento, la junta Clip-on y Snap-on	Pág. 58
2.7.7 El Intercambiador de Calor de Placas Soldado	Pág. 59
2.8 Ecuaciones que Gobiernan el Proceso de Transferencia de Calor en los Intercambiadores de Calor de Placas Según el Modelo Termohidráulico	Pág. 61
2.8.1 Características Termohidráulicas	Pág. 62
2.8.2 Ecuaciones de Diseño	Pág. 63

## CAPITULO III

### PROPUESTA PARA MEJORAR LAS CONDICIONES DE OPERACIÓN DEL GENERADOR ELÉCTRICO DE LA CENTRAL HIDROELÉCTRICA SANTIAGO ANTUNEZ DE MAYOLO

3.1 Objetivos del Trabajo	Pág. 72
3.2 Descripción del Problema	Pág. 73
3.3 Importancia del Complejo Hydroenergético del Mantaro	Pág. 81
3.4 Propuesta de Solución	Pág. 85
3.3.1 Proyectos de Mantenimiento y Modernización	Pág. 85
3.3.2 Proyectos de Afianzamiento Hídrico para las Centrales Hidroeléctricas del Complejo Mantaro	Pág. 88
3.3.3 Descripción de la Propuesta de Solución	Pág. 91
3.4 Beneficios que Implica el Cambio de los Intercambiadores de Calor de Coraza y Tubos por los de Placas Planas	
3.4.1 Beneficio por Incremento de Generación de Energía	Pág. 95
3.4.2 Beneficio por reducción de paradas de grupo	Pág. 97
3.5 Comparación Cualitativa entre el Intercambiador de Calor de Placas Planas y de Coraza – Tubos	Pág. 98

## CAPITULO IV

### ANÁLISIS TÉCNICO COMPARATIVO ENTRE EL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS PROPUESTO CON EL INTERCAMBIADOR DE CORAZA Y TUBOS EXISTENTE

4.1 Parámetros de Operación del Intercambiador de Calor de Coraza y Tubos	Pág. 101
4.1.1 Determinación de las Temperaturas de Operación	Pág. 105
4.1.2 Planos del Intercambiador de Calor de Coraza y Tubos	Pág. 106
4.1.3 Cálculo de la Caída de Operación	Pág. 110
4.1.4 Cálculo del Area de Transferencia de Calor	Pág. 113
4.1.5 Cálculo del Coeficiente Global de Transferencia de Calor	Pág. 114
4.1.6 Cálculo de la Efectividad	Pág. 116
4.2 Parámetros de Operación del Intercambiador de Calor de Placas Planas	
Propuesto Según el Modelo Termohidráulico	Pág. 118
4.2.1 Determinación de las Temperaturas de Operación	Pág. 118
4.2.2 Metodología de Cálculo de Parámetros Térmicos y Geométricos del Intercambiador de Calor de Placas Planas	Pág. 119
4.3 Análisis Técnico Comparativo	Pág. 132
4.3.1 Efectividad Térmica	Pág. 132
4.3.2 Mayor espacio	Pág. 132
4.3.3 Mayor disponibilidad	Pág. 133
4.3.4 Reducción de horas/hombre (h/h)	Pág. 133
4.7.5 Reducción de paradas de grupo por acción del relé térmico del generador	Pág. 133
4.3 Programa de Cálculo para el Dimensionamiento de un Intercambiador de Calor de Placas Planas	Pág. 135
4.3.1 Programa Fuente	Pág. 135

4.3.2 Resultados	Pág. 143
------------------	----------

## CAPITULO V

### ANALISIS DE RECUPERACIÓN COSTO CAPITAL

5.1 Selección del Intercambiador de Calor de Placas Planas	Pág. 149
5.2 Costo de Instalación del un PHE en la C.H. SAM	Pág. 153
5.2.1 Costo de Inversión	Pág. 154
5.2.2 Costo de Instalación (horas muertas)	Pág. 154
5.3 Análisis de Recuperación Costo Capital	Pág. 156
5.3.1 Costo recuperado por mejoramiento del sistema de enfriamiento	Pág. 156
5.3.2 Costo recuperado por reducción de paradas de grupo	Pág. 157
5.4 Criterios de Evaluación del proyecto	Pág. 163
5.4.1 Criterio del valor actual neto (VAN)	Pág. 163
5.4.2 Criterio de la tasa interna de retorno	Pág. 164
5.5 Precauciones para la Puesta en Operación de los Intercambiadores de Calor	Pág. 167
5.5.1 Obligaciones del Usuario	Pág. 168
5.6 Estudio de Impacto Ambiental	Pág. 169

## CONCLUSIONES

## RECOMENDACIONES

## BIBLIOGRAFÍA

## ANEXOS

## APÉNDICE



## **RESUMEN**

El presente trabajo, describe los Intercambiadores de Calor de Placas Planas, así como sus ventajas frente a los intercambiadores de calor de coraza y tubos.

Por ello el estudio se centrará en las ventajas térmicas (efectividad) y económicas (costos), de los intercambiadores de calor de placas frente a los tradicionales intercambiadores de corza y tubos.

La importancia de la reducción de costos en los diferentes procesos industriales, es a donde apuntan las empresas para mejorar su productividad y calidad de sus productos así como la disponibilidad de éstos. Pero ello va de la mano con el uso de equipos de alta eficiencia y confiabilidad, presentándose en el presente trabajo una propuesta de solución real al problema de limitación de generación de energía en la central hidroeléctrica Santiago Antunez de Mayolo.

Los cálculos realizados en el presente trabajo para el dimensionamiento del Intercambiador de Calor de Placas Planas, tendrá como principio el Modelo Termohidráulico para Intercambiadores de Calor Compactos que tiene como restricción o variable de diseño a la caída de presión, maximizando este parámetro para el cálculo del resto de los parámetros que completan el dimensionamiento del intercambiador (longitud de la placa, espaciamiento del canal, coeficiente global de transferencia de calor, otros).

Este trabajo fue redactado en base a recopilaciones de diferentes autores haciendo un hincapié en las diferentes publicaciones de la Editorial Mc Graw Hill, folletos y revistas de Alfa Laval, así como diferentes publicaciones tomadas de Internet.

Hago un especial reconocimiento al Ingeniero Jaime Huamán Pizarro (Jefe de Recursos Hídricos – Electroperu S.A.), por todo su apoyo en cuanto a la toma de datos técnicos en el Complejo Hidroenergético Mantaro, al Ingeniero Johnny Reymundo (Jefe de Turno de Central – Electroperu S.A.) por su asesoría respecto al tema del problema de limitación de generación de la central y al Ingeniero Marco Gutarra (Ingeniero de Ventas – Alfa Laval S.A.) por su asesoría y valiosa información proporcionada acerca del tema.

## INTRODUCCIÓN

El origen de este trabajo se da cuando realizaba mis prácticas pre-profesionales en el Centro de Producción Mantaro, fue ahí donde empecé a indagar acerca de esos grandes quipos que son los intercambiadores de calor de coraza y tubos a los cuales se les dedicaba mucho tiempo para su limpieza y mantenimiento. Por ello al seguir los estudios universitarios decido llevar el curso de intercambiadores de calor para incrementar mis conocimientos acerca de estos equipos de transferencia de calor.

Una vez egresado, retorno al Centro de Producción Mantaro para realizar practicas profesionales, y es donde realmente comprendo el problema de los intercambiadores de coraza y tubos, proponiendo después al jefe de operaciones de la central realizar los estudios técnicos para el cambio de los intercambiadores de calor de coraza y tubos por los intercambiadores de placas planas.

Escoger el material teórico apropiado para este trabajo fue difícil, puesto que el tema de los intercambiadores de calor es tan extenso ya que existen infinidad de aplicaciones en la industria y su denominación varía en cada una de

ellas. Con el fin de que este trabajo pueda ser lo más comprensible y sencilla para los interesados se organizó éste por capítulos.

En el primer capítulo se da a conocer los conceptos generales, como los tipos de transferencia de calor (conducción, convección y radiación), con sus respectivos principios que lo gobiernan, para poder conocer todos los parámetros y ecuaciones que intervienen en el diseño de los intercambiadores de calor; así como todos los tipos de intercambiadores de calor y su aplicación en la industria.

En el segundo capítulo profundizaré el concepto y características de los intercambiadores de calor de placas planas, así como sus ventajas térmicas y económicas frente a los de coraza y tubos.

En el tercer capítulo se presenta la propuesta para mejorar el problema de limitación de energía por calentamiento de generadores de la central hidroeléctrica Santiago Antunez de Mayolo, debido a la acción del relé térmico que controla las temperaturas en los embobinados del generador y estator; siendo la propuesta el cambio de los intercambiadores de calor de coraza y tubos por los de placas planas, mejorando así el sistema de enfriamiento del generador y poder producir más energía por períodos largos.

En el cuarto capítulo presento el dimensionamiento del intercambiador de placas que reemplazará al de coraza y tubos de la central hidroeléctrica Santiago Antunez de Mayolo, bajo los mismos parámetros de operación, considerando como restricción o variable de diseño a la caída de presión, maximizando este parámetro para el cálculo del resto de las características geométricas que completan el diseño; para lo cual se aplicó las relaciones que definen el Modelo Termohidráulico y los métodos para el diseño de intercambiadores de calor de

placas planas. También presento en este capítulo un programa a fin de simplificar la metodología de cálculo para el dimensionamiento del intercambiador de calor.

En el capítulo final se realizó un análisis del costo capital que se tendrá al cambiar los intercambiadores de coraza y tubos por los de placas planas, así como la recuperación de este costo y la evaluación del proyecto.

# **CAPITULO I**

## **CONCEPTOS Y DEFINICIONES TEÓRICAS**

### **1.1 ANTECEDENTES:**

El Complejo Hidroenergético del Mantaro es el más importante centro de generación eléctrica del país.

Ubicado en el departamento de Huancavelica, este complejo está conformado por la represa Tablachaca y dos Centrales Hidroeléctricas construidas en cascada, cuya capacidad de generación es de 1008 MW.

Integra también este complejo un sistema de presas distribuidas a lo largo de la cuenca del río Mantaro que permite la regulación de los recursos hídricos.

La primera etapa del complejo, con una potencia instalada de 432 MW, se puso en servicio en el año 1973, la segunda de 456 MW en 1979 y la tercera, correspondiente a la Central Restitución opera desde 1984.

Las aguas del río Mantaro son almacenadas en la represa Tablachaca que tiene una altura de 77 metros, una longitud de coronación de 88 metros y tiene un volumen útil actual de 8,0 MMC.

Dichas aguas son llevadas a la primera central a través de un túnel de 19,8 Km de longitud y 4,8 metros de diámetro y a continuación por tuberías de presión de 1600 metros de longitud conformadas por 3 tubos de 3 metros de diámetro que producen una caída neta de 748 metros.

La primera Central denominada Santiago Antunez de Mayolo (SAM), cuenta con 7 turbinas Pelton de eje vertical y 4 inyectores, las cuales generan una potencia de 114 MW cada una, totalizando una potencia de 798 MW.



**Fotografía N° 1.1** Central Hidroeléctrica Santiago Antunez de Mayolo (SAM)

Las aguas turbinadas de esta central, son canalizadas a través de un puente tubo de 93 metros de longitud hacia un túnel de 814 metros de longitud, para llegar a la segunda central aprovechando una caída neta de 257 metros.

La segunda Central denominada Restitución (RON), está construida en una montaña rocosa de la cordillera de los Andes y es telecomandada desde la Sala de Control principal de la Central SAM.

Esta Central cuenta con 3 turbinas Pelton de eje vertical y 6 inyectores, cada una de las cuales genera una potencia de 70 MW, totalizando 210 MW.

La energía generada en ambas centrales es transformada en su patio de llaves a 220 KV, para luego ser transmitidas a la Sub Estación Campo Armiño (SECA), de donde parten las líneas de transmisión hacia los centros de

transformación y distribución de Lima, Sur Medio, Región Centro, Norte y Sur así como a Centros Mineros.

Desde finales del año 2000 opera la línea de transmisión Mantaro – Socabaya, que lleva energía del Complejo Hidroenergético Mantaro al Sur del país.

De esta manera la SECA se constituye el centro de maniobras principales del sistema eléctrico nacional. /a/



**Fotografía N° 1.2** Central Hidroeléctrica Restitución (RON)

Por ello ELECTROPERU S.A. invierte permanentemente importantes presupuestos en mantener, modernizar y ampliar la capacidad de generación del Complejo Mantaro.

/a/ Tomado del CD Institucional de la Empresa Electroperu S.A. 2001

En la actualidad ELECTROPERU S.A. viene desarrollando proyectos de afianzamiento hídrico para incrementar la producción anual de energía, disminuyendo el riesgo de falta de recursos hídricos.



Por otro lado, se han venido reemplazando equipos desde el inicio de operación por modernos de últimas tecnologías y se ha iniciado un proyecto integral de modernización del Complejo.

Se inició con la compra de rodetes Pelton con perfil especial y de mayor rendimiento.

Se está renovando el sistema de control de la operación de todo el complejo, se renovará el Centro de Supervisión de la sede de San Juan Lima, desde donde se controla la operación con las demás empresas del Sistema Interconectado Nacional y se supervisa el suministro a los clientes libres.

En el marco del Plan Estratégico de ELECTROPERU S.A. 2004 – 2008 aprobado en Sesión de Directorio N° 1167 del 2004-01-26, con conformidad del Ministerio de Energía y Minas mediante Oficio N° 079-2004-MEM/VME del 2004-02-03, la Jefatura de Administración de Proyectos, continúa encargada principalmente de realizar Estudios y Obras, con el fin de lograr los siguientes objetivos /b/:

**Objetivo N°1:** Mejorar la confiabilidad y disponibilidad de los grupos de generación mediante un estricto cumplimiento de los programas de mantenimiento y con inversiones de modernización en las instalaciones.

/b/ Tomado de Electroperu S.A. - Área de Administración de Proyectos Año 2006

**Objetivo N° 2:** Asegurar el abastecimiento del recurso hídrico, mediante la construcción de obras de regulación y la optimización del uso de los citados recursos.

A continuación en el cuadro N° 1.1 se presenta el Programa de Inversiones para el período 2003 - 2007:

**Cuadro N° 1.1** Programa de Inversiones de Corto y Mediano Plazo  
Período 2003 – 2008

<b>TIPO</b>	<b>PERIODO</b>	<b>PROYECTO</b>
Modernización	2003- 2008	Modernización del Sistema Hidrometeorológico y Sistema Regulado de Lagunas
	2004- 2010	Modernización del Complejo Mantaro - Segunda Etapa.
	2004 -2006	Derivación Río Colcabamba - Sistema de Enfriamiento C.H. SAM
Rehabilitación e implementación de Infraestructura Civil	2003 - 2010	Proyecto Integral de Embalse Tablachaca
	2005 - 2006	Separación de sólidos flotantes del Complejo Mantaro.
	2003 - 2005	Construcción de viviendas CPM (Campo Armiño)
	2006 - 2007	Asfaltado Campo Armiño y Kichuas - Tercera Etapa.
Afianzamientos Hídricos	2003 - 2004	Suministro e Instalación del Sistema de Regulación Subcuenca Alta Río Moya
	2004 - 2005	Presa Huacracochoa - Huari.
	2005 - 2006	Presas Antacocha, Norma y Tunshu
	2007 - 2009	Presas cuenca media del río Pachacayo y subcuenca Río Huari.
	2008 - 2010	Presas cuenca Ichu - Alauma.

*Fuente: Tomado de la Gerencia de Inversión y Proyectos – Electroperu S.A.*

## 1.2 UBICACIÓN DEL PROYECTO:

Los intercambiadores de calor de coraza y tubos se encuentran ubicados en el segundo nivel (sala de intercambiadores) de la casa de máquinas de la Central SAM (Campamento hidroenergético Campo Armiño).

La casa de máquinas se encuentra ubicada al margen izquierdo del río Colcabamba, provincia de Tayacaja, departamento de Huancavelica y tiene una dimensión de 167 x 23 x 23 metros de alto.

El Proyecto se ubica, entre las siguientes coordenadas geográficas:

Latitud Sur	13° 01' 51.42"
Longitud Oeste	74°28' 31.20" y,
Altitud de	1,838 m.s.n.m.



**Fotografía N° 1.3** Sala de Intercambiadores de Calor de Coraza y Tubos de la CH SAM

**Medios de comunicación:****Terrestre:**

Lima – Huancayo            330 Km. Carretera Asfaltada

Huancayo – Pampas        60 Km. Carretera Asfaltada y un tramo Carretera  
Afirmada

Pampas – Campo Armiño   80 Km. Carretera Afirmada

**Aéreo:**

Lima – Jauja : 40 a 50 minutos

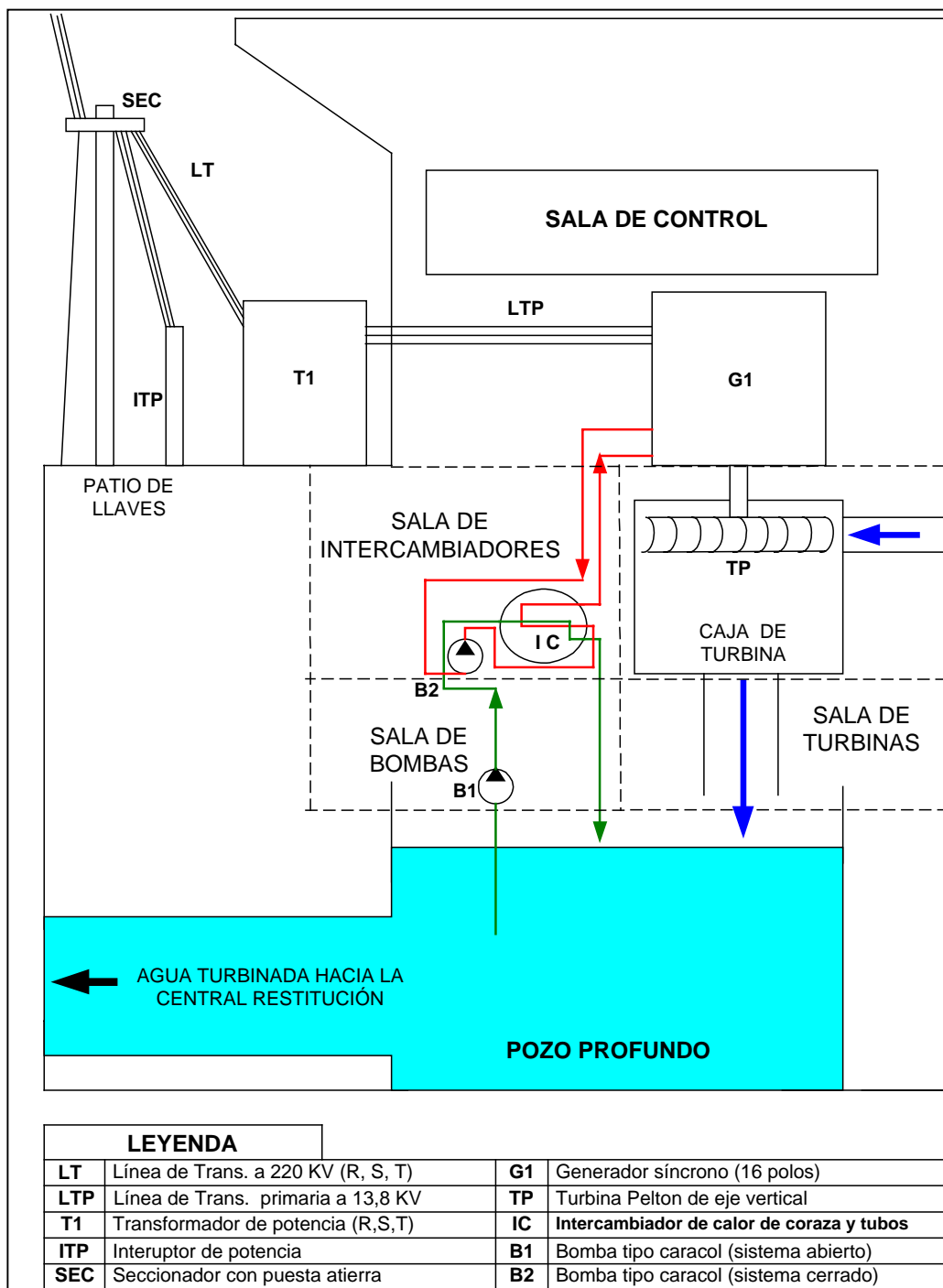
De Jauja a Huancayo por vía terrestre son 32 Km y de allí a Campo Armiño son 140 Km por una carretera asfaltada y afirmada.

El viaje de Lima hasta Huancayo se realiza en 4 ó 5 horas en camioneta por una carretera asfaltada, de allí hasta la repartición de Tayacaja son 30 minutos en camioneta por una carretera asfaltada, de ahí hasta Campo Armiño son aproximadamente 3 horas por una carretera afirmada.

**Condiciones Ambientales:**

Las condiciones ambientales en el lugar son las siguientes:

Lluvia anual promedio	956 mm.
Temperatura máxima anual promedio	35 °C
Temperatura mínima anual promedio	23 °C
Temperatura anual promedio	26 °C
Humedad relativa anual promedio	75 %



**Figura N° 1.1** Esquema de Perfil de la Central Hidroeléctrica Santiago Antunez de Mayolo

## 1.3 PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

### 1.3.1 PROCESO DE CONDUCCIÓN

**Definición:** La *conducción* es el único mecanismo de transmisión del calor posible en los medios sólidos tales como acero, madera, corcho, plástico, claro que todos ellos a temperaturas de estado sólido. Cuando en estos cuerpos existe un gradiente de temperatura, el calor se transmite de la región de mayor temperatura a la de menor temperatura debido al contacto directo entre las moléculas del medio.

Otro mecanismo de transferencia de calor por conducción es por medio de electrones “libres”. El mecanismo de los electrones libres es importante, principalmente en los sólidos puramente metálicos; la concentración de electrones libres varía considerablemente en las aleaciones y baja mucho en los sólidos no metálicos, es por ello que los metales puros son los mejores conductores de calor.

La conducción puede aparecer en los sólidos, líquidos y gases. Sin embargo, en el caso de los líquidos y gases que puedan estar en circulación, la conducción se encuentra normalmente en combinación con el proceso de convección. Por consiguiente, la conducción pura tiene lugar fundamentalmente en los sólidos opacos, en donde el movimiento de masa se encuentra impedido.

## Conducción en régimen estacionario

### Fundamentos

El caso más sencillo de conducción es el que se establece en sólidos de caras paralelas de manera que el flujo será *unidireccional*, cuando dicho sólido se encuentre en equilibrio termodinámico sin variar su temperatura en el tiempo, lo que se denomina *régimen estacionario* y que implica que no existe acumulación de calor, y que además no existan fuentes o sumideros de calor en su seno, es decir, *sin generación* de calor.

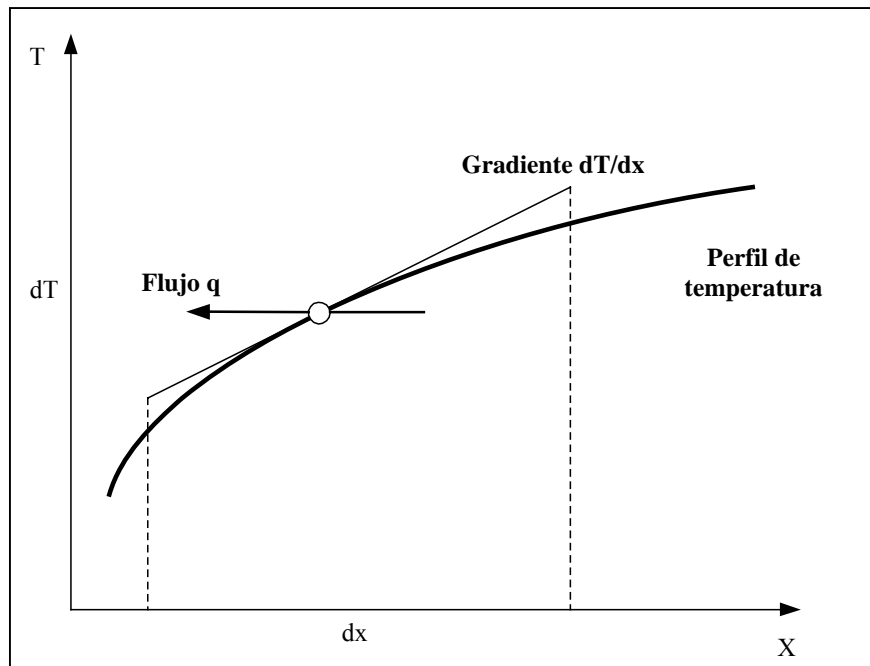
El calor transmitido por conducción por unidad de tiempo y por unidad de superficie, es decir, el flujo de calor  $q$ , es proporcional al gradiente de temperatura  $dT/dx$ , siendo  $x$  la dirección del flujo y el área normal a éste. El coeficiente de proporcionalidad del flujo de calor es una propiedad física del medio, denominada *conductividad térmica*, de manera que:

$$\frac{q_x}{A} = -k \frac{dT}{dx} \quad [\text{W/m}^2] \quad \dots (1.1)$$

Esta ecuación expresa la *Ley de conducción de Fourier*, donde el signo negativo indica que para existir un flujo de calor de dirección positiva se precisa un gradiente de temperatura negativo en dicha dirección, es decir, que la temperatura disminuye en dicha dirección.

La *conductividad térmica* es una propiedad física de cada sustancia, y puede variar ligeramente en función de la temperatura y de las características particulares del material, como puede ser el contenido de humedad de los

materiales constructivos. En los casos que el material no sea homogéneo, como las fábricas de ladrillos, o que su estructura sea anisótropa, como es el caso de la madera, será preciso determinar la conductividad para la dirección del flujo considerado.



**Figura N°1.2** Dirección del flujo del calor por conducción y gradiente de temperatura

#### 1.4.2 PROCESO DE CONVECCIÓN

**Definición:** Cuando una superficie se pone en contacto con un fluido a distinta temperatura se produce, en los primeros instantes, una transmisión de calor por conducción, pero una vez que el fluido en contacto con la superficie modifica su temperatura sufre una diferencia de densidad respecto al resto del fluido, que hace que sea desplazado por éste al actuar las fuerzas gravitatorias, lo que incrementa la transferencia del calor en una magnitud muy superior al de la conducción. Este fenómeno se denomina *convección*



*libre o natural*, que es la que se suele considerar en ambientes interiores, ya que se estima que el aire permanece prácticamente en reposo.

Otro caso es aquel en que el aire se mueve fundamentalmente debido a fuerzas exteriores, tales como el viento, en cuyo caso el proceso de transferencia de calor se incrementa notablemente y se denomina *convección forzada*, que es el que habitualmente se considera en superficies en contacto con el ambiente exterior.

Existe un tercer caso, intermedio entre los anteriores, en que las fuerzas actuantes, debidas a la variación de la densidad y las acciones exteriores (viento), son de magnitud parecida, produciéndose una superposición de los efectos de la convección libre y la forzada, y que se denomina *convección mixta*. Es el caso mas general porque en la práctica siempre hay variación de densidad y además el aire no está en reposo absoluto.

### **Coefficiente superficial de transmisión del calor**

Se define el *Coefficiente superficial de transmisión de calor*  $h$  [ $\text{W}/\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$ ], también llamada *coeficiente de película* o *conductancia superficial*, como el parámetro que relaciona el flujo de calor  $q$  [ $\text{W}/\text{m}^2$ ] entre una superficie y el ambiente como función lineal de la diferencia de temperatura superficie-aire [ $^\circ\text{K}$ ], tal como es utilizado en la *Ley de enfriamiento de Newton*:

$$\frac{q}{A} = h\Delta T \quad [\text{W}/\text{m}^2] \quad \dots (1.2)$$

Los parámetros fundamentales que se utilizan para el cálculo simplificado del valor del coeficiente  $h$  son la dirección del flujo de calor y la velocidad del fluido (aire o agua).

En la práctica se suele utilizar el coeficiente de *resistencia térmica superficial*, que es el recíproco del coeficiente superficial de transmisión del calor, referidos a superficies exteriores ( $R_{se}=1/h_e$ ) e interiores ( $R_{si}=1/h_i$ ), y cuyos valores se suelen obtener experimentalmente.

Se observa como el valor de la resistencia térmica superficial es reducido en aquellas condiciones que favorecen la convección, como son el flujo de calor ascendente (convección natural) y la influencia de viento al exterior (convección forzada).

También es necesario distinguir entre coeficientes locales de calor, o sea, aquéllos que se aplican en un punto y valores totales o promedio de  $h$  aplicables a un área dada.

Designaremos al coeficiente local por medio del símbolo  $h_x$ , y de acuerdo con la ecuación de Newton de enfriamiento:

$$dq = h_x \Delta T dA \quad \dots (1.3)$$

Así el coeficiente promedio  $h$ , se relaciona con  $h_x$  por medio de la ecuación:

$$q = \int_A h_x \Delta T dA = hA \Delta T \quad \dots (1.4)$$

Los valores dados en la tabla 1 (Anexo 1), son coeficientes promedio de transferencia de *calor convectivo*.

## 1.4 INTERCAMBIADORES DE CALOR

**Definición:** Los equipos de intercambio de calor son equipos o dispositivos utilizados para transferir (recuperar) calor desde una corriente de un fluido caliente a otra constituida por un fluido frío.

**1.4.1 Clases de Intercambiadores según su contacto entre fluidos:** para la clasificación de los intercambiadores tenemos tres categorías importantes:

**1.4.1.1 Regeneradores:** Los regeneradores son intercambiadores en donde un fluido caliente fluye a través del mismo espacio seguido de uno frío en forma alternada, con tan poca mezcla física como sea posible entre las dos corrientes.

La superficie, que alternativamente recibe y luego libera la energía térmica, es muy importante en este dispositivo.

Las propiedades del material superficial, junto con las propiedades de flujo y del fluido de las corrientes fluidas, y con la geometría del sistema, son cantidades que deben conocerse para analizar o diseñar los regeneradores.

**1.4.1.2 Intercambiadores de tipo abierto:** Como su nombre lo indica, los intercambiadores de calor de tipo abierto son dispositivos en los que las corrientes de fluido de entrada fluyen hacia una cámara abierta, y ocurre una mezcla física completa de las corrientes.

Las corrientes caliente y fría que entran por separado a este intercambiador salen mezcladas en una sola.

El análisis de los intercambiadores de tipo abierto involucra la ley de la conservación de la masa y la primera ley de la termodinámica; no se necesitan ecuaciones de relación para el análisis o diseño de este tipo de intercambiador.

**1.4.1.3 Intercambiadores de tipo cerrado o recuperadores:** Los intercambiadores de tipo cerrado son aquellos en los cuales ocurre transferencia de calor entre dos corrientes fluidas que no se mezclan o que no tienen contacto entre sí.

Las corrientes de fluido que están involucradas en esa forma están separadas entre sí por una pared de tubo, o por cualquier otra superficie que por estar involucrada en el camino de la transferencia de calor.

En consecuencia, la transferencia de calor ocurre por la convección desde el fluido más caliente a la superficie sólida, por conducción a través del sólido y de ahí por convección desde la superficie sólida al fluido más frío.

#### **1.4.2 Clasificación de Intercambiadores según la distribución de flujo**

Esta es la clasificación más adecuada para los intercambiadores ya que acá si tenemos muchas ecuaciones para el diseño del intercambiador dependiendo de la distribución de los fluidos, por ello se explicará con más detalle. Tenemos cuatro tipos de configuraciones más comunes en la trayectoria del flujo.

En la *distribución de flujo en paralelo*, los fluidos caliente y frío, entran por el mismo extremo del intercambiador, fluyen a través de él en la misma dirección y salen por el otro extremo.

En la *distribución en contracorriente ó contraflujo*, los fluidos caliente y frío entran por los extremos opuestos del intercambiador y fluyen en direcciones opuestas.

En la *distribución en flujo cruzado de un solo paso*, un fluido se desplaza dentro del intercambiador perpendicularmente a la trayectoria del otro fluido.

En la *distribución en flujo cruzado de paso múltiple*, un fluido se desplaza transversalmente en forma alternativa con respecto a la otra corriente de fluido.

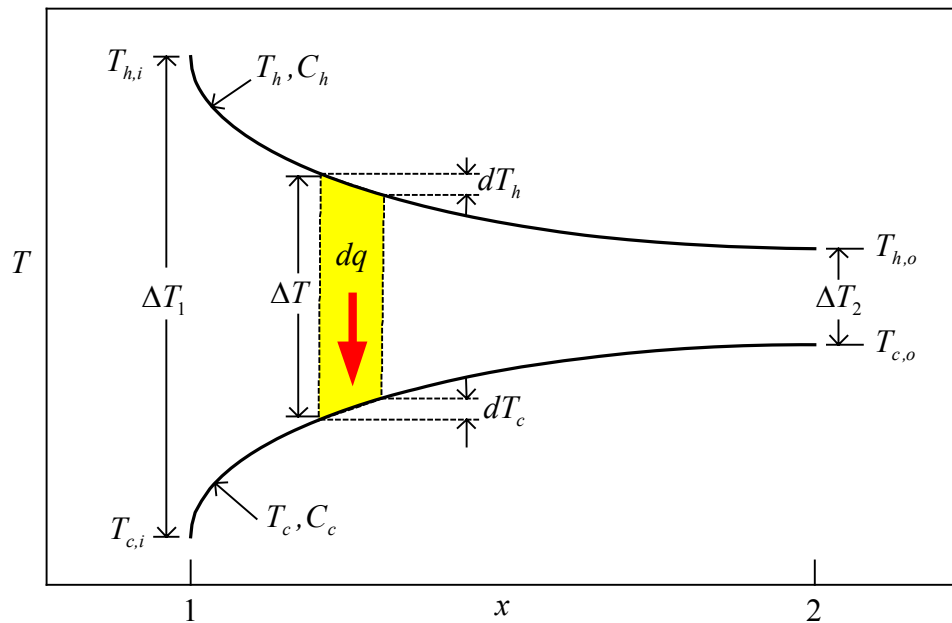
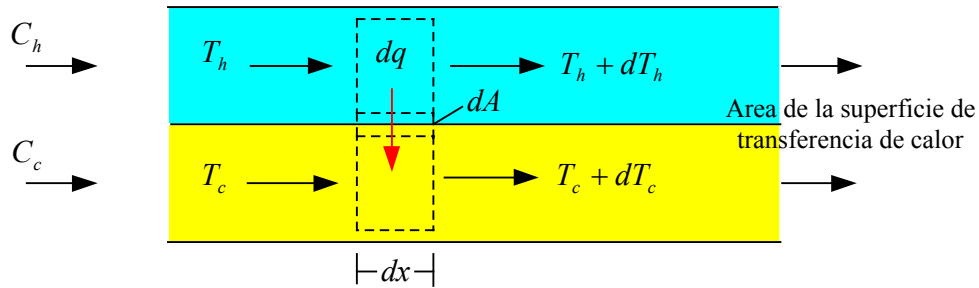
**1.4.2.1 Intercambiadores de Calor de Flujo Paralelo:** Las distribuciones de temperatura caliente y fría asociadas con el intercambiador de calor de flujo paralelo se muestran en la figura 1.2. La diferencia de temperaturas  $\Delta T$  es grande al principio, pero decae rápidamente al aumentar  $x$ , y se aproxima a cero de forma asintótica. Es importante señalar, para tal intercambiador la temperatura de salida del fluido frío nunca excede la del fluido caliente. En la figura 1 los subíndices 1 y 2 designan los extremos opuestos del intercambiador de calor. Esta convención se usa para todos los tipos de intercambiadores de calor considerados. Para un flujo paralelo, se sigue que:

$$T_{h,i} = T_{h,1} , T_{h,o} = T_{h,2} , T_{c,1} \text{ y } T_{c,o} = T_{c,2}$$

El cálculo de la temperatura media ( $\Delta T_m$ ) se puede determinar mediante la aplicación de un balance de energía para elementos diferenciales en los fluidos caliente y frío. Cada elemento es de longitud  $dx$  y de área superficial de transferencia de calor  $dA$ . Como se muestra en la figura 1.1. Los balances

de energía y el análisis subsecuente están sujetos a las siguientes suposiciones:

1. El intercambio de calor está aislado a sus alrededores, en cuyo caso el único intercambio de calor es entre los fluidos caliente y frío.



**Figura 1.3** Distribución de temperaturas para un Intercambiador de Calor de flujo paralelo.

2. La conducción axial a lo largo de los tubos es insignificante.
3. Los cambios de energía potencial y cinética son despreciables.
4. Los calores específicos del fluido son despreciables.
5. El coeficiente global de transferencia de calor es constante.

Los calores específicos varían con respecto a la temperatura, y por consiguiente el coeficiente global de transferencia de calor debido también a la variación de las propiedades de los fluidos. Sin embargo, en la práctica tales variaciones no son significativas, y se puede trabajar con valores promedio de  $c_{p,c}$ ,  $c_{p,h}$ , y  $U$  para el intercambiador de calor. /c/

Aplicando un balance de energía a cada uno de los elementos diferenciales de la figura 1, se tiene:

$$dq = -\overset{o}{m}_h c_{p,h} dT_h \equiv -C_h dT_h$$

y

$$dq = -\overset{o}{m}_c c_{p,c} dT_c \equiv -C_c dT_c \quad \dots (1.5)$$

donde de  $C_h$  y  $C_c$ , son *las capacitancias térmicas de los flujos* caliente y frío, respectivamente. Estas expresiones se pueden integrar a lo largo del intercambiador de calor para obtener los balances globales de energía.

Después de comparar y reemplazar ecuaciones, la diferencia de temperaturas promedio apropiada es una diferencia de *temperaturas media logarítmica*  $\Delta T_{ml}$ . En consecuencia podemos escribir:

$$q = UA \Delta T_{ML} \quad \dots (1.6)$$

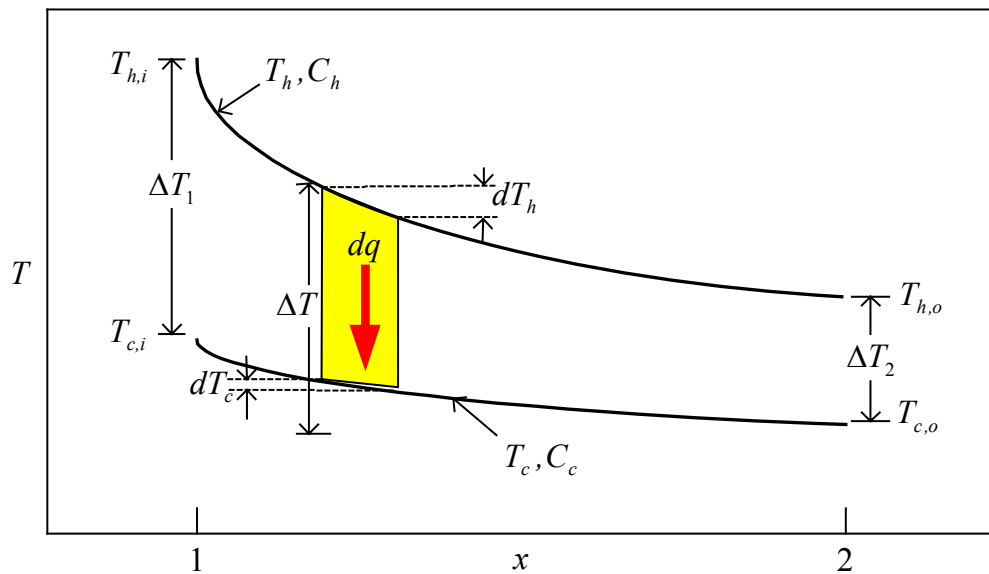
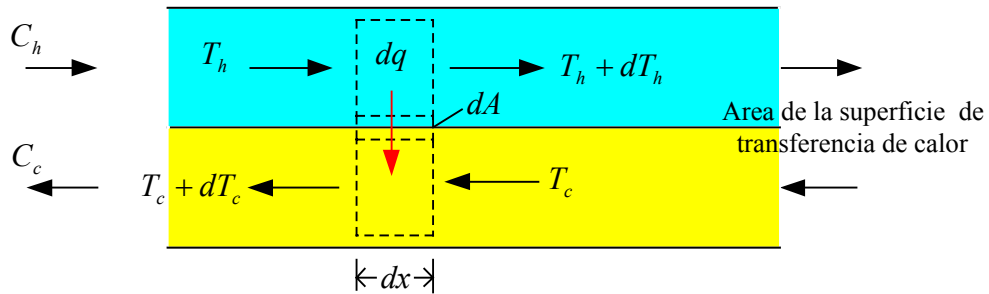
donde:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 \Delta T_2)} \quad \dots (1.7)$$

Recuerde que para el intercambiador de flujo paralelo.

$$\left[ \begin{array}{l} \Delta T_1 \equiv T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,i} \\ \Delta T_2 \equiv T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,o} \end{array} \right]$$

**1.5.2.2 Intercambiador de Calor en Contraflujo:** aquí las distribuciones de temperatura de los fluidos caliente y frío asociadas con un intercambiador de calor en contraflujo se muestran en la figura 2. En contraste con el intercambiador de flujo paralelo, esta configuración mantiene transferencia de calor entre las partes más calientes de los fluidos en un extremo, así como entre las partes más frías en el otro.



**Figura N° 1.4** Distribución de calor para un Intercambiador de Calor en contraflujo



Por esta razón, el cambio en la diferencia de temperaturas,  $\Delta T = T_h - T_c$ , con respecto a  $x$  no es tan grande en ningún lugar como lo es para la región de entrada del intercambiador en flujo paralelo. Tenga presente que la temperatura de salida del fluido frío puede exceder ahora la temperatura de salida del fluido caliente.

Para el intercambiador en contraflujo las diferencias de temperaturas en los puntos extremos se deben definir como:

$$\begin{bmatrix} \Delta T_1 \equiv T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,o} \\ \Delta T_2 \equiv T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,i} \end{bmatrix}$$

Se observa que con las mismas temperaturas de entrada y salida, la diferencia de temperaturas media logarítmica para el contraflujo excede la del flujo paralelo,  $\Delta T_{ML,CF} > \Delta T_{ML,FP}$ . Por consiguiente el área superficial que se requiere para efectuar una transferencia de calor establecida  $q$  es más pequeña para el contraflujo que para el flujo paralelo, suponiendo el mismo valor de  $U$ . /d/

### 1.4.2.3 Intercambiadores de Calor de Pasos Múltiples y de Flujo

**Cruzado:** aunque las condiciones de flujo son más complicadas en los intercambiadores de calor de pasos múltiples y de flujo cruzado, las ecuaciones habitualmente se pueden usar si se hace la siguiente modificación a la diferencia de temperaturas media logarítmica:

$$\Delta T_{ML} = F \Delta T_{ML,CF} \dots (1.8)$$

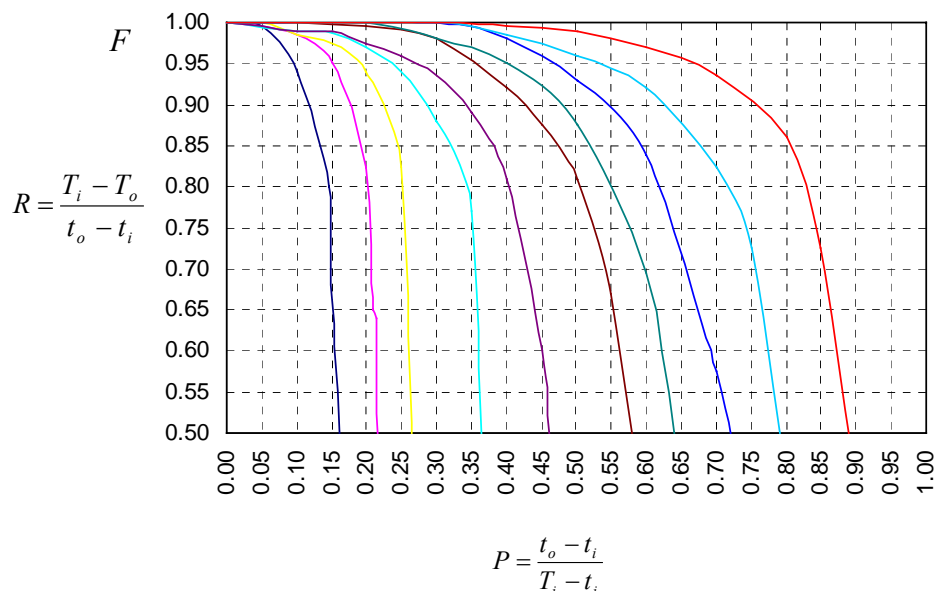
/d/ Tomado de INCROPERA F. Fundamentos de Transferencia de Calor y Masa 2da Edición Págs. 590,591

Donde  $F$  es un factor de corrección, es decir la forma apropiada de  $\Delta T_{ML}$  se obtiene de aplicar un factor de corrección al valor de  $\Delta T_{ML}$  que se calculará bajo la suposición de condiciones de contraflujo.

Se han desarrollado varias expresiones algebraicas para hallar  $F$  para varias configuraciones de intercambiador de calor de tubos y coraza y de flujo cruzado, y los resultados se pueden representar de forma gráfica.

En la figura siguiente la notación  $(T,t)$  se usa para especificar las temperaturas del fluido, con la variable  $t$  siempre asignadas al fluido del lado del tubo. Con esta convención no importa si el fluido caliente o el fluido frío fluye a través de la coraza o de los tubos. Una implicación de la figura N°1.4 es que si el cambio de temperatura de un fluido es despreciable,  $P$  o  $R$  es cero y  $F$  es 1.

Por ello el comportamiento del intercambiador es independiente de la configuración específica. Tal sería el caso si uno de los fluidos experimentara un cambio de fase. /e/



**Gráfico N° 1.1** Factor de corrección para un intercambiador de calor de coraza y tubo con una coraza y cualquier múltiplo de dos pasos de tubo (dos, cuatro, etc. pasos de tubo)

/e/ Tomado de INCROPERA F. Fundamentos de Transferencia de Calor y Masa 2da Edición  
 Pág. 592,593

## **1.5 TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR (Denominación Industrial):**

La clasificación según su aplicación nos dará el tipo de intercambiador.

Los términos industriales empleados para los principales tipos son:

**1.5.1 Calderas:** Las calderas de vapor son unas de las primeras aplicaciones de los intercambiadores de calor. Con frecuencia se emplea el término generador de vapor para referirse a las calderas en las que la fuente de calor es una corriente de un flujo caliente en vez de los productos de la combustión a temperatura elevada.

**1.5.2 Condensadores:** Los condensadores se utilizan en aplicaciones tan variadas como plantas de fuerza de vapor, plantas de proceso químico y plantas eléctricas nucleares para vehículos espaciales. Los tipos principales son los condensadores de superficie, los condensadores de chorro y los condensadores evaporativos.

El tipo más común es el condensador de superficie que tiene la ventaja de que el condensado se recircula a la caldera por medio del sistema de alimentación.

**1.5.3 Intercambiadores de calor de coraza y tubos:** Las unidades conocidas con este nombre están compuestas en esencia por tubos de sección circular montados dentro de una coraza cilíndrica con sus ejes paralelos al aire de la coraza.

Los intercambiadores de calor líquido-líquido pertenecen en general a este grupo y también en algunos casos los intercambiadores gas-gas.

Son muy adecuados en las aplicaciones en las cuales la relación entre los coeficientes de transferencia de calor de las dos superficies o lados opuestos es generalmente del orden de 3 a 4 y los valores absolutos son en general menores que los correspondientes a los intercambiadores de calor líquido-líquido en un factor de 10 a 100, por lo tanto se requiere un volumen mucho mayor para transferir la misma cantidad de calor.

Existen muchas variedades de este tipo de intercambiador; las diferencias dependen de la distribución de configuración de flujo y de los aspectos específicos de construcción. La configuración más común de flujo de intercambiadores líquido-líquido es de coraza y tubos.

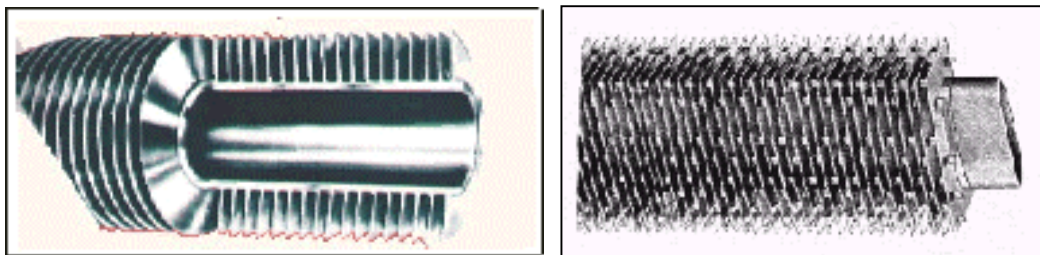
Un factor muy importante para determinar el número de pasos del flujo por el lado de los tubos es la caída de presión permisible. El haz de tubos está provisto de deflectores para producir de este modo una distribución uniforme del flujo a través de él.



**Figura N°1.5** Este es el Tipo de Intercambiador de Calor que actualmente cuenta la Central Hidroeléctrica Santiago Antunez de Mayolo.

**1.5.4 Intercambiador de Calor de Tubos y Aletas:** Con el objeto de aumentar la superficie de intercambio y la transferencia térmica, se utilizan una enorme variedad de superficies extendidas (aletas).

Se produce en una gama de materiales y tamaños que los hacen aptos para trabajar con líquidos, gases, aceites, fluido térmico, soluciones eutécticas, refrigerantes y todo tipo de fluido que requiera modificar su temperatura y/o estado.



**Figura N° 1.6** Algunos modelos de tubos aletados utilizados en la industria

**1.5.5 Torres de enfriamiento:** Las torres de enfriamiento se han utilizado ampliamente para desechar a la atmósfera el calor proveniente de procesos industriales en vez de hacerlo en el agua de un río, un lago o al océano.

Los tipos más comunes son las torres de enfriamiento por convección natural y por convección forzada.

En la torre de enfriamiento por convección natural el agua se pulveriza directamente en la corriente de aire que se mueve a través de la torre de enfriamiento por convección térmica. Al caer, las gotas de agua se enfrían tanto por convección ordinaria como por evaporación.

La plataforma de relleno situada dentro de la torre de enfriamiento reduce la velocidad media de caída de las gotas y por lo tanto aumenta el tiempo de exposición de gotas a la corriente de aire en la torre.

Se han construido grandes torres de enfriamiento del tipo de convección natural de más de 90 m de altura para desechar el calor proveniente de plantas de fuerza.

En una torre de enfriamiento por convección forzada se pulveriza el agua en una corriente de aire producida por un ventilador, el cual lo hace circular a través de la torre.

El ventilador puede estar montado en la parte superior de la torre aspirando así el aire hacia arriba, o puede estar en la base por fuerza de la torre obligando al aire a que fluya directamente hacia dentro.

**1.5.6 Intercambiadores compactos de calor:** La importancia relativa de criterios tales como potencia de bombeo, costo, peso y tamaño de un intercambiador de calor varía mucho de una instalación a otra, por lo tanto no es siempre posible generalizar tales criterios con respecto a la clase de aplicación.



**Fotografía N° 1.4** Vista de un Intercambiador de calor de placas soldadas

**1.5.7 Radiadores para plantas de fuerza espaciales:** La remoción del calor sobrante en el condensador de una planta de fuerza que produce la electricidad para la propulsión, el comando y el equipo de comunicaciones de un vehículo espacial presenta problemas serios aún en plantas que generan sólo unos pocos kilovatios de electricidad.

**1.5.8 Regeneradores:** En los diversos tipos de intercambiadores que hemos discutido hasta el momento, los fluidos frío y caliente están separados por una pared sólida, en tanto que un regenerador es un intercambiador en el cual se aplica un tipo de flujo periódico. Es decir, el mismo espacio es ocupado alternativamente por los gases calientes y fríos entre los cuales se intercambia el calor.

En general los regeneradores se emplean para recalentar el aire de las plantas de fuerza de vapor, de los hornos de hogar abierto, de los hornos de fundición o de los altos hornos y además en muchas otras aplicaciones que incluyen la producción de oxígeno y la separación de gases a muy bajas temperaturas.

Para los intercambiadores estacionarios convencionales basta con definir las temperaturas de entrada y salida, las tasas de flujo, los coeficientes de transferencia de calor de los dos fluidos y las áreas superficiales de los dos lados del intercambiador. Pero para los intercambiadores rotatorios es necesario relacionar la capacidad térmica del rotor con la de las corrientes de los fluidos, las tasas de flujo y la velocidad de rotación.

## 1.6 EFECTIVIDAD DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR

La efectividad de transferencia de calor se define como la razón de la transferencia de calor lograda en un intercambiador de calor a la máxima transferencia posible, si se dispusiera de área infinita de transferencia de calor.

En el caso del contraflujo, es aparente que conforme se aumenta el área del intercambiador de calor, la temperatura de salida del fluido mismo se aproxima a la temperatura de entrada del fluido máximo en el límite conforme el área se aproxima al infinito.

En el caso del flujo paralelo, un área infinita solo significa que la temperatura de ambos fluidos sería la lograda si se permitiera que ambos se mezclaran libremente en un intercambiador de tipo abierto.

Para dichos cálculos se encuentran expresiones aritméticas que expresan la transferencia de calor lograda por diferentes tipos de intercambiadores de calor.

Definimos la eficiencia de un intercambiador de calor ( $\varepsilon$ ) como:

$$\varepsilon \equiv \frac{q}{q_{max}} \dots (1.9)$$

Que es la relación entre el calor intercambiado y el calor que se podría intercambiar si el intercambiador tuviera una longitud infinita y flujo en contracorriente.

Entonces se tiene:

$$\varepsilon \equiv \frac{C_h(T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad \text{ó} \quad \varepsilon \equiv \frac{C_c(T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \dots (1.10)$$

Donde  $C_{min}$  es igual a  $C_c$  o  $C_h$ , la que sea menor.



Si conocemos la eficiencia del intercambiador de calor y las temperaturas de entrada de los fluidos se puede determinar fácilmente el calor intercambiado a partir de la expresión: /f/

$$q = \varepsilon C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \dots (1.11)$$

## **1.7 CAMPO DE APLICACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR**

Los intercambiadores de calor se encuentran presentes en la mayoría de las industrias ya que estas realizan procesos térmicos, por lo que es necesario mantener una temperatura adecuada de operación.

Pero cabe destacar que hay intercambiadores de calor adecuados para cada actividad de la industria.

A continuación señalaremos el campo de aplicación solamente de los intercambiadores presentes en el estudio.

### **1.7.1 Campo de Aplicación de los Intercambiadores de Calor de Coraza y**

**Tubos:** Por ser uno de los intercambiadores de calor de mayor antigüedad se encuentran en gran parte de la industria peruana. Se les puede encontrar en la Industria de procesos, ya sea químicos, generación de energía, petroquímica, papel y pulpa, petrolera, farmacéutica, por mencionar algunas de las más importantes.

### **1.7.2 Campo de Aplicación de los Intercambiadores de Calor de Placas**

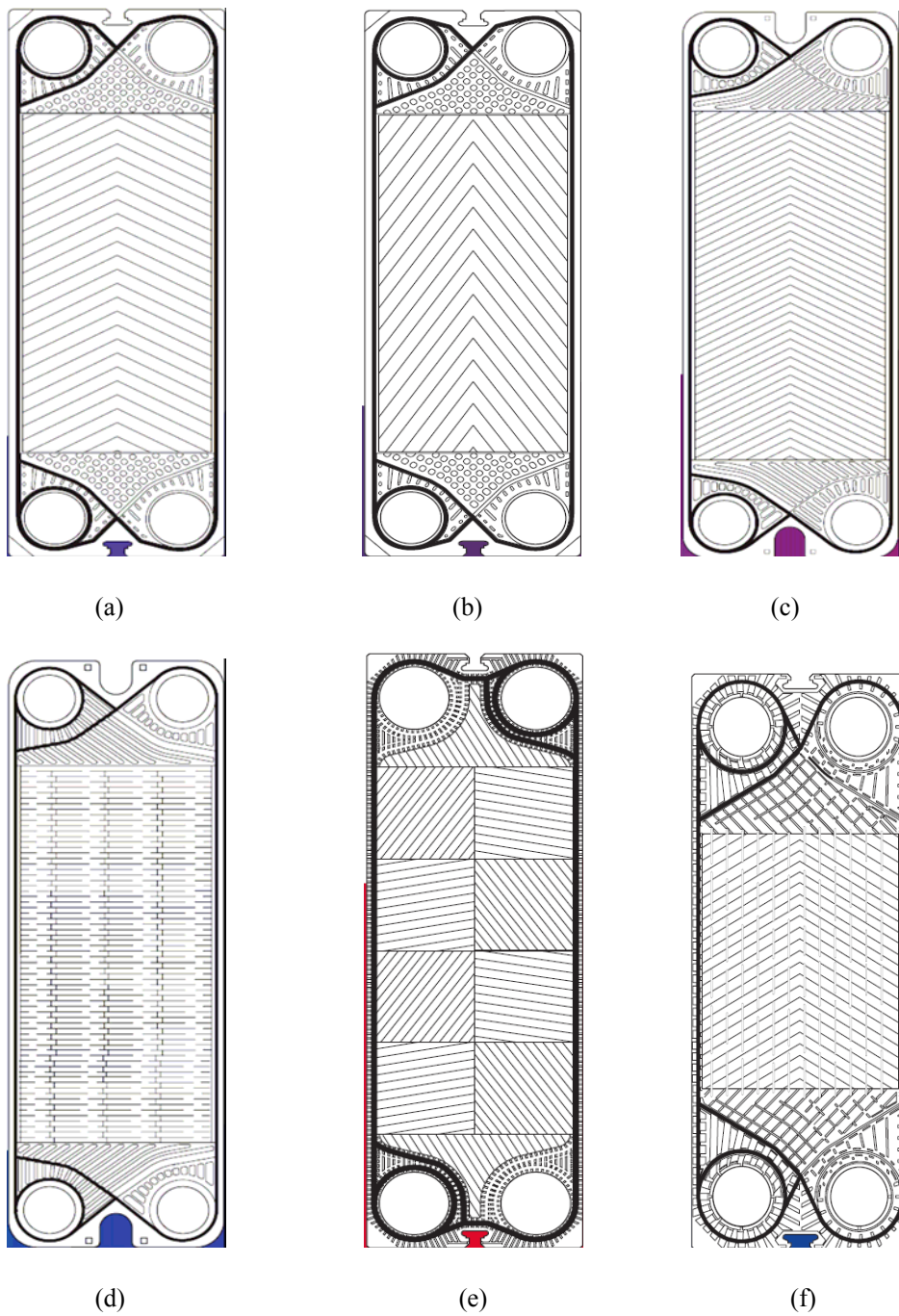
**Planas:** como estos pertenecen a los tipos de intercambiadores compactos, de los cuales se vienen realizando estudios para mejorar su eficiencia, son los llamados a reemplazar a los intercambiadores de calor de coraza y tubos, por lo que estos pueden estar presentes en casi todos los procesos industriales y productivos. Más adelante se tocará con más detalle en que industrias están siendo utilizados.

## **1.8 HIDRODINÁMICA Y TRANSFERENCIA DE CALOR ENTRE PLACAS DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS ONDULADAS.**

Por medio de la promoción de un buen mezclado de los fluidos que circulan por las placas se puede lograr un incremento de la transferencia de calor. Uno de los métodos más comunes de incrementar el mezclado de los fluidos es introduciendo algún tipo de rugosidad en la superficie de las placas. Si se introducen corrugaciones en las placas en la dirección del flujo de los fluidos, se crea un flujo secundario cuando el fluido se separa de la pared, y ello contribuye a incrementar el mezclado. Algunos experimentos han demostrado que los flujos secundarios son los responsables del incremento en la transferencia de calor que se presenta en canales convergentes-divergentes, y varios estudios numéricos han demostrado la efectividad de las corrugaciones de placa para incrementar la transferencia de calor./g/

/g/ Ricardo Romero-Méndez, Mihir Sen, Walfre Franco y Abel Hernández-Guerrero; EFEECTO EN LA HIDRODINÁMICA Y TRANSFERENCIA DE CALOR DEL DESFASAMIENTO ENTRE PLACAS DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS ONDULADAS, Mexico 2001

En este estudio se considerarán a las placas planas de tipo Chevron, las cuales son de gran aceptación en la industria (Ver a, b y c de la Figura N° 1.7), pero también existen otras configuraciones que se están desarrollando (Ver d, e y f de la Figura N° 1.7).

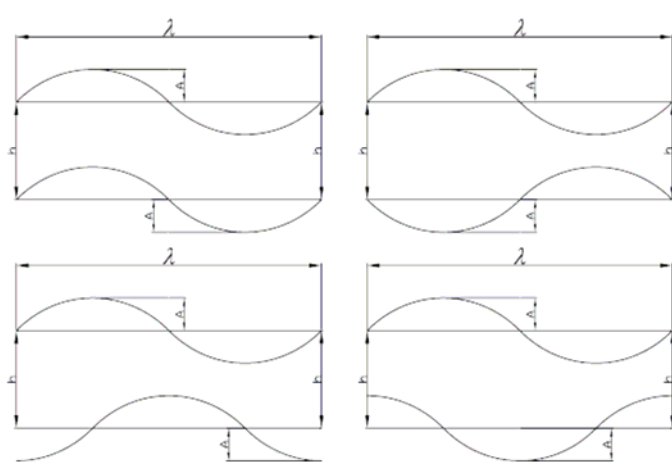


**Figura N° 1.7** Configuración de Placas Planas para Intercambiadores de Calor

### 1.8.1 Canales Ondulados

Como se mencionó, los pasajes de flujo de un intercambiador de placas están formados por canales delgados formados por pares de placas. Con el objeto de promover el buen mezclado de los fluidos se suelen imprimir ondulaciones en las placas que forman el canal. Estas ondulaciones son excelentes promotoras del buen mezclado del fluido en el canal, pero al mismo tiempo incrementan la caída de presión de los fluidos a lo largo del canal. Las disposiciones más comunes de las placas del intercambiador son en fase o con un defasamiento de  $180^\circ$  sin que exista certeza de cuál de éstos, o alguno intermedio, permite un mejor desempeño de los intercambiadores de placas.

Los parámetros geométricos (Figura N° 1.8) que caracterizan al canal de un intercambiador de placas son la longitud de onda,  $\lambda$ ; el ancho promedio del canal,  $h$ ; la amplitud de onda sinusoidal,  $A$ ; y el ángulo de fase entre placas,  $\theta$ , medido como el avance de la onda superior que se tiene entre la cresta de ésta y la cresta de la onda inferior. Estos cuatro parámetros son suficientes para describir completamente la geometría del canal.



**Figura N° 1.8** Canal ondulado para cuatro diferentes ángulos de fase entre placas. a:  $\theta = 0$ ; b:  $\theta = \pi/2$ ; c:  $\theta = \pi$ ; d:  $\theta = 3\pi/2$ .

Para el caso del flujo en el canal ondulatorio se tiene un flujo bidimensional, incompresible, y de estado permanente; las propiedades del fluido se consideran constantes. Para este caso la forma de las ecuaciones de continuidad, Navier-Stokes y de la energía que representan al fenómeno es

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \dots (1.12)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \dots (1.13)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \dots (1.14)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{k}{\rho c_p} + \nu \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \dots (1.15)$$

donde  $k$ ,  $\rho$ ,  $c_p$ , y  $\nu$  son, respectivamente, la conductividad térmica, densidad, calor específico y viscosidad cinemática del fluido. De la solución de estas cuatro ecuaciones se obtendrán el campo de presiones, el campo de velocidades en sus componentes,  $u$  y  $v$ , y el campo de temperaturas.

Para trabajar el problema en forma adimensional se eligen los siguientes parámetros:

$$x^* = \frac{x}{h} \quad u^* = \frac{u}{U} \dots (1.16)$$

$$p^* = \frac{p - P_o}{\rho U^2} \dots (1.17) \quad T^* = \frac{T - T_\infty}{T_1 - T_\infty} \dots (1.18)$$

donde  $U$  es la velocidad promedio en el ancho promedio del canal,  $h$  es el ancho promedio del canal,  $T_\infty$  es la temperatura promedio en la mitad del ancho del canal,  $T_\infty = (T_1 - T_2)/2$ ,  $T_1$  es la temperatura de la placa superior (considerada la de mayor temperatura) y  $T_2$  es la temperatura de la placa inferior.  $P_0$  es la presión uniforme a la entrada del canal.

Habiendo elegido este grupo de parámetros adimensionales, las ecuaciones gobernantes en forma adimensional, después de quitar los asteriscos, quedan como

$$\nabla \cdot u = 0 \dots (1.19) \quad (u \cdot \nabla)u = -\nabla p + \frac{1}{Re} \nabla^2 u \dots (1.20)$$

$$(u \cdot \nabla)T = \frac{1}{Re Pr} \nabla^2 T \dots (1.21)$$

donde se ha introducido la notación vectorial para mostrar las ecuaciones en forma compacta.  $Re = Uh/\nu$  es el número de Reynolds basado en el ancho promedio del canal, y  $Pr = \mu c_p/k$  es el número de Prandtl del fluido.

Bajo esta adimensionalización de las ecuaciones, las condiciones de frontera del problema son para la salida del canal.

$$u = \frac{h}{h-2A} \dots (1.22) \quad v = 0 \quad T = 0 \quad p = 0$$

A la entrada del canal,

$$u = 0 \quad T = 1$$

Para la placa inferior

$$u = 0 \quad T = -1$$

Para la placa superior

$$\frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad \dots (1.23)$$

Además de las variables adimensionales se han definido los siguientes parámetros geométricos adimensionales:

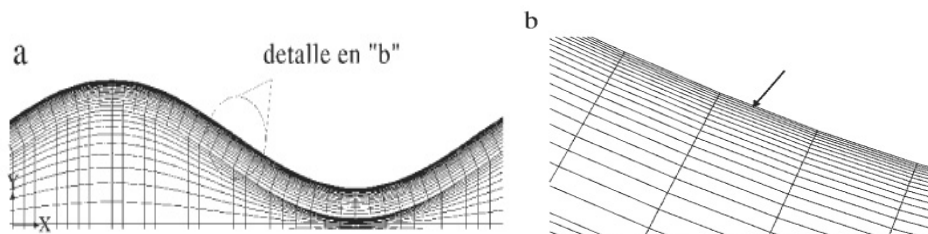
$$\varepsilon^* = \frac{h}{\lambda} \quad \dots (1.24)$$

$$\gamma = \frac{A}{h} \quad \dots (1.25)$$

Donde  $\varepsilon^*$  es la relación de aspecto entre el ancho promedio del canal y la longitud de onda  $\lambda$ ;  $\gamma$  es la relación de aspecto entre la amplitud de onda  $A$  y el ancho promedio del canal.

Existen programas para la resolución de estas ecuaciones discretizadas que describen el comportamiento del flujo a través de las placas onduladas (corrugadas), por ejemplo tenemos el programa un programa de propósito general denominado FIDAP, diseñado para el estudio de problemas de mecánica de fluidos y transferencia de calor, se usó para resolver el problema. La técnica numérica en la que se basa este programa es el método del elemento finito, el cual tiene la ventaja de tener flexibilidad para adaptarse a geometrías complejas, permitiendo una distribución suave del mallado computacional y fácil especificación de las condiciones de frontera en superficies curvas.

En el dominio computacional seleccionado el mallado está formado por 60 divisiones en la dirección vertical y 40 divisiones en dirección horizontal por cada longitud de onda. Es necesario crear una malla de capa límite justo en las paredes superior e inferior, ya que en estas superficies es donde se obtiene la transferencia de calor por medio del cálculo del número de Nusselt, así que teniendo las líneas del mallado en dirección normal a la superficie de las placas y reduciendo la dimensión de los elementos en la frontera inmediata, se puede aproximar eficazmente el cálculo del gradiente de temperatura. Este mallado en la región de la capa límite es formado de tal manera que dé una dimensión mínima  $\delta$ , que se incrementa conforme se mueva hacia el centro del dominio (Figura N° 1.8)



**Figura N° 1.9** Refinamiento del mallado en la frontera. a: Mallado del dominio computacional, b: detalle del mallado en la frontera.

Las cantidades de interés para el análisis de resultados son el número de Nusselt ( $Nu$ ), caída de presión adimensional, y relación entre  $Nu$  y la caída de presión. El  $Nu$  local permite determinar la habilidad para transferir calor por convección entre una superficie y el fluido circundante. Es una representación adimensional de la transferencia de calor por convección. A partir de  $Nu$  se puede obtener la cantidad de calor transferido en una cierta situación. El número de Nusselt se define como



$$Nu = \frac{Hh}{k} \dots (1.26)$$

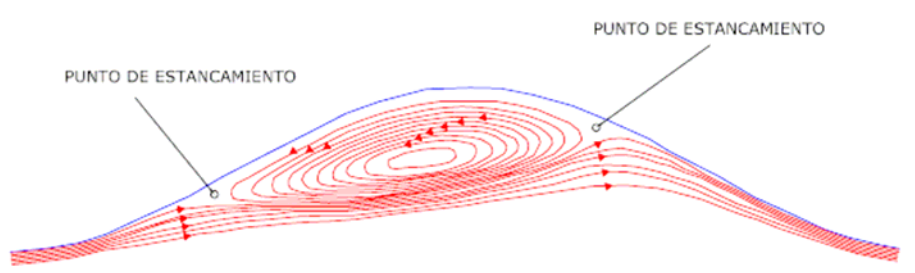
donde  $H$  es el coeficiente convectivo de transferencia de calor,  $h$  es el ancho promedio del canal ondulado, y  $k$  es la conductividad térmica del fluido circundante. El valor del número adimensional se puede obtener de la componente del gradiente de temperatura perpendicular a la superficie.

La determinación de la cantidad de calor total transferido se obtiene a partir de resultados del número de Nusselt promedio ( $\bar{Nu}$ ) que se obtiene al promediar el  $Nu$  local sobre una oscilación completa del canal.

La caída de presión adimensional se obtiene al dividir la caída de presión en una oscilación de canal entre  $\rho U^2$ . Entonces,

$$\Delta\rho = \frac{p_a - p_b}{\rho U^2} \dots (1.27)$$

donde  $p_a$  y  $p_b$  son presiones obtenidas en el centro del canal en puntos periódicos de una oscilación completa de canal./h/



**Figura N° 1.10** Puntos de estancamiento y región de recirculación en la placa superior.  $Re = 100$ ;  $\theta = 0,3$ ;  $\theta = 0,3$ ,  $\theta = \pi$

/h/ Ricardo Romero-Méndez, Mihir Sen, Walfre Franco y Abel Hernández-Guerrero; EFEECTO EN LA HIDRODINÁMICA Y TRANSFERENCIA DE CALOR DEL DESFASAMIENTO ENTRE PLACAS DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS ONDULADAS, Mexico 2001

## **CAPITULO II**

### **INTERCAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS PLANAS (PHE)**

#### **2.1 DEFINICIÓN**

Este intercambiador de calor, está compuesto básicamente por un conjunto de placas estampadas de acero inoxidable, soportadas paralelamente entre cabezales y separadas entre sí por juntas de goma sanitaria, formando una serie de cámaras, estrechas y alternativamente intercomunicadas, por donde circulan a distintas temperaturas los líquidos cuyo intercambio calórico se desea.

Los intercambiadores pueden realizar un solo proceso (calentamiento o enfriamiento), o realizar varios procesos dentro de un solo equipo (calentamiento, recuperación calórica, enfriamiento). En este último caso, el equipo se encuentra separado en zonas de intercambio, divididas por placas de conexiones.

La versatilidad del sistema a placas permite diseñar equipos para cualquier requerimiento especial del usuario, desde los enfriadores más sencillos hasta los más complejos pasteurizadores.

En la mayoría de las aplicaciones en la industria moderna, los intercambiadores de calor de placas han desplazado a los tradicionales de tipo multitubular o de tubos concéntricos.

A los Intercambiadores de Calor de Placas Planas se les conoce comercialmente como PHE que son iniciales en inglés (Page Head Exchange).

## **2.2 ANTECEDENTES**

El Intercambiador de Placas Planas se desarrollo en principio para el proceso de pasteurización de la leche, la facilidad de apertura para limpieza cumple el requisito de sanidad básico para la industria, a partir de esto, el Intercambiador de Calor de Placas Planas se ha ido desarrollando en distintas aplicaciones en cualquier rama industrial.

Actualmente se están desarrollando estudios para la mejora de estos intercambiadores, probando nuevos materiales y aumentando el área de contacto (se están probando con nuevas placas corrugadas de diferentes formas).

Desde su aparición hace más de 60 años los intercambiadores de calor de placas han tenido un uso extenso en la industria, demostrando a lo largo de todo estos años las ventajas frente a los otros tipos, evolucionando con ello su construcción dando innovaciones como el intercambiador soldado y otros diseños, pero recién

en la década de los 80s se vienen instalando en el Perú masivamente. Las razones de esa popularidad, se deben a que este tipo de equipos supera todas las limitaciones presentadas por los intercambiadores de calor convencionales de tubos y coraza.

Cuando se diseña un intercambiador de calor de placas planas, se deben de considerar varios factores; área, coeficientes de transferencia de calor, volumen, costos de bombeo, de fabricación del equipo, otros, y realizar un balance entre todos ellos para encontrar la combinación optima. Sin embargo el conocimiento y desarrollo de los intercambiadores de calor de placas planas en nuestro país no es muy extenso. Debido a que, no existen estándares que sean del dominio publico, para la fabricación de estos equipos. Ya que cada fabricante tiene sus propios patrones de diseño y construcción. El software de diseño no esta disponible como sucede con los intercambiadores de tubos y coraza, y finalmente las condiciones de temperatura y presión que pueden soportar en operación.

## **2.3 PRINCIPIOS DE OPERACIÓN**

Un intercambiador de Calor de Placas Planas consiste en un paquete de placas de metal (normalmente aleaciones resistentes a la corrosión) especialmente corrugadas y provistas de orificios de paso para los fluidos.

El paquete se comprime mediante un marco o bastidor consistente en una placa fija y otra móvil (normalmente de acero al carbón o de acero inoxidable para aplicaciones sanitarias) con tornillos de apriete que formaran un solo elemento,

Las placas corrugadas tienen empaques de elastómetro adecuado al servicio, que cierran los canales y dirigen los fluidos por canales alternos. El tamaño y número de placas viene determinado por el flujo de ambos lados, propiedades físicas de los fluidos de presión y temperatura.

Normalmente las conexiones están localizadas en la placa fija del marco o bastidor, esto permite la apertura del equipo sin necesidad de desconectar ninguna tubería, pero si es un equipo con más de un paso, también tendrá conexiones en la placa móvil.

### **Materiales de placas y juntas:**

Las placas pueden suministrarse en cualquier material factible de ser prensado.

Los más comunes son:

- Acero inoxidable AISI 304, AISI 316, 18/12/6,5
- Titanio
- Níquel, otros.

Se dispone de juntas en una amplia gama de elastómeros:

- Goma nitrilo
- Hypalon (CMS)
- Neopreno (Cloropreno) /e/

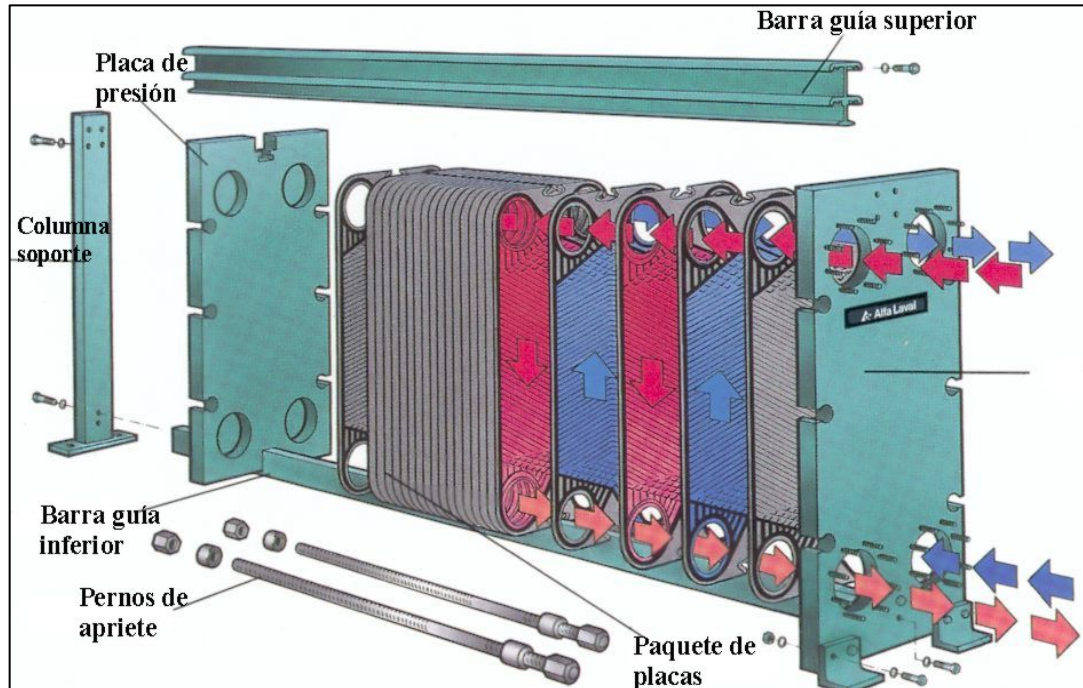


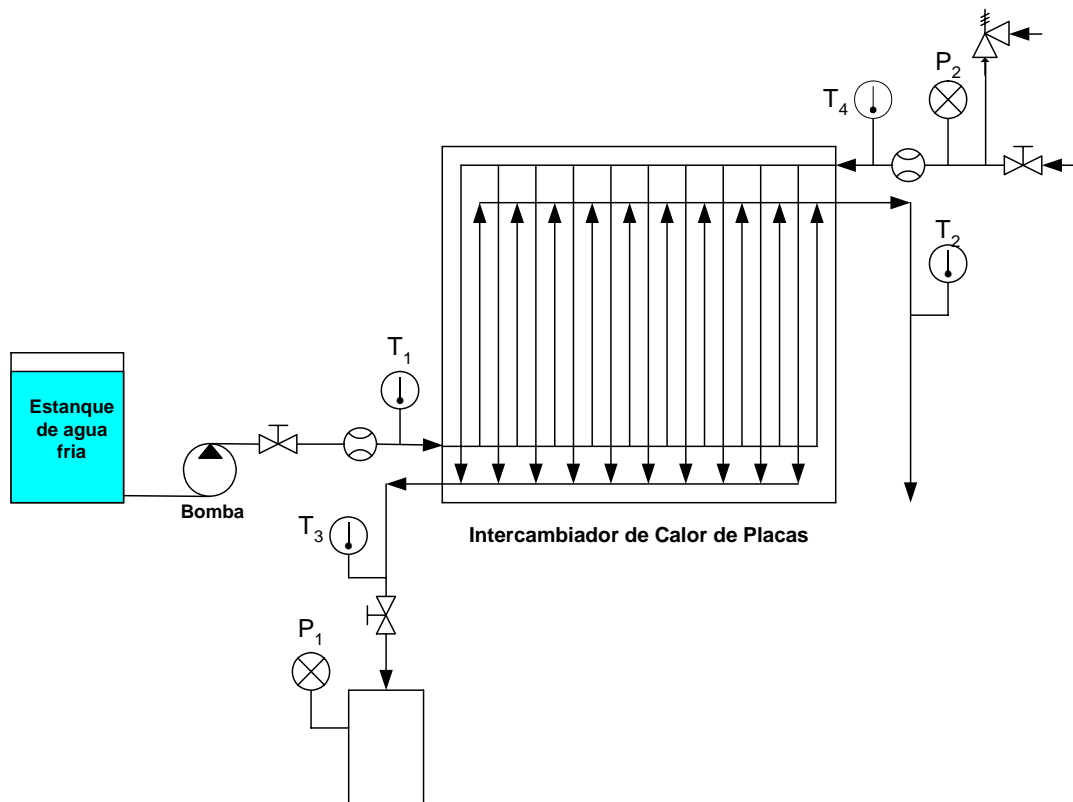
Figura N° 2.1 Partes de un Intercambiador de Placas (PHE)

- **Placa de presión:** van a los extremos y sirven para empaquetar las placas.
- **Columna de soporte:** para mantener fijas las placas
- **Barra guía inferior:** para soportar las placas, y sirve como riel para desmontar y montar las placas fácilmente.
- **Barra guía superior:** para mantener alineados los espaciadores de las placas.

- **Placas:** se colocan entre las barras guías, es por donde circularán los fluidos del proceso.
- **Pernos de apriete:** sirven para prensar las placas. /g/

En la siguiente se aprecia un esquema de operación de un Intercambiador de Calor

Calor



**Figura N° 2.2** Esquema del Proceso de Enfriamiento de un fluido industrial por medio de agua fría por medio de un intercambiador de calor de placas

/g/ Tomado de Folleto de Ventas "El Intercambiador de Placas" de la Empresa Alfa Laval

Este esquema consiste en el enfriamiento de vapor (fluido caliente) que viene de un proceso industrial a una temperatura  $T_4$  y una Presión  $P_1$  (que no debe sobrepasar la presión máxima de operación del intercambiador), mediante el uso de un intercambiador de calor de placas planas utilizando el agua a una temperatura  $T_1$  (fluido frío) de un estanque provisto de su respectiva bomba de impulsión y de un caudalímetro para medir el flujo.

Luego del intercambio de calor entre estos dos fluidos se presentará los siguientes acontecimientos:

- La temperatura de salida del fluido frío será mayor ( $T_2 > T_1$ )
- La temperatura de salida del fluido caliente habrá descendido ( $T_3 < T_4$ )
- Además se presenta una caída de presión del fluido caliente ( $P_2 < P_1$ )

En casos especiales la temperatura de salida del fluido caliente es menor que la temperatura de salida del fluido frío.

## **2.4 VENTAJAS**

Debido a los principios de operación y de los materiales utilizados en su fabricación, la utilización de los Intercambiadores de Calor de Placas (PHE de Alfa Laval), entre otras, ofrece las siguientes ventajas:



### 2.4.1 Ventajas Técnicas:

Tenemos entre las principales:

- **Hasta cinco veces mayor transferencia de calor:** la turbulencia en las placas corrugadas en forma de “tabla de lavar” se produce por el cambio continuo en la velocidad y dirección del flujo.

Las placas tipo “Raspa de pescado” se montan en direcciones opuestas, lo que provoca un flujo en remolino.

La turbulencia que producen estos dos diseños, eliminan áreas de estanqueidad, con lo que se reduce el ensuciamiento. /f/



**Placa tipo tabla de lavar**



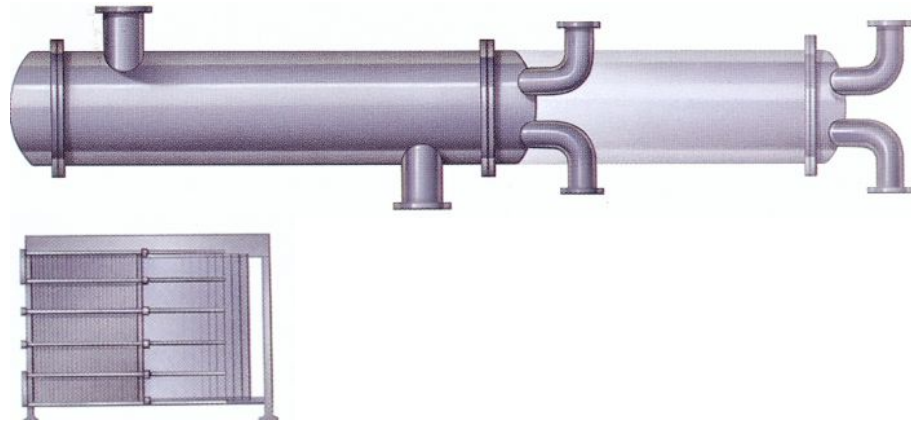
**Placa tipo raspa de pescado**

**Figura N° 2.3** Placas Corrugadas (Alfa Laval)

/f/ Tomado de Folleto de Ventas “El Intercambiador de Placas” de la Empresa Alfa Laval

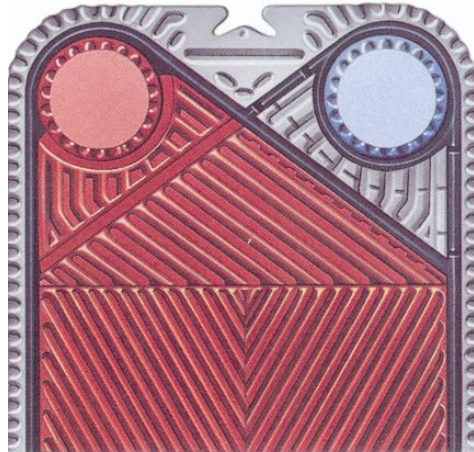
- **Ahorro de espacio y tiempo:** El espacio significa dinero en cualquier planta. Ya sea en construcción inicial o en ampliaciones futuras. El uso racional del suelo es la clave del ahorro. El intercambiador de placas ocupa un área cinco veces menor que la requerida por un intercambiador de coraza y tubos.

El intercambiador de calor de placas puede abrirse para inspección, mantenimiento o modificación, dentro de su propio bastidor, mientras que el intercambiador de coraza y tubos requiere un espacio adicional de al menos el doble de su longitud.



**Figura N° 2.4** Comparación del tamaño de un Intercambiador de calor de placas y uno de coraza y tubos

- **Seguridad de operación aun en caso de fugas:** El diseño de las juntas minimiza el riesgo de fuga interna. Mientras que una fuga interna es muy difícil de detectar en un intercambiador de coraza y tubos, un fallo en una junta en un intercambiador de placas implica una fuga al exterior fácil de detectar.



**Figura N° 2.5** Ubicación de juntas entre placas

#### **2.4.2 Ventajas adicionales:**

- **Menor Inversión:** Hasta 90% menor en costo, debido a que la superficie de transferencia de calor es menor por ser más eficiente.
- **Menores Costos de Mantenimiento:** Menos tiempos muertos, no se requiere equipo especial de limpieza ni de apertura, de fácil acceso para su inspección, bajos factores de ensuciamiento, lo que reduce las horas hombre utilizadas.
- **Diseño Modular:** Fácilmente adaptable a nuevas condiciones de operación, adicionando o quitando placas.
- **Tamaño Compacto:** Menor peso, ahorro en instalación y maniobras.
- **Bajo Volumen de Retención:** 80 a 90% menor volumen de retención, fácil de drenar, importantes ahorros cuando se utilizan fluidos costosos como glicoles y refrigerantes.

- **Aproximaciones de Temperatura más cercanas:** Hasta 1°C de aproximación de temperatura entre dos medios, maximizando la posibilidad de recuperar calor. /h/

## 2.5 APLICACIONES EN LA INDUSTRIA

Como dijimos anteriormente el número de aplicaciones es tan variada como variada es la industria misma, podemos encontrar Intercambiadores de Calor de Placas Planas trabajando en procesos de las siguientes industrias:

**Industria Minera:** Para enfriamiento de soluciones de ácido sulfúrico, ácido nítrico, ácido bórico, etc.

**Industria del Acero:** Enfriamiento de coladas continuas.

**Industria Petrolera:** Condensación de hidrocarburos de las corrientes de gas.

**Industria Azucarera:** Evaporación del jugo de caña, así como su posterior condensación para la elaboración de alcoholes.

**Industria Petroquímica:** Enfriamiento, condensación o calentamiento de cualquier proceso petroquímico.

**Producción de Energía Eléctrica:** En Sistemas de Enfriamientos de Generadores (Centrales Hidráulicas de gran potencia), Sistema de condensación de vapor (Centrales Térmicas).

**Industria Química:** Como condensadores y/o evaporadores.

/h/ Publicación tomada de Internet del In. Gabriel Scully Fuentes Miembro Activo de ASHRAE Y AIR (Reproducción del artículo publicado en la Revista Instalaciones, revista de ingeniería)

**Industria Aceitera:** Enfriamiento y calentamiento de aceite vegetal.

**Industria de los Alimentos:** Pasteurización de líquidos. Enfriamiento de bebidas para su posterior embotellado.

**Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado:** Circuitos cerrados de enfriamiento, Bypass de chiller en invierno.

**Refrigeración:** Enfriamiento de producto por evaporación de refrigerante. Condensación de refrigerante.

## **2.6 EJEMPLO DE APLICACIÓN**

Cualquier edificio de oficinas, complejo industrial o comercial, genera miles de Btus de calor de desecho por día. El calor de desecho es creado tanto por gente, maquinaria, líquidos de proceso, etc. El intercambiador de calor de placas puede recuperar el calor de desecho producido por:

Agua de desecho de lavanderías, condensados de vapor de agua, recuperación de calor de tinas de pintura, inclusive gases que se tiran a la atmósfera.

Como ejemplo de recuperación de calor, utilizaremos el de un circuito de condensación de un chiller (enfriador) que pudiera estar instalado en cualquier tipo de instalación industrial o comercial.

En este proceso intervienen normalmente el siguiente equipo:

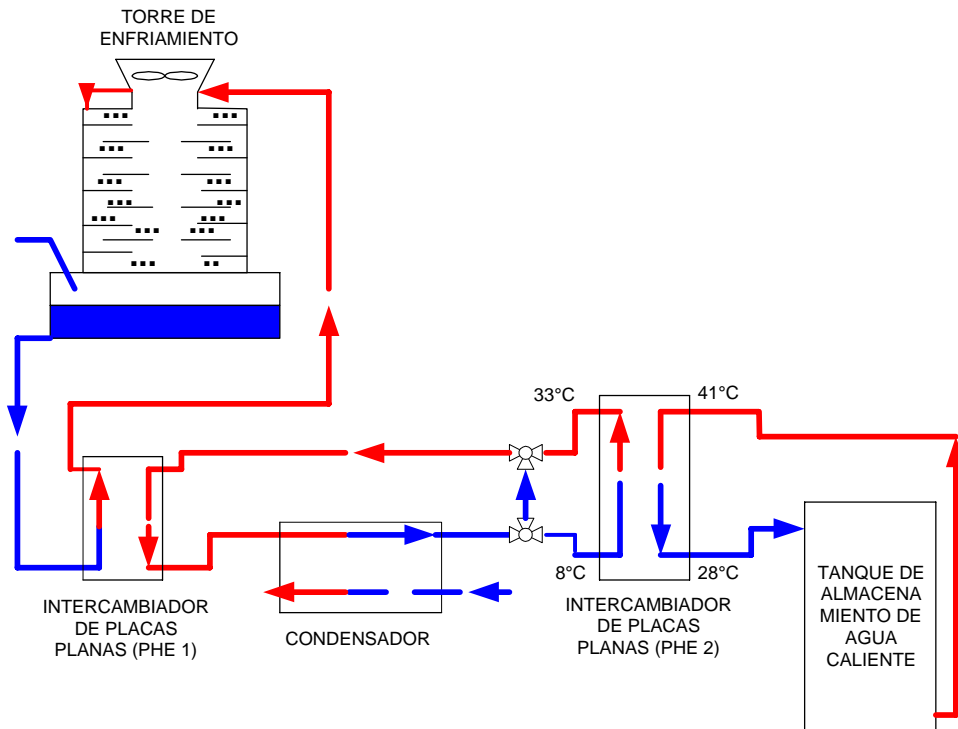


Figura N° 2.6 Esquema de Recuperación de Calor de un Proceso Industrial

**Torre de enfriamiento:** enfría el agua que pasa por el circuito de condensación.

**PHE 1:** este intercambiador de calor permite un circuito cerrado, evitando que la suciedad de la torre de enfriamiento entre al condensador, esto es posible sin ningún sacrificio térmico debido a las aproximaciones de temperatura que alcanza el PHE.

**Condensador:** donde el refrigerante pasará de gas a líquido.

**PHE 2:** Recuperador de calor.

**Tanque de almacenamiento de agua caliente:** el PHE 2 se conecta de forma que “robará” el calor del agua que se calentó al condensar el refrigerante del

circuito secundario del PHE 2, será una conexión directa a un tanque acumulador del agua de servicio (baños, lavandería, cocinas, etc.) siendo aquí donde se da el ahorro de energía ya que el calentador de agua iniciará su trabajo a partir de una temperatura más elevada, con el consecuente ahorro de energía.

Considerando el servicio de recuperación de calor del agua de condensación tenemos:

Agua caliente	Agua fría
400 GPM	200 GPM
105 °F → 85 °F	46 °F → 85,5 °F

Se elevará la temperatura del agua a 39,5 °F

Y se recuperará en total 3958 kBtu/h, mismas que no tendrá que generar el calentador (ahorro de combustible).

Conociendo la expresión termodinámica de la carga térmica, de la ecuación (1.8):

$$q = \left( \overset{\circ}{m} \times C_p \right) \times \Delta T \dots (I)$$

Donde :

q = carga térmica en kBtu/h

$\overset{\circ}{m}$  = flujo másico en lb/h

C<sub>p</sub> = calor específico en Btu/lb°F

ΔT = diferencial de temperatura

$$q = (100200 \times 1) 39,5 = 3958 \text{ kBtu/h}$$

Con lo que podemos concluir que con un diferencial de temperatura de 39,5 °F, por cada GPM que circulemos por el PHE, recuperaremos 19,79 kBtu/h. (Véase tabla 2.1).

El diferencial utilizado en el ejemplo es bastante conservador, ya que en un servicio podríamos acercar la temperatura hasta los 103,3 °F, lo cual daría un diferencial de temperatura de 57,3 °F, ahorrando un total de 28,7 kBtu/h por GPM, con la consecuente utilización de un PHE más grande.

**Cuadro 2.1** Costo de la Recuperación de Calor

<b>Dif. Temp.</b>	<b>Cp</b>	<b>Lb/h</b>	<b>GPMs</b>	<b>KBtu/h Recuperadas</b>
39,5	1	501	1	19,79
39,5	1	5010	10	197,90
39,5	1	50100	100	1978,95
39,5	1	100200	200	3957,00
39,5	1	150300	300	5936,85
39,5	1	200400	400	7915,80
39,5	1	250500	500	9894,75
39,5	1	300600	600	11873,70
39,5	1	350700	700	13852,65
39,5	1	400800	800	15831,60
39,5	1	450900	900	17810,55
39,5	1	501000	1000	19789,50
39,5	1	1002000	2000	39579,00



### **Análisis de Recuperación de Costo Capital**

Para un servicio del ejemplo, se requerirá de un PHE con 13,2 m<sup>2</sup> de superficie de transferencia con un costo en el mercado de \$US 3000,00.

Supongamos que el sistema para calentar agua es una caldera de vapor.

Sabiendo de antemano que el costo de una tonelada de vapor es \$US 8000,00.

Datos suficientes para nuestro cálculo:

Consideramos vapor de baja presión 29 psig a 248°F

1 Tonelada de vapor es igual a 1000 kg/h = 2205 lb/h.

Por lo que podemos conocer el número de kBtu/h equivalente a 2295 lb/h de vapor a 248°F

$$q = \dot{m} \times \lambda \quad \dots \text{(II)}$$

Donde :

q = calor de intercambio en kBtu/h

$\dot{m}$  = flujo másico en lb/h

$\lambda$  = calor latente del vapor de agua a 248°F en Btu/lb

$$q = 2205 \times 978,6 = 2158 \text{ kBtu/h}$$

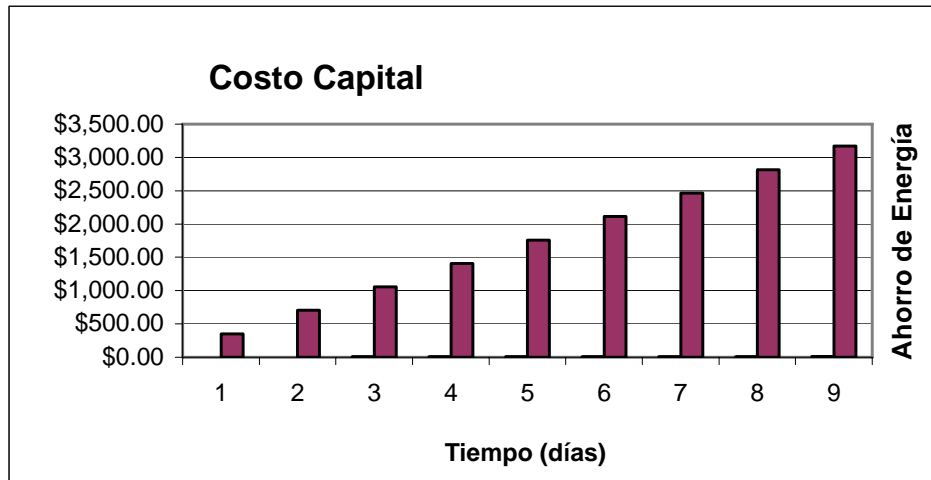
El costo de producir 2158 kBtu/h de vapor es igual a \$US 8,00

1 Ton vapor = 2158 kBtu/h = \$US 8,00 ó 1000 kBtu/h = \$US 3,707

El ahorro por hora en el ejemplo es: 3958 kBtu/h = \$US 14,67

Suponiendo operación de 24 hrs tendremos \$US 352,13, como se puede ver en la gráfica, el PHE se paga en menos de nueve días en operación.

**Gráfico N° 2.1 Recuperación Costo Capital**



## **2.7 INNOVACIONES EN LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS**

Importantes empresas transnacionales como Alfa Laval (Alfa Laval S.A.), Tranter (ABL CORP S.A.) tienen representación en el Perú, los cuales brindan asesoramiento técnico acerca de los PHE, en este trabajo se tendrá como referencia a la Empresa Alfa Laval S.A. ya que esta empresa está homologada por ASME para el suministro de intercambiadores de calor de placas según la Sección VII (Sello U) y cumple además con otras normativas de recipientes a presión (Apéndice) como:

AD-Merkblatetter (Alemania)

BS 5500 (Reino Unido)

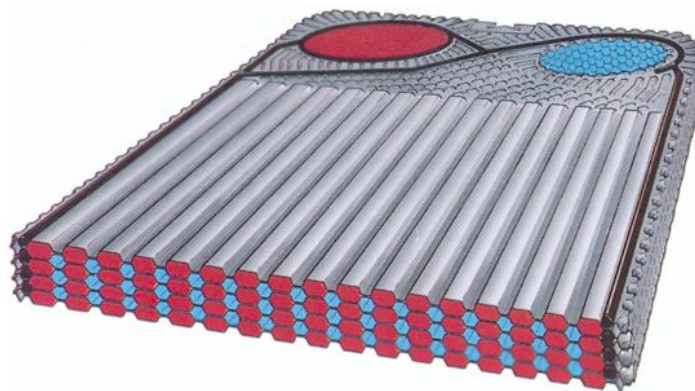
Código Sueco de Recipientes a Presión

Además Alfa Laval posee el certificado ISO 9001 para el diseño, fabricación y comercialización de intercambiadores de calor.

Actualmente Alfa Laval desarrolla nuevos perfiles y distribuciones de las placas, siendo sus principales logros:

**2.7.1 El intercambiador de calor de placas tubular (Flow-Flex):** En el intercambiador de placas tubular Flow-Flex, el diseño de la placa crea canales tubulares sin puntos de contacto en uno de los circuitos y asimétricos.

Esto permite al Flow-Flex trabajar con caudales distintos con una relación de al menos dos a uno (para la misma pérdida de carga e iguales propiedades físicas de los fluidos). Esta construcción, sin vibraciones, es asimismo adecuada para programas de condensación y vaporización a baja presión y para fluidos que contengan fibras y partículas en suspensión./i/

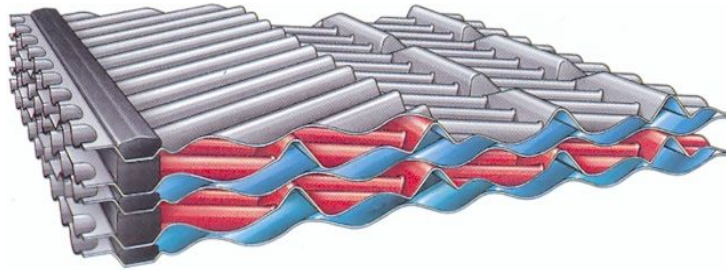


**Figura N° 2.7** Forma de la placa y su distribución compactada

/i/ Tomado de Revista Institucional de la Empresa Alfa Laval S.A.

**2.7.2 El intercambiador de placas Wide-gap:** El intercambiador de placas Wide-gap proporciona canales de paso libre para productos que contengan fibras, partículas gruesas o que sean altamente viscosos que normalmente se atascan o no pueden ser tratados satisfactoriamente en los intercambiadores de coraza y tubos.

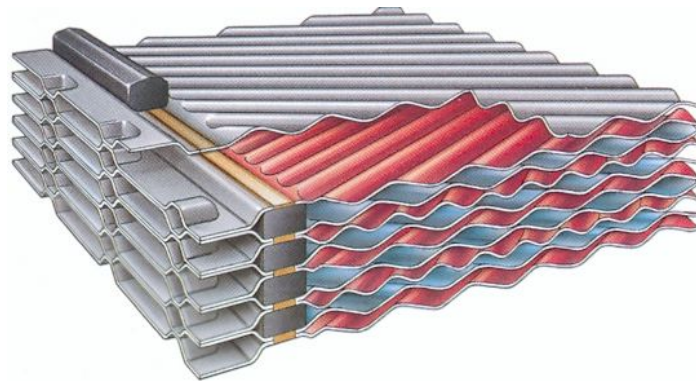
Los canales son de 16 mm (5/8") de ancho con pasos libres y asimétricos y producen una gran turbulencia y alta eficiencia en la transferencia. Comparándolos con los de coraza y tubos, significa períodos de operación más largos.



**Figura N° 2.8** Forma de la placa y su distribución compactada

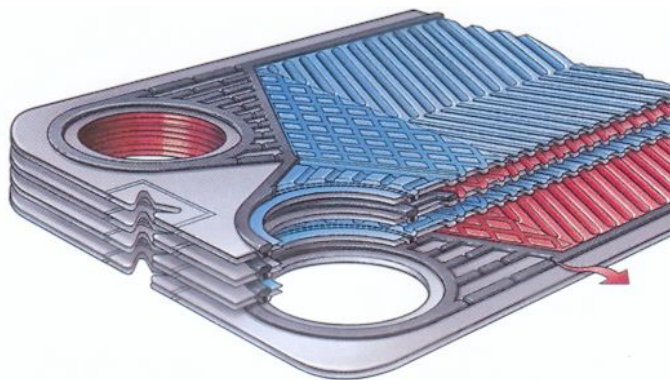
**2.7.3 El intercambiador de calor de placas Twin-plate:** El intercambiador de placas Twin-plate, está especialmente diseñado para manejar fluidos agresivos. Consiste en un paquete de placas que alternan paquetes soldados y canales con juntas convencionales.

El fluido agresivo se distribuye por los canales soldados y sólo está en contacto con las dos juntas circulares entre cada par de placas soldadas, pudiendo ser elastoméricas de alta resistencia o no elastoméricas. Los canales del fluido no agresivo incorporan juntas convencionales.



**Figura N° 2.9** Forma de la placa y su distribución compactada

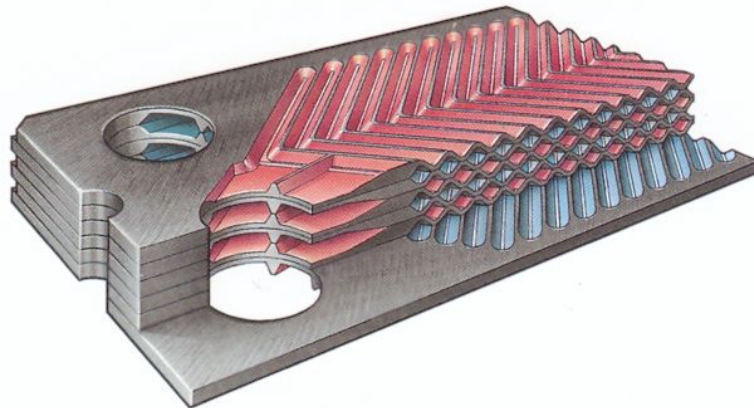
**2.7.4 El intercambiador de calor de placas Double-wall:** El intercambiador de placas Double-wall está diseñado para fluidos que si se mezclaran podrían contaminarse y producir una reacción peligrosa. En este intercambiador los fluidos están separados por placas dobles y los canales que se forman incorporan juntas convencionales. Un poro en una de las placas, así como un defecto en alguna de las juntas significaría una fuga que se detectaría fácilmente en el exterior del intercambiador.



**Figura N° 2.10** Forma de la placa y su distribución compactada

**2.7.5 El intercambiador de calor e placas de grafito Diabon:** El intercambiador de placas de Diabon, está diseñado para aquellos fluidos demasiado corrosivos incluso para metales exóticos o aleaciones. El Diabon F100 es un material compuesto de grafito y de fluoroplásticos que se presentan formando placas corrugadas a las que se incorporan juntas planas finas resistentes a la corrosión.

El Diabon NS1 es grafito impregnado de resina sintética, especialmente desarrollado para trabajar con vapor y vapores de proceso. Las placas de Diabon ofrecen una resistencia a la corrosión excelente y buenas propiedades de transferencia en combinación con baja expansión térmica y alta presión.

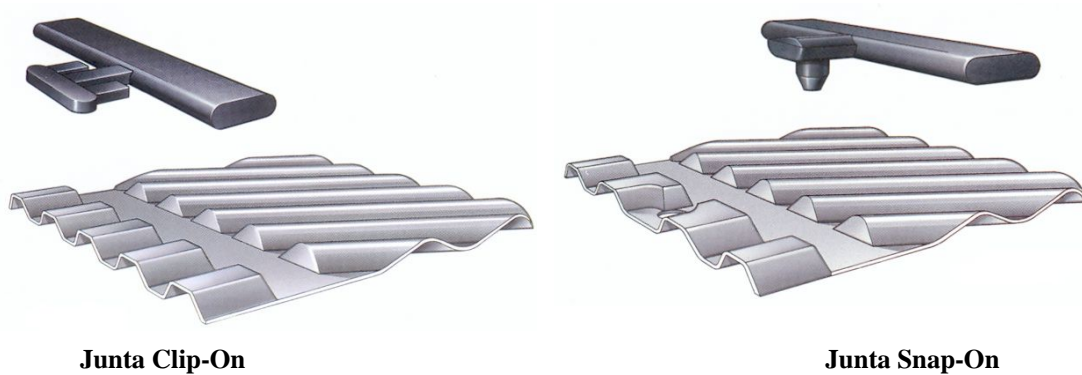


**Figura N° 2.11** Forma de la placa y su distribución compactada

**2.7.6 Las juntas sin pegamento, la junta Clip-on y Snap-on:** Las juntas Clip-on y Snap-on son juntas sin pegamento diseñadas para trabajar en aplicaciones agresivas de igual manera que las juntas tradicionales pegadas. Las juntas sin pegamento se fijan a las placas mediante engarces dispuestos a intervalos

regulares a lo largo de la periferia de la placa, con lo que además de eliminar la necesidad de pegado, se facilita la reposición.

Esta operación puede realizarse sin desmontar las placas del bastidor, reduciendo así los tiempos de parada y costes de mantenimiento.

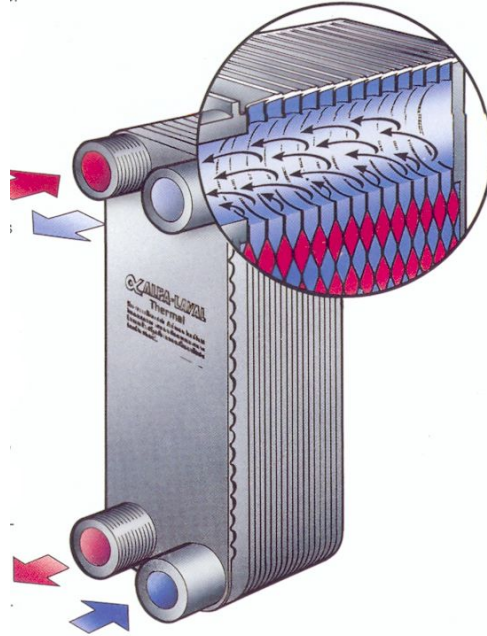


**Figura N° 2.12** Forma de las juntas

**2.7.7 El Intercambiador de Calor de Placas Soldado:** El intercambiador de Placas Soldado es una variante del intercambiador tradicional con juntas. Ha evolucionado desde el intercambiador convencional de placas, en respuesta a la necesidad de un intercambiador compacto para programas de alta presión y temperatura. Hace ahora cerca de 20 años que Alfa Laval inventó el intercambiador de placas soldado y ha sido ampliamente aceptado para programas de calentamiento, enfriamiento y vapor/líquido y gas/líquido, que incluyen:

- Agua caliente sanitaria
- Calefacción
- Refrigeración de aceite hidráulico

- Evaporación y condensación de refrigerantes
- Calentamiento de agua con vapor



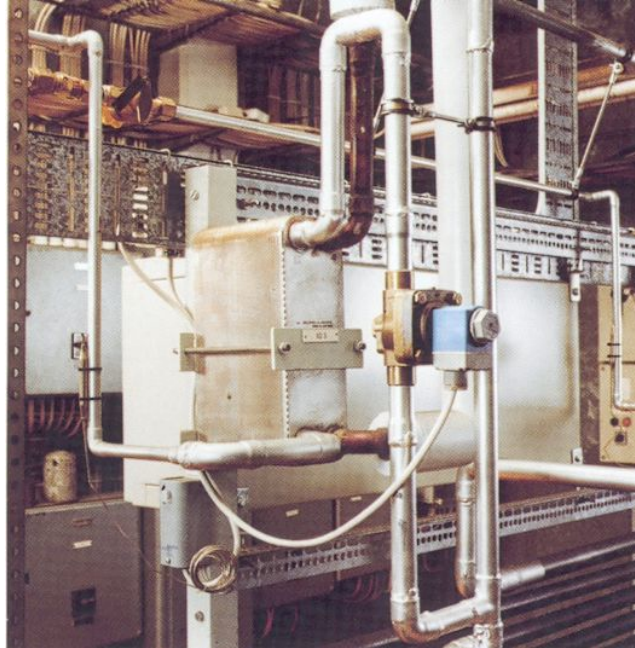
**Figura N° 2.13** Intercambiador de Calor de Placas Soldadas

**Construcción:** igual que el intercambiador de placas con juntas, el intercambiador de placas soldadas (BHE) se construye partiendo de placas corrugadas de metal pero sin juntas, pernos de apriete, bastidor ni barras guía. El BHE consiste simplemente en placas de acero inoxidable y dos placas finales de soporte. Las placas se sueldan entre si en un horno de vacío y forman una unidad compacta resistente a la presión.

Los dos fluidos se distribuyen por canales separados. La construcción soldada hace a este diseño ideal para condiciones de operación de alta presión y temperatura. La turbulencia creada por la configuración de la placa produce alta transferencia de calor y retarda el ensuciamiento. Este diseño compacto puede



montarse fácilmente directamente sobre tubería sin necesidad de bases ni abrazaderas./j/



**Fotografía N° 2.1** Uno de los 8 Intercambiadores soldados instalados en un sistema de recuperación de calor para agua caliente sanitaria en el super mercado Domus (Kariskrona – Suecia)

/j/ Tomado de Folleto de Ventas “El Intercambiador de Placas” de la Empresa Alfa Laval S.A. 2001

## **2.8 ECUACIONES QUE GOBIERNAN EL PROCESO DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS SEGÚN EL MODELO TERMOHIDRÁULICO**

En este trabajo se presenta el desarrollo de un modelo alternativo para el diseño termohidráulico preliminar de intercambiadores de placas planas en una sola fase, propuesto por los Ingenieros: M. Picón Núñez, J.L. López Robles y C. Miranda Álvarez; publicado por la Academia Mexicana de Investigación y Docencia de Ingeniería Química.

En este trabajo se toma la longitud de las placas como una variable continua a través de la cual es posible lograr el uso total de la caída de presión disponible que se especifica para el diseño. Los arreglos complejos o de multipaso, son una combinación de flujo en contracorriente y de paralelo, para los cuales se desarrolla la expresión para calcular el factor de corrección de la diferencia de temperaturas media logarítmica. Se desarrolla un modelo para evaluar dicho factor en función del parámetro NTU (número de unidades de transferencia de calor).

### **2.8.1 Características Termohidráulicas**

En el diseño de intercambiadores de calor el aspecto de mayor importancia es el relacionado al cálculo de los coeficientes individuales de calor y los valores de fricción de diferentes tipos de superficies que se pueden emplear. Por lo general esta información está disponible en forma de correlaciones empíricas o semiempíricas. Las características térmicas se presentan en función de números

adimensionales como son: el número de Nusselt (Nu), el número de Stanton (St) y el factor de Colburn ( $j=StPr^{2/3}$ ), en función del número de Reynolds. Las características de fricción se reportan en términos del factor de fricción contra el número de Reynolds. La información disponible en la literatura abierta de este tipo de parámetros es muy escasa debido a que tanto métodos de diseño como características termohidráulicas son de propiedad industrial.

Las siguientes correlaciones fueron reportadas por Shah y Focke (1998) para la placa tipo Chevron P31 de la compañía Alfa Laval:

$$Nu = \begin{cases} 0,729Re^{1/3} Pr^{1/3} & \text{para } Re \leq 7 \\ 0,380Re^{2/3} Pr^{1/3} & \text{para } Re > 7 \end{cases} \quad \dots (2.1)$$

y

$$f = \begin{cases} 17 Re^{-1} & \text{para } Re < 10 \\ 6,29 Re^{-0,57} & \text{para } 10 < Re < 101 \\ 1,141 Re^{-0,20} & \text{para } 101 < Re < 855 \\ 0,581 Re^{-0,10} & \text{para } Re > 855 \end{cases} \quad \dots(2.2)$$

Las características geométricas de esta placa son:

- Área de transferencia de calor por placa: 0,30 m<sup>2</sup>
- Longitud efectiva: 0,904 m
- Espaciamiento entre placas: 2,9 mm
- Diámetro hidráulico: 5,8 mm
- Angulo chevron: 60°
- Diámetro del puerto: 0,125 m

La corrugación tipo chevron se utiliza muy comúnmente en aplicaciones industriales. Por lo tanto, esta información se empleará para demostrar la aplicación de la metodología de diseño que se desarrollará en este trabajo.

### 2.8.2 Ecuaciones de Diseño

Las relaciones geométricas básicas para el diseño de intercambiadores de placas son las siguientes:

$$d_h = 2b \quad \dots (2.3)$$

Donde:  $d_h$  : diámetro hidráulico

$b$  : espaciamiento entre placas

El área libre de flujo por corriente  $A_c$  se obtiene a partir de:

$$A_c = N_c W b \quad \dots (2.4)$$

Donde:  $N_c$  : número de canales por corriente

$W$  : ancho de la placa

El número de canales térmicos  $N_p$  es igual a:

$$N_p = N_T - 2 \quad \dots (2.5)$$

Donde:  $N_T$  : número de total de placas

El número de canales térmicos por corriente  $N_{CT}$ , se obtiene a partir de:

$$N_{cr} = \frac{N_T - 1}{2} \dots (2.6)$$

El número total de placas térmicas se puede obtener a partir del área total de transferencia de calor,  $A_T$  y el área por placa:

$$N_p = \frac{A_T}{A_{plato}} \dots (2.7)$$

El número de Reynolds,  $Re$ , está definido de la siguiente manera:

$$Re = \frac{\overset{\circ}{m} d_h}{\mu A_c} \dots (2.8)$$

Donde:  $\overset{\circ}{m}$  : flujo másico de la corriente

$\mu$  : viscosidad dinámica

La caída de presión total en un intercambiador de placas tiene las siguientes componentes: caída de presión debida a la fricción, a los cambios de velocidad, a los cambios de dirección y a los cambios de altura del fluido. De éstas, la que tiene mayor influencia en el comportamiento térmico del equipo es la que se origina por la fricción. En este trabajo se supone que la caída de presión permitida es igual a la pérdida por fricción. La expresión que permite evaluar esta componente es:

$$\Delta P = \frac{4fG^2L}{2d_h\rho} \dots (2.9)$$

Donde:  $G$  : flujo másico por unidad de área

$L$  : longitud del placa

$f$ : factor de fricción como se presenta en la ecuación 2.2

Puede expresarse en forma generalizada de la siguiente manera:

$$f = x \text{Re}^{-y} \dots (2.10)$$

Combinando las ecuaciones 2.8, 2.9 y 2.10; se obtiene la siguiente expresión:

$$A_c = \left( \frac{2x m_0^{(2-y)} \mu^y L}{d_h^{1+y} \rho \Delta P} \right)^{1/(2-y)} \dots (2.11)$$

De la ecuación 2.11 se puede observar que una vez definido la placa y sus características geométricas, es posible determinar el área libre de flujo para una corriente en función de la caída de presión permitida. Con este valor es posible calcular el número de pasajes por corriente que se requieren para maximizar el uso de la caída de presión. El número de pasajes calculados de esta manera se determinan pasajes hidráulicos ( $N_{ch}$ ). Este valor debe ser contrastado con el número de pasajes que son necesarios para cumplir con la carga térmica o pasajes térmicos ( $N_{CT}$ ).

En este trabajo se supondrá que cuando el arreglo es de multipasos, cada paso contará con el mismo número de canales. Ahora, en este tipo de arreglo, la caída de presión por paso es igual a la caída de presión total dividida entre el número de pasos:

$$\Delta P_{pso} = \frac{\Delta P}{N_{pasos}} \quad \dots \quad (2.12)$$

El número de canales por paso puede obtenerse combinando las ecuaciones: 2.4, 2.11 y 2.12, de donde se obtiene que:

$$N_{c,paso} = \frac{1}{(Wb)} \left( \frac{2x m \mu^y N_{pasos} L}{\Delta P \rho d_h^{1+y}} \right)^{1/(2-y)} \quad \dots \quad (2.13)$$

La determinación del número de canales térmicos se obtiene a partir de la ecuación de diseño:

$$Q = UA \Delta T_{ME} \quad \dots \quad (2.14)$$

Donde:  $Q$  : carga térmica

$A$  : área superficial de transferencia de calor

$\Delta T_{ME}$  : diferencia de temperatura media efectiva

El coeficiente global de transferencia de calor para una geometría de placas planas se obtiene de:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2} + R_w + R_f} \quad \dots \quad (2.15)$$

Donde:  $h_1$  y  $h_2$ : coeficientes individuales de transferencia de calor

$R_w$  : resistencia debida a la conducción a través del metal

$R_f$ : resistencia total debida al ensuciamiento

La diferencia media efectiva de temperatura puede calcularse a partir de:

$$\Delta T_{ME} = F \Delta T_{LM} \quad \dots (2.16)$$

Donde:  $F$  : factor de corrección de acuerdo a Kays y London (1984) y puede obtenerse de:

$$F = \frac{NTU_{contracorriente}}{NTU_{otro}} \quad \dots (2.17)$$

Donde:  $NTU_{contracorriente}$  : número de unidades de transferencia de calor si el diseño se realiza en contracorriente:

$NTU_{otro}$  : número de unidades de transferencia de calor para un arreglo diferente al de contracorriente.

Cuando el intercambiador de calor es de más de un paso, entonces es necesario determinar los dos valores del lado derecho de la ecuación. 2.16.

Cuando el arreglo es contracorriente,  $NTU$  se puede obtener a partir de la ecuación que representa la efectividad térmica de este tipo de arreglo como función de  $NTU$  y  $C$  (Kays y London, 1984):

$$NTU = \frac{1}{C-1} \ln \left| \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon C - 1} \right| \quad \text{para } C < 1$$

y ... (2.18)

$$NTU = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} \quad \text{para } C = 1$$

Donde:  $\varepsilon$  : efectividad térmica de la unidad

$C$  : capacitancia térmica



Donde C es:

$$C = \frac{C_{p\min}}{C_{p\max}} \quad \dots (2.19)$$

Donde:  $C_{p\min}$ : producto de flujo másico por la capacidad calorífica

menor

$C_{p\min}$ : producto de flujo másico por la capacidad calorífica

mayor

Por otro lado, para un arreglo de flujo en paralelo, la efectividad térmica,  $NTU$  y

$C$  están relacionados de la siguiente manera (Kays y London, 1984):

$$NTU = -\frac{\ln|1 - \varepsilon(1 + C)|}{1 + C} \quad \dots (2.20)$$

En la figura 2.15, se muestra el esquema operacional de un arreglo de dos pasos:

el primero en contracorriente y el segundo en paralelo. La efectividad térmica

global de este arreglo se puede expresar, de acuerdo con el método propuesto por

Domingos (1969) de la siguiente manera:

$$\varepsilon_{global} = \frac{1 - [1 - \varepsilon_1(1 + C)][1 - \varepsilon_2(1 + C)]}{1 + C} \quad \dots (2.21)$$

En un problema de diseño,

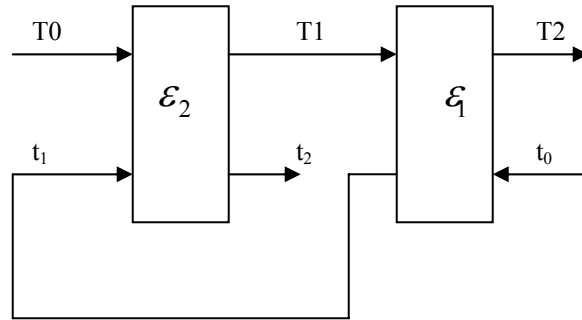
$$\varepsilon_{global} = \frac{\Delta T_{corriente\ de\ CP\min}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \quad \dots (2.22)$$

Los términos  $\varepsilon_1$  y  $\varepsilon_2$  representan las efectividades térmicas por cada uno de los

pasos de la figura 2.15. El número de unidades de transferencia de calor ( $NTU$ ),

se define como:

$$NTU = \frac{UA}{C_{p\min}} \quad \dots (2.23)$$



**Figura 2.14** Esquema de un intercambiador de calor de dos pasos. Contracorriente-paralelo

Imponiendo como condición que el número de canales por paso es igual, entonces a partir de la definición de  $NTU$  se tiene que el área seccional libre de flujo es igual para cada paso y como el flujo es el mismo, entonces el coeficiente global de transferencia de calor,  $U$  es igual en cada paso y en consecuencia el  $NTU$  para la sección contracorriente es igual al  $NTU$  de la sección paralelo. De aquí es posible desarrollar una expresión que relacione ambas efectividades térmicas a partir de las ecuaciones 2.18 y 2.20.

La ecuación 2.18 presenta dos casos, uno para  $C < 1$  y para  $C = 1$ . Para el caso

$C < 1$  y para un arreglo contracorriente-paralelo:

$$\epsilon_2 = \frac{[1 - \epsilon_1(1 + C)]^{\frac{1-C}{1+C}} - 1}{C[1 - \epsilon_1(1 + C)]^{\frac{1-C}{1+C}} - 1} \quad \dots (2.24)$$

Y para un arreglo paralelo-contracorriente:

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{1+C} \left[ 1 - \left( \frac{\varepsilon_1 - 1}{\varepsilon_{1C-1}} \right)^{\frac{1+C}{1-C}} \right] \quad \dots (2.25)$$

Donde  $\varepsilon_1$  corresponde al primer paso de izquierda a derecha de acuerdo con la figura 2.15. Ecuaciones respectivas para el caso  $C=1$  pueden desarrollarse de la misma manera. Resolviendo para una efectividad global  $\varepsilon_{global}$  conocida, ecuación 2.22, se pueden determinar los valores de  $\varepsilon_1$  y  $\varepsilon_2$  utilizando la ecuación apropiada 2.24 ó 2.25. De esta manera es posible determinar el  $NTU$  por paso y el  $NTU$  total para un arreglo en varios pasos. El  $NTU$  total para varios pasos se puede obtener a partir de:

$$NTU_{Total} = N_{pasos} (NTU_{por\ paso}) \quad \dots (2.26)$$

Una vez conocido  $NTU$  Total, el valor del factor de corrección  $F$  se calcula a partir de la ecuación 2.17.

Partiendo de la utilización de la ecuación para la transferencia de calor por convección forzada para conductos entre placas paralelas y considerando que no hay variación grande en la viscosidad de los fluidos y además que por la geometría el diámetro equivalente es dos veces el espacio entre las placas tenemos:

$$h = 0,204 e^{-0,35} \left( \frac{Cp^{0,4} k^{0,6}}{\mu^{0,25}} \right) G^{0,65} \quad \dots (2.27)$$

Donde:  $e$  : espesor de la placa

$C_p$  : calor específico del fluido

$K$  : conductividad térmica del fluido

$\mu$  : viscosidad dinámica

Considerando que el calor que gana el fluido frío es el mismo que el que pierde el fluido caliente. Entonces:

$$q_c = q_h = \dot{m} c_{pc} (\Delta T_c) = \dot{m} c_{ph} (\Delta T_h) \quad \dots (2.28)$$

Donde:  $q_c$  : calor de intercambio del fluido frío

$q_h$  : calor de intercambio del fluido caliente

$c_{pc}$ : calor específico del fluido frío

$c_{ph}$  : calor específico del fluido caliente

$\Delta T_c$ : diferencia de temperaturas del fluido frío

$\Delta T_h$ : diferencia de temperaturas del fluido caliente

## **CAPÍTULO III**

### **PROPUESTA PARA MEJORAR LAS CONDICIONES TÉRMICAS DE OPERACIÓN DEL GENERADOR ELÉCTRICO DE LA CENTRAL HIDROELÉCTRICA SANTIAGO ANTUNEZ DE MAYOLO**

#### **3.1 OBJETIVOS DEL TRABAJO**

**Objetivo General:** brindar la opinión técnica profesional de las ventajas que ofrece el reemplazo de los intercambiadores de calor de coraza y tubos por los modernos intercambiadores de placas planas, considerando que las industrias aún poseen los intercambiadores de calor de coraza y tubos que según algunos estudios son de menor eficiencia y de mayores costos que el placas planas.

**Objetivo Específico:** es presentar una propuesta concreta para el cambio definitivo de los 8 intercambiadores de calor de coraza y tubos que existen en la

Central Hidroeléctrica Santiago Antunez de Mayolo, por los intercambiadores de calor de placas planas.

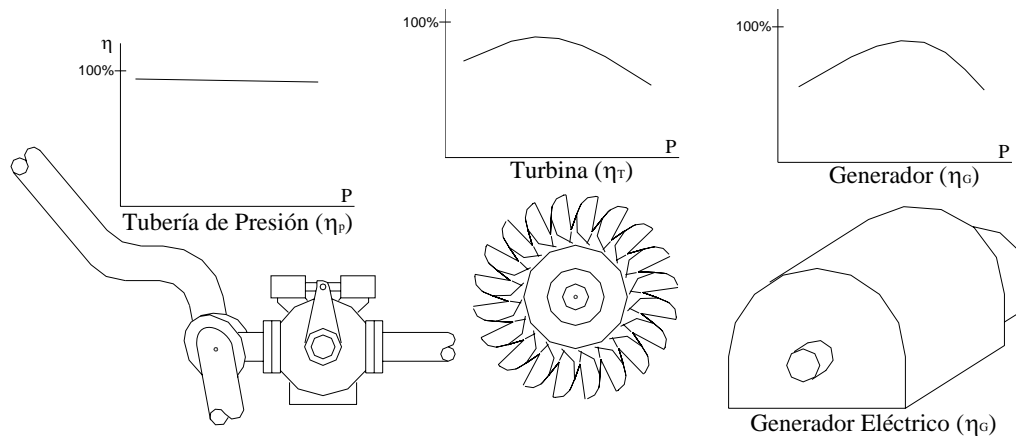
Para ello se realizó el análisis de la recuperación costo capital que representara el cambio de los intercambiadores de calor de coraza y tubos por los de placas planas, tomando en consideración el aumento de generación y la reducción de horas muertas en un cuadro de flujo de ingresos y tomando como criterio de evaluación del proyecto el VAN y la TIR para un período de un año.

### **3.2 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA**

Actualmente se vienen desarrollando estudios para producir más energía en el Complejo Mantaro; existen pérdidas en la generación de energía en la Central Hidroeléctrica Santiago Antunez de Mayolo, actualmente el promedio anual de generación es de 85 MW por grupo, siendo su potencia instalada de 114 MW. También se invierte mucho tiempo en paradas de grupo por mantenimiento de equipos (generador, intercambiadores de calor, rodetes, otros componentes).

A continuación se presentan las eficiencias mecánicas y eléctricas de los diferentes componentes de una Central Hidroeléctrica.

1.	Tubería de Presión	97 %
2.	Turbina Hidráulica	91 %
3.	Generador Eléctrico	98 %
4.	Transformador	98 %
<b>Eficiencia de la Central</b>		<b>85 %</b>



**Figura N° 3.1** Pérdida de potencia en los diferentes equipos

Como se puede observar en las características de variación para mejorar la eficiencia de una central hidroeléctrica, debemos mejorar cualquiera de estas eficiencias.

En el caso de la central SAM sólo falta mejorar la eficiencia del generador, ya que la eficiencia de la tubería de presión es constante, la eficiencia de la turbina se mejoró entre (2 a 3) % cambiándolos por rodetes de mejor perfil aerodinámico, la eficiencia de los transformadores también se mejoró cambiando el sistema de enfriamiento de los intercambiadores de coraza y tubos por ventiladores que enfrían el aceite dieléctrico del transformador, ahorrando también en horas/hombre (h/h) que se destinaban para su mantenimiento .

Por lo que ahora sólo falta mejorar la eficiencia de los generadores



**Fotografía 3.1:** Transformador de Potencia de la Central Hidroeléctrica Santiago Antunez de Mayolo





**Fotografía 3.2:** Generador de Potencia de la Central Hidroeléctrica Santiago Antunez de Mayolo

Suponiendo que la Central toma carga ( $96 \text{ m}^3/\text{s}$ ), se generará una potencia hidráulica bruta de:

$$P_b = \rho QH$$

$$\Rightarrow P_b = 9.81 \times 96 \times 748 = 704 \text{ MW}$$

Hallando la potencia a la entrada al generador:

$$P_{eg} = \eta_{tp} \eta_{tur} \times P_b$$

$$\Rightarrow P_{eg} = 0.97 \times 0.93 \times 704 = 635 \text{ MW}$$

Como son 7 grupos, entonces cada grupo tendrá una potencia a la entrada del generador de:

$$P_{eg} = \frac{635}{7} = 90,7 \text{ MW}$$

Pero cada grupo puede generar una potencia de 114 MW (Condiciones ISO), desperdiciándose hasta un 15% de la capacidad del generador

Es por eso que se toma más carga para generar más potencia.

Si aumentamos la carga al máximo (105 m<sup>3</sup>/s), tendremos:

$$\Rightarrow P_b = 9,81 \times 105 \times 748 = 770 \text{ MW}$$

Y cada grupo tendrá una potencia a la entrada del generador de:

$$\Rightarrow P_{eg} = \frac{0,97 \times 0,93 \times 770}{7} = 99,2 \text{ MW}$$

Y la potencia a la salida del transformador (en barras) será:

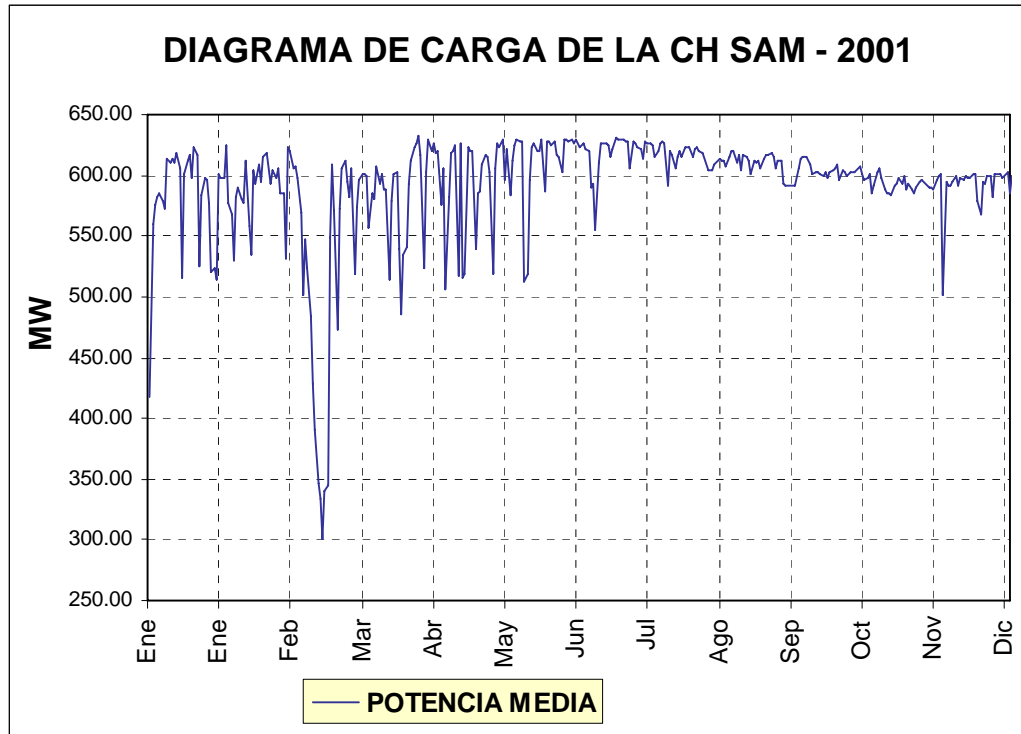
$$\Rightarrow P_{net} = 0,97 \times 0,97 \times 0,93 \times 0,91 \times 770 = 652 \text{ MW}$$

Pero en la práctica esta potencia no se llega a entregar al sistema, debido a que la toma de carga está limitado por muchos factores (salida de grupo por disparo de relé térmico, variación de frecuencia, alto desnivel en el pozo de aereación, falta de recurso hídrico, etc), pero la razón principal es por el sobrecalentamiento en el generador, el cual hace actuar al relé térmico que bloquea el grupo para evitar que se quemem los embobinados.

En el proceso de Purga 2,001 se realizó la prueba de máxima generación, obteniendose sólo **640 MW**.

A continuación se presenta un diagrama de carga de la central SAM durante el año 2001

**Gráfico N° 3.1** Diagrama de Carga de Central Hidroeléctrica Santiago Antunez de Mayolo



*Fuente:* Tomado de la Base de Datos del Programa Hidroman del Centro de Producción Mantaro

Como se puede apreciar la central SAM tiene un promedio máximo de generación de 633,08 MW correspondientes al 20 Abril, ya que las pruebas de máxima generación se realizaron el 19 y 20 de abril de 2001, siendo el pico máximo 635 MW, con un promedio de 90,7 MW por grupo.

Esto va de la mano con el proceso de Purga que se realiza anualmente en la Represa Tablachaca, en donde se eliminan los sólidos sedimentados aguas arriba del dique, lográndose un incremento de la carga hidráulica, también aquí se

realiza el mantenimiento y limpieza de los intercambiadores de coraza y tubos ya que el agua captada de la represa llega con considerables sólidos en suspensión por lo que la limpieza de los intercambiadores es mensual en estas épocas (avenidas).

También se puede apreciar un descenso de generación apreciable en la primera quincena de marzo de hasta 301,16 MW el día 12 de marzo, fechas en que se realizaba el proceso de Purga del Año 2001, descendiendo el nivel del embalse 19 m (a la cota 2676 m.s.n.m.) que es la cota de purga. Aquí se reduce la carga de agua para la central, teniendo que pararse uno o dos grupos que es cuando se aprovecha para hacer el mantenimiento de los equipos mecánicos e hidráulicos de la central (generadores, estator, rodete, válvula esférica, revisión de los circuitos oleodinámicos, servos, etc).



**Fotografía N° 3.3** Presa Tablachaca Proceso de Purga 2001 - Nivel cota de embalse 2678 m.s.n.m.

Es por todo esto que actualmente se viene perdiendo horas de generación, en la limpieza de los intercambiadores de calor de coraza y tubos así como también se limita la generación por calentamiento de los embobinados del generador debido al ineficiente sistema de enfriamiento de éste.

A continuación se presenta el cuadro resumen de horas de mantenimiento (limpieza) del Grupo N°1 de la central hidroeléctrica SAM

**Cuadro N° 3.1** Horas de Limpieza del Intercambiador de Calor del Grupo N°1 de la Central Hidroeléctrica Santiago Antinúez de Mayolo

O/T	Actividad	Fecha	Responsable	Horas x persona	Personas	Total
604	RE29	13/02/01	Mora	06:00	4	24:00
729	RE30	27/02/01	Mora	03:00	4	12:00
882		12/03/01	Gutierrez	03:30	2	7:00
1197	RE29	05/04/01	Girón	04:00	4	16:00
1277	RE30	19/04/01	Girón	05:00	2	10:00
1670	RE29	16/05/01	Girón	05:30	2	11:00
2306	RE29	03/07/01	Mora	04:22	2	8:44
3055	RE29	23/08/01	Mora	06:00	2	12:00
3607	RE29	11/10/01	Girón	05:00	2	10:00
4215	RE29	27/11/01	Girón	05:00	2	10:00
				01:00	1	1:00
<b>Total horas de mantenimiento</b>						<b>121:44</b>

*Fuente:* Area de Programación del Centro de Producción Mantaro. Anexo 2.

**Observación:** Las horas de ejecución varían porque en algunas ocasiones los trabajos de limpieza de intercambiador se realizan con otros trabajos.

Otros trabajos pueden ser: limpieza de fluostatos, control de vibración de motobombas, controles eléctricos de bombas, limpieza externa.

Sin embargo el trabajo que toma mayor tiempo es el de limpieza interna del intercambiador.

### **3.3 IMPORTANCIA DEL COMPLEJO HIDROENERGÉTICO DEL MANTARO**

La energía producida por el Complejo Hidroeléctrico Mantaro representa el 34,4% de la producción total de las empresas integrantes del COES - SINAC.

Esta producción de energía se debe principalmente a:

- Condiciones hidrológicas favorables.
- Prioridad de la energía hidroeléctrica en el Despacho por el COES.
- Racionalización y mejora en los procedimientos de operación y mantenimiento.
- Incremento de la eficiencia operativa de la C.H. Santiago Antúnez de Mayolo con nuevos rodetes.

Es por ello la importancia del complejo hidroenergético del Mantaro, ya que garantizará el despacho confiable a sus clientes que representan aproximadamente a un tercio de la población nacional.

A continuación para una mejor visión de la importancia de este proyecto se tiene a sus principales clientes en el cuadro N° 3.2:

**Cuadro 3.2** Clientes a los que se suministra electricidad actualmente

<b>EMPRESAS DE DISTRIBUCION</b>
EDELNOR LUZ DEL SUR EDECAÑETE ELECTRONOROESTE - PIURA HIDRANDINA ELECTROCENTRO ELECTRO UCAYALI ELECTRONORTE
<b>EMPRESAS INDUSTRIALES O MINERAS</b>
ACEROS AREQUIPA CONENHUA PRAXAIR PERU METALURGICA PERUANA SOCIEDAD MINERA CERRO VERDE A.A.T.E. - TREN ELÉCTRICO EGENOR

*Fuente: Electroperú S.A. – Area de Comercialización*

En el cuadro N° 3.3 se presenta la evolución histórica de la generación de energía en el complejo hidroenergético del Mantaro.

**Cuadro Nº 3.3** Evolución histórica de la generación de energía en el Complejo Hidroenergético del Mantaro.

<b>PRODUCCION DE ENERGIA ( GWh)</b>			
<b>Año</b>	<b>C.H. Mantaro</b>	<b>C. H. Restitución</b>	<b>Total</b>
1973	118,9		118,9
1974	805,4		805,4
1975	746,4		746,4
1976	1087,0		1087,0
1977	1425,3		1425,3
1978	1604,8		1604,8
1979	1847,7		1847,7
1980	2240,0		2240,0
1981	2931,0		2931,0
1982	3188,7		3188,7
1983	3230,7		3230,7
1984	3069,0	53,2	3122,2
1985	2847,7	571,8	3419,5
1986	3236,2	951,8	4188,0
1987	3936,0	1003,1	4939,1
1988	3633,3	891,4	4524,7
1989	3369,3	655,9	4025,2
1990	3877,4	867,7	4745,1
1991	3767,2	1022,2	4789,4
1992	3159,3	897,5	4056,8



1993	3887,6	1195,2	5082,8
1994	4277,8	1308,9	5586,7
1995	4400,5	1421,2	5821,7
1996	4412,4	1425,8	5838,2
1997	4480,3	1435,5	5915,8
1998	4849,2	1574,8	6424,0
1999	5106,5	1666,9	6773,4
2000	5189,7	1668,3	6858,3
2001	5204,6	1700,3	6905,0
2002	5176,1	1666,6	6842,7
2003	5349,5	1740,4	7089,9
2004	5202,7	1369,0	6571,7
2005	5116,2	1644,6	6760,8
a junio 2006	2778,3	859,3	3637,6

*Fuente: Electroperu S.A. – Gerencia de Producción*

### 3.4 PROPUESTA DE SOLUCIÓN

Debido a que la Empresa Electroperu S.A. con la finalidad de mejorar y optimizar la operación del Complejo Hidroenergético del Mantaro desarrolló los siguientes proyectos y estudios, que se detallan a continuación /k/:

#### 3.3.1 Proyectos de Mantenimiento y Modernización:

**Objetivo:** Mejorar la confiabilidad y disponibilidad de los grupos de generación mediante un estricto cumplimiento de los programas de mantenimiento y con inversiones de modernización en las instalaciones.

**Estudios:**

- **Derivación del río Colcabamba Sistema de Enfriamiento Central Hidroeléctrica Santiago Antúnez de Mayolo.**

**Objetivo:** mejoramiento del Sistema de enfriamiento de la C.H. Santiago Antúnez de Mayolo, aprovechando la cuenca del río Colcabamba como fuente de abastecimiento de agua de mejor calidad, y adicionalmente, incrementar el caudal de agua turbinable de la C. H. Restitución, en época de estiaje.

**Descripción:** comprende obras de cabecera, obras de conducción, reservorio de regulación, con una capacidad útil de 480 m<sup>3</sup>, sistema de distribución dentro de la casa de máquinas de la Central Hidroeléctrica Santiago Antunez de Mayolo

/k/ Tomado de Electroperu S.A. – Gerencia de Inversión y Proyectos

- **Modernización del Complejo Mantaro, 2da Etapa.**

**Objetivo:** evitar que la disponibilidad de los grupos de las Centrales Hidroeléctricas Santiago Antunez de Mayolo y Restitución, disminuya, debido al incremento en la frecuencia de fallas por la antigüedad de los equipos, al incremento de las actividades de mantenimiento y a la decreciente disponibilidad de repuestos.

**Descripción:** en la segunda etapa del proyecto integral de modernización del Centro de Producción Mantaro (CPM), se contempla la ejecución de las siguientes actividades básicas:

- Servicios Auxiliares de la Central Hidroeléctrica Santiago Antúnez de Mayolo (SAM).
- Modernización de los Grupos Auxiliares Hidráulicos de la C. H. SAM.
- Reguladores de Velocidad
- Variador de Revoluciones y Limitador de Apertura
- Tablero Eléctrico de Mando y los respectivos Equipos
- Cambio del Equipamiento en Corriente Alterna (380 Vc.a.) de la C. H. SAM
- Cambio en el sistema de corriente continua de la C.H. SAM, RON y SECA
- Sistema de Protección Diferencial de Barras en SECA (Sub Estación Campo Armiño)

- Cambio de los Controladores Locales y de Protecciones de los Generadores y Transformadores de los Grupos Principales en RON (Restitución)
- Cambio de la Supervisión, Control y Sistema de Protección de la Presa Tablachaca

**Obra:**

- **Suministro e Instalación del Sistema de Regulación Subcuenca Alta Río Moya**

**Objetivo:** garantizar la disponibilidad del recurso hídrico en el periodo de estiaje, por medio de un sistema eficiente de operación del embalse de la laguna de Chilicocha con la finalidad de optimizar el despacho hídrico a las centrales del Centro de Producción Mantaro.

**Descripción:** ejecución de obras complementarias para culminar y poner en servicio en forma definitiva el Proyecto de Regulación de las Subcuencas Ríos Quillón y Moya.

El Suministro e Instalación del Sistema de Regulación Subcuenca Alta Río Moya - Laguna Chilicocha, incluye el equipo de regulación de las descargas que comprenden la tubería, el sistema oleohidráulico, la microcentral y el acondicionamiento de la poza disipadora para recibir la descarga de la válvula y entregarla al túnel de descargas.

**Otros:**

- **Modernización Sistema de Supervisión y Control del Complejo Mantaro.**

**Objetivo:** modernizar el Sistema de Supervisión y Control de las Centrales Santiago Antúnez de Mayolo (SAM) y Restitución (RON) e instalaciones afines, para incrementar su disponibilidad.

**Descripción:** diseño, fabricación, pruebas en fábrica, transporte, montaje y pruebas del nuevo sistema de Supervisión y Control de las Centrales Hidroeléctricas Santiago Antúnez de Mayolo (SAM), Restitución (RON), Cámara de Válvulas, Subestación Campo Armiño, Presa Tablachaca y del Centro Supervisión en Lima.

### **3.3.2 Proyectos de Afianzamiento Hídrico para las Centrales Hidroeléctricas del Complejo Mantaro**

**Objetivo:** asegurar el abastecimiento del recurso hídrico, mediante la construcción de obras de regulación y la optimización del uso de los citados recursos.

**Estudios:**

- **Presas Huacracoche y Huari**

**Objetivo:** ampliar en aproximadamente 11 MMC la capacidad de almacenamiento de agua, para su utilización en periodo de estiaje,

aprovechando el recurso hídrico de la Subcuenca Piñascochas Vieja de la parte alta de la cuenca del río Huari.

**Descripción:** tipo de presa de tierra, las obras comprenden: vertedero, canal colector, canal de evacuación, aliviadero de excedencias, y sistema de descarga.

- **Construcción de Viviendas Centro de Producción Mantaro - CPM (Campo Armiño)**

**Objetivo:** mejorar la calidad de vida de los trabajadores del CPM, brindándoles bienestar y seguridad en concordancia con la reglamentación del sector, mediante la reubicación de las actuales viviendas en la Sede Campo Armiño.

**Descripción:** construcción de viviendas confortables, con instalaciones permanentes y seguras; espacios públicos que favorecerán la integración social y recreación, que permita una condición favorable para el aumento en la productividad del trabajador debido a una mejora en sus condiciones de vida.

- **Proyecto Integral del Embalse Tablachaca.**

**Objetivo:** minimizar las restricciones de la operación del sistema de captación - aducción del embalse Tablachaca con la finalidad de incrementar la potencia y la producción de energía del Complejo Mantaro.

**Descripción:** el Proyecto Integral considera las siguientes Etapas:

## **Estudios 2004-2006**

- **Obras 2008-2010.**

El Estudio de Factibilidad contempla la evaluación de los siguientes aspectos del Embalse Tablachaca.

- Rehabilitación de estructuras civiles de presa, obras conexas y contrafuerte.
- Reposición, instalación y modernización del sistema de instrumentación geotécnica y obras de estabilización y deslizamientos del embalse Tablachaca.
- Instalación e implementación del sistema de monitoreo de pérdidas de carga del túnel de aducción.
- Estudio de Impacto Ambiental.
- Estudio de Riesgo y Vulnerabilidad del Centro de Producción Mantaro.
- Estudio Definitivo de las obras del contrafuerte Tablachaca.

### **Obra:**

- **Modernización del Sistema Hidrometeorológico y del Sistema Regulado de Lagunas.**

**Objetivo:** modernizar y automatizar la red de control hidrometeorológico, integrando nuevos instrumentos de control y sistema de comunicaciones a fin de permitir el manejo eficientemente programado de los recursos hídricos almacenados, y el pronóstico a mediano plazo para estimar la producción de energía necesaria para

atender los compromisos de venta, principalmente en el período de estiaje.

**Descripción:** comprende la modernización del actual equipamiento, la implementación y reposición de instrumentación hidrometeorológica, resultado de la evaluación de la cuenca y los requerimientos del sistema. El proyecto considera un sistema de comunicaciones que soporten y garanticen la transferencia de datos hidrometeorológicos en tiempo real de acuerdo a los requerimientos de la operación del sistema de generación y un sistema SCADA para la adquisición y proceso de datos; así como la automatización del sistema de regulación de embalses.

### **3.3.3 Descripción de la Propuesta de Solución**

Como el principal problema en el generador en estado estable es el calentamiento de su inducido y de sus embobinados de campo. Sin embargo, el límite de calentamiento está generalmente en un punto mucho menor que la potencia máxima que el generador está en capacidad magnética o mecánicamente de suministrar (114 MW). De hecho, un generador síncrono típico es capaz de suministrar frecuentemente mucho más de su potencia nominal por cierto tiempo (hasta que sus embobinados se quemen). Esta capacidad de sobrecarga se aprovecha para suministrar picos de potencia momentáneos.



También es posible utilizar un generador con potencias que sobrepasen los valores nominales por períodos de tiempos más largos, mientras los embobinados no tengan tiempo para calentarse demasiado, antes de que se elimine la sobrecarga.

Por ejemplo si uno de los grupos de la Central SAM que genera 90 MW sería capaz de entregar 100 MW durante 1 hora sin mayor daño y, progresivamente, por períodos de tiempo mayores a niveles de potencia menores (95 MW). Sin embargo, la carga debe eliminarse finalmente o los embobinados se recalentarán. Se puede generar mas potencia por período de tiempo más largos (95 KW x 24 horas) si se tuviera un buen sistema de enfriamiento del aislamiento del generador.

La máxima sobret temperatura a que los generadores pueden soportar depende de la **clase de aislamiento y del grado de enfriamiento** que tengan sus embobinados. Hay ciertas clases de aislamientos normalizados: A; B; F y H. Mientras haya alguna variación aceptable de la temperatura, que dependa de la construcción particular del generador y del método de medición de la temperatura, estas clases corresponden generalmente a alzas de temperatura de 60, 80, 105 y 125°C, respectivamente, por encima de las temperatura ambiente. Cuanto más alta la clase de aislamiento del generador, mayor la potencia que puede obtenerse de ella sin recalentar sus embobinados.

El calentamiento de los embobinados es un problema muy grave en un generador.

Una regla antigua, fundamentada en la práctica, dice *“por cada 10°C que se*

*exceda la temperatura nominal de los embobinados, el promedio de vida útil de la máquina se reduce a la mitad*". Los materiales de aislamiento modernos son menos susceptibles a fallar y por tanto esto no es totalmente cierto, pero las alzas de temperatura acortan su vida drásticamente. Por esta razón un generador síncrono nunca debe sobrecargarse, a menos que sea absolutamente necesario. //

Por todo lo expuesto, para operar los generadores por debajo de la temperatura nominal de los embobinados, se propone mejorar el sistema de enfriamiento del generador que actualmente está compuesto por un intercambiador de calor de coraza y tubos el cual tiene muchas deficiencias térmicas y genera muchas horas muertas (paradas de grupo por mantenimiento), que significan un costo alto para la empresa.

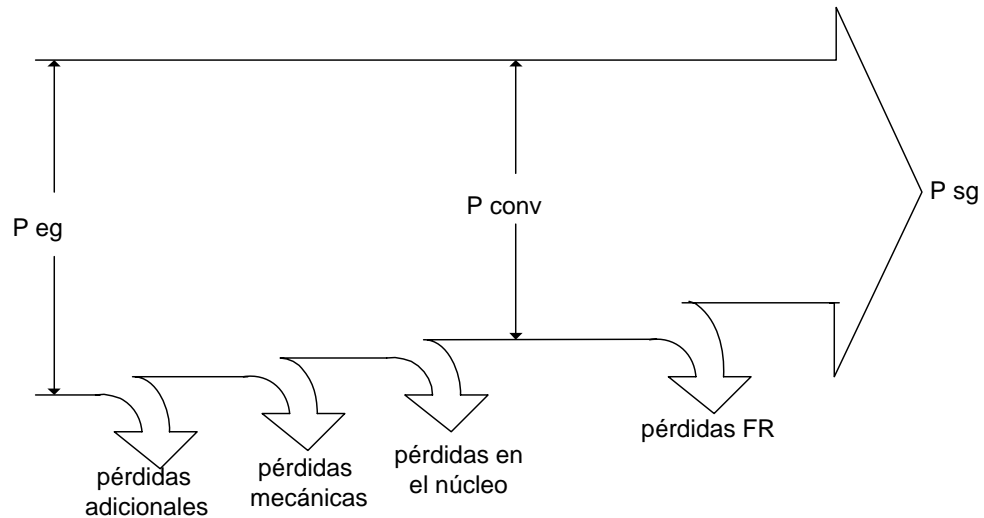
En este trabajo se propone el cambio definitivo de los 8 intercambiadores de coraza y tubos de la central SAM, por los Intercambiadores de Calor de Placas (PHE) que son de mayor eficiencia, el cual repercutirá directamente en la generación anual de la Central.

Con este intercambiador podemos tener un margen amplio de temperaturas de operación del generador, por debajo de la temperatura máxima nominal. Lo cual significaría tomar más carga y generar mas potencia por tiempos largos, así como reducir las horas de mantenimiento.

// Tomado de CHAPMAN S.J. Maquinas Eléctricas Segunda Edición Editorial Mc Graw Hill 1993 Pag. 510

A continuación un diagrama que explica, las diversas causas de pérdidas en un generador síncrono:

**Gráfico N° 3.2** Pérdidas de Energía en un Generador Síncrono



Donde:

- Las pérdidas FR de cobre del rotor y del estator se deben a las pérdidas de calor resistivas en los conductores del rotor y del estator (estas son las más importantes, debido al efecto Joule).
- Las pérdidas en el núcleo se deben a la histéresis y a las corrientes parásitas.
- Las pérdidas mecánicas se deben a la fricción en los rodamientos y a los efectos de vendaval.
- Las pérdidas adicionales. /m/

/m/ Tomado de CHAPMAN S.J. Maquinas Eléctricas Segunda Edición Editorial Mc Graw Hill 1993 Pag. 438-439

De todas estas pérdidas la que atacaremos en este trabajo será las pérdidas FR y las pérdidas mecánicas, las cuales están directamente relacionados con la temperatura de operación en el generador. Colocando como ya dijimos unos PHE los cuales mejorarán la potencia de salida del generador.

### **3.5 BENEFICIOS QUE IMPLICA EL CAMBIO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS POR LOS DE PLACAS**

Son muchos beneficios que implicaría el cambio de estos equipos, los cuales fueron mencionados en el capítulo anterior. Siendo los más importantes considerados en este estudio los referidos al incremento de operación y a la reducción de paradas de equipo por mantenimiento.

**3.5.1 Beneficio por Incremento de Generación de Energía:** esto se logrará debido a la mejora del sistema de enfriamiento, manteniendo un nivel adecuado de temperaturas de operación por períodos largos, lo que implica la toma de más carga. Pero para esto se debe contar con el recurso hídricos, de lo contrario de nada servirá mejorar el sistema de enfriamiento de los generadores de la central si no se cuenta con el suficiente recurso hídrico durante todo el año.

Por ello Electroperu S.A. tiene un importante Sistema de Regulación de Recursos Hídricos, que en la actualidad cuenta con 4 subcuencas que se integran al río Mantaro, ellos son:

- Subcuenca S.W. Lago Junín con una capacidad de 31,80 MMC de agua.
- Subcuenca Pachacayo con una capacidad de 71,08 MMC de agua.
- Subcuenca Quillon con una capacidad de 56,00 MMC de agua.
- Subcuenca Moya con una capacidad de 41,72 MMC de agua.

Totalizando una capacidad Máxima de Almacenamiento de 200,60 MMC de agua.

También se tiene en aprovechamientos hídricos futuros adicionales:

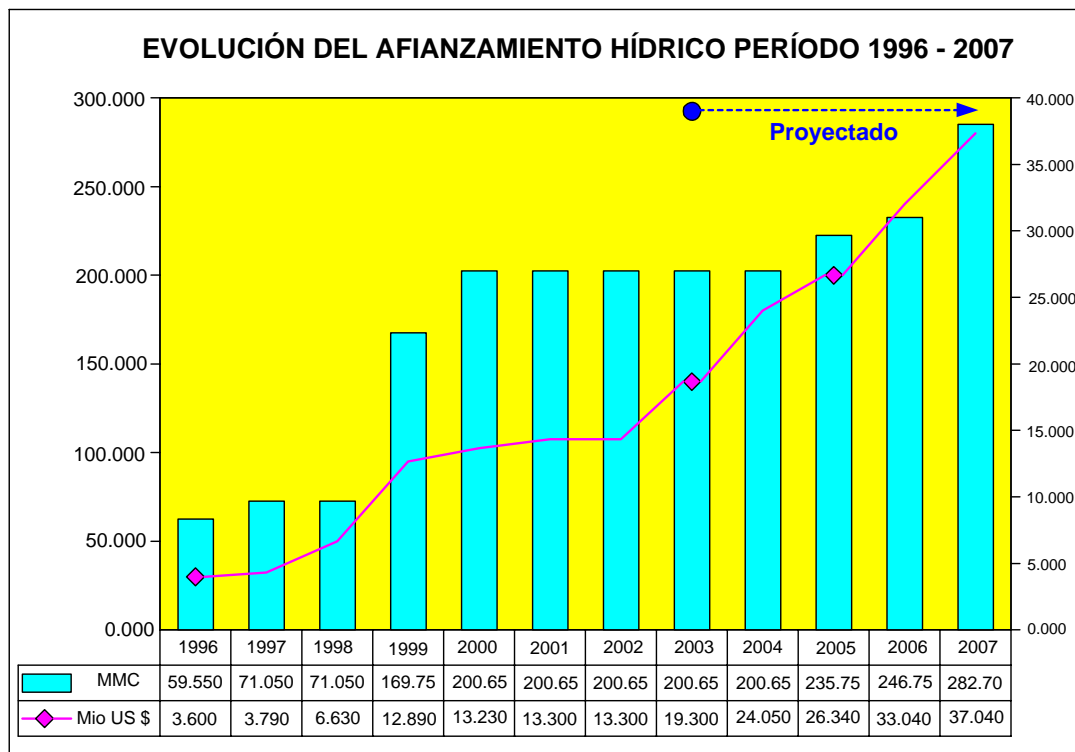
- Subcuenca Huaylacancha (Norma, Antacocha y Tunshu) con 8,90 MMC.
- Subcuenca Media Pachacayo ( 8 Lagunas ) con 26,20 MMC.
- Subcuenca Huacracocho – Huari con 11,00 MMC.
- Subcuenca Ichu Alauma con 12,95 MMC.
- Subcuenca Vilca (2 Lagunas ) con 23,00 MMC.

Totalizando una capacidad de almacenamiento de 82,05 MMC de agua.

Además Electroperu S.A. regula en coordinación con Electroandes y el COES el volumen de agua de reserva del Lago Junín que almacena 441.00 MMC de agua.

El incremento paulatino del Afianzamiento Hídrico, cuenta al 2002 con una capacidad total acumulada de regulación en los Embalses de 200,6 millones de metros cúbicos, y con una inversión ejecutada de U.S. \$ 13,30 millones de dólares americanos, como se indica en el siguiente cuadro:

**Gráfico N° 3.3 Evolución Inversiones para Afianzamiento Hídrico**



**Fuente:** Oficina de Proyectos – Electroperu S.A.

Del siguiente cuadro se observa para el año 2007 se tendrá un volumen de agua regulado de 282,70 MMC, con lo cual se estaría garantizando el recurso hídrico para la central aún en épocas de estiaje.

**3.5.2 Beneficio por reducción de paradas de grupo:** este es otro importante punto a favor de los PHE debido a que su construcción compacta hace que sea fácil de realizar su desmontaje para su mantenimiento, reduciendo de esta manera las paradas de grupo por mantenimiento, también se reducirá la cantidad de

personal que se destina para el mantenimiento, ya que en la actualidad se programan hasta 4 personas por intervención. Lo que aquí se propone es reducir la cantidad de paradas de grupo por mantenimiento, esto se logrará debido: a que PHE se ensucian difilmente por acción del perfil de las placas, las placas son de acero inoxidable lo que evitará que estas se corrosionen fácilmente y evitar posibles fugas internas.

Otro beneficio adicional sería que se eliminaría el riesgo de parada de grupo por incremento rápido de la temperatura en el Generador, debido a fugas internas de los intercambiadores de calor de coraza y tubos, ya que las tuberías se corrosionan y agrietan produciendose una mezcla de los fluidos caliente y frío.

### **3.6 COMPARACIÓN CUALITATIVA ENTRE EL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS PLANAS Y DE CORAZA - TUBOS**

Se presenta un cuadro resumen N° 3.2 de comparación entre un PHE Alfa Laval y un intercambiador de coraza y tubos, siendo el mejor indicativo la relación de transferencia de calor que es de 3 a 5 veces mayor en los PHE frente a los de coraza y tubos, traduciendo esto en una mejora en el sistema de enfriamiento de los generadores y en consecuencia una mayor producción de energía, además de una considerable reducción de horas muertas en la central./o/

/o/ Tomado del Folleto de Ventas “El Intercambiador de Placas” de la Empresa Alfa Laval

**Cuadro N° 3.4** Cuadro Comparativo Cualitativo entre el Intercambiador de Calor de Coraza-Tubos y el de Placas Planas

<b>Descripción de característica</b>	<b>PHE Tradicional</b>	<b>Coraza y Tubos</b>
Aproximación	1°C (2°F)	5°C (10°F)
Servicios múltiples	Posible	Imposible
Conexión de tuberías	En una dirección (en la placa bastidor)	Desde varias direcciones
Relación de transferencia de calor	3 – 5	1
Relación de peso en operación	1	3 – 10
Volumen contenido	Bajo	Alto
Relación de espacio	1	2 – 5
Soldaduras	Ninguna	Soldado
Sensibilidad de vibraciones	Insensible	Sensible
Juntas	En todas las placas	En cada bonete
Detección de fugas	Fácil de detectar en el exterior	Difícil de detectar
Acceso para inspección	En cada lado de la placa	Limitado
Tiempo para apertura	15 minutos (con pistola neumática)	60 – 90 minutos
Reparaciones	Fácil reposición de placas y/o juntas	Requiere anular los tubos = menor capacidad
Modificaciones	Fácil, añadiendo o retirando placas	Imposible



A continuación presentamos los beneficios extras que nos proporcionaría un PHE Alfa Laval en el cuadro N° 3.3:/p/

**Cuadro N° 3.5** Cuadro Comparativo de Beneficios extras entre el Intercambiador de Calor de Coraza-Tubos y el de Placas Planas

<b>Característica</b>	<b>Ventaja</b>	<b>Beneficio</b>
Concepto PHE	Transferencia eficiente	Reducción de la inversión
Construcción modular	Menor peso Flexibilidad	Menor cimentación = menor inversión Facilidad de modificar para distintos servicios
Placa de bastidor fija y placa de presión móvil	Superficie de transferencia de fácil acceso	Reducción de los tiempos de parada = menor coste de mantenimiento y operación
Contacto metálico entre placas	Minimiza vibraciones	Mayor duración. Gran fiabilidad
Rodamientos en pernos	Menor fricción	Fácil apertura y cierre = menor mantenimiento
Prensado de placas en una sola etapa	Altas tolerancias dimensionales	Mejor ejecución
Juntas sin pegamento	Simplifica la reposición en el propio bastidor	Reduce el tiempo de parada y coste de mantenimiento
Pegamento de dos componentes de resina epoxi curada	Mejor pegado	Alta fiabilidad

/p/ Tomado del Folleto de Ventas “El Intercambiador de Placas” de la Empresa Alfa Laval

## **CAPITULO IV**

# **ANÁLISIS TÉCNICO COMPARATIVO ENTRE EL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS PROPUESTO CON EL INTERCAMBIADOR DE CORAZA Y TUBOS EXISTENTE**

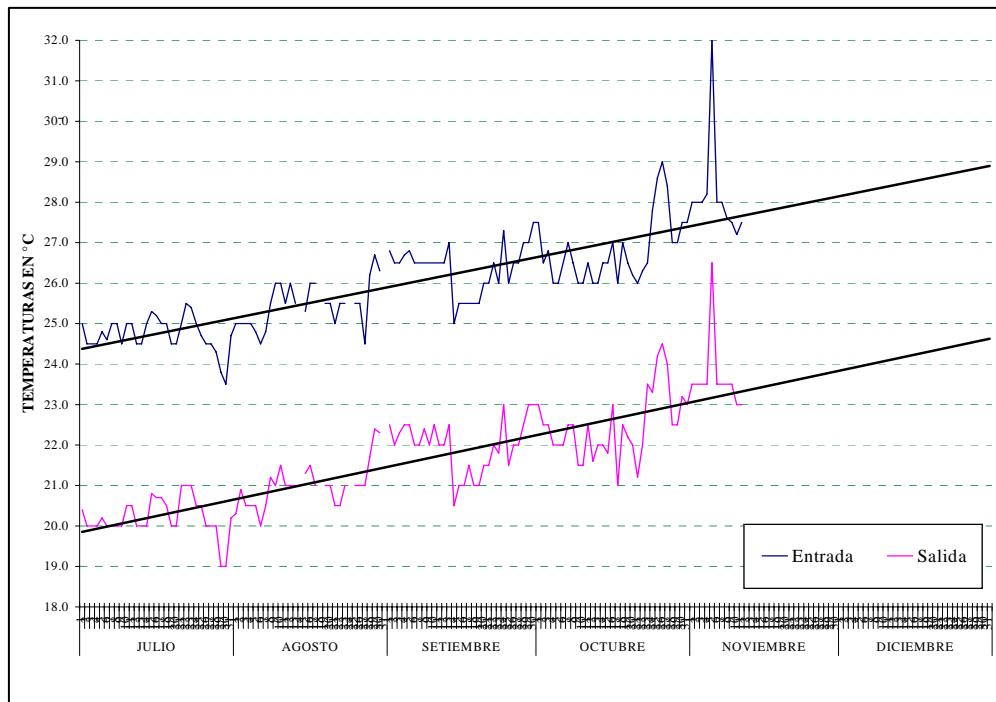
### **4.1 PARÁMETROS DE OPERACIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS**

Para encontrar los parámetros de operación del intercambiador se trabajará con las temperaturas de entrada y salida de los sistemas abierto y cerrado, tomando en consideración que la temperatura de salida del sistema cerrado es el parámetro que más interesa, ya que de este depende el enfriamiento del sistema de aislamiento del generador.

Además se debe tener una caída de presión referencial la cual no debe de sobrepasar nuestro intercambiador.

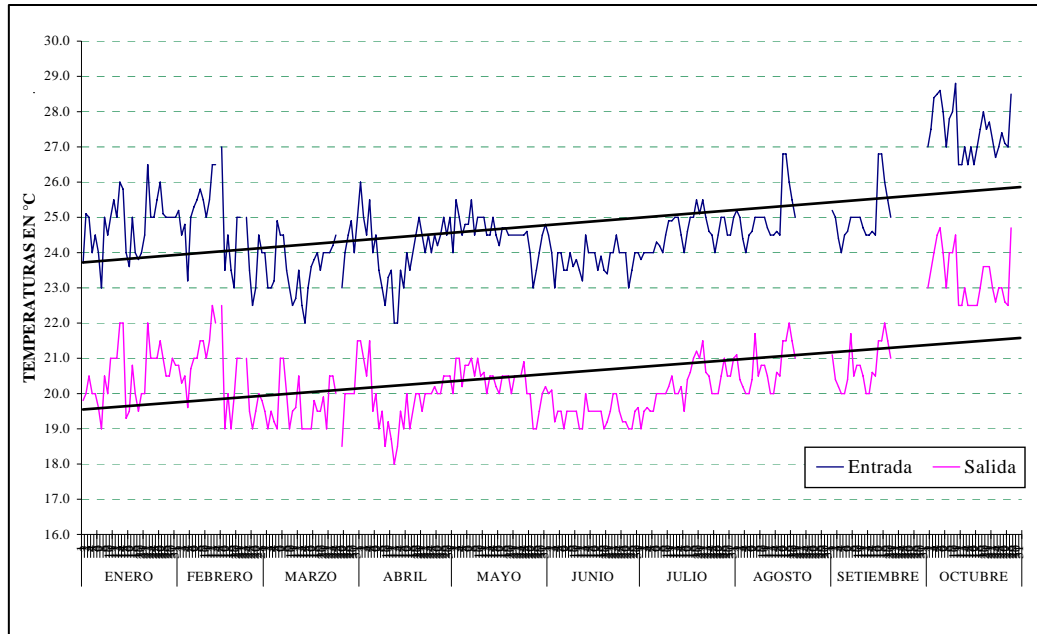
En este trabajo se tomó los datos de temperatura del intercambiador de coraza y tubos del Grupo N° 1 de la central para el sistema de agua de enfriamiento del circuito cerrado, el cual se muestra en las siguientes gráficas:

**Gráfico N° 4.1** Central Hidroeléctrica Santiago Antunez de Mayolo – Grupo N°1 Sistema de Agua de Enfriamiento del Circuito Cerrado  
JULIO - NOVIEMBRE 2000



**Fuente:** datos tomados de la Hoja de Registros Diarios de la Central Hidroeléctrica Santiago Antunez de Mayolo (PG1-R6)

**Grafico N° 4.2** Central Hidroeléctrica Santiago Antunez de Mayolo - Grupo N°1 Sistema de Agua de Enfriamiento del Circuito Cerrado  
ENERO - OCTUBRE 2001



*Fuente: datos tomados de la Hoja de Registros Diarios de la Central Hidroeléctrica Santiago Antunez de Mayolo (PG1-R6)*

De donde se obtienen las temperaturas mínimas y máximas, presentadas en los cuadros N° 4.1 y 4.2

**Cuadro N° 4.1** Temperaturas Mínimas y Máximas del Sistema de Agua de Enfriamiento del Circuito Cerrado – Año 2000

MES	GRUPO 1			
	ENTRADA		SALIDA	
	MIN	MAX	MIN	MAX
JULIO	23.5	25.5	19.0	21.0
AGOSTO	24.5	26.7	20.0	22.4
SEPTIEMBRE	25.0	27.5	20.5	23.0
OCTUBRE	26.0	29.0	21.0	24.5
NOVIEMBRE	26.0	32.0	21.6	26.5
<b>PROMEDIO</b>	<b>25.0</b>	<b>28.1</b>	<b>20.4</b>	<b>23.5</b>

**Cuadro N° 4.2:** Temperaturas Mínimas y Máximas del Sistema de Agua de Enfriamiento del Circuito Cerrado – Año 2001

MES	GRUPO 1			
	ENTRADA		SALIDA	
	MIN	MAX	MIN	MAX
ENERO	23.0	26.5	19.0	22.0
FEBRERO	22.5	27.0	19.0	22.5
MARZO	22.0	25.0	18.5	21.5
ABRIL	22.0	26.0	18.0	21.5
MAYO	23.0	25.5	19.0	21.0
JUNIO	23.0	24.5	19.0	20.1
JULIO	23.8	25.5	19.0	21.5
AGOSTO	24.0	26.8	20.0	22.0
SEPTIEMBRE	24.0	26.8	20.0	22.0
OCTUBRE	26.5	28.8	22.5	24.7
<b>PROMEDIO</b>	<b>23.4</b>	<b>26.2</b>	<b>19.4</b>	<b>21.9</b>

Luego la variación promedio para ambos años de cada circuito será:

#### CIRCUITO CERRADO

Temperatura de entrada (°C) = 24,65 a 27,15

Temperatura de salida (°C) = 19,9 a 22,7

Flujo másico (m<sup>3</sup>/h) = 338

Presión de salida (bar.) = 5,8 a 6,4

#### CIRCUITO ABIERTO

Temperatura de entrada (°C) = 14,5 a 15,5

Temperatura de salida (°C) = 19,0 a 21,0

Flujo másico (m<sup>3</sup>/h) = 400

Presión de salida (bar) = 2,8 a 3,1

La variación de las temperaturas en el sistema cerrado se debe a que a medida que se va ensuciado las paredes del intercambiador, va disminuyendo el coeficiente global de transferencia de calor y el fluido no enfría lo suficiente el sistema de aislamiento del generador y a su vez este devuelve el fluido ligeramente más caliente lo que a la larga hace que se incremente la temperatura en el generador produciéndose pérdidas por sobrecalentamiento en la inducción de corriente y limitando la potencia de salida del generador debido al bloqueo del grupo por acción de relé térmico.

Es por eso que el mantenimiento y limpieza de estos intercambiadores es permanente y aún mayor en los meses de avenida cuando el río trae mayor cantidad de sólidos en suspensión, generando tiempos muertos en la central (paradas en la Central).

#### **4.1.1 Determinación de las Temperaturas de Operación**

Se tomarán los datos promedios total el cual será el promedio simple de temperaturas de operación más el promedio de los máximos y los mínimos, los cuales se muestran a continuación:

##### **CIRCUITO CERRADO**

Temperatura de entrada  $T_{h,i}$  (°C) = 26,3

Temperatura de salida  $T_{h,o}$  (°C) = 21,8

Presión de salida (bar ) = 6.0

##### **CIRCUITO ABIERTO**

Temperatura de entrada  $T_{c,i} (^{\circ}\text{C}) = 15,0$

Temperatura de salida  $T_{c,o} (^{\circ}\text{C}) = \text{variable}$

Flujo másico ( $\text{m}^3/\text{h}$ ) = 400

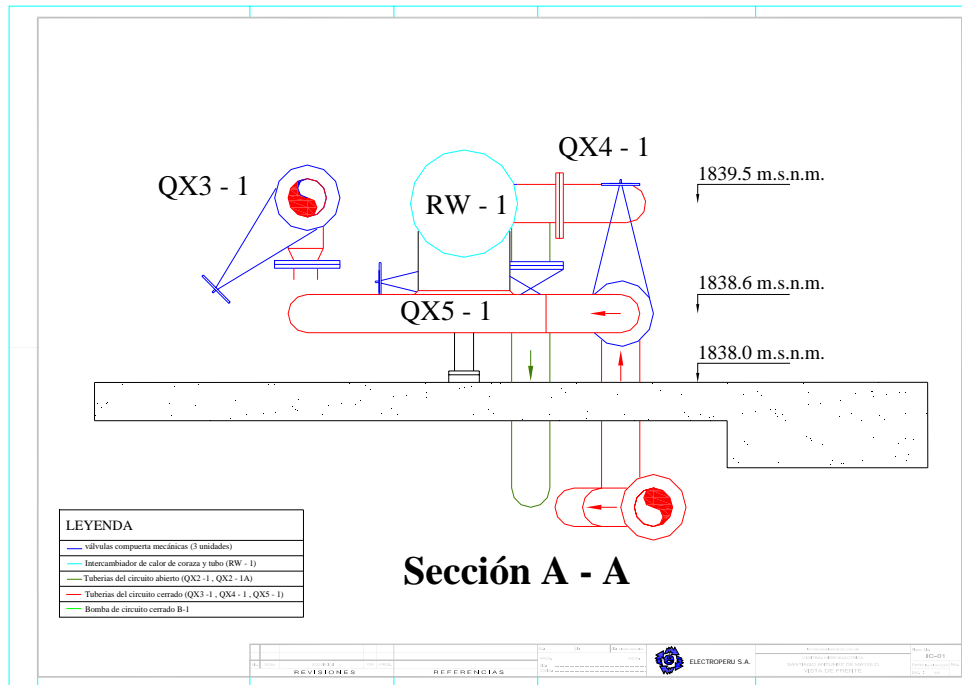
Presión de salida (bar) = 3.0

La temperatura de entrada del sistema abierto posee variación mínima, debido a que son las aguas turbinadas que se encuentran en el pozo profundo de la central.

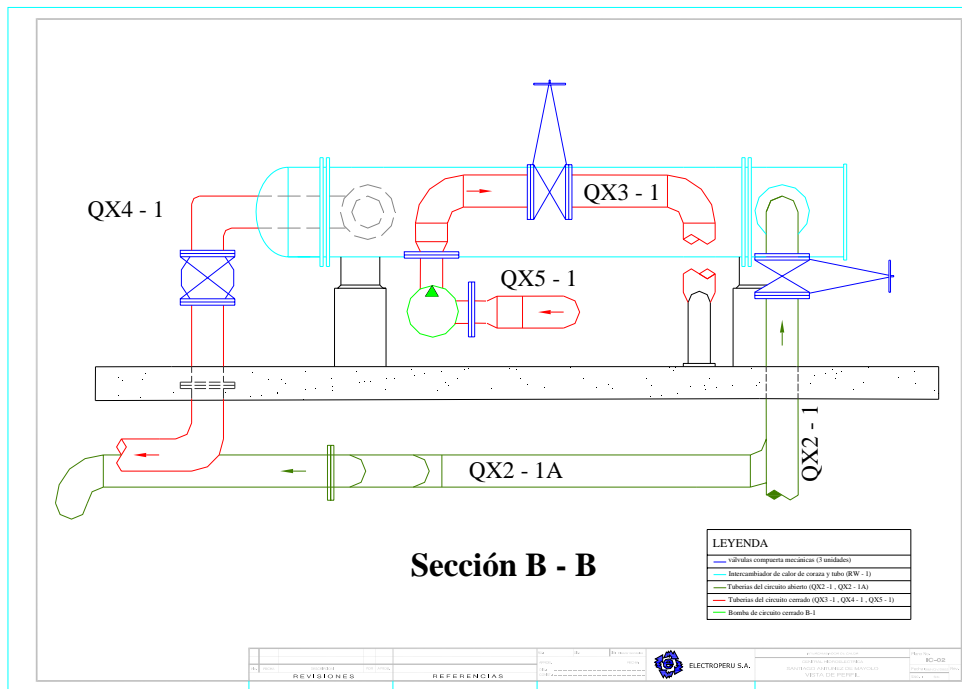


**Fotografía N° 4.1** Intercambiador de calor de coraza y tubos del Grupo N° 1 – Central Hidroeléctrica Santiago Antúnez de Mayolo

#### **4.1.2 Planos del Intercambiador de Calor de la Central SAM**



**Figura N° 4.1:** Vista de Frente del Intercambiador de calor de coraza y tubos



**Figura N° 4.2:** Vista de Perfil del Intercambiador de calor de coraza y tubos



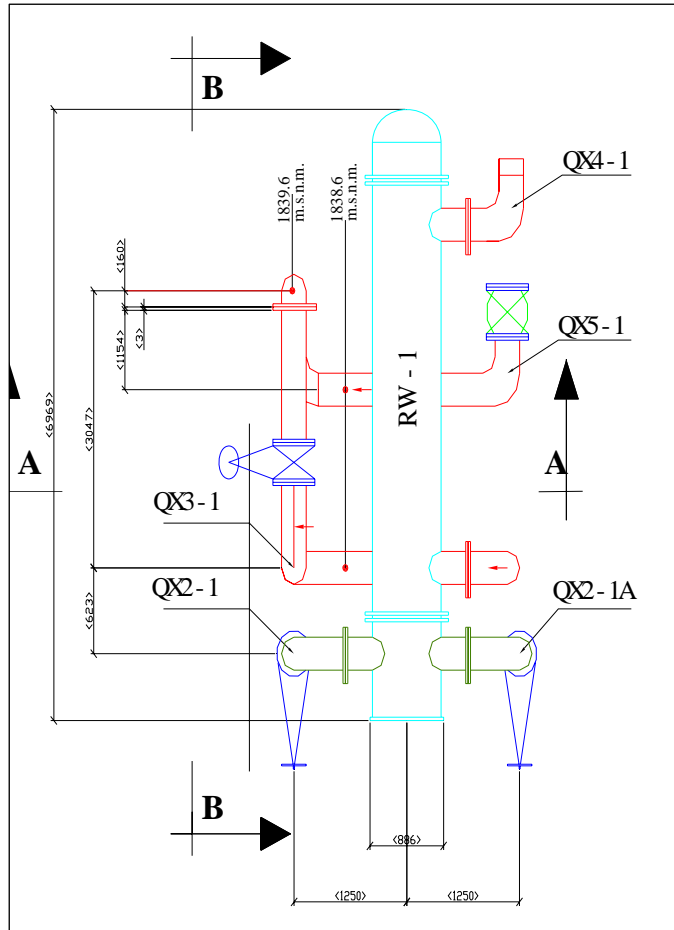
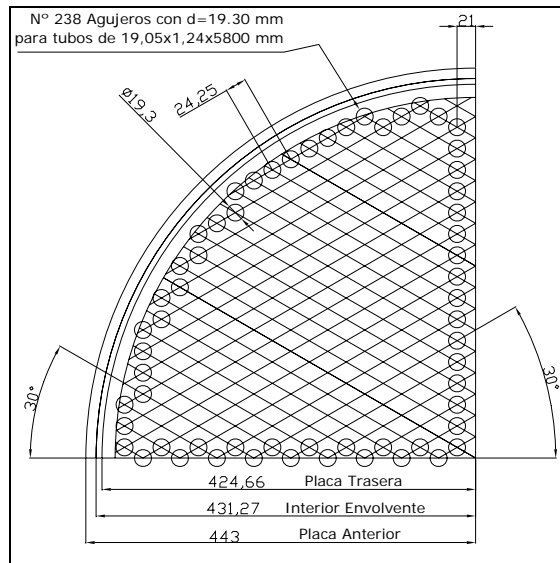


Figura N° 4.3: Vista de Planta del Intercambiador de calor de coraza y tubos



Lo **Figura N° 44** La configuración de presión que se adopta para el intercambiador, debido a que este parámetro limita las dimensiones y tipo de material utilizado.

Para los cálculos se toma como referencia la caída de presión que existe actualmente en los intercambiadores de calor de la CH SAM.

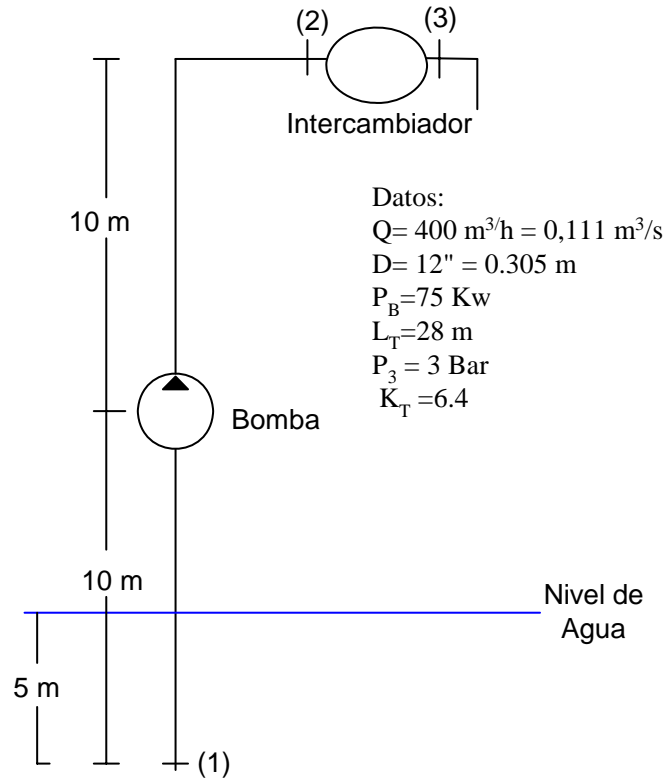
Se toma como referencia la caída de presión del sistema abierto, ya que para este sistema se cuenta valores de presión de salida.



**Fotografía N° 4.2** Sala de Bombas de la Central Hidroeléctrica Santiago Antunez de Mayolo

### 4.1.3 CALCULO DE LA CAIDA DE PRESIÓN

Tomando como referencia la caída de presión del intercambiador de coraza y tubos. Del circuito abierto (fluido frío) tenemos los siguientes datos tomados de los planos N° 4.1, 4.2 y 4.3:



Aplicando de ecuación de Energía entre los puntos (1) y (2)

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 + H_B = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 + h_T \dots (4.1)$$

Donde:  $h_T = h_p + h_s$

Siendo:

$$h_p = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \dots (4.2)$$

$$y \quad h_s = k_T \frac{v^2}{2g} \dots(4.3)$$

Además: 
$$v = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{\pi \frac{D^2}{4}} \dots (4.4)$$

$$\text{Re} = \frac{vL}{\nu} \dots (4.5)$$

Reemplazando valores tenemos:

$$v = \frac{0,111}{\pi \frac{0,305^2}{4}} = 1,52 \frac{m}{s} \quad y \quad \text{Re} = \frac{vL}{\nu} = \frac{1,52 \times 28}{1 \times 10^{-6}} = 4,54 \times 10^7 \frac{m}{s}$$

De tablas:

$$\frac{e}{D} = 0,00018 \quad \text{Para tubería de hierro}$$

Con estos datos de Re y e/D, se halla el factor de fricción  $f$  de la ecuación de

Coolebrock:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left( \frac{e/D}{3,7} + \frac{2,51}{\text{Re} \sqrt{f}} \right) \dots (4.6)$$

De donde  $f = 0,014$  aproximadamente

Reemplazando  $f$  en (2), se tiene:

$$h_p = 0,014 \frac{30}{0,305} \times \frac{1,52^2}{2 \times 9,81} = 0,16m$$

Hallando las pérdidas secundarias  $h_s$  :

$$h_s = 6,40 \frac{1,52^2}{2 \times 9,81} = 0,75m$$

Hallando la altura de la bomba  $H_B$  :

$$P_B = \frac{\rho g H_B Q}{\eta} \dots (4.7)$$

$$\Rightarrow H_B = \frac{P_B \times \eta}{\rho g Q} = \frac{75000 \frac{J}{s} \times 0,90}{1000 \frac{Kg}{m^3} \times 9,81 \frac{m}{s^2} \times 0,111 \frac{m^3}{s}} = 61,99m$$

Luego reemplazando en (1):

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 + H_B = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 + h_T$$

Asumiendo que la velocidad es constante en toda la tubería (no hay cambio de diámetro)

Hallando  $P_1$ :

Tomamos una línea de corriente entre el nivel del agua y el punto 1, tenemos:

$$P_1 = \rho g h \dots (4.8)$$

Y tomando como nivel de referencia a (1): tenemos

$$5m + 61,99 = \frac{P_2}{9800 \frac{Kg}{m^3} \frac{m}{s^2}} + 20 + 0,16m + 0,75m$$

$$\Rightarrow P_1 = 4,59 \times 10^5 Pa = 4,59 Bar$$

Como la presión de salida de los intercambiadores de calor ( $P_3$ ) es de 3 bar (se aprecia en el esquema). Se concluye que el rango de caída de presión promedio es de:

$$\Delta P_1 = 1,59 \text{ Bar}$$

Esta caída de presión es alta debido principalmente a las fuerzas de fricción dentro del equipo, además de la mala distribución de flujo que se trató de solucionar colocando magnetos a la entrada del fluido frío del intercambiador sin tener mayores resultados.

#### **4.1.4 Cálculo del Area de Transferencia de Calor (A):**

Para hallar el área de transferencia de calor, se empleará las características geométricas del intercambiador de calor, el cual se muestra en los planos N° 4,3 y 4,4.

Se considerará la misma carga térmica, suponiendo que trabajara a las condiciones de diseño (esto para poder comparar).

Tenemos como datos:

$$q = 2362,14 \text{ KW} \text{ (la carga térmica no varía)}$$

El área se determina de la siguiente forma:

$$A = N\pi D L \dots (4.9)$$

Donde:

N=número de tubos (238)

D=diámetro de los tubos (0.01905 m)

L=longitud total del tubo (5.8x2 m)

Entonces:

$$A = 238 \times \pi \times 0,01905 \times (2 \times 5,8) \Rightarrow A = 16523 m^2$$

#### 4.1.5 Cálculo del Coeficiente Global de Transferencia de Calor (U):

Con las temperaturas de diseño (18 y 23)°C de los circuitos abierto y cerrado se hallan (ver Anexo 1 – Tabla 2) los parámetros que intervienen en los cálculos para hallar el coeficiente de convección (datos interpolados), los resultados se muestran en el cuadro 4.3:

**Cuadro N° 4.3** Parámetros Termodinámicos

PARÁMETRO	SISTEMA ABIERTO (fluido frío) a 18 °C	SISTEMA CERRADO (fluido caliente) a 23 °C
$\rho$ (Kg/m <sup>3</sup> )	999,0	998,0
$\mu$ (Ns/m <sup>2</sup> )	$1,055 \times 10^{-3}$	$0,9332 \times 10^{-3}$
k (W/m°C)	0,6005	0,6084
Cp (J/Kg°C)	4188,5	4188,2

Los cálculos de balance de energía y el análisis subsiguiente están sujetos a las siguientes suposiciones:

1. El intercambiador de calor está aislado de sus alrededores, en cuyo caso el único intercambio de calor es entre los fluidos caliente y frío.
2. La conducción axial es insignificante



3. Los cambios de energía potencial y cinética son despreciables.
4. Los calores específicos del fluido son constantes
5. El coeficiente global de transferencia de calor es constante.

Luego tenemos de (2.28):

$$q_c = q_h = 111 \frac{kg}{s} \times 4188,5 \times (T_{c,o} - 15) = 94 \frac{kg}{s} \times 4188,2 \times (26,3 - 21,8)$$

Siendo el calor de intercambio será:  $q = 1771,61 \text{ Kw}$

Y la temperatura de salida del fluido frío  $T_{c,o} = 18,81 \text{ }^\circ\text{C}$

Se conoce que:

$$q = UAF\Delta T_{ml} \quad \dots (1.9)$$

Donde:

$q$  : transferencia de calor entre los fluidos caliente y frío

$U$  : coeficiente global de transferencia de calor

$A$  : área de la superficie de transferencia de calor

$F$  : factor de corrección que depende del número de pasos de tubo

$\Delta T_{ml}$  : temperatura media logarítmica

Además:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{Ln \left[ \frac{(T_{h,i} - T_{c,o})}{(T_{h,o} - T_{c,i})} \right]} \quad \dots (1.10)$$

De (1.10):

$$\Delta T_{ml} = \frac{(26,3 - 18,81) - (21,8 - 15)}{\ln \left[ \frac{(26,3 - 18,81)}{(21,8 - 15)} \right]} = 7,13$$

De la ecuación para intercambiadores de calor de coraza y tubos:

$$q = UAF\Delta T_{ml} \quad \dots(1.9)$$

De (1.9) despejamos U:

$$U = \frac{q}{A\Delta T_{ml}} \quad \dots (4.9)$$

En este caso el intercambiador de calor de coraza y tubos es de seis pasos

Entonces hallamos F de la figura 1.4 (Capítulo I)

Aproximadamente F = 0,52 (P=0,40 y R=0,85)

De (13) tenemos:

$$U = \frac{1771610W}{165,23m^2 \times 0,52 \times 7,13^\circ C}$$

Finalmente:  $U = 2891,92 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$

#### 4.1.6 Cálculo de la Efectividad

En el capítulo I se definió la efectividad del intercambiador de calor como:

$$\varepsilon \equiv \frac{C_h(T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad \text{ó} \quad \varepsilon \equiv \frac{C_c(T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})}$$

... (1.13)

Donde  $C_h$  y  $C_c$  son las capacitancias térmicas del fluido caliente y frío respectivamente.

Pero  $C = m C_p$

Donde  $C_{\min}$  es igual a  $C_c$  o  $C_h$ , la que sea menor.

Se conoce también las temperaturas de diseño:

#### CIRCUITO CERRADO

Temperatura de entrada  $T_{h,i}$  (°C) = 26,3

Temperatura de salida  $T_{h,o}$  (°C) = 21,8

Flujo másico (kg/s) = 94

#### CIRCUITO ABIERTO

Temperatura de entrada  $T_{c,i}$  (°C) = 15,0

Temperatura de salida  $T_{c,o}$  (°C) = 18,81

Flujo másico (kg/s) = 111

Entonces la efectividad será:

$$\varepsilon = \frac{C_c (T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{94,0 \times 4188,2 \times (26,3 - 21,8)}{94,0 \times 4188,2 \times (26,3 - 15)} = \frac{(26,3 - 21,8)}{(26,3 - 15)} = 0,40$$

$$\varepsilon = 0,40$$

Nótese que la capacitancia térmica mínima es igual a la capacitancia térmica del fluido caliente. Pero si trabajamos con la otra ecuación que corresponde a la del fluido frío se tendrá la misma efectividad:

$$\varepsilon = \frac{C_c (T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{111 \times 4188,5 \times (18,81 - 15)}{94,0 \times 4188,2 \times (26,3 - 15)} = 0,40$$

## **4.2 PARÁMETROS DE OPERACIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS PLANAS PROPUESTO, SEGÚN EL MODELO TERMOHIDRAULICO**

Para determinar los parámetros de operación se toma esta caída de presión como límite en el cálculo de diseño del intercambiador de calor de placas a utilizar.

Para esto utilizaremos las ecuaciones del MODELO TERMOHIDRÁULICO :

### **4.2.1 Determinación de las Temperaturas de Operación**

En este trabajo se tomó las siguientes temperaturas de operación:

**CIRCUITO CERRADO**

Temperatura de entrada  $T_{h,i}$  (°C) = 26,0

Temperatura de salida  $T_{h,o}$  (°C) = 20,0

Presión de salida (bar) = 6.0

**CIRCUITO ABIERTO**

Temperatura de entrada  $T_{c,i} (^{\circ}\text{C}) = 15,0$

Temperatura de salida  $T_{c,o} (^{\circ}\text{C}) = \text{variable}$  (este será el parámetro manejable para nuestro diseño ya que no nos interesa a que temperatura salga del intercambiador de calor.)

Flujo másico ( $\text{m}^3/\text{h}$ ) = 400

Presión de salida (bar) = 3.0

#### **4.2.2 Metodología de Cálculo de Parámetros Térmicos y Geométricos del Intercambiador de Calor de Placas Planas:**

Para determinar este valor se siguió la siguiente metodología:

1. Selección del circuito del proceso que maximiza la caída de presión:

Como se mencionó, en este trabajo se maximizará primero la caída de presión del circuito cerrado.

2. Definición de la Geometría de la Placa

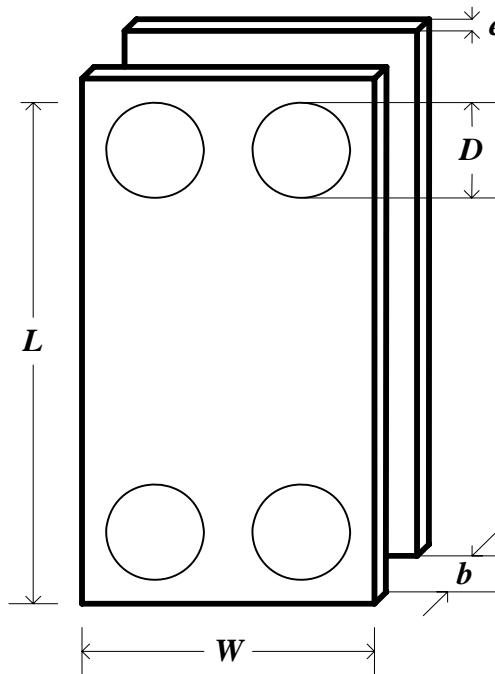
Las características geométricas de este plato son del tipo chevron P31 de la compañía Alfa Laval:

- Espaciamiento entre placas ( $b$ ): 2,9 mm
- Diámetro hidráulico ( $d_h$ ): 5,8 mm
- Espesor de la placa ( $e$ ): 5,0 mm
- Angulo chevron:  $60^{\circ}$
- Diámetro de conexión ( $D$ ): 0,305 m

- Ancho de la placa ( $W$ ): 0,60 m
- Longitud efectiva ( $L$ ): 2,0 m

La longitud de la placa es una variable de ajuste para la optimización de de la caída de presión determinada.

Para una mejor visión de estos parámetros se presentan en la figura N° 4.5



**Figura N° 4.5** Dimensiones del intercambiador de calor de placas

3. Se inicia los cálculos suponiendo un valor de  $Re$  para una corriente crítica

Se conoce que Reynolds crítico es:  $Re=2300$

Luego aplicando las ecuaciones del Modelo Termohidráulico, se tiene de la ecuación 2.7

$$Re = \frac{\rho d_h}{\mu} \dots (2.7), \text{ reemplazando valores se tiene}$$

$$2300 = \frac{94 \frac{Kg}{s} \times 0,0058m}{0,001055 \frac{N}{s.m^2} \times A_c} \Rightarrow A_c = 0,254m^2$$

4. Ajustar los valores de Re y  $A_c$ , en función de la caída de presión disponible de las ecuación 2.8 y 2.11

$$\Delta P = \frac{4fG^2L}{2d_h\rho} \dots (2.8) \quad \text{y} \quad A_c = \left( \frac{2xm}{d_h^{1+y}} \frac{\mu^y L}{\rho \Delta P} \right)^{\frac{1}{2-y}} \dots (2.11)$$

De la ecuación 2.2 determinamos los valores de  $x$  e  $y$

$$f = \begin{cases} 17Re^{-1} & \text{para } Re < 10 \\ 6,29Re^{-0,57} & \text{para } 10 < Re < 101 \\ 1,141Re^{-0,20} & \text{para } 101 < Re < 855 \\ 0,581Re^{-0,10} & \text{para } Re > 855 \end{cases} \dots (2.2)$$

Como  $Re=2300$  y es de la forma de la ecuación 2.10

$$f = xRe^{-y} \dots (2.10)$$

Entonces:  $x=0,581$  e  $y=0,10$

Reemplazando valores en la ecuación 2.11, se tiene:

$$0,254 = \left( \frac{2(0,581)(94)^{(2-0,1)} (0,000933)^{0,1} (2)}{(0,0058)^{1+0,1} (998)\Delta P} \right)^{1/(2-0,1)}$$

$$\Delta P = 26875,70 \text{ Pa} \approx 0,27 \text{ bar}$$

Este dato nos permite conocer que la mínima caída de presión de diseño será  $0,27 \text{ bar}$  para garantizar un buen intercambio de calor.

#### 5. Selección de la caída de presión

En este trabajo se tomó una caída de presión de  $0,723 \text{ bar}$ .

En consecuencia:

$$\Delta P = 0,723 \text{ Bar} = 72300 \text{ Pa}$$

#### 6. Hallar nuevo $A_c$ de la ecuación 2.11 se tiene:

$$A_c = \left( \frac{2(0,581)(94)^{(2-0,1)} (0,000933)^{0,1} (2)}{(0,0058)^{1+0,1} (998)(72300)} \right)^{1/(2-0,1)}$$

$$\Rightarrow A_c = 0,1463 \text{ m}^2$$

#### 7. Hallar $Re$ y $f$ de las ecuaciones 2.7 y 2.9:

$$Re = \frac{\overset{o}{m} d_h}{\mu A_c} \dots (2.7) \quad \text{y} \quad f = x Re^{-y} \dots (2.9)$$

Reemplazando valores se tiene:

$$Re = \frac{94 \times 0,0058}{0,000933 \times 0,1463} \Rightarrow Re = 399251$$



$$f = 0,58(399251)^{-0,1} \Rightarrow f = 0,2535$$

8. Hallar número de canales por corriente ( $N_c$ ):

Se halla de la ecuación 2.12:

$$N_{c,paso} = \frac{1}{(Wb)} \left( \frac{2x m^{0(2-y)} \mu^y N_{pasos} L}{\Delta P \rho d_h^{1+y}} \right)^{1/(2-y)} \dots (2.12)$$

Donde  $P_{asos} = 1$

Reemplazando valores se tiene:

$$N_{c,paso} = \frac{1}{(0.60)(0,0029)} \left( \frac{2(0,581)(94)^{(2-0,1)} (0,000933)^{0,1} (0,1)(2)}{(72300)(998)(0,0058)^{(1+0,1)}} \right)^{1/(2-0,1)}$$

$$\Rightarrow N_{c,paso} = 87$$

9. Hallar el flujo másico por área seccional ( $G$ ) de la ecuación(2.8):

$$\Delta P = \frac{4fG^2L}{2d_h\rho} \dots (2.8)$$

Despejando G se tiene:

$$G = \sqrt{\frac{2d_h\rho\Delta P}{4fL}} \dots (4.10)$$

Reemplazando valores se tiene:

$$G = \sqrt{\frac{2(0,0058)(998)(72300)}{4(0,2535)(2)}} \Rightarrow G = 642,38 \frac{kg}{s.m^2}$$

10. Hallando el coeficiente de película (h) de la ecuación 2.27:

$$h = 0,204e^{-0,35} \left( \frac{Cp^{0,4} k^{0,6}}{\mu^{0,25}} \right) G^{0,65} \dots (2.27)$$

Reemplazando valores se tiene:

$$h = 0,204(0,005)^{-0,35} \left( \frac{(4188,2)^{0,4} (0,6084)^{0,6}}{(0,000933)^{0,25}} \right) (642,38)^{0,65}$$

$$\Rightarrow h = 10003,32 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

11. Cálculo del área seccional total para el circuito abierto en función del área seccional por paso:

Se tiene la ecuación:

$$A_{c2} = N_{pasos} (N_c) (Wb) = N_{pasos} (A_c) \dots (4.11)$$

Como el número de pasos es igual a 1, entonces  $A_{c2}$  es igual a  $A_c$

$$\Rightarrow A_{c2} = 0,1463m^2$$

12. Hallar  $Re$  y  $f$  de las ecuaciones 2.7 y 2.9 para el circuito abierto:

$$Re = \frac{\overset{o}{m} d_h}{\mu A_c} \dots (2.7) \quad y \quad f = x Re^{-y} \dots (2.9)$$

Reemplazando valores se tiene:

$$Re = \frac{11 \times 0,0058}{0,001055 \times 0,1463} \Rightarrow Re = 417026$$

$$f = 0,58 (417026)^{-0,1} \Rightarrow f = 0,2524$$

13. Calculo de la caída de presión para el circuito abierto, de la ecuación (2.11):

$$A_c = \left( \frac{2xm \mu^y L}{d_h^{1+y} \rho \Delta P} \right)^{1/(2-y)} \dots (2.11)$$

Despejando  $\Delta P$ , se tiene:

$$\Delta P = \left( \frac{2xm \mu^y L}{d_h^{1+y} \rho A_c^{(2-y)}} \right) \dots (4.12)$$

Reemplazando valores se tiene:

$$\Delta P = \left( \frac{2(0,581)(111)^{(2-0,1)}(0,001055)^{0,1}(2)}{(0,0058)(999)(0,0058)^{(1+0,1)}} \right)$$

$$\Rightarrow \Delta P = 100277,12 Pa$$

14. Hallar número de canales por corriente ( $N_c$ ):

Se halla de la ecuación 2.12:

$$N_{c,paso} = \frac{1}{(Wb)} \left( \frac{2xm \mu^y N_{pasos} L}{\Delta P \rho d_h^{1+y}} \right)^{1/(2-y)} \dots (2.12)$$

Donde  $N_{pasos} = 1$

Reemplazando valores se tiene:

$$N_{c,paso} = \frac{1}{(0,60 \times 0,0029)} \left( \frac{2(0,581)(111)^{(2-0,1)}(0,001055)^{0,1}(1)(2)}{(100277,12)(999)(0,0058)^{1+0,1}} \right)^{1/(2-0,1)}$$

$$\Rightarrow N_{c,paso} = 84$$

15. Hallar el flujo másico por área seccional ( $G$ ) de la ecuación(2.8):

$$\Delta P = \frac{4fG^2L}{2d_h\rho} \dots (2.8)$$

Despejando  $G$  se tiene:

$$G = \sqrt{\frac{2d_h\rho\Delta P}{4fL}} \dots (4.10)$$

Reemplazando valores se tiene:

$$G = \sqrt{\frac{2(0,0058)(999)(100277,12)}{4(0,2543)(2)}} \Rightarrow G = 758,56 \frac{kg}{s.m^2}$$

16. Hallando el coeficiente de película ( $h$ ) de la ecuación 2.27:

$$h = 0,204e^{-0,35} \left( \frac{Cp^{0,4}k^{0,6}}{\mu^{0,25}} \right) G^{0,65} \dots (2.27)$$

Reemplazando valores se tiene:

$$h = 0,204(0,005)^{-0,35} \left( \frac{(4188,5)^{0,4} (0,6005)^{0,6}}{(0,001055)^{0,25}} \right) (758,56)^{0,65}$$

$$\Rightarrow h = 11145,53 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

17. Calculo del coeficiente global de transferencia de calor ( $U$ ) de la ecuación

2.15:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2} + R_w + R_f} \dots (2.15)$$

En este trabajo  $R_w$  se despreció por ser el proceso netamente de convección forzada.

El valor de  $R_f$  se halla de la tabla N° 6 del anexo 1, para agua tratada se tiene:

$$R_f = 0,0000175 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}$$

Además  $h_1$  es el coeficiente de película del circuito cerrado y  $h_2$  es el coeficiente de película del circuito abierto, reemplazando valores se tiene:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{10003,72} + \frac{1}{11145,53} + 0,0000175}$$

$$\Rightarrow U = 4826,61 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

18. Determinación de la carga térmica, de la ecuación 2.28 tenemos:

$$q_c = q_h = 111 \frac{kg}{s} \times 4188,5 \times (T_{c,o} - 15) = 94 \frac{kg}{s} \times 4188,2 \times (26,0 - 20,0)$$

Siendo el calor de intercambio será:  **$q = 2362,14 Kw$**

Y la temperatura de salida del fluido frío  **$T_{c,o} = 20,08 ^\circ C$**

19. Determinación del factor de corrección  $F$ , de la ecuación 2.17:

$$F = \frac{NTU_{contracorriente}}{NTU_{otro}} \dots (2.17)$$

Esta ecuación se usa para el caso que el intercambiador de calor sea de mas de un paso, en este trabajo se propone un intercambiador de calor de un solo paso (Npasos=1).

Además se eligió un valor de  $F=0.70$  para poder calibrar el modelo.

$$\Rightarrow F = 0,70$$

20. Cálculo del área de transferencia de calor A, de la ecuación:

$$q = UA \Delta T_{ME} \dots (2.14)$$

Donde:

$$\Delta T_{ME} = F \Delta T_{LM}$$

Luego la ecuación (2.14) queda:

$$q = UAF \Delta T_{LM} \dots (4.13)$$

Despejando el área y reemplazando valores tenemos:

$$A = \frac{q}{UF \Delta T_{LM}} = \frac{2362140W}{482661 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \times 0,70 \times 5,45}$$

$$\Rightarrow A = 12828m^2$$

21. Determinación del número total de placas térmicas  $N_p$ , de la ecuación 2.7

$$N_{pT} = \frac{A_T}{A_{plato}} \dots (2.7)$$

$$N_{pT} = \frac{128,28}{0,61 \times 2,0} \Rightarrow N_p = 105 \text{ (Redondeando)}$$

De la ecuación (2.14) se tiene:

$N_{c,paso} = 84$  para cada corriente de fluido, por ello en total se tiene:

$$N_T = 168$$

Siendo el número total de placas térmicas:

$$N_p = 168 - 1 \Rightarrow N_p = 167$$

Es aquí donde se optimiza el modelo, variando el valor de L:

Si:  $N_{pT} \neq N_p$

Entonces se regresa al paso 2 donde únicamente se variará el valor de L y se procede a realizar los cálculos hasta que satisfaga la condición de :

$$N_{pT} = N_p$$

En este trabajo se presenta el programa desarrollado en el lenguaje de programación MATLAB 7.0, donde para esta caída de presión se tiene que el valor óptimo de L es:

$$**L = 1,90 m**$$

El cual garantiza un aprovechamiento óptimo de la caída de presión para el proceso de intercambio de calor, con lo cual se concluye los cálculos del modelo termohidráulico.

En el cuadro 4.4 se presenta un resumen de los principales parámetros térmicos y geométricos obtenidos a partir del modelo termohidráulico desarrollado en el presente trabajo.

**Cuadro N° 4.4** Resumen de los Resultados Obtenidos

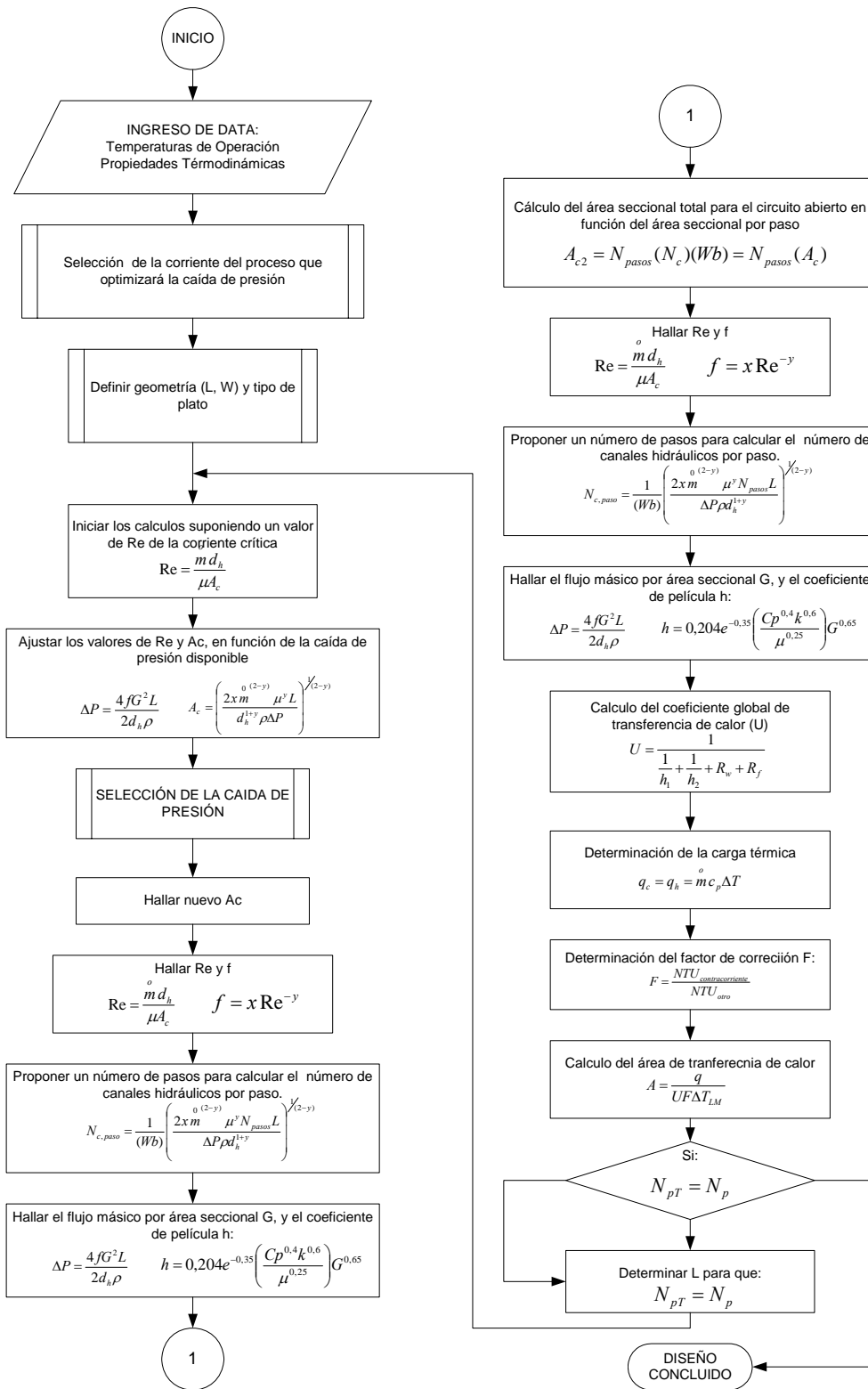
<b>PARAMETRO</b>	<b>NUEVO DISEÑO</b>
Carga térmica (KW)	2362,14
Temperatura media logarítmica (°C)	5,45
Coeficiente de película (W/m <sup>2</sup> °C) h <sub>h</sub>	10391,00
Coeficiente de película (W/m <sup>2</sup> °C) h <sub>c</sub>	11350,00
Coeficiente global (W/m <sup>2</sup> °C) U	4954,59
Efectividad	0,55
Presión máxima de operación (bar)	6,4
Caída de Presión (bar) sistema cerrado	0,723
Caída de Presión (bar) sistema abierto	1,003



Caudal de operación (m <sup>3</sup> /h) sistema cerrado	338
Caudal de operación (m <sup>3</sup> /h) sistema abierto	400

<b>GEOMETRÍA</b>	
Área efectiva de transferencia de calor (m <sup>2</sup> )	125,04
Longitud de la placa (mm)	1900
Espaciamiento del canal (mm)	2,9
Espesor de la placa (mm)	5,0
Diámetro tuberías de conexión (pulg.)	12
Número de placas	160

### **DIAGRAMA DE FLUJO DEL MODELO**



### 4.3 ANÁLISIS TÉCNICO COMPARATIVO

El análisis técnico comparativo se realizó a partir del siguiente cuadro comparativo N° 4.5

**Cuadro N° 4.5** Análisis Técnico Comparativo entre el Intercambiador de Coraza y Tubos y el de Placas Planas

PARAMETRO	Coraza y tubos	PHE
Efectividad	0,40	0,55
Coeficiente global (W/m <sup>2</sup> °C) U	2891,92	4954,59
Caída de Presión (Bar) del sistema abierto	1,40	1,03
Área de transferencia de calor (m <sup>2</sup> )	173,0	125,04
Longitud de la placa (mm)	6969	1900

**4.3.1 Efectividad Térmica:** Se puede notar que el PHE propuesto tiene una mayor efectividad (37,5% mayor), lo cual es importante para el proceso de generación eléctrica, manteniendo una temperatura de operación adecuada.

**4.3.2 Mayor espacio:** El cambio de los intercambiadores de coraza y tubos por los PHE representa que se tendrá mas espacio para poder maniobrar los equipos, debido a que el área se reducirá a la tercera parte aproximadamente ya que la longitud del intercambiador será de *1,90 m* en comparación de los *6,969 m* del intercambiador de coraza y tubos. Debido a que en este último es muy difícil e

incómodo realizar los trabajos de mantenimiento y limpieza, poniendo en riesgo incluso la seguridad de los trabajadores.

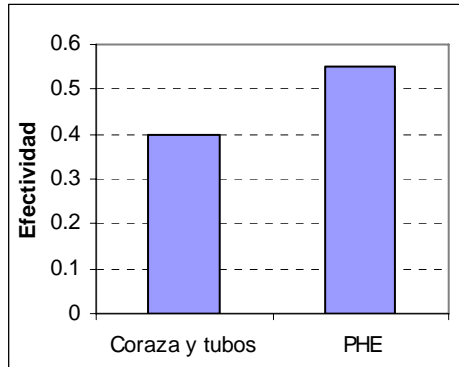
**4.3.3 Mayor disponibilidad:** Debido a la distribución y perfil de las placas se alargará las horas de operación del PHE, lo cual significa que no se pararán los grupos por mantenimiento y limpieza de intercambiadores, con lo cual se producirá más energía.

**4.3.4 Reducción de horas/hombre (h/h):** Como los períodos de mantenimiento y limpieza se alargarán, también esto repercutirá en el ahorro de h/h, e incluso la disminución de personal que se encarga de estas actividades.

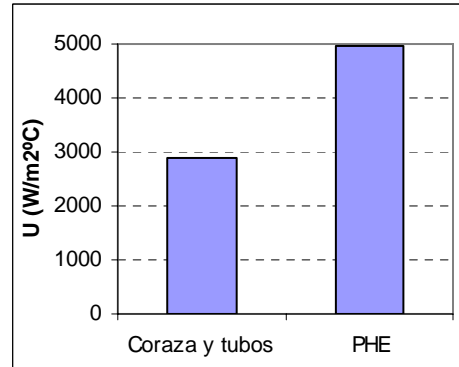
**4.7.5 Reducción de paradas de grupo por acción del relé térmico del generador:** Otro beneficio que se obtendrá será que no se parara un grupo por falla del intercambiador de calor, esto generalmente sucede cuando hay fugas de agua en el interior del intercambiador de coraza y tubos (debido a la alta caída de presión) lo cual no es detectado y se traduce en una alza de temperatura en los embobinados del generador actuando instantáneamente el relé térmico, obligando a parar el grupo hasta que se suelde el tubo por donde se originó la fuga, lo cual lleva muchas horas muertas (paradas de grupo de la central).

Para una mejor visión del análisis técnico económico del intercambiador de calor de coraza y tubos actual y el de placas planas propuesto se tienen las siguientes Gráfico N° 4.1, 4.2 4,3 4,4 4,5 y 4,6 que se derivan del cuadro N° 4.5:

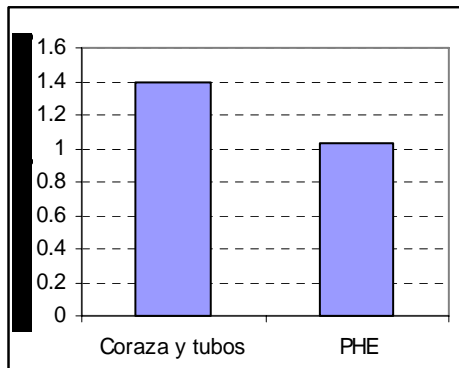
**Gráfico N° 4.3**



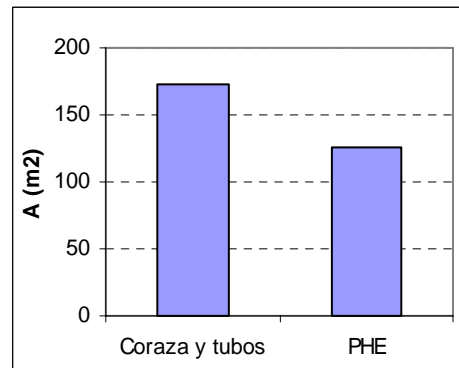
**Gráfico N° 4.4**



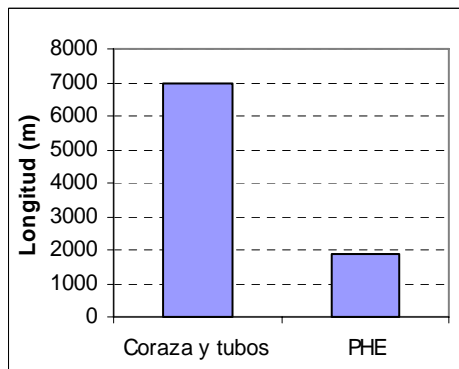
**Gráfico N° 4.5**



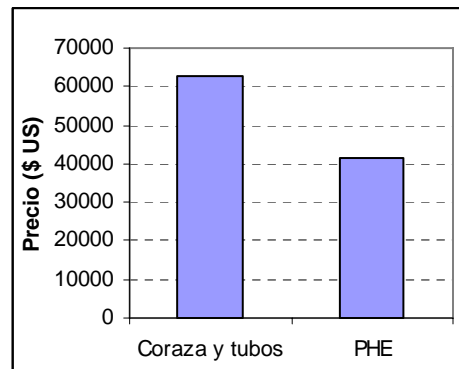
**Gráfico N° 4.6**



**Gráfico N° 4.7**



**Gráfico N° 4.8**



**4.4 PROGRAMA DE CÁLCULO PARA EL DIMENSIONAMIENTO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS PLANAS**

Para simplificar los cálculos del sub capítulo 4.3, se presenta un algoritmo en lenguaje de programación MATLAB 7.0 para dimensionar un intercambiador de calor de placas planas utilizando el Modelo Termohidráulico expuesto en el Capítulo II.

#### 4.4.1 Programa Fuente

```

%-----
%  PROGRAMA PARA EL DIMENSIONAMIENTO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR
%  DE PLACAS PLANAS EMPLEANDO EL MODELO TERMOHIDRAULICO
%
% HECHO POR:
% ELEAZAR GONZALES NUÑEZ
% Para optar el titulo de Ing. Mecánico de Fluidos
%
%-----
clear all
close all
clc
disp('INGRESO DE LOS DATOS TERMICOS');
disp(' ')
disp('-----')
%tefc = input('ingrese la temperatura de entrada del fluido caliente : ');
%tsfc = input('ingrese la temperatura de salida del fluido caliente : ');
%teff = input('ingrese la temperatura de entrada del fluido frio : ');
%qff = input('ingrese el flujo de fluido frio (kg/s) : ');
%qfc = input('ingrese el flujo de fluido caliente (kg/s) : ');
%ree = input('ingrese la resistencia de Ensuciamiento : ');
%disp('-----')
tefc=26;tsfc=20;teff=15;qff=100;qfc=80;ree=0.0000175;
d=0.305;L=1.00;W=0.61;b=0.0029;e=0.005;n=1;
clc
disp(' ')
disp('INGRESO DE LOS DATOS GEOMETRICOS');
%d = input('ingrese diámetro de tubería(m) : ');
%L = input('ingrese la longitud efectiva de la placa(m) : ');
%W = input('ingrese el ancho de la placa (m) : ');
%b = input('ingrese el espaciamiento del canal(m) : ');
%e = input('ingrese el espesor de la placa(m) : ');
%n = input('ingrese el número de pasos : ');
dh=b*2;
disp('-----')
disp(' ')
disp('INGRESO DE PARAMETROS')
disp('-----')
%d18 = input('ingrese densidad a 18°C (kg/m3) : ');

```

```

%d23 = input('ingrese densidad a 23°C (kg/m3)      : ');
%m18 = input('ingrese viscosidad dinámica a 18°C (Ns/m2) : ');
%m23 = input('ingrese viscosidad dinámica a 23°C (Ns/m2) : ');
%cc18= input('ingrese coef. conductividad a 18°C (W/m°C) : ');
%cc23= input('ingrese coef. conductividad a 23°C (W/m°C) : ');
%ce18= input('ingrese calor específico a 18°C (J/kg°C)  : ');
%ce23= input('ingrese calor específico a 23°C (J/kg°C)  : ');
d18=999;d23=998;
m18=0.001055;m23=0.000933;
cc18=0.6005;cc23=0.6084;
ce18=4188.5;ce23=4188.2;
%Re = input('ingrese el número de Reynolds      : ');
Re=2300;
% elección de "x" y "y" según Reynolds
%
% Impresión de cuadro de resumen de datos de entrada
clc
disp('-----')
disp('RESUMEN DE LOS DATOS DE ENTRADA');
disp(' ')
fid=1;
disp('PARAMETROS TERMICOS:')
disp(' ')
fprintf(fid,' T. entrada fluido caliente : %6.1f\n ',tefc)
fprintf(fid,' T. salida fluido caliente : %6.1f\n ',tsfc)
fprintf(fid,' T. entrada fluido frio   : %6.1f\n ',teff)
fprintf(fid,' Q. fluido frio           : %6.1f\n ',qff)
fprintf(fid,' Q. fluido caliente        : %6.1f\n ',qfc)
fprintf(fid,' Resistencia de Ensuciam   : %10.7f\n ',ree)
disp('-----')
disp('PARAMETROS GEOMETRICOS:')
disp(' ')
fprintf(fid,' Diámetro de tubería    : %7.3f\n ',d)
%fprintf(fid,' Long. efectiva de placa : %7.2f\n ',L)
fprintf(fid,' Ancho de placa          : %7.1f\n ',W)
fprintf(fid,' Espaciamiento de canal   : %7.4f\n ',b)
fprintf(fid,' Espesor de placa        : %7.3f\n ',e)
fprintf(fid,' Numero de pasos        : %7.0f\n ',n)
disp('-----')
disp(' ')
disp('PARAMETROS TERMICOS:')
disp(' ')
disp('          A 18C   A 23C')
fprintf(fid,' Densidad           : %9.2f %9.2f\n ',d18,d23)
fprintf(fid,' Viscosidad dinámica : %9.6f %9.6f\n ',m18,m23)
fprintf(fid,' Coef. de conductividad : %9.4f %9.4f\n ',cc18,cc23)
fprintf(fid,' Calor específico    : %9.1f %9.1f\n ',ce18,ce23)
disp('-----')
%close(fid)
pause
DN=500;
dl=0.001;
k=0;

```

```

if (Re<10)
    x=17;
    y=1;
    f=17*Re^(-1);
end

if(Re>10)
if(Re<101)
    x=6.29;
    y=0.57;
    f=6.29*Re^(-0.57);
    end
end
if(Re>101)
if(Re<855)
    x=1.141;
    y=0.2;
    f=1.141*Re^(-0.2);
    end
end
if(Re>855)
    x=0.581;
    y=0.1;
    f=0.581*Re^(-0.10);
end

disp('-----')
clc
disp('Comenzando los cálculos...!');
disp(' ');
disp('calculando temperatura de salida del flujo frio');
tsff=(qfc*ce23*(tefc-tsfc)/(qff*ce18))+teff;
disp('calculando Ac...!')
Acc=qfc*dh/(Re*m23);
disp(' ');
disp('calculando eficiencia y capacitancia térmica...!');
E=qfc*ce23*(tefc-tsfc)/(qfc*ce23*(tefc-teff));
C=qfc*ce23/(qff*ce18);

if (C==1)
    NTUcontract=E/(1-E);
else
    NTUcontract=1/(C-1)*log((E-1)/(E*C-1));
end
NTUpar=-1*log(abs(1-E*(1+C)))/(1+C);

if n>1
F=NTUcontract/NTUpar;
else
    F=0.7;
end

dtml=((tefc-tsff)-(tsfc-teff))/(log((tefc-tsff)/(tsfc-teff)));
q=qfc*ce23*(tefc-tsfc)/1000;

```



```

% Cálculo de la caída de presión del fluido caliente
dpfc2=(2*x*qfc^(2-y)*m23^y*L)/(dh^(1+y)*d23*Acc^(2-y)); % caída de presión critica

% COMIENZO DE LA ITERACION PARA EL CALCULO DE LA
% LONGITUD DEL INTERCAMBIADOR

while DN ~= 0
if k==0
dp1=input('ingrese la caída de presión de diseño: '); % Caída de presión de diseño
end
Ac1=((2*x*qfc^(2-y)*m23^y*L)/(dh^(1+y)*d23*dp1))^(1/(2-y)); %
Re1=qfc*dh/(m23*Ac1);

if(Re1>10)
if(Re1<101)
x=6.29;
y=0.57;
end
end
if(Re1>101)
if(Re1<855)
x=1.141;
y=0.2;
end
end
if(Re1>855)
x=0.581;
y=0.1;
end
end

f1=x*Re1^(-y); % para fluido caliente
Npasos1=(1/(W*b))*(2*x*qfc^(2-y)*(m23^y)*n*L/(dp1*d23*dh^(1+y)))^(1/(2-y));
Npasos1=round(Npasos1);

G1=sqrt(2*dh*d23*dp1/(4*f*L));
h1=0.204*e^(-0.35)*((ce23^0.4*cc23^0.6)/(m23^0.25))*G1^0.65;
Ac2=n*Ac1;

% Ac2 : Área del canal del fluido frio
% n : numero de pasos

% INICIO DE LOS CALCULOS PARA EL FLUIDO FRIO

Re2=qff*dh/(m18*Ac2); %Calculo del Reynolds para fluido frio

if(Re2>10)
if(Re2<101)
x=6.29;
y=0.57;
end
end
if(Re2>101)
if(Re2<855)
x=1.141;

```

```

        y=0.2;
    end
end
if(Re2>855)
    x=0.581;
    y=0.1;
end

f2= x*Re2^(-y);
dp2=(2*x*qff^(2-y)*m18^y*L)/(dh^(1+y)*d18*Ac2^(2-y));
Npasos2=(1/(W*b))*((2*x*qff^(2-y)*m18^y*n*L)/(dp2*d18*dh^(1+y)))^(1/(2-y));
Npasos2=round(Npasos2);

G2=sqrt(2*dh*d18*dp2/(4*f2*L));
h2=0.204*e^(-0.35)*((ce18^0.4*cc18^0.6)/(m18^0.25))*G2^0.65;

Ud=1/(1/h1+1/h2+ree);

At=q*1000/(Ud*F*dtml);

% CALCULO DE NUMERO DE PLACAS
Npd=At/(W*(L-2*d));
Npd=round(Npd);
Ncd=Npasos1+Npasos2;
DN=Npd-(Ncd-1);
LF=L;
L=L+dl;
k=k+1;
end

disp('-----')
disp('PARAMETROS HALLADOS:')
disp(' ')
fprintf(fid,' Calor de Intercambio (Kw) : %7.3f\n ',q)
fprintf(fid,' dTml (°C)           : %7.2f\n ',dtml)
fprintf(fid,' Longitud de la Placa (m) : %7.2f\n ',L)
fprintf(fid,' Caída de Presión fluido caliente (bar) : %7.2f\n ',dp1)
fprintf(fid,' Caída de Presión fluido frio (bar)      : %7.2f\n ',dp2)
fprintf(fid,' U (W/m2°C)           : %7.2f\n ',Ud)
fprintf(fid,' Area Total (m2)       : %7.2f\n ',At)
fprintf(fid,' Numero de placas           : %7.0f\n ',Ncd)
disp('-----')
%
% SE VARIA LA CAIDA DE PRESION PARA VER LA VARIACION DE LOS
% LOS PARAMETROS TERMICOS Y GEOMETRICOS
%
dpfco=2000;
dpfcf=100000;
dp=2000;

im=(dpfcf-dpfco)/dp+1;

for i=1:im
    dpfc(i)=dpfco+(i-1)*dp;

```

```

Ac(i)=(2*x*qfc^(2-y)*m23^y*L)/(dh^(1+y)*d23*dpfc(i))^(1/(2-y)); %
Re(i)=qfc*dh/(m23*Ac(i));

if(Re>10)
if(Re<101)
x=6.29;
y=0.57;
end
end
if(Re>101)
if(Re<855)
x=1.141;
y=0.2;
end
end
if(Re>855)
x=0.581;
y=0.1;
end

f(i)=x*Re(i)^(-y); % para fluido caliente
Npasos(i)=(1/(W*b))*(2*x*qfc^(2-y)*(m23^y)*n*L/(dpfc(i)*d23*dh^(1+y)))^(1/(2-y));
Npasos(i)=round(Npasos(i));

G(i)=sqrt(2*dh*d23*dpfc(i)/(4*f(i)*L));
h(i)=0.204*e^(-0.35)*((ce23^0.4*cc23^0.6)/(m23^0.25))*G(i)^0.65;
Ac2(i)=n*Ac(i);

% Ac2 : Área del canal del fluido frio
% n : numero de pasos

% INICIO DE LOS CALCULOS PARA EL FLUIDO FRIO

Reff(i)=qff*dh/(m18*Ac2(i)); %Calculo del Reynolds para fluido frio

if(Reff>10)
if(Reff<101)
x=6.29;
y=0.57;
end
end
if(Reff>101)
if(Reff<855)
x=1.141;
y=0.2;
end
end
if(Reff>855)
x=0.581;
y=0.1;
end

fff(i)= x*Reff(i)^(-y);

```

```

dpff(i)=(2*x*qff^(2-y)*m18^y*L)/(dh^(1+y)*d18*Ac2(i)^(2-y));
Npasosff(i)=(1/(W*b))*((2*x*qff^(2-y)*m18^y*n*L)/(dpff(i)*d18*dh^(1+y)))^(1/(2-y));
Npasosff(i)=round(Npasosff(i));

```

```

Gff(i)=sqrt(2*dh*d18*dpff(i)/(4*fff(i)*L));
hff(i)=0.204*e^(-0.35)*((ce18^0.4*cc18^0.6)/(m18^0.25))*Gff(i)^0.65;

```

```

U(i)=1/(1/h(i)+1/hff(i)+ree);

```

```

Atotal(i)=q*1000/(U(i)*F*dtml);

```

```

% CALCULO DE NUMERO DE PLACAS

```

```

Np=Atotal/(W*L);
Np=round(Np);
Nc(i)=Npasos(i)+Npasosff(i);
end

```

```

%
% -----
% INICIO DE LOS GRAFICOS FINALES

```

```

figure(01)
plot(dpfc/100000,h);
hold on
plot(dpff/100000,hff,'r');
hold on
plot(dpfc/100000,h,'.');
hold on
plot(dpff/100000,hff,'r.');
```

```

grid on
xlabel('Caida de presión (bar)')
ylabel('h(W/m²C)')
title('GRAFICO DEL COEFICIENTE DE PELICULA vs CAIDA DE PRESION')
legend('Sistema cerrado', 'Sistema abierto')

```

```

figure(02)
plot(dpfc/100000,Atotal);
hold on
plot(dpff/100000,Atotal,'r');
hold on
plot(dpfc/100000,Atotal,'.');
```

```

hold on
plot(dpff/100000,Atotal,'r.');
```

```

grid on
xlabel('Caida de presión (bar)')
ylabel('Área(m²)')
title('GRAFICO DEL AREA TOTAL vs CAIDA DE PRESION')
legend('Sistema cerrado', 'Sistema abierto')

```

```

figure(03)
plot(Nc,dpfc/100000);
hold on
plot(Nc,dpff/100000,'r');
hold on
plot(Nc,dpfc/100000,'.');
```

```

hold on
plot(Nc,dpff/100000,'r.');
```

This plot shows the pressure drop (dpff/100000) in bar on the y-axis versus the number of plates (Nc) on the x-axis for a closed system. The data points are represented by red dots connected by a line. A grid is present in the background.

```

grid on
ylabel('Caida de presión (bar)')
xlabel('Numero de placas')
title('GRAFICO DE LA CAIDA DE PRESION vs NUMERO DE PLACAS')
legend('Sistema cerrado', 'Sistema abierto')
```

```

figure(04)
plot(Nc,h);
hold on
plot(Nc,hff,'r');
hold on
plot(Nc,h,'.');
```

This plot shows the heat transfer coefficient (h) in W/m<sup>2</sup>C on the y-axis versus the number of plates (Nc) on the x-axis for a closed system. The data points are represented by red dots connected by a line. A grid is present in the background.

```

hold on
plot(Nc,hff,'r.');
```

This plot shows the heat transfer coefficient (hff) in W/m<sup>2</sup>C on the y-axis versus the number of plates (Nc) on the x-axis for an open system. The data points are represented by red dots connected by a line. A grid is present in the background.

```

grid on
ylabel('h(W/m2°C)')
xlabel('Numero de placas')
title('GRAFICO DEL COEF. DE PELICULA vs NUMERO DE PLACAS')
legend('Sistema cerrado', 'Sistema abierto')
```

```

figure(05)
plot(Nc,Atotal);
hold on
plot(Nc,Atotal,'.');
```

This plot shows the total area (Atotal) in m<sup>2</sup> on the y-axis versus the number of plates (Nc) on the x-axis for a closed system. The data points are represented by red dots connected by a line. A grid is present in the background.

```

grid on
ylabel('Area Total (m2)')
xlabel('Numero de placas')
title('GRAFICO DEL AREA TOTAL vs NUMERO DE PLACAS')
```

```

figure(06)
plot(Nc,U);
hold on
plot(Nc,U,'.');
```

This plot shows the global heat transfer coefficient (U) in W/(m<sup>2</sup>C) on the y-axis versus the number of plates (Nc) on the x-axis for a closed system. The data points are represented by red dots connected by a line. A grid is present in the background.

```

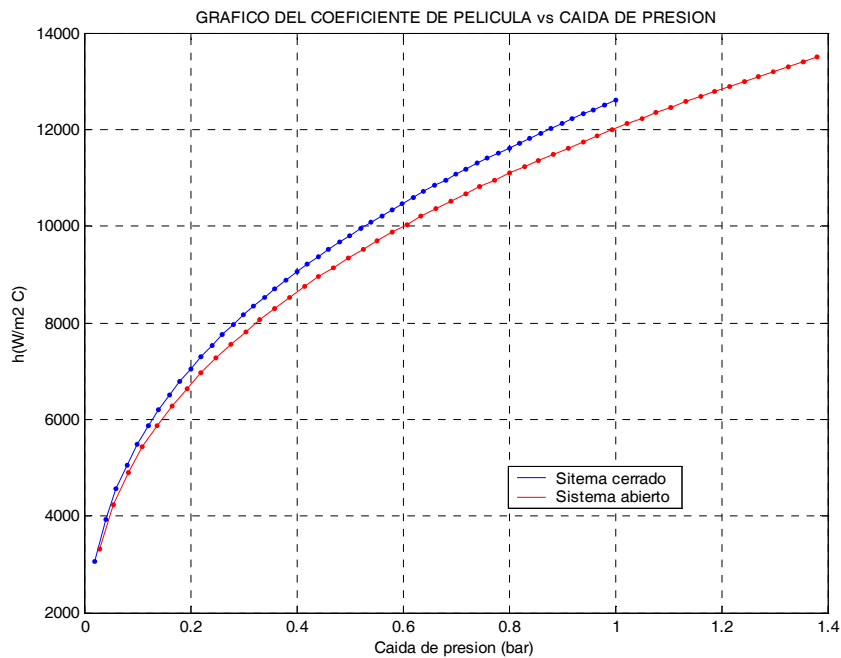
grid on
ylabel('U(W/(m2°C))')
xlabel('Numero de placas')
title('GRAFICO DEL COEF. GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR vs NUMERO DE
PLACAS')
```

#### 4.4.1 Resultados

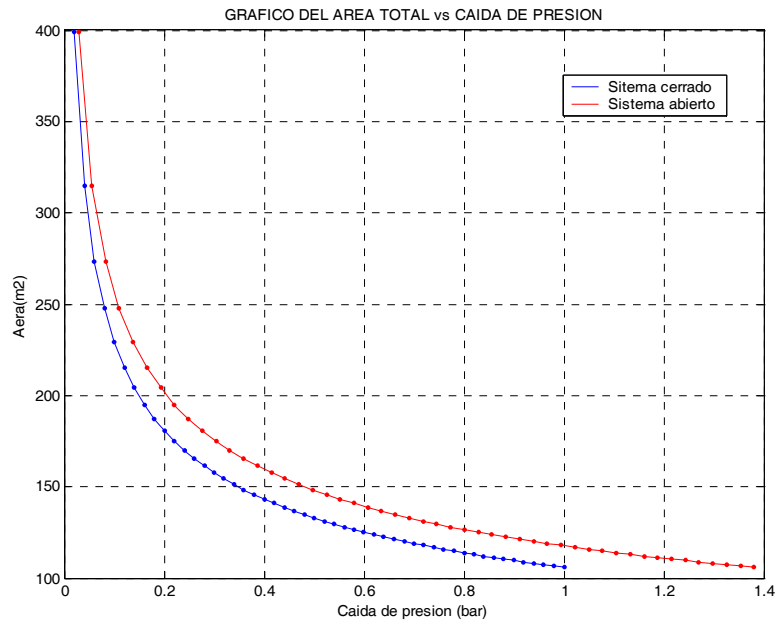
Para realizar el análisis de resultados del modelo, se consideró la longitud de diseño  $L=1,90\text{ m}$ , hallado para la caída de presión de  $0,723\text{ bar}$ .

Variando únicamente la caída de presión que es el parámetro de diseño del modelo, se generó los siguientes gráficos, los cuales nos muestran el comportamiento de cada uno de los índices como  $h$ ,  $U$ ,  $A$ , conforme va variando la caída de presión y el número de placas.

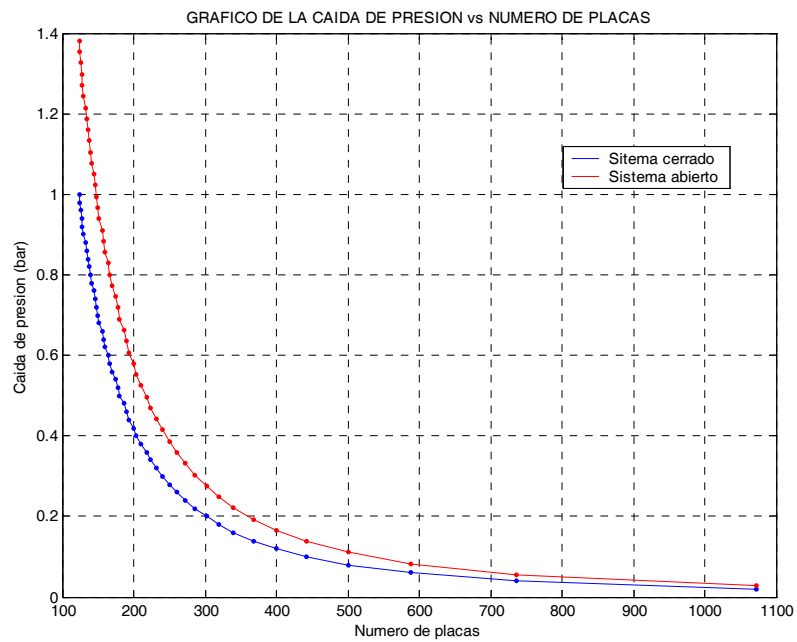
**Gráfico N° 4.9** Coeficiente de Película vs Caída de Presión



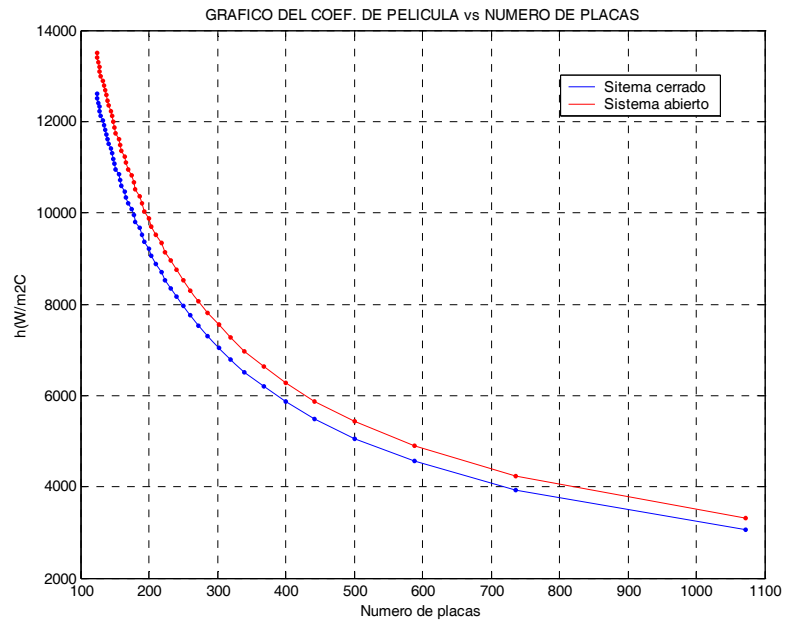
**Gráfico N° 4.10** Área Total vs Caída de Presión



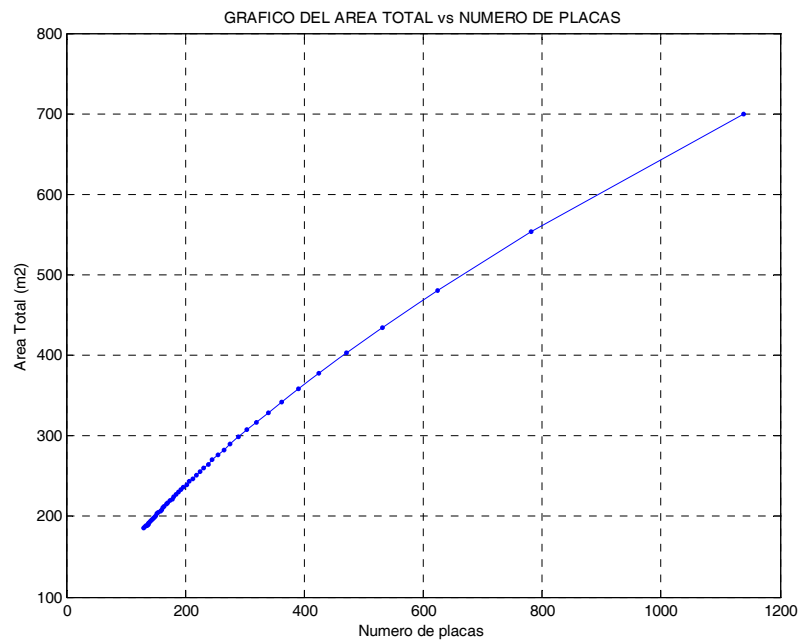
**Gráfico N° 4.11** Caída de Presión vs Número de Placas



**Gráfico N° 4.12** Coeficiente de Película vs Número de Placas

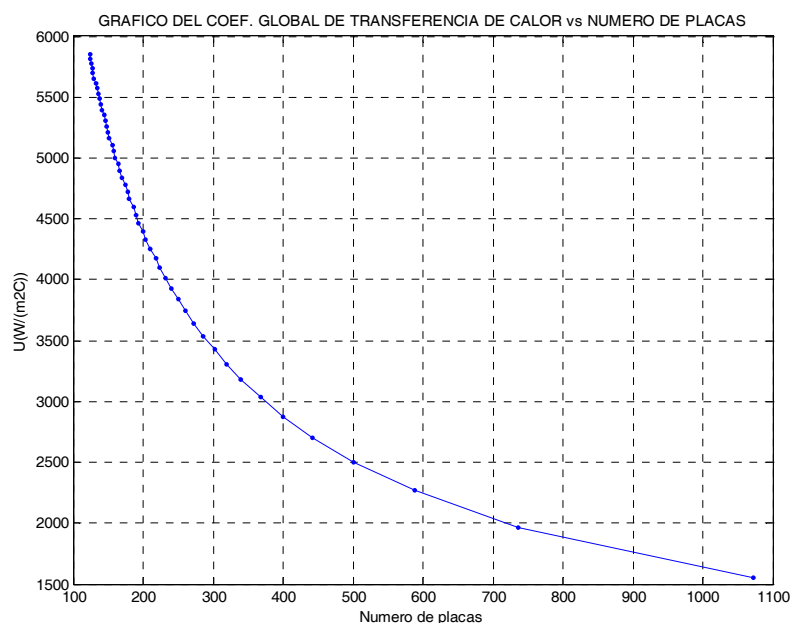


**Gráfico N° 4.13** Área Total vs Número de Placas



**Gráfico N° 4.14** Coeficiente Global de Transferencia de Calor vs Número de Placas





Es posible variar los parámetros de operación (Temperaturas, caudal, otros) a fin de ver como se comporta el modelo.

A continuación se presenta algunas corridas del Programa:

El cuadro N° 4.4, muestra los resultados una vez corrido el Programa para los mismos parámetros de operación propuestos en este trabajo, variando únicamente el flujo másico al 90, 80 y 70% para ambos flujos.

**Cuadro N° 4.6 Variación de Parámetros respecto al Flujo Másico**

Parámetro	Flujo másico (Kg/s)		
	90%	80%	70%
dTml (°C)	5,44	5,44	5,44
Efectividad (n)	0,55	0,55	0,55
q (Kw)	2125,93	1889,72	1653,50
A (m <sup>2</sup> )	112,54	100,05	87,56
U (w/m <sup>2</sup> °C)	4954,59	4953,79	4953,00
L (m)	1,900	1,900	1,900
Nplacas	144	128	112

Se puede apreciar que la efectividad permanece constante, mientras que el calor de intercambio disminuye, además el coeficiente global de transferencia (U) permanece casi constante en el modelo.

Otro parámetro que permanece constante es la longitud de la placa, mientras que el número de placas disminuye.

El cuadro N° 4.5 presenta una corrida del modelo variando únicamente la temperatura entrada del fluido caliente (variando también los parámetros termodinámicos que se tienen que actualizar en el modelo).

#### **Cuadro N° 4.7 Variación de Parámetros respecto a la Temperatura**

Parámetro	Temperatura (°C)		
	27	28	29
dT <sub>ml</sub> (°C)	5,52	5,59	5,66
Efectividad (n)	0,58	0,62	0,64
q (Kw)	2755,84	3149,53	3543,22
A (m <sup>2</sup> )	147,53	170,94	193,96
U (w/m <sup>2</sup> °C)	4835,24	4708,39	4609,60
L (m)	2,05	2,22	2,37
Nplacas	168	174	180

Del siguiente cuadro se aprecia que si incrementamos el diferencial de temperaturas del fluido frío, la efectividad del intercambiador de calor mejora, en consecuencia el calor de intercambio también aumenta, pero el coeficiente global de transferencia de calor (U) disminuye.

En cuanto a la longitud del intercambiador de calor, éste aumenta al igual que el número de placas.

## **CAPITULO V**

### **ANALISIS DE RECUPERACIÓN COSTO CAPITAL**

#### **5.1 SELECCIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR**

El intercambiador de calor se seleccionará dependiendo de los parámetros de operación para el funcionamiento adecuado del sistema de enfriamiento del generador:

Siendo los parámetros principales (tomados en campo):

- presión máxima de operación = 6,4 bar
- temperatura máxima de operación = 30°C
- temperatura de diseño de entrada del lado caliente = 26°C
- temperatura de diseño de salida del lado frío = 20°C
- temperatura de diseño de entrada del lado frío = 15°C
- temperatura de diseño de salida del lado frío = 20,08°C
- calor de intercambio = 2362,12 Kw
- caudal lado frío= 400 m<sup>3</sup>/h
- caudal lado caliente= 338 m<sup>3</sup>/h

- coeficiente de transferencia de calor =  $4954,59 \text{ W/m}^2\text{°C}$
- longitud total de la placa = 1,90 m
- área efectiva de transferencia de calor =  $125,04 \text{ m}^2$
- diámetro de conexiones = 12 pulg.

Como existen diversas empresas que fabrican PHE, se optó por la empresa Transnacional Alfa Laval S.A. ya que cuenta con representación en el Perú y brinda asesoría técnica así como diferentes tipos de intercambiadores de placas para procesos específicos, también brinda repuestos originales de los intercambiadores de placas.

Con las condiciones de utilización (presión, temperatura), y siendo el servicio líquido/líquido, además que la naturaleza del fluido es abrasivo y sucio, se selecciona de la guía de intercambiadores de calor de placas de Alfa Laval (Cuadro N° 5.1), siendo las siguientes alternativas las mejores:

- PHE Standard: el cual cumple con todas las condiciones de operación del proceso, siendo además flexible y con mayores repuestos.
- PHE Wide-pag: el cual también cumple con las mismas características que el PHE Standard, pero varía en su precio por su disposición de placas, ya que estos son adecuados para fluidos altamente viscosos.

**Cuadro N° 5.1** Guía de Intercambiadores de Calor Alfa Laval

	Standard PHE	Flow-Flex PHE	Wide-gap PHE	Duble-wall PHE	Twin-plate PHE	Diabon F Grafito PHE	Soldado PHE
<b>Condiciones de utilización</b>							
Presiones:							
Desde vacío hasta MPa (psi)	2,5 (355)	2,0 (285)	0,9 (130)	2,5 (355)	2,5 (355)	0,6 (85)	3,0 (427)
Temperaturas							
°C	← -30	a	+200	→ -30 a +200		0 a +140	-195 a +225
°F	← -20	a	+355	→ -20 a +390		+32 a +285	-320 a +437
<b>Servicio</b>							
Líquido/Líquido	1	1	1	1	1	1	1
Gas/Líquido	1 - 3*	1 - 3*	1 - 3*	1 - 3*	1 - 3*	1 - 3*	1
Gas/Gas	1 - 3*	1 - 3*	1 - 3*	1 - 3*	1 - 3*	1 - 3*	1 - 3*
Condensación	1 - 3*	1 - 3*	1 - 3*	1 - 3*	1 - 3*	1 - 3*	1
Evaporación	1 - 3*	1 - 3*	1 - 3*	1 - 3*	1 - 3*	1 - 3*	1
<b>Naturaleza del fluido</b>							
Corrosivo	1	1	1	1	1	1	3
Agresivo	3	3	3	3	1	1	3

Viscoso	1	1	1	1	1	1	3
Sensible al calor	1	1	1	1	1	1	1
Reacción peligrosa	3	3	3	1	2	3	4
Fibras	4	3	1	4	4	4	4
Pastas y suspensiones	3	2	2	3	3	3	4
Sucios	3	2	2	3	3	3	3

---

**Inspección**

Corrosión	A	A	A	A	B	A	C
Fugas	A	A	A	A	A	A	C
Ensuciamiento	A	A	A	A	B	A	C

---

**Mantenimiento**

Limpieza mecánica	A	A	A	A	B	A	C
Modificaciones	A	A	A	A	A	A	C
Reparaciones	A	A	A	A	A	A	C

---

1 Generalmente la mejor opción

2 A menudo la mejor elección

3 A veces la mejor opción

4 Raramente la mejor opción

A Ambos lados

B Un lado

C Ningún lado

\* Dependiendo de la presión de operación, gas/vapor, densidad etc.

En este trabajo se opta por el PHE Standard, debido a que son flexibles y se adecuan fácilmente para diferentes condiciones de operación según sea el caso, tan sólo quitando o aumentando placas y es de menor costo que el PHE Wide-pag que cumple también con las condiciones de operación.

El PHE Standard tiene las siguientes características:

Presión máxima de operación	25 bar (360 psi)
Con diseño especial	30 bar (435 psi)
Temperatura máxima	160°C (320°F)
Con juntas especiales	180°C (355°F)
Caudal máximo	3 600 m <sup>3</sup> /h (16 000 US gpm)
Coefficiente de transferencia	3 500–7 500 W/m <sup>2</sup> °C (600-1 300 Btu/ft <sup>2</sup> h°C)
Área de transferencia	0,1 – 2 200 m <sup>2</sup> (1 – 24 000 ft <sup>2</sup> )
Diámetro máx. de conexiones	450 mm (18")

## **5.2 COSTO DE INSTALACIÓN DE UN PHE EN LA CH SAM**

Se determina todos los costos que intervienen en el cambio y la puesta en operación de un PHE en la central SAM.

Se realizó la cotización en Alfa Laval para la adquisición de un PHE Standard con las características geométricas encontradas y bajo los parámetros de operación indicados. Siendo la propuesta de Alfa Laval



**5.2.1 Costo de Equipo:** tendrá un costo de \$US 41575,62 incluido IGV, siendo la modalidad llave en mano.

Aquí están incluidos los siguientes costos:

- Costo de transporte de equipo.
- Capacitación de personal, para realizar trabajos de mantenimiento y limpieza (4 horas).
- Montaje y pruebas del equipo hasta la puesta en operación de este.

**5.2.2 Costo de Instalación (horas muertas):** el cambio del intercambiador se programará para el día provisto del mantenimiento del intercambiador de coraza y tubos siendo el tiempo de instalación y prueba del PHE aproximadamente 12 horas.

Pero como se programa sólo 4 horas por mantenimiento y limpieza del intercambiador de coraza y tubos, entonces se consideran 8 horas muertas que significan:

$$P_{muerta} = 85\ 000\ KW \times 8\ horas = 680\ 000\ Kwh$$

Para realizar el siguiente análisis se presenta los costos proyectados por OSINERG en el cuadro N° 5.2 para el complejo Mantaro, para lo cual en este trabajo se tomó el costo promedio de 1 Kwh en barras según OSINERG es de 0,02677 \$US/Kwh para el caso más pesimista (fuera de punta).

**Cuadro N° 5.2 Tarifas en Barra Actualizadas en Subestaciones Base**  
04 de Julio de 2,006

	TENSIÓN kV	PPM S./kW-mes	PMP ctm. S./kW.h	PEMF ctm. S./kW.h	PCSPT S./kW-mes	CPSEE ctm. S./kW.h
<b>SISTEMA ELECTRICO INTERCONECTADO NACIONAL</b>						
Talara	220	16.26	10.50	9.33	11.96	
Piura Oeste	220	16.41	10.64	9.40	11.96	
Chiclayo Oeste	220	16.09	10.63	9.34	11.96	
Guadalupe	220	16.07	10.68	9.38	11.96	
Guadalupe60	60	16.03	10.70	9.39	11.96	
Trujillo Norte	220	15.94	10.66	9.35	11.96	
Chimbote 1	220	15.54	10.53	9.25	11.96	
Paramonga	220	15.62	10.49	9.09	11.96	
Paramonga138	138	15.54	10.44	9.07	11.96	0.03
Huacho	220	15.67	10.72	9.11	11.96	
Zapallal	220	15.70	11.07	9.07	11.96	
Ventanilla	220	15.73	11.15	9.10	11.96	
Lima	220	15.88	11.46	9.14	11.96	
Cantera	220	15.74	11.32	9.09	11.96	
Independencia	220	15.72	11.00	9.04	11.96	
Ica	220	16.09	11.09	9.12	11.96	
Marcona	220	16.96	11.26	9.25	11.96	
Mantaro	220	14.89	9.75	8.78	11.96	
Huayucachi	220	15.14	10.09	8.85	11.96	
Pachachaca	220	15.28	9.16	8.94	11.96	
Huancavelica	220	15.11	10.08	8.85	11.96	
Callahuanca	220	15.47	10.30	9.01	11.96	
Cajamarquilla	220	15.74	10.93	9.10	11.96	0.07
Huallanca	138	14.26	10.10	8.93	11.96	
Vizcarra	220	15.59	9.95	9.00	11.96	
Tingo Maria	220	15.32	9.65	8.82	11.96	
Aguaytia	220	15.16	9.54	8.73	11.96	
Pucallpa	60	16.20	9.73	8.84	11.96	2.53
Tingo Maria138	138	15.29	9.53	8.81	11.96	
Huánuco	138	15.51	9.59	8.92	11.96	
Paragsha II	138	15.44	9.51	8.94	11.96	0.08
Oroya Nueva220	220	15.28	9.21	8.96	11.96	0.08
Oroya Nueva50	50	15.42	9.29	8.96	11.96	0.08
Carhuamayo138	138	15.53	9.46	8.94	11.96	0.08
Carhuamayo Nueva	220	15.11	9.35	8.89	11.96	
Caripa	138	15.55	9.42	8.99	11.96	0.08
Condorcocha44	44	15.74	9.43	9.00	11.96	0.58
Machupicchu	138	14.87	9.16	8.27	11.96	
Cachimayo	138	15.95	9.44	8.53	11.96	
Cusco	138	15.87	9.46	8.54	11.96	
Combapata	138	16.25	9.63	8.73	11.96	
Tintaya	138	16.53	9.80	8.94	11.96	
Ayaviri	138	15.88	9.62	8.80	11.96	
Azángaro	138	15.53	9.52	8.72	11.96	
Juliaca	138	16.51	9.86	8.99	11.96	
Puno138	138	16.82	9.98	9.10	11.96	
Puno220	220	16.84	10.00	9.12	11.96	
Callalli	138	16.66	9.97	9.06	11.96	
Santuario	138	16.64	9.99	9.12	11.96	
Arequipa	138	16.84	10.05	9.15	11.96	0.11
Socabaya220	220	16.86	10.06	9.15	11.96	
Cerro Verde	138	16.95	10.07	9.17	11.96	
Repartición	138	17.07	10.09	9.18	11.96	
Mollendo	138	17.21	10.12	9.20	11.96	
Montalvo220	220	17.05	10.11	9.21	11.96	0.45
Montalvo	138	17.05	10.12	9.22	11.96	0.45
Ilo	138	17.33	10.19	9.27	11.96	0.45
Botiflaca	138	17.33	10.17	9.26	11.96	0.45
Toquepala	138	17.38	10.19	9.29	11.96	0.45
Aricota138	138	17.29	10.13	9.26	11.96	
Aricota66	66	17.23	10.11	9.25	11.96	
Tacna220 (SE Los Héroes)	220	17.20	10.16	9.23	11.96	
Tacna66 (SE Los Héroes)	66	17.57	10.21	9.25	11.96	0.65
<b>SISTEMAS AISLADOS</b>						
Tipico A	MT	24.69	54.37	54.37		
Tipico B	MT	23.40	23.18	23.18		
Tipico E	MT	24.35	31.73	31.73		
Tipico F	MT	24.77	63.28	63.28		
Tipico G	MT	23.35	29.57	29.57		
Tipico H	MT	23.52	16.55	16.55		
Tipico I	MT	24.69	62.80	62.80		

Como el promedio que genera un grupo es 85 000 Kw (del Capítulo 3)

Entonces el costo total por parada de grupo será:

$$C_{parada} = 680\,000\text{ Kwh} \times 0,02677\text{ US/Kwh} = 18\,202,44\text{ \$US}$$

Siendo el costo total de instalación:

$$\text{Costo de Inversión Total} = 41\,575,62 + 18\,202,44 = 59\,778,06\text{ \$US}$$

### 5.3 ANÁLISIS DE RECUPERACIÓN COSTO CAPITAL

#### 5.3.1 Costo recuperado por mejoramiento del sistema de enfriamiento:

aquí es tal vez donde se tendrá un incremento importante de generación de energía, debido a que con la mejora del este sistema se podrá tomar más carga por grupo, lo cual incrementará la generación.

Si la central opera a 96 m<sup>3</sup>/s, la potencia entregada es de:

$$P_{neta} = 9,81 \times 748 \times 96 = 704\text{ Mw}$$

$$P_{ent} = 704\text{ Mw} \times 0,97 \times 0,91 \times 0,98 \times 0,98 = 597\text{ Mw}$$

$$P_{rom.\ grupo} = 85,3\text{ Mw}$$

Con la mejora del sistema de enfriamiento, podemos tomar más carga, en este caso tomaremos 100 m<sup>3</sup>/s

$$P_{neta} = 9,81 \times 748 \times 100 = 734\text{ Mw}$$

$$P_{ent} = 734 \text{ Mw} \times 0,97 \times 0,91 \times 0,98 \times 0,98 = 622,24 \text{ Mw}$$

$$P_{pro. grupo} = 88,9 \text{ Mw}$$

Cabe mencionar que este es el caso en que todos los grupos toman carga, pero esto se puede hacer independientemente para cada grupo. Se puede incrementar directamente 5 Mw o más por grupo si existe un buen rango de temperatura en los bobinados del generador.

Para este caso se tomó promedios.

Por lo cual habrá un incremento de  $3,9 \text{ Mw}$

Y si se mantiene esta maniobra durante 7 horas semanales (esto en el peor de los casos), tendremos un beneficio mensual de:

$$B_{mensual} = 3\,900 \text{ Kw} \times 7 \text{ h/semana} \times 4 \text{ semanas} = 109\,200 \text{ Kwh}$$

Y el costo beneficio mensual será:

$$C_{mensual} = 109\,200 \text{ Kwh} \times 0,02677 \text{ US/Kwh} = 2\,923,10 \text{ \$US}$$

**5.3.2 Costo recuperado por reducción de paradas de grupo:** actualmente el Complejo Mantaro tiene un programa anual de mantenimiento de grupos, el cual se muestra a continuación:

Tiene programado 8 paradas por cada grupo para realizar mantenimiento y limpieza de intercambiadores de coraza, designándose 4 horas por cada intervención. Siendo 4 paradas en los meses de avenidas (Enero, Febrero, Marzo, Abril) y 4 cada dos meses en la época de estiaje (Junio, Agosto, Octubre, Diciembre).

Con la instalación del PHE Standard estas paradas se pueden reducir hasta en un 50%, debido al diseño de las placas que generan turbulencias y no dejan que se pegue a sus paredes los sólidos en suspensión que arrastra el agua turbinada que se bombea.

También se reducirá en 1 hora el mantenimiento del PHE, lo cual significará un costo beneficio adicional. Ya que sólo se parará 3 horas por cada intervención.

Siendo la propuesta del programa de mantenimiento y limpieza de los PHE de 5 paradas por año (Enero, Febrero, Marzo, Junio y Octubre)

Entonces tendremos el siguiente costo beneficio:

- **Enero:** se tendrá un costo beneficio por la reducción de 1 hora de parada de grupo, siendo este costo:

$$C_{enero} = 85\ 000\ Kw \times 1h \times 0,02677\ \$US/Kwh = 2\ 275,30\ \$US$$

- **Febrero:** se tendrá un costo beneficio por la reducción de 4 horas de parada de grupo, siendo este costo:

$$C_{febrero} = 85\ 000\ Kw \times 4h \times 0,02675\ \$US/Kwh = 9\ 101,22\ \$US$$

- **Marzo:** se tendrá un costo beneficio por la reducción de 1 hora de parada de grupo, siendo este costo:

$$C_{marzo} = 85\ 000\ Kw \times 1h \times 0,02675\ \$US/Kwh = 2\ 275,30\ \$US$$

- **Abril:** se tendrá un costo beneficio por la reducción de 1 hora de parada de grupo, siendo este costo:

$$C_{abril} = 85\ 000\ Kw \times 1h \times 0,02675\ \$US/Kwh = 2\ 275,30\ \$US$$

- **Junio:** se tendrá un costo beneficio por la reducción de 4 horas de parada de grupo, siendo este costo:

$$C_{junio} = 85\ 000\ Kw \times 4h \times 0,02675\ \$US/Kwh = 9\ 101,22\ \$US$$

- **Agosto:** se tendrá un costo beneficio por la reducción de 1 hora de parada de grupo, siendo este costo:

$$C_{agosto} = 85\ 000\ Kw \times 1h \times 0,02675\ \$US/Kwh = 2\ 275,30\ \$US$$

- **Noviembre:** se tendrá un costo beneficio por la reducción de 1 hora de parada de grupo, siendo este costo:

$$C_{noviembre} = 85\ 000\ Kw \times 1h \times 0,02675\ \$US/Kwh = 2\ 275,30\ \$US$$

- **Diciembre:** se tendrá un costo beneficio por la reducción de 4 hora de parada de grupo, siendo este costo:

$$C_{diciembre} = 85\ 000\ Kw \times 4h \times 0,02675\ \$US/Kwh = 9\ 101,22\ \$US$$

Para realizar el análisis de la recuperación costo capital, se tomará en cuenta que el cambio del intercambiador de coraza y tubos por el PHE Standard se realizará en Diciembre del 2006, fecha en la cual se realizará el mantenimiento de intercambiadores.

Entonces el análisis de recuperación costo capital se realizará a partir de enero de 2007.

La empresa tiene para proyectos un período de mediana envergadura un período interno de retorno de 1 año, y un TEA de 36%.

También existe un costo beneficio de la reducción de 5 h/h anuales por grupo que representaría un costo beneficio adicional, así como el ahorro de insumos y herramientas utilizados para la limpieza de los intercambiadores de coraza y tubos (waipe, trapo, pistola de extensión, piedras de desbaste, soldadura, otros). Pero esto se tomará como compensación por las horas impartidas de capacitación de personal de mantenimiento y limpieza como a los jefes de operación de la central.

A continuación se presenta el cuadro N° 5.3 de flujos de ingresos del proyecto:

**Cuadro N° 5.3 Flujo de Ingresos**

<b>AÑO</b>	<b>MES</b>	<b>BENEFICIO POR MEJORA DE SISTEMA DE ENFRIAMIENTO (\$US)</b>	<b>BENEFICIO POR REDUCCIÓN DE PARADAS DE GRUPO (\$US)</b>	<b>TOTAL (\$US)</b>
2008	ENE	2923.10	2275.30	5198.40
	FEB	2923.10	2275.30	5198.40
	MAR	2923.10	2275.30	5198.40
	ABR	2923.10	9101.22	12024.32
	MAY	2923.10	0.00	2923.10
	JUN	2923.10	2275.30	5198.40
	JUL	2923.10	0.00	2923.10
	AGO	2923.10	9101.22	12024.32
	SEP	2923.10	0.00	2923.10
	OCT	2923.10	2275.30	5198.40
	NOV	2923.10	0.00	2923.10
	DIC	2923.10	9101.22	12024.32

Los criterios de evaluación de este proyecto serán el VAN y la TIR, los cuales serán determinados para un período de 1 año y una TEA de 36%.

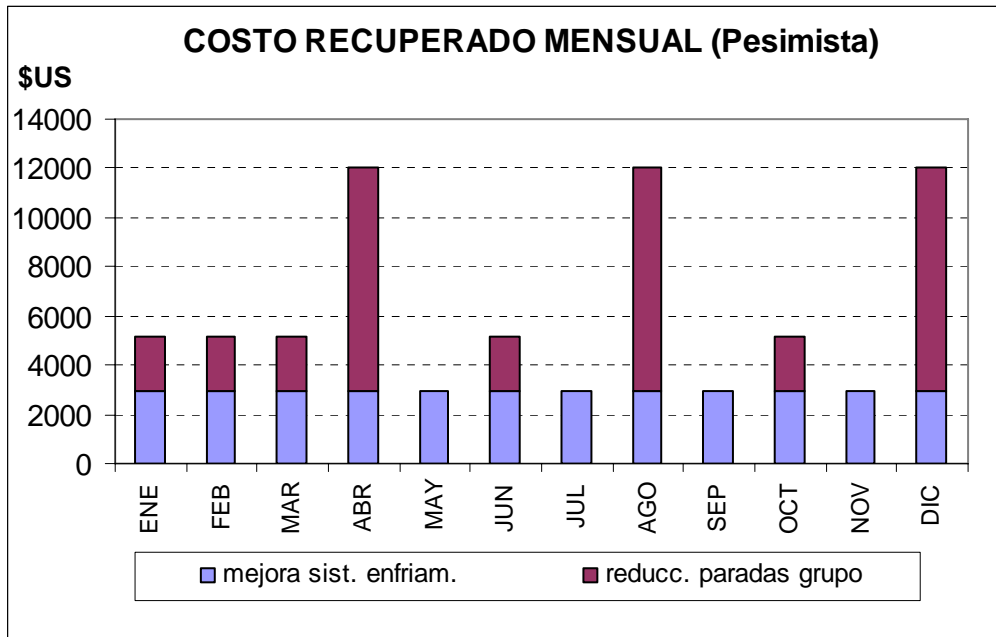
También sabemos que el costo total de inversión es de  $\$US = 59\,778,06$

Y que todos los valores lo llevaremos al 1 de enero de 2007 (año cero).

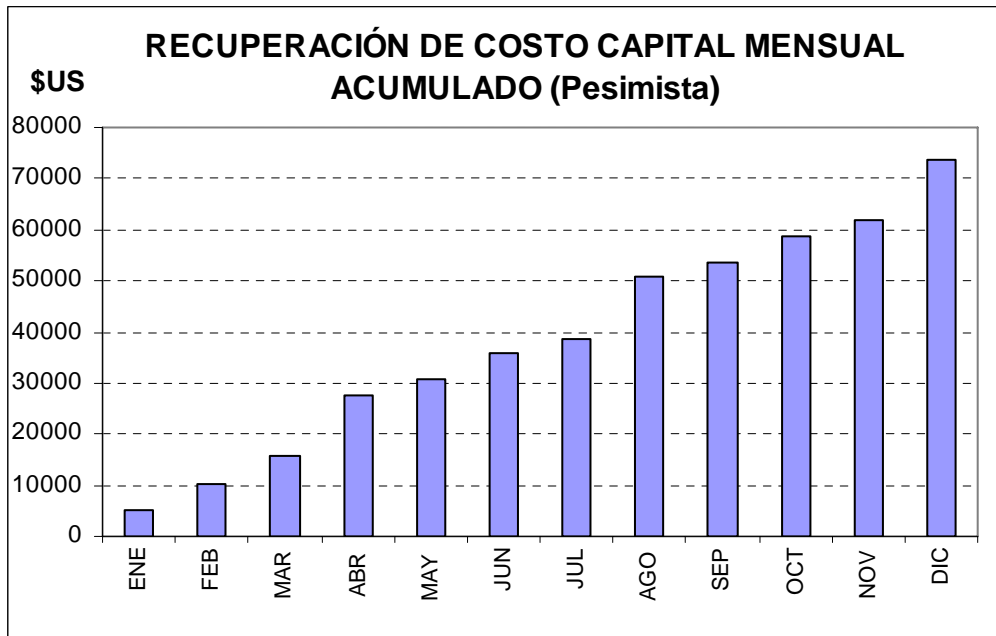
A continuación en las gráficas N° 5.1 y 5.2 se explican mejor la forma de cómo se recuperará la inversión mensualmente y como será el acumulado anual.



**Gráfico N° 5.1 Costo Recuperado Mensual Pesimista**



**Gráfico N° 5.2 Costo Capital Recuperado Mensual Acumulado Pesimista**



Esto servirá para hacer la evaluación del proyecto, en vista se tiene que el acumulado al final del año es de \$US 73 757,35 pero estos valores tienen que considerarse en el año donde se realizará la inversión total del proyecto.

## 5.4 CRITERIOS DE EVALUACIÓN DEL PROYECTO

### 5.4.1 Criterio del valor actual neto (VAN):

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{Y_t}{(1+i)^t} - \sum_{t=1}^n \frac{E_t}{(1+i)^t} - I_0$$

Donde:

$Y_t$  : representa el flujo de ingresos del proyecto

$E_t$  : egresos del proyecto

$I_0$  : la inversión en el momento cero de la evaluación

$I$  : la tasa de descuento de la empresa

En este trabajo se tomó una tasa de descuento mensual

Como TEA=36% entonces la tasa de descuento mensual será

aproximadamente:

$$I=2,6\%$$

Además los egresos  $E$  corresponden a los costos de operación y

mantenimiento, en este caso se consideró cero debido a que están dentro del

rubro de gastos anuales de la central y no son costos adicionales de operación

de la central.

Por lo que Y representa el beneficio neto del proyecto.

Entonces:

$$VAN = 62\,313,68 - 59\,778,06 = 2\,535,62$$

$$VAN \gg 0$$

#### 5.4.2 Criterio de la tasa interna de retorno:

$$\sum_{t=1}^n \frac{BN_t}{(1+i)^t} - I_o = 0$$

Donde:

BN es el beneficio neto igual a Y

I es la tasa interna de retorno (TIR)

Calculando tenemos  $TIR = 3,27\%$

Que anualmente significa:  $TIR = 47,1\%$

Entonces los criterios analizados para este proyecto son:

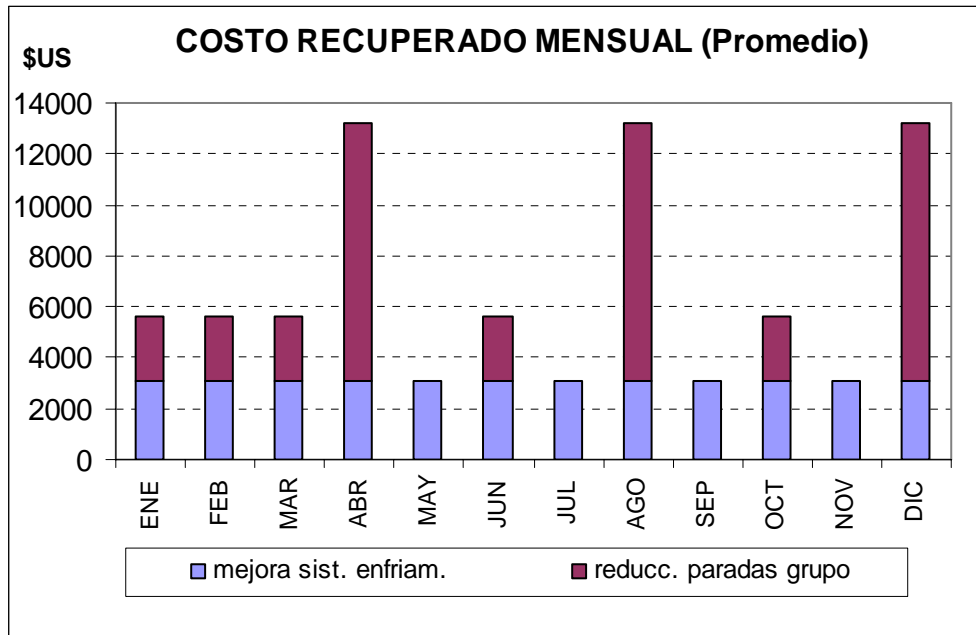
$$VAN = 2\,535,62 \gg 0$$

$TIR = 47,1\% > 36\%$ , que es la tasa de descuento anual de la empresa.

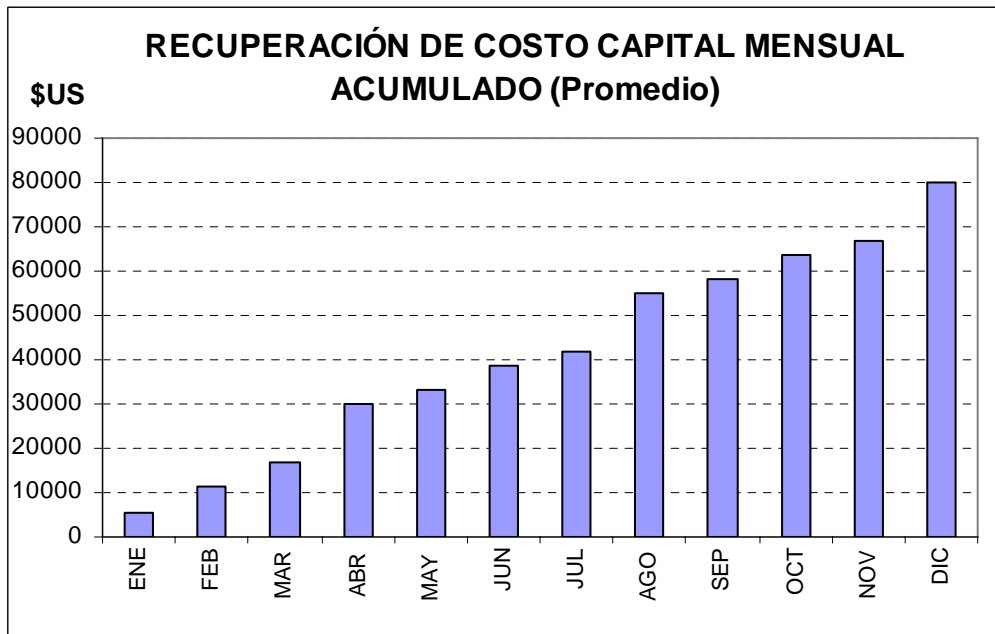
Con lo que se concluye con la aceptación y rentabilidad del proyecto.

Con la finalidad de ver el potencial de la rentabilidad de este proyecto se presenta a continuación las gráficas N° 5.4, 5.5 que corresponden para el valor de un  $1\text{ Kwh} = 0,02825\text{ } \$US/Kwh$  para el caso promedio y las gráficas N° 5.6 y 5.7 que corresponden a un valor de  $1\text{ Kwh} = 0,02973\text{ } \$US/Kwh$  para el caso optimista (hora de punta).

**Gráfico N° 5.3 Costo Recuperado Mensual Promedio**

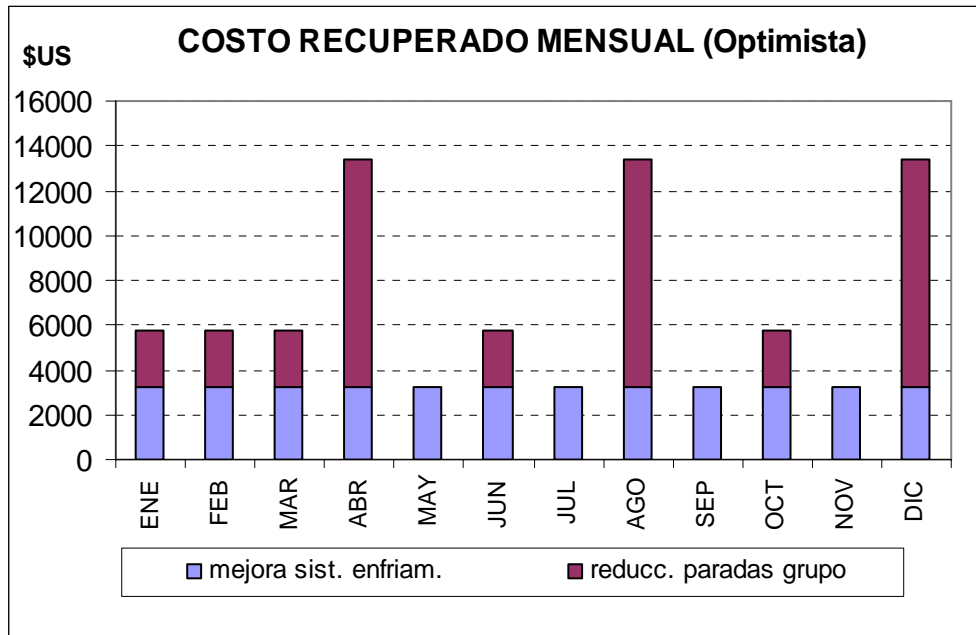


**Gráfico N° 5.4 Costo Capital Recuperado Mensual Acumulado Promedio**

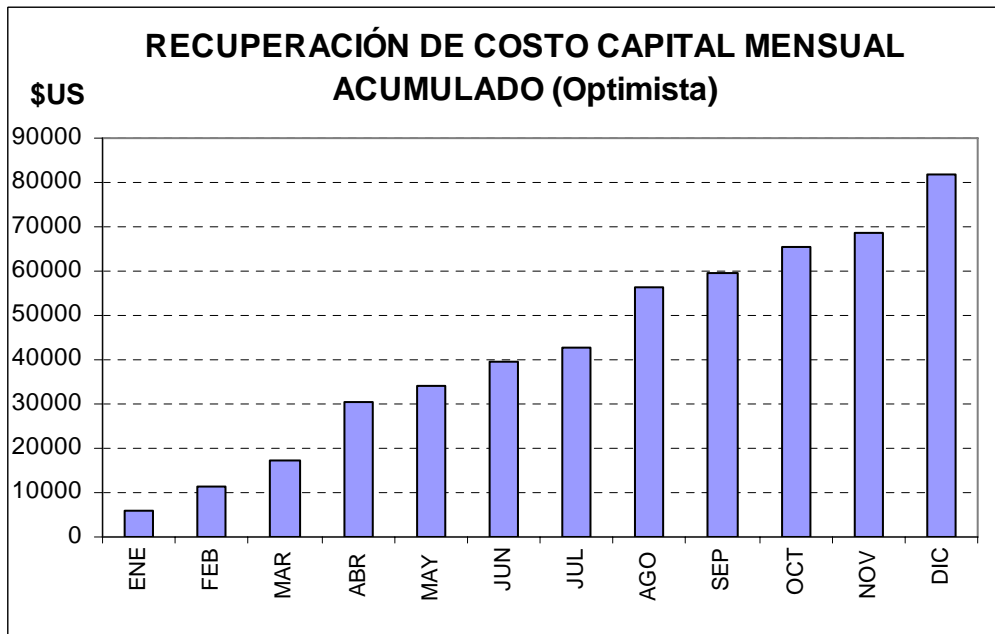


Donde se tiene que la  $VAN = 6\ 768,11$  y un  $TIR = 4,33\%$  lo cual da una  $TEA = 66,3\%$

**Gráfico N° 5.5 Costo Recuperado Mensual Optimista**

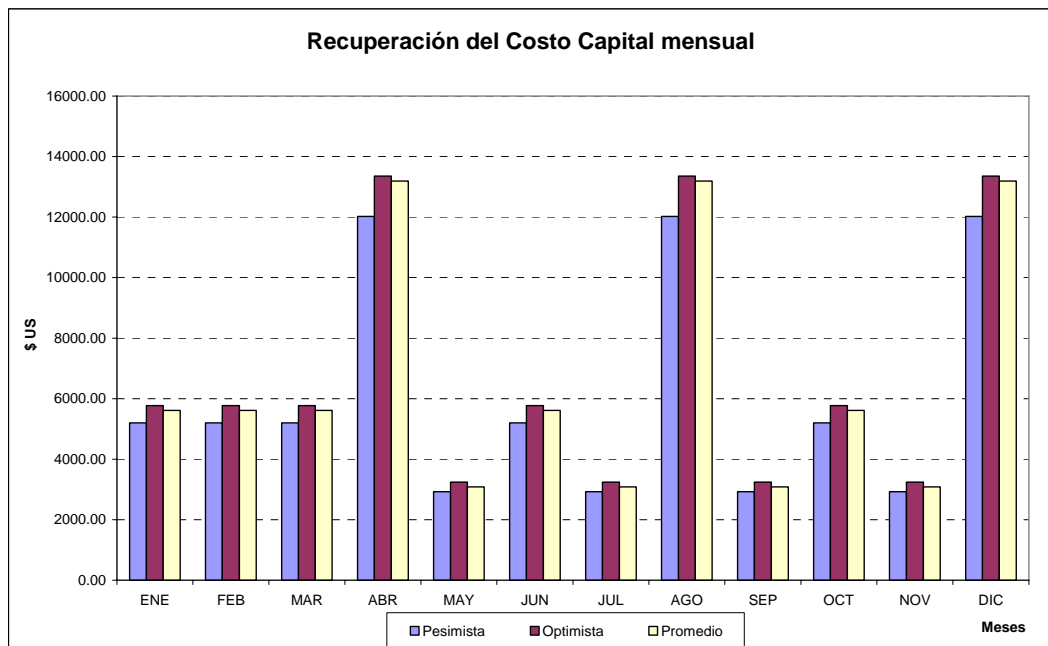


**Gráfico N° 5.6 Costo Capital Recuperado Mensual Acumulado Optimista**



Donde se tiene que la  $VAN = 7\ 408,95$  y un  $TIR = 4,46\%$  lo cual da una  $TEA = 68,8\%$

Gráfica N° 5.7 Resumen



Como se puede apreciar en el gráfico resumen la propuesta de cambio de los intercambiadores de calor de placas planas es rentable aún en el caso más pesimista debido a la alta rentabilidad del estudio.

Los costos obtenidos solo son para el cambio de un intercambiador de calor, pudiendo reducirse aún más si se cambian los 8 intercambiadores de calor con que cuenta la central Santiago Antunez de Manolo, ya que los costos de inversión y transporte se reducirían.

## **5.5 PRECAUCIONES PARA LA PUESTA EN OPERACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR**

- Una vez terminado la instalación del PHE, se debe primero dejar circular el flujo de fluido frío (agua turbinada), una vez que esté circulando a través de todo el equipo, se procederá a dejar circular el flujo de fluido caliente (agua de enfriamiento del generador).
- Controlar permanentemente que la presión no sobrepase los límites máximos de operación, de modo de evitar la rotura de los sellos y empaquetaduras del equipo.
- Controlar permanentemente el nivel de agua del pozo así como estado de la bomba.
- Si se requiere de parar el equipo, primero se cortará el fluido caliente hasta que éste haya disminuido a 20°C.
- El mantenimiento del PHE debe realizarse una vez al año como mínimo, en donde se realizarán las siguientes actividades:
  - revisión de las temperaturas y flujos contra los datos de diseño.
  - revisar la condición general y buscar señales de fuga
  - retocar la pintura del bastidor en los raspones o en donde este dañada.
  - revisar la presencia de óxidos en tornillos y limpiar si es el caso.
  - Cubrir ligeramente las partes roscadas y deslizantes con un poco de grasa.
- Existen normas que se debe cumplir el equipo en operación, los cuales se pueden ver ampliamente en el apéndice.

### **5.5.1 Obligaciones del Usuario**

Si en el PHE hay medios peligrosos (ácidos u otros), altas presiones y temperaturas altas/bajas, existe el riesgo de lesionarse durante los trabajos de mantenimiento o si se producen fugas. Prevea en todo caso una pantalla protectora para esta clase de trabajos. Esta pantalla protectora solo debe retirarse cuando el intercambiador de calor de placas se haya vaciado o se haya reducido su presión y temperatura hasta las del entorno.

En calidad de usuario del PHE, debe garantizar que todos los operarios que tengan que ver con la instalación, el manejo, el mantenimiento o la reparación del PHE hayan leído y entendido desde el principio hasta el final las partes de las instrucciones de uso que sean importantes para ellos.

El PHE ha sido fabricado según el estado actual de la técnica y es de funcionamiento seguro. A pesar de esto, el PHE se puede dañar u ocasionar peligros si no se tienen en cuenta las siguientes indicaciones:

- Estas instrucciones de uso deben guardarse siempre en un sitio al alcance del operario que tenga que trabajar con el PHE
- En el PHE, solo deben trabajar operarios que conozcan las normativas básicas sobre seguridad laboral y prevención de accidentes y que hayan sido instruidos en el manejo del PHE. Por razones de seguridad, se prohíbe que haya otras personas en las proximidades del PHE.
- El usuario deberá comprobar periódicamente que el operario trabaje ateniéndose a las normas de seguridad.
- Como usuario debe garantizar:
  - que el PHE permanezca listo para su funcionamiento.



- que no se produzca un desgaste prematuro de determinados componentes del PHE debido a condiciones ambientales desfavorables.

Las condiciones ambientales desfavorables son, por ejemplo, para

***Materiales para juntas:*** gases agresivos y/o aerosoles agresivos en el ambiente, el efecto de la emisión de rayos ultravioletas (como por ejemplo la luz solar), temperaturas ambientales extremas.

***Componentes metálicos:*** gases agresivos y/o aerosoles en el ambiente, humedad.

- que se realicen todas las inspecciones/trabajos de mantenimiento en períodos regulares de tiempo.
- que no se efectúe ninguna modificación, adición o reforma en el PHE sin la autorización del fabricante del PHE. Una modificación puede provocar la expiración de la licencia de servicio.
- que se cumplan todas las leyes y normativas válidas para el PHE – también las que no se mencionan aquí expresamente – así como las normativas válidas sobre prevención de accidentes.

## **5.2 Estudio de Impacto Ambiental**

A fin de determinar los efectos producidos por la realización de este proyecto se realiza el Estudio de Impacto Ambiental (EIA), el cual se presenta en este trabajo de forma general debido a lo extenso de este estudio, pero que servirá de guía para la elaboración de un perfil de Estudio de Impacto Ambiental.

Una de las primeras actividades que se debe realizar en cualquier estudio de impacto ambiental, es la identificación de los impactos potenciales asociados a las diferentes fases del proyecto en estudio (instalación, operación y mantenimiento del intercambiador de calor de placas propuesto).

La identificación de los impactos ambientales se logra con el análisis de la interacción resultante entre los componentes del Proyecto y los factores ambientales de su medio circundante. En este proceso, se van estableciendo las modificaciones del medio natural que pueden ser imputables a la realización del Proyecto, ya que ello permite ir seleccionando aquellos impactos que por su magnitud e importancia requieren ser evaluados con mayor detalle posteriormente; así mismo, se va determinando la capacidad asimilativa del medio por los posibles cambios que se generan con la ejecución del Proyecto.

El reconocimiento de área del proyecto, ha permitido priorizar la atención en el contexto socio-económico local y regional, así como la calidad de las aguas a ser utilizadas.

Los impactos locales que se prevé ocurrirían, se describen específicamente para cada componente del Proyecto, transporte, acondicionamiento de bridas y tuberías, instalación del equipo, incluyendo los impactos externos relacionados con los componentes de beneficio del Proyecto en la región.

Identificamos también una serie de actividades que se realizarán en la ejecución del Proyecto, y que lo describimos a continuación:

## **I. Acondicionamiento de Tuberías y Bridas**

- Sostenimiento de tuberías según dimensiones del intercambiador de placas.
- Acondicionamiento de bridas según dimensiones del intercambiador de placas.
- Instalación de equipos de medición (termopares y manómetros)

## **II. Instalación de Equipo**

- Montaje mecánico de equipo.
- Ajuste de equipo.
- Pruebas en vacío.
- Pruebas hidrostáticas.
- Puesta en operación.
- Zona para disposición de equipo cambiado.

## **III. Operación y Mantenimiento**

- Limpieza y monitoreo de equipo.
- Mantenimiento de equipo.

Con el objeto de tener una visión gráfica y ponderada de los impactos ambientales del Proyecto, se ha elaborado un Matriz de Identificación de Impactos, donde se representa la relación causa-efecto en tres niveles subjetivos dependiendo de la metodología empleada, tomando en cuenta los

impactos positivos y negativos, así como las características del medio donde se superpondrá el Proyecto. (Ver Matriz causa efecto en el cuadro N° 5.4)

#### Cuadro N° 5.4

### ESTUDIO DE LA INSTALACIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS PLANAS EN LA CENTRAL HIDROELÉCTRICA SANTIAGO ANTUNEZ DE MAYOLO

#### MATRIZ DE IDENTIFICACIÓN DE IMPACTOS AMBIENTALES

COMPONENTES AMBIENTALES			INSTALACIÓN		OPERACIÓN		CIERRE		NUMERO DE INTERACCIONES	
			ACONDICIONAMIENTO DE TUBERÍAS Y BRIDAS	INSTALACIÓN DE EQUIPO	OPERACIÓN	MANTENIMIENTO	CIERRE PARCIAL DE INSTALACIONES	CIERRE TOTAL DE INSTALACIONES		
COMPONENTES		INDICADORES AMBIENTALES								
COMPONENTES AMBIENTALES MAS IMPORTANTES	FÍSICOS	CALIDA DEL AIRE	POLVOS	X	X			X	X	4
			GASES	X	X	X	X	X	X	6
			RUIDOS Y VIBRACIONES	X	X	X	X	X	X	6
	SUELOS	AGUA	CALIDAD DE SUELOS				X			1
			CALIDAD DEL AGUA			X	X			2
	BIOLÓGICOS	FAUNA	FAUNA ACUÁTICA			X	X			2
	SOCIOECONÓMICO Y CULTURAL	SOCIEDAD	SALUD Y SEGURIDAD	X	X	X	X	X	X	6
		ECONOMÍA	GENERACIÓN DE EMPLEO		X	X	X	X	X	5
			SISTEMA INTERCONECTADO NACIONAL			X	X			2